

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

JÔNATAN DA COSTA DA CONCEIÇÃO

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS DE OPERAÇÃO
DE UM EVAPORADOR COM RESULTADOS OBTIDOS VIA SOFTWARE
COMERCIAL**

CAXIAS DO SUL

2021

JÔNATAN DA COSTA DA CONCEIÇÃO

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS DE OPERAÇÃO
DE UM EVAPORADOR COM RESULTADOS OBTIDOS VIA *SOFTWARE*
COMERCIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso II (MEC0291AC) apresentado à Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Transferência de calor.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini

CAXIAS DO SUL

2021

JÔNATAN DA COSTA DA CONCEIÇÃO

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE DADOS EXPERIMENTAIS DE OPERAÇÃO
DE UM EVAPORADOR COM RESULTADOS OBTIDOS VIA *SOFTWARE*
COMERCIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso II
(MEC0291AC) apresentado à Universidade de
Caxias do Sul, como requisito parcial à
obtenção do grau de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Área de concentração: Transferência de calor.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini

Aprovado em 15/12/2021.

Banca Examinadora

Prof. Dra. Camila Baldasso
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Me. Giovani Dambros Telli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer a Deus, a minha família que sempre estiveram ao meu lado e ao meu orientador Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini por dedicar seu tempo neste último ano a me orientar com este trabalho, sem eles nada disso seria possível, muito obrigado.

RESUMO

Na refrigeração industrial os sistemas de sobrealimentação de líquido são os mais eficientes. Isso se dá porque que ao longo do circuito do equipamento sempre tem líquido evaporando. Nas empresas, os projetistas devem procurar a maior taxa de transferência de calor de cada equipamento fabricado. Para facilitar esses cálculos de rendimento térmico são utilizados *softwares* comerciais para entender qual a configuração do equipamento possui melhor eficiência. Esse trabalho teve por objetivo compreender quais dados o *software* considera e se seus valores correspondem aos encontrados na literatura, comparando com os dados experimentais retirados do equipamento em operação. Para atingir esse objetivo foi calculado o coeficiente global de transferência de calor externo (U_e), onde é considerada a eficiência da aleta, eficiência global do aletado, a taxa de incrustação interna e externa, devido a depósito gradual que ocorre na superfície, podendo ser de ferrugem, óleo, uma série de coisas que acontecem durante o funcionamento do equipamento, os fatores de incrustações foram extraídos da norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Para o coeficiente convectivo interno de transferência de calor foram utilizadas as equações desenvolvidas por Kattan, aonde o valor médio calculado foi de 9.409,90 W/m²K. O coeficiente convectivo externo foi utilizado as equações de Wang, que considera todos os dados do bloco aletado, a temperatura e umidade do ar na entrada do evaporador, com estes dados foi possível calcular o valor de 65,57 W/m²K, utilizando todos esses valores foi possível calcular o U_e com o valor de 22,10 W/m²K, calculado a diferença de temperatura média logarítmica no valor de 6,39 °C, a capacidade térmica do evaporador analiticamente ficou com 15,11 kW, o valor informado pelo software é de 15,90 kW, e o calculado experimentalmente ficou com 9,95 kW, os valores calculados são semelhantes aos informados pelo software, mostrando que essas equações desenvolvidas podem ser utilizadas para cálculos de desempenho térmico do evaporador.

Palavras-chave: Evaporador. Recirculação de líquido. Coeficiente global de transferência de calor.

ABSTRACT

In industrial refrigeration, liquid supercharging systems are the most efficient. This is because there is always liquid evaporating along the equipment circuit. In companies, designers should look for a higher heat transfer rate from each manufactured equipment. To facilitate these calculations of thermal efficiency, commercial software is used to determine which configuration of the equipment has the best efficiency. This work aimed to understand which data the software considerations and if their values correspond to those found in the literature, comparing with the experimental data taken from the equipment in operation. To achieve this goal, the global coefficient of external heat transfer (U_e) was corrected, where the fin efficiency, global fin efficiency, an internal and external fouling rate, due to a gradual deposit that occurs on the surface, is considered. be it rust, oil, a series of things that happen during the operation of the equipment, the fouling factors were extracted from the TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) standard. For the internal convective heat transfer coefficient, in the equations developed by Kattaan was used, where the updated average value was $9,409.90 \text{ W / m}^2\text{K}$. The external convective coefficient was used to Wang's equations, which considers all data from the finned block, the temperature and humidity of the air at the evaporator inlet, with these data it was possible to calculate the value of $65.57 \text{ W / m}^2\text{K}$, using all of these value it was possible to calculate the U_e with the value of $22.10 \text{ W / m}^2\text{K}$, calculate the logarithmic average temperature difference in the value of $6.39 \text{ }^\circ\text{C}$, the thermal capacity of the evaporator was analytically 15.11 kW , the value entered by software is 15.90 kW , and the upgrade experimentally got 9.95 kW , similar calculated values given by the software, showing that these developed equations can be used for evaporator thermal performance calculations

Keywords: Evaporator. Liquid recirculation. Overall heat transfer coefficient.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo real x ciclo ideal de compressão à vapor (pressão x entalpia).....	18
Figura 2 – Corte compressor parafuso.....	20
Figura 3 – Condensador Evaporativo	21
Figura 4 – Recipiente de líquido de alta pressão	22
Figura 5 – Reservatório de líquido e bombas	23
Figura 6 – Imagem de uma bomba centrífuga para amônia	24
Figura 7 – Evaporador tubo liso	26
Figura 8 – Evaporador de placas	26
Figura 9 – Evaporador tubo com aleta	27
Figura 10 – Evaporador in loco	37
Figura 11 – Dimensões do evaporador	38
Figura 12 – Efeito da razão de recirculação sobre o $h_{conv,i}$	42
Figura 13 – Coeficiente convectivo interno de transferência de calor em função do título	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resistências de Incrustação para trocadores de calor	35
Tabela 2 – Configuração do bloco do evaporador.....	39
Tabela 3 – Dados do ar na retirados na entrada e saída do evaporador.....	39
Tabela 4 – Propriedades psicrométricas do ar	41
Tabela 5 – Cálculo da capacidade do evaporador experimental	42
Tabela 6 – Propriedades termodinâmicas da amônia	43
Tabela 7 – Resultados equações coeficiente convectivo externo	44
Tabela 8 – Eficiência global da superfície	45
Tabela 9 – Diferença de temperatura média logarítmica.....	45
Tabela 10 – Coeficiente global de transferência de calor externo.....	46
Tabela 11 – Comparativo entre resultados de transferência de calor	46

LISTA DE SIGLAS

ASHRAE *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

TEMA *Standard of the Tubular Exchange Manufacturers Association*

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO.....	12
1.2	JUSTIFICATIVA	13
1.3	OBJETIVOS	13
1.3.1	Objetivo geral.....	13
1.3.2	Objetivos específicos.....	14
2.	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	15
2.1	transferência de calor	15
2.1.1	Condução.....	15
2.1.2	Convecção.....	16
2.1.3	Radiação	16
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	17
2.3	FLUIDO REFRIGERANTE.....	19
2.4	COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	20
2.4.1	Compressor	20
2.4.2	Condensador	21
2.4.3	Válvula de expansão	22
2.4.4	Reservatório de líquido	22
2.4.4.1	Reservatório de alta pressão.....	22
2.4.4.2	Reservatório de baixa pressão.....	23
2.4.5	Bombas.....	24
2.4.6	Evaporadores	25
2.5	CÁLCULO ANALÍTICO TÉRMICO DO EVAPORADOR.....	27
2.5.1	Coefficiente convectivo interno de transferência de calor	28
2.5.2	Coefficiente convectivo externo de transferência de calor	32
2.5.3	Efficiência global da superfície aletada.....	34
2.5.4	Resistência de incrustação	35
2.5.5	Diferença de temperatura média logarítmica	36

2.6	TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA.....	36
3.	METODOLOGIA.....	37
3.1	DESENVOLVIMENTO DO ESTUDO	37
3.2	METODOLOGIA DOS CÁLCULOS.....	39
3.2.1	Cálculo experimental do evaporador.....	39
3.2.2	Cálculo analítico do Evaporador.....	40
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	41
4.1	RESULTADOS CÁLCULOS EXPERIMENTAIS	41
4.2	RESULTADOS CÁLCULOS ANÁLITICO	42
4.2.1	Cálculo coeficiente convectivo interno.....	42
4.2.2	Cálculo coeficiente convectivo externo	44
4.2.3	Cálculo da eficiência global da superfície.....	44
4.2.4	Cálculo da diferença de temperatura média logarítmica	45
4.2.5	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor	46
5.	CONCLUSÃO.....	48
	REFERÊNCIAS	49
	ANEXO A – TEMA RESISTÊNCIAS DE INCRUSTAÇÃO 1 (HR FT² °f/BTU).....	51
	ANEXO B – TEMA RESISTÊNCIAS DE INCRUSTAÇÃO 2 (HR FT² °f/BTU).....	52
	ANEXO C – FOLHA DE DADOS EVAPORADOR	53
	APÊNDICE A – COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR....	54
	APÊNDICE B – EFICIÊNCIA GLOBAL DA SUPERFÍCIE	55
	APÊNDICE C – ÂNGULO ESTRATIFICADO E SECO COM TÍTULO 0,01.....	56
	APÊNDICE D – APÊNDICE E COM TÍTULO 0,01	57

APÊNDICE E – ÂNGULO ESTRATIFICADO E SECO COM TÍTULO 0,25.....58

APÊNDICE F – COEFICIENTE INTERNO COM TÍTULO 0,25.....59

1. INTRODUÇÃO

No sistema de refrigeração, o evaporador é o agente direto entre o ambiente a ser resfriado e o circuito frigorífico; uma porcentagem expressiva dos sistemas frigoríficos envolve o condicionamento de ar no sentido amplo, por meio de um processo de resfriamento e secagem. O fluido de resfriamento nos evaporadores responsáveis por esse processo pode ser o próprio líquido refrigerante da instalação frigorífica, água ou uma solução anticongelante (STOECKER e JABARDO, 2018).

Em virtude do coeficiente de transferência de calor por convecção do ar, ser menor que o coeficiente de transferência de calor por ebulição os tubos dos evaporadores devem ser dotados de aletas para reduzir a resistência térmica exterior. O que caracteriza um evaporador com recirculação de líquido é o fato de a sua vazão ser superior á taxa de mudança de fase. Implicando na saída do evaporador de uma mistura de líquido e vapor. O líquido é levado aos evaporadores pela ação de uma bomba (STOECKER e JABARDO, 2018).

Existe um sistema de fluxo e alimentação de refrigerante ideal para cada projeto de evaporador e arranjo de alimentação de líquido. Um evaporador projetado para operação inundada por gravidade não pode ser necessariamente convertido em um arranjo de sobrealimentação e vice-versa; nem os sistemas podem ser sempre projetados para circular a vazão ideal sob todas as condições de carga (ASHRAE, 2018).

O comprimento do circuito nos evaporadores é determinado pela queda de pressão permitida, carga por circuito, diâmetro da tubulação, taxa de sobrealimentação, tipo de refrigerante e coeficientes de transferência de calor. O circuito mais eficiente é determinado, na maioria dos casos por meio de testes de laboratório conduzidos pelos fabricantes do evaporador. Suas recomendações devem ser seguidas ao projetar sistemas (ASHRAE, 2018).

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é complexo, devido a todas as variáveis independentes, os projetistas devem observar todas as variações e escolher a melhor combinação para sua aplicação.

1.1 AMBIENTE DE TRABALHO

A empresa foco deste trabalho é a Tecnofrio Equipamentos Frigoríficos Ltda., localizada na cidade de Caxias do Sul/RS. Que atua no ramo da refrigeração industrial e comercial há mais de 30 anos. Fabrica equipamentos frigoríficos para congelamento, resfriamento e condicionamento de produtos perecíveis.

O trabalho foi realizado junto ao setor de engenharia da empresa, em paralelo ao dia-a-dia, aonde são selecionados equipamentos, projetados fluxogramas, plantas baixas com distribuição de equipamentos. Gerando as melhores soluções frigoríficas.

1.2 JUSTIFICATIVA

Na refrigeração o equipamento responsável por retirar calor dos ambientes frigoríficos são os evaporadores, aonde o líquido refrigerante que passa por dentro deles num circuito fechado sofre um processo de evaporação numa temperatura abaixo do ambiente, assim absorvendo o seu calor, apesar de parecer um processo simples, existem variáveis a ser considerado no equipamento para termos um melhor rendimento térmico melhorando os custos energéticos na instalação.

Entre os diferentes modelos de evaporadores utilizados nos ambientes frigoríficos, os mais utilizados são os tubo aletado, onde as aletas acabam absorvendo calor do ar e levando aos tubos que estão rigidamente ligadas, onde esta passando o fluido refrigerante, assim aumentando a área de troca do equipamento. E para alimentação deles os com sobrealimentação de fluido são mais utilizados, pois os mesmos conseguem trabalhar com diversos evaporadores na planta mesmos estando montados com diferentes alturas e em diferentes ambientes com o mesmo regime de temperatura.

Com o objetivo de procurar a maior taxa de transferência de calor e atendendo a diversas aplicações e plantas frigoríficas diferentes, a empresa Tecnofrio Equipamentos Frigoríficos Ltda. Ao projetar evaporadores utiliza o *software* comercial, para definir o melhor modelo para cada ambiente. Compreender e comparar quais dados e relações o mesmo considera nos seus cálculos comparando com a literatura e com os resultados práticos retirados em campo é o objetivo deste trabalho, este estudo de pesquisa tem por motivação pessoal entender a complexidade dos cálculos em torno do coeficiente de trocar de calor dos evaporadores tubos aletados.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Avaliar comparativamente os dados práticos de operação de um evaporador com resultados obtidos via *software* comercial em um ambiente frigorífico.

1.3.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, os objetivos específicos são:

- a) caracterizar a instalação a ser considerada como referência, identificando os dados de projeto de todos os seus componentes;
- b) Quantificar a taxa de transferência de calor;
- c) quantificar os coeficientes convectivos interno e externo para a determinação do coeficiente global de transferência de calor do evaporador;
- d) coletar os dados do *software* a ser utilizado nas análises/simulações.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste trabalho, a revisão bibliográfica tem como fundamento a área das ciências térmicas, sendo apresentados conteúdos de Transferência de Calor, Termodinâmica e de Mecânica dos Fluidos.

2.1 TRANFERÊNCIA DE CALOR

Sempre que existir um gradiente de temperatura entre corpos ou sistemas em contato, haverá transferência de energia, conhecida como calor. Esta energia em trânsito, não pode ser medida ou observada diretamente, porém os efeitos que ela produz são susceptíveis de observação e medição (KREITH, e BOHN, 2003).

A literatura sobre transferência de calor reconhece três modos distintos de transmissão de calor: condução, convecção e radiação.

2.1.1 Condução

Condução é transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases. Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos, ela acontece por causa da combinação das vibrações das moléculas em rede, e a energia é transportada por elétrons livres (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Considerando uma parede plana de um mesmo material, com espessura Δx consegue-se expressar o fluxo térmico pela Equação de Fourier, (Equação 1).

$$\dot{q}_{cond} = k \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

Onde:

\dot{q}_{cond} é o fluxo térmico [W/m²];

k é a condutividade térmica do material [W/m·K];

ΔT é a diferença de temperatura entre os pontos [K];

Δx é a espessura do material [m].

2.1.2 Convecção

Convecção é o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, e envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de fluido. Quanto mais rápido for o movimento do fluido, maior é a transferência de calor por convecção. Na ausência de qualquer movimento da massa de fluido, a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por condução. A presença de movimento da massa de fluido aumenta a transferência de calor entre eles, mas também dificulta a determinação da taxa de transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Quando é causado por meios externos, tais como bomba, ventilador ou ventos atmosférico a convecção é dita forçada. O contraste, à convecção livre (ou natural), quando o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, originada a partir de diferenças de densidade (massas específicas) causadas por variações de temperatura de fluido (INCROPERA e DE WITT, 2008).

A taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura, sendo expressa pela Lei de Newton do Resfriamento, (Equação 2).

$$\dot{q}_{conv} = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Onde:

\dot{q}_{conv} é o fluxo térmico por convecção [W/m²];

h é o coeficiente convectivo [W/ m²·K];

T_s é a temperatura da superfície [K];

T_∞ é a temperatura do fluido [K].

2.1.3 Radiação

Radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não nula. Ainda que se volte à atenção para radiação a partir de superfícies sólidas, a emissão também ocorre a partir de gases e líquidos. Enquanto a transferência de calor por condução ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita dele (INCROPERA e DEWITT, 2008).

A taxa máxima de radiação que pode ser emitida por uma superfície é dada pela lei de Stefan-Boltzmann, (Equação 3).

$$q_{rad} = A_s \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (3)$$

Onde:

q_{rad} é a taxa máxima de radiação da superfície [W];

T_s é a temperatura da superfície [K];

A_s é a área da superfície [m²];

σ é a constante de Stefan-Boltzmann igual a $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²·K⁴].

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Pode-se chamar de ciclo de refrigeração uma situação em que um circuito fechado, o fluido refrigerante se transforma sucessivamente em líquido e vapor, a partir da absorção e rejeição de calor (JUNIOR, 2009).

O estado de um fluido é a condição em que se encontra, descrito pelo conjunto de suas propriedades. Frequentemente duas delas são suficientes para definir o estado de um fluido. Na refrigeração as propriedades bastante utilizadas são temperatura e pressão

Conforme Venturi e Pirani (2005), a Figura 1 mostra os ciclos de refrigeração ideal e real, com os quatro estados fundamentais do ciclo. No ideal o fluido refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado e é comprimido de forma isentrópica até a pressão do condensador (P_C). A temperatura do fluido aumenta durante esse processo de compressão isentrópica até bem acima da vizinhança. Em seguida, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido no estado 2 e sai como líquido saturado no estado 3, como resultado da rejeição de calor para a vizinhança. A temperatura do fluido no estado 3 ainda é maior do que a vizinhança.

Nesse estado 3 o refrigerante é estrangulado até a pressão de evaporação (P_O) ao passar através de uma válvula de expansão ou tubo capilar. Durante esse processo, a temperatura do fluido cai abaixo do espaço refrigerado.

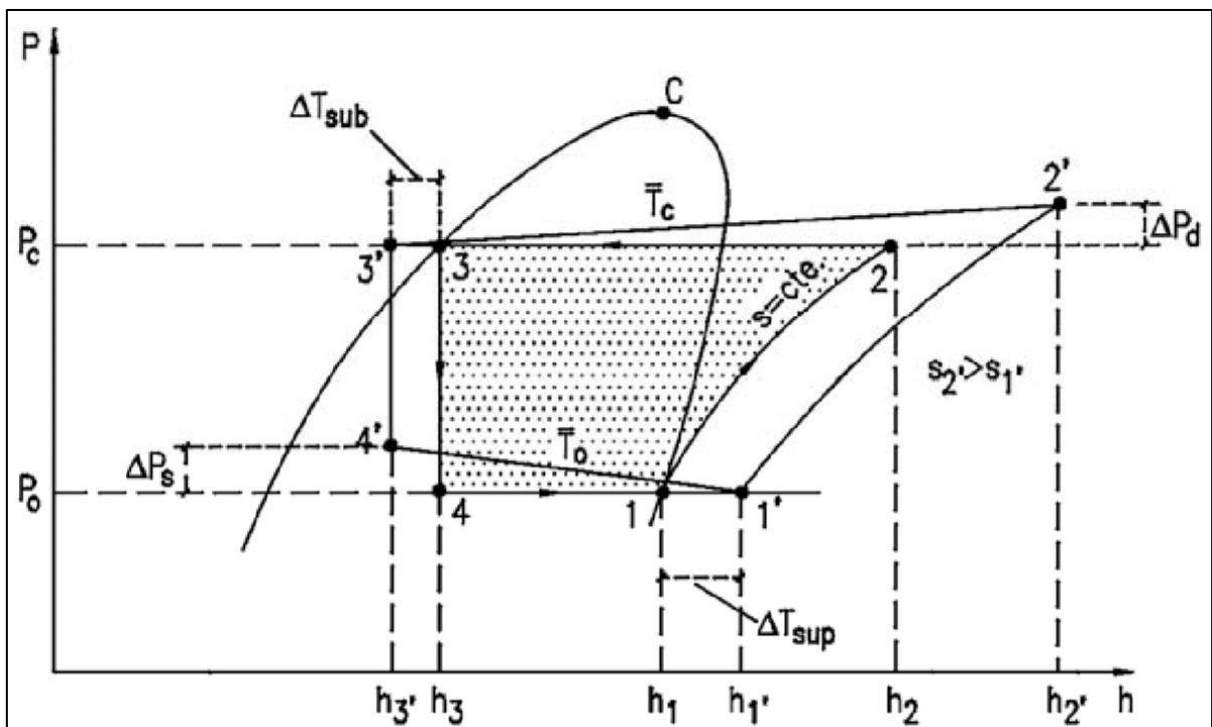
O fluido entra no evaporador no estado 4 como mistura saturada e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado. O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Ainda na Figura 1, o ciclo real de refrigeração, considera as irreversibilidades dos processos e as diferenças intencionais nos estados para melhora do funcionamento do sistema.

As irreversibilidades apresentadas são o aumento da entropia no ponto 2 ($s_{2'} > s_{1'}$), causado pelo atrito no compressor e transferência de calor do compressor para o fluido, os ΔP_d e ΔP_s são as quedas de pressão no fluido causado pelo comprimento da tubulação nas linhas de condensação e evaporação.

O subresfriamento do líquido (ΔT_{sub}) refrigerante no final do condensador, com a sua temperatura abaixo da condensação (T_C) e o superaquecimento (ΔT_{sup}) na saída do evaporador, temperatura acima da evaporação (T_0), são utilizados para melhorar o efeito de refrigeração do sistema e para proteger o compressor de possíveis retornos de líquidos.

Figura 1 – Ciclo ideal x ciclo real de compressão à vapor no diagrama pressão x entalpia



Fonte: Venturini e Pirani (2005).

A forma geral da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada aos volumes de controle em torno de cada equipamento do sistema operando em regime permanente, com apenas uma entrada e uma saída de massa, e desprezando os efeitos das energias cinética e potencial, é dada pela Equação 4.

$$\dot{Q}_{VC} = \dot{m} \cdot \Delta h_{s-e} + \dot{W}_{VC} \quad (4)$$

Onde:

\dot{Q}_{VC} ao fluxo de calor através da superfície de controle [kW];

\dot{m} é vazão mássica [kg/s];

Δh_{s-e} a variação de entalpia entre a saída e entrada do volume controle [kJ/kg];

\dot{W}_{VC} é potência de eixo [kW].

2.3 FLUIDO REFRIGERANTE

Em 1834 quando Jacob Perkins patenteou (Patente britânica nº 6662) o primeiro sistema de refrigeração, nomeada “Aparelho e meios para a produção de gelo e em fluidos de resfriamento”, os fluidos refrigerantes utilizados eram de origens naturais, ou seja, CO₂, amônia, somente no final da década de 1920 foram desenvolvidos refrigerantes sintéticos, o que possibilitou a refrigeração doméstica.

A utilização dos fluidos sintéticos foi crescendo e assim substituindo os naturais, até meados de 1980, aonde foi constatado que esses causavam danos à camada de ozônio da atmosfera terrestre.

Os últimos vinte anos têm se caracterizado pelo aparecimento de inúmeros substitutos refrigerantes sintéticos, determinado pelo Protocolo de Montreal de 1986, em virtude dos seus efeitos na camada de ozônio. Com o aumento dos alertas relativos ao efeito estufa, refrigerantes naturais como CO₂ e amônia têm sido utilizados nas maiorias das instalações (STOECKER e JABARDO, 2018).

A amônia, por ser uma substância 100% natural e de reduzido tempo de vida (menos de 14 dias), não interage com a Camada de Ozônio ODP =0 (*Ozone Depletion Potential*, ou potencial de destruição da camada de ozônio) ou contribui com o efeito estufa GWP=0 (*Global Warming Potential*, ou potencial de aquecimento global). A referência do GWP é o CO₂ com valor estabelecido em 1, quanto maior o GWP maior será o impacto no aquecimento global. O ODP quanto mais próximo de 0, menor será o impacto na camada de ozônio (MONTREAL, 2009).

A amônia tem o efeito de refrigeração mais elevado por unidade de massa dentre os refrigerantes, o que, apesar do volume específico bem maior no estado de vapor em relação a eles, proporciona a maior capacidade de refrigeração de todos com um deslocamento do pistão relativamente pequeno (DOSSAT, 1980).

2.4 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

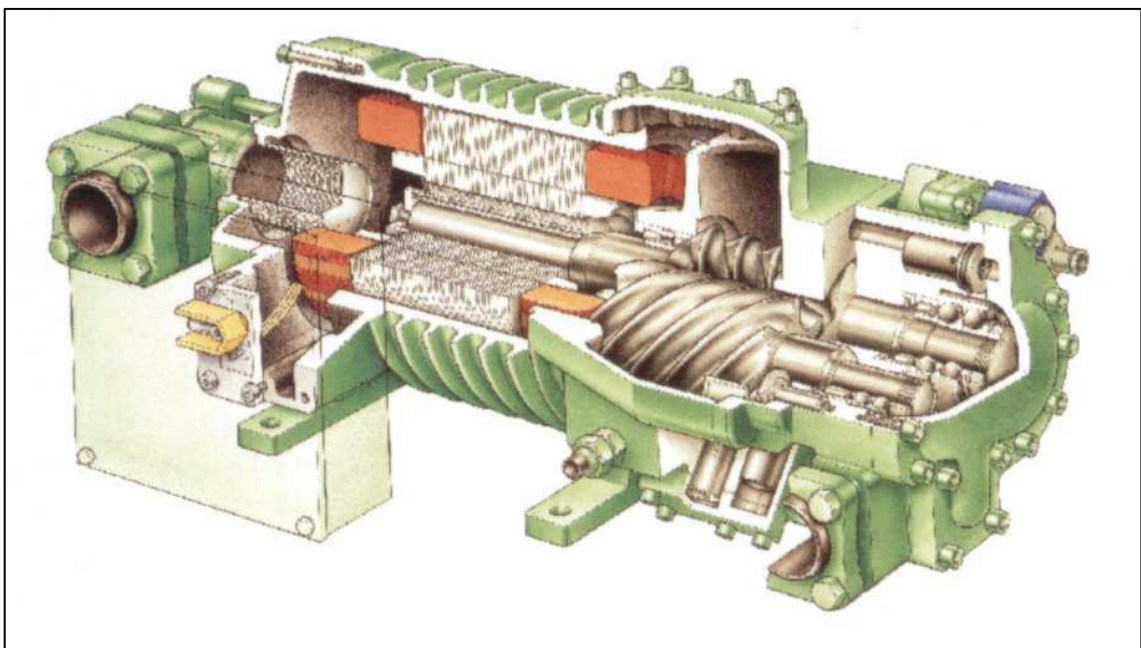
2.4.1 Compressor

O compressor é o coração do sistema de compressão a vapor. Tem por finalidade elevar a pressão do fluido evaporado até a de condensação, recebendo, para isso energia do seu motor de acionamento.

Na refrigeração industrial, são utilizados praticamente todos os tipos de compressores: alternativo, rotativo de parafuso e de palhetas e centrífugo. Desses, os tipos mais comuns em instalações de capacidade de até 1.000 kW são os alternativos e os rotativos de parafuso, ou simplesmente parafuso ilustrado na figura 2. Compressores centrífugos encontram aplicação na indústria química e de processos, uma vez que tanto podem ser acionados por turbina a gás como por motores elétricos. Os compressores rotativos de palhetas encontram aplicação como *booster* em sistemas de duplo estágio de compressão (STOECKER e JABARDO, 2018).

Os compressores ainda podem ser classificados como herméticos e abertos. Nos abertos o eixo atravessa a carcaça do compressor para ser acionado por um motor. Nos herméticos, compressor e motor são alojados na mesma carcaça. Alguns herméticos recebem nome de semi-hermético quando apresentam o cabeçote removível.

Figura 2 – Corte compressor parafuso



Fonte: Martinelli (2008).

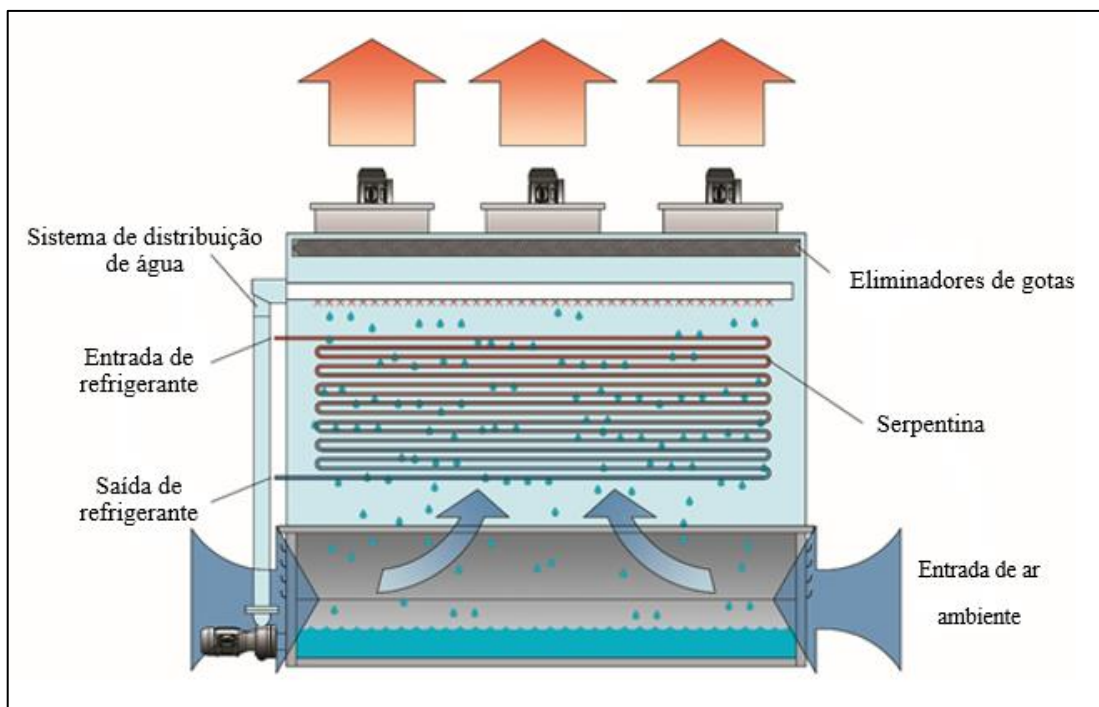
2.4.2 Condensador

Os condensadores nas instalações de refrigeração têm como objetivo dissipar o calor absorvido nos evaporadores, acrescido do equivalente térmico do trabalho fornecido ao refrigerante durante sua compressão.

Os condensadores são de três tipos gerais em relação ao meio de condensação do refrigerante: (1) resfriado a ar, (2) resfriado a água e (3) evaporativo. Nos dois primeiros o calor cedido pelo refrigerante na condensação aumenta a temperatura do ar ou da água usados como meio de condensação. Os condensadores evaporativos empregam ar e água. Mesmo que haja alguma elevação na temperatura do ar que passa por ele, a condensação do fluido refrigerante resulta principalmente da evaporação da água pulverizada sobre o condensador. A função do ar é aumentar a taxa de evaporação tirando o vapor de água que resulta do processo de evaporação. (DOSSAT, 1980).

O circuito de água com borrifadores sobre as serpentinas do condensador evaporativo, também chamado usualmente de bicos aspersores, tem papel fundamental de assegurar que a superfície dos tubos se mantenha molhada para acelerar a rejeição de calor pelo fluido refrigerante e também evitar a formação de incrustação no feixe tubular (PEREIRA, 2020). A Figura 3 ilustra um condensador evaporativo.

Figura 3 – Condensador Evaporativo



2.4.3 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão é um elemento do sistema de refrigeração que tem a finalidade de reduzir a pressão e regular a vazão do fluido refrigerante líquido que entra no evaporador. Dentre os dispositivos de expansão em instalações industriais têm-se a válvula expansão termostática, motorizada, de boia e a manual (STOECKER e JONES, 1985).

2.4.4 Reservatório de líquido

As funções básicas dos reservatórios em sistemas frigoríficos industriais são as de armazenamento e de separação do fluido refrigerante líquido. O armazenamento tem por objetivo compensar variações no resfriamento do líquido devido às possíveis falhas nos condensadores, e na demanda de refrigerante líquido na injeção de evaporadores. A separação, por outro lado, é fundamental para evitar a migração de líquido para o compressor (STOECKER e JABARDO, 2018).

2.4.4.1 Reservatório de alta pressão

O reservatório de alta pressão, em pequenas instalações, é dimensionado para conter a carga total de fluido refrigerante do sistema. Durante a operação de recolhimento do fluido a válvula de bloqueio, na linha de líquido, permanece fechada enquanto o compressor continua em operação. Nessas condições, o fluido que permanece no restante da linha de líquido, nos evaporadores e nas linhas de aspiração, é progressivamente comprimido, condensado e armazenado no tanque de líquido (STOECKER e JABARDO, 2018). A Figura 4 apresenta um recipiente de líquido típico.

Figura 4 – Recipiente de líquido de alta pressão



Fonte: Tecnofrio (2021)

2.4.4.2 Reservatório de baixa pressão

O reservatório de baixa pressão ou separador de líquido possui duas funções básicas essenciais para o sistema de refrigeração. A primeira é separar o líquido do vapor, assim garantindo que o compressor não aspire líquido. O retorno de líquido é um dos problemas mais comuns encontrados nos compressores, que sofrem quebra mecânica. A presença do fluido refrigerante em estado líquido acaba sendo solúvel ao óleo, assim fazendo o arrasto da lubrificação do compressor, além do líquido não ser compreensível causando sua quebra. A segunda função é garantir que somente líquido chegue aos evaporadores, melhorando seu rendimento térmico.

Para controle de nível do separador de líquido, geralmente são utilizados duas boias, uma para função de trabalho fazendo o controle da injeção de líquido, e outra para desarme do sistema, caso o volume de líquido atinja valores que possam ser aspirados pelo compressor. A Figura 5 mostra a instalação de um separador de líquido junto com as bombas centrífugas de amônia, para envio de refrigerante líquido aos evaporadores com sistema bombeado.

Figura 5 – Reservatório de líquido e bombas



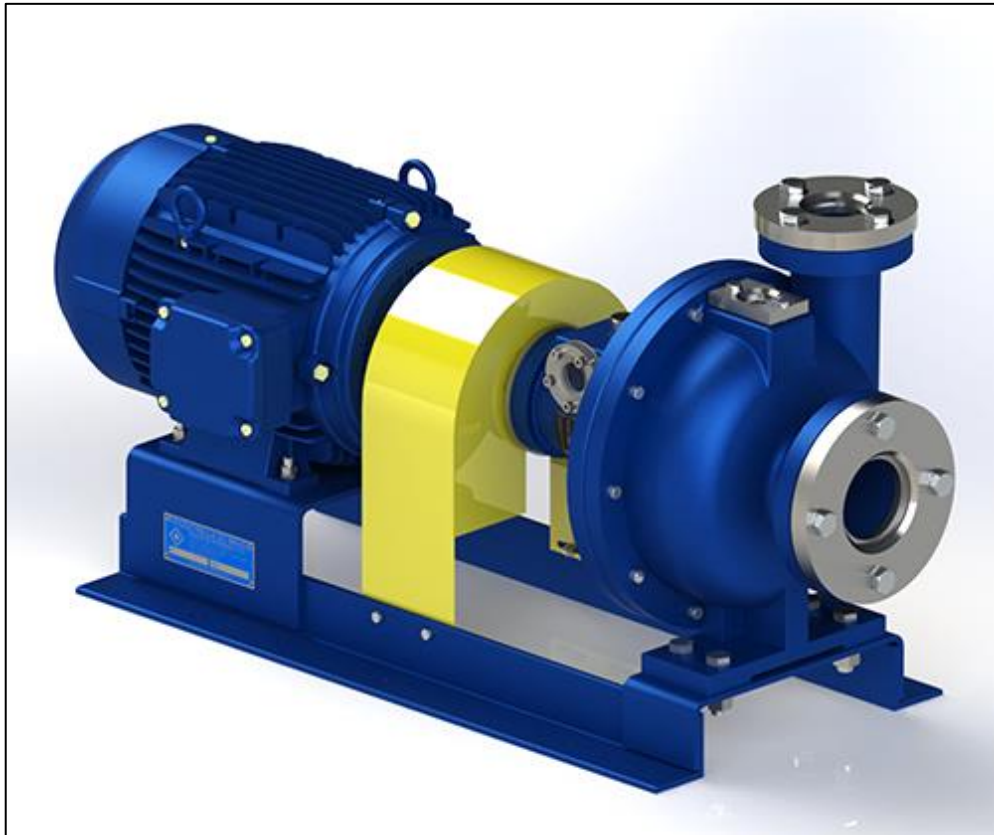
Fonte: autor (2021).

2.4.5 Bombas

Stoecker e Jabardo (2108) mencionam que os dois tipos mais comuns de bombas de recirculação são as de deslocamento positivo e as centrífugas. As bombas de deslocamento positivo se caracterizam por apresentarem uma vazão constante para uma dada rotação, o que as qualifica para instalações que operem sem mudanças significativas da vazão, mesmo que ocorra um diferencial de pressão. Tal não seria o caso de instalações dotadas de válvulas solenoides de controle de vazão, operadas termostaticamente.

As bombas centrífugas (Figura 6) apresentam um limite de pressão para cada rotação. Nessas condições, elas se adaptam a sistemas com demanda de vazão variável. Entretanto, algumas precauções devem ser tomadas em operação a baixas vazões, quando pode ocorrer um aquecimento excessivo do líquido no rotor, com possível formação de vapor. Para evitar tal situação, certa quantidade de líquido é desviada de volta ao separador.

Figura 6 – Imagem de uma bomba centrífuga para amônia



Fonte: Frigostrella (2021)

2.4.6 Evaporadores

Os evaporadores são os dispositivos que absorvem a energia dos ambientes que se desejam refrigerar, através da vaporização do fluido que está percorrendo seu interior. Dossat (1980) menciona que os evaporadores geralmente são classificados pelo tipo de alimentação ou pela sua superfície de troca de calor.

Com o método de alimentação do líquido refrigerante, os evaporadores são divididos em três modos que são de expansão seca ou direta, inundado ou de sobrealimentação líquida. No de expansão seca, a quantidade de refrigerante líquido que entra é limitada, para que possa ser completamente vaporizada quando alcança o final do evaporador, de modo que somente o vapor do refrigerante entra na linha de sucção do compressor.

O evaporador de inundação plena opera completamente cheio com líquido refrigerante, uma condição que garante a maior quantidade de superfície de tubo interior molhada e, conseqüentemente, a taxa de transmissão de calor é a mais elevada possível.

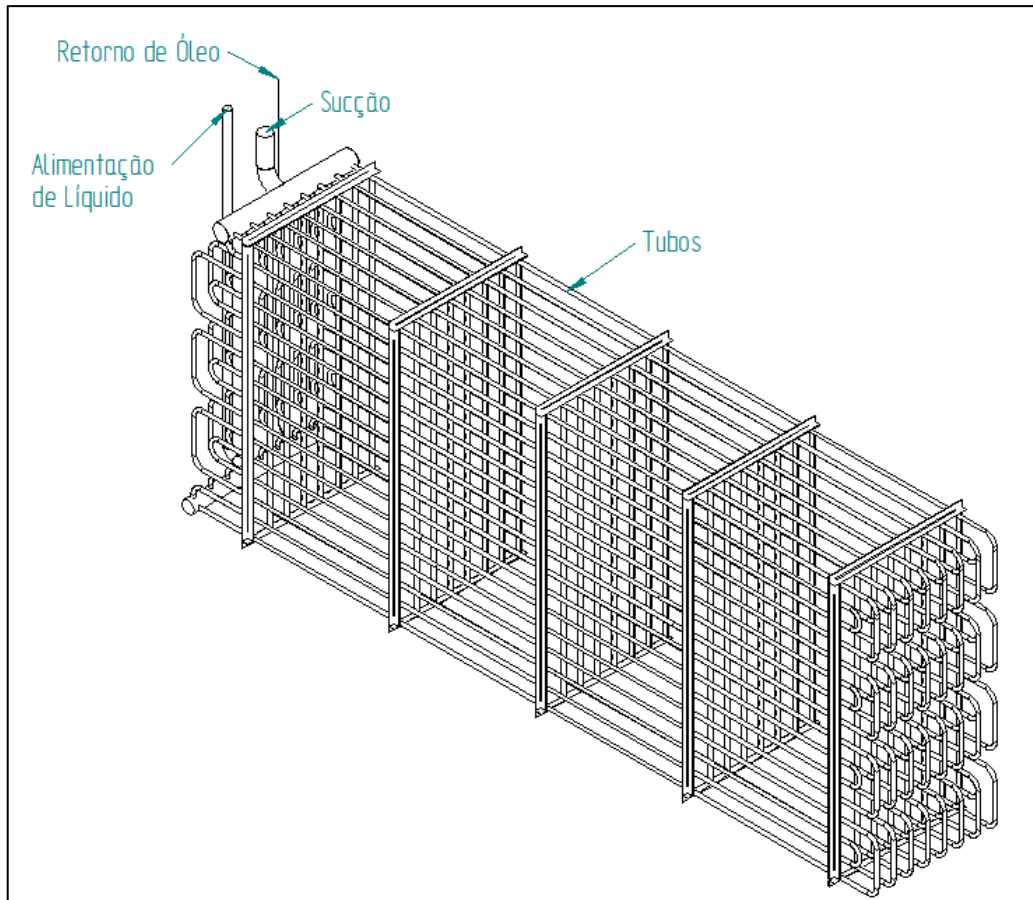
O evaporador de sobrealimentação líquida é aquele em que a quantidade de refrigerante líquido circulado através do evaporador é consideravelmente excessiva em relação àquela que pode ser vaporizada.

Referente à superfície de troca tem-se três modelos principais de evaporadores de tubos lisos, de placas e de tubos aletados. Os evaporadores tubos lisos são evaporadores constituídos somente de tubos, geralmente utilizados em tanques para resfriar a água ou salmoura que posteriormente é enviada para o processo. A Figura 7 apresenta um evaporador de tubo liso.

Os evaporadores a placas possuem um grande coeficiente de troca de calor, estão sendo cada vez mais utilizados na substituição de evaporadores casco e tubo devido a problemas com incrustações e rendimento térmico menor, são utilizados nos mais diversos processos como: resfriamento de água, salmoura, leite, cervejas, diversos tipos de líquidos. A Figura 8 representa um trocador a placas.

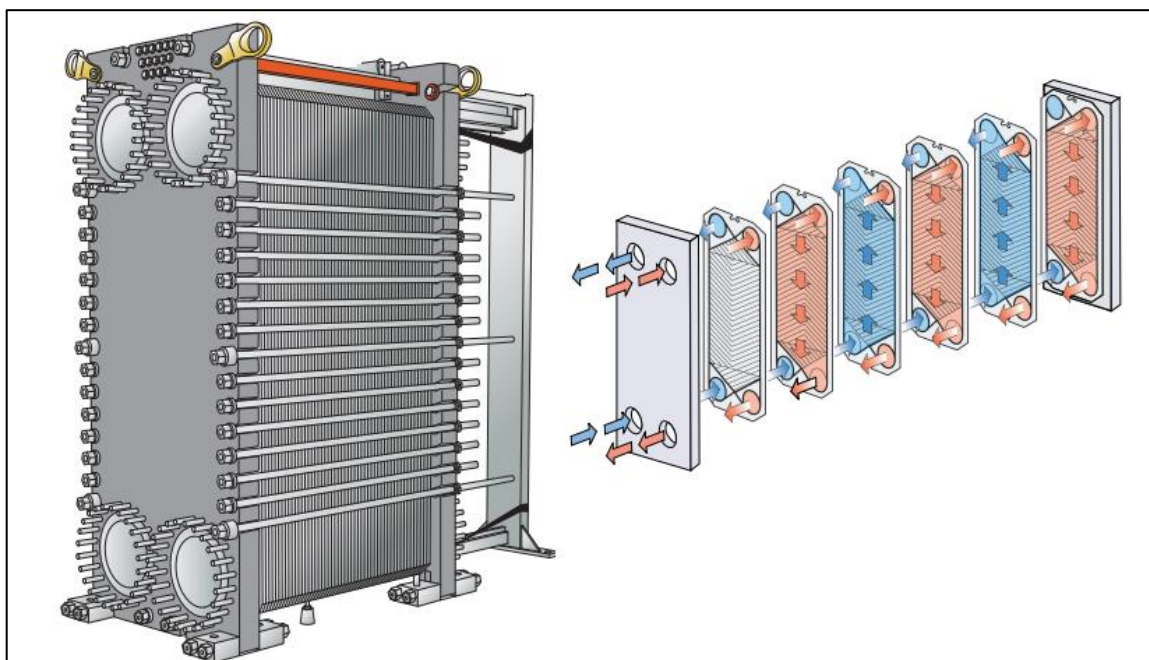
O evaporador com aletas (Figura 9) são utilizados para resfriamento, desumidificação de ar, túneis de congelamento, sempre cuidando com a temperatura de aplicação, quanto menor a temperatura, mais espaçadas devem ser aletas, geralmente montadas numa faixa de 5 a 25 mm de distância entre elas, essas aletas são montadas em volta do tubo, aumentando à área de troca do equipamento, e melhorando assim o seu rendimento térmico.

Figura 7 – Evaporador tubo liso



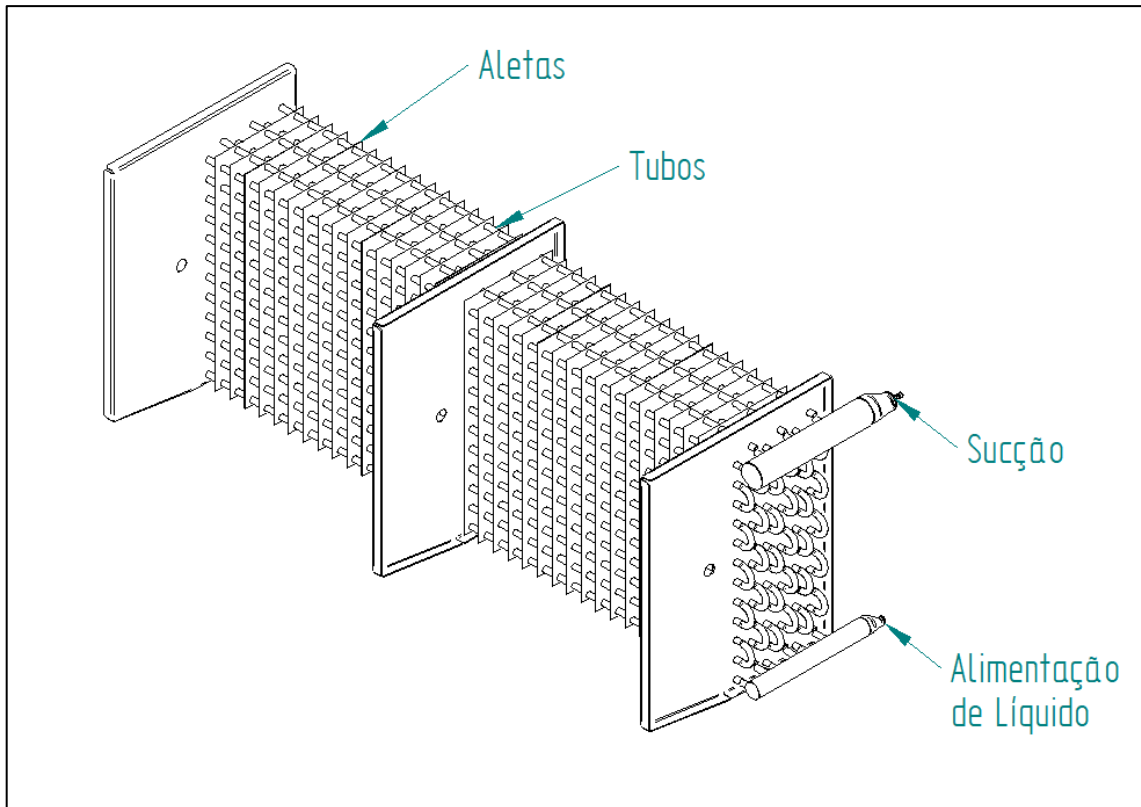
Fonte: Tecnofrio (2021)

Figura 8 – Evaporador de placas



Fonte: Alfa Laval (2021)

Figura 9 – Evaporador tubo com aleta



Fonte: Tecnofrio (2021)

2.5 CÁLCULO ANALÍTICO TÉRMICO DO EVAPORADOR

Uma etapa essencial, e frequentemente a mais imprecisa, de qualquer análise de trocadores é a determinação do coeficiente global de transferência de calor, é definido em função da resistência térmica total à entre dois fluidos (INCROPERA e DEWITT, 2008).

Para evaporadores com tubos e aletas externas, considerando os efeitos de incrustação interna e externa, a Equação 5 é usada para calcular o coeficiente global de transferência de calor para a área externa:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{\eta_0 h_{conv,e} A_e} + \frac{R''_e}{\eta_0 A_e} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi C k_t} + \frac{R''_i}{\eta_0 A_i} + \frac{1}{h_{conv,i} A_i} \quad (5)$$

Onde:

U_e é o coeficiente global de transferência de calor externo [W/(m²·K)];

A_e é a área externa [m²];

$h_{conv,e}$ é o coeficiente convectivo externo de transferência de calor [W/(m²·K)];

η_0 é eficiência global da superfície aletada [-];

R''_e é a resistência externa de incrustação [(m²·K)/W];

$h_{conv,i}$ é o coeficiente convectivo interno de transferência de calor [W/(m²·K)];

D_e é o diâmetro externo do tubo [m];

D_i é o diâmetro interno do tubo [m];

R''_i é a resistência interna de incrustação [(m²·K)/W];

A_i é a área interna dos tubos [m²];

C comprimento total do tubo [m];

k_t é a condutividade térmica do material do tubo [(W/(m·K))].

2.5.1 Coeficiente convectivo interno de transferência de calor

O cálculo deste parâmetro em evaporadores com circulação forçada é bem complexo, devido à troca de fase do fluido refrigerante. O fato dos tubos estarem montados na horizontal faz com que a gravidade também influencie diretamente na disposição do líquido dentro do tubo.

Kattaanet al, (1998a, 1998b, 1998c) propuseram o primeiro modelo de evaporação dentro de tubos horizontais e um mapa de fluxo de duas fases para prever coeficientes de transferência de calor, Zürcher (1999) o aperfeiçoou empiricamente corrigindo com bases em novas observações e definindo a seguinte Equação 6:

$$h_{conv,i} = \frac{\theta_{seco} h_v + (2\pi - \theta_{seco}) h_L}{2\pi} \quad (6)$$

Onde:

θ_{seco} é o ângulo da seção transversal do tubo que está em contato com o vapor [rad];

h_v é o coeficiente de transferência de calor do vapor [W/(m²K)];

h_L é o coeficiente de transferência de calor do líquido [W/(m²K)].

Conforme o regime de escoamento do líquido o θ_{seco} é calculado com a equação 7.

$$\theta_{seco} = \theta_{estr} \left[\frac{(G_{wavy} - G_i)}{(G_{wavy} - G_{estr})} \right]^{0,5} \quad (7)$$

$$G_{estr} = \left[\frac{226,3^2 A_L A_v^2 \rho_v (\rho_L - \rho_v) \mu_L g \cos \varphi}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} + 20x \quad (8)$$

$$G_{wavy} = \left\{ \left[\frac{16 A_v^3 g D_i \rho_L \rho_v}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{Ld} - 1)^2)^{0,5}} \right] \left[\frac{\pi^2}{25 h_{Ld}^2} (1-x)^{F_{1(q)}} \left(\frac{g D_i^2 \rho_l}{\sigma_L} \right)^{F_{2(q)}} \right] \right\}^{0,5} \\ + 50 - 75 e^{-\left[\frac{(x^2 - 0,97)^2}{x(1-x)} \right]} \quad (9)$$

$$\theta_{estr} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} [(1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3})] \right. \\ \left. - \left[\frac{1}{200} (1-\varepsilon)\varepsilon[1 - 2(1-\varepsilon)][1 + 4((1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \right] \right\} \quad (10)$$

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln(\varepsilon_h / \varepsilon_{ra})} \quad (11)$$

$$\varepsilon_h = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{ra} = \frac{x}{\rho_v} \left[1 + 0,12(1-x) \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1,18(1-x)[g\sigma_L(\rho_l - \rho_v)^{0,25}]^{-1}}{G_i \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (13)$$

$$A_L = (1 - \varepsilon) A_{intT} \quad (14)$$

$$A_v = \varepsilon A_{intT} \quad (15)$$

$$h_{Ld} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{estr}}{2} \right) \right) \quad (16)$$

$$F_{1(q)} = 0,5 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^2 + 64,8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right) \quad (17)$$

$$F_{2(q)} = 18,8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right) + 1,023 \quad (18)$$

$$q_{crit} = 0,131\rho_v^{0,5}\Delta h_v[g\sigma_L(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (19)$$

$$q = \mu_L\Delta h_v \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma_L}} \left(\frac{(T_{e,ar} - T_{evap})c_{pL}}{c_{sf}\Delta h_v Pr_L^n} \right)^3 \quad (20)$$

Onde:

θ_{estr} é o ângulo de estratificação[rad];

G_{wavy} é a velocidade de massa de transição em fluxo estratificado ondulado [kg/(m²s)];

G_{estr} é a velocidade de massa de transição para fluxo totalmente estratificado [kg/(m²s)];

h_{Ld} é a altura do líquido dentro do tubo [-];

G_i é a vazão mássica do líquido mais vapor dentro do tubo [kg/(m²s)];

A_L é a área da seção transversal ocupada pela fase líquida no tubo [m²];

A_v é a área da seção transversal ocupada pela fase vapor no tubo [m²];

A_{intT} é a área da seção transversal interna do tubo [m²];

ρ_L é a densidade do líquido [kg/m³];

ρ_v é a densidade do vapor [kg/m³];

μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido [N·s/m²];

g é a aceleração da gravidade [m/s²];

φ é o ângulo do eixo do tubo em relação a horizontal [°];

σ_L é a tensão superficial do líquido [N/m];

x é a qualidade do vapor [-];

$F_{1(q)}$ é o expoente empírico pelo efeito do fluxo de calor na secagem durante a evaporação [-];

$F_{2(q)}$ é o expoente empírico pelo efeito do fluxo de calor na secagem durante a evaporação [-];

Δh_v é o calor latente de vaporização [J/kg];

q é o fluxo de calor em ebulição nucleada [W/m²];

q_{crit} é usado para normalizar o fluxo de calor local [W/m²];

k_{inox} é a condutividade térmica do Inox AISI 304 [W/(m·K)];

$T_{e,ar}$ é a temperatura do ar na entrada [K];

T_{evap} é a temperatura de evaporação do fluido interno [K];

r_i é o raio interno do tubo [m];

r_e é o raio externo do tubo [m];

ε fração de vazio de vapor [-].

O coeficiente de transferência de calor do líquido é dado pelas equações 21, 22 e 23.

$$h_L = (h_{nb}^3 + h_{cb}^3)^{1/3} \quad (21)$$

$$h_{cb} = 0,0133(Re_L)^{0,69}(Pr_L)^{0,4} \frac{k_L}{\delta_L} \quad (22)$$

$$h_{nb} = 55(P/P_{crit})^{0,12}(-\log_{10}(P/P_{crit}))^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (23)$$

$$Re_L = \frac{G_i(1-x)\delta_L}{(1-\varepsilon)\mu_L} \quad (24)$$

$$Pr_L = \frac{c_{pL}\mu_L}{k_L} \quad (25)$$

$$\delta_L = \frac{D_i(1-\varepsilon)}{4} \quad (26)$$

Onde:

h_{cb} é coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m²·K)];

h_{nb} é coeficiente de transferência de calor por nucleação [W/(m²·K)];

Re_L é o número de Reynolds do líquido [-];

Pr_L é o número de Prandtl do líquido [-];

k_L é a condutividade térmica do líquido [W/(m·K)];

δ_L é a espessura da camada de líquido [m];

P é pressão de evaporação [Pa];

P_{crit} é pressão na temperatura crítica [Pa];

M é a massa molecular do fluido [kg/kmol];

c_{pL} calor específico do líquido [J/(kg·K)].

O coeficiente de transferência de calor do vapor é dado pela equação 27.

$$h_v = 0,023(Re_v)^{0,80}(Pr_v)^{0,4} \frac{k_v}{Di} \quad (27)$$

$$Re_v = \frac{G_i D_i x}{\mu_v \varepsilon} \quad (28)$$

$$Pr_v = \frac{c_{pv} \mu_v}{k_v} \quad (29)$$

Onde:

Re_v é o número de Reynolds do vapor [-];

Pr_v é o número de Prandtl do vapor [-];

k_v é a condutividade térmica do vapor [W/(m²·K)];

μ_v viscosidade dinâmica do vapor [N·s/ m²];

c_{pv} calor específico do vapor [J/(kg·K)].

2.5.2 Coeficiente convectivo externo de transferência de calor

Wang et al. (2000) propõem o equacionamento a seguir para o cálculo do coeficiente convectivo externo de transferência de calor.

$$h_{conv,e} = 0,086(Re_{De})^{c1} N_z^{c2} \left(\frac{s+t}{D_c}\right)^{c3} \left(\frac{s+t}{D_h}\right)^{c4} \left(\frac{s+t}{P_t}\right)^{-0,93} \frac{(G_{ar} C_{p,ar})}{(Pr_{ar})^{2/3}} \quad (30)$$

$$C1 = -0,361 - \frac{0,042 N_z}{\ln(Re_{De})} + 0,158 \ln \left(N_z \left(\frac{s+t}{D_c} \right)^{0,41} \right) \quad (31)$$

$$C2 = -1,224 - \frac{0,076(P_z/D_h)^{1,42}}{\ln(Re_{De})} \quad (32)$$

$$C3 = -0,083 + \frac{0,058 N_z}{\ln(Re_{De})} \quad (33)$$

$$C4 = -5,735 + 1,21 \ln \left(\frac{Re_{De}}{N_z} \right) \quad (34)$$

$$Re_{De} = \frac{\rho_{ar} D_c V_{max}}{\mu_{ar}} \quad (35)$$

$$V_{max} = \frac{V_{fr}}{\sigma_{vel}} \quad (36)$$

$$Pr_{ar} = \frac{c_{par} \mu_{ar}}{k_{ar}} \quad (37)$$

Onde:

Re_{De} é o numero de Reynolds do ar [-];

N_z é o numero de fileiras no sentido de escoamento;

s é a distância entre as aletas [m];

t é a espessura das aletas [m];

D_h é o diâmetro hidráulico do tubo [m];

D_c é o diâmetro externo do tubo mais espessura da aleta [m];

P_t é a distância entre os tubos normal ao escoamento [m];

G_{ar} é a vazão mássica máxima do ar [kg/(m²·s)];

$C_{p,ar}$ é o calor específico do ar [J/(kg·K)];

Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar [-];

P_z é a distância entre os tubos normal no sentido do escoamento [m];

ρ_{ar} é a densidade do ar na entrada [kg/m³];

μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar [N·s/ m²];

$C1, C2, C3$ e $C4$ são os parâmetros de correlação [-];

V_{max} é a velocidade máxima do ar [m/s]

V_{fr} é a velocidade frontal ou de face do ar [m/s]

σ_{vel} é a razão entre a área de fluxo mínimo e a área frontal [-]

k_{ar} é a condutividade térmica do ar [W/(m²·K)].

Para um número de tubos no sentido do escoamento maior ou igual a dois, correlaciona o diâmetro hidráulico com um padrão geométrico:

$$D_h = \frac{4\sigma_{vel}A_{ent}L}{A_t} \quad (38)$$

Onde:

A_{ent} é a área de face do evaporador (perpendicular ao escoamento) [m²];

A_t é a área total do evaporador de troca de calor [m²];

L é a largura da aleta [m].

2.5.3 Eficiência global da superfície aletada

A grandeza eficiência global da superfície aletada da Equação 5 é definida de tal modo que é aplicada do lado quente ou do lado frio do trocador de calor.

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_a A_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (39)$$

Onde:

N_a é o número de aletas [-];

A_a é a área de uma aleta [m²];

η_a é a eficiência da aleta [-].

McQuiston (1975) desenvolveu as equações 40, 41, 42 e 43 para eficiência de aleta.

$$\eta_a = \frac{\tanh[m(D_e/2)]\phi}{[m(D_e/2)]\phi} \quad (40)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{conv,e}}{k_a t} \left(1 + \frac{Ei}{C_{p,ar}}\right)} \quad (41)$$

$$X_l = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + \frac{P_z^2}{2}} \quad (42)$$

$$E = \left(\frac{\omega_{e,a} - \omega_{e,ar}}{T_{e,a} - T_{e,ar}} + \frac{\omega_{s,a} - \omega_{s,ar}}{T_{s,a} - T_{s,ar}} \right) / 2 \quad (43)$$

$$\phi = \left[\left(1,27 \left(\frac{P_t}{D_e} \right) \sqrt{\left(\frac{X_t}{P_t/2} \right) - 0,3} \right) - 1 \right] \left(1 + 0,35 \ln \left(1,27 \left(\frac{P_t}{D_e} \right) \sqrt{\left(\frac{X_t}{P_t/2} \right) - 0,3} \right) \right) \quad (44)$$

Onde:

ϕ é o fator dimensional das aletas e tubos [-];

k_a é a condutividade térmica da aleta [W/(m·K)];

i é o calor latente de vaporização da água [J/kg];

E caracteriza as condições psicrométricas do ar [kg água/kg ar de ar seco·K];

$\omega_{e,a}$ é a umidade do ar na temperatura da aleta [kg água/kg ar de ar seco];

$\omega_{e,ar}$ é a umidade do ar na entrada [kg água/kg ar de ar seco];

$T_{e,a}$ é a temperatura da aleta [K];

$T_{e,ar}$ é a temperatura do ar na entrada [K];

$\omega_{s,a}$ é a umidade de saturação do ar na temperatura da aleta [kg água/kg ar de ar seco];

$\omega_{s,ar}$ é a umidade do ar na saída [kg água/kg ar de ar seco];

$T_{s,ar}$ é a temperatura do ar na saída [K].

2.5.4 Resistência de incrustação

Esse fator é uma variável ao longo da operação de um trocador de calor, inexistente no caso de uma superfície limpa, mas aumentando em função do acúmulo de depósitos sobre a superfície (INCROPERA e DEWITT, 2008). A Tabela 1 reporta os valores de incrustação. Os anexos A e B mostram os valores da TEMA.

Tabela 1 – Resistências de Incrustação para trocadores de calor

Fluido	Valor
Amônia líquida/Vapor	0,00018
Ar	0,00035

Fonte: TEMA, 8th Ed, 1999.

2.5.5 Diferença de temperatura média logarítmica

A Diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ML}) é utilizada nos trocadores de calor devido à mudança de temperatura que ocorre dentro deles não ser linear, variando de ponto a ponto à medida que os fluidos vão trocando calor.

O ΔT_{ML} é dado pela equação 43.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{e,ar} - T_{evap}) - (T_{s,ar} - T_{evap})}{\ln\left[\frac{(T_{e,ar} - T_{evap})}{(T_{s,ar} - T_{evap})}\right]} \quad (45)$$

2.6 TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA

Figueiredo (2015) analisou o desempenho térmico de um evaporador com resfriamento e desumidificação, utilizando o fluido refrigerante R-22, o autor utilizou o *software* EVAP-COND, o desempenho do evaporador foi calculado pelo modelo de Threlhead, os resultados obtidos foram considerados satisfatórios, apresentando uma diferença de 3%, porém o autor recomenda mais estudos aprimorando as correlações que consideram aletas onduladas, perda de carga no circuito refrigerante.

Deitos (2012) fez um estudo experimental para desempenho de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis, aonde foram utilizados tubos circulares e do modelo tipo gota, ficou constatado que o modelo tipo gota gera menos vórtices no ar, diminuindo a perda de carga, com a redução da perda de carga, ele conseguiu diminuir as potências dos motores que seriam necessários instalar no equipamento.

Mathias (2017) analisou um sistema de refrigeração com amônia bombeada na temperatura de -10 °C, comparando o desempenho térmico com a queda de pressão dentro do evaporador, o autor definiu que o processo dominante na transferência de calor é o da ebulição do refrigerante, por ser tratar de uma aplicação que a taxa de refrigerante enviada ao evaporador todo calor absorvido se deve a ebulição do fluido refrigerante.

Avanço (2010) comparou o modelo computacional EVSIM que permite a simulação de transferência de calor e massa entre o ar úmido externo e o refrigerante em evaporadores com o *software* EVAP-COND, a discrepância de valor foi respectivamente 4,73%, o autor recomenda novos estudos utilizando novas correlações para o coeficiente de transferência de calor em situação de ebulição convectiva.

3. METODOLOGIA

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver o estudo sobre o coeficiente global de transferência de calor de um evaporador tubo aletado, instalado em uma câmara de resfriamento de uva, aonde foi conferido in loco as temperaturas e umidade do ar de entrada e saída, temperatura da amônia, para comparação entre os resultados experimentais, teóricos e com os valores do software.

3.1 DESENVOLVIMENTO DO ESTUDO

O evaporador analisado (Figura 10) está instalado em uma câmara de armazenamento de uvas com temperatura de armazenamento de 0 °C, o mesmo possui tubos de aço inoxidável AISI 304 e aletas de alumínio com epóxi, dois ventiladores axiais com potência de 1,25 kW.

Figura 10 – Evaporador in loco



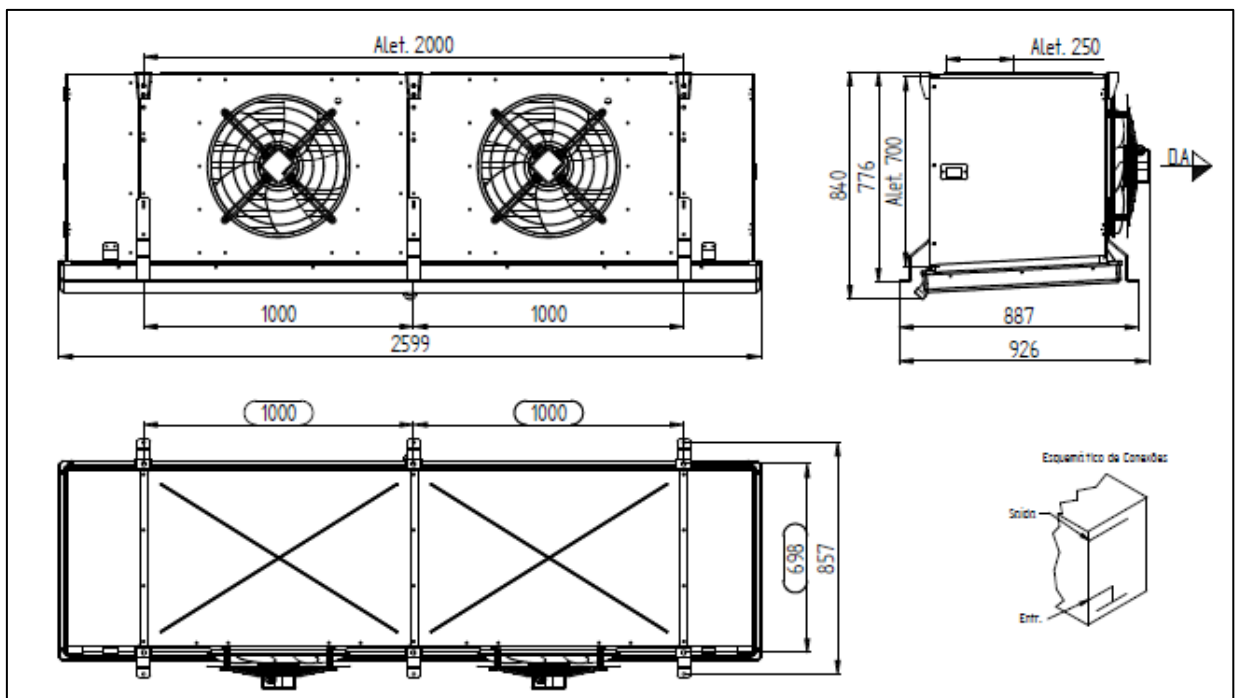
Fonte: autor (2021).

Para análise do desempenho do evaporador, foram utilizados os seguintes instrumentos:

- termômetro digital infravermelho Incoterm modelo ST-400, resolução de 0,1 °C, grau de incerteza de ± 4 °C de -50/0 °C e ± 2 °C de 0/420 °C.
- termo-higrômetro portátil AKSO modelo AK632, resolução de 0,1 °C e 0,1 % de UR, grau de incerteza de ± 1 °C e $\pm 3,5$ % UR;
- anemômetro modelo Minipa MDA-01, resolução de 0,1 m/s, grau de incerteza de $\pm (5\% + 0,5D)$.

As principais características do evaporador analisado são mostrados no Anexo C, sendo sua capacidade de 15,90 kW, operando com amônia (NH₃), temperatura de evaporação de -10 °C e vazão volumétrica de ar de 18234 m³/h. A Figura 11 apresenta as dimensões construtivas do evaporador utilizado, na Tabela 2 são apresentadas outras informações importantes do evaporador.

Figura 11 – Dimensões do evaporador



Fonte: Guntner (2021).

Tabela 2 – Configuração do bloco do evaporador

	Símbolo	Unidade	Valor
Comprimento do aletado		m	2,00
Distância entre tubos na vertical	P_z	m	0,05
Número de fileiras	N_z	-	5
Distância entre tubos na horizontal	P_t	m	0,05
Espessura das aletas	t	m	0,00025
Distância entre aletas	s	M	0,007
Largura da aleta	L	M	0,25
Área total do evaporador	A_t	m ²	106,40
Área interna total dos tubos do evaporador	A_{intT}	m ²	6,597
Área aletada do evaporador	A_a	m ²	99
Área de face do evaporador	A_{ent}	m ²	1,40

Fonte: Guntner (2021).

3.2 METODOLOGIA DOS CÁLCULOS

Nessa seção é demonstrada a metodologia dos cálculos baseados no capítulo 2. Os cálculos foram executados em planilha Excel.

3.2.1 Cálculo experimental do evaporador

A ação inicial para o cálculo começa com a medição da temperatura e umidade do ar utilizando o instrumento termo-higrômetro sendo os dados coletados na entrada e saída do evaporador. Foram feitas coletas em 18 pontos na área aletada do evaporador, para se determinar os valores médios de entrada da temperatura e umidade, para os valores médios na saída foram tirados quatro pontos em cada ventilador. Na medição da velocidade de face (V_{fr}) do ar no evaporador tubo aletado, foi utilizado o anemômetro na entrada do evaporador para achar o valor médio. A altitude da cidade que o equipamento está instalado é 376 m do em relação ao nível do mar, correspondendo uma pressão atmosférica em torno de 97 kPa.

3.2.2 Cálculo analítico do Evaporador

O processo para determinar o coeficiente global de transferência de calor do evaporador, se iniciou pelo coeficiente convectivo interno, utilizando as equações de Kattaan et al. (1998) e Thome et al. (1999). Conseguindo definir as velocidades de transição do fluido refrigerante entre estratificado, estratificado ondulado, pois em cada regime de escoamento a troca de calor do fluido é diferente. Conforme o regime o ângulo de contato entre a fase líquida e vapor nos tubos horizontais muda, pois, a gravidade influencia na disposição dentro do tubo. Para este cálculo foi considerado amônia evaporando na temperatura de -10°C , cujas propriedades termodinâmicas foram extraídas do software Cool Pack versão 1.5.

Para determinar o coeficiente convectivo externo de transferência de calor, foi utilizado as equações de Wang et al. (2000a e 2000b), que considera todos os dados do bloco aletado, sendo eles: tubos na profundidade, na altura, distância entre eles, espaçamento das aletas, espessura, largura, diâmetro dos tubos mais a espessura da aleta. Na Tabela 2 foram informadas as dimensões do evaporador, sendo que os dados psicométricos do ar utilizados na equação foram os valores médios da entrada e saída do evaporador.

Com o coeficiente externo de transferência de calor determinado, utilizou-se as equações de e McQuiston (1975) que considera a condensação do ar onde tem transferência de calor e massa do ar para a aleta do evaporador. Foi calculada a eficiência global da superfície aletada do evaporador, os fatores de incrustação que se alteram conforme o tempo de funcionamento do equipamento foram retirados da norma TEMA, informados na Tabela 1.

O último passo, considerando as temperaturas retiradas no evaporador in loco, foi calculado o ΔT_{ML} . Com todos os dados disponíveis utilizando a equação 5, foi definido o coeficiente global de transferência de calor externo do evaporador aletado.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são discutidos e mostrados os resultados obtidos através da literatura e comparando com os dados experimentais, partindo dos valores coletados.

4.1 RESULTADOS CÁLCULOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 3 mostra os valores médios coletados in loco, na entrada e saída do evaporador, definidos os valores médios, foi utilizado o *software* GRAPSI 5.1, programa para cálculos das propriedades psicrométricas do ar, desenvolvido pela Universidade Federal de Viçosa em 2003, cujos valores das propriedades do ar são reportados na Tabela 4.

Tabela 3 – Dados do ar na entrada e saída do evaporador

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Temperatura de bulbo seco do ar na entrada	$T_{e,ar}$	°C	0,00
Temperatura de bulbo seco do ar na saída	$T_{s,ar}$	°C	-1,00
Umidade relativa do ar na entrada		%	81,65
Umidade relativa do ar na saída		%	85,32
Velocidade de face	V_{fr}	m/s	4,37

Fonte: O autor (2021).

Tabela 4 – Propriedades psicrométricas do ar

Propriedade	Símbolo	Unidade	Valor
Entalpia do ar na entrada	h_e	kJ/kg	8,04
Entalpia do ar na saída	h_s	kJ/kg	6,72
Densidade do ar na entrada	ρ_{are}	kg/m ³	1,230
Densidade do ar na saída	ρ_{ars}	kg/m ³	1,236
Calor específico do ar na ent.	$C_{p,arent}$	J/(kg·K)	1008,603
Calor específico do ar na saída	$C_{p,arsai}$	J/(kg·K)	1008,593

Fonte: GRAPSI 5.1 (2021).

O Cálculo experimental utilizou a primeira lei da termodinâmica, conservação de energia em regime permanente aplicada aos volumes de controle em torno do equipamento, com apenas uma entrada e uma saída de massa, desprezando o trabalho e utilizando a equação 4, foi calculado a taxa de transferência de calor apresentada na Tabela 5.

Tabela 5 – Cálculo da capacidade do evaporador experimental

Propriedade	Símbolo	Unidade	Valor
Diferença de entalpia	Δh_{s-e}	kJ/kg	1,32
Vazão Mássica do Ar	\dot{m}	kg/s	7,54
Taxa de Trans. de calor	\dot{Q}_{vc}	kW	9,95

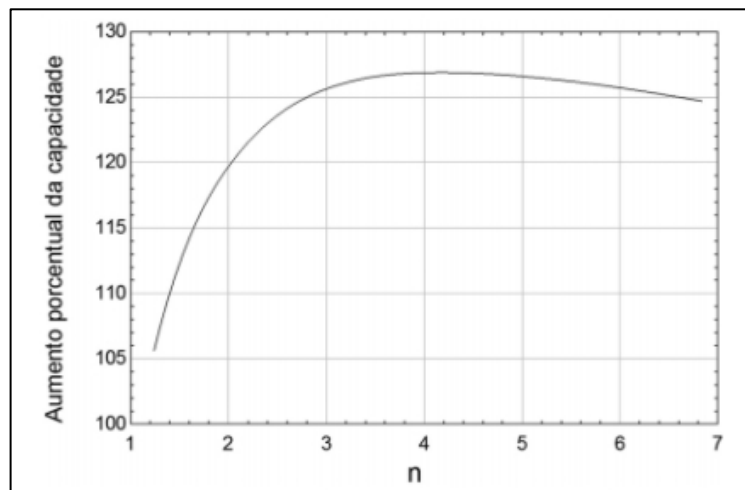
Fonte: O autor (2021).

4.2 RESULTADOS CÁLCULOS ANÁLITICO

4.2.1 Cálculo coeficiente convectivo interno

Para o cálculo do coeficiente convectivo interno por ser um sistema bombeado foi considerado a taxa de recirculação na proporção de 4x, onde 25% da amônia que entra no evaporador é completamente evaporada. Esse procedimento aumenta o coeficiente interno de troca de calor do equipamento em torno de 25%. Na Figura 13 é demonstrado o aumento percentual da capacidade em razão da recirculação do líquido.

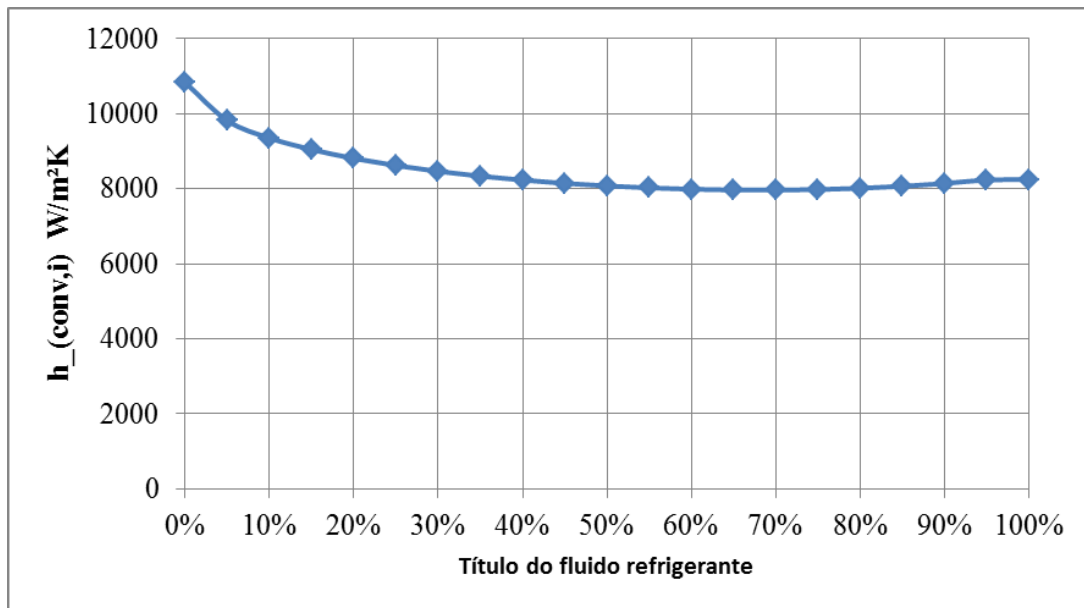
Figura 12 – Efeito da razão de recirculação sobre o ($h_{conv,i}$)



Fonte: Stoecker e Jabardo (2018).

Na Figura 14 é demonstrado a variação do coeficiente convectivo interno ($h_{conv,i}$), aonde a amônia que é enviada ao evaporador é completamente evaporada ao logo do circuito, o que não ocorre nesta aplicação, o valor determinado ficou na média da variação do título de vapor de 0,01(ao invés de 0, por causa de erros apresentados na equação) a 25%, que foi 9.409,90 W/m²K., nos apêndices C, D, E e F são demonstrados os valores calculados com o título 0,01 e 25%.

Figura 13 – Coeficiente convectivo interno de transferência de calor em função do título



Fonte: O autor (2021).

As propriedades termodinâmicas da amônia foram considerados os dados na temperatura de -10° C, com pressão constante de 290,75 kPa, os valores utilizados nos cálculos foi extraído do software Cool Pack versão 1.5, são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Propriedades termodinâmicas da amônia

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Temperatura de evaporação	T_{evap}	°C	-10
Pressão de evaporação	P	kPa	290,75
Pressão Crítica	P_{crit}	kPa	11277
Viscosidade dinâmica do líquido	μ_L	(N·s)/m ²	0,000211
Viscosidade dinâmica do vapor	μ_v	W/(m·K)	0,00001

Condutividade térmica do líquido	k_l	W/(m·K)	0,5621
Condutividade térmica do vapor	k_v	W/(m·K)	0,0209
Massa molecular	M	kg/kmol	17,031
Calor específico do líquido	c_{pL}	J/(kg·K)	4529,773
Calor específico do vapor	c_{pv}	J/(kg·K)	2534,989
Tensão superficial do líquido	σ_L	N·s/m ²	0,021

Fonte: Cool Pack (2021).

4.2.2 Cálculo coeficiente convectivo externo

O coeficiente convectivo externo de transferência de calor calculado pelas equações de Wang et al. (2000a e 2000b) utiliza os dados da Tabela 2 para as configurações do bloco aletado e os dados de entrada do ar coletados in loco apresentados na Tabela 3. A Tabela 7 mostra os resultados do diâmetro hidráulico, velocidade máxima do ar, número do Reynolds, das correlações, e o Coeficiente convectivo externo com o valor de 65,67 W/m²K.

Tabela 7 – Resultados equações coeficiente convectivo externo

Parâmetro	Equação	Unidade	Valor
Diâmetro hidráulico	38	m	0,00882
Velocidade máxima do ar	36	m/s	6,52
Número de Reynolds do ar	35	-	7734,80
C4	34	-	3,15
C3	33	-	-0,05
C2	32	-	-1,32
C1	31	-	-0,183
Coeficiente convectivo externo	$h_{conv,e}$	W/(m ² ·K)	65,57

Fonte: autor (2021).

4.2.3 Cálculo da eficiência global da superfície

Para o cálculo da eficiência global da superfície foi utilizado nas equações os valores para condutividade térmica do alumínio (aletas - k_a) no valor de 204 W/m·K, a condutividade térmica do aço inox (tubos - k_{inox}) de 16,2 W/(m·K) e o calor latente de vaporização da água

(i) de 2260 kJ/kg. Valores esses extraídos de Incropera e DeWitt (2008). Outros valores necessários são mostrados na Tabela 7, com os quais foram calculados a eficiência da aleta e a eficiência global da superfície, valores são demonstrados na Tabela 8. O Apêndice A e B mostram os valores utilizados nas equações.

Tabela 8 – Eficiência global da superfície

Parâmetro	Equação	Unidade	Valor
Fator dimensional das aletas e tubos	44	-	5,53
Condições psicrométricas do ar	43	kg água/kg ar de ar seco K	0,00014
Valor médio de condução da aleta	41	-	58,33
Eficiência da aleta	40	-	0,372
Eficiência global da sup. aletada	39	-	0,43

Fonte: autor (2021).

4.2.4 Cálculo da diferença de temperatura média logarítmica

Para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica apresentada na Tabela 9, foi utilizada a equação 45, considerando as temperaturas de entrada e saída do ar coletados in loco mostrados na Tabela 3 para temperatura de evaporação foi considerado a temperatura de -6,90 °C, que foi temperatura média coletada com o termômetro digital, o ΔT_{ML} ficou de 6,39 °C.

Tabela 9 – Diferença de temperatura média logarítmica

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Temperatura de evaporação	T_{evap}	°C	-6,90
Temperatura de bulbo seco do ar na entrada	$T_{e,ar}$	°C	0,00
Temperatura de bulbo seco do ar na saída	$T_{s,ar}$	°C	-1,00
Diferença de temperatura média logarítmica	ΔT_{ML}	°C	6,39

Fonte: autor (2021).

4.2.5 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Com todas as variáveis definidas, a Tabela 10 utiliza a equação 5 para cálculo do coeficiente global de transferência de calor e mostra o seu valor abaixo.

Tabela 10 – Coeficiente global de transferência de calor externo

	Símbolo	Unidade	Valor
Área externa total	A_e	m ²	106,60
Área interna dos tubos	A_I	m ²	6,60
Área das aletas	A_I	m ²	99,6
Coeficiente convectivo externo	$h_{conv,e}$	W/(m ² ·K)	65,57
Coeficiente convectivo interno	$h_{conv,i}$	W/(m ² ·K)	9.409,90
Eficiência global da superfície aletada	η_0	-	0,43
Resistência externa de incrustação	R''_e	(m ² ·K)/W	0,00035
Resistência interna de incrustação	R''_i	(m ² ·K)/W	0,00018
Diâmetro externo do tubo	D_e	m	0,016
Diâmetro interno do tubo	D_i	m	0,015
Comprimento total do tubo	C	m	140
Coeficiente global de transferência de calor externo	U_e	W/(m ² ·K)	22,10

Fonte: autor (2021).

A Tabela 11 mostra os 3 valores de taxa de transferência de calor, para os dados experimentais, analíticos e do *software*, para o cálculo da transferência de calor analítico foi utilizado à área total do evaporador.

Tabela 11 – Comparativo entre resultados de transferência de calor

	Unidade	Valor
Fluxo de calor experimental	kW	9,95
Fluxo de calor analítico	kW	15,11
Fluxo de calor do <i>software</i>	kW	15,90

Fonte: autor (2021).

Analisando o cálculo analítico utilizando as equações de Wang et al. (2000a e 2000b) e Kattan et al (1998), o valor calculado ficou com uma diferença 4,59% do valor mostrado pelo *software* comercial, mostrando que as equações desenvolvidas ao longo deste trabalho podem ser utilizadas para cálculo do coeficiente global de transferência de calor de evaporadores tubos aletados.

A diferença de 37,4% entre o valor experimental para os resultados do cálculo analítico e do *software* atribuiu-se principalmente às medições feitas no local de funcionamento do evaporador trabalhando em sua temperatura de *set-point* de armazenagem. No momento das medições notava-se que a válvula solenoide interrompia a alimentação da amônia, fazendo com que o desempenho do equipamento diminuísse, necessitando de um maior tempo físico para medição dos valores. Os valores aferidos de forma manual também podem ter influenciado nos resultados.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados resultados experimentais, analíticos e de *software* comercial de um evaporador com sobrealimentação de amônia instalado em um sistema de refrigeração industrial. O fluido refrigerante utilizado foi o R-717, considerando a temperatura de evaporação de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e pressão de saturação de 290,75 kPa sendo esse um fluido natural com alto conteúdo entálpico se comparado com outros refrigerantes sintéticos.

Através dos procedimentos realizados, conclui-se que o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é complexo, devido a todas as variáveis independentes que se alteram de valor a todo instante, o que não dá muita precisão nos valores calculados experimentalmente.

Os valores calculados pelas equações de Kattan apresentaram o valor de 9.409,90 W/m²K para o coeficiente convectivo interno, valor este dentro dos valores propostos pela literatura para fluido em ebulição, o valor da equação de Wang ficou com 65,57 W/m²K para coeficiente convectivo externo este sendo o lado do ar, concluiu-se que as relações apresentadas no capítulo 2 ficou bem próximo do valor informado pelo *software* comercial, 15,17 kW para 15,90 kW, o que os torna válido para cálculos de rendimentos térmicos dos equipamentos.

Ficou constatado que o coeficiente convectivo externo de troca de calor tem grande influência no coeficiente global de transferência de calor, representando 78,30 % no cálculo analítico. O coeficiente interno mesmo com um valor maior quando alterado no cálculo não tem tanto efeito no coeficiente global. Ou seja, como era de se esperar, o coeficiente convectivo externo é dominante do U_e .

Como recomendação para trabalhos futuros sugere-se analisar o comportamento do evaporador com uma maior quantidade de equipamentos de medição instalados, esses devidamente posicionados e fixos, mostrando os valores no mesmo instante, de preferência num laboratório que possa medir as vazões mássicas do fluido refrigerante dentro dos tubos. Com isso, será possível constatar qual porcentagem de vapor no refrigerante ao sair do equipamento, e assim com os valores das propriedades de entrada e saída do ar, será possível se ter uma melhor precisão na aplicação das correlações utilizadas.

REFERÊNCIAS

ASHRAE (1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329). **ASHRAE Handbook: Refrigeration**. Atlanta, GA, EUA: Mowen, 2018.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. Porto Alegre, RS: Editora McGrawHill, 2012.

ÇENGEL Y. A. e Boles M. A. (2013). **Termodinâmica**, Editora McGraw Hill: 7ª edição.

DANFOSS. Disponível em: < <https://www.danfoss.com/en/>>. Acesso em: 12 junho 2021.

DURAN-PEREIRA, Marco, **Análise da influência da vazão de água e vazão de ar na capacidade dos condensadores evaporativos em instalações frigoríficas industriais que utilizam amônia como fluido refrigerante**, [S. l.], p. 72936-72940, 29 set. 2020. Disponível em: <https://www.brazilianjournals.com/index.php/BRJD/article/view/17425>. Acesso em: 10 jun. 2021.

ENGIE REFRIGERATION, **Amonia for refrigeration systems: Pontential and risks**. Disponível em: <https://www.engie-refrigeration.de/en/magazine/ammonia-refrigeration-systems-potential-and-risks>. Acesso em: 10 jun. 2021.

EVAPCO. Disponível em: < <https://www.evapco.com.br/pt-br> >. Acesso em: 09 maio 2021

FRIGOESTRELLA. Disponível em: <<https://frigostrella.com.br/bombacentrifuga.html>>. Acesso em: 08 maio 2021.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

KATTAN N., THOME J.R, FAVRAT D. **Flow boiling in horizontal tubes: Part 3 - development of a new heat transfer model based on flow pattern**. ASME Journal of Heat Transfer 1998, Vol. 120. pp. 156-165.

KREITH, F. E. BOHN, M.S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo: Pioneira Thonson Learning, 2003.

LUÍS JUNIOR. **Introdução a máquinas Térmicas-Refrigeração**. ISBN: 978-85-908775- 0-9 [online], Disponível em: <<http://www.martinelli.eng.br/ebooks.htm>>.

MCQUISTON, F.C. **Fin efficiency with combined heat and mass transfer**. ASHRAE Transaction 1975, Part 1, Vol. 81. pp. 350-355

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Ar condicionado e refrigeração**. Rio de Janeir, 2014.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: [s. n.], 2018.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução: Jabardo, José. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TEMA (25 North Broadway Tarrytown, New York 10591). **Tubular Exchanger Manufacturers Association**. New York, NY, EUA, 1999.

THERMAL CONTROL, **Ammonia refrigeration – myths and facts**. Disponível em: <https://thermalcontrolmagazine.com/feature/ammonia-refrigeration-myths-and-facts/s>. Acesso em: 10 jun. 2021.

TECNOFRIO. Disponível em: < <http://www.tecnofrio.com.br/> >. Acesso em: 08 maio 2021.

VENTURINI, O.; PIRANI, M. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2005.

PROTOCOLO DE MONTREAL. Disponível em <http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf> Acesso em: 08 maio 2021

WANG, C.C., CHI, K.Y., CHANG, C.J. **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data**. International Journal of Heat and Mass Transfer 2000, Vol. 43. pp. 2681-2691

WANG, C.C., CHI, K., CHANG, C.J. **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation**. International Journal of Heat and Mass Transfer 2000, Vol. 43. pp. 2693-2700

ZÜRCHER O, THOME J.R, FAVRAT D. **Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions**. ASME Journal of Heat Transfer 1999, Vol. 121, pp. 89-101.

ANEXO A – TEMA RESISTÊNCIAS DE INCRUSTAÇÃO 1 (HR FT² °F/BTU)

RECOMMENDED GOOD PRACTICE

SECTION 10

Fouling Resistances for Industrial Fluids

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

ANEXO B – TEMA RESISTÊNCIAS DE INCRUSTAÇÃO 2 (HR FT² °F/BTU)

SECTION 10 RECOMMENDED GOOD PRACTICE

Fouling Resistances For Chemical Processing Streams

Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquified Petroleum Gases	0.001-0.002

ANEXO C – FOLHA DE DADOS EVAPORADOR

Evaporador	S-AGHN 050.2E/27-HHJ/14P.M		
	S = Espaçamento especial e aletas em epóxi		
Capacidade:	15.9 kW	Refrigerante:	NH3 (R717)
Reserva de superfície:	-0.0 %	Temperatura de evaporação:	-10.0 °C
Fluxo de ar:	18234 m³/h	Taxa de alimentação (bomba):	4.0
Temperatura do Ar:	-3.0 °C ⁽¹⁾		
Umidade relativa:	83 %		
Pressão do Ar:	1013 mbar		
Ventiladores:	2 Peça(s) 3~400V 60HzY	Diâmetro do ventilador:	500 mm
Dados por motor (dados nominais):		Nível de pressão de ruído:	63 dB(A)
Velocidade:	1600 min-1	a uma distância de:	3.0 m
Capacidade:	1.25 kW, 1 hp mecânico		
Corrente:	2.20 A	Flecha de ar:	aprox. 30 m ⁽²⁾
Carenagem:	AlMg, Pintura Epóxi sinal branco	Tubos:	Aço inoxidável AISI 304L ⁽³⁾
Superfície:	99.0 m²	Aletas:	Epóxi
Volume do tubo:	24.8 l	Conexão de entrada:	1/2" NPS (21.34 mm)
Espaçamento das aletas:	7.00 mm	Conexão de saída:	3/4" NPS (26.67 mm)
Peso seco:	149 kg ⁽⁴⁾		
Pressão máx. de operação:	32.0 bar		
Dimensões:			

APÊNDICE A – COEFICIENTE EXTERNO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.5.2 Coeficiente externo de transferência de calor

Equação 38	
Dh	0,00880
σ_{vel}	0,67
L	0,25
A_{ent}	1,4
At	106,6

Equação 36	
V_{max}	6,52
$V_{frontal}(m/s)$	4,37
σ_{vel}	0,67

Equação 35	
$Re(de)$	7734,80
ρ_{ar}	1,233
Dc	0,0165
V_{max}	6,52
μ do Ar (kg/ms)	1,72E-05

Equação 34	
$C4$	3,15
$Re(de)$	7734,80
Nz	5

Equação 33	
$C3$	-0,05
Nz	5
$\ln Re(de)$	8,953

Equação 32	
$C2$	-1,32
Pz	0,05
$\ln Re(de)$	8,953
Dh	0,00880

Equação 31	
$C1$	-0,183
Nz	5
$\ln Re(de)$	8,953
s	0,007
t	0,00025
Dc	0,0165

Equação 30	
$h_{(conv,e)}$	65,93
$Re(de)$	7734,798
Nz	5
s	0,007
t	0,00025
Dc	0,0165
Dh	0,00880
Pt	0,05
$Cp(ar)$	1008,6
Pr_{ar}	0,72
Gar	8,04

APÊNDICE B – EFICIÊNCIA GLOBAL DA SUPERFÍCIE

2.5.3 Eficiência global da superfície

Equação 39	
η_0	0,43
Na	276
Aa	0,35
Ae	106,6
η_a	0,371

Equação 40	
η_a	0,371
De	0,0165
m	58,48
De	0,0165
ϕ	5,53

Equação 41	
m	58,48
$h_{(conv,e)}$	65,93
t	0,00025
$Cp(ar)$	1008,00
Ka	204
i	2260000

Equação 43	
E	0,00014
$\omega_{(e,a)}$	0,0021
$\omega_{(e,ar)}$	0,00309
$T_{(e,a)}$	266,25
$T_{(e,ar)}$	273,18
$\omega_{(s,a)}$	0,0021
$\omega_{(s,ar)}$	0,00296
$T_{(e,a)}$	266,25
$T_{(s,ar)}$	272,17

Equação 44	
ϕ	5,53
Pt	0,05
De	0,0165
Pz	0,05
Xl	0,04330127

APÊNDICE C – ÂNGULO ESTRATIFICADO E SECO COM TÍTULO 0,01

Título do fluido		0,01	
Equação 20		Equação 12	
q	104180,67	ϵh	0,733599267
μL	0,000212	x	0,01
Δh_v	1297000,00	ρl	651,89
g	9,81	ρv	2,39
ρl	651,89	Equação 13	
ρv	2,39	ϵ_{ra}	0,00
cpl	4529,77	x	0,01
Δt	10,00	ρv	2,39
σ	0,02	ρl	651,89
n	1,70	g	9,81
csf	0,02	σ	0,02
Prl	1,72	Gi	55,65
Equação 19		Equação 11	
q_{crit}	893494	ϵ	0,1411197
ρv	2,39	ϵh	0,7335993
ρl	651,89	ϵ_{ra}	0,00
σ	0,021	$\ln(\epsilon h/\epsilon_{ra})$	5,17
Δhv	1297000	Equação 10	
g	9,806	Θ_{estr}	1,85
Equação 18		ϵ	0,14
$F1q$	7,56	Equação 14	
Equação 17		A_L	0,0001518
$F2q$	3,215	ϵ	0,1411197
q_{crit}	893494	A_{intT}	0,0001767
q	104181	Equação 15	
Equação 8		A_v	0,0000249
G_{estr}	0,217	ϵ	0,1411197
x	0,010	A_{intT}	0,0001767
Al	0,000	Equação 16	
Av	0,000	hld	0,80
ρv	2,391	Θ_{estr}	1,85
ρl	651,890	Equação 9	
g	9,806	Θ_{seco}	1,85
μL	0,000	Θ_{estr}	1,85
Equação 9		G_{estr}	0,22
G_{wavy}	1,39E+43	G_{wavy}	1,39E+43
$F1q$	7,562	Gi	55,65
$F2q$	3,215		
Av	0,000		
Al	0,000		
x	0,010		
g	9,806		
ρv	2,391		
ρl	651,890		
$D_{(i)}$	0,015		
σ	0,021		
hld	0,801		

APÊNDICE D – COEFICIENTE INTERNO COM TÍTULO 0,01

Título do fluido		0,01	
Equação 27		Equação 21	
h_v	36,06	h_L	15327,51
Re_v	5881	Hnb	15327,46
Pr_v	1,214	Hcb	332,69
k_v	0,021		
$D_{(i)}$	0,015	Equação 22	
		$h_{(conv,i)}$	10829,20
Equação 23		Θ_{seco}	1,85
Hnb	15327,46	h_v	36,06
P	290800,00	h_L	15327,51
P_{crit}	11277000,00		
P/P_{crit}	0,03		
M	17,03		
q	104180,67		
Equação 22			
Hcb	332,69		
Re_l	974,71		
Prl	1,72		
kl	0,56		
δ_L	0,003221		

APÊNDICE E – ÂNGULO ESTRATIFICADO E SECO COM TÍTULO 0,25

Título do fluido		0,25	
Equação 20		Equação 12	
q	104180,67	ϵh	0,989115472
μL	0,000212	x	0,25
Δh_v	1297000,00	ρl	651,89
g	9,81	ρv	2,39
ρl	651,89	Equação 13	
ρv	2,39	$\epsilon \alpha$	0,10
cpl	4529,77	x	0,25
Δt	10,00	ρv	2,39
σ	0,02	ρl	651,89
n	1,70	g	9,81
csf	0,02	σ	0,02
Prl	1,72	Gi	55,65
Equação 19		Equação 11	
q_{crit}	893494	ϵ	0,3923301
ρv	2,39	ϵh	0,9891155
ρl	651,89	$\epsilon \alpha$	0,10
σ	0,021	$h (\epsilon h / \epsilon \alpha)$	2,26
Δhv	1297000	Equação 10	
g	9,806	Θ_{estr}	2,80
Equação 18		ϵ	0,39
$F1q$	7,56	Equação 14	
Equação 17		A_L	0,0001074
$F2q$	3,215	ϵ	0,3923301
q_{crit}	893494	A_{intT}	0,0001767
q	104181	Equação 15	
Equação 8		A_v	0,0000693
G_{estr}	5,004	ϵ	0,3923301
x	0,250	A_{intT}	0,0001767
Al	0,000	Equação 16	
Av	0,000	hld	0,58
ρv	2,391	Θ_{estr}	2,80
ρl	651,890	Equação 9	
g	9,806	Θ_{seco}	2,79
μL	0,000	Θ_{estr}	2,80
Equação 9		G_{estr}	5,00
G_{wavy}	6,11E+03	G_{wavy}	6,11E+03
$F1q$	7,562	Gi	55,65
$F2q$	3,215	Equação 9	
Av	0,000	Θ_{seco}	2,79
Al	0,000	Θ_{estr}	2,80
x	0,250	G_{estr}	5,00
g	9,806	G_{wavy}	6,11E+03
ρv	2,391	Gi	55,65
ρl	651,890	Equação 9	
$D_{(i)}$	0,015	Θ_{seco}	2,79
σ	0,021	Θ_{estr}	2,80
hld	0,585	G_{estr}	5,00
		G_{wavy}	6,11E+03
		Gi	55,65

APÊNDICE F – COEFICIENTE INTERNO COM TÍTULO 0,25

Título do fluido		0,25	
Equação 27		Equação 21	
h_v	208,98	h_L	15327,54
Re_v	52888	Hnb	15327,46
Pr_v	1,214	Hcb	388,26
k_v	0,021		
$D_{(i)}$	0,015	Equação 22	
		$h_{(conv,i)}$	8617,79
Equação 23		Θ_{seco}	2,79
Hnb	15327,46	h_v	208,98
P	290800,00	h_L	15327,54
P_{crit}	11277000,00		
P/P_{crit}	0,03		
M	17,03		
q	104180,67		
Equação 22			
Hcb	388,26		
Re_l	738,41		
Prl	1,72		
kl	0,56		
δ_L	0,002279		