

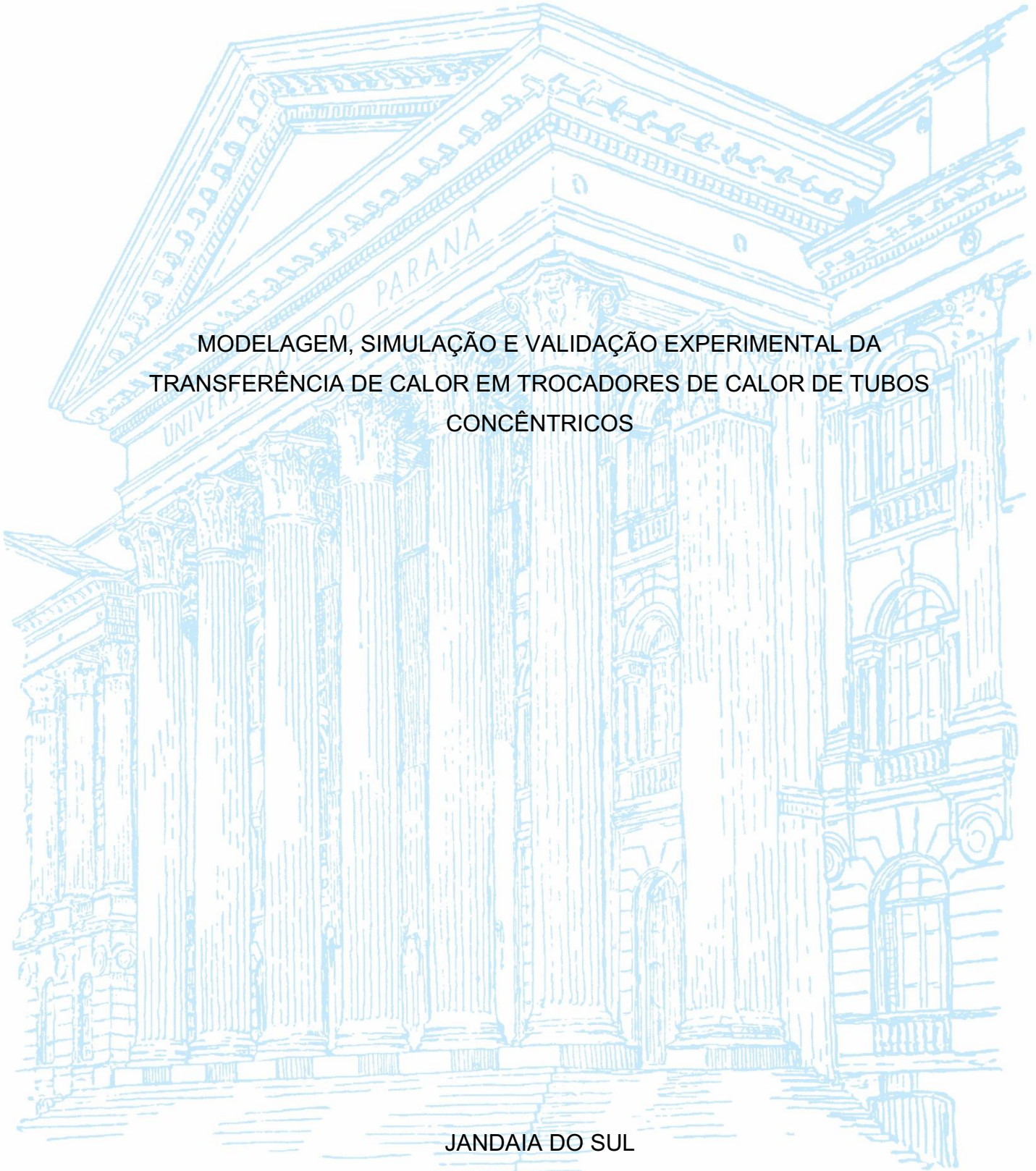
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

FERNANDA MOTA DE SOUZA ROSSI

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS
CONCÊNTRICOS

JANDAIA DO SUL

2023



FERNANDA MOTA DE SOUZA ROSSI

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS
CONCÊNTRICOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Graduação em Engenharia de Alimentos, Campus Avançado de Jandaia do Sul, da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Alimentos.

Orientador: Prof. Dr. Daniel Angelo Longhi

JANDAIA DO SUL

2023

Rossi, Fernanda Mota de Souza
R831m Modelagem, simulação e validação experimental da transferência de calor em trocadores de calor de tubos concêntricos/ Fernanda Mota de Souza Rossi. Jandaia do Sul: 2023.
51 fls.: il.

Orientador: Prof. Dr. Daniel Angelo Longhi
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal do Paraná. Campus Jandaia do Sul. Curso de Graduação em Engenharia de Alimentos.

1. Transferência de calor. 2. Tubos de calor. 3. Permutadores térmicos. I. Longhi, Daniel Angelo. orient. II. Título. III. Universidade Federal do Paraná.

CDD: 536.2



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

PARECER Nº **46/2023/UFPR/R/JA**
PROCESSO Nº 23075.071163/2021-31
INTERESSADO: COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

TERMO DE APROVAÇÃO

FERNANDA MOTA DE SOUZA ROSSI

"MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS"

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Alimentos no curso de Engenharia de Alimentos da Universidade Federal do Paraná, aprovado pela seguinte banca examinadora:

Orientador: **Prof. Dr. Daniel Angelo Longhi**
Curso de Engenharia de Alimentos, UFPR

Profa. Dra. Leomara Floriano Ribeiro
Curso de Engenharia de Alimentos, UFPR

Profa. Dra. Dirlei Diedrich Kieling
Curso de Engenharia de Alimentos, UFPR

Jandaia do Sul, 08 de fevereiro de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **LEOMARA FLORIANO RIBEIRO**, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR, em 08/02/2023, às 14:50, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **DIRLEI DIEDRICH KIELING**, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR, em 08/02/2023, às 14:51, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **DANIEL ANGELO LONGHI**, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR, em 15/02/2023, às 16:43, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida [aqui](#) informando o código verificador **5265715** e o código CRC **443C8545**.

Dedico este trabalho de conclusão de curso a meu marido, Vilsomar Aparecido Rossi Junior e a minha mãe, Maria Cleuza Mota de Souza com toda minha gratidão.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por sempre estar ao meu lado, me proporcionando saúde e força para não desistir dos meus objetivos.

Ao meu marido Vilsomar Aparecido Rossi Junior por sempre me apoiar na minha jornada acadêmica, sendo meu porto seguro e incentivador, me mostrando o quão sou capaz de conseguir atingir meus objetivos.

Agradeço meus sogros Maria de Lourdes Trugilio Rossi e Vilsomar Aparecido Rossi, por sempre me ajudar emocionalmente e financeiramente, e por ter cedido a casa como moradia.

Sou grata a minha mãe Maria Cleuza Mota de Souza, que me ensinou a ser forte mesmo quando tudo parecia estar perdido.

Ao meu pai Gercino Correia de Souza, que sempre me ensinou a ser forte e saber lidar com as dificuldades.

Minhas irmãs Vanderléia Mota de Souza, Valdinéia Mota de Souza Granada e Valdirene Correia de Souza por ter compartilhado comigo os melhores e piores momentos desde que nasci.

À Universidade Federal do Paraná – Campus Jandaia do Sul, aos docentes que me proporcionaram a obtenção de conhecimentos e aos demais colaboradores.

Ao meu orientador Daniel Angelo Longhi, que aceitou esse desafio de me orientar e acreditar na proposta do nosso trabalho. Muito obrigada pelos ensinamentos compartilhados e pela paciência.

As professoras Dirlei Diedrich Kieling e Leomara Floriano Ribeiro por ter aceitado ser banca avaliadora do presente trabalho e pelos ensinamentos que irei levar para vida.

Enfim, agradeço imensamente a todos os familiares, colegas de estudo, que me ajudaram de alguma forma a realizar o presente trabalho.

Meu muito obrigada!

“Ele fortalece o cansado e dá vigor ao que está sem forças. Até os jovens se cansam e ficam exaustos, e os moços tropeçam e caem; mas aqueles que esperam no Senhor renovam suas forças. Voam alto como águias; correm e não ficam exaustos, andam e não se cansam.” (Isaías 40:29-31)

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS

Fernanda Mota de Souza Rossi

Daniel Angelo Longhi

RESUMO

A transferência de calor é importante em diversos processos. Muitos destes fazem utilização de trocador de calor para promover a troca térmica entre fluidos. A modelagem matemática, junto a simulação computacional, pode auxiliar na otimização de processos industriais, pois simula processos reais no ambiente virtual. O presente trabalho teve como objetivo modelar matematicamente a transferência de calor em trocadores de calor de tubos concêntricos, simular e validar condições de operação para obter informações de efetividades, coeficientes globais de transferência de calor e perdas térmicas. Neste trabalho usou-se Arduino UNO, software de fonte aberta (*open source*), junto a sensores para quantificação de dados. Montou-se dois trocadores de calor de diâmetros diferentes, um de diâmetros maiores (cobre 3/8 (7,94 mm x 9,52 mm x 15 m) e mangueira de silicone 312 (15,8 mm x 22,2 mm x 15 m)) e outro de diâmetros menores (cobre 1/4 (4,77 mm x 6,35 mm x 15 m) e mangueira de silicone 209 (12,0 mm x 17,0 mm x 15 m)). Experimentos e simulações foram realizados para validar o trocador de calor de tubos concêntricos de diâmetros maiores. Simulações foram realizadas para 28 condições operacionais, sendo alterada a cada teste as vazões dos fluidos quente e frio, sendo testados nos níveis de 2,7, 3,0, 3,5, 4,0 L/min para o fluido quente e 1,5, 2,5, 2,7, 3,0, 3,5, 4,0 e 4,5 L/min para o fluido frio. As efetividades teóricas variaram entre 79,1% e 98,5%, enquanto as efetividades experimentais variaram entre 74,4% e 97,9%. Efetividades teóricas foram sempre maiores que as experimentais ao longo dos testes realizados devido as perdas térmicas no trocador de calor por convecção. Os coeficientes globais de transferência de calor apresentaram erros relativos que variam de 14% a 49%, isto porque este é influenciado pela diferença de temperatura média logarítmica, área e taxa de transferência de calor, sendo evidenciado que qualquer mudança no arranjo helicoidal do trocador de calor pode interferir no coeficiente global de transferência de calor experimental. As perdas térmicas, em sua maioria, foram baixas, variando de 0,4% a 14,6%. Alto coeficiente global não representa, necessariamente, alta efetividade. Nas simulações teóricas, o maior coeficiente global de transferência de calor foi 2.489 W/m².°C com relação a efetividade de 83,5%, enquanto na validação experimental o maior coeficiente global de transferência de calor foi 1.866 W/m².°C com relação a efetividade de 81,7%. Deste modo, os experimentos validaram as condições simuladas de transferência de calor no trocador de calor de tubos concêntricos de maiores diâmetros montado em escala laboratorial.

Palavras-chave: efetividade; processo térmico; temperatura.

ABSTRACT

Heat transfer is important in many processes. Many of these make use of heat exchangers to promote thermal exchange between fluids. Mathematical modeling, together with computational simulation, can help in the optimization of industrial processes, as it simulates real processes in the virtual environment. The present work aimed to mathematically model the heat transfer in double tube heat exchangers, simulate and validate operating conditions to obtain information on effectiveness, global coefficients of heat transfer and thermal losses. In this work, Arduino UNO, open source software, was used along with sensors for data quantification. Two heat exchangers of different diameters were assembled, one with a larger diameter (3/8 copper (7.94 mm x 9.52 mm x 15 m) and 312 silicone hoses (15.8 mm x 22.2 mm x 15 m)) and one of smaller diameter (1/4 copper (4.77 mm x 6.35 mm x 15 m) and 209 silicone hoses (12.0 mm x 17.0 mm x 15 m)). Experiments and simulations were performed to validate the larger diameter concentric tube heat exchanger. Simulations were performed for 28 operating conditions in a factorial design with two factors (hot fluid flow and cold fluid flow), being tested at levels of 2.7, 3.0, 3.5, 4.0 L/min to the hot fluid and 1.5, 2.5, 2.7, 3.0, 3.5, 4.0 and 4.5 L/min for the cold fluid. Theoretical effectiveness varied between 79.1% and 98.5%, while the experimental effectiveness varied between 74.4% and 97.9%, theoretical effectiveness was always greater than the experimental one throughout the tests performed, due to thermal loss in the heat exchanger convection heat. The overall heat transfer coefficients showed relative errors ranging from 14% to 49%, this because it is influenced by the logarithmic average temperature difference, area and heat transfer, being evidenced that any change in the helical rearrangement of the heat exchanger heat can interfere with the overall experimental heat transfer coefficient. Thermal losses were mostly low, ranging from 0.4% to 14.6%. The global coefficient does not necessarily represent high effectiveness, in the theoretical simulations the highest global heat transfer coefficient was 2,489 W/m².°C in relation to effectiveness 83.5%, while in the experimental simulation the highest global heat transfer coefficient heat 1,866 W/m².°C with respect to effectiveness 81.7%. Thus, the experiments validated the simulated conditions of heat transfer in the concentric tube heat exchanger mounted on a laboratory scale.

Keywords: effectiveness; thermal process; temperature.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - CONEXÃO TEE DE FILAMENTO ABS.	20
FIGURA 2 - ESQUEMA DE UM SENSOR YF-S201 CONECTADO A UM ARDUÍNO UNO PARA MEDIÇÕES DE VAZÃO.	21
FIGURA 3 - ARRANJO DE ESCOAMENTO CONTRACORRENTE EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS E SEUS PERFIS DE TEMPERATURA ASSOCIADOS.	22
FIGURA 4 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA BANCADA EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS MAIORES E MENORES EM CONTRACORRENTE.	22
FIGURA 5 - BANCADA EXPERIMENTAL MONTADA DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES COM SENSORES ACOPLADOS.	23
FIGURA 6 - BANCADA EXPERIMENTAL MONTADA DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MENORES COM SENSORES ACOPLADOS.	24
FIGURA 7- PLANILHA PARA A SIMULAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE DIÂMETROS MAIORES EM ARRANJO CONTRACORRENTE.	29
FIGURA 8- UTILIZAÇÃO DO SUPLEMENTO SOLVER PARA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA TEÓRICA DE SAÍDA DO FLUIDO QUENTE.	30
FIGURA 9 - PLANILHA PARA VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS EM ARRANJO CONTRACORRENTE.	31
FIGURA 10 - UTILIZAÇÃO DO SUPLEMENTO SOLVER PARA A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXPERIMENTAL.	32
FIGURA 11 - COMPARAÇÃO DAS EFETIVIDADES TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.	36

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - VALORES DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO E DAS EFETIVIDADES TEÓRICAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DAS VAZÕES EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE DIÂMETROS MAIORES.	34
TABELA 2 - VALORES DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO E DAS EFETIVIDADES EXPERIMENTAIS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DAS VAZÕES EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE DIÂMETROS MAIORES.	35
TABELA 3 - COMPARAÇÃO DOS NÚMERO DE REYNOLDS COM RELAÇÃO AOS ESCOAMENTOS NAS REGIÕES INTERNA E ANULAR DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.	37
TABELA 4 - ERROS RELATIVOS ENTRE AS EFETIVIDADES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS E PERDAS TÉRMICAS NO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.	40

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

g	- Grama
kg	- Quilograma
kJ	- Kilo joule
L	- Litro
m	- Metro
m ²	- Metro quadrado
mL	- Mililitro
mm	- Milímetro
min	- Minuto
W	- Watts

LISTA DE SÍMBOLOS

A_s	- Área da superfície
c_p	- Calor específico
$c_{p,i}$	- Calor específico de cada componente i
$c_{p,f}$	- Calor específico do fluido frio
$c_{p,q}$	- Calor específico do fluido quente
\bar{h}_{an}	- Coeficiente de transferência de calor na região anular
\bar{h}_i	- Coeficiente de transferência de calor na região interna
U	- Coeficiente global de transferência de calor
U_{exp}	- Coeficiente global de transferência de calor experimental
$U_{teór}$	- Coeficiente global de transferência de calor teórico
L	- Comprimento
k	- Condutividade térmica
D	- Diâmetro
D_e	- Diâmetro externo
D_h	- Diâmetro hidráulico
D_i	- Diâmetro interno
ΔT_{ML}	- Diferença de temperatura média logarítmica
α	- Difusividade térmica
ε	- Efetividade
ε_{exp}	- Efetividade experimental
$\varepsilon_{teór}$	- Efetividade teórica
E_r	- Erro relativo
$^{\circ}C$	- Graus Celsius
ρ	- Massa específica
Pr	- Número de Prandtl
Re	- Número de Reynolds
$Re_{D,an}$	- Número de Reynolds na região anular
$Re_{D,i}$	- Número de Reynolds na região interna
π	- Número pi
\bar{Nu}	- Número de Nusselt médio

\overline{Nu}_{an}	- Número de Nusselt médio anular
\overline{Nu}_i	- Número de Nusselt médio interno
%	- Porcentagem
ν	- Difusividade de quantidade de movimento
C_f	- Taxa de capacidade calorífica do fluido frio
C_q	- Taxa de capacidade calorífica do fluido quente
C_{min}	- Taxa de capacidade calorífica mínima
T_e	- Temperatura de entrada
T_s	- Temperatura de saída
$T_{f,e}$	- Temperatura do fluido frio na entrada
$T_{f,s}$	- Temperatura do fluido frio na saída
$T_{q,e}$	- Temperatura do fluido quente na entrada
$T_{q,s}$	- Temperatura do fluido quente na saída
$Q_{m\acute{a}x}$	- Transferência de calor máxima
\dot{Q}	- Transferência de calor
\dot{Q}_f	- Transferência de calor do fluido frio
\dot{Q}_q	- Transferência de calor do fluido quente
X_m	- Valor medido
X_v	- Valor verdadeiro
ΔV	- Variação de volume
Δt	- Variação do tempo
$V_{f,f}$	- Vazão do fluido frio
$V_{f,q}$	- Vazão do fluido quente
\dot{m}_f	- Vazão mássica do fluido frio
\dot{m}_q	- Vazão mássica do fluido quente
\dot{V}	- Vazão volumétrica
μ	- Viscosidade dinâmica do fluido

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
2 MATERIAIS E MÉTODOS	19
2.1 MONTAGEM DE TROCADORES CALOR.....	19
2.2 SENSORES DE VAZÃO E TEMPERATURA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO	20
2.3 OPERAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	21
2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	24
2.5 PERDA DE CALOR.....	27
2.6 SIMULAÇÕES DE CONDIÇÕES OPERACIONAIS	27
2.6.1 Simulações da transferência de calor	28
2.6.2 Validação experimental	28
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	33
3.1 DETERMINAÇÃO DAS EFETIVIDADES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS	33
3.2 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	36
3.3 DETERMINAÇÃO DAS PERDAS TÉRMICAS E ERROS RELATIVOS DAS EFETIVIDADES DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	39
4 CONSIDERAÇÕES FINAIS	41
4.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	41
REFERÊNCIAS.....	43
APÊNDICE 1 – VALIDAÇÃO DOS MEDIDORES DE VAZÃO	45
APÊNDICE 2 – ALGORITMO DA VAZÃO DA ÁGUA FRIA	50
APÊNDICE 3 – ALGORITMO DA VAZÃO DA ÁGUA QUENTE	51

1 INTRODUÇÃO

A transferência de calor é a energia que é transferida por diferença de temperatura, partindo de um sistema de temperatura mais alta para outro de temperatura mais baixa (ÇENGEL; GHAJAR, 2012; LIVI, 2012). Isto ocorre em processos muito importantes para a indústria de alimentos, como no aquecimento, resfriamento, condensação e evaporação, de acordo com a necessidade térmica exigida na elaboração de determinado alimento. Geralmente, a alta temperatura promovida pelo processo térmico é usado como método de destruição e diminuição de microrganismos deteriorantes, que não são de interesse da indústria de alimentos, e patogênicos, que são perigos à saúde pública. Para isso, faz-se necessário a utilização de equipamento que promova uma troca térmica efetiva, podendo ser este o trocador de calor.

O trocador de calor é um equipamento que promove a troca térmica de fluidos por meio da superfície, que possuem temperaturas distintas (INCROPERA et al., 2014). Há dois mecanismos principais de troca térmica entre os fluidos: a condução e a convecção (INCROPERA et al., 2014). O calor inicialmente é transferido do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e da parede para o fluido frio novamente por convecção (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Os trocadores de calor podem manter-se por longos períodos sem alterações em suas condições de funcionamento, característica esta do escoamento em regime permanente. Neste caso, a vazão mássica e o calor específico de cada fluido permanecem constante, e as propriedades como velocidade permanecem as mesmas na entrada e saída, ou seja, as mudanças de energia cinética e potencial são insignificantes, na análise de energia, considera-se que não há perda de calor do trocador de calor para a vizinhança e qualquer transferência de calor ocorre apenas entre os dois fluidos (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Há uma competitividade entre as indústrias visando o desenvolvimento de novos equipamentos com a finalidade de reduzir custos de operação, um ponto importante a ser destacado é o consumo elevado de energia envolvido nos processos térmicos, uma alternativa de minimizar isto fazer utilização da transferência de calor (BORTOLO; RIBEIRO, 2019). Os equipamentos para a troca térmica podem apresentar diversos tipos e configurações, a fim de igualar os requisitos de

transferência do calor desses dispositivos dentro das suas restrições resultando em inúmeros projetos inovadores de trocadores de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Os trocadores de calor mais conhecidos são aqueles em que os fluidos estão separados por uma superfície, através da qual o calor é transferido. Dentre estes encontra-se o trocador de calor de tubos concêntricos avaliado neste estudo. Este trocador de calor é o mais simples, que consiste em um tubo inserido no interior de outro tubo de maior diâmetro, no espaço anular (entre os tubos) circula um dos fluidos de troca térmica, enquanto no tubo concêntrico circula o outro (MOREIRA; AGUIAR, 2022).

Este trocador de calor pode ser arranjado em contracorrente (os fluidos entram no trocador de calor em extremos opostos) ou concorrente (fluidos entram na mesma extremidade do trocador de calor e avançam na mesma direção) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Em contracorrente, os trocadores de calor normalmente possuem maior efetividade, pois esse arranjo possibilita maiores variações de temperatura nas respectivas entradas dos tubos (SAKAUE; JARDIM; ALVARES, 2018). Além disso, a diferença de temperatura média logarítmica para um trocador de calor em contracorrente é sempre maior que no trocador de calor em concorrente, conseqüentemente uma superfície menor é requerida para que seja atingida a taxa de transferência de calor em contracorrente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Birck et al. (2011) fizeram a montagem de um trocador de tubos concêntricos para o resfriamento de mosto de cerveja, que remeteu a resultados satisfatórios, em relação ao bom isolamento e considerável redução da temperatura na troca térmica entre os fluidos (água e mosto).

A indústria está sempre em busca de agregar valor à determinado serviço e constantemente a procura de inovação e otimização dos processos para manter o mercado significativamente competitivo (SANTOS et al., 2022). Com isso, a modelagem matemática pode ser um aliado para a simulação da troca térmica entre fluidos no trocador de calor, com as condições do processo que garantem a minimização dos efeitos indesejados de insuficiência ou demasia de aquecimento (BENZE, 2013). Segundo Mokhtar et al. (2012), através da modelagem matemática do processo é possível entender melhor o processo e também o controlar de forma assertiva e precisa.

Junto à modelagem matemática deve estar entrelaçado a tecnologia de automação. Neste trabalho é utilizado a plataforma Arduino, com placas e sensores de vazões e temperaturas. Segundo Souza et al. (2011), o Arduino é citado como sendo fonte aberta (*open source*), ou software livre, significa que qualquer pessoa pode criar projetos sem precisar pagar direitos autorais aos criadores, sendo possível conseguir informações de forma gratuita em internet e livros. O Arduino possui diferentes versões de placa, o UNO é a mais disseminada por contar com microcontrolador de entrada, bons recursos e um número de interface suficiente para muito projetos simples (JUNIOR; SILVA, 2015). O UNO é uma placa baseada no microcontrolador AMEGA 328, a qual possui 14 pinos de entrada e saída, dos quais 6 são entradas analógica, 6 podem ser usados como saídas PWM, cristal oscilador, conexão USB (JUNIOR; SILVA, 2015). É de fácil utilização, sendo possível a interação com diversos sensores, pois não necessita de compiladores ou hardwares adicionais para funcionar qualquer pessoa com conhecimentos básicos de eletrônica e programação pode desenvolver protótipos de forma rápida (SOUZA et al., 2011).

Os sensores são dispositivos responsáveis por quantificar propriedades físicas e converter em sinal eletrônico, este proporcional a grandeza monitorada (JUNIOR; SILVA, 2015). Taira e Siqueira (2018) fazem menção a importância da quantificação de dados por meio de sensores, pois através desses é possível fazer quantificações de diversas variáveis, garantindo que os parâmetros se mantenham dentro de uma faixa e auxiliando para que se tenha confiança em um determinado processo industrial.

A modelagem matemática e a simulação da transferência de calor, com auxílio do Arduino e sensores, pode proporcionar a avaliação de processos térmicos industriais, a otimização da qualidade geral do produto e a redução dos custos do processo.

O presente trabalho de conclusão de curso teve como objetivo geral modelar matematicamente a transferência de calor em trocadores de calor de tubos concêntrico, bem como simular e validar condições de operação para se obter informações de efetividades, coeficiente global de transferência de calor e perdas térmicas.

Os objetivos específicos deste trabalho de conclusão de curso foram:

- a) Aplicar balanços de energia;

- b) Utilizar equações para modelar a transferência de calor em trocadores de calor de tubos concêntricos;
- c) Estruturar planilhas de cálculo para simular a transferência de calor em diferentes condições de escoamento;
- d) Realizar experimentos em trocador de calor de escala laboratorial nas condições simuladas;
- e) Comparar os resultados obtidos nas simulações e experimentalmente para calcular efetividades e perdas térmicas do processo.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Os experimentos foram realizados no Laboratório de Módulos Didáticos (LAMODI) do Campus Avançado de Jandaia do Sul da Universidade Federal do Paraná (UFPR/JA).

2.1 MONTAGEM DE TROCADORES CALOR

Dois trocadores de calor foram montados, um de diâmetros maiores (cobre 3/8 (7,94 mm x 9,52 mm x 15 m) e mangueira de silicone 312 (15,8 mm x 22,2 mm x 15 m)) e outro de diâmetros menores (cobre 1/4 (4,77 mm x 6,35 mm x 15 m) e mangueira de silicone 209 (12,0 mm x 17,0 mm x 15 m)). Os tubos de cobre foram inseridos nas mangueiras de silicone para formar os trocadores de calor de tubos concêntrico. Conexões Tee, com três orifícios de dimensões personalizadas, foram fabricadas no Laboratório Maker (UFPR/JA) em impressora 3D com filamento ABS, que resiste a temperatura moderada e acoplados nos tubos cobre e silicone, como demonstrado na FIGURA 1.

FIGURA 1 - CONEXÃO TEE DE FILAMENTO ABS.



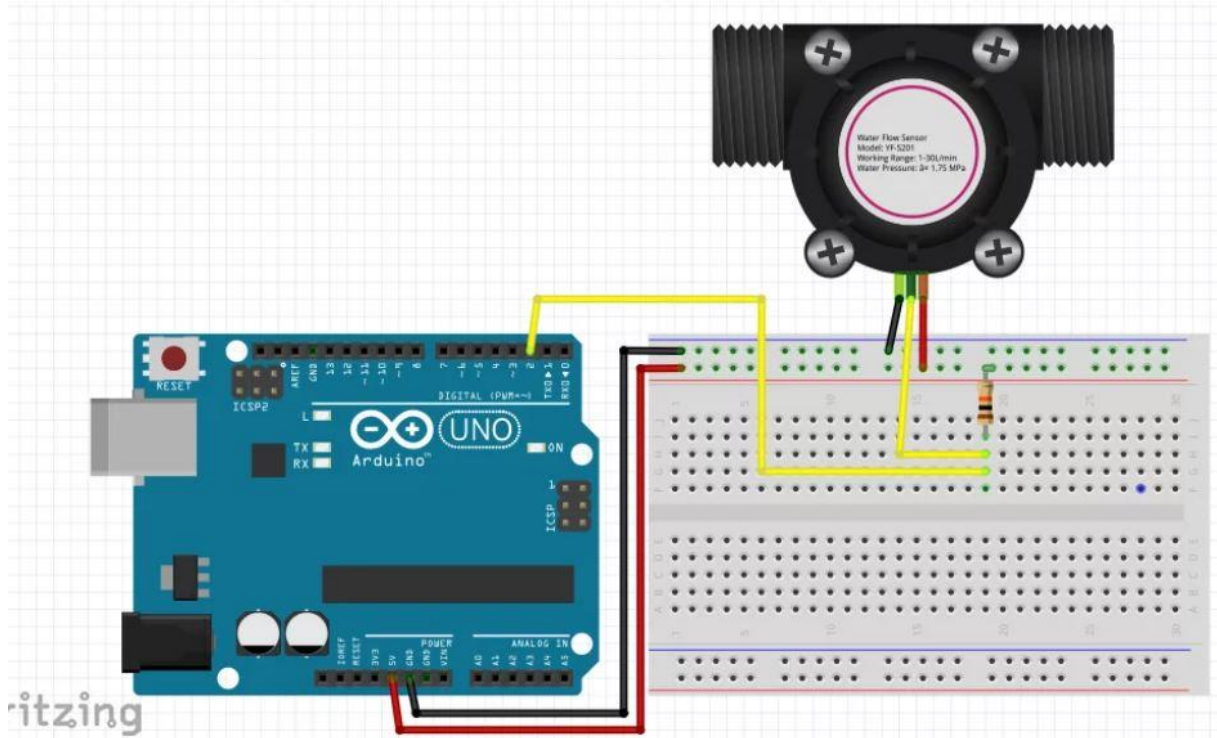
FONTE: A autora (2023).

Em cada orifício da conexão Tee foram conectados: tubos concêntricos de silicone e cobre, tubo de cobre e mangueira (para entrada ou saída de água). Para vedar vazamentos nas conexões Tee com os tubos ou mangueiras foram utilizados adesivo selante incolor (Selabond) e borracha flexível (Kenda).

2.2 SENSORES DE VAZÃO E TEMPERATURA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO

As medições das temperaturas da água quente e fria nas entradas e saídas dos trocadores de calor de tubos concêntricos foram realizadas com o auxílio de sensores de temperatura (Pasco Capstone), inseridos nas respectivas correntes próximos aos orifícios das conexões Tee. As medições das vazões volumétricas do trocador de calor de diâmetros maiores da água quente e fria foram realizadas com o auxílio de medidores de vazão (modelo YF-B7) e do trocador de calor diâmetros menores (modelo YF-S201). Os medidores de vazões foram ligados ao Arduino conforme a FIGURA 2.

FIGURA 2 - ESQUEMA DE UM SENSOR YF-S201 CONECTADO A UM ARDUÍNO UNO PARA MEDIÇÕES DE VAZÃO.



FONTE: LOUSADA (2021).

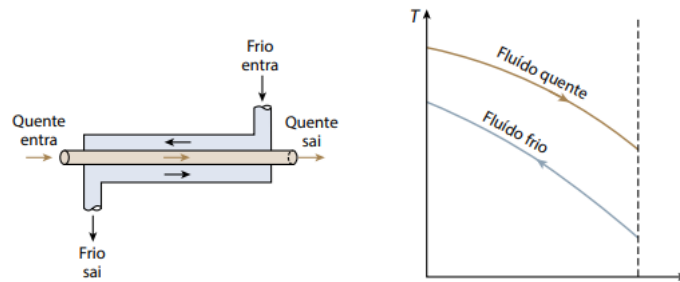
Assim como o sensor modelo YF-S201 foi ligado ao Arduino, visto na FIGURA 2, o sensor modelo YF-B7 também foi ligado seguindo o mesmo padrão. Um sensor de vazão foi inserido antes da entrada de cada corrente (água quente e fria).

Os medidores de vazão de água quente e fria foram calibrados e validados externamente ao trocador de calor e quando anexados ao trocador de calor, como apresentado no APÊNDICE 1. Esses medidores foram conectados em placas Arduino UNO programadas para a quantificação das vazões da água quente e fria. O algoritmo foi adaptado de Lousada (2021), em que as equações obtidas das curvas-padrões na calibração dos medidores foram implementadas nos códigos, que estão apresentados nos APÊNDICES 2 e 3.

2.3 OPERAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi montada em rearranjo em contracorrente como apresentado na FIGURA 3.

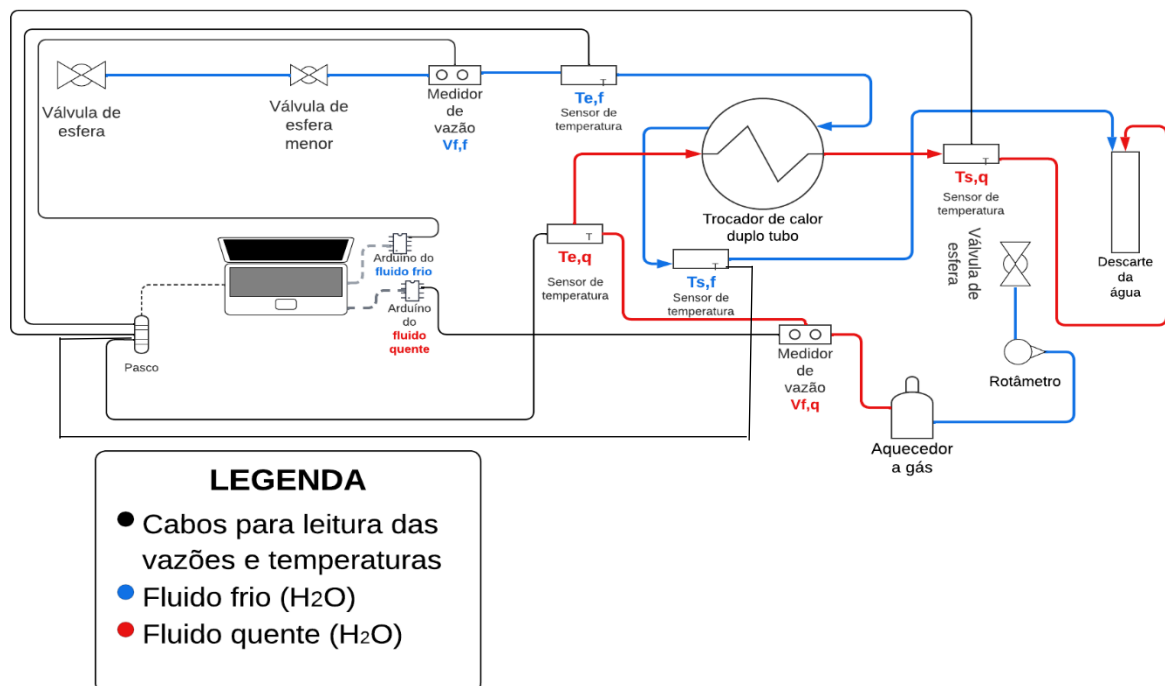
FIGURA 3 - ARRANJO DE ESCOAMENTO CONTRACORRENTE EM TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS E SEUS PERFIS DE TEMPERATURA ASSOCIADOS.



FONTE: CIMBALA e ÇENGEL (2015).

Na FIGURA 4 é apresentada uma representação esquemática da bancada experimental com a finalidade de representar o arranjo experimental do trocador de calor de tubos concêntricos maiores e menores.

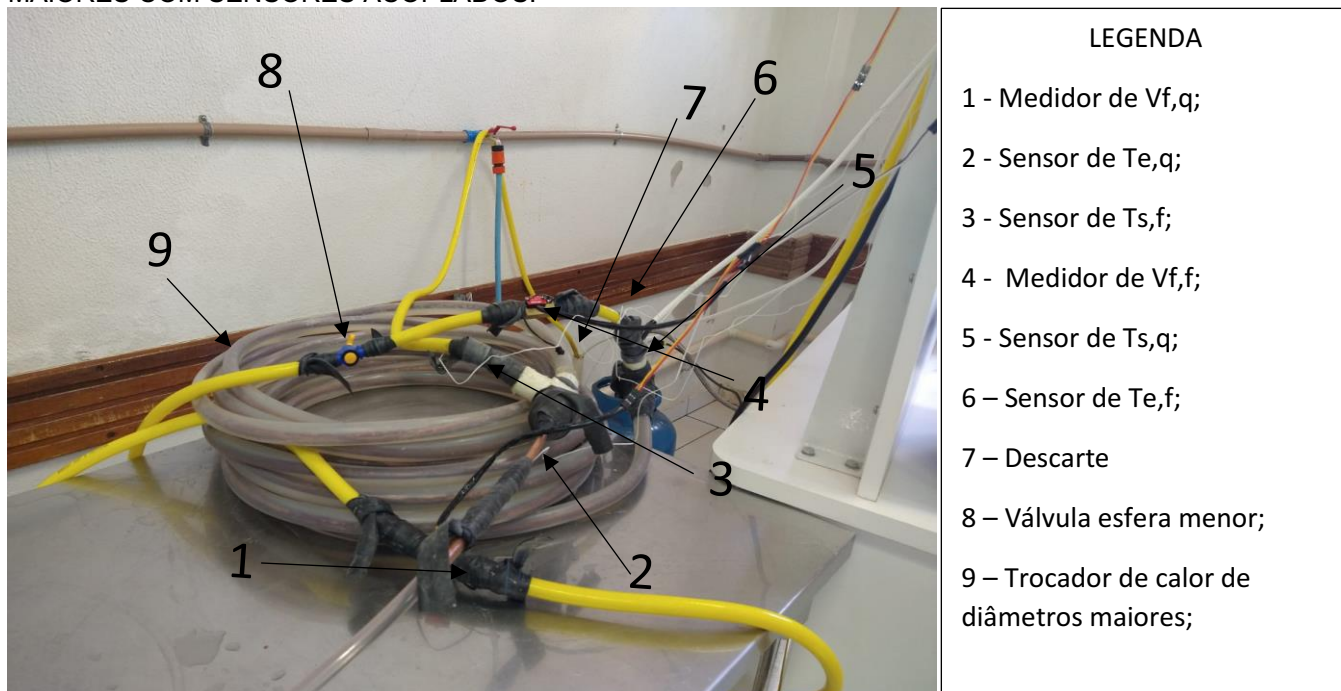
FIGURA 4 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA BANCADA EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS MAIORES E MENORES EM CONTRACORRENTE.



FONTE: A autora (2023).

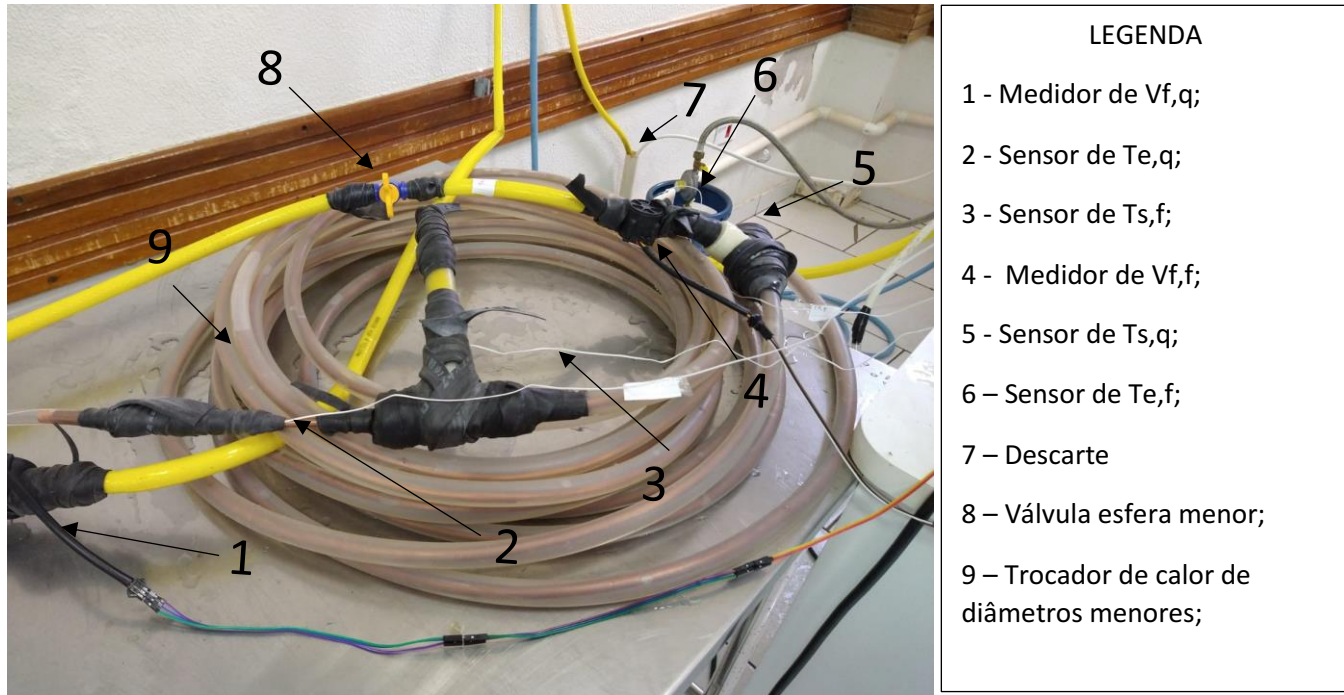
A operação da bancada experimental do trocador de calor tubos concêntricos de diâmetros menores e maiores iniciou com a abertura das válvulas esfera para o escoamento da água fria, obtida diretamente das tubulações de água do laboratório, fornecida pela SANEPAR (Companhia de Saneamento do Paraná). A válvula esfera menor foi usada para controlar a vazão da água fria na entrada do trocador de calor em conjunto com o medidor de vazão, que faz a leitura da vazão do fluido frio (V_f, f). Um sensor de temperatura indicou a leitura da temperatura de entrada da água fria ($T_{f,e}$), que chega ao trocador de calor. Após passar pelo trocador de calor, a água passou por um outro sensor que faz a leitura da temperatura de saída do fluido frio ($T_{f,s}$) e, então, a água é descartada. O fluido quente, por sua vez, foi obtido pelo aquecimento de água com um aquecedor a gás GLP (Komeco) após a abertura da válvula globo. A leitura da vazão do fluido quente (V_f, q) e da temperatura da entrada da água quente ($T_{q,q}$) foram obtidas na entrada do trocador de calor. Após a saída do fluido do trocador de calor, o sensor de temperatura fez a leitura da temperatura da saída do fluido quente ($T_{q,s}$) e, então, o fluido foi descartado. A representação real da bancada experimental do trocador de calor de diâmetros maiores está apresentada na FIGURA 5 e o trocador de calor de diâmetros menores apresentada na FIGURA 6.

FIGURA 5 - BANCADA EXPERIMENTAL MONTADA DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES COM SENSORES ACOPLADOS.



FONTE: A autora (2023).

FIGURA 6 - BANCADA EXPERIMENTAL MONTADA DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MENORES COM SENSORES ACOPLADOS.



FONTE: A autora (2023).

2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O calor cedido pelo fluido quente (\dot{Q}_q , em W) e o calor absorvido (\dot{Q}_f , em W) pelo fluido frio são descritos pelas Equações (1) e (2), respectivamente, em que \dot{m}_q e \dot{m}_f (em kg/s) são as vazões mássicas dos fluidos quente e frio, respectivamente; $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ (em J/(kg.°C)) são os calores específicos dos fluidos quente e frio, respectivamente; e $T_{q,e}$, $T_{q,s}$, $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ (em °C) são as temperaturas de entrada e de saída do fluido quente e de entrada e saída do fluido frio, respectivamente. Essas equações levam em conta que o fluido é incompressível e a transferência de calor entre o trocador de calor e a vizinhança e as energias potencial e cinética são desprezíveis. As propriedades térmicas são constantes (médias) para cada componente e dependem da temperatura (BERGMAN et. Al., 2019).

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (2)$$

Na análise do balanço de energia em regime permanente, sem acúmulo de energia no sistema, as Equações (1) e (2) podem ser igualadas, pois o calor cedido

pelo fluido quente é igual ao calor absorvido pelo fluido frio. Assim, com os dados de entrada de \dot{m}_q , \dot{m}_f , $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ é possível calcular $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ e calcular as temperaturas de saída ($T_{q,s}$ e $T_{f,s}$) de um fluido em função do outro.

A taxa de transferência de calor (\dot{Q} , em W), que é o principal mecanismo de troca térmica entre os fluidos quente e frio, é uma extensão da lei do resfriamento de Newton dada pela Equação (3), sendo que ΔT_{ml} (em °C) é a diferença de temperatura média logarítmica, A_s (em m²) é a área da superfície de troca térmica e \bar{U} (em W/(m².°C)) é coeficiente global de transferência de calor médio. Se o trocador de calor estiver arranjado em escoamento contracorrente ou cocorrente, a Equação (4) apresenta o cálculo de ΔT_{ml} tendo como base as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio. O coeficiente \bar{U} pode ser calculado com base nos coeficientes médios de transferência de calor nas regiões interna (\bar{h}_i , em W/(m².°C)) e anular (\bar{h}_{na} , em W/(m².°C)), como dado pela Equação (5) (BERGMAN et. al., 2019).

$$\dot{Q} = \bar{U}A_s\Delta T_{ml} \quad (3)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (4)$$

$$\frac{1}{\bar{U}} = \frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{1}{na} \quad (5)$$

Os números de Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e Nusselt médio (\bar{Nu}) são adimensionais. Para o escoamento incompressível em regime permanente em um tubo com área de seção transversal uniforme, são constantes a velocidade média do fluido e a vazão mássica. Deste modo, o cálculo de Re na região interna do trocador de calor ($Re_{D,i}$) é dado pela Equação (6) e para a região anular (na) é considerado Re dado pela Equação (7), em que μ (em kg/(m.s)) é a viscosidade dinâmica do fluido e π é o número pi. Ambas as equações de Re se diferenciam apenas no diâmetro a ser considerado, onde $Re_{D,i}$ considera o diâmetro interno (D_i) do trocador de calor e na considera o diâmetro hidráulico (D_h), que é calculado conforme a Equação (8), sendo D_i e D_e os diâmetros interno e externo da tubulação, respectivamente.

$$Re_{D,i} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (6)$$

$$Re_{D,an} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (7)$$

$$D_h = D_e - D_i \quad (8)$$

Segundo Çengel e Ghajar (2012) faz-se necessário dispor de valores precisos do número de Reynolds para escoamento laminar, de transição e turbulento, mas na prática isso não ocorre, pois depende do grau de perturbação do escoamento. Em relação a maior parte das condições práticas, foi considerado o escoamento como turbulento. Para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos, os coeficientes são funções dos números Re e Pr (BERGMAN et. al., 2019).

O número Pr é adimensional e é calculado pela razão entre a difusividade de quantidade de movimento (ν , em m^2/s) e a difusividade térmica (α , em m^2/s), conforme a Equação (9), em que k (em $W/(m \cdot ^\circ C)$) é a condutividade térmica do fluido e ρ (em kg/m^3) é a massa específica do fluido (BERGMAN et. al., 2019).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{k}{\rho c_p} \quad (9)$$

Para o escoamento turbulento em tubos circulares, o número \overline{Nu}_D pode ser calculado pela correlação de Dittus-Boelter, dada pela Equação (10), onde $n = 0,4$ para fluido que está aquecendo e $n = 0,3$ para o fluido que está resfriando. Essa equação deve atender aos seguintes requisitos: $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10.000$ e $L/D \geq 10$ (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$\overline{Nu}_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (10)$$

O número de Nusselt pode ser definido pela Equação (11), sendo uma relação entre o coeficiente de transferência de calor convectivo, a condutividade térmica do fluido e o diâmetro da tubulação.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}D}{k} \quad (11)$$

A efetividade (ε) do trocador de calor é uma medida do seu desempenho térmico e pode ser calculada pela razão entre o calor real (q_{real} , em W) que é transferido e o calor máximo (q_{max} , em W), que poderia ser transferido do fluido quente para o fluido frio devido a uma variação máxima de temperatura ($T_{q,e} - T_{f,e}$), conforme a Equação (12), em que C_q (em $W/^\circ C$) e C_f (em $W/^\circ C$) são as taxas de capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio, respectivamente, calculadas pelo produto da vazão mássica e do calor específico do fluido. Para se obter q_{max} é considerado que o trocador de calor seja perfeito e tenha área infinita, ou seja, todo o fluido frio seria aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente ou o fluido quente seria resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio (BERGMAN et. al., 2019).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_q}{Q_{\text{máx}}} = \frac{C_q(T_{q,e}-T_{q,s})}{C_{\text{min}}(T_{q,e}-T_{f,e})} \text{ ou } \frac{C_f(T_{f,s}-T_{f,e})}{C_{\text{min}}(T_{q,e}-T_{f,e})} \quad (12)$$

Os erros relativos (em %) entre os resultados teóricos e experimentais de efetividade foram calculados por meio da Equação (13).

$$\text{Erro relativo}(\%) = \frac{|\varepsilon_{\text{teórica}} - \varepsilon_{\text{experimental}}|}{\varepsilon_{\text{experimental}}} 100 \quad (13)$$

2.5 PERDA DE CALOR

A perda de calor durante os experimentos no trocador de calor foi calculada por meio da Equação (14), que leva em consideração o calor cedido pelo fluido quente (Q_q) e o calor recebido pelo fluido frio (Q_f).

$$P(\%) = \left(\frac{Q_q - Q_f}{Q_q} \right) (100) \quad (14)$$

2.6 SIMULAÇÕES DE CONDIÇÕES OPERACIONAIS

O principal material utilizado foi o Microsoft Office Excel para obtenção de condições operacionais juntamente com o suplemento *solver*. No *solver* é possível otimizar um critério objetivo alternando células com valores de variáveis do processo. Simulações foram realizadas para 28 condições operacionais sendo alternado a cada teste ($\dot{V}_{f,q}$ e $\dot{V}_{f,f}$), foram testados níveis de 2,7, 3,0, 3,5, 4,0 L/min para o fluido quente, mantido fixo um valor de cada vez e combinado com os valores 1,5, 2,5, 2,7, 3,0, 3,5, 4,0 e 4,5 L/min para o fluido frio. Só foram possíveis fazer a utilização destas vazões, devido às limitações da bancada experimental. Para controlar a vazão do fluido frio, utilizou-se uma válvula esfera sendo está a única encontrada que permitia o encaixe na mangueira que transferia o fluido frio ao trocador de calor sem que houvesse vazamento, bem como controlar o fluxo da vazão da água fria, pois ficou próximo ao notebook, sendo possível visualizar as leituras das vazões enquanto era controlada. A válvula esfera é uma válvula de bloqueio, cujo sua função é apenas promover e interromper fluxo. Com isso, controle de vazão do fluido frio ficou limitado e de difícil controle, a válvula abria muito ou fechava muito. O fluido quente para ser aquecido usou-se um aquecedor a gás, a vazão do fluido quente era controlada por meio de um

rotâmetro (válvula globo), ao manipular o rotâmetro o gás ligava somente a vazões acima 2,7 L/min e desligava quando atingia a vazão 4,0 L/min.

2.6.1 Simulações da transferência de calor

Para simular a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio em trocador de calor tubos concêntricos foi elaborada uma tabela no Microsoft Office Excel, conforme expresso na FIGURA 7, incorporando os modelos matemáticos apresentados previamente, parâmetros termofísicos e variáveis do processo.

As temperaturas de entrada dos fluidos quente ($T_{q,e}$) e frio ($T_{f,e}$) foram fixadas e as temperaturas de saída dos fluidos quente ($T_{q,s}$) e frio ($T_{f,s}$) foram calculadas. Então, a efetividade teórica ($\varepsilon_{teór}$) foi calculada pela Equação (12). O critério objetivo definido foi o comprimento do trocador de calor com o valor de 15,00 m, que é comprimento real do protótipo montado, pela alteração do valor da temperatura de saída do fluido quente ($T_{q,s}$) com auxílio do *solver*, conforme apresentado na FIGURA 8.

2.6.2 Validação experimental

Para a validação experimental da transferência de calor do fluido quente para o fluido frio em trocador de calor tubos concêntricos, também foi elaborada uma tabela no Microsoft Office Excel, conforme expresso na FIGURA 9.

As temperaturas experimentais de entrada dos fluidos quente ($T_{q,e}$) e frio ($T_{f,e}$) e as temperaturas de saída dos fluidos quente ($T_{q,s}$) e frio ($T_{f,s}$) foram fixadas. Então, a efetividade experimental (ε_{exp}) foi calculada pela Equação (12) e a perda térmica foi calculada pela Equação (13). O critério objetivo definido foi o comprimento do trocador de calor com o valor de 15,00 m, que é comprimento real do protótipo montado, pela alteração do valor do coeficiente global de transferência de calor (U) com o auxílio do *solver*, conforme apresentado na FIGURA 10.

FIGURA 8- UTILIZAÇÃO DO SUPLEMENTO SOLVER PARA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA TEÓRICA DE SAÍDA DO FLUIDO QUENTE.

Arquivo Página Inicial Inserir Layout da Página Fórmulas Dados Revisão Exibir Automatizar Ajuda Comentários Compartilhamento

Obter Dados Atualizar Tudo Consultas e Conexões Propriedades Editar Links Ações Moedas

Obter e Transformar Dados Consultas e Conexões Tipos de Dados

L8

SIMULAÇÃO EM ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

Interno (cobre) água quente		Região interna (cobre)		Correlação de Dittus-Boelter	
Vf,q	4,0 L/min	Rei	20841,7	Q,q	3468,3 W
m,q	0,0667 kg/s			Ts,f	59,5 °C
Tq,e	60,0 °C	Correlação de Dittus-Boelter		ΔTml	5,52 °C
Tq,s	47,6 °C	Nui	93,98	U	1399,99 W/m²K
Tf,q	326,93 K	hi	7657,48 W/(m²K)	L	15,00 m
cp,q	4182,8 J/kg.K	Região anular (silicone)		C,f	104,45 J/kg.K
μq	5,13E-04 Ns/m²	Rean	1811,6	C,q	278,85 J/kg.K
k,q	0,647 W/(m.K)	Dh=De-Di	0,006	Qmax	3519,98 W
Pr,q	3,32	Nuan	17,13		
Anular (silicone) água fria		han	1713,21 W/(m²K)		
Vf,f	1,5 L/min				
m,f	0,0250 kg/s				
Tf,e	26,3 °C				
Tf,s	59,5 °C				
Tf,f	310,08 K				
cp,f	4178,0 J/kg.K				
μf	6,94E-04 N.s/m²				
k,f	0,628 W/(mK)				
Pr,f	4,61				

Parâmetros do Solver

Definir Objetivo: ↑

Para: Máx. Mín. Valor de:

Alterando Células Variáveis: ↑

Sujeito às Restrições:

Tornar Variáveis Irrestritas Não Negativas

Selecionar um Método de Solução: Opções

Método de Solução

Selecione o mecanismo GRG Não Linear para Problemas do Solver suaves e não lineares. Selecione o mecanismo LP Simplex para Problemas do Solver lineares. Selecione o mecanismo Evolutionary para problemas do Solver não suaves.

Ajuda Resolver Fechar

FONTE: A autora (2023).

FIGURA 9 - PLANILHA PARA VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS EM ARRANJO CONTRACORRENTE.

SIMULAÇÃO EM ESCOAMENTO CONTRACORRENTE															
Interno (cobre) água quente			Região interna (cobre)							Legenda					
Vf,q	4,0	L/min	Rei	20847,7			Q,q	3457,8	W						
m,q	0,0667	kg/s					Ts,f	58,3	°C						
Te,q	60,0	°C	Correlação de Dittus-Boelter					ΔTmI	7,78	°C					
Ts,q	47,6	°C	Nui	94,00			3° U	991	W/m²°C						
Tf,q	326,95	K	hi	7658,76	W/(m²°C)										
cp,q	4182,8	J/kg.K					L	15,00	m						
mi,q	5,13E-04	Ns/m²	Região anular (silicone)												
k,q	0,647	W/(m.K)	Rean	1810,5			C,f	104,45	J/s°C	Tubo interno 3/8"					
Pr,q	3,31	3,32	Dh= De - D	0,006			C,q	278,85	J/s°C	di	0,00794	m			
Anular (silicone) água fria			Nuan	17,13						de	0,00952	m			
Vf,f	1,5	L/min	han	1712,75	W/(m²°C)		Qmax	3530,42	W	Mangueira 312					
m,f	0,0250	kg/s								di	0,01580	m			
Te,f	26,2	°C	Q,q	3457,8	W	1° ε	97,9%			de	0,02220	m			
Ts,f	58,3	°C	Q,f	3356,7	W	2° Perda	2,9%								
Tf,f	310,05	K													
cp,f	4178,0	J/kgK	K	295	300	305	310	315	320	325	330	335	340	345	350
mi,f	6,94E-04	N.s/m²	°C	21,85	26,85	31,85	36,85	41,85	46,85	51,85	56,85	61,85	66,85	71,85	76,85
k,f	0,628	W/(mK)	cp	4181	4179	4178	4178	4179	4180	4182	4184	4186	4188	4191	4195
Pr,f	4,62	4,62	mi	9,59E-04	8,55E-04	7,69E-04	6,95E-04	6,31E-04	5,77E-04	5,28E-04	4,89E-04	4,53E-04	4,20E-04	3,89E-04	3,65E-04
			k	0,606	0,613	0,620	0,628	0,634	0,640	0,645	0,650	0,656	0,660	0,664	0,668
			Pr	6,62	5,83	5,20	4,62	4,16	3,77	3,42	3,15	2,88	2,66	2,45	2,29

FONTE: A autora (2023).

FIGURA 10 - UTILIZAÇÃO DO SUPLEMENTO SOLVER PARA A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXPERIMENTAL.

Arquivo Página Inicial Inserir Layout da Página Fórmulas Dados Revisão Exibir Automatizar Ajuda

Comentários Compartilhamento

Obter Dados Atualizar Tudo Consultas e Conexões Propriedades Editar Links

Obter e Transformar Dados Consultas e Conexões Tipos de Dados Classificação

L8

SIMULAÇÃO EM ESCOAMENTO CONTRACORRENTE										
Interno (cobre) água quente				Região interna (cobre)						
Vf,q	4,0	L/min	Rei	20847,7	Q,q	3457,8	W			
m,q	0,0667	kg/s			Ts,f	58,3	°C			
Te,q	60,0	°C	Correlação de Dittus-Boelter		ΔTml	7,78	°C			
Ts,q	47,6	°C	Nui	94,00	3° U	99	W/(m²·C)			
Tf,q	326,95	K	hi	7658,76	W/(m²·C)					
cp,q	4182,8	J/kg·K			L	15,00	m			
mi,q	5,13E-04	Ns/m²	Região anular (silicone)							
k,q	0,647	W/(m·K)	Rean	1810,5	C,f	104,45	J/s·°C			
Pr,q	3,31	3,32	Dh=De - Di	0,006	C,q	278,85	J/s·°C			
Anular (silicone) água fria				Nuan	17,13					
Vf,f	1,5	L/min	han	1712,75	W/(m²·C)	Qmax	2530,42	W		
m,f	0,0250	kg/s								
Te,f	26,2	°C	Q,q	3457,8	W	1° g	97,9%			
Ts,f	58,3	°C	Q,f	3356,7	W	2° Perda	2,9%			
Tf,f	310,05	K								
cp,f	4178,0	J/kg·K	K	295	300	305	310	315	320	325
mi,f	6,94E-04	Ns/m²	°C	21,85	26,85	31,85	36,85	41,85	46,85	51,85
k,f	0,628	W/(m·K)	cp	4181	4179	4178	4178	4179	4180	4182
Pr,f	4,62	4,62	mi	9,59E-04	8,55E-04	7,69E-04	6,95E-04	6,31E-04	5,77E-04	5,28E-04
			k	0,606	0,613	0,620	0,628	0,634	0,640	0,645
			Pr	6,62	5,83	5,20	4,62	4,16	3,77	3,42

Parâmetros do Solver

Definir Objetivo: SLS8

Para: Máx. Mín. Valor de: 15

Alterando Células Variáveis: SLS6

Sujeito às Restrições:

Tornar Variáveis Irrestritas Não Negativas

Selecionar um Método de Solução: GRG Não Linear

Método de Solução: Selecione o mecanismo GRG Não Linear para Problemas do Solver suaves e não lineares. Selecione o mecanismo LP Simplex para Problemas do Solver lineares. Selecione o mecanismo Evolutionary para problemas do Solver não suaves.

Ajuda Resolver Fechar

FONTE: A autora (2023).

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1 DETERMINAÇÃO DAS EFETIVIDADES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS

Os resultados das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio e das efetividades teóricas obtidas por meio das simulações e dos experimentos no trocador de calor de diâmetros maiores (cobre 3/8 e mangueiras de silicone 312) para os 28 testes são apresentados nas TABELAS 1 e 2, respectivamente.

Através dos resultados apresentados nas TABELAS 1 e 2, as efetividades (ε) apresentam serem maiores quando a vazão do fluido quente ($V_{f,q}$) é maior que vazão do fluido frio ($V_{f,f}$), tanto para as simulações quanto para os resultados experimentais. Pode-se observar ainda que as efetividades teóricas ($\varepsilon_{teór}$) variaram entre 79,1% e 98,5%, enquanto as efetividades experimentais (ε_{exp}) variaram 74,4% e 97,9%, sendo próximas entre si e altos valores de efetividades em ambos os testes. Para promover um pequeno aumento na efetividade é necessário expandir a dimensão do trocador de calor em termos do comprimento, a elevada efetividade pode ser desejável do ponto de vista da transferência de calor, mas indesejável do ponto de vista econômico (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Isso porque é necessário o aumento do trocador de calor para se alcançar maiores efetividades, não é viável do ponto de vista econômico e espacial em uma indústria, sendo assim a efetividade não é o único parâmetro que deve ser levado em conta na análise de um trocador de calor.

TABELA 1 - VALORES DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO E DAS EFETIVIDADES TEÓRICAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DAS VAZÕES EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE DIÂMETROS MAIORES.

Testes	$V_{f,q}$			$V_{f,f}$			ϵ_{teor} (%)	$U_{teór}$ (W/m ² .°C)
	(L/min)	$T_{q,e}$ (°C)	$T_{q,s}$ (°C)	(L/min)	$T_{f,e}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)		
1	2,7	60,0	41,9	1,5	26,0	58,6	95,9	1.276
2	2,7	60,0	33,8	2,5	26,0	54,3	83,3	1.650
3	2,7	60,0	32,7	2,7	26,0	53,3	80,3	1.711
4	2,7	60,0	31,4	3,0	26,0	51,8	84,3	1.797
5	2,7	60,0	29,8	3,5	26,0	49,5	89,1	1.929
6	2,7	60,0	28,7	4,0	26,0	47,2	92,3	2.047
7	2,7	60,0	27,9	4,5	26,1	45,3	94,5	2.156
8	3,5	60,0	30,1	4,5	26,1	49,3	88,	2.369
9	3,5	60,0	31,4	4,0	26,1	51,1	84,4	2.244
10	3,5	60,0	33,0	3,5	26,1	53,1	79,5	2.110
11	3,5	60,0	35,2	3,0	26,1	55,0	85,3	1.961
12	3,5	60,0	36,9	2,7	26,1	56,1	88,5	1.863
13	3,5	60,0	38,1	2,5	26,1	56,8	90,6	1.793
14	3,5	60,0	45,9	1,5	26,3	59,3	97,8	1.361
15	3,0	60,0	44,6	1,5	26,7	59,0	97,0	1.327
16	3,0	60,0	36,6	2,5	27,6	55,7	86,9	1.727
17	3,0	60,0	36,5	2,7	27,4	54,9	84,2	1.790
18	3,0	60,0	33,7	3,0	27,2	53,5	80,2	1.879
19	3,0	60,0	31,6	3,5	26,8	51,2	85,7	2.012
20	3,0	60,0	30,2	4,0	26,7	49,1	89,6	2.137
21	3,0	60,0	30,0	4,5	26,5	47,1	92,3	2.248
22	4,0	60,0	31,9	4,5	26,4	51,3	83,5	2.489
23	4,0	60,0	33,4	4,0	26,4	53,0	79,1	2.355
24	4,0	60,0	35,2	3,5	26,3	54,6	84,1	2.208
25	4,0	60,0	37,5	3,0	26,3	56,3	88,9	2.048
26	4,0	60,0	39,1	2,7	26,2	57,1	91,5	1.940
27	4,0	60,0	40,3	2,5	26,2	57,7	93,1	1.864
28	4,0	60,0	47,6	1,5	26,3	59,5	98,5	1.400

FONTE: A autora (2023).

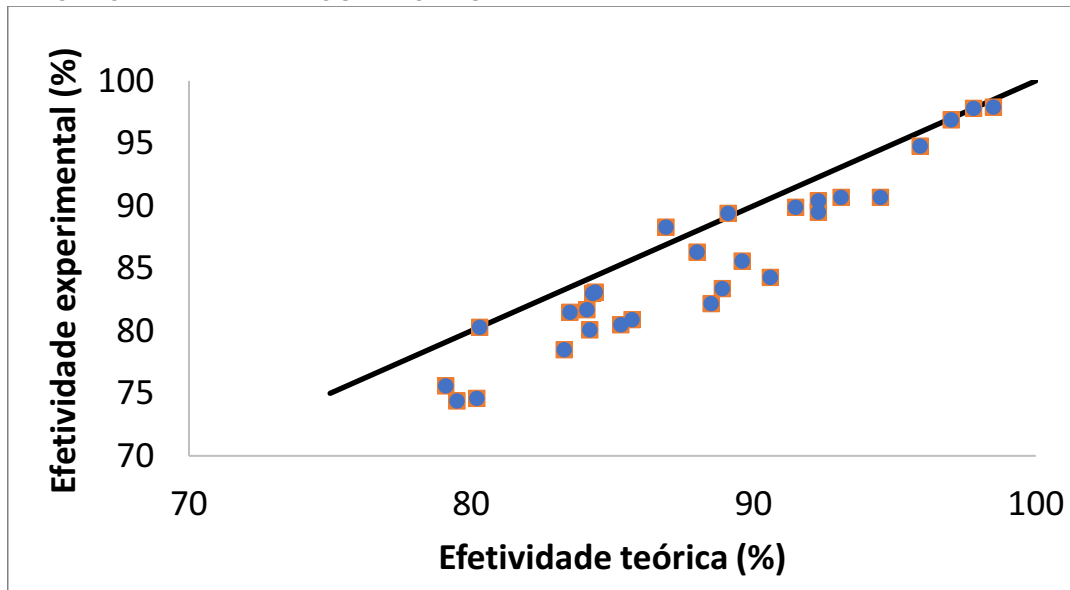
TABELA 2 - VALORES DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E SAÍDA DOS FLUIDOS QUENTE E FRIO E DAS EFETIVIDADES EXPERIMENTAIS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FUNÇÃO DAS VAZÕES EM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE DIÂMETROS MAIORES.

Testes	$V_{f,q}$ (L/min)	$T_{q,e}$ (°C)	$T_{q,s}$ (°C)	$V_{f,f}$ (L/min)	$T_{f,e}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)	ε_{exp} (%)	U_{exp} (W/m ² .°C)
1	2,7	60,0	42,1	1,5	26,0	56,2	94,8	881
2	2,7	60,0	35,3	2,5	26,0	53,7	78,5	1.340
3	2,7	60,0	32,7	2,7	26,0	49,4	80,3	1.344
4	2,7	60,0	31,8	3,0	26,0	49,5	83,0	1.497
5	2,7	60,0	29,7	3,5	26,0	45,2	89,4	1.604
6	2,7	60,0	29,3	4,0	26,0	45,1	90,4	1.677
7	2,7	60,0	29,2	4,5	26,1	45,5	90,7	1.735
8	3,5	60,0	30,7	4,5	26,1	48,2	86,3	2.075
9	3,5	60,0	31,8	4,0	26,1	47,5	83,1	1.765
10	3,5	60,0	34,8	3,5	26,1	52,3	74,4	1.679
11	3,5	60,0	36,6	3,0	26,1	53,5	80,5	1.523
12	3,5	60,0	38,5	2,7	26,1	55,2	82,2	1.453
13	3,5	60,0	39,6	2,5	26,1	55,8	84,3	1.389
14	3,5	60,0	45,9	1,5	26,3	57,4	97,8	911
15	3,0	60,0	43,9	1,5	26,7	56,9	96,9	1.000
16	3,0	60,0	36,2	2,5	27,6	54,9	88,3	1.339
17	3,0	60,0	36,5	2,7	27,4	54,8	80,1	1.571
18	3,0	60,0	35,5	3,0	27,2	54,2	74,6	1.629
19	3,0	60,0	33,2	3,5	26,8	51,8	80,9	1.718
20	3,0	60,0	31,5	4,0	26,7	49,8	85,6	1.853
21	3,0	60,0	30,0	4,5	26,5	46,9	89,5	1.919
22	4,0	60,0	32,6	4,5	26,4	49,4	81,5	2.071
23	4,0	60,0	34,6	4,0	26,4	52,4	75,6	2.000
24	4,0	60,0	35,2	3,5	26,3	53,4	81,7	1.866
25	4,0	60,0	38,9	3,0	26,3	55,8	83,4	1.711
26	4,0	60,0	39,5	2,7	26,2	55,9	89,9	1.632
27	4,0	60,0	40,9	2,5	26,2	56,5	90,7	1.526
28	4,0	60,0	47,6	1,5	26,3	58,3	97,9	991

FONTE: A autora (2023).

A FIGURA 11 apresenta uma comparação gráfica dos resultados das efetividades de troca térmica teórica e experimental. Nela, é possível observar que as efetividades teóricas são sempre maiores que as experimentais. Isso ocorre devido a perda térmica no trocador de calor por convecção, ou seja, perda de calor para o ar.

FIGURA 11 - COMPARAÇÃO DAS EFETIVIDADES TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.



FONTE: A autora (2023).

3.2 DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na TABELA 3 é apresentada a comparação dos números de Reynolds com relação aos escoamentos nas regiões interna e anular do trocador de calor de diâmetros maiores.

TABELA 3 - COMPARAÇÃO DOS NÚMERO DE REYNOLDS COM RELAÇÃO AOS ESCOAMENTOS NAS REGIÕES INTERNA E ANULAR DO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.

Testes	$V_{f,q}$ (L/min)	$V_{f,f}$ (L/min)	$Re_{D,an}$	$Re_{D,i}$	\overline{Nu}_{an}	\overline{Nu}_i	U_{exp} (W/m ² .°C)	$U_{teór}$ (W/m ² .°C)	Erro (%)
1	2,7	1,5	1.704	13.442	16,8	67,2	881	1.276	45
2	2,7	2,5	2.610	12.514	24,6	64,9	1.340	1.650	23
3	2,7	2,7	2.787	12.390	26,0	64,6	1.344	1.711	27
4	2,7	3,0	3.053	12.238	28,1	64,3	1.497	1.797	20
5	2,7	3,5	3.502	12.057	31,6	63,8	1.604	1.929	20
6	2,7	4,0	3.958	11.939	35,0	63,5	1.677	2.047	22
7	2,7	4,5	4.428	11.870	38,4	63,3	1.735	2.156	24
8	3,5	4,5	4.528	15.692	38,7	78,7	2.075	2.369	14
9	3,5	4,0	4.076	15.869	35,4	79,1	1.765	2.244	27
10	3,5	3,5	3.630	16.113	32,0	79,7	1.679	2.110	26
11	3,5	3,0	3.186	16.427	28,6	80,4	1.523	1.961	29
12	3,5	2,7	2.918	16.660	26,4	80,9	1.453	1.863	28
13	3,5	2,5	2.737	16.869	25,0	81,3	1.389	1.793	29
14	3,5	1,5	1.780	18.008	17,0	84,0	911	1.361	49
15	3,0	1,5	1.751	15.206	16,9	73,7	1.000	1.327	33
16	3,0	2,5	2.737	14.242	25,0	71,5	1.339	1.727	29
17	3,0	2,7	2.910	14.088	26,4	71,1	1.571	1.790	14
18	3,0	3,0	3.171	13.898	28,5	70,6	1.629	1.879	15
19	3,0	3,5	3.600	13.623	31,9	70,0	1.718	2.012	17
20	3,0	4,0	4.050	13.452	35,3	69,6	1.853	2.137	15
21	3,0	4,5	4.496	13.320	38,6	69,2	1.919	2.248	17
22	4,0	4,5	4.628	18.231	39,0	88,2	2.071	2.489	20
23	4,0	4,0	4.178	18.479	35,7	88,8	2.000	2.355	18
24	4,0	3,5	3.723	18.767	32,3	89,4	1.866	2.208	18
25	4,0	3,0	3.274	19.152	28,8	90,3	1.711	2.048	20
26	4,0	2,7	2.990	19.424	26,6	90,9	1.632	1.940	19
27	4,0	2,5	2.801	19.636	25,1	91,4	1.526	1.864	22
28	4,0	1,5	1.812	20.841	17,1	94,0	991	1.400	41

FONTE: A autora (2023).

Para simular condições operacionais do trocador de calor de tubos concêntricos foi considerado o escoamento em regime turbulento nas regiões anular e interna do trocador de calor como demonstrado na TABELA 3 na maioria dos casos, usando a Equação (10) para o cálculo de \overline{Nu}_D . Isso porque na faixa de $2100 \leq Re \leq$

4000, encontra-se a zona de transição, em que o regime pode ser laminar ou turbulento em tubulações. Para eventuais perturbações, na zona de transição essas perturbações serão ampliadas, tornando o escoamento turbulento (TADINI et al., 2016). Segundo Çengel et al. (2012) o escoamento laminar ocorre em $R_e \leq 2300$ e escoamento turbulento plenamente desenvolvido em $R_e \geq 10000$. O número de $R_e \geq 4000$ é para tubulações que apresentam perda de carga ou bombeamento (TADINI et al., 2016). Através das especificações da literatura, o número de Reynolds pode ser considerado laminar entre a faixa de 2100 e 2300. As simulações do trocador de calor de tubos concêntricos maior apresentaram o número de Reynolds na faixa da zona de transição entre $2100 \leq R_e \leq 10000$ para região anular e região interna, devido o trocador de calor apresentar eventuais perturbações considerou-se que na zona de transição o escoamento turbulento. Não foi encontrado na literatura equações para tubulações na faixa de zona de transição do número de Reynolds.

O coeficiente global da transferência de calor (U) não depende da efetividade, sendo possível observar no índice 3.1 que nas simulações teóricas o maior coeficiente global de transferência de calor foi $2489 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ com relação a efetividade 83,5%, enquanto na simulação experimental o maior coeficiente global de transferência de calor $1866 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ com relação a efetividade 81,7%. Deste modo, maiores efetividades não indicam maiores coeficientes global de transferência de calor. O coeficiente de transferência de calor é influenciado pela área e condutividade térmica onde o calor é transferido, quanto maior o coeficiente, maior é taxa de transferência de calor (\dot{Q}), pois ambos são proporcionais, sendo assim o fluido aquece mais facilmente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Segundo Gadenal e Squario (2016), com o aumento da vazão do fluido quente, há um aumento da transferência de calor, e conseqüentemente, o aumento do coeficiente global da transferência de calor, então, a vazão do fluido quente é diretamente proporcional ao coeficiente global da transferência de calor. Maiores coeficientes globais de transferência de calor, indica maior transferência de calor, sendo este um parâmetro que indica as vazões e temperaturas que permitem a troca térmica efetiva entre os fluidos quente e frio.

Pode-se observar que os erros relativos apresentados na TABELA 3 variam de 14% a 49%. Segundo a Equação (3), o coeficiente global de transferência de calor é influenciado pela diferença de temperatura média logarítmica, pela área da superfície de troca térmica e pela taxa de transferência de calor. Deste modo, qualquer

mudança no rearranjo no trocador de calor montado experimentalmente pode mudar o coeficiente, sendo assim, os valores do coeficiente de transferência de calor experimental (U_{exp}) não foram tão próximos dos coeficientes globais de transferência de calor teórico ($U_{teór}$), pois como o trocador de calor é construído com materiais com flexibilidade (cobre e silicone), ao mudar o arranjo de forma involuntária durante os experimentos pode ter interferido no coeficiente global de transferência de calor experimental. Além disso, as correlações empíricas que são utilizadas para calcular $U_{teór}$ podem apresentar erros de até 25% (BERGMAN et al., 2019).

3.3 DETERMINAÇÃO DAS PERDAS TÉRMICAS E ERROS RELATIVOS DAS EFETIVIDADES DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As perdas térmicas e os erros relativos das efetividades teóricas e experimentais são apresentadas na TABELA 4.

As efetividades da troca térmica no trocador de calor tubos concêntricos foram altas e os resultados obtidos pelas simulações e os experimentos foram próximas na maioria dos casos. O erro relativo variou de 0,0% a 7,7%, ou seja, erros relativos baixos.

A perda de calor variou de 0,4% a 14,6%, considera baixa evidenciando uma troca térmica entre os fluidos efetiva. Em escoamentos turbulentos como resultados das altas flutuações aumenta a transferência de calor e a quantidade de movimento entre as partículas do fluido, o que aumenta a taxa de transferência de calor por convecção (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Neste trabalho o escoamento foi turbulento na maioria das simulações, sendo assim, evidencia-se que a perda térmica do fluido foi por meio de convecção. A perda de calor se dá por meio da convecção para o ar (BERGMAN et. al., 2019).

TABELA 4 - ERROS RELATIVOS ENTRE AS EFETIVIDADES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS E PERDAS TÉRMICAS NO TROCADOR DE CALOR DE DIÂMETROS MAIORES.

Testes	ε_{exp} (%)	ε_{teor} (%)	$Erro_{relativo}$ (%)	P(%)
1	94,8	95,9	1,2	6,3
2	78,5	83,3	6,1	3,6
3	80,3	80,3	0,0	14,5
4	83,0	84,3	1,6	7,5
5	89,4	89,1	0,3	18,2
6	90,4	92,3	2,1	8,1
7	90,7	94,5	4,2	5,1
8	86,3	88,0	2,0	2,8
9	83,1	84,4	1,6	13,0
10	74,4	79,5	6,9	4,0
11	80,5	85,3	6,0	0,4
12	82,2	88,5	7,7	4,3
13	84,3	90,6	7,5	4,0
14	97,8	97,8	0,0	5,5
15	96,9	97,0	0,1	6,4
16	88,3	86,9	1,6	14,6
17	80,1	84,2	5,1	4,9
18	74,6	80,2	7,5	10,4
19	80,9	85,7	5,9	8,2
20	85,6	89,6	4,7	8,1
21	89,5	92,3	3,1	2,0
22	81,5	83,5	2,5	5,5
23	75,6	79,1	4,6	2,6
24	81,7	84,1	2,9	1,5
25	83,4	88,9	6,6	5,0
26	89,9	91,5	1,8	2,0
27	90,7	93,1	2,6	1,1
28	97,9	98,5	0,6	2,9

FONTE: A autora (2023).

Houve dificuldade em encontrar na literatura trabalhos de trocador de calor tubos concêntricos para comparação dos resultados de efetividade, coeficiente global de transferência de calor e perda térmica. Com isso, as discussões apresentadas neste trabalho foram baseadas principalmente nos próprios resultados obtidos.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foi possível modelar a transferência de calor em trocador de calor tubos concêntricos, bem como simular condições operacionais e validá-las experimentalmente. O trocador de calor apresentou altos valores de efetividade (maiores que 70%) para a troca térmica entre os fluidos (água quente e fria), sendo que os resultados teóricos e experimental foram próximos na maioria dos casos. O coeficiente global de transferência de calor apresentou valores satisfatórios com relação a transferência de calor, porém os valores dos erros relativos foram altos, os resultados experimentais não foram próximos do teórico, evidenciando que qualquer mudança no rearranjo helicoidal do trocador de calor pode interferir na área e conseqüentemente no coeficiente global de transferência de calor experimental. Os erros relativos das efetividades teóricas e experimentais e as perdas térmicas, em sua maioria, foram baixos demonstrando que as simulações prediziam resultados coesos em relação aos dados obtidos experimentalmente. Portanto, os experimentos validaram as condições simuladas para a transferência de calor no trocador de calor tubos concêntricos montado em escala laboratorial.

4.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base na experiência deste trabalho de conclusão de curso sobre trocadores de calor de tubos concêntricos, são elencadas as recomendações a seguir:

- Aperfeiçoar a operação do trocador de calor fazendo uso de recirculação de água quente, para que seja possível utilizá-lo com alimentos fluidos, para comprovar a alta efetividade do trocador de calor em alimentos.
- Utilizar aquecimento alternativo (como resistências elétricas) para baixas vazões de fluido quente, quando for realizar experimentos em tubos com diâmetros pequenos, isto porque, o trocador de calor de diâmetros menores deste trabalho apresenta um tubo de cobre de diâmetro interno de 4,77 mm e diâmetro externo de 6,35 mm, sendo um diâmetro pequeno. Como o diâmetro do tubo de cobre do trocador de calor é muito pequeno, as vazões do trocador de calor de diâmetros menores ficaram limitado em vazão de

até 1,5 L/min. No escoamento contracorrente, a região interna escoava o fluido quente, que é aquecido por meio de um aquecedor a gás, a água quente é controlada por meio de um rotâmetro (válvula globo), que possui limitações. O rotâmetro promove o ligamento do aquecedor a gás em vazões acima de 2,7 L/min e desliga o aquecedor a gás acima 4,0 L/min. Então na vazão limite do tubo de cobre de 1,5 L/min não ocorre o ligamento do aquecedor a gás e conseqüentemente não promove o aquecimento da água. Com isso, não foi possível fazer simulações no trocador de calor de diâmetros menores deste trabalho, considerando a bancada experimental montada.

REFERÊNCIAS

BENZE, R. V. **Modelagem matemática do processo térmico contínuo de alimentos líquidos em trocadores de calor a placas**. 2013. 77f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 8 ed. LTC, 2019.

BIRCK, G.; PAULETTO, R.; PESSINI, R. **Construção de um trocador de calor para resfriamento de mosto de cerveja**. 2011. 24f. Trabalho final da Disciplina (Medições térmicas) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

BORTOLO, O. P.; RIBEIRO, M. **Estudo e desenvolvimento de um trocador de calor para fins didáticos**. Revista Científica Multidisciplinar Núcleo do Conhecimento. Ano 04, Ed. 08, Vol. 02, pp. 149-180. Agosto de 2019. ISSN: 2448-0959.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**. 4ª ed. McGraw Hill, 2012.

CIMBALA, J. M.; ÇENGEL, Y. A. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3ª ed. Amgh, 2015.

GADENAL, A. L.; SGUARIO, M. K. **Avaliação do desempenho de trocadores de calor**. 2016. 60f. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Química, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2016.

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7ª ed., LTC, 2014.

JUNIOR, L. S. ; SILVA, R. A. **Automação e Instrumentação Industrial com Arduino - Teoria e Projetos**. 1ª ed. Editora Saraiva, 2015.

LIVI, C.P. **Fundamentos de fenômenos de transporte**. 2 Ed. LTC, 2012.

LOUSADA, R. Guia prático do sensor de fluxo de água. **Blog Eletrogate**. Rio de Janeiro, 23 de abril de 2021. Disponível: < <https://blog.eletrogate.com/sensor-de-fluxo-de-agua/>>. Acesso: 07/12/2022.

MOKHTAR, W. M. F. W.; TAIP, F. S.; AZIZ, N. A.; NOOR, S. B. M. Process Control of Pink Guava Puree Pasteurization Process: Simulation and Validation by Experiment. **Interna. J. on Advanced Sci. Eng. Information Technology**, vol 2, 2012.

MOREIRA, J. R. S.; AGUILAR, E. W. Z. **Fundamentos de Transferência de Calor para Engenharia**. Rio de Janeiro: Grupo GEN, 2022. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521638520/>. Acesso em: 30 nov. 2022.

SAKAUE, G. T.; JARDIM, R. T.; ALVARES, M. E. T. **Estudo do processo de pasteurização do leite através de trocador de calor casco e tubos e placas**. 2018. 17f. Trabalho de Graduação, Engenharia Química, Universidade São Francisco, São Francisco, 2018.

SANTOS, R. M. et al. **Modelagem e Simulação de Processos**. Porto Alegre: Grupo A, 2022. E-book. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786556903422/>>. Acesso em: 30 nov. 2022.

SOUZA, A. R. et al. **A placa Arduino: uma opção de baixo custo para experiências de física assistidas pelo PC**. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 33, n. 1, p. 1702, 2011.

STENSTRASSER, A. M. **Projeto de trocador de calor por meio de simulação computacional**. 2018. 64f. Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Química – Universidade Federal de Santa Catarina Centro Tecnológico Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos, 2018.

TADINI, C. C.; NICOLETTI, V. R.; MEIRELLES, A. J. A.; PESSOA FILHO, P. A. **Operações Unitárias na Indústria de Alimentos** - Vol. 1. 1. Ed. LTC. 2016.

TAIRA, D. P.; SIQUEIRA, F. M. F. **Prototipagem utilizando plataforma Arduino para sistema de controle de nível**. 2018. 44f. Projeto final (Bacharelado em Engenharia Química) – Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2018.

APÊNDICE 1 – VALIDAÇÃO DOS MEDIDORES DE VAZÃO

Os sensores utilizados foram validados nas faixas de vazão experimentais deste trabalho de conclusão de curso. Para isso, foram utilizados uma proveta volumétrica graduada calibrada, de 2000 mL, e um cronômetro. A vazão volumétrica \dot{V} (em L/min) foi medida pela relação entre as variações de volume quantificadas na proveta (ΔV , em mL) e do tempo (Δt , em s) quantificado no cronômetro. O tempo foi cronometrado durante o enchimento da proveta, a cada 400 mL, até que se atingisse o volume da graduação final da proveta (2000 mL). A vazão volumétrica pode ser calculada pela seguinte EQUAÇÃO A.1.

$$\dot{V} = \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) \left(\frac{60}{1.000} \right) \quad (\text{A.1})$$

Este método tem como vantagem a simplicidade e praticidade. Como desvantagem, pode haver incertezas de medição atribuídas ao fato do número de casas decimais do cronômetro fornecido e ao atrasado no reflexo do operador do cronômetro. Com relação a essas desvantagens, para minimizar os erros, foram tomadas cinco medidas, sendo que a vazão foi expressa como a média dos resultados obtidos.

Os medidores de vazão com conexão para Arduino (modelo YF-B7) funcionam por meio de um sensor de movimento. Ao passar a água pelo dispositivo, sua turbina gera um pulso teoricamente equivalente a 2,25 mL, sendo que este giro é convertido em sinal elétrico e enviado para a leitura no Arduino (Uno). Portanto, este pulso gera uma imprecisão nas medidas de vazão. Segundo as especificações do fabricante, este medidor de vazão pode suportar temperaturas de até 120 °C. Leituras de vazão foram realizadas com os sensores para a calibração, que se encontravam em mesma condição de escoamento e temperatura visto na FIGURA A.1.

FIGURA A.1 - SENSORES DE VAZÃO NA MESMA CORRENTE DE ÁGUA PARA VALIDAÇÃO.



FONTE: A autora (2023).

As medidas de vazão dos dois sensores em série em uma mesma corrente de água foram correlacionadas com a vazão medida de forma mecânica para calibrar os sensores com uma equação de correção inserida no algoritmo do Arduino. Posteriormente, a correlação foi validada com novos dados experimentais de vazão.

Na TABELA A.1 são apresentados os valores das vazões obtidas de forma mecânica e pelos medidores de vazão dos fluidos quente e frio.

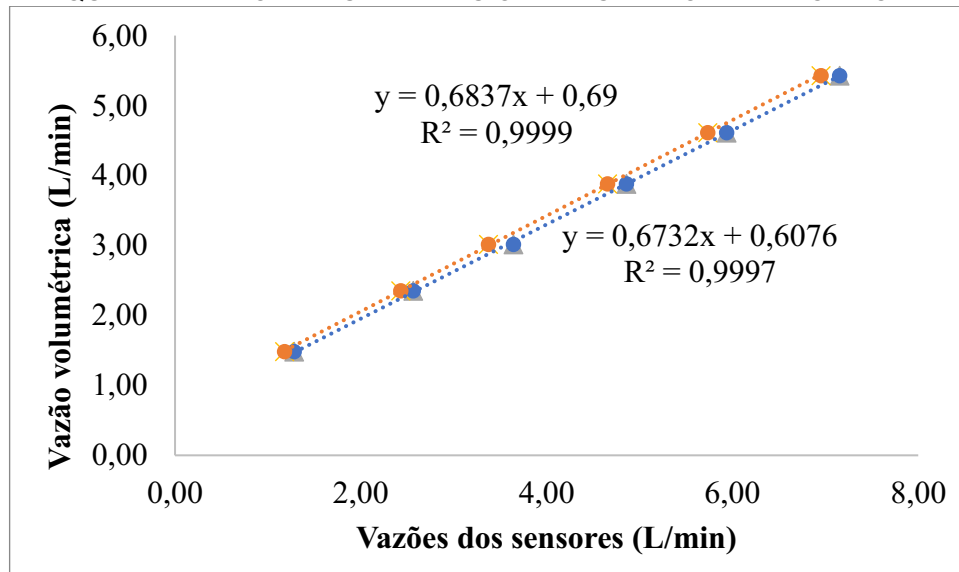
TABELA A.1 – MEDIDAS DE VAZÕES DOS MEDIDORES DE VAZÃO E MEDIDA VOLUMÉTRICA.

Sensor de vazão do fluido quente (L/min)	Sensor de vazão do fluido frio (L/min)	Medida de forma mecânica (L/min)
2,57	2,43	2,35
4,86	4,66	3,88
7,16	6,95	5,43
1,28	1,18	1,48
3,65	3,38	3,02
5,94	5,74	4,61

FONTE: A autora (2023).

Estes valores de vazões foram correlacionados para que ambas as formas de medida de vazão estejam resultando no mesmo valor, quando submetida às mesmas condições. As equações de correlação foram aplicadas para a faixa de vazão de 1,18 L/min a 7,16 L/min, pois este domínio engloba todas as condições de escoamento realizadas experimentalmente no trocador de calor, como demonstrado FIGURA A.2.

FIGURA A.2 - CORRELAÇÕES DAS MEDIDAS DE VAZÕES DOS SENSORES PARA OS FLUIDOS QUENTE E FRIO E DAS MEDIDAS OBTIDAS DE FORMA MECÂNICA.



FONTE: A autora (2023).

As medidas de vazão volumétrica obtidas no trocador de calor foram verificadas porque na região interna, onde escoava o fluido quente no trocador de calor, há estrangulamento de vazão, diferentemente da primeira validação feita com uma mangueira acoplada a uma torneira, que não apresentava. Posteriormente, a correlação foi corrigida e validada novamente no trocador de calor, como demonstrado na FIGURA A.2. Na TABELA A.2 são apresentados os valores das vazões obtidas de forma volumétrica e pelo sensor de vazão do fluido quente.

FIGURA A.2 – MEDIDORES DE VAZÃO ACOPLADOS NO TROCADOR DE CALOR.



FONTE: A autora (2023).

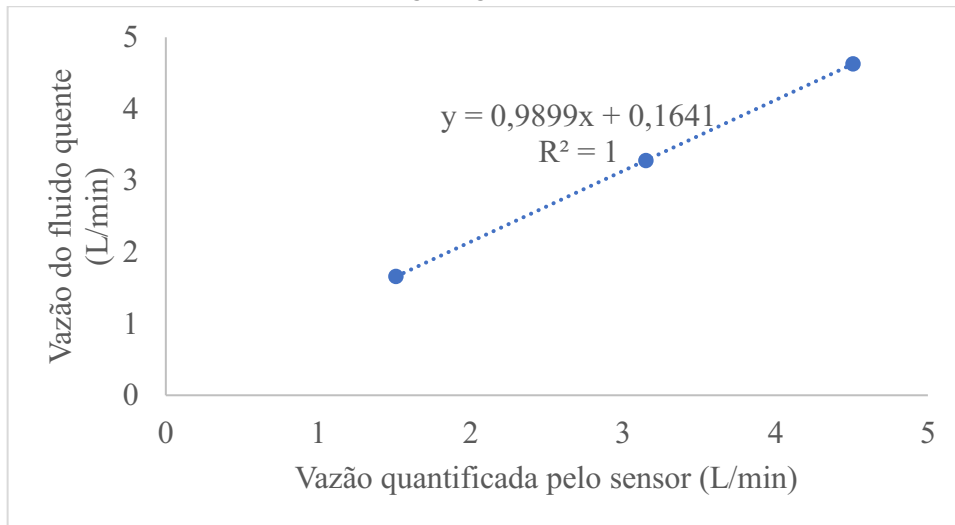
TABELA A.2- MEDIDA VOLUMÉTRICA E DO MEDIDOR DE VAZÃO DO FLUIDO QUENTE.

Medidor de vazão do fluido quente (L/min)	Medidor de forma mecânica (L/min)
1,51	1,66
3,15	3,28
4,51	4,63

FONTE: A autora (2023).

Novamente as vazões foram correlacionadas para permitirem que ambas as formas de medida de vazão estejam resultando no mesmo valor, quando submetida a mesmas condições de vazão no trocador de calor. As equações foram aplicadas para a faixa de vazão de 1,51 L/min a 4,51 L/min, pois este domínio engloba todas as condições de escoamento realizadas experimentalmente no trocador de calor, como demonstrado na FIGURA A.3

FIGURA A.3 - MEDIDAS DE VAZÃO DO FLUIDO QUENTE QUANTIFICADAS PELO SENSOR E MECANICAMENTE.



FONTE: A autora (2023).

APÊNDICE 2 – ALGORITMO DA VAZÃO DA ÁGUA FRIA

Algoritmo adaptado de LOUSADA (2021).

```

int flowPin = 2; // Pino de entrada no Arduino
double flowRate; // Valor que se pretende calcular
volatile int count; // Número volátil para ser atualizado durante o processo
void setup() {
    pinMode(flowPin, INPUT); // Pino de entrada
    attachInterrupt (0, Flow, RISING); // Configura o interruptor 0 (pino 2 no Arduino
Uno) para rodar a função "Flow"
    Serial.begin(9600); // Inicia o Serial
}
void loop() {
    count = 0; // Reinicia o contador para iniciar a contagem em 0
    interrupts(); // Habilita a interrupção no Arduino
    delay (1000); // Atraso de 1 segundo
    noInterrupts(); // Desabilita o interrupção no Arduino

    //Cálculos matemáticos
    flowRate = (count*0.684*2.25+11.5); // Conta os pulsos no último segundo e
aplica a curva padrão para quantificar a vazão
    flowRate = flowRate * 60; // Converte segundos em minutos, tornando a unidade
de medida mL/min
    flowRate = flowRate / 1000; // Converte mL em litros, tornando a unidade de
medida L/min

    Serial.print("Vazao fria: "); // Indica a grandeza monitorada
    Serial.println(flowRate); // Imprime a variável flowRate no Serial
}
void Flow()
{
    count++; // Quando essa função é chamada, soma-se 1 a variável "count"
}

```

APÊNDICE 3 – ALGORITMO DA VAZÃO DA ÁGUA QUENTE

Algoritmo adaptado de LOUSADA (2021).

```

int flowPin = 2; // Pino de entrada no Arduino
double flowRate; // Valor que se pretende calcular
volatile int count; // Número volátil para ser atualizado durante o processo
void setup() {
    pinMode(flowPin, INPUT); // Pino de entrada
    attachInterrupt (0, Flow, RISING); // Configura o interruptor 0 (pino 2 no Arduino
Uno) para rodar a função "Flow"
    Serial.begin(9600); // Inicia o Serial
}
void loop() {
    count = 0; // Reinicia o contador para iniciar a contagem em 0
    interrupts(); // Habilita a interrupção no Arduino
    delay (1000); // Atraso de 1 segundo
    noInterrupts(); // Desabilita o interrupção no Arduino

    //Cálculos matemáticos
    flowRate = (0.9899 (count*0.673*2.25+10.1) + 0,1641); // Conta os pulsos no
último segundo e aplica a curva padrão para quantificar a vazão
    flowRate = flowRate * 60; // Converte segundos em minutos, tornando a unidade
de medida mL/min
    flowRate = flowRate / 1000; // Converte mL em litros, tornando a unidade de
medida L/min

    Serial.print("Vazao quente: "); // Indica a grandeza monitorada
    Serial.println(flowRate); // Imprime a variável flowRate no Serial
}
void Flow()
{
    count++; // Quando essa função é chamada, soma-se 1 a variável "count"
}

```