

**CENTRO UNIVERSITÁRIO PARA O DESENVOLVIMENTO DO ALTO VALE DO
ITAJAÍ – UNIDAVI**

EDUARDO HENRIQUE SCHNEIDER SCHWEITZER

**ANÁLISE DE DIFERENTES CORRELAÇÕES DE NÚMERO DE NUSSELT E
NÚMERO DE EULER APLICADAS EM UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO**

RIO DO SUL

2022

EDUARDO HENRIQUE SCHNEIDER SCHWEITZER

**ANÁLISE DE DIFERENTES CORRELAÇÕES DE NÚMERO DE NUSSOLT E
NÚMERO DE EULER APLICADAS EM UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Área das Ciências Naturais, da Computação e das Engenharias, do Centro Universitário para o Desenvolvimento do Alto Vale do Itajaí, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Leandro Rogel da Silva

RIO DO SUL

2022

EDUARDO HENRIQUE SCHNEIDER SCHWEITZER

**ANÁLISE DE DIFERENTES CORRELAÇÕES DE NÚMERO DE NUSSELT E
NÚMERO DE EULER APLICADAS EM UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Área das Ciências Naturais, da Computação e das Engenharias, do Centro Universitário para o Desenvolvimento do Alto Vale do Itajaí, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Presidente: Prof. [Digite o nome do professor],[Digite o grau] - Orientador, [Digite a IES]

Presidente: Prof. [Digite o nome do professor],[Digite o grau] - Orientador, [Digite a IES]

Rio do Sul, X de dezembro de 2022.

DEDICATÓRIA

Gostaria de dedicar este trabalho a minha família que me apoiou durante a faculdade.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus pais e irmã, Nalzira, Fábio e Ana Luisa, pelo apoio ao longo da faculdade. Ao meu orientador Leandro Rogel pelo apoio prestado para realizar este trabalho. Aos colegas de classe Nathan e Gabriel que estiveram até o fim e sempre me ajudaram nas dificuldades. Aos funcionários e professores da Unidavi que se esforçam todos os dias para proporcionar educação aos seus estudantes.

“Nearly everything is really interesting if you go into it deeply enough.”

Richard Feynman

RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos utilizados quando é necessário realizar a troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos. Pesquisadores de todo o mundo trabalham para aumentar a eficiência e reduzir os custos de produção destes equipamentos. Devido aos complexos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos que acontecem durante a operação destes equipamentos, diversas pesquisas numéricas, empíricas e experimentais são conduzidas para melhor entender o seu funcionamento. O trabalho tem o objetivo de desenvolver uma pesquisa de correlações empíricas para números adimensionais de Nusselt, Colburn e Euler para se calcular a temperatura de saída e perda de carga de um fluido externo escoando em um trocador compacto de tubo aletado em fluxo cruzado. O equipamento estudado é um trocador de calor em operação onde se conhece os dados de entrada, saída e características geométricas da sua construção. Foi elaborado um algoritmo para solução do problema e as correlações pesquisadas na literatura foram aplicadas, comparando-se quantitativamente num estudo de caso.

Palavras-Chave: Trocador de calor compacto, correlações empíricas, modelagem matemática.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipments used to carry out thermal energy exchange between two or more fluids. Researchers around the world work in these equipments to improve efficiency and cut production costs. Due to the many complex thermal and hydraulic phenomena that occurs in such equipments, many numerical, empirical and experimental research are being developed to better understand the physics involved in their working. The present article aims to develop an empirical study of Nusselt, Colburn and Euler correlations to estimate the outlet temperature and pressure drop in a finned tube with cross flow compact heat exchanger. The analyzed equipment is a working heat exchanger with known inlet, outlet and geometric characteristics. An Algorithm was developed to solve the problem and the correlations available in the literature were applied, comparing quantitatively in a case study.

Keywords: compact heat exchanger, empirical correlations, mathematical modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - (a) recuperador e (b) regenerador	17
Figura 2 - (h) tubos, (i) placas, (j) superfícies estendidas	18
Figura 3 - diferentes arranjos de escoamento em um trocador de calor tipo tubo duplo	19
Figura 4 - (a) trocador de calor de fluxo cruzado com ambos fluidos sem mistura; (b) trocador de fluxo cruzado com fluxo externo com mistura	20
Figura 5 - trocador de calor tipo casco e tubos	21
Figura 6 - trocador de calor de placas aletadas	22
Figura 7 - trocador de calor de tubos aletados	22
Figura 8 - balanço de energia de um trocador de calor	23
Figura 9 - eficiência de aletas circulares	26
Figura 10 - feixes de tubos alinhados (cima) e tubos escalonados (baixo)	33
Figura 11 - algoritmo para calcular a temperatura	40
Figura 12 - algoritmo para calcular a perda de carga	40
Figura 13 - foto do trocador de calor estudado	42
Figura 14 - vista frontal do trocador de calor	43
Figura 15 - gráfico de Nusselt	50
Figura 16 - gráfico de transferência de calor	50
Figura 17 - gráfico de temperatura	51
Figura 18 - gráfico de número de Euler	52
Figura 19 - gráfico de perda de carga	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - funções de reynolds	34
Tabela 2 - Correlações para Nusselt e Colburn	41
Tabela 3 - Correlações para Euler	41
Tabela 4 - Características geométricas do trocador de calor	42
Tabela 5 - Dados de entrada do trocador	44
Tabela 6 - Propriedades térmicas	46
Tabela 7 - Correlação de Mi Sandar Mon - Nusselt	47
Tabela 8 - Correlação de Shah e Sekulic 1 - Colburn	48
Tabela 9 - Correlação de Shah e Sekulic 2 - Colburn	48
Tabela 10 - Correlação de Gianolio e Cuti 1 - Nusselt	48
Tabela 11 - Correlação de Gianolio e Cuti 2 - Nusselt	49
Tabela 12 - Correlação de Briggs e Young - Nusselt	49
Tabela 13 - Correlação de Schmidt - Nusselt	49
Tabela 14 - Correlação de VDI-Wärmeatlas - Nusselt	50
Tabela 15 - Correlação de Gianolio e Cuti 1 - Euler	51
Tabela 16 - Correlação de Gianolio e Cuti 2 - Euler	51
Tabela 17 - Correlação de Haaf - Euler	51
Tabela 18 - Correlação de Jameson - Euler	52
Tabela 19 - Dados de saída fabricante	53
Tabela 20 - Erro correlação temperatura	53
Tabela 21 - Erro correlação perda de carga	54

LISTA DE SÍMBOLOS

β	Grau de compacidade	m^2/m^3
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
T	Temperatura	$^{\circ}C$
i	Entalpia específica	kJ/kg
\dot{q}	Taxa de transferência de calor específica	W/m^2
\dot{q}_{sur}	Taxa de transferência de calor específica para o ambiente	W/m^2
c	Calor específico	$J/(kg \cdot K)$
C	Taxa de capacidade térmica	$J/(kg \cdot s)$
R	Resistência térmica	K/W
h	Coefficiente convectivo	$W/(m^2 \cdot K)$
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
Δ	Varição	
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/K
d_o	Diâmetro do tubo	m
d_e	Diâmetro externo da aleta	m
δ	Espessura da aleta	m
N_f	Aletas por metro	
N_t	Total de tubos	
L_1	Comprimento do feixe de tubos	m
L_2	Largura do feixe de tubos	m
L_3	Profundidade do feixe de tubos	m
ΔT_{lm}	Diferença de temperatura logarítmica	$^{\circ}C$

F	Fator de correção	
ε	Efetividade do trocador de calor	
NTU	Número de transferência de unidades	
C^*	Razão entre taxas de capacidade térmica	
d_h	Diâmetro hidráulico	m
A_c	Área de fluxo livre	m^2
A_s	Área de troca térmica	m^2
L	Comprimento longitudinal do fluxo	m
V	Volume	m^3
Re	Número de Reynolds	
ρ	Densidade	kg/m^3
u_m	Velocidade máxima	m/s
L_c	Comprimento característico	m
μ	Viscosidade dinâmica	$Pa \cdot s$
ΔP	Variação de pressão	Pa
u_o	Velocidade média	m/s
n	Número de tubos	
Nu	Número de Nusselt	
k	Condutividade térmica	$W/(m^2 \cdot K)$
St	Número de Stanton	
G	Velocidade mássica	$kg/(s \cdot m^2)$
j	Fator de Colburn	
S_t	Distância entre centros transversal	m
S_l	Distância entre centros longitudinal	m
T_m	Temperatura média	$^{\circ}C$

SUMÁRIO

1. Introdução	15
1.2 Objetivo geral	15
1.3 Objetivos específicos	16
1.4 Estrutura do trabalho	16
2. Revisão bibliográfica	17
2.1 Trocadores de calor	17
2.1.1 Classificação dos trocadores de calor	17
2.1.2 Arranjos do escoamento em trocadores de calor	19
2.2 Balanço de energia	23
2.3 Coeficiente global de transferência de calor	24
2.4 Superfícies aletadas	26
2.5 Método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)	27
2.6 Método da efetividade-NTU	28
2.7 Compacidade	29
2.8 Convecção externa forçada	30
2.8.1 Número de Reynolds	30
2.8.2 Número de Euler	31
2.8.3 Número de Nusselt	31
2.8.4 Número de Stanton e fator de Colburn	31
2.8.5 Número de Prandtl	32
2.8.6 Convecção em tubos	32
2.8.7 Convecção em tubos aletados	34
2.8.8 Perda de carga	36
3 Metodologia	38
4. Resultados	42
5. Conclusão	57
6. Referências	58
Anexo A	60
Anexo B	61
Anexo C	62
Anexo D	62

1. Introdução

Nas últimas décadas a importância dos trocadores de calor vem aumentando consideravelmente do ponto de vista econômico e ambiental. A busca pela otimização dos processos industriais e conservação e reaproveitamento de energia está constantemente aumentando e junto a ela vem a necessidade de produtos mais eficientes.

Trocadores de calor são equipamentos que realizam a troca térmica entre dois ou mais fluidos, visando aquecer ou resfriar um determinado fluido para um determinado processo. Eles funcionam conforme os princípios da transferência de calor, transferindo energia através da convecção entre a parede e o fluido e da condução na parede que separa os fluidos. A taxa com que esse calor será transferido dependerá de vários fatores, entre eles a diferença de temperatura que os fluidos se encontram e das características geométricas do trocador. (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Os trocadores de calor são muito utilizados na engenharia. Eles têm aplicações tanto na indústria como também no cotidiano das pessoas. Podemos citar, por exemplo, sistemas de ar condicionado, sistemas de aquecimento de ar em países frios, processos químicos, radiadores de carro e indústrias de geração de energia. (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Devido a algumas restrições impostas aos trocadores de calor, como por exemplo, ao volume ocupado, desempenho, custos e fluidos de trabalho, acaba surgindo uma nova classe de trocadores de calor diferente dos outros até então observados na indústria, os trocadores de calor compactos (CHE's, Compact Heat Exchangers). (LAUAR, 2011)

Trocadores de calor compactos são trocadores com uma geometria especial. Eles são equipamentos menores e mais leves utilizados em situações em que peso e dimensões são importantes, como, por exemplo nos setores automobilístico e de refrigeração doméstica. O fator que determina a sua classificação é o grau de compacidade e o diâmetro hidráulico. Segundo Kakaç e Liu (2002) trocadores de calor com um grau de compacidade superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ é considerado um trocador de calor compacto e acima de $1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ é considerado um micro trocador de calor compacto.

1.2 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo geral realizar uma análise de um trocador de calor aletado (compacto), baseado em correlações da literatura, através de um estudo de caso.

O trocador analisado utiliza ar como fluido de trabalho externo e vapor/ d'água em mudança de fase como fluido interno.

1.3 Objetivos específicos

O trabalho tem como objetivos específicos:

- Desenvolver um modelo matemático e uma metodologia de solução para análise da transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor com tubos aletados;
- Pesquisar correlações na literatura para cálculo de transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor aletados;
- Realizar um estudo de caso para um trocador de calor operante, com dados de operação conhecidos, comparando estes com os dados da análise;

1.4 Estrutura do trabalho

Este trabalho está estruturado em 5 capítulos. No capítulo 1 foi apresentado uma introdução do trabalho e os objetivos gerais e específicos. No capítulo 2, será apresentada uma revisão bibliográfica sobre o tema, que engloba os aspectos gerais e alguns trabalhos relevantes já realizados sobre trocadores de calor aletados. No capítulo 3, será apresentado a metodologia de solução desenvolvida para análise de trocadores de calor, tema do presente trabalho. No capítulo 4, será apresentado os parâmetros de entrada do problema e os resultados obtidos no trabalho. No capítulo 5, teremos as conclusões e considerações finais do trabalho.

2.Revisão bibliográfica

2.1 Trocadores de calor

2.1.1 Classificação dos trocadores de calor

Engenharia é uma área muito ampla com muitas situações em que é necessário realizar trocas térmicas entre fluidos, deste modo é possível achar muitos modelos diferentes de trocadores de calor na indústria. Para algumas aplicações é necessário resfriar grandes quantidades de fluidos ou em outros casos é necessário um equipamento com baixo peso e dimensões. De acordo com Kakaç e Liu (2002), trocadores de calor podem ser classificados em cinco critérios:

1. Recuperadores e regeneradores;
2. Troca de calor com contato direto ou indireto;
3. Geometria de construção: tubos, placas e superfícies aletadas;
4. Mecanismo de troca térmica: uma ou duas fases;
5. Arranjo do escoamento: paralelo, contrário e cruzado;

Nos recuperadores a troca de calor acontece através de uma parede que separa os fluidos em que um fluido frio absorve energia de um fluido quente. Nos regeneradores o fluido quente ao passar por uma matriz armazena energia em forma de calor, depois o fluido frio passa pela mesma matriz extraindo a energia dela. A figura 1 ilustra esses dois tipos de trocador.

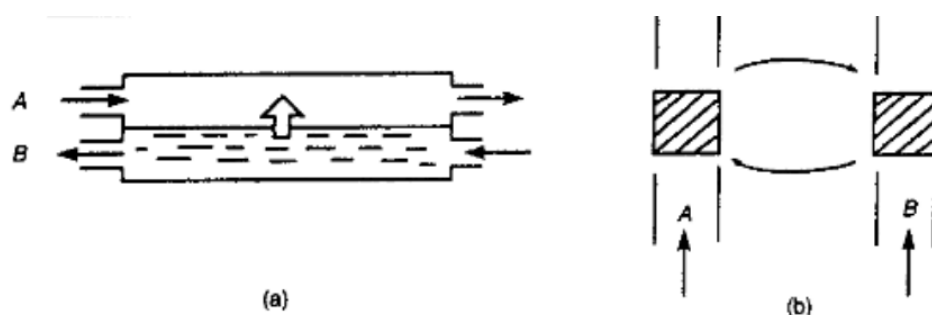


Figura 1: (a) Recuperador e (b) Regenerador.

Fonte: Kakaç e Liu (2002)

No segundo critério de classificação, eles podem ser classificados entre contato direto e indireto. O contato direto ocorre entre dois fluidos imiscíveis, como, por exemplo, líquido-gás, ou em estado sólido partícula-fluido. Nesse caso, ocorrerá a transferência de massa. Contato indireto ocorre através de uma superfície de transferência, como uma parede. No contato direto e indireto eles são classificados como recuperadores.

Quanto ao tipo construtivo eles podem ser classificados em três grupos: tubos, placas e de superfície estendida. Trocadores de tubo são feitos de tubos circulares onde um fluido escoar por dentro e outro por fora dos tubos. O diâmetro, comprimento, arranjo e número de tubos podem ser alterados, possibilitando uma maior gama de possibilidades. Trocadores de placa são construídos de finas placas formando canais de escoamento separando os fluidos quentes e frios. São utilizados para transferir calor para qualquer combinação de gás, líquido e em regimes bifásicos. Trocadores de calor de superfície estendida, ou aletados, são geralmente utilizados em trocadores gás-líquido ou gás-gás quando é necessário aumentar a área de troca térmica no lado do gás devido ao baixo coeficiente de transferência de calor. (KAKAÇ; LIU, 2002)

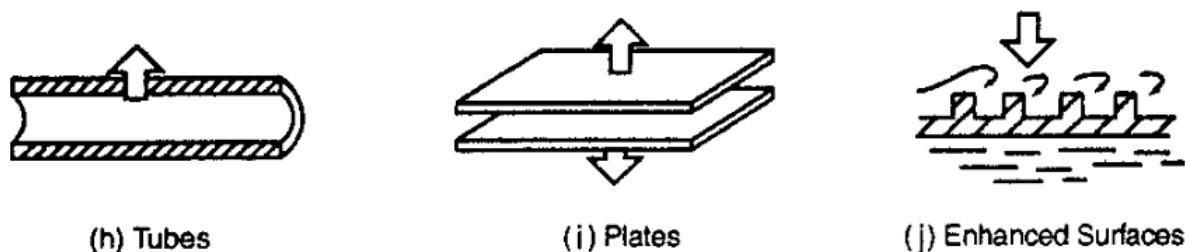


Figura 2: (h) Tubos, (i) placas, (j) Superfícies estendidas

Fonte: Kakaç e Liu (2002)

Segundo Kakaç e Liu (2002), o trocador de calor pode ser classificado quanto ao mecanismo de transferência, classificado como:

1. Monofásico em ambos os lados, onde nenhum dos fluidos muda de fase;
2. Monofásico em um lado e bifásico no outro, ocorre quando um fluido muda de fase e o outro não apresenta mudança de fase;
3. Bifásico em ambos os lados, quando ambos os fluidos mudam de fase;

No arranjo de escoamento os trocadores são classificados como escoamento paralelo, contrário e cruzado. No escoamento paralelo os fluidos entram no trocador e escoam paralelos e na mesma direção, escoamento contrário os fluidos escoam paralelo um em relação ao outro, mas em direções opostas, sendo esse mais eficiente do que no escoamento na mesma direção, no cruzado os fluidos escoam perpendicularmente uns aos outros, podendo ser com ou sem mistura.

2.1.2 Arranjos do escoamento em trocadores de calor

No tipo mais simples, chamado de tubo duplo, os fluidos se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma configuração de tubos concêntricos. Ele pode ser de escoamento paralelo ou de escoamento contracorrente. A figura 3 mostra o diagrama de transferência de calor em um trocador com escoamento em paralelo e em contracorrente. É possível analisar através do gráfico que o fluido frio presente no trocador com escoamento em contracorrente consegue atingir uma temperatura de saída maior do que o fluido quente na saída. Enquanto no trocador em paralelo o fluido frio nunca conseguirá ter uma temperatura de saída maior do que o fluido quente na saída, no máximo vai se igualar. Desta forma, o trocador contracorrente possui uma melhor eficiência de troca térmica. (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

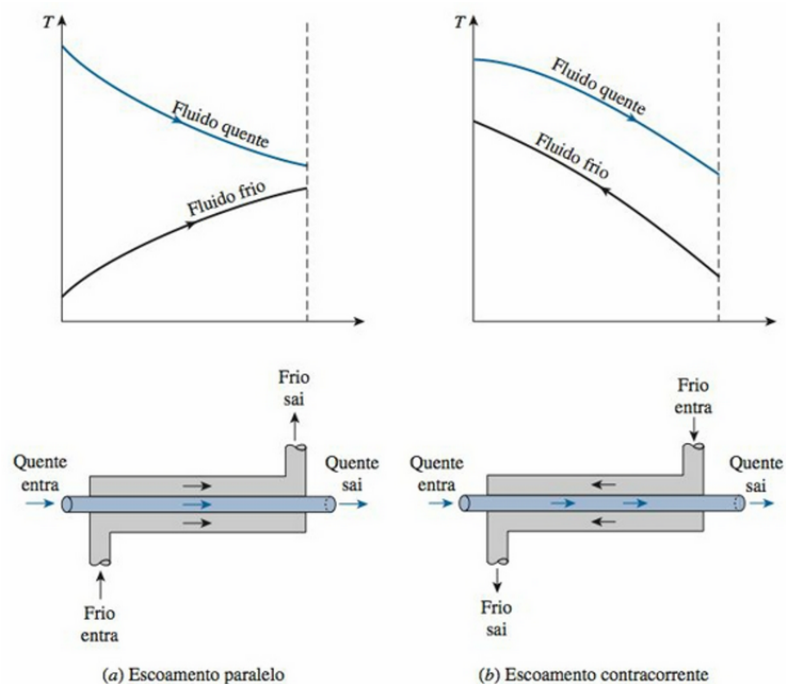


Figura 3: Diferentes arranjos de escoamento em um trocador de calor tipo tubo duplo

Fonte: Çengel e Ghajar, 2011

A maior aplicação dos trocadores de tubo duplo é para processos com baixas áreas de troca térmica (até 50 m^2). Esta configuração também é adequada quando ambos os fluidos estão a altas pressões. A grande desvantagem é o alto custo por área de transferência. (KAKAÇ; LIU, 2002).

Outro tipo de trocador de calor é o de escoamento cruzado. Nesse tipo de configuração os fluidos se movem em escoamentos perpendiculares, onde um deles escoa em tubos, e outro escoa por fora dos tubos. Ele ainda pode ser classificado como escoamento com mistura ou sem mistura. O escoamento sem mistura é classificado quando há a presença de aletas nos tubos, isso faz com que o fluido escoe somente no espaço entre as aletas de forma totalmente transversal. Normalmente neste tipo de configuração o fluido nos tubos é líquido e por fora escoa algum gás, devido ao baixo coeficiente de convecção do gás é adicionado aletas para aumentar a área de troca térmica. Escoamento com mistura não há a presença de aletas e dessa forma o fluido é livre para escoar uma parte em paralelo ao tubo. Escoamento com mistura pode ter um impacto significativo nas características da transferência de calor. (ÇENGEL; GHAJAR 2011).

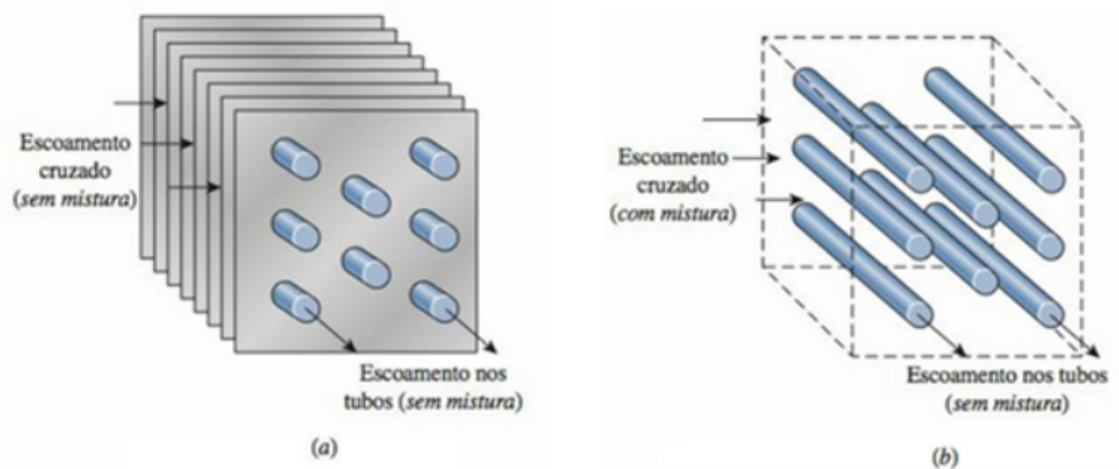


Figura 4: (a) trocador de calor de fluxo cruzado com ambos fluidos sem mistura; (b) trocador de fluxo cruzado com fluxo externo com mistura.

Fonte: Çengel e Ghajar, 2011

Um dos tipos mais comuns de trocador de calor utilizado na indústria é chamado de trocador de casco e tubos. Pode ser utilizado com amplas faixas de vazão, pressão, temperatura e ainda pode ser projetado para possuir grandes áreas de transferência de calor. Nessa configuração um fluido escoa em tubos enquanto outro escoar por fora dos tubos, através do casco. É preferível o fluido mais sujo escoar nos tubos, visto que desta forma é

mais fácil de se realizar a limpeza do trocador. É comum utilizar chicanas para aumentar o coeficiente de convecção do fluido no casco através da indução de turbulência, diminuir a vibração nos tubos e também proporciona o escoamento cruzado. Eles são classificados conforme o número de passes que tanto o fluido nos tubos como aquele fora dele dá dentro do casco antes de sair. (INCROPERA; DEWITT, 2019).

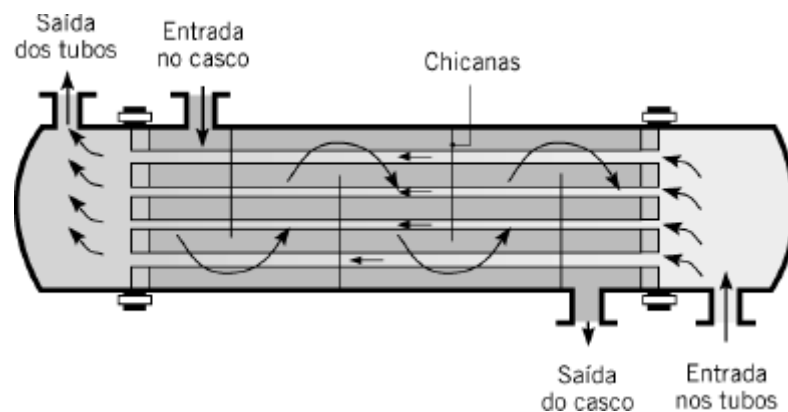


Figura 5: Trocador de calor tipo casco e tubos

Fonte: Incropera e Dewitt, 2019

Trocadores de calor de superfícies estendidas possuem aletas no lado do escoamento com menor coeficiente de transferência de calor. São muito utilizados em trocadores do tipo gás-gás e gás-líquido. Devido ao baixo coeficiente dos gases é necessário aumentar a área de transferência com a adição de aletas. Devido às baixas pressões, trocadores de placas aletadas são utilizados para escoamentos do tipo gás-gás, também possuem um maior grau de compacidade quando comparados aos trocadores de tubos aletados. A figura 5 mostra um esquemático de um trocador de calor desse tipo.

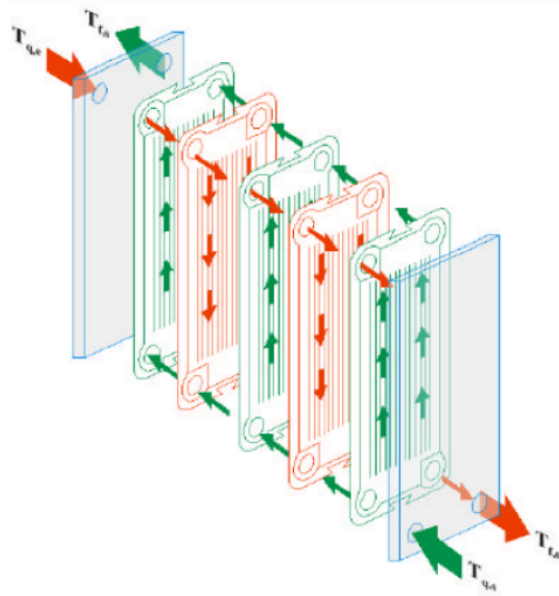


Figura 6: Trocador de calor de placas aletadas.

Fonte: Kakaç e Liu (2002)

Trocadores de tubos aletados são usados em situações de gás-líquido devido às maiores pressões envolvidas quando se trabalha com líquidos. O fluido líquido escoia internamente nos tubos e o gás externamente através dos tubos aletados.

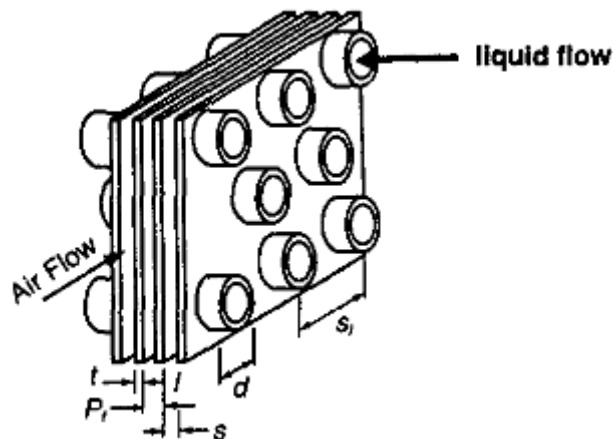


Figura 7: Trocador de calor de tubos aletados.

Fonte: Kakaç e Liu (2002)

Os trocadores de calor compactos são um tipo especialm, que são projetados para permitir uma alta taxa de transferência de calor por unidade de volume. São utilizados em situações quando há restrições quanto a peso e volume, como, por exemplo, um radiador de

carro ou condensadores de ar condicionado. Eles possuem grandes superfícies para realizar a troca térmica devido à densa matriz de aletas. A configuração quanto a fluido normalmente é gás-gás ou gás-fluido e de escoamento cruzado. O que caracteriza os trocadores de calor compacto é chamado de grau de compacidade (β). De acordo com Shah et. al. (2003) um limite inferior normalmente aceito para o grau de compacidade de um trocador compacto é de $300m^2/m^3$.

2.2 Balanço de energia

O primeiro passo na análise de trocadores de calor é fazer o balanço geral de energia do sistema. O objetivo da análise dos trocadores de calor é determinar a taxa de transferência de calor entre os fluidos e as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio.

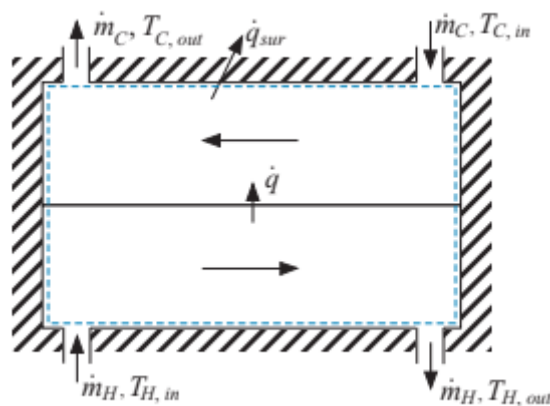


Figura 8: Balanço de energia de um trocador de calor

Fonte: Nellis e Klein, 2009

Considerando o sistema da figura 8, tem-se \dot{m}_H , $T_{H,out}$, $T_{H,in}$, \dot{m}_C , $T_{C,out}$ e $T_{C,in}$ como a vazão mássica, temperatura de saída e temperatura de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente. O balanço de energia desta forma pode ser escrito como

$$\dot{m}_H i_{H,in} + \dot{m}_C i_{C,in} - \dot{m}_H i_{H,out} - \dot{m}_C i_{C,out} + \dot{q}_{surr} = 0 \quad (1)$$

Onde i é a entalpia específica e \dot{q}_{surr} é a perda de calor para o meio externo. De acordo com Nellis e Klein (2009) a entalpia do fluido pode ser escrita como o produto entre o calor específico c a pressão constante e a variação de temperatura com base em uma temperatura de referência se a capacidade térmica for constante. Também pode ser considerado que a perda de calor para o ambiente é muito pequena e desta forma ignorada, o balanço de energia então fica

$$\dot{m}_H c_H (T_{H,in} - T_{H,out}) = \dot{m}_C c_C (T_{C,out} - T_{C,in}) \quad (2)$$

Como não há perda de energia para o ambiente, toda a energia é transferida entre os fluidos e considerando a taxa de capacidade térmica dos termos $\dot{m}_H c_H$ e $\dot{m}_C c_C$ como C_H e C_C , a equação se reduz

$$\dot{q} = C_H (T_{H,in} - T_{H,out}) = C_C (T_{C,out} - T_{C,in}) \quad (3)$$

Informações adicionais são necessárias para resolver a equação, como a geometria do trocador, os coeficientes de convecção dos fluidos e a variação de temperatura dos fluidos ao longo do trocador. Existem dois métodos que podem ser utilizados para resolver a equação. Um deles é o método da média de temperatura logarítmica, utilizada quando se conhece as temperaturas de entrada e saída do fluido ou podem ser determinadas pelo balanço de energia. O outro método é da efetividade-NTU que é utilizado quando não se tem informações suficientes para calcular o LMTD. (NELNIS; KLEIN, 2009).

2.3 Coeficiente global de transferência de calor

Um trocador de calor do tipo recuperador e de contato indireto envolve o escoamento de dois fluidos, normalmente separados por uma parede sólida. Segundo Çengel e Ghajar (2011) o processo de transferência ocorre primeiramente do fluido quente para a parede através de convecção, através da parede por condução e da parede para o fluido frio novamente por convecção.

Em um trocador de tubos, a troca de calor geralmente possui três resistências: uma de condução na parede do tubo e duas de convecção nos lados dos fluidos.

$$R_{total} = R_i + R_{parede} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

Onde R representa a resistência a transferência de calor, h o coeficiente de convecção, A a área e os subscritos i e o representam as áreas internas e externas, respectivamente. Pode existir a possibilidade de resistências térmicas adicionais devido à incrustação interna e/ou externa, não incluídos na equação 4.

Quando se trata de trocadores de calor, é mais conveniente representar a resistência total por um único coeficiente chamado de coeficiente global de transferência de calor, denominado pela letra U . Então a taxa de transferência de calor em um tubo pode ser representada como

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (5)$$

É importante notar que existem dois coeficientes globais de transferência de calor, um para o lado do fluido quente e outro para o fluido frio. Isso acontece porque as áreas de troca térmica entre os fluidos vão variar, mas o produto UA será o mesmo. Se a espessura da parede for muito fina ou o material da parede tiver alta condutividade térmica e não existir incrustações, é possível aproximar o coeficiente global como sendo dependente apenas da troca térmica convectiva.

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (6)$$

Pela equação 6 é possível ver que se um dos coeficientes de convecção for muito menor do que o outro, a resistência total se torna inteiramente aquela do fluido com menor coeficiente de convecção, normalmente um gás, e isso acaba por causar um estrangulamento para a troca de calor. Para esses casos, é conveniente adotar aletas para a superfície com menor

coeficiente de convecção para facilitar a troca térmica entre os fluidos. (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

2.4 Superfícies aletadas

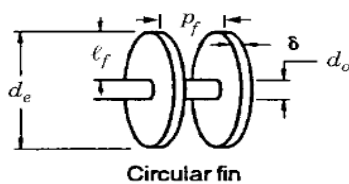
De acordo com Çengel e Ghajar (2011), as aletas são utilizadas em superfícies onde ocorre transferência de calor por convecção. Elas têm o intuito de aumentar a área exposta no lado de menor coeficiente de convecção para aumentar a taxa de transferência de calor. Geralmente são feitas de materiais com alta condutividade térmica para aumentar a eficiência, como, por exemplo, o alumínio.

A área total de transferência de calor em uma superfície aletadas é dada pela soma entre a área total das aletas e a área exposta da superfície. Para um tubo aletado Shah e Sekulić (2003) apresentam as seguintes equações para a área dos tubos (A_p) e área das aletas (A_f)

$$A_p = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t \quad (7)$$

$$A_f = \left(\frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right) N_f L_1 N_t \quad (8)$$

Onde d_o é o diâmetro do tubo, d_e é o diâmetro externo da aleta, δ é a espessura da aleta, N_f é a quantidade de aletas por metro, N_t é o número total de tubos, L_1 é o comprimento, L_2 é a largura e L_3 é a profundidade do conjunto de tubos. Ainda segundo Shah e Sekulić (2003), eles apresentam que a eficiência das aletas circulares é dada pela seguinte figura



$$\eta_f = \begin{cases} a(m\ell_e)^{-b} & \text{for } \Phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{for } \Phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases}$$

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad \Phi = m\ell_e (r^*)^n \quad n = \exp(0.13m\ell_e - 1.3863)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{for } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \ln r^* & \text{for } r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \left(\frac{2h}{k_f \delta} \right)^{1/2} \quad \ell_e = \ell_f + \frac{\delta}{2} \quad r^* = d_e o$$

Figura 9: Eficiência de aletas circulares

Fonte: Shah e Sekulić, 2003

2.5 Método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)

A temperatura em um trocador de calor não varia linearmente, então considerar a temperatura média aritmética nos cálculos seria um erro. A média aritmética é sempre maior que a média logarítmica, então usá-la nos cálculos superestima a taxa de transferência. (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

A diferença de temperatura logarítmica (LMTD) varia exponencialmente e ela representa o real perfil de temperatura dos fluidos em um trocador de calor. Sua fórmula é

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (9)$$

Onde ΔT_1 e ΔT_2 representam a diferença de temperatura entre os dois fluidos na entrada e saída e ΔT_{lm} representa a diferença de temperatura média logarítmica. A equação 9 é válida para analisar tanto trocadores de calor em paralelo como contracorrente. Para trocadores de multipasses e escoamento cruzado é necessário utilizar um fator de correção F nos cálculos.

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lmCF} \quad (10)$$

Onde F representa o fator de correção e ΔT_{lmCF} a diferença de temperatura logarítmica em um trocador contracorrente. O fator F ainda é função de outras duas razões de temperatura P e R

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (11)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (12)$$

Onde os subscritos 1 e 2 representam entrada e saída e T e t as temperaturas externas e internas do tubo.

2.6 Método da efetividade-NTU

No método da efetividade-NTU a transferência de calor é definida como

$$\dot{q} = \varepsilon C_{min} (T_{H,in} - T_{C,in}) \quad (13)$$

onde ε é a efetividade do trocador, C_{min} é o menor valor da taxa de capacidade térmica entre C_H e C_C e $T_{H,in} - T_{C,in}$ é a diferença de temperatura de entrada dos fluidos. A efetividade é ainda uma função de NTU , C^* e o arranjo do escoamento

$$\varepsilon = \phi(NTU, C^*, \text{arranjo do escoamento}) \quad (14)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (15)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (16)$$

O parâmetro de número de unidades de transferência NTU é um parâmetro adimensional definido pela razão entre a condutância térmica UA pela taxa de capacidade térmica mínima. Para casos de trocadores que possuem aplicações similares o NTU é um parâmetro que indicará o tamanho do trocador de calor, quanto maior o seu valor maior será o trocador. O valor do NTU influenciará diretamente a efetividade do trocador, quanto maior o seu valor maior será a eficiência. Shah e Sekulić (2003) apresentam alguns valores de NTU

Radiador automotivo	$NTU \approx 0,5$	$\varepsilon \approx 40\%$
Condensador de superfície de planta a vapor	$NTU \approx 1$	$\varepsilon \approx 63\%$
Regenerador para turbina a gás industrial	$NTU \approx 10$	$\varepsilon \approx 90\%$
Motor stirling	$NTU \approx 50$	$\varepsilon \approx 98\%$

Regenerador para planta de gás natural liquefeito

$NTU \approx 200$

$\varepsilon \approx 99\%$

Onde C^* é definido como a razão entre a taxa de capacidade térmica mínima pela máxima. Ele está ligado ao valor de NTU , já que uma alteração em C_{min} ou C_{max} pode afetar diretamente o valor de NTU . O anexo A apresenta equações para se obter os valores da efetividade com base em valores de NTU e taxa de capacidade térmica para vários arranjos de escoamentos.

2.7 Compacidade

O parâmetro fundamental para descrever a compacidade de trocadores de calor é o diâmetro hidráulico. Definido como

$$d_h = \frac{4A_c}{A_s} \quad (17)$$

Onde A_c é a área de fluxo livre, A_s a área total de troca térmica e L é o comprimento na direção longitudinal do fluxo.

A compacidade de um trocador de calor é definida como a razão entre a área total de troca térmica pelo volume total do trocador de calor, denominada de densidade da área superficial (β)

$$\beta = \frac{A_s}{V} \quad (18)$$

Shah e Sekulić (2003) dão alguns exemplos de graus de compacidade encontrados em alguns trocadores de calor, apresentados abaixo

Radiador automotivo anos 90

$1870 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Regenerador de turbina a gás

$6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Pulmão humano

$17500 \text{ m}^2/\text{m}^3$

O trocador de calor estudado neste trabalho foi calculado para possuir um grau de compacidade de $394,36 \text{ m}^2/\text{m}^3$, ficando assim próximo ao limite inferior definido por alguns autores como sendo de $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2.8 Convecção externa forçada

Análises de transferência de calor em muitos casos podem ser muito complexas pelo número de variáveis envolvidas. Por esse motivo, muitas dessas variáveis foram agrupadas em grupos de parâmetros adimensionais. Nesta seção serão apresentados alguns destes parâmetros adimensionais importantes para o caso de convecção externa forçada e algumas correlações para escoamentos externos em tubos aletados.

2.8.1 Número de Reynolds

O regime de um escoamento depende de vários fatores, entre os mais importantes pode-se citar a geometria, rugosidade da superfície, velocidade do escoamento, temperatura e o tipo de fluido. O parâmetro adimensional utilizado para caracterizar o regime de escoamento é conhecido como número de Reynolds, Re . Número de Reynolds é dado pela razão entre as forças inerciais pelas forças viscosas do escoamento.

$$Re = \frac{\rho u_m L_c}{\mu} \quad (19)$$

Onde ρ é a densidade do fluido, u_m é a velocidade máxima, L_c é o comprimento característico e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Um baixo valor para Re significa que as forças viscosas do escoamento são maiores do que as forças inerciais, que faz com que o escoamento assuma um regime laminar caracterizado pela suavidade do escoamento. Em altos números de Reynolds as forças inerciais são mais presentes do que as viscosas e dessa forma o escoamento apresenta grandes perturbações que são difíceis de prever, chamado de regime turbulento. Não existem números exatos que determinam os regimes de escoamentos porque Re dependerá de muitas variáveis.

2.8.2 Número de Euler

Para escoamentos sobre tubos o fator de atrito pode não ser significativo para representar a queda de pressão no sistema. Para estes casos é utilizado o número de Euler, Eu , definido como

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho u_0^2} \quad (20)$$

Em que ΔP é a variação de pressão e u_0^2 é a velocidade média na mínima seção de escoamento.

2.8.3 Número de Nusselt

O número de Nusselt é o parâmetro adimensional do coeficiente de convecção. Ele é a razão entre a transferência de calor de convecção pela condução, onde k é a condutividade térmica. De acordo com Nellis e Klein (2009) a grande vantagem de tornar o coeficiente de convecção adimensional é que o Nu geralmente é uma função de Re e Pr (número de Prandtl) para convecção externa forçada, ao contrário de h que é uma função de vários parâmetros (velocidade, viscosidade, condutividade, comprimento característico e etc.).

$$Nu = \frac{h}{k/L_c} \quad (21)$$

2.8.4 Número de Stanton e fator de Colburn

Número de Stanton é outra forma adimensional de representar o coeficiente de convecção.

$$St = \frac{h}{Gc_p} \quad (22)$$

Ele pode ser entendido como a razão da transferência convectiva para a variação de entalpia do fluido na temperatura da parede, onde G é a velocidade mássica e c_p a capacidade

térmica. Quando a transferência de calor axial é muito pequena, é mais conveniente utilizar St do que Nu . Isso ocorre porque St está diretamente relacionado ao NTU

$$St = NTU \frac{D_h}{4L_c} \quad (23)$$

O fator de Colburn é uma modificação do número de Stanton que leva em consideração as variações moderadas do número de Prandtl.

$$j = StPr^{2/3} = \frac{NuPr^{-1/3}}{Re} \quad (24)$$

É válido para $0,5 \leq Pr \leq 10$ em escoamentos em regime turbulento.

2.8.5 Número de Prandtl

O número de Prandtl é definido como a razão da difusão de quantidade de movimento pela difusão da quantidade de calor. Ele é uma propriedade do fluido que varia bastante de um tipo de fluido para outro. Possui valores muito baixos para metais líquidos, moderado para gases, água e líquidos orgânicos e altos valores para óleos e glicerina.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (25)$$

Um fluido com alto Pr é muito viscoso e pouco condutivo, então ele consegue transportar o momento com facilidade, mas possui pouca condutividade térmica. E um fluido com baixo Pr transporta energia térmica muito bem, mas pouco momento. (NELLIS; KLEIN, 2009).

2.8.6 Convecção em tubos

Trocadores de calor de tubos são normalmente constituídos de feixes de tubos. Em trocadores de casco e tubos e nos trocadores compactos esses feixes de tubos geralmente possuem a configuração de tubos alinhados ou escalonados, onde o fluido externo pode escoar paralelo, perpendicular ou em algum ângulo em relação aos tubos.

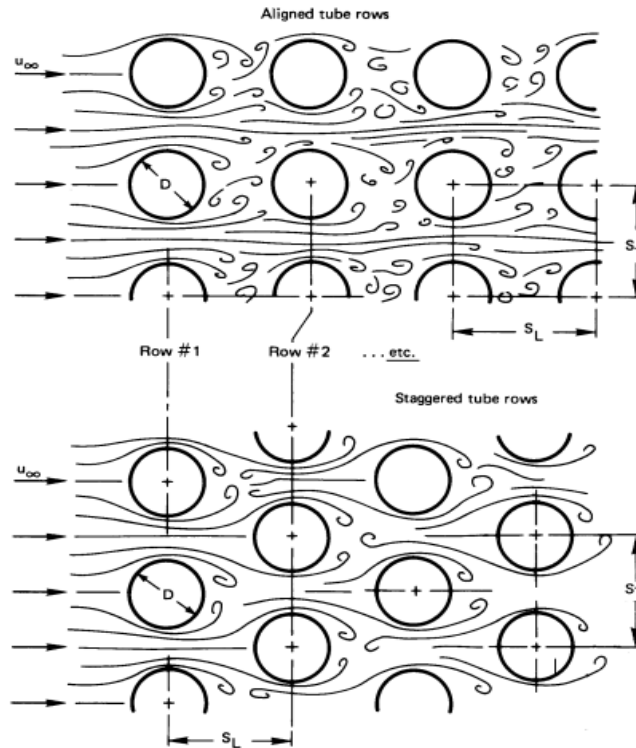


Figura 10: Feixes de tubos alinhados (cima) e tubos escalonados (baixos)

Fonte: Lienhard IV e Lienhard V (2020)

Ambas as configurações de tubos a transferência de calor podem ser aproximadas com razoável precisão pela fórmula, onde Re é baseado na velocidade máxima e C é uma constante

$$Nu = CRe^n Pr^{1/3} \quad (26)$$

Zukauskas citado por Lienhard IV e Lienhard V (2020) apresenta correlações para o Nu para tubos alinhados e escalonados para uma grande variação de Re

$$Nu = Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^n f(Re) \quad (27)$$

$n = 0$ para gases
 $n = 1/4$ para líquidos

Onde Pr_w é o número de Prandtl é calculado com base na temperatura da parede e $f(Re)$ é uma função que varia em relação ao número de Reynolds para as seguintes relações, onde St e Sl é a distância entre centros transversal e longitudinal, respectivamente

$100 \leq Re \leq 10^3$	
<i>Tubos alinhados</i>	$f(Re) = 0,52Re^{0,5}$
<i>Tubos escalonados</i>	$f(Re) = 0,71Re^{0,5}$
$10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$:	
<i>alinhados</i>	$f(Re) = 0,27Re^{0,63}, S_t/S_l \geq 0,7$
<i>Tubos escalonados</i>	$f(Re) = 0,35\left(\frac{S_t}{S_l}\right)^{0,2} Re^{0,6}, S_t/S_l \leq 2$
	$f(Re) = 0,40Re^{0,6}, \frac{S_t}{S_l} > 2$
$Re > 2 \cdot 10^5$:	
<i>Tubos alinhados</i>	$f(Re) = 0,033Re^{0,8}$
<i>Tubos escalonados</i>	$f(Re) = 0,031(S_t/S_l)^{0,2} Re^{0,8}, Pr > 1$
	$f(Re) = 0,027(S_t/S_l)^{0,2} Re^{0,8}, Pr = 0,7$

Tabela 1: Funções de Reynolds

Fonte: Lienhard IV e Lienhard V (2020)

2.8.7 Convecção em tubos aletados

Devido ao alto grau de dificuldade de estudar a transferência de calor em tubos aletados, inúmeros trabalhos teóricos, experimentais ou híbridos vêm sendo realizados para se melhor entender os fenômenos envolvidos nos escoamentos dos fluidos em superfícies aletadas e suas relações com a transferência de calor. A fim de melhor entender essas metodologias serão apresentados algumas delas nos próximos parágrafos.

Weber (2007) desenvolveu um experimento híbrido em que foi construído um condensador de tubo aletado e utilizado os dados experimentais para se calcular j e f por de um código computacional. Para calcular a taxa de transferência de calor foi utilizado os valores de j e f obtidos pelo software. Weber (2007) chegou a algumas conclusões com seu trabalho. Segundo o autor o espaçamento das aletas afeta significativamente o desempenho do trocador e existe um valor ótimo para cada vazão de ar, a utilização de louver nas aletas aumenta o coeficiente de transferência de calor, porém, aumenta quase a mesma taxa a perda de carga do sistema e a comparação entre aletas wavy e piramidal demonstrou que aleta wavy é melhor para uma ampla faixa de vazão de ar.

Marson (2020) realizou um experimento com tubos aletados em um túnel de vento para obter uma correlação experimental para o coeficiente convectivo. Os dados experimentais foram comparados com as correlações de Zukauskas tanto para tubos aletados como tubos lisos, e os erros encontrados ficaram na faixa de -1,3% e 3,5%. Com os dados experimentais, Marson (2020) ainda conseguiu gerar uma correção experimental para o número de Nusselt e analisou que os erros são compatíveis com a análise de incerteza.

Bueno (2004) realizou um experimento teórico com método de elementos finitos para analisar o escoamento do fluido refrigerante e de ar em um condensador de tubos aletados. Os resultados obtidos foram então comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura.

Mon (2003) desenvolveu um trabalho teórico em que foi investigado a distribuição de temperatura e velocidade em um banco de tubos aletados utilizando métodos numéricos. O trabalho foi realizado com diferentes geometrias de aletas e número de fileiras de tubos. Com os dados do método numérico foram desenvolvidas correlações para o número de Nusselt e Euler tanto para trocadores escalonados como alinhados. Os dados obtidos no trabalho são então comparados com outros trabalhos encontrados na literatura e eles apresentam uma boa concordância para Nu e Eu .

Moghimi (2014) fez um estudo de CFD com diferentes modelos de escoamento turbulento passando por um banco de tubos aletados com 4 fileiras. Os dados obtidos pelo autor apresentam boas aproximações para os dados experimentais, em específico os modelos de turbulência k - ϵ e k - ω foram os que apresentaram as melhores concordâncias com dados experimentais.

Shah e Sekulić (2003) apresentam diversas correlações para várias geometrias de trocadores de calor e de aletas. Para os trocadores de tubo aletado é apresentado duas

correlações para o fator de Colburn e fator de atrito, todas as correlações apresentam erros menores que $\pm 10\%$.

2.8.8 Perda de carga

Em trocadores de calor normalmente possuímos dois fluidos em processo de troca de calor, podendo ou não haver mudança de fase durante o processo. Para esses casos, os fluidos precisam ser bombeados por dispositivos como bombas hidráulicas para líquidos ou ventiladores para gases. Então, um fator importante a ser considerado é que a potência de bombeamento é diretamente proporcional à perda de carga do sistema. Através de diversos estudos disponíveis na literatura, é possível chegar à conclusão que o aumento da transferência de calor em um trocador de calor também acarreta no aumento da perda de carga global do sistema. Neste capítulo serão apresentados alguns estudos encontrados na literatura que analisam diversos parâmetros e suas influências na troca de calor e perda de carga.

Sabino (2018) realizou um estudo de CFD aplicando modificações em aletas planas previamente estudadas para analisar a transferência de calor e perda de carga. As alterações na geometria das aletas foi o acréscimo de estruturas louvers, winglets e ondulações. As conclusões a que o autor chegou foram que essas alterações de fato impactam a transferência de calor e perda de carga. Sabino (2018) observa que ocorreu um aumento no fator de Colburn de 10,9%, 12,4% e 43,0% para as aletas winglets, louvers e ondulações, respectivamente. Já para o fator de atrito houve 15,9%, 12,3% e 91,92% de acréscimo da perda de carga para aletas winglets, louvers e ondulações, respectivamente.

Baldini (2021) desenvolveu um estudo computacional para avaliar a intensificação da transferência de calor e perda de carga em um sistema de refrigeração com aletas onduladas e geradores de vórtices longitudinais. O autor considerou tubos circulares e elípticos combinados com geradores de vórtices do tipo delta-winglet e retangular-winglet com razão de aspecto 2 e ângulos de ataque de 15° , 30° e 45° . Foi avaliado o fator de Colburn e o fator de atrito para cada um dos casos e analisado graficamente o desempenho termo-hidráulico (j/f). As conclusões do autor para os tipos de tubos foram que a configuração com tubos circulares obteve um pior desempenho termo-hidráulico apesar de uma maior transferência de calor, tubos elípticos apresentaram menores quedas de pressão e foi a configuração com melhor desempenho termo-hidráulico. Para as aletas foi concluído que a transferência de calor aumenta conforme aumenta o ângulo de ataque dos geradores de vórtices, porém, a

queda de pressão também aumenta consideravelmente. A configuração de tubo elíptico com geradores de vórtice delta-winglet com ângulo de ataque de 45° obteve o pior desempenho termo-hidráulico e para os ângulos de 30° e 15° o melhor desempenho termo-hidráulico.

Ferreira (2022) fez um estudo numérico onde foi analisada a transferência de calor e perda de carga em um trocador de calor aletado com dimples nas aletas. A análise foi efetuada através do fator de Colburn e fator de atrito. O autor analisou que modelos de dimples alinhados tiveram um melhor desempenho em relação a escalonado e conforme aumenta o diâmetro dos dimples, a transferência de calor e perda de carga também aumentam. Em um dos casos observados, houve um aumento no fator de Colburn de 43,3% e 19% em relação à perda de carga.

3 Metodologia

Existem diferentes formas de resolver um problema deste tipo de trocadores de calor, por exemplo, pelo método experimental, simulação numérica e correlações. Experimentos vão demandar mais tempo e dinheiro mas, vão apresentar resultados mais precisos, simulações numéricas geralmente andam lado a lado com experimentos e apesar de serem mais baratas exigem um poder de processamento e tempo para modelagem do problema. Para este trabalho foi utilizado o método das correlações que é um método mais comumente encontrado na indústria por ser relativamente fácil e barato de se fazer, apesar de apresentar resultados mais imprecisos.

Para resolver o problema proposto é apresentada uma metodologia matemática utilizando o balanço geral de energia e o método da efetividade-NTU. A metodologia é baseada em entrar com as propriedades termodinâmicas do vapor d'água e ar, utilizar os dados geométricos do trocador de calor e obter a temperatura de saída e perda de carga do ar, bem como a vazão de vapor necessária. Foram utilizadas diferentes correlações para o número de Nusselt e número de Euler para se calcular o coeficiente de convecção e perda de carga. Na sequência foi comparado os resultados entre si e os parâmetros dados pelo fabricante do trocador de calor.

A ferramenta de cálculo utilizada no trabalho foi o Microsoft Excel, onde todos os parâmetros foram inseridos nas células para agilizar e automatizar o processo iterativo de cálculo.

O algoritmo para resolução do problema é dado pela seguinte forma:

- Entrar com os dados conhecidos da geometria do trocador e propriedades dos fluidos
- Estimar o número de Nusselt e Número de Euler utilizando correlações encontradas na literatura
- Calcular a transferência de calor e perda de carga no trocador
- Verificar se a temperatura de saída e perda de carga do ar converge para a temperatura de saída e perda de carga real
- Analisar se a temperatura e perda de carga está menor que o erro admissível

Nas figura 14 e 15 são apresentados os algoritmos de forma mais detalhada

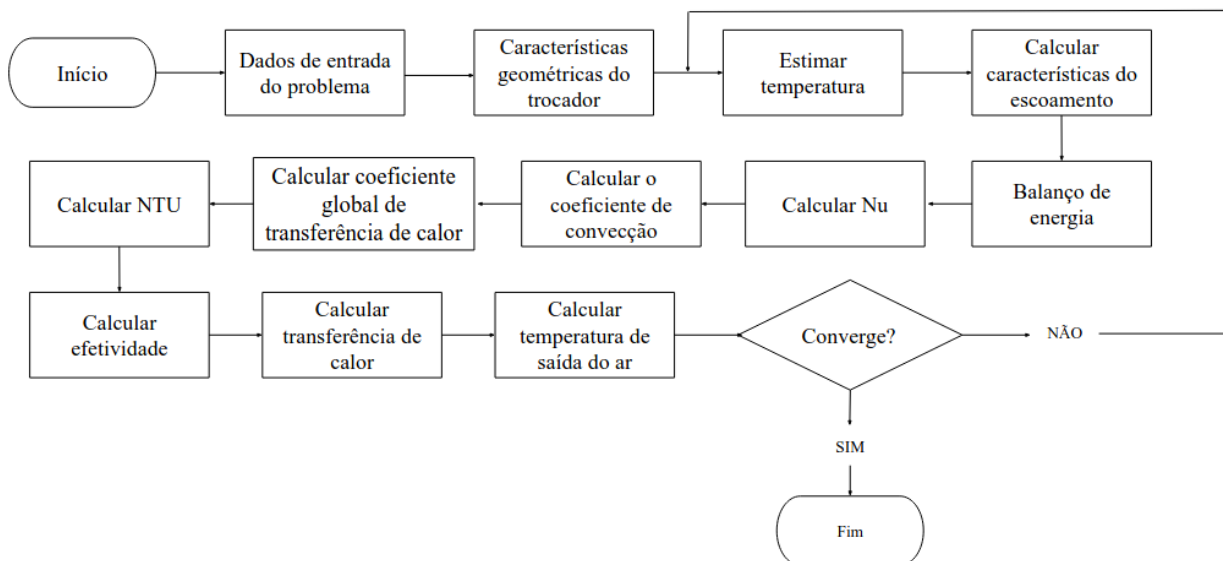


Figura 11: Algoritmo para calcular a temperatura do ar

Fonte: Autor

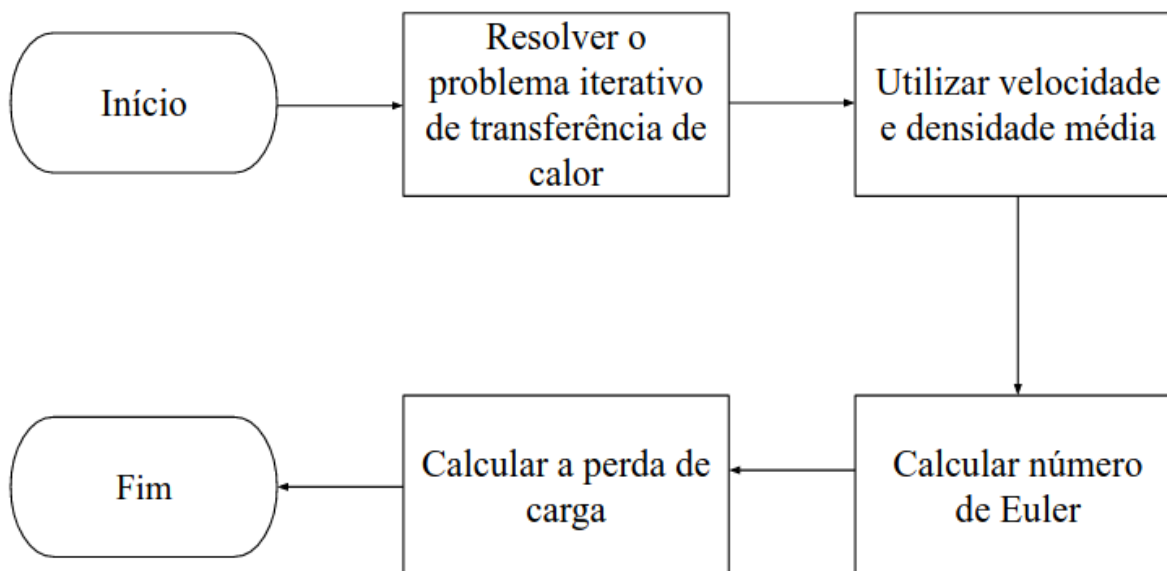


Figura 12: Algoritmo para calcular perda de carga

Fonte: Autor

Para resolver o problema foram consideradas algumas hipóteses:

- Escoamento em regime permanente;

- Propriedades média dos fluidos entre a entrada e saída
- Não há perda de calor para o ambiente;
- Mudança de fase no interior dos tubos;
- Energia cinética e potencial desprezíveis;
- Não há geração de calor;
- Não leva em consideração fator de incrustação nas aletas ou interior dos tubos;

Para calcular a temperatura de saída do ar e a perda de carga foi seguido o algoritmo descrito nas figuras 12 e 13. As correlações utilizadas para o número de Nusselt, fator de Colburn e número de Euler estão sumarizadas nas tabelas 2 e 3 abaixo:

Correlação	Fórmula
Mi Sandar Mon	$Nu = 0,284 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A_p}{A_t}\right) \cdot f^{-0,075} \cdot \left(\frac{S_t}{S_d}\right)^{1,06}$
Shah e Sekulic 1	$j = 0,134 \cdot Re^{-0,319} \cdot \left(\frac{s}{l}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,11}$
Shah e Sekulic 2	$j = 0,255 \cdot Re^{-0,3} \cdot \left(\frac{d_e}{s}\right)^{-0,3}$
Gianolio e Cunti 1	$Nu = 0,287 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{s}{l}\right)^{0,37} \cdot \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,25} \cdot \left(\frac{n}{6}\right)^{-0,136}$
Gianolio e Cunti 2	$Nu = 0,271 \cdot Re^{0,685} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^{-0,311} \cdot \left(\frac{n}{6}\right)^{-0,138}$
Briggs e Young	$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,681} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{s}{l}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,1134}$
Schmidt	$Nu = 0,45 \cdot Re^{0,625} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^{-0,375}$
VDI-Wärmeatlas	$Nu = 0,38 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^{-0,15}$

Tabela 2: Correlações para Nusselt e Colburn

Fonte: Autor

Correlação	Fórmula
Gianolio e Cunti 1	$Eu = 138,3 \cdot Re^{-0,478} \cdot \left(\frac{S_t}{d_o}\right)^{-1,454}$

Gianolio e Cunti 2	$Eu = 32,72 \cdot Re^{-0,412} \cdot \left(\frac{S_t}{d_o}\right)^{-1,54} \cdot \left(\frac{A_t}{A_p}\right)^{0,3}$
Haaf	$Eu = 4,25 \cdot Re_{eq}^{-0,25} \cdot \left(\frac{S_l}{d_{eq}}\right)^{0,4} \cdot n$
Jamerson	$Eu = 3,064 \cdot Re_{eq}^{-0,25} \cdot n$

Tabela 3: Correlações para número de Euler

Fonte: Autor

4. Resultados

Neste capítulo será apresentado detalhadamente o processo de cálculos para a determinação dos dados de saída do trocador de calor. Primeiramente foi organizado os dados que eram conhecidos da geometria do trocador de calor e os dados de entrada de ambos os fluidos, apresentados nas tabelas 2 e 3, a seguir.

Características geométricas do trocador de calor	
Altura do feixe de tubos [m]	2,940
Largura do feixe de tubos [m]	1,558
Profundidade do feixe de tubos [m]	0,270
Número de tubos	134
Aletas por metro	433
Diâmetro externo dos tubos [m]	0,01905
Diâmetro externo das aletas [m]	0,0445
Espessura da aleta [m]	0,0004
Espaçamento entre tubos transversal [m]	0,04582
Espaçamento entre tubos longitudinal [m]	0,063
Espaçamento entre tubos diagonal [m]	0,067
Espaçamento entre aletas [m]	0,0019

Tabela 4: Características geométricas do trocador de calor

Fonte: Autor

Na figura 13 e 14, são apresentados a vista frontal e uma foto do trocador de calor e nos anexos B, C e D estão disponíveis a vista lateral, superior e organização dos tubos, respectivamente.



Figura 13: Trocador de calor estudado

Fonte: Fabricante

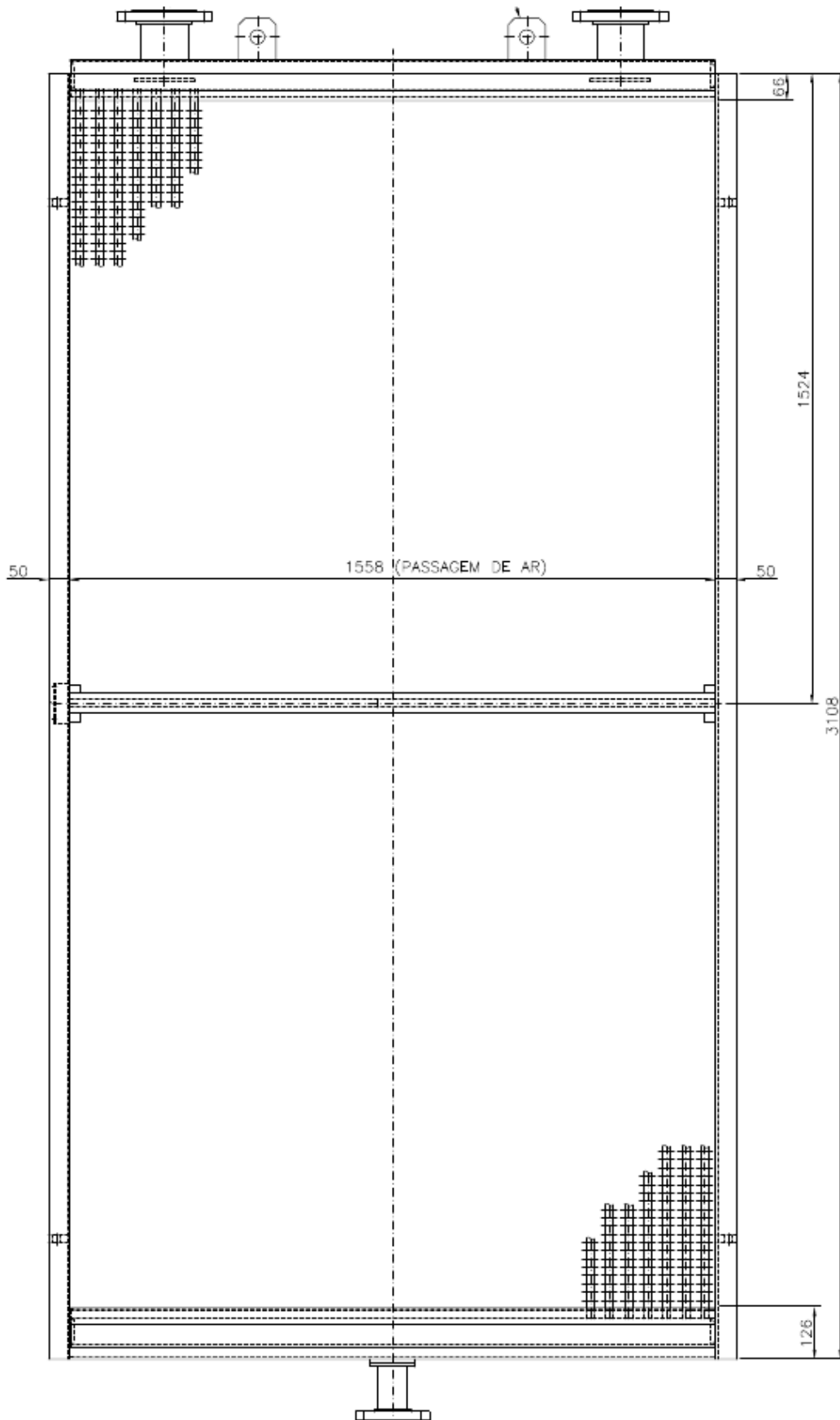


Figura 14: Vista frontal do trocador de calor

Fonte: Autor

O trocador de calor estudado neste trabalho foi fabricado pela empresa fabricante de trocadores de calor Apema, localizada no município de São Bernardo do Campo, São Paulo. O equipamento é um trocador de calor do tipo radiador aletado utilizado para realizar o aquecimento de ar. Na tabela 5 estão os dados de entrada para o vapor e ar fornecidos pelo fabricante.

Dados de entrada	
Temperatura vapor d'água [°C]	183,74
Pressão vapor d'água [kPa]	1098,00
Velocidade vapor d'água [m/s]	3,74
Vazão ar [kg/s]	17,083
Temperatura ar [°C]	25,00
Pressão de operação ar [kPa]	91,40
Velocidade ar [m/s]	3,44

Tabela 5: Dados de entrada do trocador

Fonte: Autor

Após conhecida a geometria do trocador e os dados de entrada das propriedades dos fluidos, foi calculado outros parâmetros geométricos do trocador e determinadas as propriedades termodinâmicas, termofísica e números adimensionais dos fluidos de trabalho e do campo de escoamento.

Foi necessário calcular a área mínima de escoamento por metro, área de troca de calor por metro, comprimento característico, área externa dos tubos e área total das aletas, dadas pelas equações 7 e 8 respectivamente e reescritas a seguir:

$$A_{ff} = S_t - d_e + (d_e - d_o)(1 - \delta N_f)$$

$$A' = \pi d_o \left(1 - \frac{\delta_f}{s_f}\right) + \frac{\pi}{s_f} \left(\frac{d_e^2 - d_o^2}{2} + d_e \delta\right)$$

$$A_{ff} = 0,046 - 0,0445 + (0,0445 - 0,01905)(1 - 0,0004 \cdot 433)$$

$$A_{ff} = 0,022 \frac{m^2}{m}$$

$$A' = \pi \cdot 0,01905 \left(1 - \frac{0,0004}{0,00238} \right) + \frac{\pi}{0,00238} \left(\frac{0,0445^2 - 0,01905^2}{2} + 0,0445 \cdot 0,0004 \right)$$

$$A' = 1,1407 \frac{m^2}{m}$$

A área total de troca térmica será dada pela soma da área externa dos tubos e a área somada de todas as aletas, dadas abaixo como:

$$A_p = \pi \cdot 0,01905 (2,94 - 0,0004 \cdot 433 \cdot 2,94) 134$$

$$A_p = 19,78 m^2$$

$$A_f = \left(\frac{2 \cdot \pi (0,0445^2 - 0,01905^2)}{4} + \pi \cdot 0,0445 \cdot 0,0004 \right) 433 \cdot 2,94 \cdot 136$$

$$A_f = 449,05 m^2$$

$$A_t = 19,78 + 449,05$$

$$A_t = 469,29 m^2$$

Com a geometria do trocador é possível determinar o grau de compacidade para verificar se ele se trata realmente de um trocador compacto. Utilizando a equação 18 chegamos ao resultado que se trata de um trocador compacto. Shah et. al. (2001) considera um limite inferior de $300 m^2/m^3$ para ser considerado um trocador compacto

$$\beta = \frac{469,29}{1,19}$$

$$\beta = 394,36 m^2/m^3$$

As propriedades dos fluidos e materiais foram todas tiradas das tabelas de propriedades de materiais da 4ª edição do livro de Transferência de Calor e Massa dos autores Yunus Çengel e Afshin Ghajar. As propriedades são apresentadas na tabela 3 abaixo. Todas propriedades do ar foram consideradas na temperatura média entre a entrada e saída.

$$T_m = \frac{25+140}{2}$$

$$T_m = 82,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propriedades térmicas	
Calor específico pressão constante vapor d'água [J/(kg.K)]	1941,76
Calor específico pressão constante ar [J/(kg.K)]	1008,00
Taxa de capacidade térmica vapor d'água [J/(K.s)]	infinito
Taxa de capacidade térmica ar [J/(K.s)]	17234,78
Condutividade térmica ar [W/(m.K)]	0,03044
Viscosidade cinemática ar [m ² /s]	0,00002119
Prandtl ar	0,7010
Condutividade térmica tubo [W/(m.K)]	60,00
Condutividade térmica alumínio [W/(m.K)]	237,00
Razão das capacidades térmicas	0

Tabela 6: Propriedades térmica

Fonte: Autor

A razão para a taxa de capacidade térmica do vapor ser considerada infinita é porque foi observado em tabelas termodinâmicas que o vapor d'água a 1098 kPa e 183,74 °C é considerado vapor saturado, então como vai ocorrer um processo de troca térmica foi assumido a hipótese de que ocorrerá uma mudança de fase dentro do tubo. Segundo Çengel e Ghajar (2011) em um processo de mudança de fase o fluido absorve ou libera uma grande quantidade de calor a uma temperatura quase constante, desta forma a sua capacidade térmica tende a ser infinita. Fato esse também, que só foi calculado o coeficiente de troca térmica do lado ar, visto que foi considerado que o vapor permanece a temperatura constante ao longo do trocador, sofrendo mudança de fase, processo de condensação.

Para se calcular o número de Reynolds é preciso determinar a velocidade máxima do ar na mínima seção do escoamento. Em uma configuração escalonada tem-se duas possibilidades, onde a área mínima de escoamento pode ocorrer na seção transversal ou diagonal. Os cálculos mostraram que para esse trocador a área mínima ocorre na seção

transversal. Utilizando a equação 9 em que nos dá a área mínima de escoamento por metro foi possível chegar a área mínima total transversal:

$$A_{min} = A_{ff} \cdot L_1 \cdot N_{transversal} \quad (28)$$

$$A_{min} = 0,021542 \cdot 2,94 \cdot 34$$

$$A_{min} = 2,153 \text{ m}^2$$

$$u_m = \frac{17,083}{0,992 \cdot 2,153}$$

$$u_m = 8 \text{ m/s}$$

Com a velocidade máxima é possível determinar o número de Reynolds que será o mesmo para todas as correlações utilizadas:

$$Re = \frac{8 \cdot 0,01905}{0,00002119}$$

$$Re = 7192,07$$

Após encontrado o número de Reynolds foi feito o balanço de energia e utilizado a equação do método da efetividade-NTU. Chegou-se em um sistema de equações pelas equações 3 e 13. Para achar a temperatura de saída do ar é preciso achar a efetividade do trocador e a troca de calor, conforme explicado na figura 14. Os resultados obtidos para cada correlação utilizada estão apresentados nas tabelas abaixo.

Correlação de Mi Sandar Mon	
Nusselt	44,11
Efetividade	80,57%
Transferência de calor	2204335,81 W
Temperatura de saída	152,90 °C

Tabela 7: Dados da correlação de Mi Sandar Mon

Fonte: Autor

Correlação de Shah e Sekulic 1	
Nusselt	43,87
Efetividade	80,45%
Transferência de calor	2200944,10 W
Temperatura de saída	152,70 °C

Tabela 8: Dados da correlação de Shah e Sekulic 1

Fonte: Autor

Correlação de Shah e Sekulic 2	
Nusselt	47,19
Efetividade	82,41%
Transferência de calor	2254648,35 W
Temperatura de saída	155,82 °C

Tabela 9: Dados da correlação de Shah e Sekulic 2

Fonte: Autor

Correlação de Gianolio e Cuti 1	
Nusselt	45,78
Efetividade	81,59%
Transferência de calor	2232248,45 W
Temperatura de saída	154,52 °C

Tabela 10: Dados da correlação de Gianolio e Cuti 1

Fonte: Autor

Correlação de Gianolio e Cuti 2	
Nusselt	42,17
Efetividade	79,30%
Transferência de calor	2169678,09 W
Temperatura de saída	150,89 °C

Tabela 11: Dados da correlação de Gianolio e Cuti 2

Fonte: Autor

Correlação Briggs e Young	
Nusselt	44,13
Efetividade	80,59%
Transferência de calor	2204710,11 W
Temperatura de saída	152,92 °C

Tabela 12: Dados da correlação de Briggs e Young

Fonte: Autor

Correlação de Schmidt	
Nusselt	31,69
Efetividade	70,50%
Transferência de calor	1928662,83 W
Temperatura de saída	136,91 °C

Tabela 13: Dados da correlação de Schmidt

Fonte: Autor

Correlação de VDI-Wärmeatlas	
Nusselt	43,69
Efetividade	80,31%
Transferência de calor	2197139,23 W
Temperatura de saída	152,48 °C

Tabela 14: Dados da correlação de VDI-Wärmeatlas

Fonte: Autor

Abaixo está apresentado os resultados para Nusselt, transferência de calor e temperatura de saída para cada uma das correlações apresentadas em forma de gráfico.

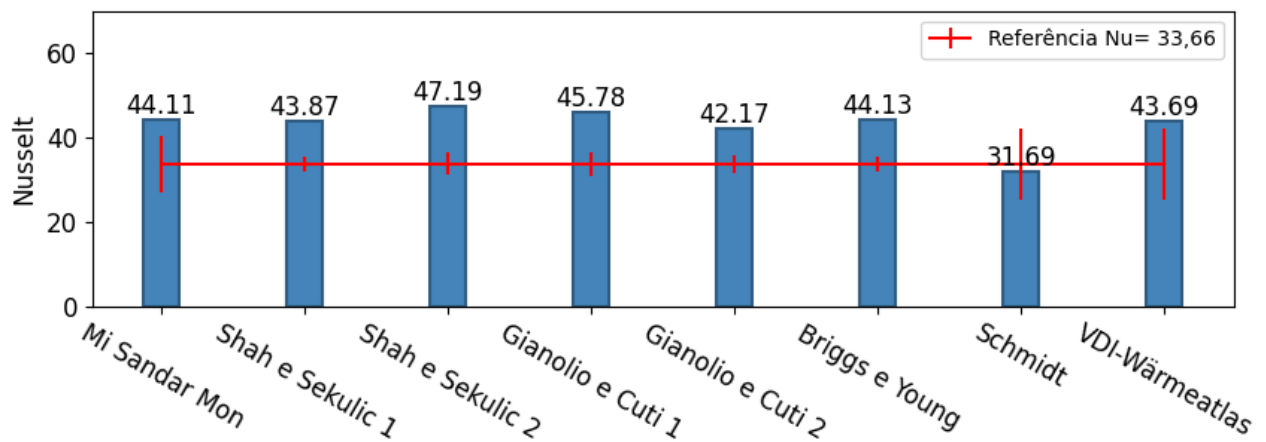


Figura 15: Gráfico de Nusselt

Fonte: Autor

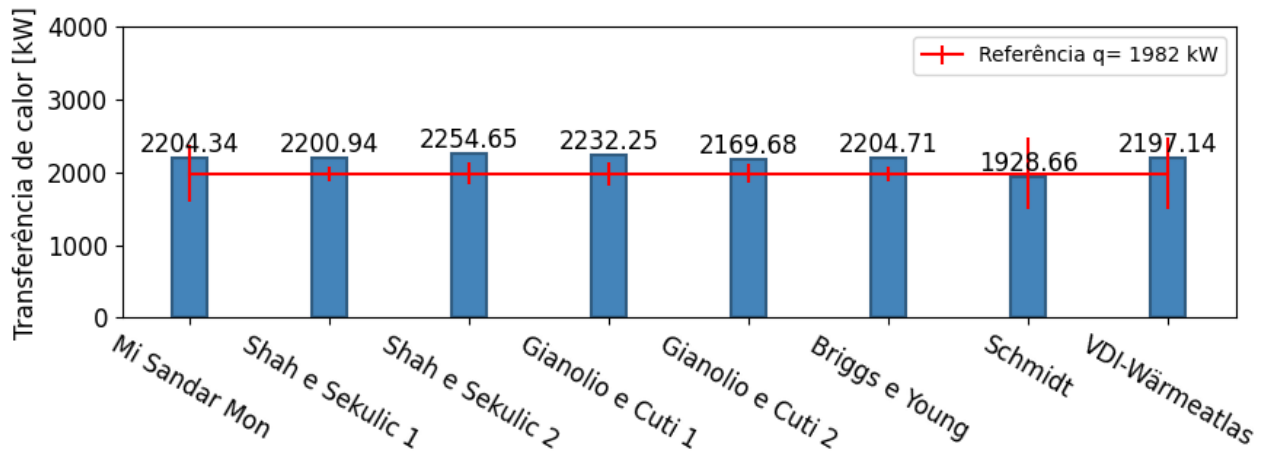


Figura 16: Gráfico de transferência de calor

Fonte: Autor

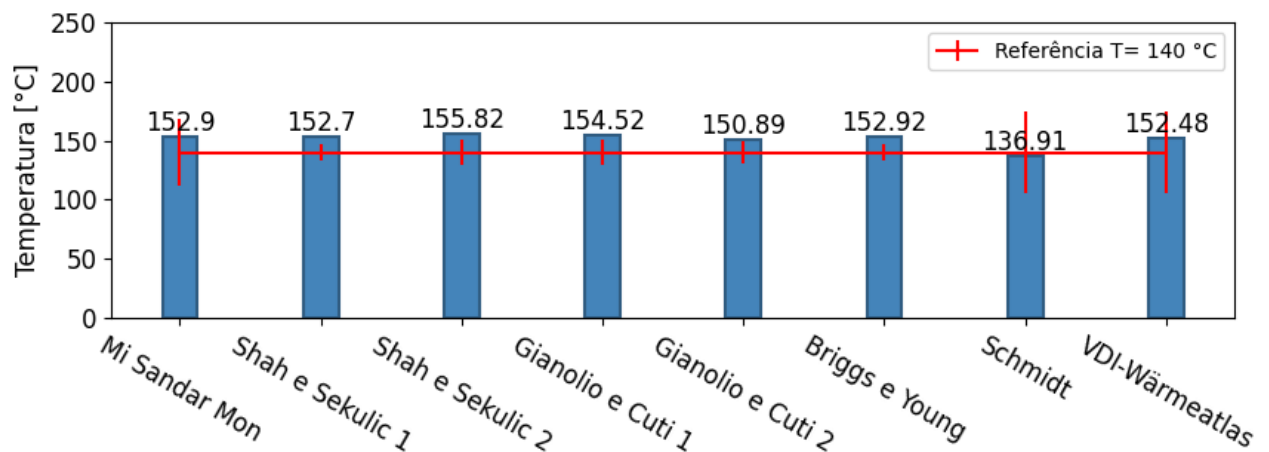


Figura 17: Gráfico de temperatura

Fonte: Autor

Para calcular a perda de carga foram utilizadas as correlações para o número de Euler da tabela 5 e depois calculado a perda de carga pela fórmula 20. Os valores para número de Euler e perda de carga são apresentados nas tabelas abaixo

Correlação de Gianolio e Cuti 1	
Euler	0,57
Perda de carga	14,71 mmca

Tabela 15: Dados da correlação de Gianolio e Cuti 1

Fonte: Autor

Correlação de Gianolio e Cuti 2	
Euler	0,58
Perda de carga	15,02 mmca

Tabela 16: Dados da correlação de Gianolio e Cuti 2

Fonte: Autor

Correlação de Haaf	
Euler	0,61
Perda de carga	15,75 mmca

Tabela 17: Dados da correlação de Haaf

Fonte: Autor

Correlação de Jameson	
Euler	0,78
Perda de carga	20,15 mmca

Tabela 18: Dados da correlação de Jameson

Fonte: Autor

Similar à temperatura, abaixo estão os gráficos para visualização do número de Euler e perda de carga para cada uma das correlações.

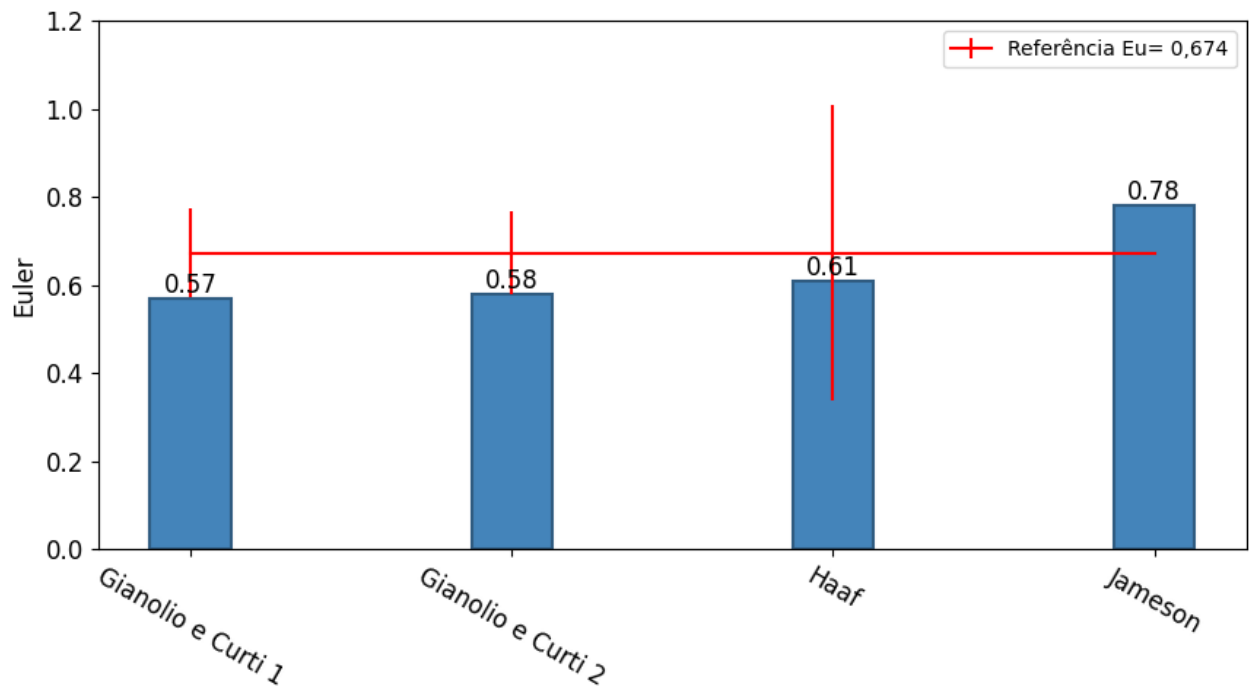


Figura 18: Gráfico do número de Euler

Fonte: Autor

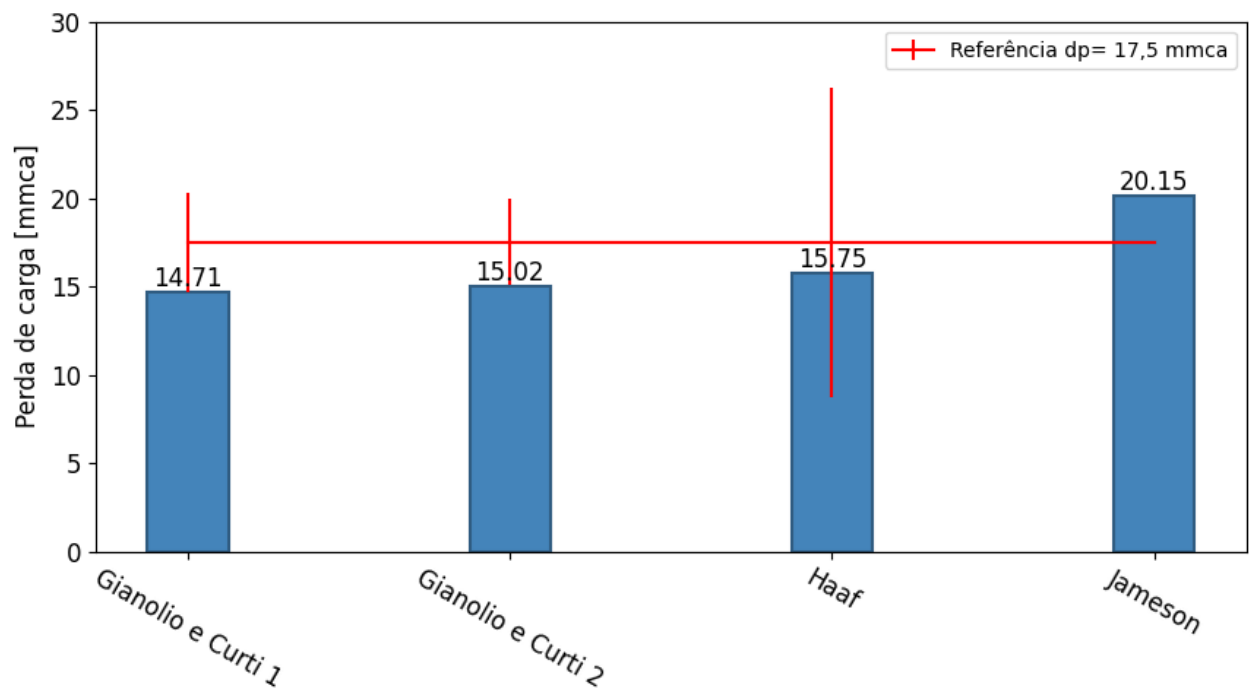


Figura 19: Gráfico de perda de carga

Fonte: Autor

Os dados de temperatura e perda de carga foram comparados com os dados do fabricante para analisar se os erros estão dentro do aceitável disponível na literatura. Os dados de saída do fabricante estão disponíveis na tabela 19

Dados de saída do fabricante	
Temperatura	140 °C
Transferência de calor	1998034 W
Perda de carga	17,50 mmca

Tabela 19: Dados de saída fabricante

Fonte: Fabricante

Os erros de cada correlação para transferência de calor e perda de carga estão apresentados abaixo.

Correlação	Erro da correlação	Erro final
Mi Sandar Mon	$\pm 20\%$	10,33%
Shah e Sekulic 1	Desvio padrão 5,1%	10,16%
Shah e Sekulic 2	Desvio padrão 7,8%	12,84%
Gianolio e Cunti 1	90% dos dados $\pm 8\%$	11,72%
Gianolio e Cunti 2	90% dos dados $\pm 6,5\%$	8,59%
Briggs e Young	Desvio padrão 5,1%	10,34%
Schmidt	$\pm 25\%$	-3,47%
VDI-Wärmeatlas	$\pm 25\%$	9,97%

Tabela 20: Erro correlações para temperatura

Fonte: Autor

Correlação	Erro da correlação	Erro final
Gianolio e Cunti 1	entre -16% e +20%	-15,94%
Gianolio e Cunti 2	entre -14% e +18%	-14,17%
Haaf	Desvio padrão \pm 50%	-10,00%
Jameson	-	15,15%

Tabela 21: Erro correlações para perda de carga

Fonte: Autor

5. Conclusão

O objetivo do trabalho foi desenvolver uma metodologia de solução para o escoamento externo de ar em um trocador de tubos aletados com correlações disponíveis na literatura. A grande maioria dos trabalhos nesse campo são análises numéricas que apesar de serem mais precisas e permitirem tirar melhores conclusões, são mais complexas de serem feitas. Várias correlações de transferência de calor e perda de carga foram sintetizadas neste trabalho e permitirão usos futuros para outros trabalhos e aplicações diretas nas indústrias, seja para fabricantes, projetistas ou operadores.

A partir do presente trabalho e análise dos resultados obtidos é possível tirar algumas conclusões:

- Os erros tanto para a transferência de calor como para a perda de carga ficaram bem próximos à margem de erro das correlações, mostrando que o modelo desenvolvido responde corretamente;
- Todas as correlações, com exceção de uma, superestimaram os valores de temperatura. Algumas causas identificadas possíveis são a área de troca térmica que apesar de ter sido um dado do fabricante foi optado por utilizar as fórmulas 7 e 8 e isso superestimou o valor da área, as aletas que as correlações foi considerado aletas circulares individuais e as aletas do trocador são aletas helicoidais, não foi considerado nenhum fator para incrustação no interior ou exterior dos tubos e o coeficiente convectivo no interior do tubo foi utilizado um valor arbitrário;

Como sugestões de trabalhos futuros, recomendamos que seja feito uma análise fluidodinâmica computacional para comparar as várias correlações com o resultado da simulação e também alterar características geométricas do trocador para analisar como os dados de saída se comportam. Além disso, recomendamos também medições em campo para avaliar se o modelo representa bem a aplicação.

6. Referências

BANDINI, Laís S. **Intensificação da transferência de calor em trocador de calor compacto de aleta ondulada através de geradores de vórtice longitudinal**. Ilha solteira: UNESP, 2021.

BERGMAN, Theodore L. **Incropera - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2019.

BUENO, Sandhoerts S. **Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados**. Ilha Solteira: UNESP, 2004.

FERREIRA, Cassiano V. S. **Intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto com dimples**. Ilha Solteira: UNESP, 2022.

KAKAÇ, Sadik S.; LIU, Hongtan. **Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design**. Florida: CRC Press LLC, 2002.

LAUAR, Thiago ALi Resende. **Modelagem matemática de condensadores tubo aletado**. Belo Horizonte: PUC-MG, 2011.

LIENHARD IV, John H.; LIENHARD V, John H. **A heat transfer textbook**. Cambridge: Phlogiston Press, 2020.

MARSON, Rodrigo D. **Determinação de coeficientes convectivos em tubos aletados não padronizados**. Guaratinguetá: UNESP, 2020.

MON, Mi S. **Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers**. Freiberg: TU Bergakademie Freiberg, 2003.

NELLIS, Gregory; KLEIN, Sanford. **Heat transfer**. New York: Cambridge University Press, 2009.

NEMATI, Hossain; MOGHIMI, Mohammad. **Numerical study of flow over annular-finned tube heat exchangers by different turbulent models**. Marvdasht: Islamic Azad University, 2014.







SABINO, Milena G. **Modelagem e simulação CFD de trocadores de calor com aletas modificadas**. Viçosa: The journal of engineering and exact sciences, 2018.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2003.

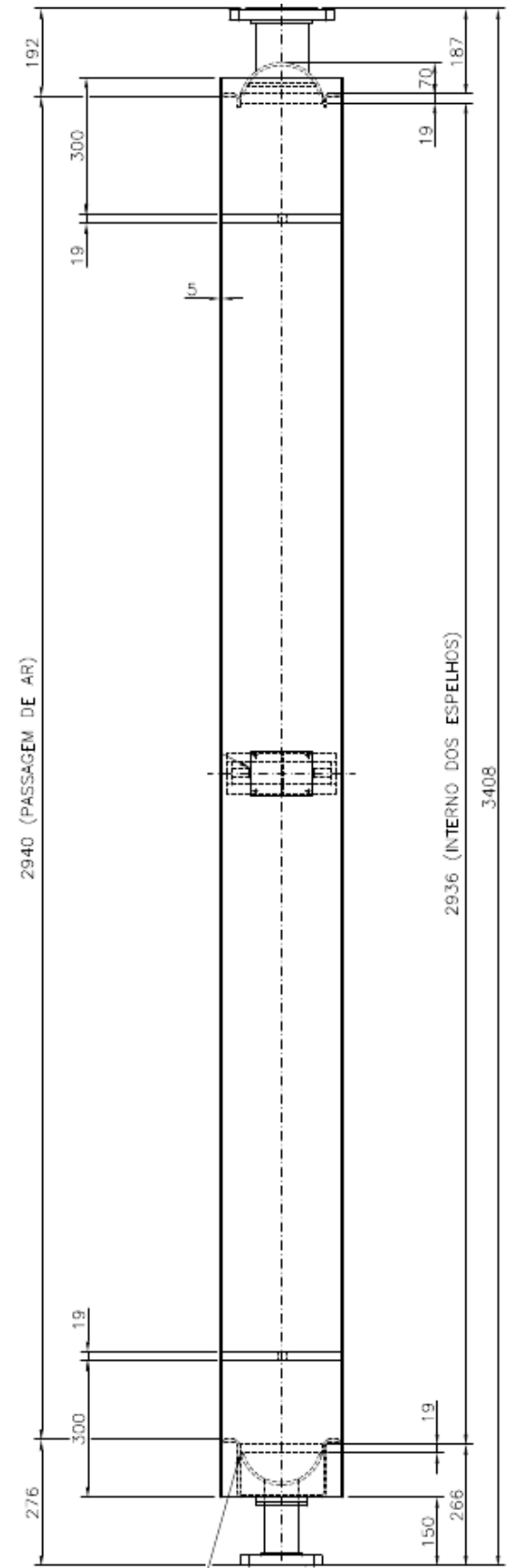
WEBER, Gustavo C. **Análise experimental do desempenho termo-hidráulico de condensadores do tipo tubo-aletado**. Florianópolis: UFSC, 2007.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Porto Alegre: Grupo A, 2011.

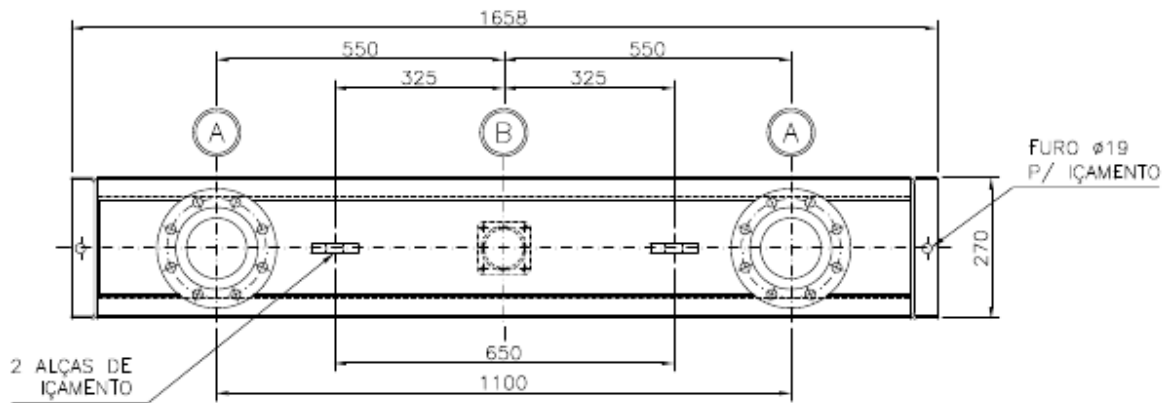
Anexo A

Flow Arrangement	ϵ -NTU Formulas	ϵ -NTU Formulas for $C^* = 1$	Asymptotic Value of ϵ When NTU $\rightarrow \infty$
 Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$\epsilon = 1$ for all C^*
 Parallelflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2}[1 - \exp(-NTU)]$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
 Crossflow, both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$ $P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)}{j!} y^{n+j}$	Same as general formula with $C^* = 1$	$\epsilon = 1$ for all C^*
 Crossflow, one fluid mixed, other unmixed	For C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed, $\epsilon = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-NTU \cdot C^*)]/C^*\}$	$\epsilon = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-NTU)]\}$	For C_{\min} mixed, $\epsilon = 1 - \exp(-1/C^*)$
 Crossflow, both fluids mixed	For C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed, $\epsilon = \frac{1}{C^*} (1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\})$	$\epsilon = \frac{1 - \exp\{-[1 - \exp(-NTU)] - 1/NTU\}}{1 - \exp(-NTU) + \frac{1}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - NTU}$	For C_{\max} mixed, $\epsilon = [1 - \exp(-C^*)]/C^*$
 1-2 shell-and-tube exchanger; shell fluid mixed; TEMA E shell	$\epsilon = \frac{1}{2} \frac{(1 + C^*) + (1 + C^*)^{1/2} \coth(\Gamma/2)}{\coth(\Gamma/2) + (1 + C^*)^{1/2}}$ where $\Gamma = NTU(1 + C^*)^{1/2}$ $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$	$\epsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = \sqrt{2} NTU$	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^*)^{1/2}}$

Anexo B



Anexo C



Anexo D

