

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

FELIPE AUGUSTO SENGER LOPES DE SOUZA

Estudo de um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais

São Carlos
2020

FELIPE AUGUSTO SENGER LOPES DE SOUZA

Estudo de um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá.

São Carlos

2020

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

S719e Souza, Felipe Augusto Senger Lopes de
Estudo de um trocador de calor tubo aletado,
compacto e com microcanais / Felipe Augusto Senger
Lopes de Souza; orientador Cristiano Bigonha Tibiriçá.
São Carlos, 2020.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2020.

1. trocador de calor. 2. microcanais. 3. sistema de
refrigeração. 4. coeficiente de transferência de calor.
5. escoamento monofásico. 6. escoamento bifásico. I.
Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Felipe Augusto Senger Lopes de Souza – N° USP: 5513317

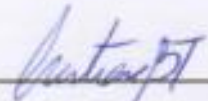
Título: Estudo de um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais..

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Professor Cristiano Bigonha Tibiriça
(Orientador)

Nota atribuída: 10,0 (Dez)


(assinatura)

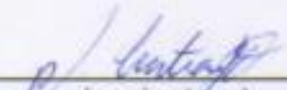
Professor Luben Cabezas Gómez

Nota atribuída: 10,0 (Dez)


(assinatura)

Alex Roger Almeida Colmanetti (Doutorando)

Nota atribuída: 10,0 (Dez)


(assinatura)

Média: 10,0 (Dez)

Resultado: Aprovado

Data: 02/12/2020

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca
da EESC

SIM ☒ NÃO ☐ Visto do orientador


(assinatura)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, que sempre me apoiou com muito amor e carinho durante toda a minha trajetória até este momento.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela vida a mim concedida, e por guiar meus passos nesta jornada que me trouxe até aqui.

Ao meu orientador, professor Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá que com muita dedicação e paciência me acompanhou e me deu todo o suporte durante a elaboração deste trabalho. Gostaria de agradecer todo o profissionalismo excelência durante a orientação.

Ao doutorando Alex Roger Colmanetti, pelo apoio e ajuda durante este trabalho, e pelo seu empenho no desenvolvimento do túnel de vento.

A Jorge Nicolau dos Santos pela amizade e pela imprescindível ajuda na montagem da bancada experimental.

A Roberto Carlos Prativiera pela amizade e pela ajuda fundamental na montagem dos instrumentos de medição.

Aos professores do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos (NETEF): Luben Cabezas Gómez, Gherhardt Ribatski, Oscar Maurício Hernandez Rodriguez, Fernando Eduardo Milioli e Paulo Seleglim Junior pelos imprescindíveis ensinamentos em termodinâmica e mecânica dos fluidos, essenciais na realização deste trabalho.

À professora Luciana Montanari, pela amizade e pelos valiosos ensinamentos durante todos os momentos do curso.

Aos demais professores e funcionários da Universidade de São Paulo, pela fundamental participação no meu processo de formação.

Aos meus pais, pelo apoio e carinho incondicional durante não só a graduação, mas toda a minha trajetória até aqui.

À minha irmã, por todo o amor, carinho e paciência durante todos estes anos.

À minha família, que sempre me apoiou em minhas decisões e trajetória.

A todas as amizades feitas durante a faculdade, que fizeram desta uma época inesquecível da minha vida.

RESUMO

SOUZA, F. A. S. L. **Estudo de um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais**. 2020. 66 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Sistemas de troca de calor são essenciais no funcionamento dos mais diversos equipamentos presentes na indústria ou em nosso dia a dia, sejam eles para permitir o funcionamento adequado de máquinas, garantir a conservação de alimentos congelados, ou proporcionar conforto térmico em ambientes fechados. Em um sistema de refrigeração, um trocador de calor atuando como evaporador é responsável por retirar o calor do ambiente (normalmente do ar) e consequentemente resfriá-lo. Assim é de extrema importância realizar um projeto adequado deste equipamento, uma vez que a sua eficiência está diretamente ligada com os custos de operação e a eficiência do próprio sistema como um todo. O trabalho realizado teve como objetivo o estudo de um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais. Um trocador desta categoria foi selecionado para levantamento de dados experimentais e para a realização de modelagens matemáticas. A pesquisa bibliográfica realizada levantou os métodos disponíveis na literatura para a previsão do coeficiente de troca de calor e de perda de pressão durante o funcionamento de trocadores de calor desta categoria. Os estudos experimentais levantaram medidas da troca de calor do trocador selecionado em laboratório, e estes resultados foram comparados com as previsões propostas por modelos apresentados na pesquisa bibliográfica. Ademais, com base na pesquisa bibliográfica realizada, modelos matemáticos foram elaborados para prever o funcionamento do trocador de calor selecionado. O trocador foi modelado operando em escoamentos monofásico e bifásico, e os resultados da modelagem monofásica foram comparados com os resultados experimentais obtidos. Com base no modelo matemático desenvolvido, foi realizado um estudo do efeito que a alteração de parâmetros geométricos do trocador causa em seu funcionamento, procedimento que pode ser utilizado na etapa de projeto de um trocador. Os resultados obtidos com esta modelagem também foram utilizados para propor uma equação que descreve o funcionamento do trocador avaliado nos experimentos realizados, e esta equação foi comparada com as equações propostas na bibliografia. Dessa forma, o estudo permitiu a comparação de diversos modelos existentes na literatura com dados experimentais levantados em laboratório, permitiu o desenvolvimento de uma equação para descrever os resultados experimentais obtidos, e possibilitou a demonstração de uma das etapas de projeto de um trocador, que consiste na análise do efeito que parâmetros geométricos terão nos resultados obtidos com o equipamento final.

Palavras-chave: trocador de calor, microcanais, sistema de refrigeração, coeficiente de transferência de calor, escoamento monofásico, escoamento bifásico.

ABSTRACT

SOUZA, F. A. S. L. **Study of a compact microchannel heat exchanger.** 2020. 66 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Heat exchanging systems are an essential resource for the correct functioning of different types of equipment, that are used to provide the correct working temperature for machines being used as a method to preserve food, to provide thermal comfort for enclosed environments, and other many possibilities. In a refrigeration system, the evaporator is the heat exchanger responsible for removing and absorbing in its coolant the heat from the environment, and therefore lowering the temperature. Thus, it becomes crucial to make an adequate project of this equipment, once its efficiency is connected directly to the operation costs and to the efficiency of the whole system. The objective of this work was to study a compact microchannel heat exchanger. The heat exchanger selected was used for laboratory testing and for modeling. The literature review showed the available methods to preview the heat-exchanging coefficient and the pressure drop coefficient during the use of this type of heat exchangers. The experimental studies conducted in the laboratory gathered measurements of practical working conditions of the equipment, and these were compared to the predictions provided in the literature. Furthermore, a mathematical model was elaborated to predict the behavior of the heat exchanger selected for this work operating in a mono-phase and a dual-phase flow, and these results were compared to the results obtained in laboratory. Also, this work studied the effect that geometric parameters had on the behavior of the heat exchanger, showing a procedure that can be performed during the project of a new heat exchanger. The results obtained in this work were also used to develop a new equation to predict the parameters studied for this heat exchanger, and this equation was compared to the literature review. Therefore, this study allowed the comparison of different prediction models present in the literature with experimental data collected in laboratory. It also allowed the proposition of a new equation to describe the experimental studies performed and allowed the demonstration of one stage of the project of a heat exchanger, analyzing the effect that different geometric parameters will have in the performance of the equipment.

Keywords: heat exchanger, microchannel, refrigeration system, heat transfer coefficient, mono-phase flow, dual-phase flow

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Trocador duplo-tubo	32
Figura 2 - Trocador casco-tubo	32
Figura 3 - Trocador em placas	33
Figura 4 - Trocador aletado com microcanais	33
Figura 5 - Trocador de placa aletada	33
Figura 6– Ciclo termodinâmico.....	35
Figura 7 – Ciclo termodinâmico – Diagrama P _{xh}	36
Figura 8 – Comparação de 4 relações para o cálculo de f e j de Colburn.....	37
Figura 9 - Evaporador Automotivo	48
Figura 10 - Túnel de vento utilizado	50
Figura 11 - Trocador montado no túnel.....	50
Figura 12 - Montagem dos sensores	51
Figura 13 - Programa no LabView	51
Figura 14 - Anemômetro de Fio Quente.....	52
Figura 15 - Gráfico com o perfil de velocidades obtido para o túnel.....	53
Figura 16 – Escoamento turbulento e laminar.....	54
Figura 16 - Gráfico das taxas de calor trocado obtidas experimentalmente.....	55
Figura 21 - Gráfico fator j de Colburn e Equação de Ajuste.....	57
Figura 22 - Gráfico fator j de Colburn x Equações de (CHANG e WANG, 1996)	58
Figura 17 - Gráfico comparativo para fatores j de Colburn experimental e teóricos	59
Figura 18 - Gráfico fator j de Colburn x diâmetro dos tubos internos	60
Figura 19 - Gráfico fator j de Colburn x comprimento das aletas	60
Figura 20 - Gráfico fator j de Colburn x espessura das aletas	61

LISTA DE SÍMBOLOS

Bo	Número de Boling [-]		SÍMBOLOS
C	Capacidade térmica [kW/K]	ε	Eficiência térmica [-]
c_p	Calor específico [kJ/kg.K]	δ	Espessura da parede do tubo [m]
C_r	Razão de capacitâncias [-]	μ	Viscosidade [Pa.s]
D	Diâmetro [m]	θ	Ângulo da gelosia [graus]
f	Fator de atrito [-]	ρ	Densidade [kg/m ³]
F_p	Espaçamento entre aletas [mm]	σ	Tensão superficial [N/m]
F_l	Comprimento da aleta [mm]	\emptyset	Diâmetro do canal [m]
G	Velocidade mássica [kg/s.m ²]		
h	Coeficiente de transferência térmica [W/m ² K]		SUBSCRITOS
i_{lv}	Entalpia de vaporização [kJ/kg]	$entra$	Ponto de entrada do fluido
j	Fator de Colburn [-]	F	Frio
k	Condutividade térmica [W/m ² K]	g	Gás
La	Número de Laplace [-]	i	Lado interno do trocador
L_p	Espaçamento entre gelosias [mm]	m	Valor médio
L_l	Comprimento da gelosia [mm]	max	Valor máximo
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]	min	Valor mínimo
Nu	Nusselt [-]	o	Lado externo do trocador
Pr	Número de Prandtl [-]	Q	Quente
\dot{Q}	Taxa de calor trocado [kW]	ref	Refrigerante
\bar{Q}	Taxa de calor média trocada [kW]	sai	Ponto de saída do fluido
R	Resistência térmica [kW/K]		
Re	Número de Reynolds [-]		
Re_{LP}	Reynolds baseado no L_p [-]		
T	Temperatura [K]		
ΔT	Variação de temperatura [K]		
T_d	Profundidade do tubo [mm]		
T_p	Espaçamento entre tubos [mm]		
UA	Capacitância [K/kW]		
V	Velocidade [m/s]		
x	Fração de vapor [-]		

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
2	OBJETIVOS	31
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	32
3.1-	Contexto de utilização	35
3.2	– Correlações para um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais ...	37
3.3	– Modelos para Perda de Pressão em Escoamento Interno e Bifásico	38
3.2.1	– Modelo de Müller-Steinhagen e Heck	39
3.2.2	– Modelo do Fluido Homogêneo	39
3.2.3	– Novo modelo por (TIBIRIÇÁ e ROCHA, 2017) - Modelo do Fluido Homogêneo Modificado	40
3.3	– Modelos para Transferência de Calor em Escoamento Interno e Bifásico.....	40
3.3.1	– Modelo de Liu e Winterton	41
3.3.2	– Modelo de (TIBIRIÇÁ, 2011)	42
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	44
4.1	– Modelagem Monofásica	44
4.2	– Modelagem Bifásica	46
5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	48
5.1-	Seleção do Trocador	48
5.2-	Equipamentos Utilizados.....	49
5.3-	Análise do Escoamento do Túnel.....	52
5.4-	Descrição dos experimentos com o Trocador de Calor	52
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
6.1-	Escoamento do Túnel	53
6.2-	Resultados dos experimentos com o Trocador de Calor	54
6.2.1	– Equação proposta.....	57

6.3- Resultados da Modelagem com Escoamento Monofásico	58
6.4 – Resultados da Modelagem com Escoamento Bifásico	62
7 CONCLUSÕES	62
REFERÊNCIAS	65

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são elementos essenciais no funcionamento de diversas máquinas e operações térmicas ou mecânicas. Sabe-se pelas leis da termodinâmica que a energia envolvida em um determinado trabalho é sempre transformada ou transferida, nunca perdida. Dessa forma, muitos processos dissipam energia na forma de calor, o que faz extremamente necessária a existência de trocadores de calor, capazes de dissipar essa energia de forma eficiente e permitindo o funcionamento ideal das máquinas. Além disso, trocadores têm papel fundamental na transferência de calor entre matérias. Não somente a dissipação, mas a transferência de calor é extremamente importante em diversos processos, por exemplo o aquecimento de tanques a vapor, ou o resfriamento de frigoríficos, motores, entre outras diversas aplicações.

Um trocador de calor é um dispositivo capaz de transferir energia entre fluidos, um comparativamente quente e outro comparativamente frio. Dentre os diversos tipos e configurações existentes, os trocadores compactos são uma classe específica que possuem uma alta relação entre a área de transferência de calor e o volume do dispositivo. Eles possuem arranjos densos de tubos aletados ou placas, e são utilizados normalmente quando pelo menos um dos fluidos é um gás (KAKAÇ e HONGTAN, 2012).

Neste trabalho se estuda um trocador compacto do tipo aletado e com microcanais. Ele é comumente encontrado em automóveis, onde o radiador do motor é um trocador nesta configuração. Este trocador também pode ser encontrado em sistemas de refrigeração, fazendo parte do ciclo de operação atuando como um condensador ou como um evaporador.

2 OBJETIVOS

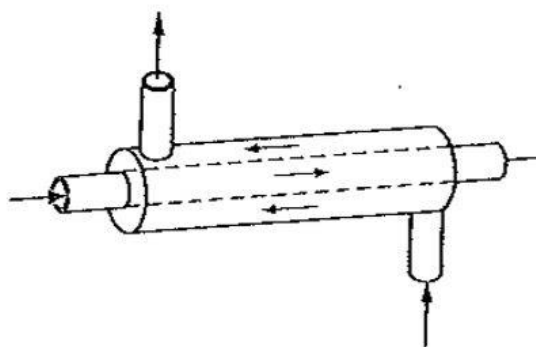
Este trabalho teve como objetivo estudar um trocador de calor tubo aletado compacto com microcanais. Dentro desta temática, foram desenvolvidos: Uma modelagem matemática para prever o funcionamento do trocador, experimentos em laboratório e um comparativo dos resultados obtidos em laboratório e em modelagem. Ademais, foi proposta uma equação que descreve o comportamento do trocador observado nos experimentos, e uma discussão foi feita acerca do efeito que a mudança de parâmetros geométricos do trocador tem na performance final esperada do equipamento.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Trocadores de calor são normalmente classificados de acordo com o arranjo do fluxo dos fluidos na troca de calor (KAKAÇ e HONGTAN, 2012). Em trocadores de fluxo paralelo os fluidos quente e frio se movem na mesma direção, nos trocadores contracorrente os fluidos se movem em direções opostas e em um trocador em fluxo cruzado os fluidos se movem em direções perpendiculares uma da outra.

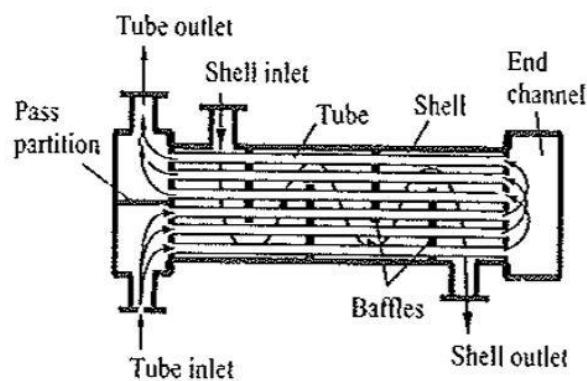
Dentre os tipos de trocadores, os de tubo duplo, casco e tubo, e trocadores em placa podem ter ambos os fluxos paralelos ou em contracorrente. Trocadores aletados com microcanais ou em placas aletadas normalmente possuem fluxo cruzado.

Figura 1 - Trocador duplo-tubo



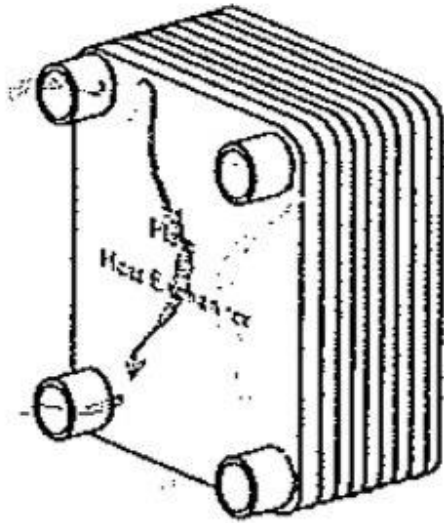
Fonte: (KAKAÇ e HONGTAN, 2012)

Figura 2 - Trocador casco-tubo



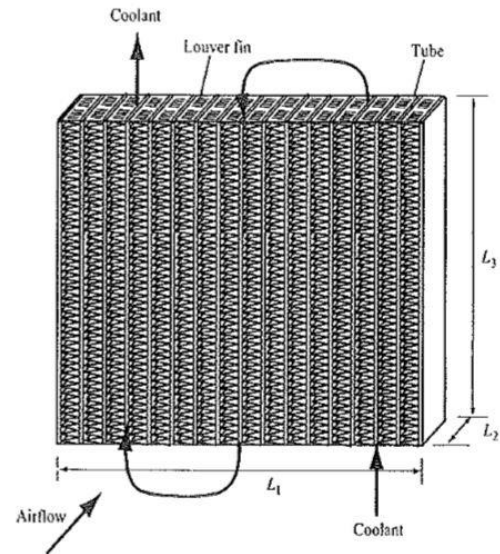
Fonte: (KAKAÇ e HONGTAN, 2012)

Figura 3 - Trocador em placas



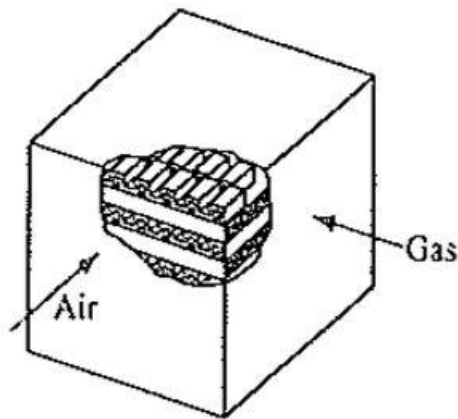
Fonte: (KAKAÇ e HONGTAN, 2012)

Figura 4 - Trocador aletado com microcanais



Fonte: (KAKAÇ e HONGTAN, 2012)

Figura 5 - Trocador de placa aletada



Fonte: (KAKAÇ e HONGTAN, 2012)

A metodologia básica no cálculo de um trocador de calor envolve um processo de cálculo termodinâmico. As equações de conservação de massa e de energia são aplicadas para se obter a energia trocada entre os fluidos. As equações são aplicadas para ambos os fluidos (quente e frio).

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sai} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{quente} = \dot{Q}_{frio} \quad (2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (3)$$

Quando são conhecidas as temperaturas de entrada e de saída de ambos os fluidos, o método de cálculo da efetividade-NUT pode ser aplicado. Neste método a taxa de transferência de calor é expressada em função da taxa de transferência de calor máxima possível, e da efetividade (desempenho térmico do trocador, adimensional). A taxa de calor máxima trocada depende das temperaturas de entrada do fluido quente e do fluido frio. Além disso, depende também da capacidade térmica mínima, seja ela do fluido quente ou do frio, uma vez que a capacidade térmica mínima será o fator limitante para a troca máxima de calor.

$$\dot{Q} = \varepsilon * \dot{Q}_{max} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{Q,entrada} - T_{F,entrada}) \quad (5)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é dado pela condutância (UA) e pela capacidade térmica mínima. O número NUT é uma representação do tamanho adimensional do trocador de calor, e ele é função da eficiência térmica, da razão de capacitâncias e do arranjo do trocador.

$$NUT = f(\varepsilon, C_r, arranjo) \quad (6)$$

$$UA = NUT * C_{min} \quad (7)$$

$$\frac{1}{UA} = R_{total} \quad (8)$$

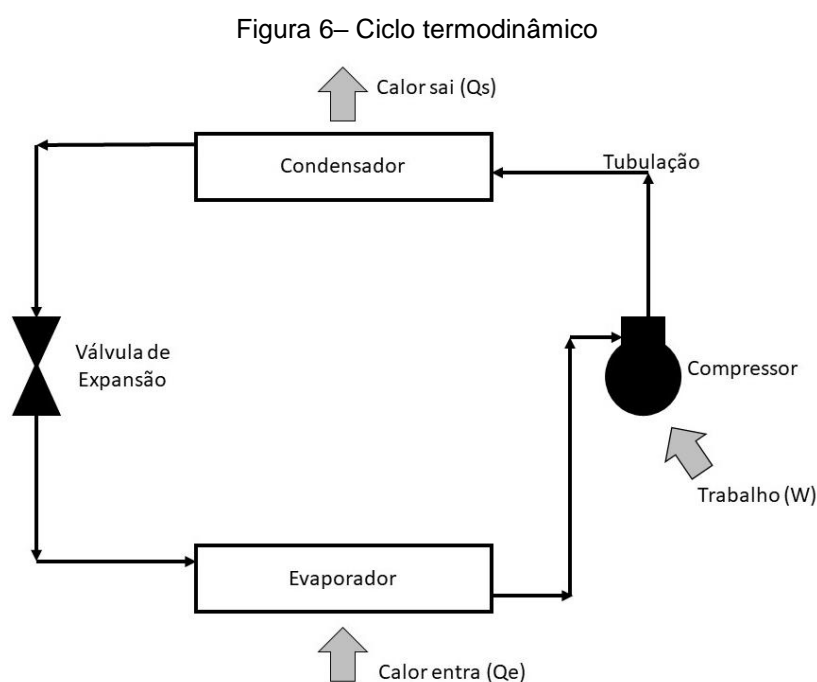
A partir disso, os métodos de modelagem e cálculo se diferem para cada tipo de trocador, de acordo com o fluxo e de acordo com a sua configuração.

Neste trabalho foi utilizado um trocador aletado com microcanais. Muito comum em carros, os modelos mais recentes de automóveis possuem este trocador de calor no sistema de ar condicionado, e também para o arrefecimento do motor, onde este é conhecido como radiador. Dentre as suas vantagens está a sua alta capacidade de troca de calor e uma elevada razão de $\frac{\text{superfície de troca de calor}}{\text{volume do trocador}}$ o que faz com que, utilizando pouco espaço no carro, o trocador seja capaz de realizar sua função e entregar a taxa necessária de troca de calor para que o ambiente (interior do carro) seja resfriado até oferecer conforto térmico aos ocupantes.

3.1- Contexto de utilização

O trocador em questão é um componente de um sistema de ar condicionado automotivo. São partes principais deste sistema: compressor, válvula de expansão, condensador, evaporador (objeto deste estudo) e tubulações. O evaporador e o condensador ambos são trocadores de calor, sendo que o evaporador absorve calor do ambiente e o condensador cede calor para o ambiente. Assim sendo, o ar que atravessa o evaporador sofre uma queda na temperatura, e o ar que atravessa o condensador sofre um aumento de temperatura.

Um sistema de ar condicionado opera em um ciclo chamado ciclo de refrigeração. Nele, um fluido refrigerante sofre compressão, expansão e mudança de fase a fim de retirar calor de um ambiente e liberar calor em outro. Este mecanismo ocorre no condensador (onde há dissipação de calor) e no evaporador (onde há absorção de calor), e o funcionamento deste ciclo está explicado a seguir. Para análise e utilizaremos como modelo um ciclo padrão de compressão a vapor. O ciclo e seus principais componentes podem ser observados abaixo.

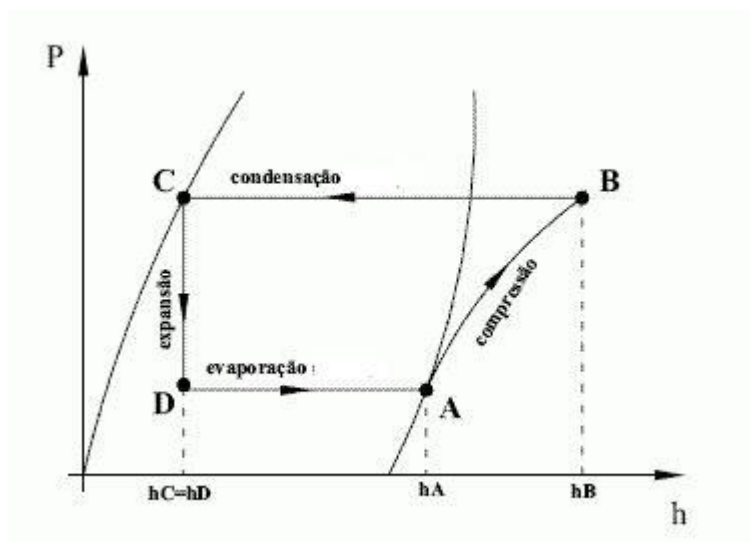


Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido refrigerante opera dentro das tubulações do ciclo, trocando calor com o ambiente ao passar pelo condensador e pelo evaporador (supondo as linhas de transmissão adiabáticas). O compressor é responsável por inserir trabalho no sistema bombeando o fluido, e a válvula de expansão causa a queda de pressão no fluido.

O comportamento do refrigerante e seus estados termodinâmicos de pressão e energia podem ser melhor representados em um diagrama de fases de Pressão (P) v.s. Entalpia (h). Ele representa o “caminho” do ciclo, fornecendo o estado e as propriedades do fluido refrigerante nas etapas do ciclo.

Figura 7 – Ciclo termodinâmico – Diagrama Pxh



Fonte: (Um ciclo padrão de compressão a vapor)

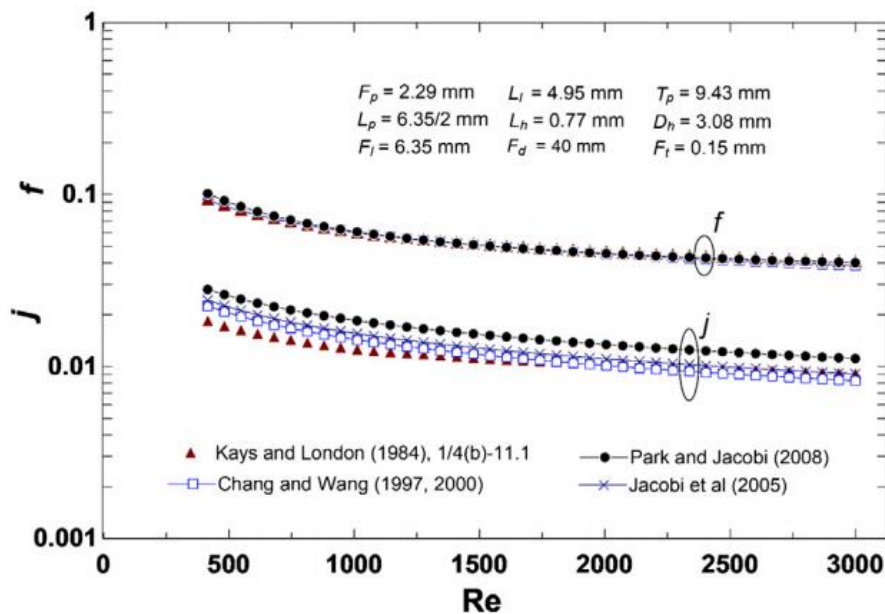
O processo de compressão AB ocorre no compressor. O processo de condensação BC representa o fluido passando pelo condensador, indo de um estado de vapor super-aquecido para líquido saturado. A válvula de expansão é responsável pelo processo CD, e o processo DA representa o que acontece no evaporador, onde o refrigerante vai de uma mistura de vapor e líquido para um estado de vapor saturado. É essencial que ao sair do evaporador, 100% do fluido esteja evaporado na forma de gás a fim de evitar danos ao compressor. Dessa maneira, é comum trabalhar com a saída do evaporador em um vapor levemente super-aquecido (neste caso o ponto A da figura se encontraria a direita, com maior entalpia), a fim de garantir que haverá apenas gás no compressor.

3.2 – Correlações para um trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais

O trabalho de (NAEF A.A. QASEM, 2018) realiza uma revisão de diversos tipos de trocadores de calor compactos de microcanais, apresentando modelos existentes na literatura para o cálculo de perda de pressão e troca de calor dos trocadores.

Para o trocador de calor tubo aletado, compacto e com microcanais, o trabalho compara estas equações propostas e faz sugestões, calculando para o lado das aletas, de acordo com o resultado obtido, para uso futuro no cálculo de trocadores. A Figura 8 a seguir, presente no artigo, reúne 4 correlações para o cálculo dos fatores f e j de Colburn e as compara graficamente em função do número de Reynolds.

Figura 8 – Comparação de 4 relações para o cálculo de f e j de Colburn



Fonte: (NAEF A.A. QASEM, 2018)

A equação abaixo é sugerida por (NAEF A.A. QASEM, 2018) para o cálculo de f e j de Colburn em utilizações cujo número de Reynolds varia entre 65 e 750.

$$j = 3,67 Re_{Lp}^{-0,591} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0,239} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{0,0206} \left(\frac{F_T}{L_p} \right)^{-0,285} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{0,0671} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0,243} f \quad (9)$$

3.3 – Modelos para Perda de Pressão em Escoamento Interno e Bifásico

A perda de pressão total de um sistema é a soma das quedas de pressão devido aos seguintes efeitos: efeitos gravitacionais, aceleracionais e de atrito viscoso.

O efeito gravitacional depende principalmente da densidade do fluido e das variações de cota de altura do fluido durante o funcionamento do sistema. Por se tratar de um estudo sobre trocadores de calor compactos e com microcanais, perdas gravitacionais podem ser consideradas nulas devido às pequenas diferenças de altura entre os diferentes canais do trocador.

O efeito aceleracional está relacionado com as variações da densidade do fluido, causado por mudanças na sua temperatura e na sua fração de vapor, supondo que a geometria do canal seja constante.

O efeito de atrito viscoso ocorre com a superfície de contato entre o fluido e o meio, ou seja, com as paredes do canal de escoamento. Em escoamentos bifásicos, além do atrito viscoso com a superfície de contato, há perdas por atrito devido à interação entre as fases líquido e gasosa.

O artigo (RIBATSKI, WOJTAN e THOME, 2006) reuniu da literatura uma base de dados de estudos experimentais da queda de pressão e a transferência de calor em trocadores com microcanais. Com isso, foi feita uma comparação destes resultados 12 modelos diferentes para cálculo e aproximação da queda de pressão por efeitos viscosos. Pode-se observar que os métodos que obtiveram resultados que melhor se aproximaram às medidas experimentais foram os modelos do Fluido Homogêneo e o Modelo de Müller-Steinhagen e Heck. Entretanto, é importante observar nenhum método foi satisfatoriamente assertivo nos resultados, uma vez que o método que mais se adequou foi capaz de abranger apenas metade da base de dados com uma tolerância de 30%.

Em seu trabalho, (TIBIRIÇÁ e ROCHA, 2017) propuseram novas correlações para a modelagem de trocadores de calor compactos, e para a queda de pressão foi proposta uma correlação baseada no Modelo do Fluido Homogêneo modificado.

3.2.1 – Modelo de Müller-Steinhagen e Heck

Método empírico proposto para a perda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos. Ele assume que a perda total de pressão é dada pela soma da perda por atrito da fase líquido com a perda por atrito da fase gasosa.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito\ 2\phi} = E(1-x)^{1/3} + Bx^3 \quad (10)$$

Onde:

$$E = I + 2(B - I)x \quad (11)$$

$$B = 2f_g \frac{G^2}{\rho_g D} \quad (12)$$

$$I = 2f_l \frac{G^2}{\rho_l D} \quad (13)$$

3.2.2 – Modelo do Fluido Homogêneo

O modelo do fluido homogêneo tem como hipótese a condição de que a mistura bifásica que escoar pelo canal é um fluido com propriedades térmicas e dinâmicas médias, ponderadas de acordo com a fração de vapor do fluido em questão.

É hipótese também neste modelo que as duas fases do fluido se encontram em mistura, de forma que ambas as fases escoam em velocidades semelhantes.

A perda de pressão pode ser calculada pela equação a seguir:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito\ 2\phi} = 2f_{2\phi} \frac{G^2}{\rho_{2\phi} D} \quad (14)$$

Onde:

$$f = \frac{16}{Re} \text{ para } Re \leq 2300 \quad (15)$$

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \text{ para } Re > 2300 \quad (16)$$

3.2.3 – Novo modelo por (TIBIRIÇÁ e ROCHA, 2017) - Modelo do Fluido Homogêneo Modificado

Esta correlação faz uso de um novo fator de atrito viscoso, obtido a partir de métodos de regressão da base de dados utilizada pelos autores. A queda de pressão pode ser obtida da mesma maneira, utilizando apenas o fator de atrito viscoso modificado.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atrito\ 2\phi} = f_{novo} \frac{G^2}{\rho_{2\phi} D} \quad (17)$$

Onde:

$$f_{novo} = 1,415 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0,3263} Re_{hom}^{-0,2342} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l}\right)^{6,0858} \quad (18)$$

De maneira geral, este novo modelo obteve os melhores resultados quando comparado com a utilização das outras 8 correlações testadas no artigo.

3.3 – Modelos para Transferência de Calor em Escoamento Interno e Bifásico

Grande parte dos modelos matemáticos existentes para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de um trocador com microcanais são oriundos de estudos empíricos de uma base de trocadores com geometrias distintas, colocados sob condições também distintas de funcionamento. A partir destes estudos são geradas equações que têm como objetivo estimar qual será o comportamento de um determinado trocador, dentro de um intervalo de condições no qual a equação é considerada efetiva.

Por esta razão, existem diversos modelos propostos por cientistas que buscaram determinar um equacionamento que atendesse à necessidade de maneira mais ampla e versátil possível. Alguns destes métodos estão descritos neste item.

Em (TIBIRIÇÁ e RIBATSKI, 2010) são comparados 10 métodos distintos de cálculo de UA. Os resultados indicam que o método com a maior assertividade é o de (SAITOH, DAIGUJI e HIHRARA, 2007). Em (TIBIRIÇÁ, 2011) é proposto um método ajustado, elaborado a partir de (SAITOH, DAIGUJI e HIHRARA, 2007).

Em (RIBATSKI, WOJTAN e THOME, 2006), quatro metodologias de cálculo são comparadas e os que oferecem os melhores resultados são o modelo de (THOME, DUPONT e JACOBI, 2004) e o de (LIU e WINTERTON, 1991).

3.3.1 – Modelo de Liu e Winterton

Este método é baseado em (CHEN, 1966), que considera para o cálculo uma superposição dos efeitos de ebulição nucleada e convectiva, somando estas parcelas para obter o valor do coeficiente global de troca de calor.

(LIU e WINTERTON, 1991) propuseram uma relação não linear, mas sim assintótica ao modelo de Chen, de forma a obter resultados mais precisos em condições de títulos próximos de 0 ou próximos de 1.

$$h_{2\phi} = \left((e_f h_l F)^2 + (e_s h_{EN} S)^2 \right)^{1/2} \quad (19)$$

A parcela da ebulição nucleada é calculada pelo produto entre o fator de atenuação dos efeitos de ebulição (S) e o coeficiente de transferência de calor h_{en} . S é calculado segundo proposto em Chen, e o coeficiente de transferência de calor h_{en} é obtido segundo a correlação de (COOPER, 1984).

$$h_{en} = 55 pr^{0,12} Q''^{2/3} (-\log(pr))^{-0,55} M^{-0,5} \quad (20)$$

$$S = (1 + 0,55 M^{0,1} Re_l'^{16})^{-1} \quad (21)$$

A parcela da ebulição convectiva também é calculada pelo produto entre dois termos, o fator de atenuação de efeitos convectivos (F) e o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada de um líquido dentro de um tubo fechado (h_l) calculada através de (DITTUS e BOELTER, 1930).

$$h_l = 0,023 \frac{k_l}{D} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (22)$$

$$Re_l = \frac{GD}{\mu_l} \quad (23)$$

$$F = \left(1 + x Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{0,35} \quad (24)$$

3.3.2 – Modelo de (TIBIRIÇÁ, 2011)

O método de (TIBIRIÇÁ, 2011) ajusta os parâmetros experimentais da correlação de (SAITOH, DAIGUJI e HIHRARA, 2007) utilizando uma base de dados coletados em laboratório levantados para os fluidos refrigerantes R134a e R245fa.

O método de Saitoh, semelhante ao método de Liu e Winterton descrito na seção anterior, é baseado na correlação de (CHEN, 1966) considerando novamente para o cálculo uma superposição dos efeitos de ebulição nucleada e convectiva.

$$h_{2\phi} = F * h_l + S * h_{EN} \quad (25)$$

A troca de calor convectiva também é calculada através do método de (DITTUS e BOELTER, 1930).

$$h_l = 0,023 \frac{k_l}{D} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (26)$$

A diferença consiste na obtenção da troca de calor pela ebulição nucleada h_{EN} que é obtida pelo método de (STEPHAN, 1980) dado pela equação a seguir.

$$h_{EN} = 207 \frac{k_l}{d_b} \left(\frac{Q'' d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (27)$$

Onde:

k_l = condutividade térmica do líquido;

T_{sat} = temperatura de saturação, Kelvin;

ρ = densidade;

Pr_l = número de Prandtl;

d_b = diâmetro de desprendimento da bolha;

$$d_b = 0,51 \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right)^{0,5} \quad (28)$$

Os parâmetros F e S presentes no cálculo de $h_{2\phi}$ são dados pelas equações a seguir.

$$F = 1 + \frac{(1/X)^l}{1 + We_g^m} \quad (29)$$

$$We_g = \frac{G_g^2 D}{\sigma \rho_g} \quad (30)$$

$$S = \frac{1}{1 + a(Re_{Saitoh} 10^{-4})^n} \quad (31)$$

$$Re_{Saitoh} = Re_l F^{1,25} \quad (32)$$

$$Re_l = G(1 - X) \frac{D}{\mu_l} \quad (33)$$

O trabalho de (TIBIRIÇÁ, 2011) propõe ajustes para os parâmetros experimentais a , l , m e n . Abrangendo um banco de dados com mais de 1900 dados experimentais, os valores obtidos são mostrados a seguir.

$$a = 0,233$$

$$l = 0,915$$

$$m = -55$$

$$n = 1,14$$

O trabalho desconsidera transições entre escoamento laminar e turbulento, uma vez que a agitação do líquido causada pelo vapor mantém ou intensifica os efeitos relacionados ao escoamento turbulento.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 – Modelagem Monofásica

A partir das discussões feitas nas seções anteriores, um modelo matemático foi proposto para o trocador escolhido. Como eram conhecidas as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, o método Epsilon-NUT foi utilizado, onde o trocador foi modelado com base em suas resistências e no calor trocado entre os fluidos. Seguindo a metodologia proposta em (SOUZA, COLMANETTI e TIBIRIÇÁ, 2019), o processo de modelagem está descrito a seguir.

O princípio do método é analisar o fator j de Colburn, que relaciona as características geométricas e térmicas do trocador, como calor trocado e características dos escoamentos dos fluídos envolvidos na troca de calor. O fator de Colburn foi calculado empiricamente por meio das medidas experimentais realizadas e também por meio de correlações encontradas na literatura.

Inicialmente são calculados os calores trocados por ambos os fluidos. Uma taxa de calor média é obtida entre os calores trocados pelo ar e pelo fluido passando dentro do trocador.

$$Q_{ar} = \dot{m}_{ar} * c_{p,ar} * (T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (34)$$

$$Q_{água} = \dot{m}_{água} * c_{p,água} * (T_{água,s} - T_{água,e}) \quad (35)$$

$$\bar{Q} = \frac{(Q_{água} + Q_{ar})}{2} \quad (36)$$

A efetividade do trocador é obtida por meio da equação a seguir.

$$\varepsilon = \frac{\bar{Q}}{C_{min}(T_{água,e} - T_{ar,e})} \quad (37)$$

A seguir, o número de unidades de transferência (NUT) é calculado pela equação 38 proposta em (KIM, KIM, *et al.*, 2009), como uma função da eficiência do trocador e também da razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima (C_r). Em seu artigo, a equação proposta foi aplicada em um trocar de alumínio tubo-aletado com microcanais (semelhante ao utilizado neste trabalho).

$$NUT = f(\varepsilon, C_r, arranjo) \quad (38)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (39)$$

$$1 - \varepsilon = \exp\left(\frac{NUT^{0.22}}{C_r} * (\exp(-C_r * NUT^{0.78}) - 1)\right) \quad (40)$$

A partir do número de unidades térmicas (NUT), o coeficiente global (UA) do trocador pode ser calculado. O coeficiente global é relacionado também com as resistências térmicas do trocador.

$$UA = NUT * C_{min} \quad (41)$$

$$\frac{1}{UA} = R_{total} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (42)$$

O cálculo do coeficiente de convecção interna foi feito segundo o método de (DITTUS e BOELTER, 1930) com as equações a seguir.

$$Nu = \frac{h_i D}{k_{\text{água}}} \quad (43)$$

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (44)$$

Onde todos os termos são avaliados para a água.

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (45)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (46)$$

Finalmente, o valor experimental do fator de Colburn pode ser obtido pela relação a seguir.

$$j = \frac{h_o}{\rho_m V_c c_p} * Pr^{2/3} \quad (47)$$

O fator de Colburn também foi calculado por meio da correlação proposta por (CHANG e WANG, 1996), de acordo com os parâmetros geométricos e termodinâmicos do trocador.

$$j_{Chang_Wang} = Re_{LP}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (48)$$

Uma outra correlação simplificada também foi analisada. Ela consiste em uma aproximação para o fator de Colburn que envolve apenas o valor do número de Reynolds do escoamento interno, e por não depender de todas as características geométricas, pode servir como aproximação inicial em cálculos (CHANG e WANG, 1996).

$$j_{aproximado} = 0.425 * Re_{LP}^{-0.496} \quad (49)$$

4.2 – Modelagem Bifásica

Uma modelagem de um sistema semelhante foi feita, porém agora operando com R134a em escoamento bifásico dentro do trocador de calor.

Utilizando o modelo de (TIBIRIÇÁ, 2011), o coeficiente de convecção do refrigerante foi obtido com uma superposição dos efeitos de ebulição nucleada e convectiva. Com o valor do coeficiente de convecção foi calculado então o coeficiente global da troca de calor (UA) na modelagem proposta.

O coeficiente de convecção é calculado pelas equações a seguir, apresentadas na Seção 3.

$$h_{2\phi} = F * h_l + S * h_{EN} \quad (50)$$

Troca de calor convectiva:

$$h_l = 0,023 \frac{k_l}{D} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (51)$$

Troca de calor pela ebulição nucleada:

$$h_{EN} = 207 \frac{k_l}{d_b} \left(\frac{Q'' d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} \quad (52)$$

Os coeficientes F e S são obtidos pelas equações 28 e 30.

No modelo foram consideradas as seguintes temperaturas:

$$T_{ar,en} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (53)$$

$$T_{ar,sai} = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (54)$$

$$T_{ref,en} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (55)$$

$$T_{ref,sai} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (56)$$

Inicialmente, foi calculada a troca de calor do ar

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} * c_{p,ar} * (T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (57)$$

Em seguida, calcula-se a vazão mássica de R134a a ser utilizada:

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{ar} \quad (58)$$

$$\dot{m}_{ref} = \dot{Q}_{ref} / \Delta h_{ref} \quad (59)$$

Seguindo o método de (TIBIRIÇÁ, 2011) é calculado o coeficiente de troca convectiva. Após isso, é calculado o coeficiente global do trocador.

$$\frac{1}{UA} = R_{total} = \frac{1}{\eta_{ar} h_{ar} A_{ar}} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{1}{h_{ref} A_{ref}} \quad (60)$$

5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O procedimento experimental deste trabalho envolveu a utilização do trocador selecionado com uma rede de sensores a fim de se obter dados práticos e assim poder levantar dados comparativos com o desenvolvimento matemático realizado.

5.1- Seleção do Trocador

A seleção do trocador a ser estudado neste trabalho teve como principal fator limitante o seu tamanho. Devido a limitações geométricas do equipamento experimental (descrito nas Seções seguintes deste relatório), o trocador deveria ter uma área frontal máxima de $27 \times 27 \text{ cm}^2$. Além disso, era preferível que o trocador fosse produzido em larga escala, a fim de se obter um trocador mais barato e fácil de encontrar.

O trocador de calor escolhido a partir das condições descritas acima foi um evaporador do sistema de ar condicionado automotivo. Os evaporadores utilizados em modelos mais novos de automóveis são trocadores compactos, aletados e com microcanais. Além de serem da dimensão ideal, são facilmente encontrados em oficinas automotivas.

Figura 9 - Evaporador Automotivo



Fonte: (Distribuidora Freitas - Componentes Automotivos, 2018)

Uma busca por oficinas mecânicas locais foi realizada, e procurando por um trocador cujas dimensões atendessem ao pré-requisito (dimensões frontais de no máximo $27 \times 27 \text{ cm}^2$), foi selecionado o evaporador do ar condicionado do carro *Renault Fluence*.

Na oficina foram obtidas algumas informações a respeito do trocador, como valores aproximados de potência de troca de calor, pressões de entrada e saída, refrigerante utilizado. Estas informações estão organizadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Características do trocador selecionado

Dimensões Frontais [cm ²]	23,0 x 24,0
Potência aproximada [kW]	3000
Pressão baixa [psi]	30 a 40
Pressão alta [psi]	200 a 250
Refrigerante utilizado	R134a

Fonte: elaborada pelo autor a partir das informações obtidas na oficina

5.2- Equipamentos Utilizados

Os experimentos realizados foram feitos em um túnel de vento de seção quadrada, no laboratório do Grupo de Pesquisa de Transferência de Calor na Escola de Engenharia de São Carlos (EESC – USP).

Além disso, uma bancada de sensores foi montada para coletar os dados necessários do experimento. Alguns sensores eram controlados no *LabView* como sensores de temperatura, de pressão do ar e de umidade. Outros dados como a velocidade do escoamento do ar, foram medidos com sensores independente (por exemplo anemômetro de fio quente ou anemômetro de turbina).

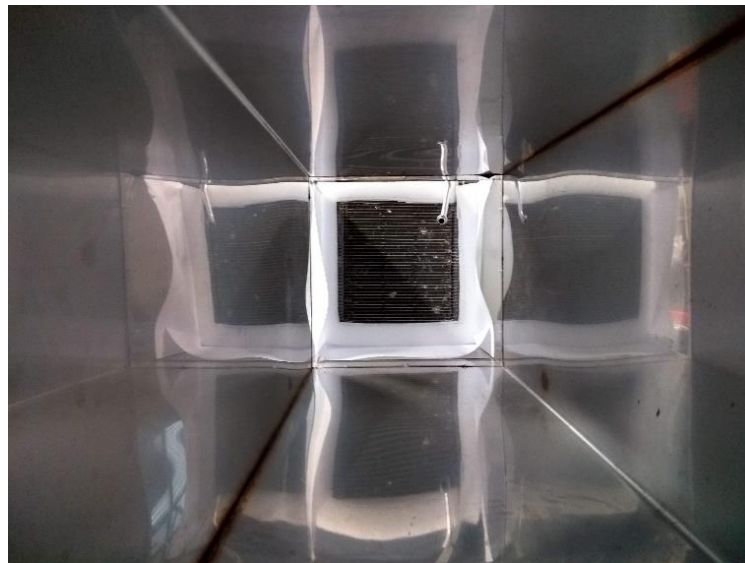
A seguir estão algumas imagens dos equipamentos envolvidos durante as medições.

Figura 10 - Túnel de vento utilizado



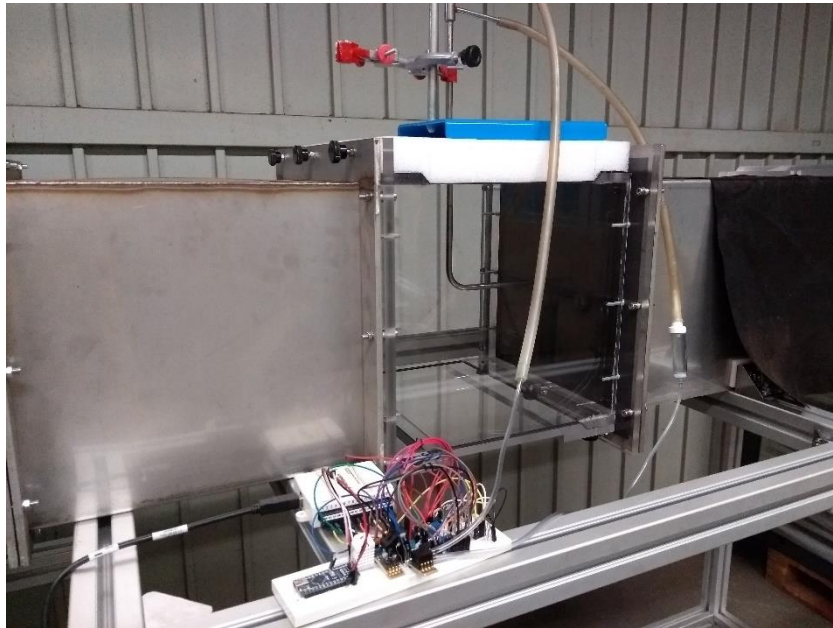
Fonte: elaborada pelo autor

Figura 11 - Trocador montado no túnel



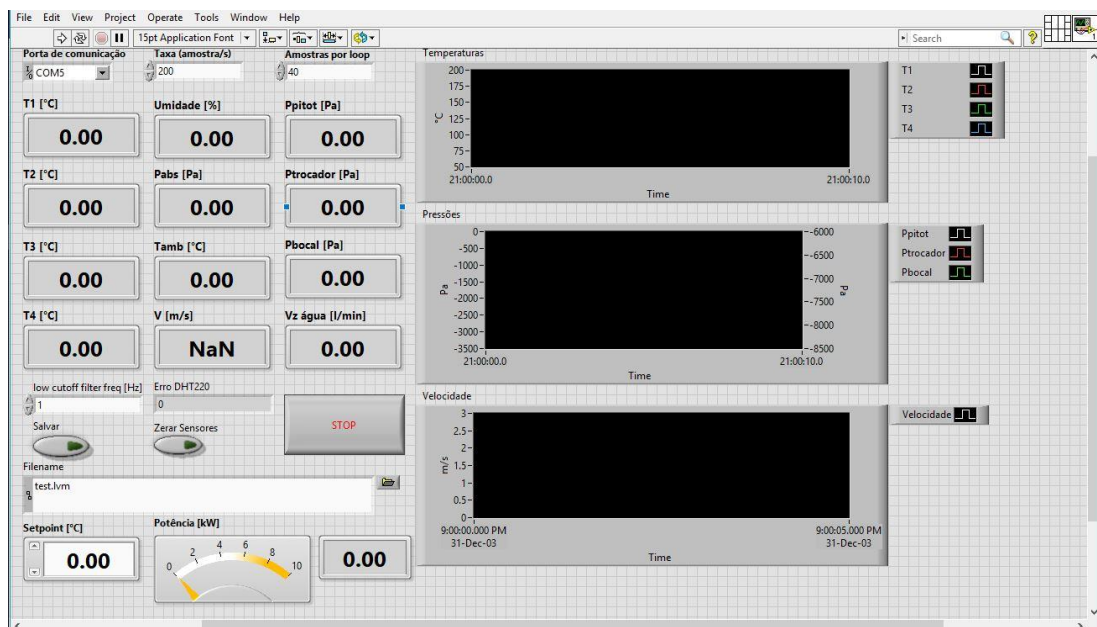
Fonte: elaborada pelo autor

Figura 12 - Montagem dos sensores



Fonte: elaborada pelo autor

Figura 13 - Programa no LabView



Fonte: elaborada pelo autor

5.3- Análise do Escoamento do Túnel

Antes de realizar os experimentos com o trocador de calor, foi feito um estudo das características do escoamento dentro do túnel. Para isso, um anemômetro de fio quente foi utilizado, e com ele várias medidas foram feitas da velocidade do túnel.

Neste momento foi analisada apenas a seção de testes, com o motor do túnel operando numa velocidade constante. Com o anemômetro, pontos de medida de velocidade foram verificados com o anemômetro variando a sua altura em relação à base do túnel, partindo do ponto extremo superior até chegar ao meio do túnel.

Assim o perfil de velocidade de escoamento dentro do túnel pôde ser obtido, apresentado na seção de resultados neste relatório.

Figura 14 - Anemômetro de Fio Quente



Fonte: (Anemômetro de Fio Quente)

5.4- Descrição dos experimentos com o Trocador de Calor

Com o trocador de calor montado no túnel, foram medidas as características termodinâmicas dos escoamentos de ambos os fluidos envolvidos na troca de calor.

Para o lado do ar, foram medidas as temperaturas antes (entrada) e depois (saída) do trocador, por meio de termopares com aquisição de dados via LabView. A velocidade e também a temperatura do escoamento do ar foi obtida com anemômetros (de fio quente e de turbina), que foi posicionado no centro do escoamento a fim de medir a velocidade máxima envolvida. Sensores de umidade e pressão mediram as condições ambientes no qual o experimento foi realizado.

Para o fluido interno do trocador, água quente foi utilizada. Por meio de uma bomba pequena, o fluido era bombeado para dentro do trocador. A passagem do ar do túnel de vento resfriava a água e esquentava o ar. As temperaturas de entrada e saída da água foram medidas também com termopares. A vazão mássica foi medida em termos da capacidade de bombeamento de água pelo trocador.

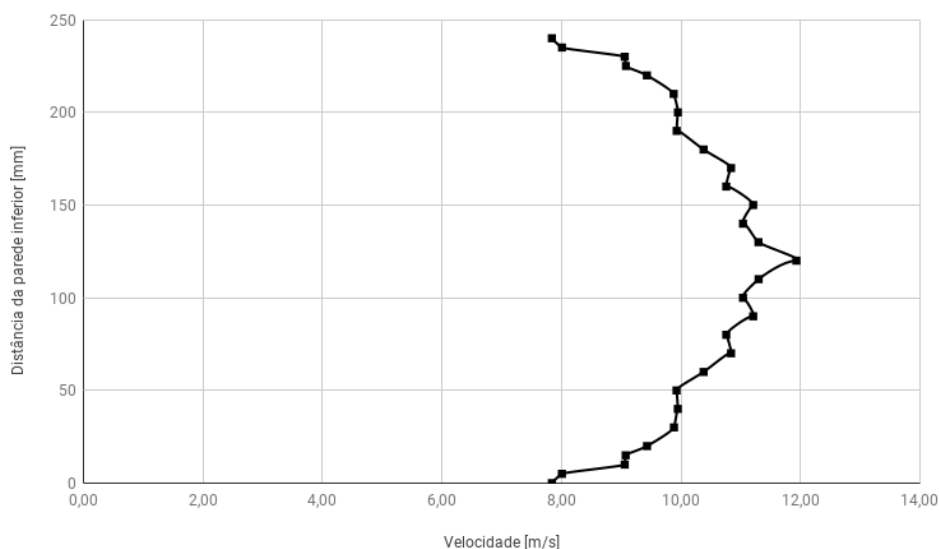
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1- Escoamento do Túnel

O perfil de velocidade dentro do túnel foi medido da maneira descrita anteriormente. Partindo do princípio de que o escoamento era simétrico, apenas a metade superior do escoamento precisou ser medida a fim de levantar dados suficientes para analisar o perfil de velocidades do escoamento.

O gráfico contendo o perfil medido encontra-se a seguir, as medidas foram feitas para o motor do túnel funcionando em cerca de 50% de sua capacidade máxima.

Figura 15 - Gráfico com o perfil de velocidades obtido para o túnel



Fonte: Elaborado pelo autor

Pode-se observar o perfil típico de escoamento. A velocidade máxima encontra-se no centro do túnel, enquanto que na direção das paredes a velocidade diminui, devido ao atrito viscoso presente entre o fluido (ar) e as paredes do túnel.

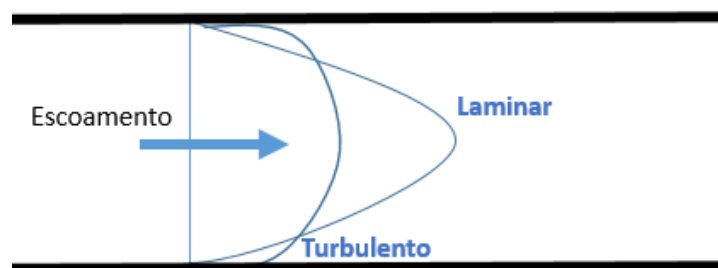
Este comportamento acontece devido ao atrito viscoso entre o ar e as paredes do túnel. O escoamento sofre uma resistência por passar perto da parede, e por isso sua velocidade diminui.

Calculando o número de Reynolds do escoamento acima temos:

$$Re = \frac{\rho_{ar} v_{ar} D_{ar}}{\mu_{ar}} = 64201$$

Este valor corresponde a um escoamento turbulento, corroborando com o perfil de escoamento observado. Em perfis turbulentos, observa-se um comportamento de uma parábola mais “suave”, enquanto que em escoamentos laminares é observado um comportamento mais acentuado da variação no perfil de velocidades, como mostrado na figura abaixo.

Figura 16 – Escoamento turbulento e laminar



Fonte: Elaborado pelo autor

6.2- Resultados dos experimentos com o Trocador de Calor

Com a bancada de experimentos montada e em operação como descrito anteriormente, os dados de temperatura de entrada e saída, e as vazões de ambos os fluidos foram coletados. Os valores medidos são apresentados na Tabela 2.

Por meio da equação $\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T$ é possível então calcular as taxas de calor trocadas pelo ar e pela água durante o experimento.

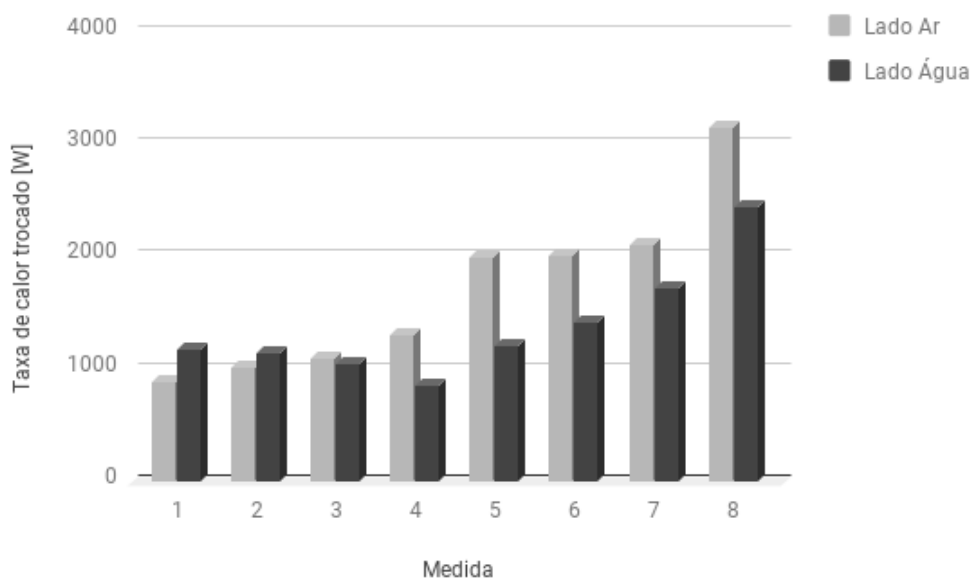
Tabela 2 - Velocidades e temperaturas medidas para o ar e para a água

Medida	Vazão água [L/h]	V_ar [m/s]			T_ag,en [°C]	T_ag,sai [°C]	T_ar,en [°C]	T_ar,sai [°C]
		Fio Quente	Turbina	Pitot				
1	224,5	--	--	2,3	38,0	33,5	25,4	30,4
2	224,5	--	--	3,8	35,0	30,6	25,3	28,8
3	224,5	--	--	4,8	33,2	29,2	25,1	28,1
4	190,0	1,1	1,8	--	45,4	41,5	29,2	41,0
5	190,0	1,7	2,5	--	47,0	41,5	29,0	41,4
6	190,0	2,1	3,0	--	46,4	40,0	29,4	39,7
7	190,0	3,0	5,0	--	44,9	37,1	29,2	36,1
8	190,0	3,8	7,0	--	48,6	37,5	28,1	35,7

Fonte: elaborada pelo autor

A taxa de calor foi calculada e está presente na Figura 13. Permitindo melhor visualização de ambos os valores calculados, do ar e da água, para cada medida experimental realizada.

Figura 17 - Gráfico das taxas de calor trocado obtidas experimentalmente



Fonte: elaborada pelo autor

Na teoria, as taxas de calor deveriam ser iguais para o lado da água e para o lado do ar. Entretanto, na prática, devido às incertezas de medidas e erros de medições nos sensores, elas apresentaram uma certa variação. É possível observar que para valores menores de potência calculados, as variações entre os dois resultados também são menores.

Uma vez que as propriedades físicas de calor específico (c_p) tanto da água quanto do ar são tabelados, é de se esperar que as defasagens de valores sejam devido às medições das vazões (\dot{m}) ou das temperaturas de entrada/saída de ambos os fluidos. Os sensores usados nas medições podem apresentar pequenas variações que, ao se fazer as propagações de erros levam às variações existentes nas taxas calculadas acima.

Este resultado deixa evidente a necessidade de se usar uma taxa de calor média trocada entre os fluidos para o cálculo na modelagem matemática, $\bar{Q} = (\dot{Q}_{\text{água}} + \dot{Q}_{\text{ar}})/2$

A variação obtida nas medições para o lado da água e lado do ar estão descritas abaixo.

Tabela 3 – Variação percentual das taxas de calor calculadas

Medida	Lado Ar [W]	Lado Água [W]	Variação
1	881.0	1171.9	24.8%
2	1018.9	1145.8	11.1%
3	1103.2	1041.7	5.6%
4	1310.8	859.6	34.4%
5	1994.9	1212.2	39.2%
6	2012.1	1410.6	29.9%
7	2114.4	1719.1	18.7%
8	3144.0	2446.4	22.2%

Fonte: elaborada pelo autor a partir das informações obtidas na oficina

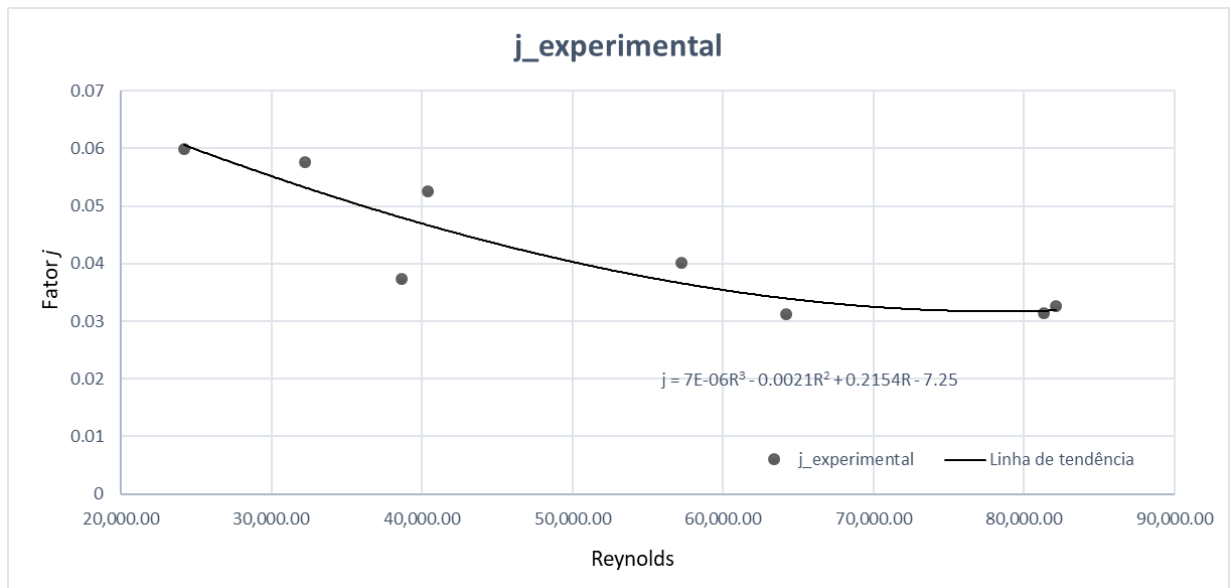
Devido às características intrínsecas do experimento, espera-se que os resultados para o lado da água sejam os mais próximos do valor real. Isso ocorre devido ao fato do ar sofrer grandes variações de volume com a temperatura (portando variando a vazão mássica medida em função da velocidade). Além disso, a velocidade de escoamento do ar, além de se alterar ao longo do perfil do túnel, é difícil de ser medida com precisão sem alterar o próprio fluxo durante a medição, enquanto que medir a vazão de água depende apenas da variação de volume dos tanques e do tempo de experimento. Por estes motivos, espera-se que as taxas de calor calculadas para o lado da água possuam os valores mais próximos da realidade.

6.2.1 – Equação proposta

Com base nos resultados experimentais obtidos em laboratório, foi levantado um gráfico que descreve de maneira aproximada o comportamento dos dados obtidos.

Diferentes modelos de equação foram testados – exponencial, linear e polinomial de diferentes ordens. A equação que mais se adequou aos dados medidos foi uma equação polinomial de ordem 3.

Figura 18 - Gráfico fator j de Colburn e Equação de Ajuste



Fonte: elaborado pelo autor

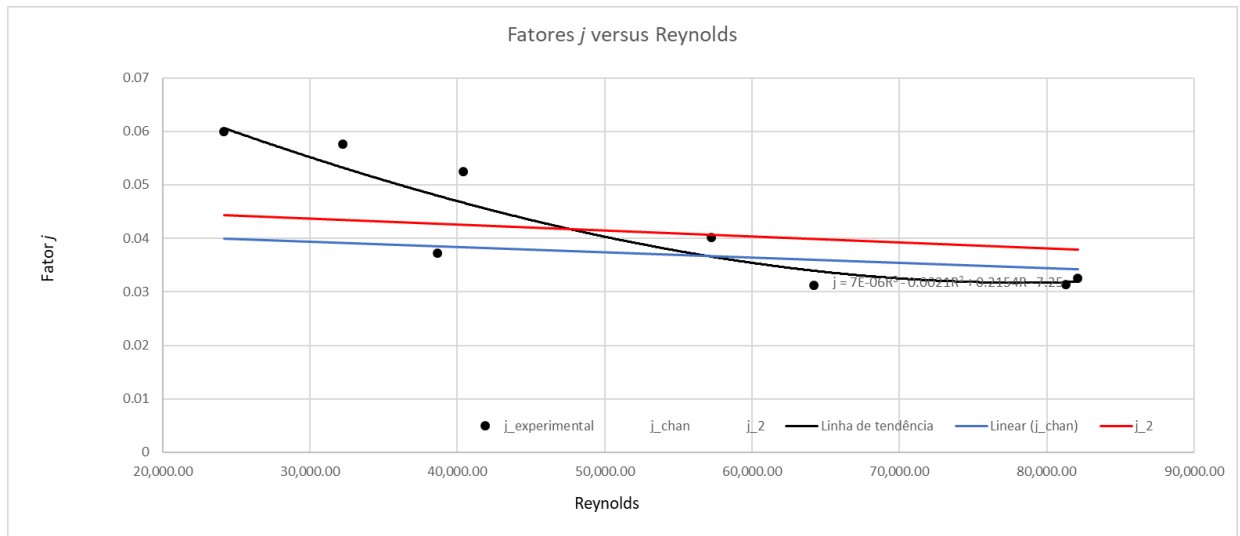
A equação proposta é:

$$j = 7 * 10^{-6} * Re^3 - 0,0021 * Re^2 + 0,2154 * Re - 7,25 \quad (61)$$

Onde R é o número de Reynolds calculado para o ar:

$$Re = \frac{\rho_{ar} V_{ar} D_{h_{ar}}}{\mu_{ar}}$$

Quando comparada com as demais teorias estudadas neste trabalho, temos o gráfico a seguir, que compila a equação proposta em conjunto com os pontos obtidos de acordo com a teoria de (CHANG e WANG, 1996).

Figura 19 - Gráfico fator j de Colburn x Equações de (CHANG e WANG, 1996)

Fonte: elaborado pelo autor

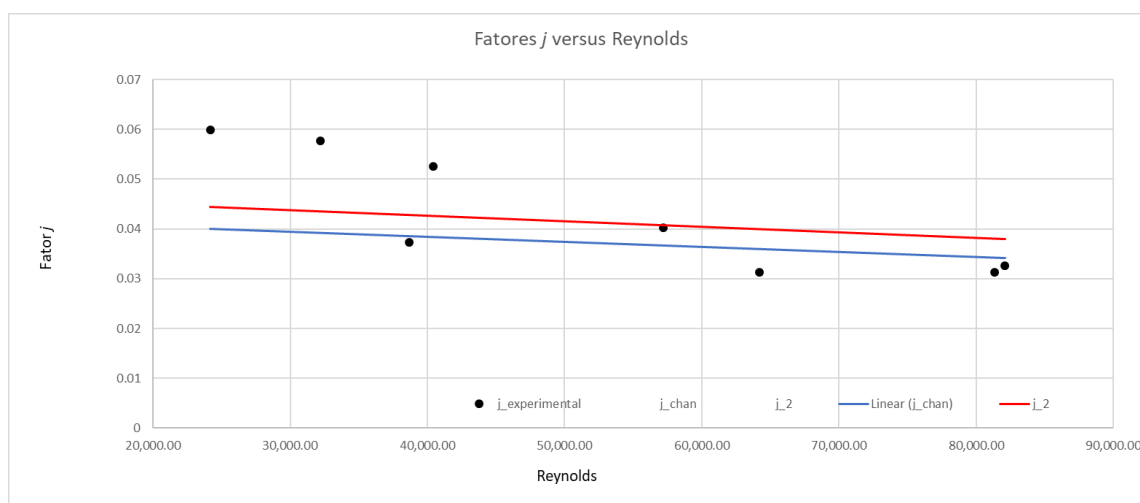
A curva experimental se adequa ao comportamento dos resultados de (CHANG e WANG, 1996) entre Reynolds 23000 e 81000, apresentando comportamento decrescente que acompanha a tendência dos modelos propostos.

6.3- Resultados da Modelagem com Escoamento Monofásico

Como descrito anteriormente, a modelagem matemática do trocador consiste em analisar o fator j de Colburn a partir de correlações empíricas a partir da geometria do trocador e compará-lo com os dados experimentais coletados com o trocador.

Com os resultados obtidos das medições experimentais, o fator de Colburn foi calculado experimentalmente e plotado no gráfico a seguir. Além disso, as duas equações teóricas para $j_{\text{Chang_Wang}}$ e $j_{\text{aproximado}}$ foram plotadas com o intuito de comparar os valores obtidos.

Figura 20 - Gráfico comparativo para fatores j de Colburn experimental e teóricos

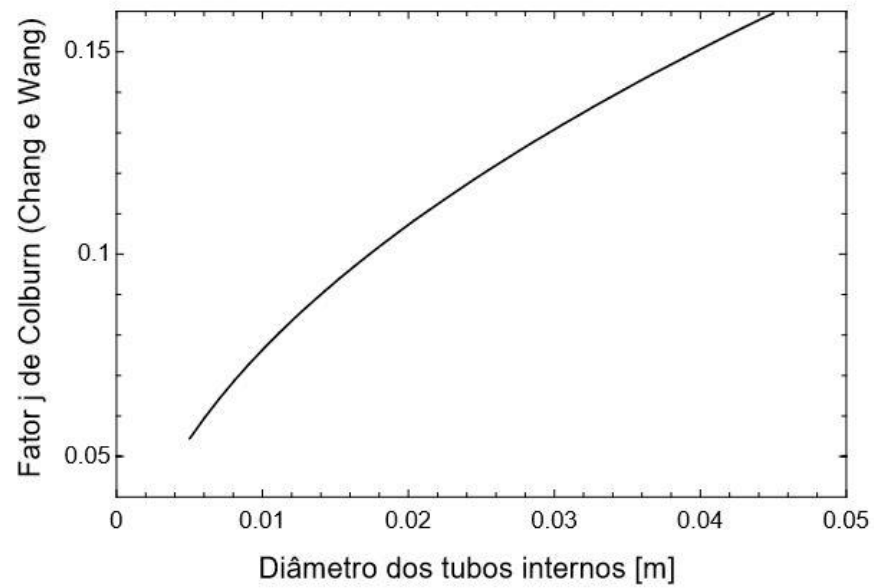


Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os resultados plotados no gráfico acima uma análise em cima dos dados pode ser feita. A correlação proposta em (CHANG e WANG, 1996) descreve de maneira satisfatória a maioria dos dados experimentais coletados. É possível observar que para os valores mais elevados de Reynolds, os pontos experimentais estão bem próximos da linha que representa o fator j_{Chang_Wang} . Apenas alguns dos valores calculados para maior Reynolds apresentaram certa discrepância das linhas de resultados teóricos e isto pode ser devido a alguns fatores, como desvios de medições, principalmente relacionado à dificuldade de ser medir com exatidão os parâmetros necessários para o cálculo. Pequenos erros são propagados ao longo do equacionamento podendo gerar discrepâncias relativamente grande nos resultados obtidos.

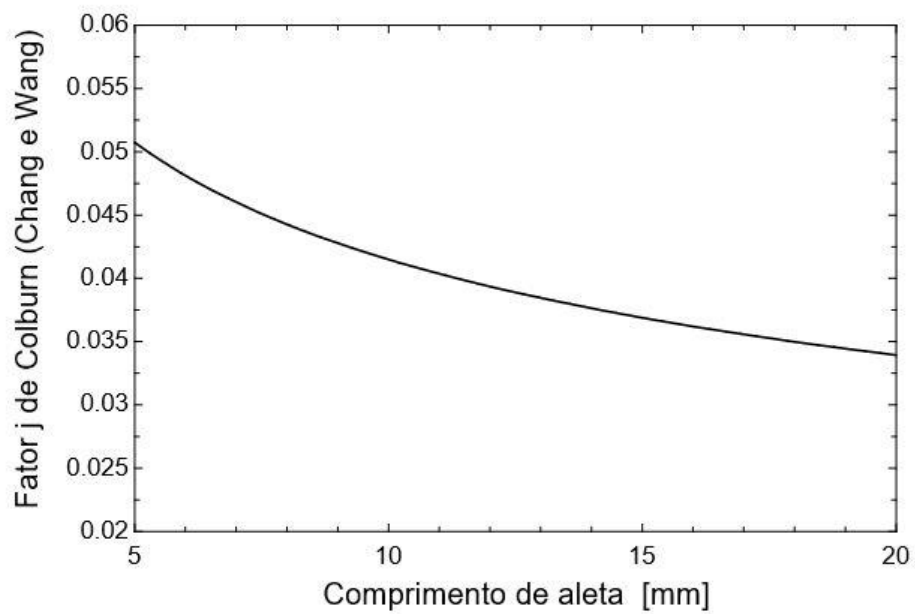
A equação de Chang e Wang se mostra muito útil na descrição do trocador. Ela faz necessário apenas o conhecimento dos escoamentos dos fluidos envolvidos e das características geométricas do trocador, sem ser necessário uma bancada experimental para obter os valores. Com isso ela permite uma maior agilidade em projetos preliminares, de forma que com ela é possível estudar como a alteração de cada característica geométrica afeta o comportamento do trocador, permitindo assim a busca de um trocador com características mais próximas das ideais para o uso em questão. A seguir, alguns gráficos foram elaborados ilustrando como alguns parâmetros do trocador afetam o fator j de Colburn.

Figura 21 - Gráfico fator j de Colburn x diâmetro dos tubos internos



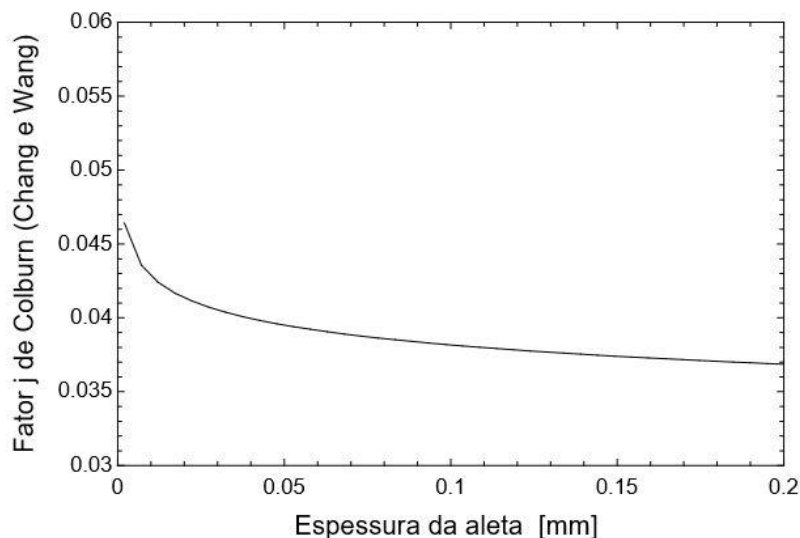
Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 22 - Gráfico fator j de Colburn x comprimento das aletas



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 23 - Gráfico fator j de Colburn x espessura das aletas



Fonte: elaborado pelo autor

Além disso, pode-se observar que a equação simplificada proposta por (CHANG e WANG, 1996), $j_{aproximado} = 0.425 * Re_{LP}^{-0.496}$, apresenta um comportamento muito satisfatório, considerando sua simplicidade de equacionamento. Sua vantagem é ser independente dos parâmetros geométricos do trocador. Todos os valores que descrevem as características geométricas do trocador na equação de j_{Chang_Wang} são difíceis de medir e de obter, e em alguns casos de projetos, esses dados ainda não foram nem definidos. Dessa forma, é útil ter em mãos uma equação que fornece um valor preliminar do fator de Colburn, auxiliando na agilidade do processo de projeto. O número de Reynolds depende da característica do escoamento e do fluido em questão, sendo ele o único parâmetro necessário na equação.

Em trabalhos futuros, algumas mudanças e alguns melhoramentos podem ser feitos. Para a coleta de dados, cálculos mais precisos das velocidades de escoamento (e consequentemente das vazões mássicas) de ambos os fluidos são bem-vindos, assim como uma coleta mais precisa das temperaturas de entrada e saída dos fluídos. Isso deveria diminuir ou erradicar as diferenças de potência de troca de calor calculadas para ambos os lados do ar e da água, como descrito anteriormente neste relatório. Além disso, os experimentos devem ser feitos em uma faixa maior para o número de Reynolds. Aumentando a faixa de valores e testando um número maior de pontos no gráfico, será mais evidente as regiões onde os dados experimentais corroboram com a teoria, e também será mais fácil de analisar para quais faixas de valores que as equações apresentam resultados satisfatórios.

6.4 – Resultados da Modelagem com Escoamento Bifásico

O modelo descrito para a troca de calor com escoamento bifásico do refrigerante R134a foi equacionado no programa *EES*. O programa toma como entrada as temperaturas estipuladas nas equações 52 a 55: $T_{ar,in} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ar,out} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ref,in} = T_{ref,out} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A partir das temperaturas e das equações propostas no modelo, obtém-se o valor do coeficiente global do trocador (UA). Este coeficiente varia de acordo com as condições de funcionamento do trocador e de suas características termodinâmicas.

$$UA = 2,52 \frac{kW}{K} \quad (62)$$

$$U = 45,7 \frac{kW}{Km^2} \quad (63)$$

As temperaturas estipuladas são temperaturas típicas de funcionamento de um ar condicionado automotivo, onde o ar chega em temperatura ambiente ($\sim 30^{\circ}\text{C}$) e entra no carro a $\sim 15^{\circ}\text{C}$. A temperatura de 2°C é típica de funcionamento para um fluido refrigerante nesta condição.

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho, um estudo detalhado de um trocador de calor foi realizado. Em um primeiro momento, uma modelagem matemática do trocador foi desenvolvida focando no cálculo do fator de j de Colburn. Ele foi calculado de 3 maneiras, a partir de duas correlações propostas em (CHANG e WANG, 1996) e a partir de dados experimentais. Estes resultados foram então comparados, analisando a validade das correlações propostas.

Os experimentos foram conduzidos utilizando um trocador automotivo e os equipamentos do laboratório do Grupo de Pesquisa de Transferência de Calor na Escola de Engenharia de São Carlos (EESC – USP). Os dados foram coletados e computados dentro da modelagem matemática descrita anteriormente.

Ademais, foi apresentado um modelo para simular o funcionamento deste trocador com um escoamento bifásico de refrigerante R-134a. Neste modelo foi possível extrair dados como o coeficiente global do trocador, a fim de se comparar o resultado da modelagem com aplicações reais.

Este estudo contribuiu para o desenvolvimento da técnica de modelagem e para a verificação das equações teóricas propostas, mostrando que elas são capazes não apenas de modelar o sistema, mas também podem ser usadas na otimização do projeto preliminar, o que reduz o número de protótipos necessários para a validação de um projeto.

A partir disso, estudos mais aprofundados e abrangentes podem ser feitos. Envolver mais de um trocador de calor seria uma maneira de testar as equações para as diferentes geometrias de trocadores encontrados no mercado. Além disso, os experimentos podem ser realizados em faixas maiores do número de Reynolds a fim de estudar a viabilidade das equações em cenários diferentes.

Na modelagem matemática, um enfoque maior em otimização pode ser feito levando em consideração o custo de fabricação de um determinado trocador. Um processo de projeto pode ser simulado onde deve-se obter um ponto ótimo entre custo baixo e efetividade do trocador. O entendimento do comportamento de um trocador na fase de projeto sem a necessidade de fabricar protótipos é capaz de baratear em grande escala o custo de projeto de um sistema, principalmente quando a modelagem é aplicada em maior escala para diversos componentes.

Este trabalho colaborou com a publicação de dois artigos científicos: *Optimization of the internal hydraulic diameters of microchannel fin and flat tube evaporators* (SOUZA, COLMANETTI e TIBIRIÇÁ, 2019) publicado na ICMF (International Conference on Multiphase Flow) e *Measurements and analyses of Colburn Factor in fin and flat tube compact heat exchangers* (SOUZA, COLMANETTI e TIBIRIÇÁ, 2019), na COBEM (Congresso Internacional de Engenharia Mecânica).

O primeiro artigo descreve o estudo do efeito do diâmetro dos microcanais do trocador na sua performance. O trabalho mostra que para canais de diâmetro ainda menores do que encontrados hoje, a performance do trocador é significativamente melhor. Dessa forma, com melhores técnicas de fabricação que permitam a manufatura de canais com diâmetros próximos de zero é possível produzir trocadores ainda mais eficientes.

O segundo artigo apresenta os resultados obtidos com o teste do trocador de calor no túnel de vento. Ele compara os resultados experimentais para o cálculo do fator j de Colburn com os modelos de previsões propostos por (CHANG e WANG, 1996) e (RYU e LEE, 2015). O estudo forneceu resultados satisfatórios para os modelos propostos, desvios em torno de 15%,

o que indica que estes modelos podem ser usados para obter previsões aceitáveis no projeto de um novo trocador de calor.

REFERÊNCIAS

- ANEMÔMETRO de Fio Quente. **InsMart**. Disponível em: <<http://www.insmart.com.br/produto/seguranca-do-trabalho/anemometros/96-anemometro-de-fio-quente>>. Acesso em: 17 Julho 2019.
- CHANG, Y.-J.; WANG, C.-C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. **Pergamon**, Taiwan, April 1996.
- CHEN, J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. , 1966.
- COOPER, M. G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide range examination using reduced proprieties. , 1984.
- DISTRIBUIDORA Freitas - Componentes Automotivos. **Evaporador de ar condicionado automotivo da Volkswagen**, 2018. Disponível em: <<http://vfclimatizacaoautomotiva.com.br/servicos/evaporador-de-ar-condicionado-automotivo-da-volks>>. Acesso em: 03 Julho 2019.
- DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, 1930.
- KAKAÇ, S.; HONGTAN, L. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. [S.l.]: CRC Press, 2012.
- KIM, N.-H. et al. Air-side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Louver-finned Aluminum Heat Exchangers at Different Inclination Angles. **Journal of Thermal Science and Technology**, v. 4, 2009.
- LIU, Z.; WINTERTON, H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation.. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1991.
- NAEF A.A. QASEM, S. M. Z. Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of airside friction factor and heat transfer correlations. **Energy Conversion and Management**, 2018.

RIBATSKI, G.; WOJTAN, L.; THOME, J. R. An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels, January 2006. 19.

RYU, K.; LEE, K. Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2015.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHRARA, E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. **Int. J. Heat and Mass Transfer**, 2007.

SHAH, R. K. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.

SOUZA, F. S. D.; COLMANETTI, A. R.; TIBIRIÇÁ, C. B. Optimization of the internal hydraulic diameters of microchannel fin and flat tube, Rio de Janeiro, 2019.

SOUZA, F. S.; COLMANETTI, A. R.; TIBIRIÇÁ, C. B. MEASUREMENTS AND ANALYSES OF COLBURN FACTOR IN FIN AND, Uberlândia, 2019.

SOUZA, F. S.; COLMANETTI, A. R.; TIBIRIÇÁ, C. B. Measurements and analyses of Colburn Factor in fin and flat tube compact heat exchangers. **COBEM**, 2019.

STEPHAN, K. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 1980.

THOME, J. R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2004.

TIBIRIÇÁ, C. B. Estudo Teórico-Experimental da Transferência de Calor e do Fluxo Crítico Durante a Ebulição Convectiva no Interior de Microcanais. **Tese de Doutorado - Engenharia Mecânica**, São Carlos, 2011.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Análise de dados experimentais e métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor em microcanais. **1o Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico Líquido-Gás**, Florianópolis - SC, 2008.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2010.

TIBIRIÇÁ, C. B.; ROCHA, D. M. A complete set of simple and optimized correlations for microchannel flow boiling and two-phase flow applications. **Elsevier**, April 2017.

UM ciclo padrão de compressão a vapor. **Estude Grátis.** Disponível em:
<<https://www.estudegratis.com.br/questao-de-concurso/432848>>. Acesso em: 2019.