



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



Projeto de um entreposto frigorífico com análise da barreira de vapor, carga térmica e do ciclo de refrigeração.

Alex Gimenez

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASILMÊS DE 2013

AGRADECIMENTOS:

Agradeço a todos que contribuíram para a realização deste trabalho e para a conclusão da graduação em engenharia mecânica, em especial:

Aos Meus pais, Marcelo e Graça, pelo amor e carinho com que me criaram e por terem sempre priorizado minha educação, o que permitiu que eu tivesse acesso a todas as oportunidades a mim ofertadas possibilitando esta grande conquista.

À minha irmã, Simone, e todos familiares por toda a amizade e incentivo nos momentos mais difíceis.

À minha namorada, Adriana, pelo carinho, amor e incentivo.

Aos professores Nísio e Figueiredo, pela orientação neste projeto e pelos ensinamentos durante toda a faculdade.

Aos amigos, pelo incentivo e apoio durante os anos de estudo.

RESUMO:

A importância dos entrepostos frigoríficos para um sistema de logística é grande e crescente devido ao aumento da população e sua distância dos centros de produção e ao tempo vida não perecível dos alimentos em geral.

O projeto em questão tem como finalidade abastecer uma população seiscentos mil habitantes, com carne bovina e frutas. Aspectos importantes como a transferência de calor e umidade através da estrutura e outras cargas devido a característica do projeto serão abordados.

O ciclo de refrigeração requerido pela instalação frigorífica, assim como seus equipamentos serão especificados de modo que tenhamos o funcionamento adequado da instalação frigorífica.

Sumário

1. Introdução.....	6
1.1. Especificações do projeto.....	6
1.1.1. Câmara 1.....	6
1.1.2 Câmara 2.....	7
1.1.3. Dimensões.....	8
1.2 Construção.....	10
1.2.1 Estrutura de suporte externa.....	10
1.2.2 Pisos.....	11
1.3 Portas.....	12
1.3.1 Eficácia da porta.....	13
1.3.2 Selos da porta.....	15
2. Barreira de vapor.....	17
2.1. Difusão de vapor d'água.....	19
2.2. Modelo de difusão de Fick.....	20
2.3. Método de Glaser.....	21
2.2.1. Domínio de aplicação.....	22
2.3. Cálculo analítico.....	22
2.3.1. Paredes verticais/externas.....	24
2.3.2 teto/externas.....	30
2.3.3 Piso/externas.....	32
2.3.4. Câmara1/Câmara2.....	35
3. Carga térmica.....	37
3.1. Penetração.....	37
3.2. Infiltração de ar.....	39
3.3. Carga devido aos produtos.....	42
3.4. Carga interna (Pessoas, iluminação, degelo).....	44
3.4.1. Pessoas.....	44
3.4.2. Iluminação.....	44
3.4.3. Empilhadeiras.....	44
3.4.4. Degelo.....	44
3.4.5. Ventiladores.....	46
3.5. Potência frigorífica.....	48

4. Ciclo de refrigeração e equipamentos.....	49
4.1. Ciclo de refrigeração	49
4.1.1 Vazão mássica	51
4.1.2 Potência dos equipamentos.....	52
4.1.3 Informação adicional.....	53
4.2. Equipamentos	54
4.2.1 Compressores	54
4.2.2. Condensador	55
4.2.3. Separadores de líquido / tanque de flash.....	56
4.2.4. Recipiente de líquidos.....	56
4.2.5. Tubulações	56
5. Conclusão.....	58
Para abastecer uma população de seiscentos mil habitantes serão necessários [1]: .	58
- Circulação de doze toneladas por hora e um estoque de trezentos e sessenta toneladas de carne bovina.....	58
Referências:	60

1. Introdução

O presente trabalho tem como principal objetivo projetar um entreposto frigorífico, conjuntos de câmaras frias, que permite a conservação pelo frio de gêneros perecíveis. Neste projeto específico, que busca abastecer uma cidade de seiscentos mil habitantes, abordará aspectos cruciais para a instalação de um envelope refrigerado utilizado para a conservação de carne bovina, em suas condições de temperatura e umidade relativa ótimas, e frutas em geral.

1.1. Especificações do projeto

Assumindo que os serviços profissionais de arquitetura / engenharia apropriados foram contratados pelo proprietário, conforme necessário, o projeto preliminar de uma instalação de uma câmara frigorífica toma forma através de um consenso entre o proprietário da instalação e o gestor de projeto, desenvolvendo uma lista de especificação para a instalação. Para o presente projeto serão consideradas as seguintes especificações:

1.1.1. Câmara 1

1.1.1.1 Especificação dos produtos (*Instituto internacional do Frio*)

Produto: carne bovina com embalagem contra desidratação:

- Calor específico (produto congelado): $0,4 \text{ Kcal/kgf } ^\circ\text{C}$
- Temperatura de congelamento: -3°C
- Temperatura de entrada (temperatura após a saída do túnel de congelamento): -10°C
- Temperatura ótima de armazenamento: -23°C .
- Umidade relativa ótima de armazenamento: 80%.
- Massa de produtos armazenados diariamente: 12 ton/dia .

1.1.1.2 Condição do ambiente controlado

- Temperatura de armazenamento: -24°C .

- Umidade relativa: 80%.
- Expectativa da duração de armazenamento: *até 12 meses.*
- Entrada e saída feita através de empilhadeiras.
- Armazenamento em tendais com utilização de envelopes contra desidratação.

1.1.1.3 Condições do ambiente externo:

Utilizando dados estatísticos obtidos no aeroporto Santos Dumont, pode-se estimar as condições externas para um projeto no estado do Rio de Janeiro.

- Temperatura de bulbo seco: $34,1^{\circ}C$
- Temperatura de bulbo úmido: $25,1^{\circ}C$
- Ponto de orvalho: $25,2^{\circ}C$
- Razão de umidade: 20,4 g/kg .

1.1.2 Câmara 2

1.1.2.1. Especificação dos produtos (Instituto internacional do Frio)

Produto: maçãs, frutas em geral:

- Calor específico (produto congelado): $0,9 \text{ Kcal/kgf } ^{\circ}C$
- Temperatura de congelamento: $-2^{\circ}C$
- Temperatura de entrada (temperatura após a saída do blast freezer): $25^{\circ}C$
- Temperatura ótima de armazenamento: $4^{\circ}C$.
- Umidade relativa ótima de armazenamento: 80.
- Massa de produtos armazenados diariamente: 8 *ton/dia.*

1.1.2.2. Condição do ambiente controlado

- Temperatura de armazenamento: $3^{\circ}C$.
- Umidade relativa: 80.
- Expectativa de duração de armazenamento: *até 7 meses.*

- Entrada e saída feita através de empilhadeiras.
- Armazenamento em pallets.

1.1.2.3. Condições do ambiente externo:

Utilizando dados estatísticos obtidos no aeroporto Santos Dumont, pode-se estimar as condições externas para um projeto no estado do Rio de Janeiro.

- Temperatura de bulbo seco: 34,1°C
- Temperatura de bulbo úmido: 25,1°C
- Ponto de orvalho: 25,2°C
- Razão de umidade: 20,4 g/Kg.

1.1.3. Dimensões

Para a implementação de um entreposto frigorífico os dados iniciais mais importantes são capacidade e o tamanho, características estas que para um entreposto de consumo, como o do projeto, dependem dos seguintes fatores [1]:

Raio de ação – O qual é fixado atualmente como razoável, na ordem dos 50 km .

Densidade populacional da região.

Densidade de armazenagem

Duração média de estocagem

Como dado prático, podemos indicar que atualmente se admite razoável para os centros de consumo um tamanho na ordem de 35 m³ de câmaras frias para cada mil habitantes [1]. Para o projeto específico que visa atender uma população de seiscentos mil habitantes o volume necessário será de 21000 m³. Quanto a duração média de estocagem o Instituto Internacional do Frio sugere um período de estocagem de até doze meses para carne bovina, que tem uma densidade de armazenagem na faixa de 200 Kg/m³(tendais) [1], e de cinco meses para frutas em geral (dados:maçã com uma densidade de armazenagem de 150 Kg/m³(pallets).) [1].

Para o atual projeto que visa atender uma população de seiscentos mil habitantes, o volume necessário para o recinto será de:

$$Volume' = v \times n \quad (1)$$

Onde v é o volume estimado para cada mil habitantes [m^3] e n é o numero milhares de habitantes

$$Volume' = 21000m^3$$

Com um pé direito de 7 metros, a área requerida pelo recinto será:

$$\hat{Area}' = \frac{Volume}{altura} \quad (2)$$

$$\hat{Area}' = 3000m^2$$

Com mais 10% de área adicional para a circulação (Ac)

$$\hat{Area} = 3000 \times Ac \quad (3)$$

$$\hat{Area} = 3300m^2$$

$$Volume = \hat{Area} \times h \quad (4)$$

$$Volume = 23100m^3$$

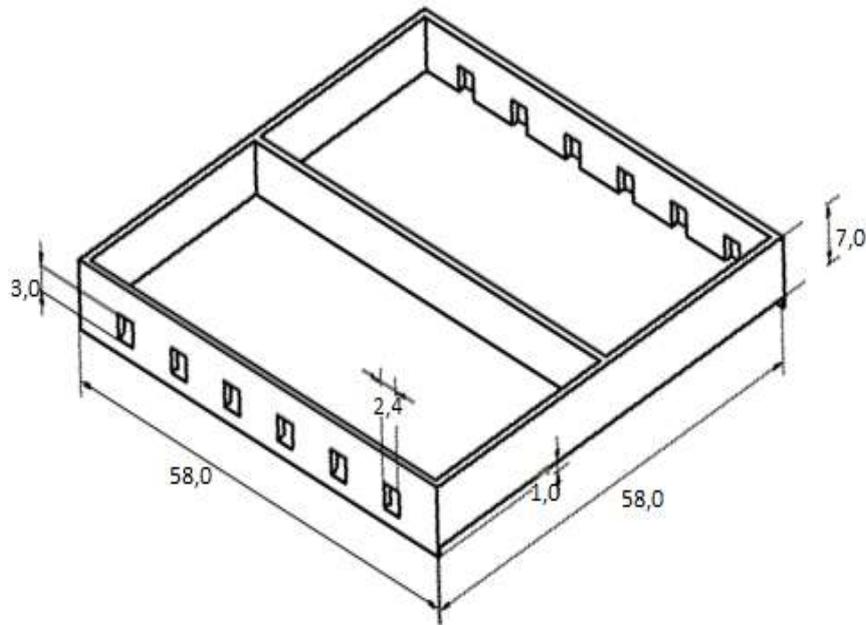


Figura 1.1: Planta simplificada

1.2 Construção

Quanto ao projeto da estrutura de suporte para a câmara frigorífica, é importante que a estrutura não apenas suporte as paredes e o teto, mas também o peso de todo o equipamento que é suspenso pela estrutura, incluindo evaporadores e tubos. Se as descrições dos detalhes não forem especificados o projeto tem que considerar as condições críticas de funcionamento.

1.2.1 Estrutura de suporte externa

A estrutura de suporte externa, apresentada na figura abaixo, é a forma mais comum de fornecer suporte para o envelope isolado. A armação estrutural exterior deverá ser capaz de resistir às intempéries do tempo como neve, ventos e forças sísmicas [2].

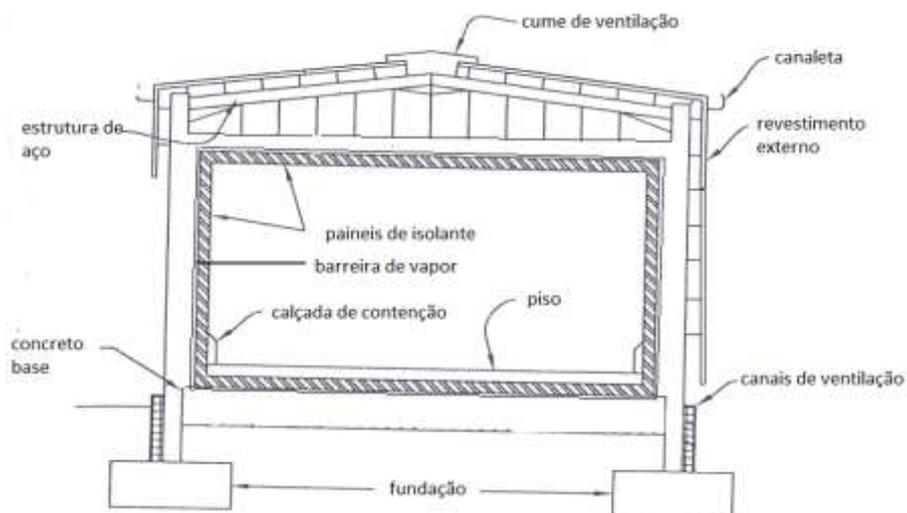


Figura 1.2. Estrutura de Suporte Externo (adaptado de [3])

Normalmente os pisos dos frigoríficos são lançados ao nível de plataforma utilizando um porão ventilado como prevenção do efeito conhecido como chão congelado, para esse tipo de plataforma o piso admiti uma sobrecarga de 3000 até 5000 Kgf/m^2 [2].

No projeto o material utilizado para o isolamento térmico são os chamados termopainéis que se constitui de um núcleo formado por poliuretano (PUR). Estes materiais são do tipo macho-fêmea, facilitando muito a instalação.

1.2.2 Pisos

Os pisos são construídos com o isolamento térmico e os materiais estruturais convencionais que se constituem de: concreto da base da plataforma, barreira de vapor (filme de alumínio), chapas de isolamento térmico em poliuretano nas espessuras recomendadas, o feltro asfáltico colocado sobre isolamento, sobre piso e piso. Como detalhada na figura seguinte:

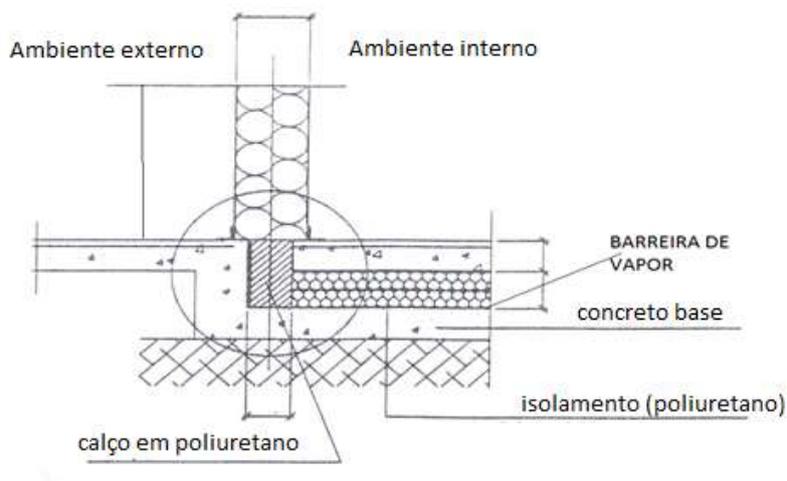


Figura 1.3. Configuração do piso 1 (adaptado de [4])

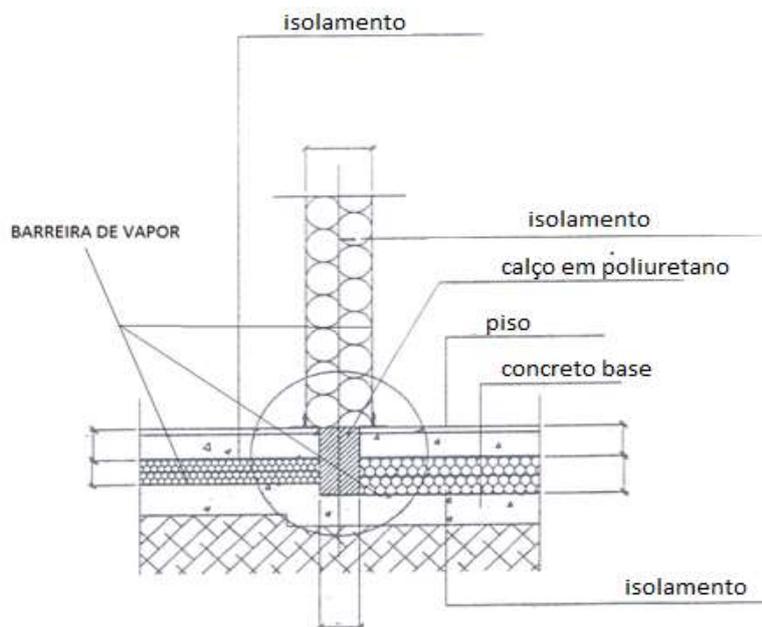


Figura 1.4. Configuração do piso 2 (adaptado de [4])

1.3 Portas

As portas são ingredientes chave para o sucesso da câmara frigorífica. Portas podem ser ligadas diretamente ao custo operacional e devem ser capazes de manter os selos térmicos e de vapor da câmara. Recentes estudos têm mostrado que 10% do custo operacional de uma instalação de armazenamento a frio é o custo da energia [5].

Tendências recentes no transporte sugeriram que mais empresas estão usando cada vez mais caminhões pequenos ao invés de trilhos como principal meio de transporte [5]. Todos estes fatores ilustram a importância das portas em um entreposto para o aumento da produtividade, e ao mesmo tempo, reduzir a infiltração de ar para minimizar as perdas de energia.

Funções que as portas devem ter em um entreposto frigorífico:

- Portas devem proporcionar rota de fuga em caso de emergência e devem sempre ter um controle manual de qualquer mecanismo de bloqueio.
- Devem ser resistentes ao fogo assim como as paredes.
- Devem ser capazes de manter os selos térmicos e de vapor da câmara.
- Devem limitar a infiltração de ar externo para dentro do envelope.
- Devem funcionar adequadamente e confiavelmente em uma ampla faixa de diferenciais de temperatura e pressão e condições ambientais.

Critério de selecionamento das portas [6]:

- Quando forem utilizados sistemas de transportadora automática e empilhadeiras, portas automáticas são exigências principais.
- A instalação de trilhos de proteção para prevenir danos nas portas devido a descuidos das empilhadeiras é efetivo apenas quando as portas estão abertas. Para reduzir a possibilidade de danos à porta quando a porta está fechada, é recomendado que sensores, como fotoelétricos, sejam instalados na entrada para controlar a abertura e fechamento das portas em conjunção com os trilhos de proteção. O uso de controle de proximidade também pode ser usado como sistema de automatização de abertura e fechamento de portas.

1.3.1 Eficácia da porta

A principal preocupação para eficácia de uma porta é a infiltração de ar e a formação de gelo em torno da entrada. Esses fatores têm impacto direto no custo operacional do processo.

Infiltração através da porta aberta pode representar 50% ou mais do total da carga de refrigeração [2]. O projeto e seleção das portas sempre envolve um compromisso entre a necessidade de manuseio de materiais e o desejo de manter controlado o ambiente dentro do envelope.

Perdas de energia através das portas são devido aos seguintes mecanismos [2]:

- Radiação térmica e condução através das portas e selos da porta
- Infiltração de ar através de interfaces nos selos da porta
- Infiltração de ar quando a porta esta aberta
- Radiação térmica quando a porta esta aberta

As principais perdas de energia são causadas pela infiltração e condução. Perdas de energia através de radiação térmica são geralmente negligenciáveis. Perdas de energia por Infiltração e condução são funções dos seguintes fatores:

- Uso da porta
- Construção e material da porta
- Tamanho da abertura da porta
- Velocidade de abertura e fechamento da porta
- Condição/eficácia dos selos de vedação
- Diferencial de temperaturas através das portas

Quando a principal causa da perda de energia é devido à condução, é relativamente simples remediar o problema. É mais complicado remediar o problema quando a infiltração de ar é o motivo.

Para reduzir as perdas de energia devido a condução, a porta deve ser projetada com uma resistência térmica apropriada, normalmente com espessuras de

isolante próxima à parede da câmara. Contudo é necessário cuidado com o aumento da espessura da porta, pois o aumento da dimensão aumenta o tempo de abertura/fechamento da porta.

Para remediar o problema de infiltração de ar é relativamente mais complexo o mecanismo de infiltração de ar mostrado abaixo.



Figura 1.5. Infiltração de calor e umidade (Adaptado de [3])

O ar frio do espaço refrigerado escapa do envelope por baixo da abertura da porta, permitindo o ar menos denso quente e úmido infiltrar para o ambiente controlado por cima da abertura. No ponto médio da abertura, aproximadamente, não há fluxo. Geralmente leva menos de 5 segundos para o fluxo padrão de ar se estabelecer completamente (Hendrix, Henderson and Jackson 1989).

Assim para minimizar a quantidade de perda de energia devido à infiltração de ar, ciclos de abertura/ fechamento de portas, assim como suas dimensões, devem ser minimizados, abertura/fechamento das portas devem ser relativamente rápidos, além disso, dispositivos que impedem o fluxo de ar devem ser utilizados, como vestíbulos e cortinas de ar.

Vestíbulos ou bolsas de ar, como o da figura abaixo, deverão ser construídos para reduzir efetivamente a infiltração, especialmente quando a diferença de temperatura entre os dois ambiente é alta.

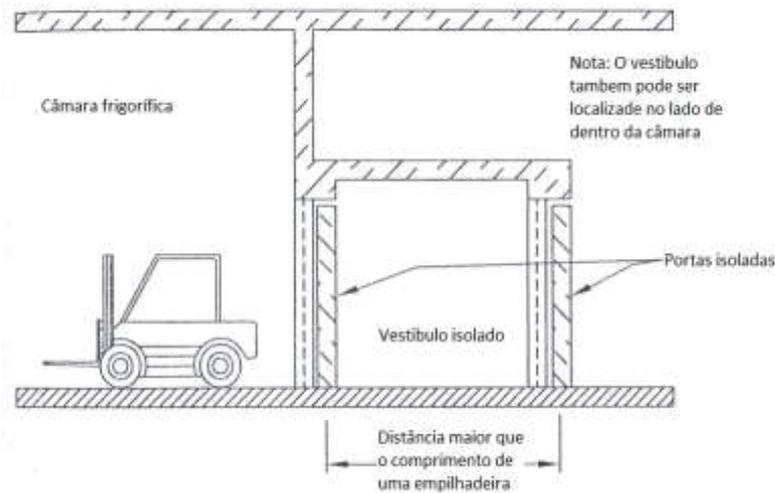


Figura 1.6. Vestiário (Adaptado de [3])

1.3.2 Selos da porta

É imperativo que as portas do entreposto frigorífico devem ser mantidas hermeticamente seladas. Portas mal ajustadas resultam em perdas devido à infiltração de ar. Assim, as portas de um envelope devem ser equipadas com selos que são flexíveis o suficiente para acomodar os efeitos térmicos e sua estrutura de apoio [5].

É recomendado que os selos sejam resistentes ao desgaste e capaz de reter abusos de abertura e fechamento das portas. Os selos também têm que manter suas propriedades em baixas temperaturas. Portanto borracha de silicone é amplamente utilizado para esse fim.

Linhas de aquecimento

Todo sistema de selagem permite alguma infiltração de calor e ar úmido que pode formar gelo nos selos da porta, causando então perda de efetividade. Em muitos casos, a formação de gelo nos selos pode tornar a porta inoperante. Assim, sistemas de aquecimento como mostrado na figura abaixo, deve ser utilizado para prevenir o acúmulo de gelo.

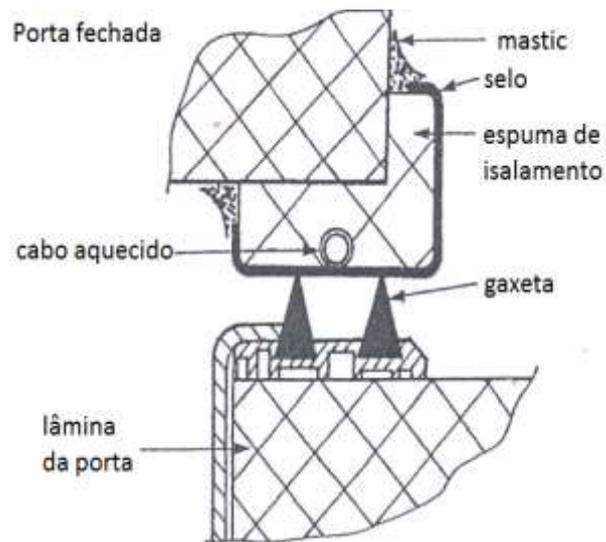


Figura 1.7.interface entre a porta e a parede (Adaptado de [3])

Para efeito de segurança, as linhas de aquecimento devem operar em 55 volts ou menos e devem ser contidas dentro de um veículo retardador de fogo.

Além disso, as linhas de aquecimento são necessárias para o aquecimento do piso próximo a entrada e/ou perímetro de isolamento para prevenir acumulação de gelo nessas áreas, que além de todos os prejuízos já mencionados pode impedir a movimentação de abertura das portas.

2. Barreira de vapor

É óbvio que o envelope isolado deve restringir a transferência de calor do ambiente quente para o espaço refrigerado. Talvez menos óbvio, contudo, com grande significância, é que o envelope isolado deve ser impermeável ao vapor d'água de modo a prevenir a migração de vapor d'água do ambiente externo para o espaço refrigerado. Uma falha ao impedir essa migração resulta em condensação do vapor d'água no interior controlado bem como a formação de gelo. De acordo com a ASHRAE, "o sucesso ou falha de um ambiente isolado é inteiramente devido à eficácia do sistema retardador de vapor na prevenção da transmissão de vapor de água para do isolamento" [6].

A transmissão de vapor d'água para o ambiente isolado resulta nos seguintes efeitos, nos quais são prejudiciais à instalação de refrigeração:

- Aumento do custo energético

O vapor d'água, ao atingir as serpentinas do evaporador, forma uma camada de gelo, em seguida, esta age como um isolante, degradando a eficiência do sistema. Em alguns casos, o gelo pode até tornar inoperante a unidade de evaporação. Além disso, é necessário um custo adicional de energia no ciclo de descongelamento para remover o gelo das serpentinas.

- Diminuição do efeito isolante

A migração do vapor através do material isolante pode reduzir a eficiência térmica do isolante e destruir tanto o desempenho mecânico quanto o térmico do envelope.

- Danos estruturais

Em temperaturas abaixo do ponto do congelamento, a água pode condensar e congelar. A água congelada se expande e provoca um aumento de pressão na estrutura, causando danos estruturais.

- Crescimento biológico

A umidade que fica retida dentro das paredes ou superfícies pode levar a um crescimento de fungos e bactérias

- Formação de gelo nos produtos

Todos esses indesejáveis efeitos podem ser prevenidos ou reduzidos com apropriada instalação da barreira de vapor.

A transmissão de vapor d'água é causada pela diferença de pressão do vapor através do material da parede (isolante e estrutura). A figura abaixo representa (a) o gradiente de temperatura e (b) o gradiente de pressão de vapor d'água através da parede sem a barreira de vapor. Pode-se observar (c) que a condensação se inicia quando a pressão de vapor d'água e a pressão de saturação são iguais.

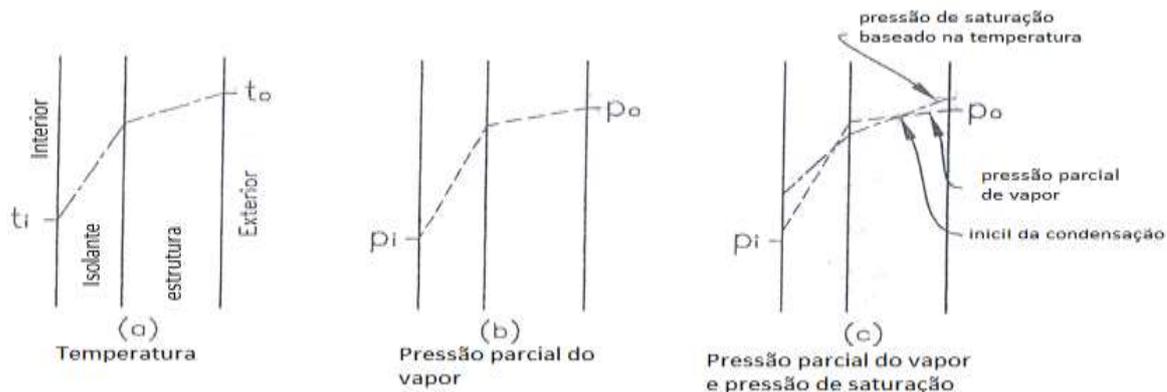


Figura 2.1. Perfil de temperatura e pressão ao longo da parede (Adaptado de [3])

Para prevenir a migração de umidade através da parede, a barreira de vapor deve ser instalada no lado quente do material isolante. A barreira de vapor vai garantir que a pressão de vapor d'água irá permanecer menor que a pressão de saturação ao longo de toda espessura da parede como mostra a figura abaixo.

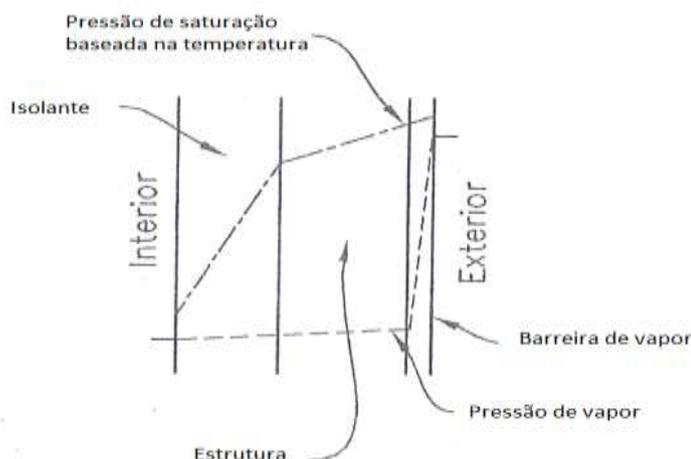


Figura 2.2. Parede com barreira de vapor (Adaptado de [3])

É de grande importância garantir que não há descontinuidade na interface da superfície da barreira de vapor, tal como a interface entre a parede e o piso ou a parede e o teto. A falha no sistema de barreira de vapor é devida quase sempre a uma má instalação em pontos críticos como quinas e emendas. Assim, o envelope como um todo barreira de vapor / isolamento devem ser completamente inspecionados durante e após a instalação.

Para reduzir a possibilidade de condensação no interior da secção da parede ou do teto, os elementos individuais do interior para o retardador de vapor devem ter o aumento da permeabilidade para o interior da câmara frigorífica, para permitir a migração de umidade. Formação de gelo dentro das paredes poderia ser possível se tais precauções não fossem tomadas. O aumento da permeabilidade para dentro (lado frio) da instalação é muito importante para reduzir a deterioração de isolamento devido à migração de umidade.

2.1. Difusão de vapor d'água

Mecanismos de transferência de vapor d'água

A transferência de umidade na fase vapor pode se dar das seguintes formas:

- *Difusão de vapor através de uma camada de ar*- a difusão de vapor dá-se através de uma camada de ar imóvel;
- *Difusão de vapor através de materiais porosos*- é basicamente o mesmo processo que o anterior, só que neste caso a resistência ao transporte depende da estrutura do material;
- *Convecção*- o vapor d'água se desloca juntamente com o ar devido a gradientes de pressão e temperatura.

Assim, a transferência de vapor de água através da envolvente da câmara poderá processar-se de diferentes formas, tais como:

- Transferência de vapor entre a face interior do elemento de construção e a ambiência interior.

- Transferência de vapor através dos elementos de construção, resultante do gradiente de pressão parcial de vapor d'água entre as ambiências exterior e interior.

2.2. Modelo de difusão de Fick

A transferência de umidade por difusão de vapor através de elementos construtivos é consequência direta das diferenças de pressão de vapor de água entre as suas faces. Trata-se de um caso específico do princípio universal segundo o qual duas misturas de gás com concentrações diferentes, quando postas em contato, originam um transporte molecular que se mantém até que as concentrações sejam iguais.

Para um determinado elemento construtivo, este transporte depende das características de permeabilidade ao vapor de água dos seus componentes e das diferenças de pressão de vapor de água entre os ambientes que se separam e que por sua vez dependem das suas características higrotérmicas (temperatura e umidade) dessas mesmas ambiências.

Existem vários modelos de transferência de um gás por difusão, dos quais se salienta o de Fick. Este modelo considera a ausência de forças de transporte, tais como fluxo de líquido, fluxo de gás e gradiente de temperatura. Deste modo, considera que o vapor de água apresenta um comportamento que se aproxima de um gás ideal e que a velocidade de difusão é constante através de um material homogêneo.

Se considerarmos um material poroso, de estrutura indeformável, homogêneo, não higroscópico, de faces planas e paralelas, com uma boa estanqueidade ao ar, em equilíbrio térmico, sem produção interna de fluxo, e submetidos a um regime permanente, bem como a ausência de transferência de água na fase líquida, pode-se afirmar que o transporte de umidade se dá exclusivamente por difusão de vapor, obedecendo à lei de Fick:

$$g = -\pi(T, HR) \cdot \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

Em que:

g: Densidade do fluxo de difusão de vapor de água – [kg/m².s]

$\frac{dp}{dx}$: Gradiente de pressão de vapor de água – [Pa/m]

$\pi(T,HR)$: Coeficiente de permeabilidade ao vapor de água do material, sob ação de um gradiente de pressão de vapor de água, em função da temperatura e da umidade relativa – [kg/m.s.Pa]

Por simplificação, é corrente considerar que o coeficiente de permeabilidade ao vapor d'água é constante, o que significa que:

$$\frac{d\pi}{dt} = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{d\pi}{dHT} = 0 \quad (1.2)$$

No entanto, o valor de π não é constante, variando, sobretudo, com a umidade relativa da ambiência em que se encontre o material.

2.3. Método de Glaser

O estudo teórico da transferência conjunta de calor e umidade em meios porosos não saturados, e em particular, em materiais e elementos de construção tem sido objeto de importante investigação, tendo surgido, a partir da década de cinquenta, vários modelos baseados na mecânica dos fluidos, utilizando as leis de difusão de massa (fase líquida – Darcy; fase vapor - Fick) e de difusão de calor (Fourier). Destes trabalhos, destacam-se os realizados Glaser, Krischer, Luikov, Philip e De Vries, Vos e Whitaker.

O método Glaser, apesar de suas limitações, é ainda hoje muito utilizado em engenharia civil e mecânica, na análise dos riscos de ocorrência de condensações internas e na definição de regras de qualidade a que devem satisfazer os elementos construtivos face à difusão de vapor.

Este método parte do princípio de que, se um elemento construtivo estiver sujeito a gradientes de pressões e temperaturas, então a pressão de saturação será variável de ponto para ponto. Deste modo, se a “curva” de pressões instaladas, gerada pelas condições limite, não intersectar a “curva” de pressões de saturação, não ocorrem condensações internas. No caso de se verificarem intersecções então haverá condensações.

2.2.1. Domínio de aplicação

A aplicação do método de Glaser requer consideração de algumas hipóteses simplificativas, que são as seguintes:

- A umidade desloca-se apenas por transferência de vapor d'água;
- Não há transporte de ar, assim a transferência de vapor se deve apenas à difusão;
- A difusão de vapor de água obedece à lei de Fick;
- O transporte de calor dá-se apenas por condução;
- O regime é permanente;
- Os materiais são não higroscópicos;
- Os elementos de construção têm faces planas e paralelas;
- Os coeficientes de permeabilidade ao vapor d'água e de condutibilidade térmica são constantes;
- Não há redistribuição da água condensada;

2.3. Cálculo analítico

Considerando um elemento de construção constituído por materiais homogêneos, com diferentes camadas de faces planas e paralelas, o fluxo de vapor d'água que atravessa esse elemento é dado, com base na lei de Fick, pela expressão:

$$g = \sum_1^j \frac{\pi_j}{d_j} \times (P_i - P_e) \quad (2)$$

Em que

g : Densidade de fluxo de difusão de vapor de água – [kg/m².s]

π_j : Coeficiente de permeabilidade ao vapor de água da camada – [kg/m.s.Pa]

d_j : espessura da camada j – [m]

$P_i P_e$: Pressão parcial de vapor de água no interior e no exterior, respectivamente
– [Pa]

Por sua vez, o fluxo de calor obedece à lei de Fourier:

$$q = \sum_1^j \frac{\varphi_j}{d_j} (t_i - t_e) \quad (3)$$

Em que:

q : Fluxo de calor por unidade de superfície – [W/m²]

φ_j : Coeficiente de condutibilidade térmica da camada j – [W/m°C]

t_i, t_e : Temperatura interior e exterior, respectivamente [°C]

Deste modo para aplicar o método de Glaser basta conhecer as condições climáticas no interior e no exterior, as propriedades dos materiais que constituem as diferentes camadas e respectivas espessuras e as resistências térmicas superficiais.

A partir da equação de Fourier pode-se determinar a “curva” das temperaturas instaladas nos diferentes pontos do elemento construtivo e, a partir destas, obter a “curva” das pressões de saturação através da equação abaixo [8]:

$$P_{sat} = e^{\left(\left(\frac{c1}{T}\right) + c2 + (c3 \times T) + (c4 \times T^2) + (c5 \times T^3) + c6 \times \ln(T)\right)} \quad (4)$$

para $T \leq 0^\circ\text{C}$; $T[\text{K}], P_s[\text{Pa}]$

$$C1 = -5800,2206$$

$$C2 = 1,3914993$$

$$C3 = -0,04840239$$

$$C4 = 0,000041764768$$

$$C5 = -0,000000014452093$$

para $T \geq 0^\circ\text{C}$; $T[\text{K}], P_s[\text{Pa}]$

$$C1 = -5800,2206$$

$$C2 = 1,3914993$$

$$C3 = -0,04840239$$

$$C4 = 0,000041764768$$

$$C5 = -0,000000014452093$$

$$C6 = 6,5459673$$

2.3.1. Paredes verticais/externor

Para o projeto específico no qual a temperatura da câmara um e da câmara da dois são respectivamente $-24^{\circ}C$ e $3^{\circ}C$ e ambas com umidade relativa de 80% a pressão de vapor saturado é de:

$$P_{vaporsatCÂMARA1} = 69,9Pa$$

$$P_{vaporsatCÂMARA2} = 780,3Pa$$

No ambiente externo onde são consideradas condições médias obtidas no setor de estatísticas do aeroporto Santos Dumont-RJ (Temperatura de bulbo seco: $34,1^{\circ}C$; Temperatura de bulbo úmido: $25,1^{\circ}C$; Ponto de orvalho: $26,5^{\circ}C$; Razão de umidade: 20,4 g/kg.) a pressão de vapor saturado é de:

$$P_{vaporsatEXTERNA} = 5759,5Pa$$

Com a umidade relativa do ambiente conhecida, podemos determinar a pressão parcial do vapor através da relação abaixo:

Tabela 2. 1: Pressão de vapor saturado

	Câmara 1	Câmara 2	Exterior
$P_{vaporsat}$	69,9Pa	780,3Pa	5759,5Pa

$$P_{parcialdovapor} = \frac{UR}{100} P_{vaporsat} \quad (5)$$

Onde UR é a umidade relativa.

Tabela 2. 2: Pressão parcial do vapor.

	Câmara 1	Câmara 2	Exterior
$P_{parcial}$	55,9Pa	624,2Pa	3743,7Pa

Com a pressão parcial do vapor conhecida e com o auxílio de uma ferramenta *so/ve*, podemos determinar o ponto de orvalho utilizando a mesma fórmula do cálculo da pressão de vapor saturada, mas no caminho inverso [8].

$$P_{parcial} = e^{\left(\left(\frac{c1}{Po}\right) + c2 + (c3 \times Po) + (c4 \times Po^2) + (c5 \times Po^3) + c6 \times \ln(Po)\right)} \quad (6)$$

Onde:

P_o : ponto de orvalho

Tabela 2. 3: ponto de orvalho.

Projeto:	Câmara 1	Câmara 2	Exterior
Ponto de orvalho	-26,23°C	0,3°C	26,6°C

Para determinarmos a pressão de saturação do vapor ao longo da parede devemos conhecer a temperatura ao longo da mesma, como toda a estrutura tem um revestimento externo, a convecção natural é o modelo mais apropriado para o projeto, uma simplificação para a convecção natural do ar em uma parede vertical, para se determinar o coeficiente de transferência de calor, pode ser expressa como a seguir [9]:

$$h_e = \frac{0,0165}{L_v} + 0,84L_v^{-1/2} \times \left(\frac{|T_a - T_{se}|}{T_a + T_{se} + 546}\right)^{1/6} + 10,75 \left(\frac{|T_a - T_{se}|}{T_{se} + T_a + 546}\right)^{1/3} \quad (7)$$

$$h_i = \frac{0,0165}{L_v} + 0,84L_v^{-1/2} \times \left(\frac{|T_c - T_{si}|}{T_c + T_{si} + 546}\right)^{1/6} + 10,75 \left(\frac{|T_c - T_{si}|}{T_{si} + T_c + 546}\right)^{1/3} \quad (8)$$

Onde:

h_e e h_i : respectivamente coeficientes de transferência de calor externo e interno $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

L_v : altura da parede [m]

T_a : Temperatura do ambiente externo [°C]

T_c : Temperatura da câmara [°C]

T_{se} : Temperatura da superfície externa da parede [°C]

T_{si} : Temperatura da superfície interna da parede [°C]

Através do balanço de energia na superfície exterior, podemos determinar a temperatura das superfícies da parede:

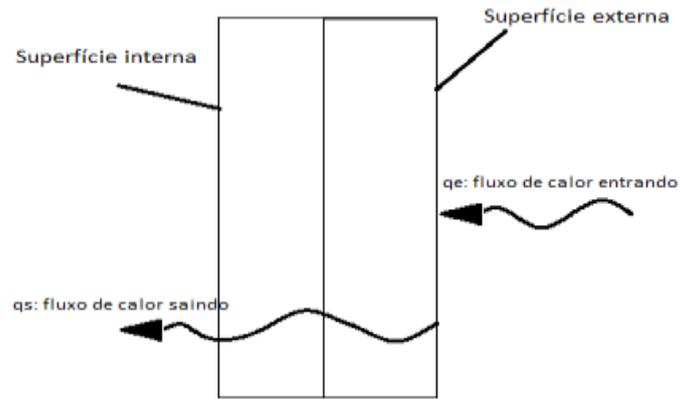


Figura 2. Balanço de energia na superfície externa

Como o regime é permanente:

$$q_e = q_s$$

Ou seja,

$$h_e(T_a - T_{se}) = \frac{T_{se} - T_c}{L_s/K_s + L_p/K_p + 1/h_i} \quad (9)$$

Em que:

L_s : espessura do isolante [m]

L_p : espessura da parede [m]

K_s : condutibilidade térmica do isolante $\left[\frac{W}{m^\circ C} \right]$

K_p : condutibilidade térmica da parede $\left[\frac{W}{m^\circ C} \right]$

Substituindo T_{si} por:

$$T_{se} - \left\{ \left(\frac{L_s}{K_s} + \frac{L_p}{K_p} \right) (T_a - T_{se}) h_e \right\} \quad (10)$$

Na formula de h_i (eq.8) e substituindo no balanço de energia acima (eq.9), podemos determinar com o auxílio de uma ferramenta *MS excel solver* a temperatura da superfície externa da parede e por consequência o coeficiente de convecção do externo h_e (eq.7), temperatura da superfície interna T_{si} (eq.10), coeficiente de convecção lado interno h_i (eq.8).

E assim podemos determinar o fluxo de calor através das paredes:

$$q = \frac{T_{se} - T_{si}}{L_p/K_p + L_s/L_s} \quad (11)$$

Onde: q : Fluxo de calor através das paredes $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

Tabela 2.4: paredes verticais/externor

PROJETO	Câmara 1	Câmara 2
Temperatura [°C]	-24,0	3,0
Condutibilidade térmica do isolante [W/m °C]	0,03	0,03
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09
Condutibilidade térmica da parede [W/m °C]	0,7	0,7
Espessura da parede [m]	0,1	0,1
Temperatura da superfície externa da câmara [°C]	30,2	30,5
Coeficiente de convecção lado externo [W/m ² °C]	2,13	2,09
Fluxo de calor através das paredes[W/m ²]	8,23	7,60
Temperatura da superfície interna da câmara [°C]	-20,3	6,6
Coeficiente de convecção lado interno [W/m ² °C]	2,23	2,14

OBS: É importante notar que a temperatura da superfície interna é maior que o ponto de orvalho, o que impede a condensação nas superfícies da parede interna.

Conhecidas as Temperaturas nas superfícies, podemos determinar através da equação (9) a temperatura na interface entre a parede e o isolante e consequentemente a pressão de saturação do vapor (eq. 4)

$$T_{interface} = T_{se} - q \left(\frac{L_p}{K_p} \right) \quad (12)$$

Tabela 2. 5: Temperatura e Pressão de saturação na interface parede/isolante

Projeto	Câmara 1/ exterior	Câmara 2 / exterior
$T_{interface}$ [°C]	29,1	29,4
$P_{vaporsat}$ [Pa]	4321,4	4400,6

Através da equação de Fick (2), podemos determinar o fluxo de vapor d'água através das paredes:

$$g = \sum_1^j \frac{\pi_j}{d_j} \times (P_i - P_e) \quad (13)$$

Com a pressão parcial do vapor no ambiente externo igual a 3743,7 Pa, temos:

Tabela 2. 6: fluxo de vapor d'água sem barreira de vapor.

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Permeabilidade da parede $\left[\frac{g}{m \cdot h \cdot Pa}\right]$	0,000165	0,000165
Permeabilidade do isolante $\left[\frac{g}{m \cdot h \cdot Pa}\right]$	0,000075	0,000075
Espessura da parede [m]	0,1	0,1
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09
Pressão parcial de vapor [Pa]	55,93	624,24
Fluxo de vapor d'água $\left[\frac{g}{m^2 \cdot h}\right]$	1,23	1,78

Adicionando a barreira de vapor (filme de alumínio) à estrutura com propriedades:

Tabela 2. 7: propriedades da barreira de vapor (filme de alumínio)

Projeto	Permeabilidade $\left[\frac{g}{m \cdot h \cdot Pa}\right]$	Espessura [m]
Barreira de vapor (filme de alumínio)	0,000000043	0,0005

Tabela 2. 8: fluxo de vapor d'água com a barreira de vapor

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Fluxo de vapor d'água $\left[\frac{g}{m^2 \cdot h}\right]$	0,25	0,23

Conhecendo o fluxo de vapor d'água podemos determinar a pressão de parcial de vapor através da formula de Fick (2):

$$P_{interface} = P_{parcial \text{ externa}} - g \sum_1^j \frac{\pi_j}{d_j}$$

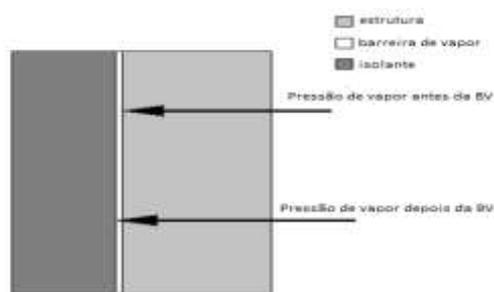


Figura 2.4. Componentes da parede/teto da câmara

Tabela 2. 9: Pressão parcial do vapor na interface da parede CÂMARA 1

Projeto	Temperatura [°C]	Pressão de vapor saturado [Pa]	Pressão parcial de vapor [Pa]
Exterior da câmara	34,1	5759,5	3743,7
Antes da barreira de vapor	29,1	4321,4	3000,2
Depois da barreira de vapor	29,1	4321,4	666,3
Interior da câmara	-24	69,9	55,9

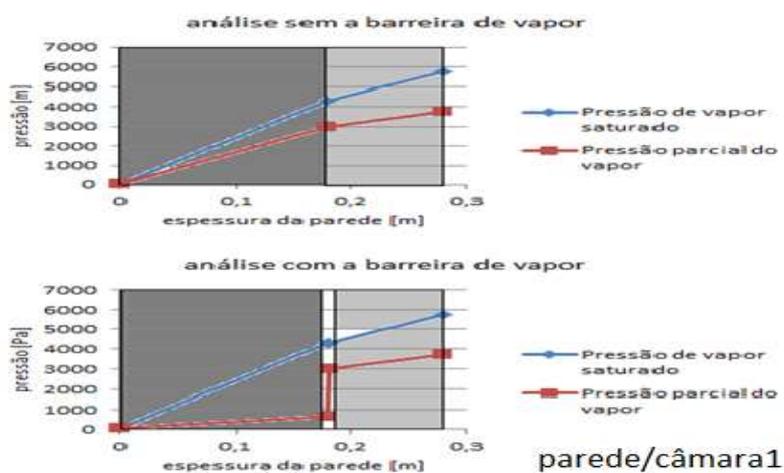


Figura 2.5 Perfis de pressões através da parede vertical (câmara 1)

Tabela 2. 10: Pressão parcial do vapor na interface da parede CÂMARA 2

Projeto	Temperatura [°C]	Pressão de vapor saturado [Pa]	Pressão parcial de vapor [Pa]
Exterior da câmara	34,1	5759,5	3743,7
Antes da barreira de vapor	29,4	4400,6	2696,9
Depois da barreira de vapor	29,4	4400,6	905,7
Interior da câmara	3	780,3	624,4

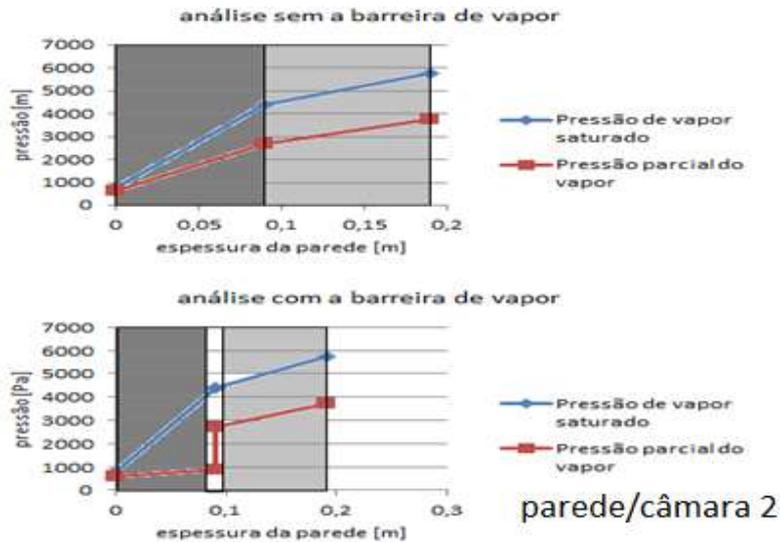


Figura 2.6. Perfis de pressões através da parede vertical (câmara 2)

2.3.2 teto/exterior

Para o teto e o piso, os cálculos são semelhantes ao da parede vertical, porém para o cálculo do coeficiente de transferência de calor usa-se o modelo para superfícies horizontais [10;11], portanto as equações (7) e (8) são substituídas por:

$$h_i = 3,44 \times \left| \frac{1}{(T_{ti} + T_c + 546)} \frac{T_{ti} - T_c}{L_e} \right|^{0,25} \quad (13)$$

$$h_e = 3,44 \times \left| \frac{1}{(T_{te} + T_a + 546)} \frac{T_{te} - T_a}{L_e} \right|^{0,25} \quad (14)$$

$$L_e = comprimento \times \frac{largura}{2 \times (comprimento + largura)}$$

Onde:

h_i : coeficiente de transferência de calor de lado interno do teto/piso $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$

h_e : coeficiente de transferência de calor de lado externo do teto/piso $\left[\frac{W}{m^2 \cdot C} \right]$

T_{ti} : Temperatura da superfície interna do teto/piso [C]

T_{te} : Temperatura da superfície externa do teto/piso [C]

L_e : Comprimento equivalente [m]

Tabela 2.11: Teto/exterior

PROJETO	Câmara 1	Câmara 2
Temperatura [°C]	-24,0	3,0
Condutibilidade térmica do isolante [W/m °C]	0,03	0,03
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09
Condutibilidade térmica do teto [W/m °C]	0,7	0,7
Espessura do teto [m]	0,12	0,12
Temperatura da superfície externa da câmara [°C]	24,7	26,4
Coefficiente de convecção lado externo [W/m ² °C]	0,69	0,65
Fluxo de calor através do teto [W/m ²]	6,43	5,01
Temperatura da superfície interna da câmara [°C]	-15,0	10,5
Coefficiente de convecção lado interno [W/m ² °C]	0,71	0,66
$T_{interface}$ [°C]	23,6	25,6
$P_{vaporsat}$ na interface [Pa]	3135,3	3521,5
Permeabilidade do teto $\left[\frac{g}{m h Pa}\right]$	0,000165	0,000165
Permeabilidade do isolante $\left[\frac{g}{m h Pa}\right]$	0,000075	0,000075
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09
Fluxo de vapor d'água sem a barreira de vapor $\left[\frac{g}{m^2 h}\right]$	1,18	1,62
Permeabilidade da barreira de vapor $\left[\frac{g}{m h Pa}\right]$	0,000000043	0,000000043
Espessura da barreira de vapor [m]	0,0005	0,0005
Fluxo de vapor d'água com a barreira de vapor $\left[\frac{g}{m^2 h}\right]$	0,25	0,23
Pressão de vapor saturado na interface do teto [Pa]	3135,3	3521,6
Pressão parcial do vapor antes da barreira de vapor [Pa]	2886,1	2566,5
Pressão parcial do vapor depois da barreira de vapor [Pa]	661,2	903,1

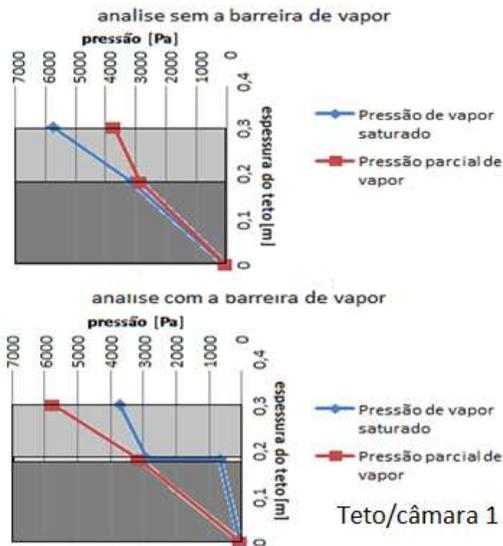


Figura 2.7 Perfis de pressões através do teto (câmara1)

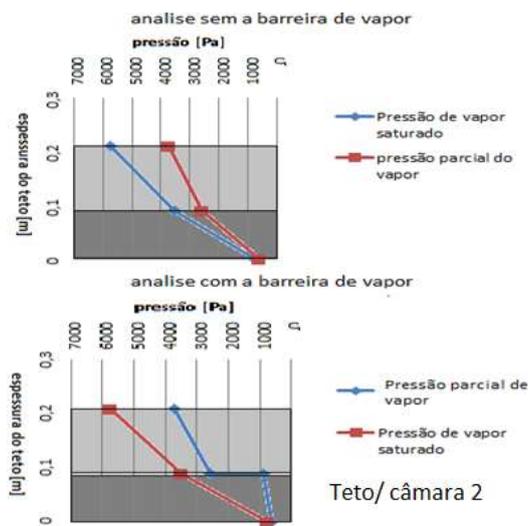


Figura 2.8. Perfis de pressões através do teto (câmara 2)

2.3.3 Piso/exterior

Tabela 2.12: Piso/exterior (Temperatura do porão igual a 29,1 °C)

PROJETO	Câmara 1	Câmara 2
Temperatura [°C]	-24,0	3,0
Condutibilidade térmica do isolante [W/m °C]	0,03	0,03
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09

Condutibilidade térmica da base [W/m °C]	0,7	0,7
Espessura da base [m]	0,5	0,5
Condutibilidade térmica do piso [W/m °C]	0,5	0,5
Espessura do piso [m]	0,1	0,1
Temperatura da superfície externa da câmara [°C]	21,1	23,3
Coeficiente de convecção lado externo [W/m ² °C]	0,75	0,71
Fluxo de calor através do piso [W/m ²]	6,01	4,10
Temperatura da superfície interna da câmara [°C]	-20,5	7,1
Coeficiente de convecção lado interno [W/m ² °C]	0,56	0,57
$T_{interface}$ [°C]	16,8	20,3
Temperatura no Porão [°C]	29,1	29,1
Permeabilidade do Piso/base $\left[\frac{g}{m\ h\ Pa}\right]$	0,000165	0,000165
Permeabilidade do isolante $\left[\frac{g}{m\ h\ Pa}\right]$	0,000075	0,000075
Espessura do isolante [m]	0,18	0,09
Fluxo de vapor d'água sem a barreira de vapor $\left[\frac{g}{m^2\ h}\right]$	0,63	0,67
Permeabilidade da barreira de vapor $\left[\frac{g}{m\ h\ Pa}\right]$	0,000000043	0,000000043
Espessura da barreira de vapor [m]	0,0005	0,0005
Fluxo de vapor d'água com a barreira de vapor $\left[\frac{g}{m^2\ h}\right]$	0,21	0,20
Pressão de vapor saturado na interface do teto [Pa]	2047,2	2560,8
Pressão parcial do vapor antes da barreira de vapor [Pa]	1841,0	1721,6
Pressão parcial do vapor depois da barreira de vapor [Pa]	659,4	941,1

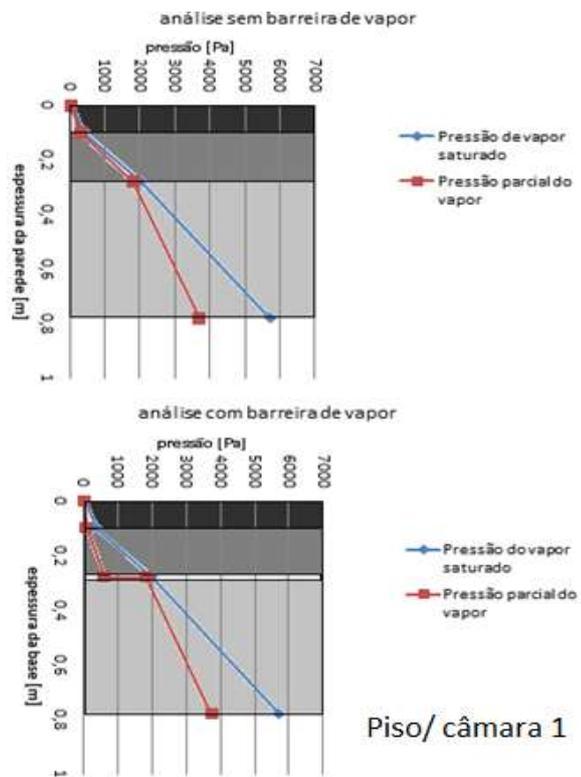


Figura 2.9 Perfis de pressões através do piso (câmara 1)

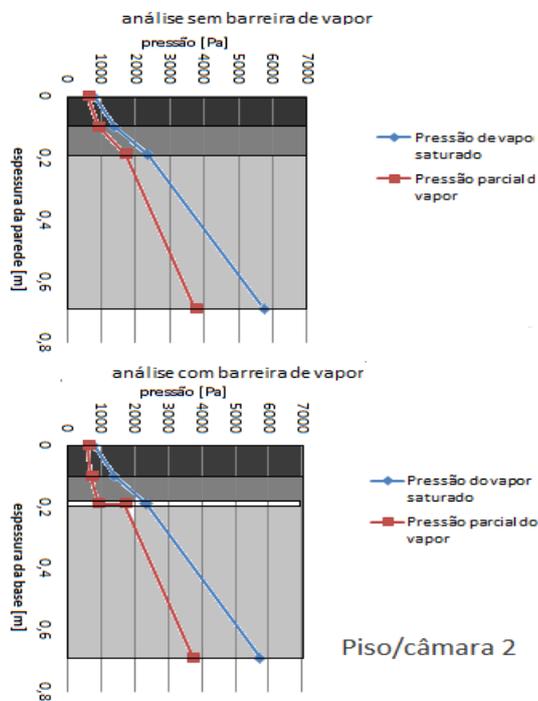


Figura 2.10. Perfis de pressões através do piso (câmara 2)

2.3.4. Câmara1/Câmara2

Tabela 2.13: Câmara 1/ Câmara 2

PROJETO	Câmara 1	Câmara 2
Temperatura [°C]	-24,0	3,0
Condutibilidade térmica do isolante [W/m °C]	0,03	-----
Espessura do isolante [m]	0,135	-----
Temperatura da superfície externa da câmara 1 [°C]	0,5	-----
Coeficiente de convecção lado externo [W/m ² °C]	1,92	-----
Fluxo de calor através da parede [W/m ²]	4,88	-----
Temperatura da superfície interna da câmara 1 [°C]	-21,5	-----
Coeficiente de convecção lado interno [W/m ² °C]	1,97	-----
Permeabilidade do isolante $\left[\frac{g}{m h Pa}\right]$	0,000075	-----
Espessura do isolante [m]	0,135	-----
Fluxo de vapor d'água sem a BV $\left[\frac{g}{m^2 h}\right]$	0,33	-----
Permeabilidade da barreira de vapor $\left[\frac{g}{m h Pa}\right]$	0,00000043	-----
Espessura da barreira de vapor [m]	0,0005	-----
Fluxo de vapor d'água com a barreira de vapor $\left[\frac{g}{m^2 h}\right]$	0,04	-----
Pressão parcial do vapor antes da barreira de vapor [Pa]	647,6	-----
Pressão parcial do vapor depois da barreira de vapor [Pa]	136	-----

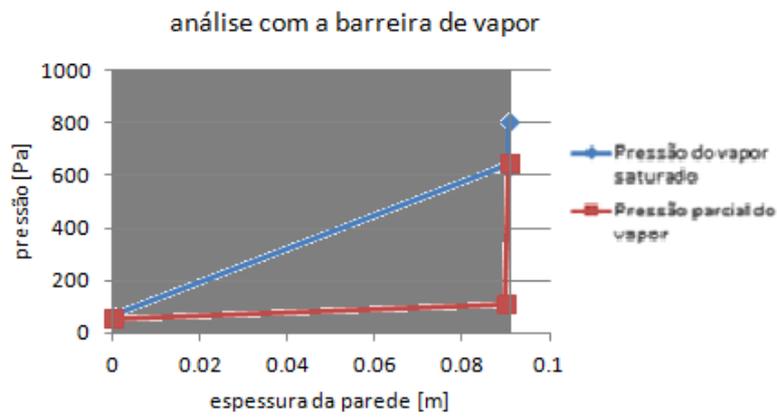
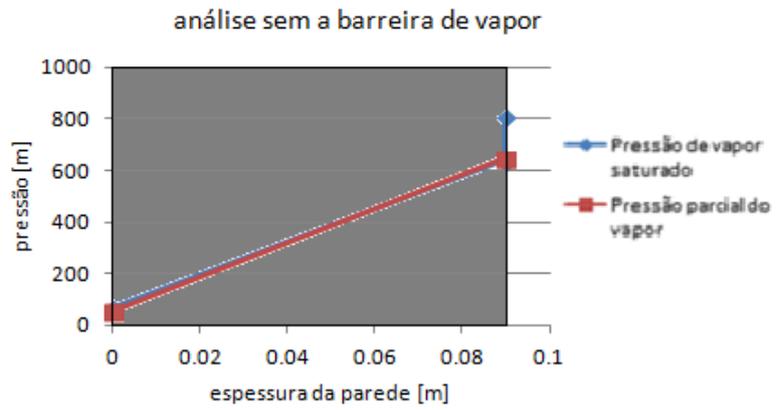


Figura 2.1. Perfis de pressões através da parede (câmara1/câmara2)

3. Carga térmica

Para selecionar adequadamente os equipamentos da planta frigorífica, primeiramente é necessário calcularmos a carga térmica de refrigeração. A carga térmica pode ser dividida nos seguintes itens:

- Transmissão de calor através do piso, teto e paredes;
- Infiltração de ar através das portas;
- Produtos;
- Carga interna (Pessoas, motores e iluminação);

O calculo da carga térmica é normalmente para 24 horas.

Os equipamentos, como compressores, condensadores, evaporadores, etc., entretanto devem funcionar menos do que 24 horas por dia, afim de permitir a sua manutenção, a operação de degelo, assim como uma reserva de sua capacidade para sobrecargas momentâneas.

$$P\acute{o}tencia\ frigor\acute{f}ica = \frac{Carga\ t\acute{e}rmica\ em\ 24\ h}{n} \quad (1)$$

Onde “n” é o número de horas diárias de funcionamento do equipamento (fator de funcionamento), o qual normalmente varia de 12 a 20 h/dia.

3.1. Penetração

A transmissão de calor para câmara através do teto, piso e paredes é função da área de superfície externa, diferença de temperatura entre o espaço refrigerado e seu entorno e a condutibilidade térmica dos constituintes da parede, teto e piso. Assim, a transmissão de calor pode ser determinada como a seguir:

$$Q_{penetração} = U A dT \quad (2)$$

Onde “U” é o coeficiente global de transferência de calor [W/m^2K], “A” é área da superfície externa [m^2], e “dT” é a diferença de temperatura entre o ar do ambiente externo e o ar do ambiente refrigerado:

$$dT = T_o - T_i \quad (3)$$

Onde T_o é a temperatura do ar externo [$^{\circ}C$] e Onde T_i é a temperatura do ar dentro do espaço refrigerado [$^{\circ}C$]

O coeficiente global de transmissão de calor pode ser calculado como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{x_i}{k_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (4)$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor [W/m^2K], h_i e h_o é o coeficiente de transferência de calor da superfície interna e externa respectivamente [W/m^2K]; x_i é a espessura de cada componente [m] e k_i é a condutibilidade térmica [W/mK].

Para o projeto específico onde as dimensões se encontram na figura 1.7, e o fluxo de calor e as espessuras, assim como a condutibilidade térmica, se encontram no capítulo 2, podemos construir a seguinte tabela:

Tabela 3.1: Taxa de calor devido à penetração

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Fluxo de calor [W/m^2] (Parede / exterior)	8,23	7,60
Área [m^2] (Parede / exterior)	812	812
Penetração [W] (Parede / exterior)	6682,8	6171,2
Fluxo de calor [W/m^2] (Piso / exterior)	6,43	5,01
Área [m^2] (Piso / exterior)	1682	1682
Penetração [W] (Piso / exterior)	10815,3	8430,7
Fluxo de calor [W/m^2] (Teto / exterior)	6,01	4,10
Área [m^2] (Teto / exterior)	1682	1682
Penetração [W] (Teto / exterior)	10108,8	6896,2
Fluxo de calor [W/m^2] (Câmara 1 / Câmara 2)	4,88	-4,88
Área [m^2] (Câmara 1 / Câmara 2)	406	406
Penetração [W] (Câmara 1 / Câmara 2)	1981,3	-1981,3
Penetração Total [W]	29588,2	19516,8
Penetração [Kcal/dia]	610698,8	402827,4

3.2. Infiltração de ar

A carga devido à infiltração de ar, Q_{inf} é um dos elementos mais importantes para o cálculo do carregamento térmico total. Esta carga pode ser tanto quanto um quarto como a metade da carga total.

A seguir alguns fatores que afetam a carga devido à infiltração [12; 13]

- Operação das portas
- Uso de vestíbulos, cortinas de ar, cortinas de fitas plásticas e outros dispositivos que reduzem a infiltração de ar.
- Razão entre o volume de produtos armazenados e a área de entrada.
- Disponibilidade do espaço refrigerado.

A força que produz a infiltração é gerada devido à diferença de pressão estática interna e externa do ambiente controlado. Se a pressão estática externa é maior que a Pressão estática interna, então o ar escorre para dentro do espaço refrigerado, isso é chamado de infiltração.

A infiltração ocorre através de portas abertas principalmente. Além disso, pode ocorrer através de aberturas em torno das portas e através de rachaduras e lacunas na envolvente das câmaras.

O ar quente e úmido do Ambiente se infiltra na instalação refrigerada gerando uma combinação de cargas de calor sensível e latente. O calor sensível Q_s [KW] é dado por:

$$Q_s = \dot{m}_o C_p (T_o - T_i) \quad (5)$$

Onde \dot{m}_o é o fluxo de massa de ar infiltrando no recinto [kg/s], C_p é o calor específico do ar [KJ/Kg K]. O calor latente Q_L [KW] é dado por:

$$Q_L = \dot{m}_o h_{ifg} (w_o - w_i) \quad (6)$$

Onde h_{ifg} é o calor latente de vaporização da água nas condições internas da câmara [KJ/Kg], w_o e w_i é a razão de umidade do ar do lado externo e interno respectivamente.

A taxa de calor sensível R_s é um parâmetro que caracteriza a mescla do resfriamento e da desumidificação.

$$R_s = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} \quad (7)$$

O método de Gosney-Olama será utilizado para estimar a carga térmica devido à infiltração nas portas.

Equação de Gosney-Olama:

A equação de Gosney-Olama é um método amplamente usado para determinar o ganho de calor devido à infiltração através de aberturas [14;15;16]:

$$Q_{Gosney-olama} = 795,6 A (h_o - h_r) \rho_r \left(1 - \frac{\rho_o}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH)^{0,5} \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{1/3}} \right]^{1,5} \quad (8)$$

Onde $Q_{Gosney-olama}$ é a carga de calor sensível e latente de refrigeração [KW], "A" é a área da porta [m^2], h_o é a entalpia do ar nas condições externas [KJ/Kg], h_r é a entalpia do ar nas condições internas [KJ/Kg], ρ_o é a massa específica do ar nas condições externas [Kg/m^3], ρ_r é a massa específica do ar nas condições internas [Kg/m^3], g é a constante gravitacional $9,81 m/s^2$, e H é a altura da porta [m].

Fatores de correção para a equação de Gosney-Olama consideram variações como a fração de tempo que a porta esta aberta, o tipo de fluxo através da porta, se está em desenvolvimento ou se é completamente desenvolvido, e a efetividade dos dispositivos de proteção. O valor corrigido do ganho de calor através das entradas é dado por:

$$Q_{infiltração} = Q_{gosney-olama} D_t D_f (1 - E) \quad (9)$$

Onde D_t é o fator de tempo de abertura de porta, D_f é o fator de fluxo através da abertura, e "E" é a efetividade dos dispositivos de proteção.

O fator de tempo de abertura de porta pode ser calculado como a seguir:

$$D_t = \frac{P\theta_p + 60\theta_o}{3600\theta_d} \quad (10)$$

Onde θ_p representa o número de portas, θ_o é o tempo de abertura da porta [s], é o tempo em que a porta permanece aberta [min], e θ_d é o período de tempo diário de funcionamento da instalação frigorífica [horas], θ_p é estimado pelos fabricantes de portas.

Para tipos de portas típicas o tempo de abertura/fechamento está na faixa de 15 a 25 segundos, por passagem. Portas de alta velocidade têm tempo de abertura/fechamento variando de 5 a 10 segundos.

O fator de fluxo através da abertura D_f representa a relação de troca de ar real ao fluxo plenamente estabelecido, como discutido no primeiro capítulo, geralmente

leva menos de cinco segundos para o padrão de fluxo de ar tornar-se plenamente estabelecido através de uma porta aberta. Quando a porta é aberta o ar livre e o fluxo de ar é plenamente estabelecido e não impedido por obstáculos, então o fator de fluxo de entrada, D_f , é 1,0. O valor do fator de fluxo de entrada pode variar de 0,5 até 1,1. O fator de 1,1 é sugerido para diferenciais de temperaturas de até 11 °C e para diferenciais de temperaturas maiores é sugerido o fator de 0,8.

A efetividade "E" de dispositivos de proteção de entrada, como cortinas de tiras novas e portas dobra rápido pode ser de 0,95 ou maior, mas uma eficiência de 0,8 até 0,85 é sugerida para a maioria das aplicações com desgaste normal. Portas com cortinas de tiras e portas deslizantes têm uma eficácia que varia entre 0,95 e 0,85. A eficácia das cortinas de ar é geralmente menor que 0,7. Para uma porta aberta sem dispositivos de proteção a eficácia "E" é zero.

Para o projeto específico com as propriedades do ar no interior e exterior especificado como a seguir:

Câmara 1

$$h_o = 91,04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; h_r = -23,18 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; \rho_o = 1,109 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]; \rho_r = 1,416 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

Câmara 2

$$h_o = 91,04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; h_r = 12,41 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; \rho_o = 1,109 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]; \rho_r = 1,275 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

Tabela 3.2. Taxa de calor devido à infiltração

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Largura da porta [m]	2,4	2,4
Altura da porta [m]	3,0	3,0
Número de portas	6	6
Q (Gosney-Olama) [KW]	11054,0	4521,3
Tempo abertura/fechamento de portas [s]	10	15
Tempo com a porta aberta [min]	10	10
Período de funcionamento diário [horas]	8	8
Fator de fluxo na porta	0,80	0,85
Efetividade	0,85	0,6
Q (infiltração) [W]	1886,7	2357,1
Q (infiltração) [Kcal/dia]	12980,6	16217,0

3.3. Carga devido aos produtos

Produtos que exigem armazenamento frio normalmente chegam à instalação de armazenamento em temperaturas mais altas do que as temperaturas ideais. Assim, a carga de refrigeração dos produtos que dão entrada deve ser determinada a fim de dimensionar adequadamente o equipamento de refrigeração. O armazenamento de produtos acima de suas temperaturas de congelamento exige a remoção de calor sensível acima do ponto de congelamento. Dependendo da temperatura que os produtos chegam à instalação eles podem exigir a remoção de calor sensível acima do ponto de congelamento, a remoção do calor latente de fusão e a remoção de calor sensível abaixo do ponto de congelamento. Além disso, frutas e vegetais geram calor através do processo de respiração, esse calor gerado pela respiração também deve ser removido pelo sistema de refrigeração.

Para determinados alimentos, como carnes, o congelamento rápido é necessário para evitar a proliferação de fungos e bactérias, por isso antes do armazenamento os produtos passam por um processo de congelamento rápido através dos chamados túneis de congelamento.

O calor sensível, Q_1 [KJ] removido dos produtos acima do ponto de congelamento pode ser expresso por:

$$Q_1 = MC_1(T_1 - T_2) \quad (11)$$

Onde M é a massa do produto [Kg], C_1 é o calor específico do produto acima do ponto de congelamento [KJ/Kg K], T_1 e T_2 é a temperatura de entrada e de ponto de congelamento respectivamente [°C].

O calor latente de fusão, Q_2 [KJ] removido do produto pode ser expresso por:

$$Q_2 = Mh_{lat} \quad (12)$$

Onde h_{lat} é o calor latente de fusão do produto [KJ/Kg].

O calor sensível, Q_3 [KJ] removido do produto com temperatura abaixo do ponto de fusão pode ser expresso por:

$$Q_3 = MC_2(T_f - T_2) \quad (13)$$

Onde C_2 é o calor específico do produto com temperaturas abaixo do ponto de congelamento, e T_f é a temperatura final do produto na Câmara.

A respiração e os processos químicos de frutas e vegetais convertem açúcares em oxigênio e dióxido de carbono, água e calor. O calor gerado pelo processo de respiração pode ser calculado utilizando a equação a seguir:

$$Q_4 = Mh_{resp} \quad (14)$$

h_{resp} é a taxa de geração de calor da respiração do produto por unidade de massa [J/Kg s]. O calor da respiração é gerado por frutas e legumes, pois são organismos vivos. Carnes e peixes não tem processo de vida contínuo por isso não gera calor durante o armazenamento. A taxa de calor gerado pela respiração é função da temperatura do produto e aumenta com o aumento da temperatura.

Portanto a carga térmica total dos produtos, $Q_{produtos}$ [KJ], é expressa por:

$$Q_{produtos} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (15)$$

Note que na equação (15) um ou mais termos pode ser nulo, dependendo do tipo do produto e de sua temperatura final de armazenamento.

Tabela 3.3: taxa de calor devido aos produtos

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Fluxo de produto [Kg/hora] [1]	12000	6000
Calor específico [J/Kg°C]	1674,7	3786,2
Massa de produto no estoque [kg] [1]	360000	180000
Calor vital [J/kg s]	0,0	0,014
Temperatura inicial [°C]	-10	20
Temperatura final [°C]	-23	4
Horas de funcionamento	8	8
Q (produtos) [W]	72571,2	100965,3
Q (produtos) [Kcal/dia]	499289,9	697161,5

3.4. Carga interna (Pessoas, iluminação, degelo)

3.4.1. Pessoas

O calor gerado pelas pessoas é considerado primeiramente como função da temperatura do espaço refrigerado. Contudo, esse carregamento também será função do tipo de trabalho, tipo de roupa usada e o tamanho da pessoa, Q_{pessoa} [W] pode ser estimado através da fórmula a seguir:

$$Q_{pessoas} = n\tau \times q \quad (16)$$

Onde $n\tau$ é o número de homens-hora em atividade por dia em cada câmara, e q é a taxa de calor liberada por cada homem-hora (W/h-h) [13].

3.4.2. Iluminação

Comumente se utiliza lâmpada fluorescente para iluminação em ambientes refrigerados devido à sua baixa emissão de calor. Além disso, lâmpadas germicidas são utilizadas para inibir a proliferação de fungos e bactérias.

O ganho de calor das lâmpadas $Q_{lâmpadas}$ é calculado como a seguir:

$$Q_{lâmpadas} = W_a \times A \quad (17)$$

Onde W_a é a potência dissipada por metros quadrados pela iluminação/germicidas e A é a área a ser iluminada.

3.4.3. Empilhadeiras

A carga térmica devido às empilhadeiras é função da potência de seus motores, que geralmente possuem uma potência de 4 a 12 quilowatts, e da sua eficiência de trabalho.

$$Q_{empilhadeiras} = \frac{\text{Potência}}{\eta_{motor}}$$

Onde η_{motor} é a eficiência do motor.

3.4.4. Degelo

Durante o degelo nas serpentinas dos evaporadores, calor é adicionado no espaço refrigerado existem poucas informações confiáveis para obtenção do ganho de calor através do degelo. Métodos utilizados para calcular o ganho de calor durante o degelo são pesados e as previsões são geralmente não confiáveis. Assim, o calor

gerado pelo degelo é geralmente negligenciável. Um fator de segurança é geralmente usado para contabilizar o degelo e outras diversas fontes de calor, bem como as possíveis discrepâncias entre os critérios projeto e os de operações reais.

Tabela 3.4. taxa de calor devido às cargas internas

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Horas de trabalho	8	8
Número de homens-hora	160	160
Taxa de calor liberado por homem-hora [W]	17,7	15,2
Carga devido às pessoas [W]	2832,0	2432,0
Potência dissipada na lâmpada [W/m^2]	5	5
Carga devido à iluminação [W]	8410,0	8410,0
Potência dissipada nas lâmpadas germicidas [W/m^2]	1,5	1,5
Carga devido às lâmpadas germicidas [W]	2523	2523
Potência dos motores das empilhadeiras [cv]	10	10
Rendimento dos motores das empilhadeiras	0,8	0,8
Número de empilhadeiras	6	6
Carga térmica devido às empilhadeiras	919,4	919,4
Carga térmica Total [W]	14684,4	14284,4
Carga térmica [Kcal/dia]	171006,1	165502,1

3.4.5. Ventiladores

O cálculo da potência mecânica dos ventiladores exige o dimensionamento prévio deste equipamento, o que nos obriga a uma solução de interações sucessivas, já que a carga térmica é o ponto de partida para o cálculo do UNIT COOLER, por isto iremos antecipar a especificação dos resfriadores (capítulo 4), a fim de se obter a carga térmica devido aos motores dos ventiladores.

Os resfriadores serão do tipo UNIT COOLERS cujas características construtivas, como fatores geométricos e fator de by-pass, são fornecidas por fabricantes.

Conservadoramente pode-se considerar a temperatura do gelo na serpentina como a temperatura de orvalho no interior da câmara

Com a temperatura de orvalho (t_o) conhecida, podemos estimar a temperatura de saída de ar (t_s) nos UNIT COOLERS:

Considerando um fator de by-pass (F_{BP}) de 0,27, temos:

$$t_s = t_o + F_{BP}(t_{camara} - t_o) \quad (18)$$

$$t_s = -25,8^\circ\text{C}$$

O fluxo volumétrico do ar em circulação, V_i [m^3/s], como mencionado anteriormente, dependerá do calor sensível de toda a instalação frigorífica que por sua vez dependerá da potência dos motores dos ventiladores

$$V_i = \frac{Q_s}{\gamma C_p (t_c - t_s)} \quad (19)$$

Onde Q_s é o calor sensível [W], γ é o volume específico [m^3/kg] do ar nas condições da câmara e C_p é o calor específico [J/Kg K] também nas condições da câmara.

Através de interações serão necessários dez UNIT COOLERS modelo BHV1130 para a câmara um e dez modelo BHV710 da *Heatcraft* (ou similares), cujas características se apresentam abaixo.

Modelo	Capacidade em kcal/h - Dt/Dt1 =6°C Capacidad en kcal/h - Dt/Dt1 = 6°C								Vazão (m³/h) Caudal (m³/h)
	Temperatura de evaporação Temperatura de evaporación								
	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	-40°C	
BHS / BHV 710	28830	28720	28490	28050	27340	26310	24850	24350	45670
BHS / BHV 1130	43350	42920	42500	42330	41890	41080	39750	38950	59630

Modelo	Motores		
	HP	Quantidade Cantidad	Potência consumida (W) Potencia consumida (W)
BHS710	3,6	3	8010
BHS1130	2,7	3	5880

Figura 3.2 Desempenho dos ventiladores (heatcraft)

Tabela 3.5. Carga térmica dos motores dos ventiladores:

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Número UNIT COOLERS	10	10
Potência do motor do Unit cooler [W]	5880	8010
Rendimento do motor	80%	80%
Capacidade de refrigeração (DT=6 °C)	35410	24850
Vazão disponível / UNITCOOLER	59630	45670
Vazão de ar/ UNITCOOLERS	50440	26484
Carga térmica [kW]	73,5	100,1
Caga térmica [Kcal/dia]	758519,9	1033290,0

3.5. Potência frigorífica

Tabela 3.6 Cálculo da potência frigorífica necessária para ciclo:

Projeto	Câmara 1	Câmara 2
Carga térmica total [Kcal/dia]	2052495	2314917,5
Tempo de funcionamento do ciclo [hora]	12	12
Potência frigorífica [Kcal/h]	171041,4	192909,5
Fator de segurança	10%	10%
Potência frigorífica [Kcal/h]	188145,0	212200,8
Potência frigorífica [KW]	218,8	246,7
Potência frigorífica [TR]	62,2	70,1

4. Ciclo de refrigeração e equipamentos

4.1. Ciclo de refrigeração

Calculadas as potências frigoríficas em jogo e, fixadas as temperaturas de funcionamento da instalação, podemos escolher o ciclo de refrigeração mais conveniente (atendendo ao rendimento e ao investimento inicial da instalação), o qual poderá então ser traçado em um diagrama TS ou PH.

De acordo com os dados iniciais, o fluido frigorífero a se adotar será a amônia por ser mais eficiente que os refrigerantes halogenados por causa do seu alto calor latente, alta temperatura crítica e baixo peso molecular. Além disso, com o aumento do custo e das limitações ambientais dos refrigerantes halogenados, a amônia se torna um refrigerante bastante popular para a instalação de uma planta frigorífica, apesar de não ser compatível com alguns materiais metálicos, como o cobre por exemplo.

O ciclo será o de compressão por estágios com expansão indireta e degelo por gás quente. Duas fases sobre alimentação de amônia será usada no ciclo como apresentado na Figura 4.1. O refrigerante sai do reservatório de líquido e flui para dentro da câmara de flash de alta pressão. Uma válvula boia do lado de alta pressão, controla o fluxo de refrigerante líquido para o tanque de flash, que separa o líquido do vapor, o gás dentro deste tanque é aspirado pelo compressor de alta (parafuso), que descarrega em um condensador evaporativo. Já uma parte da fração líquida no tanque alimenta, através de bombas, os evaporadores da câmara dois. O líquido refrigerante é expandido novamente e o fluido entra no tanque de flash de baixa pressão e é bombeado para os evaporadores de baixas temperaturas da câmara um. O vapor no tanque de flash de baixa pressão flui através de compressores parafuso e retorna para o flash de alta. A mistura gás e líquido saindo dos evaporadores retornam para suas respectivas câmara de flash, onde são separados. Uma sobre alimentação de amônia líquida é fornecida para os evaporadores, melhorando a transferência de calor no lado interno dos tubos dos evaporadores.

Para o degelo, é necessário uma sequência de abertura e fechamento de válvulas que fazem com que o gás quente, da descarga do compressor de alta, passe através dos evaporadores.

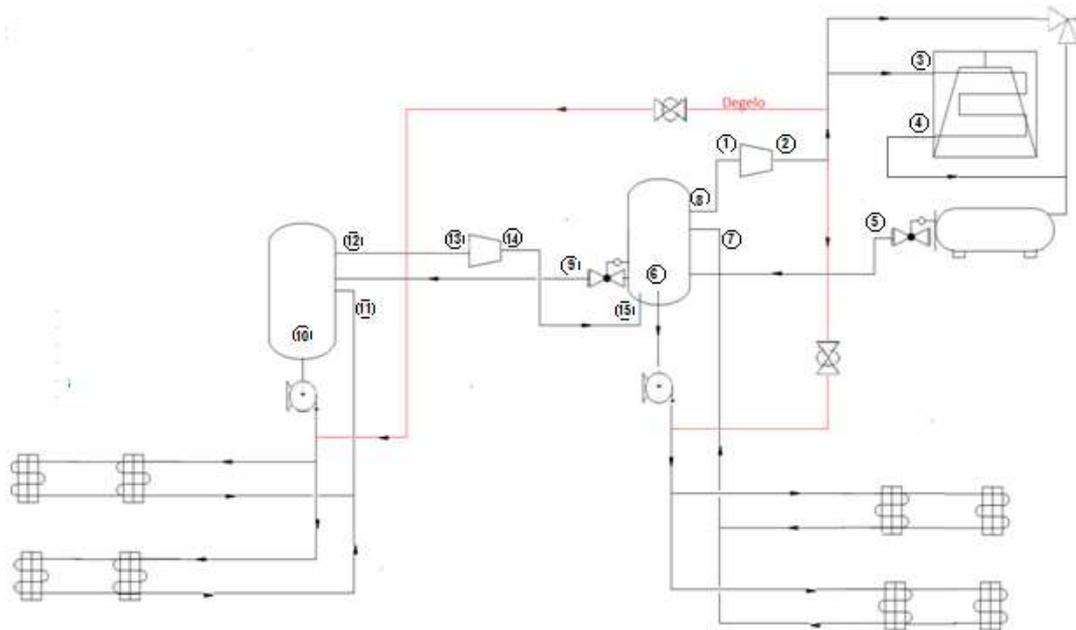


Figura 4. Ciclo de refrigeração

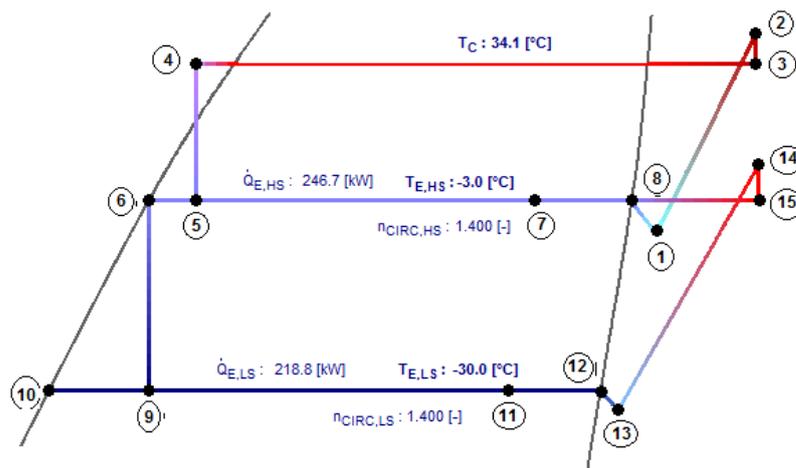


Figura 4.2. Diagrama Pressão/Entalpia do ciclo (saída coolpack)

Considerando uma perda de carga correspondente a 1°C na sucção e descarga dos compressores e um sub resfriamento de 1°C na saída do condensador, temos as propriedades de cada ponto do ciclo.

	PONTOS	TEMPERATURA	PRESSÃO	ENTALPIA	DENSIDADE
		[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]
ALTA PRESSÃO	2	122.0	1357.8	1711.6	7.4
	3	122.0	1319.4	1712.7	7.2
	4	33.1	1319.4	340.9	590.3
INTERMEDIARIA	5	-3.0	383.9	345.4	-
	6	-3.0	383.9	165.8	642.6
	7	-3.0	383.9	1077.6	-
	8	-3.0	383.9	1442.4	3.1
	1	-3.0	369.3	1443.7	3.0
	15	83.9	383.9	1648.6	2.2
	14	83.9	388.8	1648.0	2.3
BAIXA PRESSÃO	9	-30.0	119.3	165.8	-
	10	-30.0	119.3	43.1	677.3
	11	-30.0	119.3	1017.0	-
	12	-30.0	119.3	1406.6	1.0
	13	-30.0	113.6	1407.3	1.0

Figura 4.3. Propriedades de estado dos pontos do ciclo(saída coopack)

4.1.1 Vazão mássica

O fluxo de massa nos evaporadores de baixa m_{LS} [kg/s] considerando uma taxa de circulação (n) de 1,4 temos:

$$m_{LS} = \frac{Q_{LS}}{h_{12} - h_{10}} \times n \quad (1)$$

$$m_{LS} = 0,225 \text{ kg/s}$$

Balço de massa do tanque de flash de baixa:

$$m_9 = m_{LC} \quad (2)$$

Onde m_{LC} é o fluxo mássico de amônia nos evaporadores de baixa.

Balço de energia do tanque de flash de baixa:

$$m_9 h_9 + Q_{LS} - m_{LC} h_{12} = 0 \quad (3)$$

$$m_9 = m_{LC} = \frac{Q_{LC}}{h_{12} - h_9} \quad (4)$$

$$m_9 = m_{LC} = 0,177 \text{ kg/s}$$

O fluxo de massa nos evaporadores de alta m_{HS} [kg/s] considerando uma taxa de circulação (n) de 1,4 temos:

$$m_{HS} = \frac{Q_{HS}}{h_8 - h_6} \times n \quad (5)$$

$$m_{HS} = 0,220 \text{ kg/s}$$

Balço de energia no tanque de flash de alta:

$$m_{total}(h_5 - h_8) + Q_{HS} + m_{LC}h_{15} - m_6h_6 = 0 \quad (6)$$

Como

$$m_6 = m_9 = m_{LC} = 0,177 \text{ kg/s}$$

$$m_{total} = \frac{m_6h_6 - m_{LC}h_{15} + Q_{HS}}{h_5 - h_8} \quad (7)$$

$$m_{total} = 0,462 \text{ kg/s}$$

4.1.2 Potência dos equipamentos

Potência necessária no compressor de baixa W_{LS} [kW]:

$$W_{LS} = m_{LC}(h_{14} - h_{13}) \quad (8)$$

$$W_{LS} = 42,5 \text{ kW}$$

Potência necessária no compressor de alta W_{HS} [kW]:

$$W_{HS} = m_{HC}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$W_{HS} = 123,6 \text{ kW}$$

Taxa de calor dissipada no condensador Q_c [kW]:

$$Q_c = m_{total}(h_3 - h_4) \quad (10)$$

$$Q_c = 633,3 \text{ kW}$$

Obs.: um dado importante, para a operação de degelo, é a temperatura de descarga do compressor de alta. Considerando uma eficiência isentrópica (η) de 70% nos compressores e a temperatura isentrópica (T_{is}) de 90.9 °C na saída do compressor de alta.

$$T_2 = \frac{T_{is} - T_1}{\eta} + T_1 \quad (11)$$

$$T_2 = 122,4^\circ\text{C}$$

4.1.3 Informação adicional

Adicionando as informações adicionais ao ciclo temos:

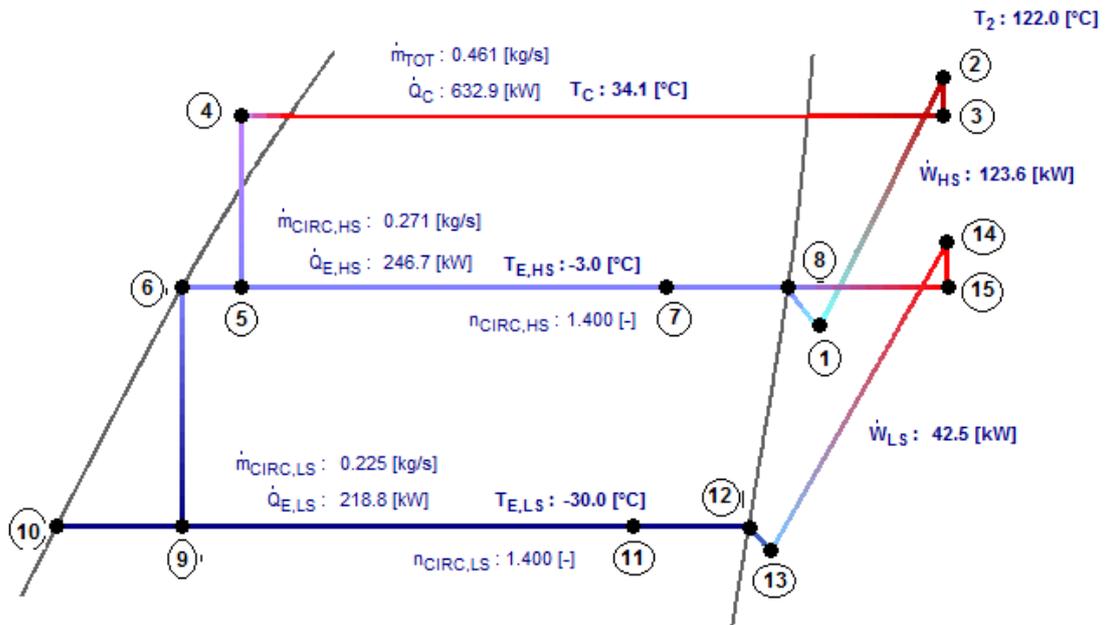


Figura 4.4. ciclo P x H incluído das vazões mássicas, cargas de refrigeração e da Potência dos compressores (saída coolpack)

- Pressão ótima intermediária:

$$P_{\acute{o}tima} = (P_2 \times P_{13})^{0,5} \quad (12)$$

$$P_{\acute{o}tima} = 392,7 \text{ kPa}$$

- Razão de pressão secção de baixa:

$$R_{LS} = \frac{P_{14}}{P_{13}} \quad (13)$$

$$R_{LS} = 3,512$$

- Razão de pressão secção de alta:

$$R_{LS} = \frac{P_2}{P_1} \quad (14)$$

$$R_{LS} = 3,676$$

- Coeficiente de performance:

$$COP = \frac{Q_{LS} + Q_{HS}}{W_{LS} + W_{HS}} \quad (15)$$

$$COP = 2,803$$

$$COP_{carnot} = \frac{1}{\frac{T_c + 273,15}{T_{10} + 273,15} - 1} \quad (16)$$

$$COP_{carnot} = 3,794$$

$$\eta_{carnot} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (17)$$

$$\eta_{carnot} = 0,739$$

4.2. Equipamentos

4.2.1 Compressores

Os compressores utilizados serão do tipo parafusos abertos (próprios para amônia), pois o perfil da instalação necessita de grandes capacidades e pouca demanda de carga parcial.

A seleção do compressor é efetuada em função da capacidade requerida em Kcal/h ou KW, e de acordo com as temperaturas de evaporação e condensação correspondentes. Deve ser dada especial atenção aos limites de operação permitidos, informado pelos fabricantes.

Para os requisitos do projeto serão necessários dois compressores, dispostos em paralelo, do modelo OSKA8551-K para o ciclo de alta e dois do modelo OSNA8591-K da fabricante *Bitzer*, ou similares, cujas características são mostradas abaixo:

Tabela 4.1 Parâmetros dos Compressores (Bitzer)

	OSNA8591-K	OSKA8551-K
Capacidade frigorífica [kW]	164,8	252
Potência no eixo [kW]	44,8	60,3
Vazão mássica [kg/h]	495	850

4.2.2. Condensador

O condensador evaporativo será do tipo evaporativo. A especificação do condensador evaporativo está relacionada com a temperatura de condensação do sistema e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar externo.

Normalmente, as instalações utilizam um sistema de controle para manter a temperatura de condensação constante, regulando a vazão de água, a velocidade dos ventiladores ou ainda ligando e desligando os ventiladores, conforme a variação das condições do ar externo.

Carga térmica a ser dissipada no condensador (Q_c): 633,3 kW / 544540 kcal/h

Temperatura de bulbo úmido do local 25,1°C.

Temperatura de condensação: 34,1°C.

Utilizando condensadores *Mabrefe* ou similares, obtém-se do fabricante o fator de correção devido à temperatura de bulbo úmido que no caso é de 0,85. A carga térmica corrigida será de:

$$Q_{C(\text{corrigida})} = \frac{Q_c}{0,85} \quad (18)$$

$$Q_{C(\text{corrigida})} = 640644,6 \text{ kcal/h} = 211,86 \text{ TR}$$

- dados práticos gerais para os condensadores evaporativos. [17]

a) Vazão de ar dos ventiladores – a vazão dos ventiladores devem ser em torno de 437,7 m³/h por tonelada de refrigeração

b) Água de circulação – a quantidade de água de circulação deve ser de 3,378 litros/minuto por tonelada de refrigeração

c) Perdas d'água – a quantidade d'água perdida por evaporação é da ordem de 0,126 litros/minutos

Para o projeto (211,86 TR) temos como estimado os seguintes valores:

Vazão de ar dos ventiladores: 92731,1 m³/h

Água de circulação: 715,6 litros/minuto

Perdas d'água: 26,7 litros/minuto

Para os requisitos do projeto será necessário um condensador do modelo CETF0710 da fabricante *Mabrefe*, ou similares, cujas características são mostradas abaixo:

MODELO	CONDENSADORES EVAPORATIVOS			BOMBAS DE CIRCULAÇÃO			VENTILADORES			CONEXÕES					PESO kg			
	Capac. Nominal kcal/h	Dimensões			Potência		Vazão total m3/h	Potência		Vazão Total m3/h	Entrada NH3		Repos. d'agua	Dreno	Vazio	Operação		
		A Comp. mm	B Larg. mm	C Altura mm	Quant	Motor		Quant	Motor CV em 6 polos		Quant	Diâm.					Quant	Diâm.
CETF 0710	710.000	4600	2082	2860	1	5cv-4p	110	4	3 cv	91.600	1	4"	1	3"	1"	2.1/2"	5270	6890

Figura 4.5. Parâmetros do Condensador (Mabrefe)

4.2.3. Separadores de líquido / tanque de flash

Para o dimensionamento de separadores de líquidos deve ser considerado não apenas a capacidade e a velocidade de separação, mas principalmente a temperatura de evaporação e a distância de separação. Para o cálculo da distância da separação deve ser considerado o volume máximo de operação de refrigerante dentro do vaso. No projeto onde o degelo é feito através de gás-quente, para o dimensionamento do separador é necessário considerar que todo o volume que esta no evaporador irá para o separador por alguns momentos, assim que se inicia a injeção do gás quente. Por isso, o mesmo deve possuir volume para absorver esta carga e ainda sim possuir uma distância de separação que não permita o arraste de líquido para o compressor. O HTFS determina que a distância mínima seja de 250 mm.

4.2.4. Recipiente de líquidos

Assim como no caso do tanque de flash, o dimensionamento do recipiente de líquido necessita do volume total do refrigerante no sistema, o que não é calculado neste projeto, porém é de conhecimento que os recipientes de líquidos devam ser dimensionados de modo que o nível máximo do líquido acumulado ocupe no máximo 70% do volume total do recipiente, uma vez que existe a presença de vapor. Isso não significa que o recipiente deva ter o volume para absorver toda a carga de refrigerante da instalação. Normalmente, em grandes instalações, recomenda-se dimensionar um recipiente com volume de recolhimento de pelo menos 40% da carga total da instalação ou que atenda o volume no maior componente do sistema (caso o volume represente mais do que 40% da carga total).

4.2.5. Tubulações

No caso da amônia normalmente se usa tubos de aço-carbono, os quais quando aletados ficam bem mais caros não sendo economicamente vantajoso. Porém,

os altos valores dos coeficientes de transferência de calor da amônia comparados com os halogenados, são superiores à desvantagem da área de troca.

A detecção de vazamentos é fator importante na operação de uma instalação e no caso da amônia isto se faz com grande facilidade, pois o seu odor é muito característico.

Diâmetro dos tubos:

Tubulação	velocidade	diametro interno do tubo	condição correspondente ao estado
	[m/s]	[mm]	
sucção (alta)	10.0	140.3	1
sucção (baixa)	10.0	151.0	13
descarga (alta)	12.0	81.3	2
descarga (baixa)	12.0	89.5	14
líquido (alta)	0.6	40.7	4
líquido (baixa)	0.6	24.1	6

Figura 4.6 Diâmetro aproximado da tubulação (saída coolpack).

*A velocidade nos tubos deverá ser corrigida, pois se utiliza diâmetros de tubos padronizados.

5. Conclusão

Para abastecer uma população de seiscentos mil habitantes serão necessários [1]:

- Circulação de doze toneladas por hora e um estoque de trezentos e sessenta toneladas de carne bovina.

- Circulação de seis toneladas por hora e um estoque de cento e oitenta toneladas de frutas.

A temperatura de entrada da carne bovina na câmara um será de -10°C , essa baixa temperatura será obtida na passagem do produto no túnel de congelamento rápido.

Serão necessários 160 homens-hora nas oito horas de funcionamento diária da câmara.

A iluminação será fornecida por lâmpadas fluorescentes que dissipam uma potência de 5 Watts/m^2 . Lâmpadas germicidas de $1,5 \text{ Watts/m}^2$ também deverão ser utilizadas.

Tabela 5.1 Características das câmaras

	Câmara 1	Câmara 2
Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	-24	3
Umidade relativa [%]	80	80
Área [m^2]	15150	15150
Pé direito [m]	7	7

A estrutura será com o suporte externo com o piso lançado em plataforma que admite uma sobrecarga de até 500 kgf/m^2 , com um porão ventilado com uma altura de 1,2 metros.

O núcleo dos termopaineis é constituído de poliuretano (PUR) com espessura de 18 cm para a câmara um, de 9 cm para a câmara dois e 13,4 cm para a interface entre as câmaras

Tabela 5.2. características das portas

Portas	Câmara 1	Câmara 2
Número de portas	6	6
Altura [m]	3	3
Largura [m]	2,4	2,4
Tempo Abertura/fechamento [s]	10	15
Dispositivos para o aumento da efetividade	Vestíbulos e cortinas de ar	Cortinas de ar
Aquecimento	Cabo aquecido	-----

O deslocamento dos produtos será feito através de seis empilhadeiras para cada câmara, com uma potência no motor de 10 cv cada.

A parede vertical será constituída de concreto com espessura de 10 cm, além da barreira de vapor e do isolante.

O teto será constituído de concreto cuja espessura é de 12 cm, além da barreira de vapor e do isolante.

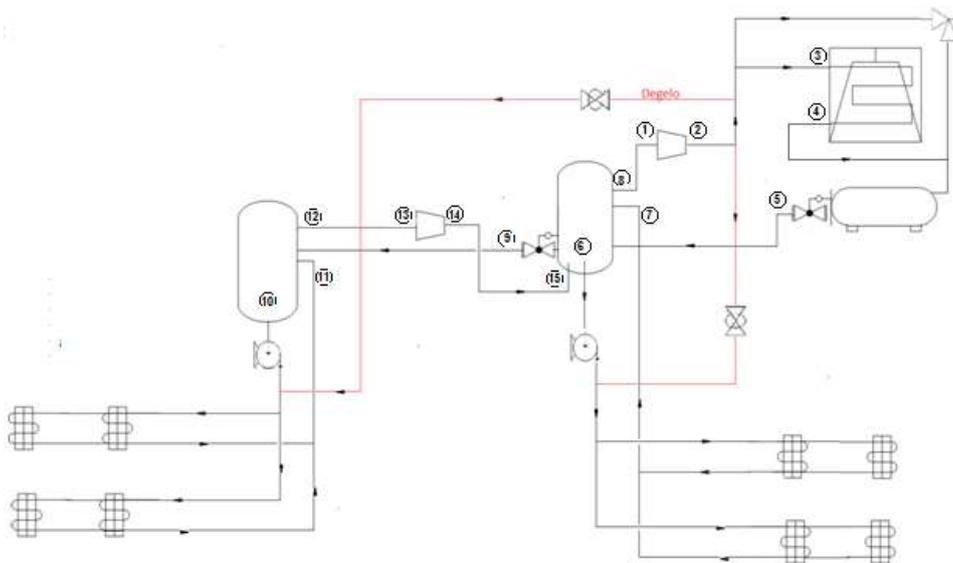
Concreto base de 50 cm e sobre piso de 10 cm, além da barreira de vapor e isolante, formam o piso do entreposto frigorífico.

Filme de alumínio, cujo coeficiente de permeabilidade ao vapor é de $4,3 \times 10^{-8}$ g/m.h.Pa, será utilizado como barreira de vapor. A instalação deverá ser inspecionada cuidadosamente para se evitar descontinuidades

Para a distribuição de ar no interior das câmaras serão necessários 10 UNIT COOLERS do modelo BHV1130 *Heatcraft*, ou similares, para a câmara um e 10 UNIT COOLERS do modelo BHV710 *Heatcraft*, ou similares, para a câmara dois.

O degelo nas serpentinhas dos evaporadores será feito através da circulação de gás quente no interior dos tubos.

De acordo com os dados iniciais, o fluido refrigerante será a amônia em um ciclo de compressão por estágio com expansão indireta.



Para os requisitos do projeto serão necessários dois compressores, dispostos em paralelo, do modelo OSKA8551-K para o ciclo de alta e dois do modelo OSNA8591-K da fabricante *Bitzer*, ou similares.

Para os requisitos do projeto serão necessários quatro condensadores do modelo CETF1700 da fabricante *Mabrefe*, ou similares.

Para a especificação dos separadores e recipiente de líquido é necessário conhecer a quantidade de amônia no ciclo, que depende da localização dos equipamentos na planta o que não é mencionado no projeto.

Também não será possível especificar as bombas com os dados do projeto, pois o projeto não fornece o head do sistema.

Referências:

- [1] COSTA, Ennio C., Refrigeração. 3.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1982.
- [2] IACSC. 1999. Guidelines for the design, Specification, Construction, Maintenance, and Fire Management of Insulated Envelopes for Temperature Controlled
- [3] R.BECKER, Bryan; A.FRICKE, Brian. **Refrigerated Storage Facilities**.Kasas: 2005
- [4] RIGA, Lucas Roberto. Instalações frigoríficas Rio de Janeiro: Semana de Tecnologia em Refrigeração e Ar Condicionado 1999.
- [5] IARW. 1995. *IARW Operations Manual*. Vol 2. Brtchesda, MD: International Association of Refrigerated Warehouses.
- [6] ASHRAE. 2002. *2002 ASHRAE Handbook-Refrigeration*. Atlanta: american society of heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers,Inc.
- [7] Hendrix.W.A., D.R. Henderson, e H.Z. Jackson. 1989. Infiltration Heat Gains through Cold Storage Room Doorways. *ASHRAE Transactions* 95(2):1150-1168.
- [8] ASHRAE. 2001. *2001 ASHRAE Handbook-Fundamentals*. Atlanta: american society of heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers,Inc
- [9] Churchill.S.W., e H.H.S. Chu, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convections from a Vertical Plate," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 1323,1975,v
- [10] Goldstein, R.J.,E.W.Sparrow, e D.C.Jones,"Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates" *Int. J. Heat Mass Transfer*, 16, 1025,1973,
- [11] Lloyd.J.R, e W.R.Moran, ,"Natural Convection Adjacent to Horizontal Surface of Varous Planforms, " *ASME Paper 74-WA/HT-66*,1974
- [13] Krack Corporation. 1977. "Engeneering Manual: Refrigeration Load Estimating". Addison, IL: Krcak Corporation
- [14] McQuiston,F.C., and J.D.Spitler. 1992. *Cooling and Heating, Load calculations Manual* Atlanta: American society of heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers
- [15] ASHRAE.1992.Standart 52.1-1992: "Gravimetric and Dust-Spot Procedures For Testing Air Clearing Devices Used in General Ventilation for Removing Particulate Matter ". Atlanta: american society of heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers,Inc
- [16] U.S.Navy. 1986. "Design Manual 3.04, Refrigeration System for Cold Storage". Aexandria,VA: Naval Facilities Engineering command.
- [17] CREDER, Hélio. *Instalações de Ar Condicionado*. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.