UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL MATTEDI CECCO

AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO COEFICIENTE GLOBAL DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA EM FUNÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS

VITÓRIA

2017

GABRIEL MATTEDI CECCO

AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO COEFICIENTE GLOBAL DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA EM FUNÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS

Projeto de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Ramos.

VITÓRIA

2017

GABRIEL MATTEDI CECCO

AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DO COEFICIENTE GLOBAL DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA EM FUNÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS

Projeto de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 26 de julho de 2017.

COMISSÃO EXAMINADORA

_____

Prof. Dr. Rogério Ramos
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

_____

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo

_____

Prof. Dr. Rogério Lima M. de Oliveira
Universidade Federal do Espírito Santo

DEDICATÓRIA

Em primeiro lugar gostaria de expressar toda gratidão aos meus pais, que fizeram sempre o possível, e muitas vezes até o impossível, para que esse dia se tornasse real, seja com conselhos ou exemplos, sempre me mostrando o caminho correto a seguir.

Agradeço a minha irmã Lara, que me impulsionou para ser exemplo de dedicação e determinação e a toda família pelo carinho e apoio incondicional em todos os momentos.

Ao meu amor Laís e sua família, presente que recebi no meio dessa caminhada e me fez muito mais forte, feliz e completo.

Aos meus amigos, agradeço pela companhia e por tornarem a dura caminhada destes anos em um caminho mais fácil de percorrer. Juntos, fomos mais fortes, e a fé uniu as montanhas.

Ao professor orientador Dr. Rogério Ramos, muito obrigado pelos direcionamentos, esclarecimentos, compreensão e por me fornecer toda estrutura necessária para a execução deste trabalho.

Aos membros da banca, por aceitarem o convite para participar deste momento ímpar de minha formação, e a todo corpo docente e de apoio do DEM-UFES que lutam contra todos os empecilhos para nos dar uma educação digna e de excelência.

RESUMO

Propôs-se neste trabalho, compilar dados de ensaios de um trocador de calor do tipo casco-serpentina, bem como analisar o comportamento do coeficiente global de transferência de calor do equipamento através dos métodos da diferença da média logarítmica de temperaturas (MLDT), da Efetividade-NUT (e-NUT) e da soma das resistências térmicas. Para tanto, variou-se a configuração da operação (através de manobras de válvulas) do trocador de calor em quatro diferentes cenários, alternando o arranjo entre correntes paralelas e contracorrente, e com o fluido frio passando pelo interior da serpentina e pelo casco. Foi observado ainda o coeficiente global de transferência de calor em função das vazões do fluido frio, do fluido quente, de suas razões, assim como a diferença entre valores obtidos por cada método, em função destes mesmos parâmetros operacionais. Após tratamentos estatísticos, os dados foram estudados, filtrados e expurgados obedecendo aos critérios estipulados. Os resultados, suas incertezas e a metodologia dos testes foram calculados e criticados. Todos os resultados obtidos apresentaram diferença de máxima de 50% entre os métodos, dependendo da configuração operacional (manobra), e as lacunas encontradas para análises mais complexas deixadas como sugestão para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Trocador de calor, MLDT, e-NUT, resistências térmicas, casco-serpentina, coeficiente global de transferência de calor.

ABSTRACT

In this work, was compiled data from tests on a helical coil type heat exchanger, as well as analyzing the behavior of the overall heat transfer coefficient of the equipment using the logarithmic mean temperature difference (LMTD), Effectiveness-NTU (NTU) and the sum of the thermal resistances. For this, the configuration of the heat exchanger was varied in four different types, alternating the arrangement between parallel currents and countercurrent, and with the cold fluid passing through the interior of the serpentine and in the shell. It was also observed the global coefficient of heat transfer as a function of the cold fluid and hot fluid flow rates, as well as the difference between the values obtained by each method, as a function of these same operating parameters. After statistical treatments, the data were studied, filtered and expurgated obeying stipulated criteria. The results, their uncertainties and the methodology of the tests were calculated and criticized. All the results obtained were consistent, and the gaps found for more complex analyzes left as a suggestion for future work.

Keywords: Heat exchanger, LMTD, NTU, thermal resistances, helical coil, overall heat transfer coefficient.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação de um trocador de calor de contato indireto tipo torre de resfriamento. 18

Figura 2 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento Paralelo. (b) escoamento contracorrente. 19

Figura 3 – Trocadores de calor com escoamentos cruzados. (a) Aletado com ambos os fluidos não misturados. (b) Não-aletado com um fluido misturado e o outro não misturado.....19

Figura 4 – Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de. (a) Escoamento paralelo. (b) Escoamento contracorrente.....20

Figura 5 – Transferência de calor através de uma parede plana. (a) Distribuição de temperaturas. (b) Circuito térmico equivalente. 22

Figura 6 – Fator de correção para MLDT. (a) Um passe no casco e dois ou mais passes nos tubos, (b) dois passes no casco e quatro ou mais passes nos tubos. 26

Figura 7 – Bancada de ensaio para trocador de calor.....30

Figura 8 – Esquema da bancada de ensaio para trocador de calor. 29

Figura 9 – Representação do trocador de calor operando na configuração 1 (Água fria no casco, água quente na serpentina em correntes paralelas) 31

Figura 10 – Rotâmetros instalados na bancada 32

Figura 11 – Aquecedor instalado na bancada.....32

Figura 12 – Termopares Tipo K MTK-13B.....33

Figura 13 – Termômetro Higrômetro Minipa MTH 13-61.....33

Figura 14 – Esquema da manobra 1 35

Figura 15 – Esquema da manobra 2 35

Figura 16 – Esquema da manobra 3 36

Figura 17 – Esquema da manobra 4 37

Figura 18 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 1 46

Figura 19 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 1 47

Figura 20 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 1 47

Figura 21 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 2 48

Figura 22 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 2 48

Figura 23 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 2 49

Figura 24 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 3 49

Figura 25 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 3 50

Figura 26 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 3 50

Figura 27 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 4 51

Figura 28 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 4 51

Figura 29 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 4 52

Figura 30 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 1 53

Figura 31 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 1 53

Figura 32 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente - Manobra 2 54

Figura 33 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 2 54

Figura 34 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 3 55

Figura 35 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 3.....55

Figura 36 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 4 56

Figura 37 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 4.....56

Figura 38 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T máx$) nos rótulos – Manobra 1.....57

Figura 39 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T máx$) nos rótulos – Manobra 2.....58

Figura 40 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T máx$) nos rótulos – Manobra 3.....58

Figura 41 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T máx$) nos rótulos – Manobra 4.....59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Expressões do ε-NUT.....28
Tabela 2 - Configuração do escoamento do T.C.....29
Tabela 3 - Características dimensionais do trocador de calor.....30
Tabela 4 – Propriedades dos fluidos.....38
Tabela 5 – Fatores de deposição representativos.....41
Tabela 6 – Propriedades de sólidos e líquidos selecionados.....42
Tabela 7 – Critério de rejeição de Chauvenet.....45
Tabela 8 – VTVA média para a manobra 1.....48
Tabela 9 – VTVA média para a manobra 2.....49
Tabela 10 – VTVA média para a manobra 3.....50
Tabela 11 – VTVA média para a manobra 3.....52
Tabela 12 – Faixas de U por configuração por método.....59
Tabela A1 – Principais dados do ensaio 2014.2.....67
Tabela A2 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 3.....67
Tabela A3 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 1.....67
Tabela A4 – Principais dados do ensaio 2016.1.....68
Tabela A5 – Principais dados do ensaio 2015.1.....68
Tabela A6 – Principais dados do ensaio 2013.2.....68
Tabela A7 – Principais dados do ensaio 2011.2.....68
Tabela A8 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 4.....69
Tabela A9 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 1.....69
Tabela A10 – Principais dados do ensaio 2013.2.....69
Tabela A11 – Principais dados do ensaio 2011.2 turma 3.....69
Tabela A12 – Principais dados do ensaio 2011.2 turma 1.....70
Tabela A13 – Principais dados do ensaio 2016.2.....70

Tabela A14 – Principais dados do ensaio 2016.1 70
Tabela A15 – Principais dados do ensaio 2015.2 70
Tabela A16 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 3 71
Tabela A17 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 2 71
Tabela A18 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 1 71
Tabela A19 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 2 71
Tabela A20 – Principais dados do ensaio 2011.2 72
Tabela A21 – Principais dados do ensaio 2015.2 72
Tabela A22 – Principais dados do ensaio 2016.1 72
Tabela A23 – Principais dados do ensaio 2015.1 72
Tabela A25 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 3 73
Tabela A26 – Principais dados do ensaio 2013.2 73
Tabela A27 – Principais dados do ensaio 2012.1 73
Tabela A28 – Principais dados do ensaio 2015.2 74
Tabela A29 – Principais dados do ensaio 2011.2 74

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
C	Capacidade calorífica
c_p	Calor específico
h	Coeficiente de transferência térmica
K	Condutividade térmica
L	Comprimento
$\dot{m}$	Vazão mássica
N_u	Número de Nusselt
NUT	Número de unidades térmicas
P_{el}	Potência elétrica
Pr	Número de Prandtl
q_x	Fluxo de calor na direção x
R	Raio
R_d	Resistencia de deposição
R_t	Resistencia térmica total
R_d	Resistencia de deposição
$R_{t,cond}$	Resistência térmica de condução
$R_{t,conv}$	Resistencia térmica de convecção
T_{qe}	Temperatura de entrada do fluido quente
T_{fe}	Temperatura de entrada do fluido frio
T_S	Temperatura da superfície
$T_{\infty,1}$	Temperatura ambiente
U	Coeficiente global de transferência de calor
ΔT_{max}	Diferença máxima de temperaturas
ε	Efetividade
η_0	Eficiência global da superfície
Ø	Diâmetro

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 16

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 18

2.1. TROCADORES DE CALOR 18

2.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 21

2.3. MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURAS – MLDT 24

2.4. ε-NUT 27

3. DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL 29

3.1. TROCADOR DE CALOR 30

3.2. MEDIDORES DE VAZÃO 31

3.3. AQUECEDOR 32

3.4. MEDIDORES DE TEMPERATURAS 33

4. DESENVOLVIMENTO E METODOLOGIA DOS ENSAIOS 34

4.1. PROPOSTAS INICIAIS DO EXPERIMENTO 34

4.1.1. Configuração/Manobra 1 34

4.1.2. Configuração/Manobra 2 35

4.1.3. Configuração/Manobra 3 36

4.1.4. Configuração/Manobra 4 36

4.2. METODOLOGIA DOS TESTES REALIZADOS 37

4.2.1. Cálculo da vazão mássica 38

4.2.2. Balanço de energia no aquecedor 38

4.2.2.1. Potência dissipada pela resistência elétrica 38

4.2.2.2. Calor recebido pela água ao passar pelo aquecedor 39

4.3. CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 39

4.3.1. Método das médias logarítmicas das diferenças de temperaturas 39

4.3.2. Método 39
4.3.3. Método da soma das resistências térmicas.....40
4.3.3.1. Resistência de deposição 41
4.3.3.2. Resistência de condução 41
4.3.3.3. Resistência de convecção 42
4.3.3.4. Resistência térmica total 43
5. ANÁLISE DOS DADOS 44
5.1. REGIME PERMANENTE.....44
5.1.1. Critério de Chauvenet 44
6. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS 46
6.1. ESCOLHA DA VAZÃO UTILIZADA COMO VARIÁVEL INDEPENDENTE 46
6.1.1. Manobra 1 46
6.1.2. Manobra 2 48
6.1.3. Manobra 3 49
6.1.4. Manobra 4 51
6.1.5. Vazão escolhida 52
6.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR X QQ 52
6.2.1. Manobra 1 52
6.2.2. Manobra 2 54
6.2.3. Manobra 3 55
6.2.4. Manobra 4 56
6.3. RELAÇÃO U x Q x ΔT 57
6.3.1. Manobra 1 57
6.3.2. Manobra 2 57
6.3.3. Manobra 3 58
6.3.4. Manobra 4 58
6.4. FAIXAS DE U OBTIDAS.....59

7. CONCLUSÕES E CRÍTICAS AOS ENSAIOS 60
7.1. LIMITAÇÕES ENCONTRADAS 60
7.2. SUPERVISÃO 60
7.3. COEFICIENTE GLOBAL DE CALOR 60
7.3.1. MLDT x ε-NUT.....61
7.3.2. MLDT X Resistências térmicas 61
7.4. CORRELAÇÃO PARA COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM SERPENTINAS.....61
7.5. MAPA U x Q x ΔT 62
7.6. RECOMENDAÇÕES DE MELHORIAS PARA TRABALHOS FUTUROS.....62
8. CONSIDERAÇÕES FINAIS 64
9. REFERÊNCIAS 65
APÊNDICE A – DADOS DOS TESTES UTILIZADOS 67

1. INTRODUÇÃO

A incessante procura pela otimização de processos industriais vem aumentando, e assim, impulsiona o aprimoramento de técnicas existentes, bem como o desenvolvimento de novas, que culminem em produtos e processos cada vez mais eficientes. Dentro da área da engenharia térmica, os trocadores de calor são imprescindíveis, focos de estudos, inúmeras pesquisas e desenvolvimento constante.

O campo de aplicação dos trocadores de calor é extremamente vasto, e podem ser encontrados tanto em usos domésticos e cotidianos, quanto em complexos ambientes industriais. No segmento industrial, são utilizados em processos de aquecimento, resfriamento e condicionamento, ou seja, de forma direta, ou mesmo de maneira indireta, como condensadores e evaporadores, nas chamadas utilidades. Outro papel importante desempenhado pelos trocadores de calor está voltado ao conforto térmico de ambientes, onde se caminha progressivamente sentido a uma maior eficiência, redução de dimensões, simplificação de custos operacionais e de manutenção e melhores custo benefício.

Diversos métodos vêm sendo ao longo dos anos utilizados, desenvolvidos e publicados para a análise do desempenho e projeto dos trocadores de calor. Dentre os mais amplamente utilizados citam-se os da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) e Efetividade – NUT (ε-NUT). Simplificadamente, estes dois métodos exploram, cada um de sua forma, a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível. Fakheri (2007), propôs o conceito da eficiência de trocadores de calor, definida pela razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa ótima de transferência de calor. A partir de outra linha de pesquisa, GUO et al. (2002) propôs o conceito TDF (Temperature difference Field), que se baseia na hipótese de que a efetividade por ser melhorada com o aumento na qualidade de TDF. Isto pode ser obtido com uma redistribuição da área de transferência de calor ou com rearranjo entre os tubos, visando uma maior uniformidade de temperatura ao longo dos tubos. Bejan (1977 e 1982) propôs outro método importante que necessita ser considerado. Baseado na Segunda Lei da Termodinâmica, onde o conceito de irreversibilidade de um trocador de calor foi introduzido, o autor propôs duas correlações relacionadas à geração de entropia.

O objeto de pesquisa deste trabalho trata-se da análise de um trocador do tipo serpentina, onde será apresentada comparação entre o modelo obtido experimentalmente de obtenção coeficiente de transferência de calor por convecção em serpentinas proposto por Janssen (1977), associado ao cálculo das resistências térmicas de condução e deposição, e comparados aos valores do coeficiente global de transferência de calor U, obtidos a partir do método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) e Efetividade-NUT (ε-NUT). Já como parte dos resultados, a análise indicada acima será apresentada para quatro diferentes manobras de válvulas, variando entre corrente paralela ou contracorrente, e água fria na serpentina ou no casco. O comportamento do coeficiente global de transferência de calor em função das vazões de água quente e fria serão relacionados bem como a sua relação com as variações máximas de temperatura (ΔT_{max}).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

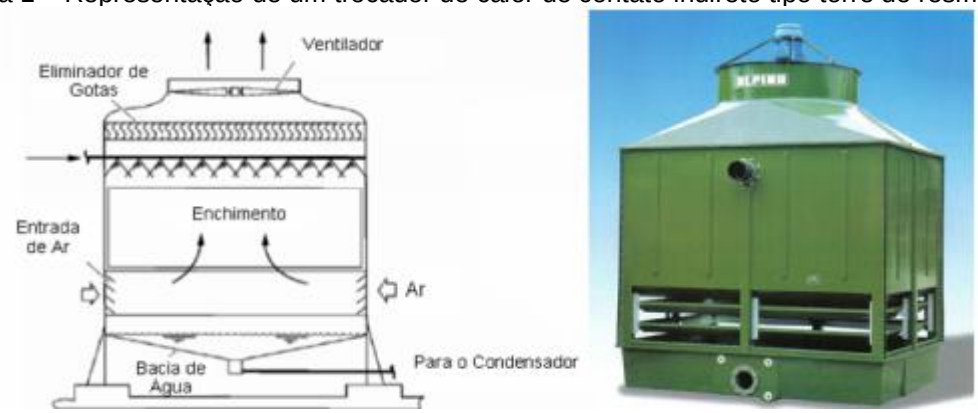
2.1. TROCADORES DE CALOR

Os equipamentos designados trocadores de calor são responsáveis por promover a transferência de calor entre duas ou mais substâncias. Em sua maioria, suas aplicações se destinam para a troca de calor entre dois fluidos, ou entre sólidos e fluidos como em aletas. Seu campo de emprego é bastante abrangente indo de aplicações cotidianas, como condicionamento de ar, até aplicações industriais, como em usinas de geração de energia e grandes plantas químicas, petroquímicas, refinarias, etc.

A grande variedade de modelos, particularidades e empregos dos trocadores de calor impulsionam o aumento constante das pesquisas relacionadas ao assunto. Dentre toda a gama destes aparelhos, suas classificações podem ser feitas a partir do arranjo de escoamentos, de acordo com a forma construtiva ou quanto ao grau de compacidade (Bejan 1996), além do processo de transferência.

Referente ao processo de transferência, identifica-se os trocadores de calor como de contato direto ou de contato indireto. Nos trocadores de calor de contato direto os dois fluidos utilizados se misturam, proporcionando além da transferência de calor, transferência de massa. Se comparados a recuperadores de contato indireto e regeneradores, são alcançadas taxas de transferência de calor muito altas e sua construção é relativamente barata. Um dos exemplos mais comum deste tipo de trocador de calor são as torres de resfriamento, representadas na Figura 1.

Figura 1 – Representação de um trocador de calor de contato indireto tipo torre de resfriamento.

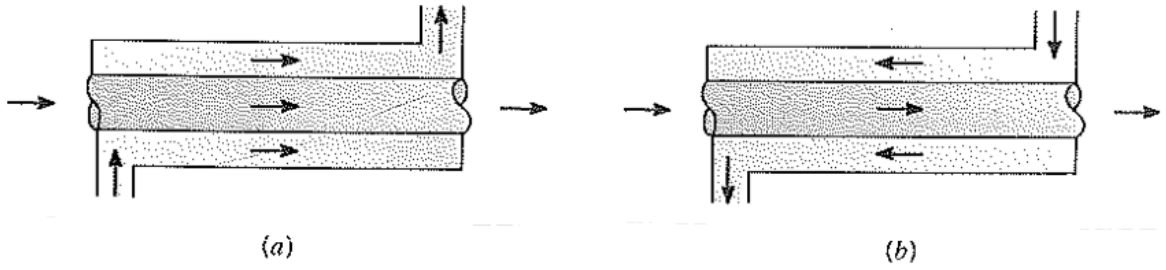


Fonte: Material de aula “Aula operação trocador de calor” (RAMOS, 2015)

Já nos trocadores de calor de contato indireto, como o avaliado neste estudo, existe um fluxo continuo de calor no sentido oposto ao gradiente de temperatura através de uma parede que os separa, assim, não havendo mistura entre os fluidos. Este trocador também é designado como trocador de calor de recuperação ou simplesmente recuperador. A classificação dos trocadores de calor de contato indireto será detalhada a seguir.

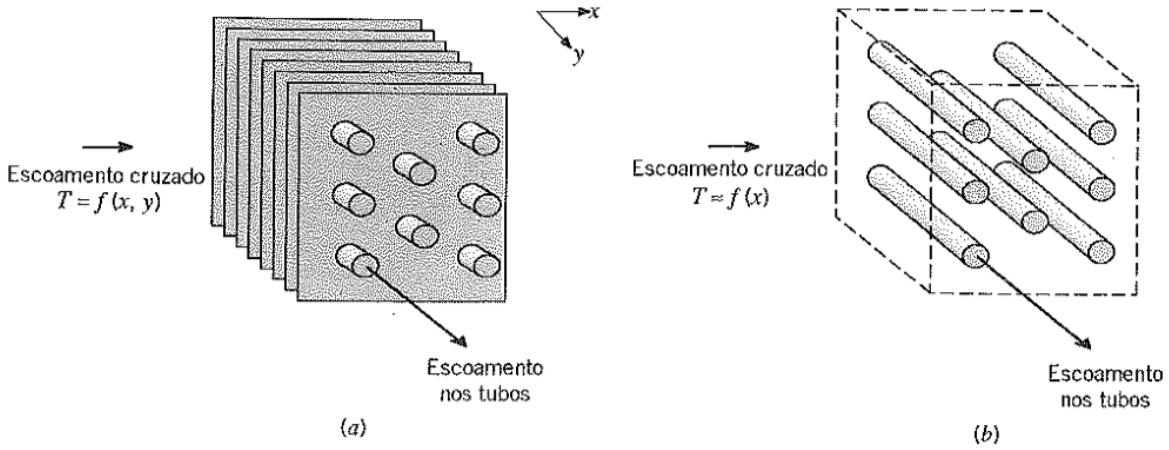
Usualmente, as formas de arranjo de escoamentos mais utilizadas são as de fluxo paralelo, contracorrente e de fluxo cruzado, como representados nas figuras (2 e 3). O arranjo de fluxo paralelo é caracterizado pelo escoamento de dois fluidos em mesma direção e sentido, enquanto que os escoamentos em contracorrente (também designado como fluxo contrário) estão na mesma direção, todavia em sentidos opostos. O arranjo de fluxo cruzado implica no cruzamento entre os escoamentos dos fluidos, ou seja, as direções dos fluxos não são pariformes.

Figura 2 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento Paralelo. (b) escoamento contracorrente.



Fonte: INCROPERA et al. (2008)

Figura 3 – Trocadores de calor com escoamentos cruzados. (a) Aletado com ambos os fluidos não misturados. (b) Não-aletado com um fluido misturado e o outro não misturado.

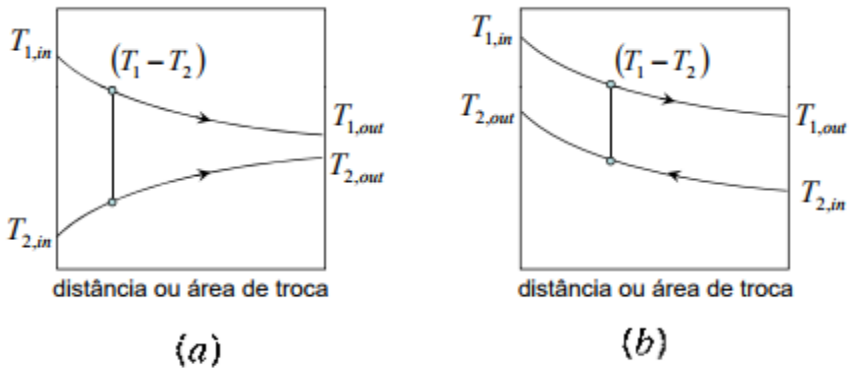


Fonte: INCROPERA et al. (2008)

Dentre os arranjos apresentados acima, o que em regra geral apresenta melhor desempenho é o trocador de calor em contracorrente, enquanto o trocador de calor de fluxo paralelo é o menos eficiente neste sentido. Dito isto, os trocadores de calor de fluxo cruzado estão alocados em uma posição intermediária na escala de desempenho, podendo flutuar entre as extremidades, de acordo com o posicionamento dos tubos, trajetória relativa entre os fluidos e outras variáveis construtivas como número de passes e fileiras, entre outros.

A diferença operacional, no que se refere a temperatura dos fluidos, entre escoamentos em paralelo e contracorrente pode ser observada na figura (4) por meio dos gráficos do comportamento das temperaturas ao longo da extensão dos trocadores de calor. Infere-se dos gráficos que na situação do escoamento em contracorrente a diferença máxima de temperaturas ($\Delta T_{max} = (T_{qe} - T_{fe})$ é superior ao escoamento em paralelo, logo, proporcionado para esse, uma maior taxa máxima de transferência de calor.

Figura 4 – Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de. (a) Escoamento paralelo. (b) Escoamento contracorrente.



Fonte: PEREIRA (2010)

No que se refere à transmissão de calor em tubos curvos, os trabalhos relativos ao assunto até meados da década de 60 eram todos experimentais, pois havia dificuldades inerentes para a solução numérica do campo de velocidades. Assim, as correlações visando quantificar o número de Nusselt com os demais parâmetros do problema, como a que será utilizada neste estudo, tiveram início no fim da década de 20. (Santana, 1997). Os estudos continuaram de forma teórico-experimentais em tubos toroidais, incluindo os conceitos de curvatura e escoamento secundário.

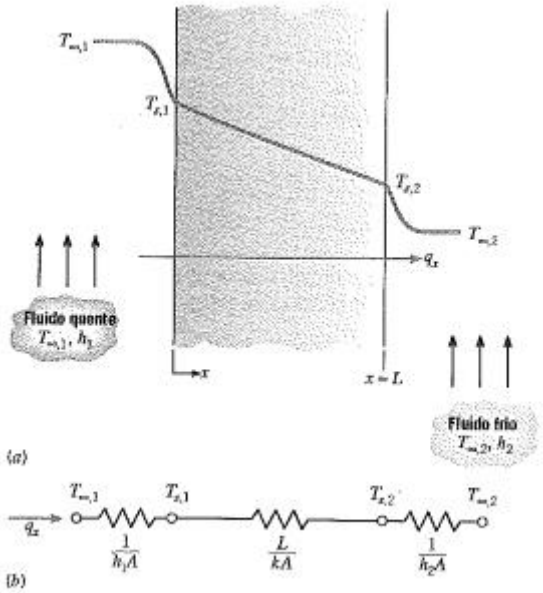
Para se descrever um fluido escoando em um tubo helicoidal, deve-se considerar, dentre outros, a influência do campo centrífugo e as equações de Navier-Stokes. A complexidade do escoamento em tubos helicoidais é grande, principalmente para elevados números de Reynolds, pelo surgimento de um escoamento secundário (Freitas, 2014). Dito isto, simulações utilizando fluidodinâmica computacional vem sendo amplamente utilizadas para resolver as equações de conservação visando melhor observar melhor o fenômeno, enquanto para análises menos profundas, implementa-se o uso das correlações existentes.

2.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor entre dois corpos é uma composição de três formas de troca térmica, por condução, convecção e radiação. Para cada um dos três modos de transferência de energia, existe um respectivo coeficiente, determinado de diferentes maneiras. Em função do material condutor na condução, da natureza do escoamento na convecção e das condições do ambiente e da superfície na radiação. O coeficiente global de transferência de calor é então, um parâmetro definido em função da resistência térmica total a transferência de calor, resultante da associação das três parcelas citadas. Dito isso, nota-se a importância do conceito da resistência térmica e sua compreensão para análise de qualquer procedimento de transferência de calor.

A resistência térmica pode ser definida resumidamente como a propriedade física do material que resiste à transferência de calor, de forma que esta obstrução possa ser representada através da razão entre um potencial motriz e sua correspondente taxa de transferência. A resistência térmica total de transferência de calor pode ser associada de forma análoga à determinada para um circuito elétrico, levando em conta separadamente cada um dos fenômenos de transferência de calor em questão, como exemplificado na Figura (5) que representa a resistência térmica a transferência de calor entre dois fluidos através de duas paredes.

Figura 5 – Transferência de calor através de uma parede plana. (a) Distribuição de temperaturas. (b) Circuito térmico equivalente.



Fonte: INCROPERA et al. (2008)

A partir da Lei de Fourier e assumindo como hipóteses uma condução em parede plana, e regime estacionário, sem geração ou sumidouro de energia e com condutividade térmica constante, pode ser considerada linear a variação de temperatura ao longo de uma placa e a equação que representa a resistência térmica à condução pode ser escrita como a seguir:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{S,1}-T_{S,2}}{q_x} + \frac{T_{S,2}-T_{S,3}}{q_x} = \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} \quad (1)$$

Onde L_n Designa a espessura da nª parede do caso abordado e K_n seu respectivo coeficiente de calor por condução.

Onde, q_x é a taxa de transferência de calor na direção x, considerada constante a partir das hipóteses para a condução apresentadas acima.

De forma análoga a equação anterior, a resistência térmica à convecção pode ser determinada da seguinte maneira:

$$R_{t,conv} \equiv \frac{T_{\infty,1}-T_{S,1}}{q_x} + \frac{T_{S,3}-T_{\infty,2}}{q_x} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2)$$

Onde h_n Designa o coeficiente da nª superfície do caso abordado.

O circuito indicado na figura (5) pode possuir camadas com diferentes resistências térmicas, sendo assim caracterizado como circuito de parede composta. Para casos desta natureza, com paredes em série no sentido da troca térmica, a taxa de transferência de calor poderá ser determinada a partir da razão entre a análise global das diferenças de temperatura e a somatória das resistências térmicas, como indicado na equação abaixo.

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\sum R_t} \tag{3}$$

Para circuitos com alguma complexidade é propício se fazer uso do coeficiente global de transferência de calor, que é a representação da resistência térmica total. Define-se tal coeficiente em analogia à lei do resfriamento de Newton (4) e pode ser representado na forma de função da resistência térmica total e da área de troca térmica (5).

$$q_x \equiv UA\Delta T \tag{4}$$

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_1}\right)+\left(\frac{L_1}{k_1}\right)+\left(\frac{L_2}{k_2}\right)+\left(\frac{1}{h_2}\right)\right]A} \tag{5}$$

Na forma geral,

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \tag{6}$$

A equação (5) representa um coeficiente em função das resistências térmicas à condução e à convecção para uma parede plana isenta de impurezas.

Ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência, as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de ferrugem ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede. A consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície pode aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. Esse efeito pode ser levado em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional, conhecida por fator de deposição, R_d. O seu valor depende da temperatura de operação, da velocidade do fluido e do tempo de serviço do trocador de calor. (INCROPERA et al., 2008).

Além disso, sabemos que frequentemente são adicionadas aletas às superfícies expostas a um ou ambos os fluidos que, ao aumentarem a área superficial, reduzem a resistência térmica à transferência de calor por convecção. Nesse sentido, com a inclusão dos efeitos relativos à deposição e às aletas (superfícies estendias), o coeficiente global de transferência de calor pode ser presentado por: (INCROPERA et al., 2008).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R_{d,f}}{(\eta_0 A)_f} + R_p + \frac{R_{d,q}}{(\eta_0 A)_q} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_q} \quad (7)$$

Onde, R_p representa a resistência condutiva da parede plana, R_d é o fator de deposição e η_0 a eficiência global da superfície.

Vale ressaltar que para diversas condições de estudo é possível desprezar alguns dos termos da equação (7) devido às características particulares intrínsecas de cada caso.

2.3. MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURAS – MLDT

O método da média logarítmica da diferença de temperaturas MLDT é vastamente aplicada na análise de trocadores de calor, particularmente no dimensionamento, em estudos nos quais as todas as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos são conhecidas ou podem ser determinadas.

Ao aplicar-se um balanço global de energia em um determinado trocador de calor com as devidas hipóteses simplificadoras, a taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, pode ser inicialmente resumida pelo produto entre a vazão mássica e a diferença de entalpias de cada fluido (INCROPERA et al., 2008), como apresentado na equação (8)

$$q = \dot{m}_q\left(h_{q,ent} - h_{q,sai}\right) = \dot{m}_f\left(h_{f,sai} - h_{f,ent}\right) \quad (8)$$

Se admitido que não há troca de fase por parte dos fluidos e que os mesmos apresentam calores específicos constantes, a expressão se simplifica a:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,ent} - T_{q,sai}\right) = \dot{m}_f c_{p,f}\left(T_{f,sai} - T_{f,ent}\right) \quad (9)$$

Tomando-se esta equação no formato diferencial e utilizando a diferença de temperatura entre os fluidos, pode-se aplicar uma extensão da lei do resfriamento de Newton, onde o coeficiente global de transferência de calor U substitui o coeficiente h. Com as devidas considerações aplicadas ao balanço de energia, a taxa de transferência de calor pode ser defina como:

$$dq = U\ \Delta T\ dA \tag{10}$$

Aplicando a forma integral da equação (10) da taxa de transferência de calor local, obtém-se a taxa de transferência de calor total.

$$q = U\ A\ \Delta \mathrm{T}_{ml} \tag{11}$$

Onde,

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta \mathrm{T}_2 - \Delta T_1}{ln\left({\Delta T_2}/{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta \mathrm{T}_1 - \Delta T_2}{ln\left({\Delta T_1}/{\Delta T_2}\right)} \tag{12}$$

É importante ainda ressaltar que a equação (12) é aplicável para trocadores de calor tanto em correntes paralelas quanto em contracorrente, fazendo a devida adaptação à forma de cálculo de $\Delta \mathrm{T}_1$ e $\Delta \mathrm{T}_2$, que alternam as temperaturas referência para cálculo, quando referentes a cada um dos dois arranjos.

Corrente paralela: $$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,ent} \\ \Delta T_2 \equiv T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,sai} \end{bmatrix} \tag{13}$$

Contracorrente: $$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \\ \Delta T_2 \equiv T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,ent} \end{bmatrix} \tag{14}$$

Para outros arranjos em outras configurações, como cruzado e multi-passe, é utilizado um fator de correção F, que é inserido da equação (15), objetivando-se corrigir a relação entre as temperaturas terminais e a diferença de temperatura média para estes trocadores de calor.

$$F = \frac{q}{UA\ \Delta T_{ml}} \tag{15}$$

O fator de correção deverá ser aplicado tomando-se como base o cálculo da MLDT nas condições de contracorrente. Os gráficos mostrados nas Figuras 6 (a) e (b), para obtenção do fator de correção F, são freqüentemente empregados para as correções

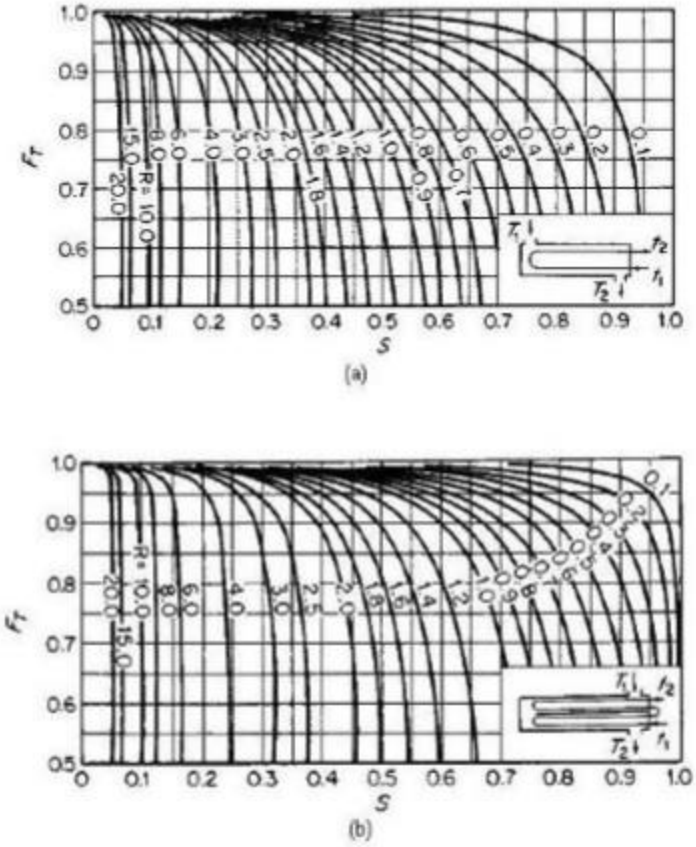
aproximadas, podendo ser aplicados quer o fluido quente esteja do lado do casco ou dos tubos.

Os gráficos da Figura (6) mostram que o fator F dependente dos parâmetros adimensionais S e R. O parâmetro S representa a eficiência térmica do fluido no lado dos tubos e varia entre zero a um, enquanto que o valor de R vai de zero a infinito, com o zero correspondendo à condensação pura do vapor no lado do casco e infinito correspondendo à evaporação no lado dos tubos. Os valores de R e S são então obtidos por:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} = \frac{T_{q,1} - T_{q,2}}{T_{f,1} - T_{f,2}} \tag{16}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f,2} - T_{f,1}}{T_{q,1} - T_{f,1}} \tag{17}$$

Figura 6 – Fator de correção para MLDT. (a) Um passe no casco e dois ou mais passes nos tubos, (b) dois passes no casco e quatro ou mais passes nos tubos.



Fonte: PERRY (1997)

Gráficos para outras diversas configurações de fluxo podem ser utilizados pelo mesmo princípio.

2.4. ε-NUT

O método da Efetividade – NUT (ε-NUT) é amplamente utilizado em situações nas quais o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidas, bem como uma temperatura de saída, e deseja-se obter a taxa de transferência de calor a outra temperatura de saída não conhecida. Este método também permite se solucionar problemas de dimensionamento.

Em resumo, a efetividade pode ser definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real do trocador de calor em estudo e a taxa de transferência de calor máxima, que pode ser estimada a partir de um trocador de calor em arranjo contracorrente puro com comprimento infinito, garantindo assim a máxima temperatura possível no fluido com menor capacidade térmica. A razão é representada como na equação (18).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{C_q\left(T_{q,ent} - T_{q,sai}\right)}{C_{mín}\left(T_{q,ent} - T_{f,ent}\right)} = \frac{C_f\left(T_{f,sai} - T_{f,ent}\right)}{C_{mín}\left(T_{q,ent} - T_{f,ent}\right)} \tag{18}$$

A efetividade de um trocador de calor pode ser expressa em função do NUT (número de unidades térmicas) e da razão entre as capacidades térmicas dos fluidos C^*. Onde:

$$C^* = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \tag{19}$$

Partindo disto, formulas especificas foram desenvolvidas para os principais tipos e arranjos de trocadores de calor, como pode ser consultado em Incropera et al. (2008) e Kakaç (2002) para casos com escoamentos em paralelo, contracorrente e com escoamentos cruzados.

Para os trocadores de calor casco e tubo, como foi modelado o trocador de calor objeto de estudo deste trabalho é detalhado na tabela abaixo as correlações (ε , NUT, C*) obtidas em Kakaç (2002).

Tabela 1 – Expressões do ε-NUT

Tipo de trocador de calor	ε(NUT,C*)	NUT(ε,C*)
Casco e tubo, 1 e 2 passes	$\varepsilon = \dfrac{2}{1 + C^* + (1 + C^*)^{1/2} \dfrac{1 + \exp[-NUT(1 + C^*)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C^*)^{\frac{1}{2}}]}}$	$NUT = \dfrac{1}{(1 + C^*)^{1/2}} ln \dfrac{2 - \varepsilon[1 + C^* - (1 + C^*)^{\frac{1}{2}}]}{2 - \varepsilon[1 + C^* + (1 + C^*)^{\frac{1}{2}}]}$

Fonte: Adaptado de Kakaç (2002)

Para cálculos de envolvam projetos de trocadores de calor, o número de unidades de transferência (NUT) é amplamente utilizado, e a definição deste parâmetro adimensional é definida como:

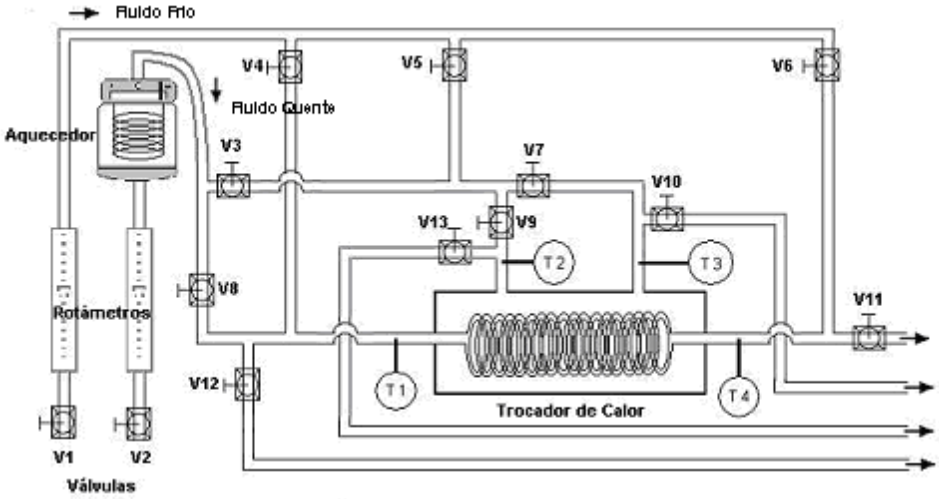
$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}} \tag{20}$$

Devido à dificuldade na inversão das expressões de ε e NUT, como as apresentadas na tabela (1), poucos arranjos de trocadores de calor possuem tais expressões.

3. DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

As instalações que abrigam a estrutura do experimento proposto estão localizadas no Laboratório de Geração de Potência – LAGEPOT, da Universidade Federal do Espírito Santo. Com a intenção de descrever a construção física do teste, esse capítulo irá indicar os principais componentes utilizados, bem como as informações pertinentes a eles, iniciando uma imagem do aspecto construtivo do experimento.

Figura 7 – Esquema da bancada de ensaio para trocador de calor.



Fonte: TIUSSI (2008)

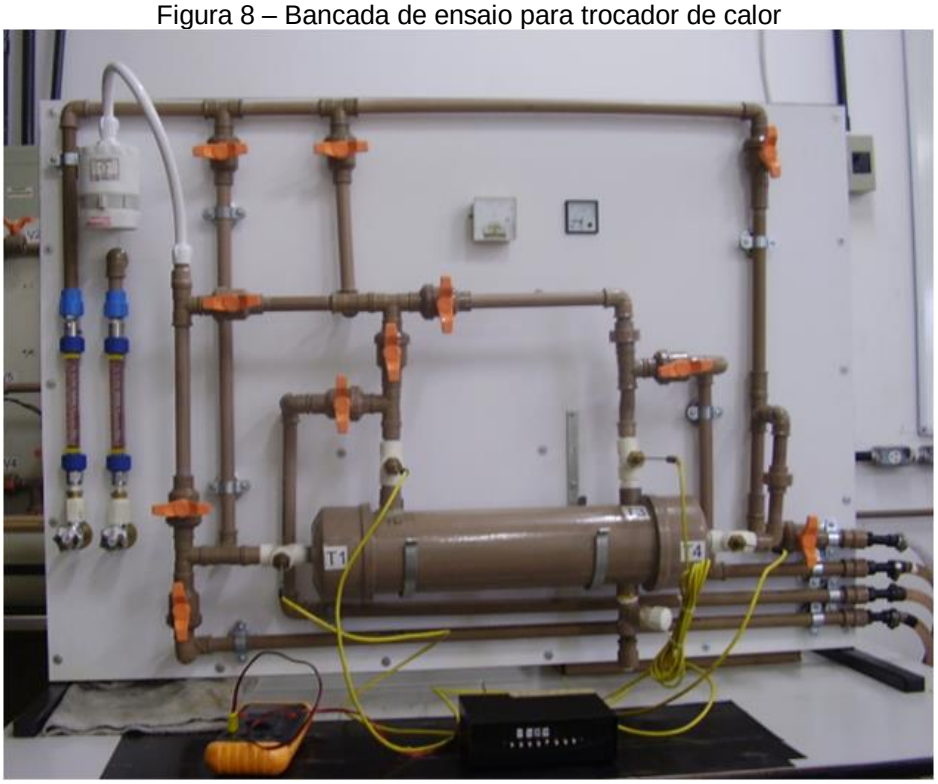
Tabela 2 - Configuração do escoamento do T.C

	Correntes Paralelas	Contracorrente
Tubo: Água quente Casco: Água fria	Configuração 1	Configuração 2
Tubo: Água fria Casco: Água quente	Configuração 3	Configuração 4

Fonte: Adaptado de material de aula “Aula operação trocador de calor” (RAMOS, 2015)

O experimento foi realizado em uma bancada de um trocador de calor experimental, cujas configurações operacionais podem ser facilmente adaptadas através a manobra de válvulas. Dentre as possibilidades de montagem pode-se configurá-lo de forma que os fluxos escoem em paralelo ou em contracorrente e ainda a opção de escoar os fluidos em diferentes temperaturas ou pelo casco ou pela serpentina. Salienta-se que pressões e perdas de carga não foram medidas ou consideradas.

Figura 8 – Bancada de ensaio para trocador de calor



Fonte: TIUSSI (2008)

Todo detalhamento do processo construtivo do trocador de calor pode ser consultado em Tiussi (2008).

3.1. TROCADOR DE CALOR

O trocador de calor da instalação em questão é composto por uma carcaça cilíndrica de PVC e serpentinas de cobre em formato espiral, cujas dimensões são expostas abaixo.

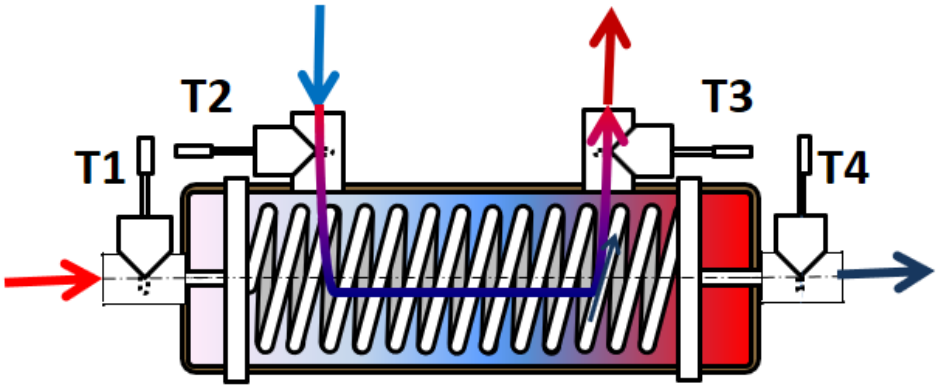
Tabela 3 - Características dimensionais do trocador de calor

Casco		Tubo			
Øext [mm]	110	Øext [mm]	14	Área ext [mm²]	2,07E+05
L [mm]	520	Øint [mm]	10	Área int [mm²]	1,48E+05
Área [mm²]	1,80E+05	L [mm]	4700		

Fonte: Elaborado pelo Autor

Como as configurações operacionais possíveis são variáveis através das manobras de válvulas, o fluido frio e quente pode fluir tanto pelo interior dos tubos da serpentina, ou em seu exterior. Um croqui do equipamento em operação no arranjo de correntes paralelas, fluido frio no casco e fluido quente no tubo, é representado a seguir.

Figura 9 – Representação do trocador de calor operando na configuração 1 (Água fria no casco, água quente na serpentina em correntes paralelas)



Fonte: material de aula “Aula operação trocador de calor” (RAMOS, 2015)

3.2. MEDIDORES DE VAZÃO

O fluido utilizado no trabalho em questão, tanto como fluido frio, quanto como fluido aquecido é a água, proveniente diretamente da rede da UFES. A medição de ambas as vazões se dá através de rotâmetros instalados a montante da instalação. Os rotâmetros utilizados são da marca CONTECH, modelo 440, com range de 18L/h a 180L/h.

Figura 10 – Rotâmetros instalados na bancada

Fonte: Foto retirada pelo Autor

3.3. AQUECEDOR

O aquecedor utilizado no experimento foi um aquecedor elétrico de passagem.

Figura 11 – Aquecedor instalado na bancada

Fonte: Foto retirada pelo Autor

3.4. MEDIDORES DE TEMPERATURAS

Para a medição de temperatura nos fluidos, fez-se uso de quatro termopares do tipo K inseridos no interior das tubulações nas quatro posições pré-determinadas e indicadas no croqui da bancada em associação a um modulo de aquisição de dados.

Figura 12 – Termopares Tipo K MTK-13B

Fonte: Documento do site da Minipa.

Com o intuito de se obter a temperatura ambiente para as condições operacionais de cada teste, foi utilizado um Termo Higrômetro digital Minipa MTH 13-61

Figura 13 – Termômetro Higrômetro Minipa MTH 13-61

Fonte: Site da Eletropeças.

4. DESENVOLVIMENTO E METODOLOGIA DOS ENSAIOS

Assume-se inicialmente o trocador de calor instalado e em pleno funcionamento. O desenvolvimento dos ensaios ocorreu gradativamente ao longo dos anos de 2011 e 2016, variando-se não só as manobras, mas também as vazões de água fria e de água quente. A metodologia de todos os ensaios realizados se manteve a mesma, e representada pelo passo-a-passo a seguir descrito.

1. Inserir os termopares nos pontos de leitura;
2. Conectar os termopares no seletor de canais;
3. Conectar o seletor de canais ao modulo de aquisição de dados;
4. Verificar se as leituras dos termopares estão coerentes;
5. Verificar se todas as válvulas estão nas posições desejadas;
6. Ligar o disjuntor que alimenta o aquecedor;
7. Abrir o registro de água para alimentar o circuito;
8. Efetuar a manobra de válvulas desejada;
9. Ajustar a abertura das válvulas V1 e V2 para as vazões desejadas;
10. Ligar o aquecedor;
11. Aguardar o sistema entrar em regime permanente;
12. Efetuar as medições de temperatura.

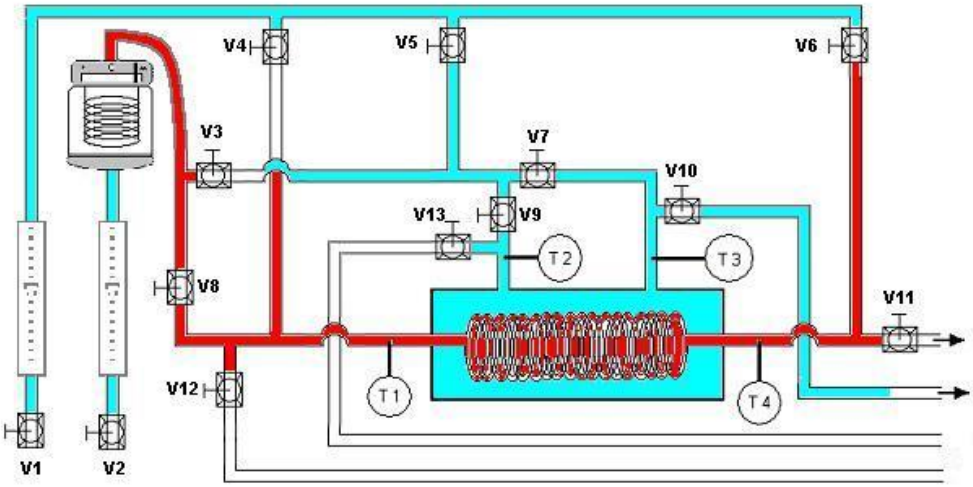
4.1. PROPOSTAS INICIAIS DO EXPERIMENTO

Os passos acima foram feitos para quatro manobras de válvulas, referentes às quatro configurações representadas na Tabela (2), que seguem detalhados a seguir.

4.1.1. Configuração/Manobra 1

“Fluido aquecido passando por dentro da serpentina e fluido não aquecido passando por fora em correntes paralelas”

Figura 14 – Esquema da manobra 1



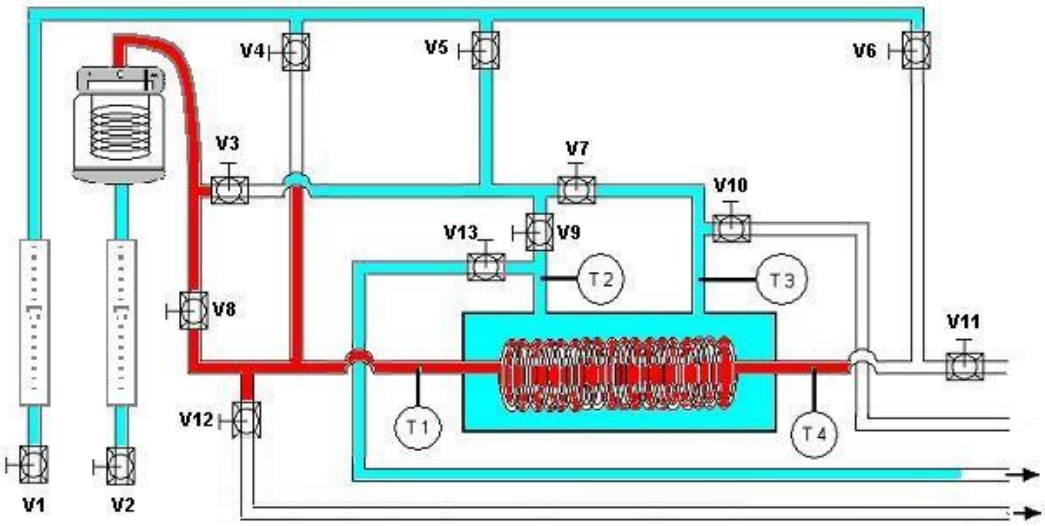
Fonte: TIUSSI (2008)

Para este caso em estudo, as válvulas 1, 2, 5, 8, 9,10 e 11 devem estar abertas. E as válvulas 3, 4, 6, 7, 12 e 13 permanecem fechadas.

4.1.2.Configuração/Manobra 2

“Fluido aquecido passando por dentro da serpentina e fluido não aquecido passando por fora em contracorrente”

Figura 15 – Esquema da manobra 2



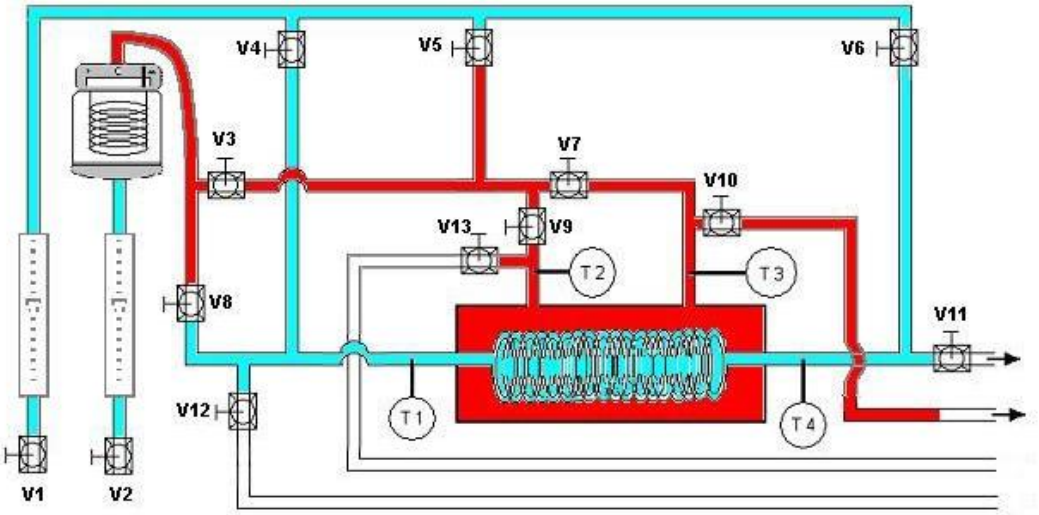
Fonte: TIUSSI (2008)

Para este caso em estudo, as válvulas 1, 2, 5, 7, 8,11 e 13 devem estar abertas. E as válvulas 3, 4, 6, 9, 10 e 12 permanecem fechadas.

4.1.3.Configuração/Manobra 3

“Fluido aquecido passando por fora da serpentina e fluido não aquecido passando por dentro em correntes paralelas”

Figura 16 – Esquema da manobra 3



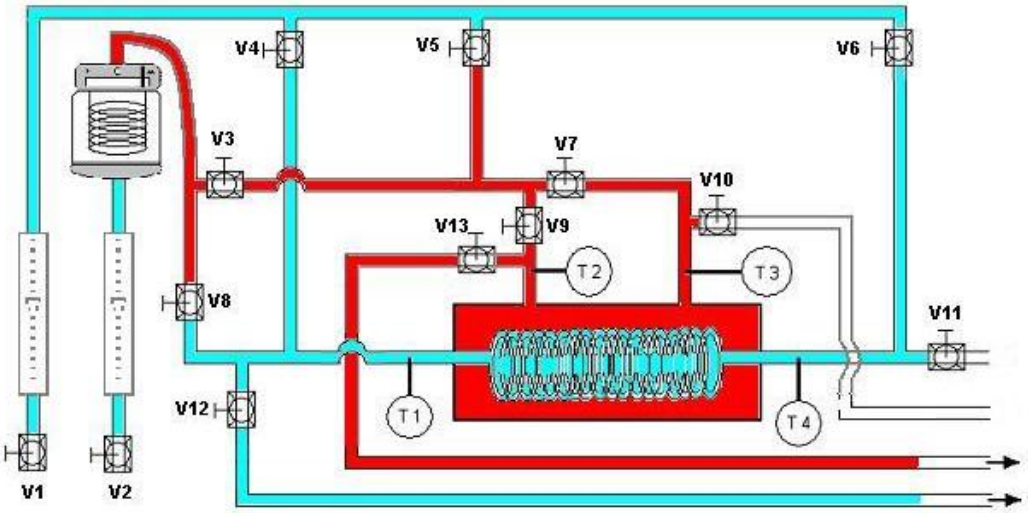
Fonte: TIUSSI (2008)

Para este caso em estudo, as válvulas 1, 2, 3, 4, 9, 10 e 11 devem estar abertas. E as válvulas 5, 6, 7, 8, 12 e 13 permanecem fechadas.

4.1.4.Configuração/Manobra 4

“Fluido aquecido passando por fora da serpentina e fluido não aquecido passando por dentro em contracorrente”

Figura 17 – Esquema da manobra 4



Fonte: TIUSSI (2008)

Para este caso em estudo, as válvulas 1, 2, 3, 6, 9, 10 e 12 devem estar abertas. E as válvulas 4, 5, 7, 8, 11 e 13 permanecem fechadas.

4.2. METODOLOGIA DOS TESTES REALIZADOS

Para tornar possível a execução dos cálculos propostos, tomou-se inicialmente a vazão nas duas linhas (quente: q_q e fria: q_f) do equipamento através de dos rotâmetros instalados na bancada. Ressalta-se que a aferição da vazão da linha que será aquecida é realizada a montante do aquecedor resistivo, isso porque rotâmetro utilizado é calibrado para o fluido a temperatura ambiente.

As propriedades dos fluidos adotadas foram obtidas a partir da seguinte tabela:

Tabela 4 – Propriedades dos fluidos

Temperatura, T (K)	Pressão, p (bar)[b]	Volume Específico (m^3/kg)		Calor de Vaporização, h_{fg} (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/(kg · K))		Viscosidade, (N · s/m^2)		Condutividade Térmica (W/(m · K))		Número de Prandtl		Tensão Superficial, $\sigma_s \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de Expansão, $\beta_s \cdot 10^6$ (K^{-1})	Temperatura, T (K)
		$v_\ell \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,\ell}$	$c_{p,g}$	$\mu_\ell \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_\ell \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_ℓ	Pr_g			
440	7,333	1,110	0,261	2059	4,36	2,46	162	14,50	682	31,7	1,04	1,12	45,1		440
450	9,319	1,123	0,208	2024	4,40	2,56	152	14,85	678	33,1	0,99	1,14	42,9		450
460	11,71	1,137	0,167	1989	4,44	2,68	143	15,19	673	34,6	0,95	1,17	40,7		460
470	14,55	1,152	0,136	1951	4,48	2,79	136	15,54	667	36,3	0,92	1,20	38,5		470
480	17,90	1,167	0,111	1912	4,53	2,94	129	15,88	660	38,1	0,89	1,23	36,2		480
490	21,83	1,184	0,0922	1870	4,59	3,10	124	16,23	651	40,1	0,87	1,25	33,9	—	490
500	26,40	1,203	0,0766	1825	4,66	3,27	118	16,59	642	42,3	0,86	1,28	31,6	—	500
510	31,66	1,222	0,0631	1779	4,74	3,47	113	16,95	631	44,7	0,85	1,31	29,3	—	510
520	37,70	1,244	0,0525	1730	4,84	3,70	108	17,33	621	47,5	0,84	1,35	26,9	—	520
530	44,58	1,268	0,0445	1679	4,95	3,96	104	17,72	608	50,6	0,85	1,39	24,5	—	530
540	52,38	1,294	0,0375	1622	5,08	4,27	101	18,1	594	54,0	0,86	1,43	22,1	—	540
550	61,19	1,323	0,0317	1564	5,24	4,64	97	18,6	580	58,3	0,87	1,47	19,7	—	550
560	71,08	1,355	0,0269	1499	5,43	5,09	94	19,1	563	63,7	0,90	1,52	17,3	—	560
570	82,16	1,392	0,0228	1429	5,68	5,67	91	19,7	548	76,7	0,94	1,59	15,0	—	570
580	94,51	1,433	0,0193	1353	6,00	6,40	88	20,4	528	76,7	0,99	1,68	12,8	—	580
590	108,3	1,482	0,0163	1274	6,41	7,35	84	21,5	513	84,1	1,05	1,84	10,5	—	590
600	123,5	1,541	0,0137	1176	7,00	8,75	81	22,7	497	92,9	1,14	2,15	8,4	—	600
610	137,3	1,612	0,0115	1068	7,85	11,1	77	24,1	467	103	1,30	2,60	6,3	—	610
620	159,1	1,705	0,0094	941	9,35	15,4	72	25,9	444	114	1,52	3,46	4,5	—	620
625	169,1	1,778	0,0085	858	10,6	18,3	70	27,0	430	121	1,65	4,20	3,5	—	625
630	179,7	1,856	0,0075	781	12,6	22,1	67	28,0	412	130	2,0	4,8	2,6	—	630
635	190,9	1,935	0,0066	683	16,4	27,6	64	30,0	392	141	2,7	6,0	1,5	—	635
640	202,7	2,075	0,0057	560	26	42	59	32,0	367	155	4,2	9,6	0,8	—	640
645	215,2	2,351	0,0045	361	90	—	54	37,0	331	178	12	26	0,1	—	645
647,3[c]	221,2	3,170	0,0032	0	∞	∞	45	45,0	238	238	∞	∞	0,0	—	647,3[c]

[c]Temperatura crítica.

Fonte: INCROPERA et al. (2008)

4.2.1. Cálculo da vazão mássica

$$\dot{m}_q = \frac{q_q \times c_{p,q}}{3600000} \tag{21}$$

$$\dot{m}_f = \frac{q_f \times c_{p,f}}{3600000} \tag{22}$$

4.2.2. Balanço de energia no aquecedor

4.2.2.1. Potência dissipada pela resistência elétrica

Em todos os experimentos foram observadas uma tensão elétrica de cerca de 220 V e uma corrente de aproximadamente 20 A. As leituras foram feitas a partir do voltímetro e um amperímetro respectivamente.

$$P_{el} = V \times I = (220 \times 20) = 4\ kW \tag{23}$$

4.2.2.2. Calor recebido pela água ao passar pelo aquecedor

$$P_{recebida} = m_q \times c_{p,q}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (24)$$

4.3. CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

4.3.1. Método das médias logarítmicas das diferenças de temperaturas

Como já apresentado na seção 2.3, a médias logarítmicas das diferenças de temperaturas para estudos em regime permanente pode ser definida como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})}{ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_4 - T_3)}{ln[(T_1 - T_2)/(T_4 - T_3)]} \quad (25)$$

A área de contato da serpentina com o fluido que a atravessa é: $A = \pi \times D_i \times L$

Onde: $\emptyset_i$ = diâmetro interno da serpentina = 0,014 m

L = comprimento da serpentina = 4,7 m

Logo: $A = \pi \times 0{,}014 \times 4{,}7 \rightarrow A = 0{,}2067\ m^2$

A potência utilizada para a determinação do coeficiente global de transferência de calor foi considerada como aquela fornecida pela água quente, devido a esta ser a única fonte de calor do sistema:

$$Q_q = m_q \times c_{p,q}(T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (26)$$

De posse desses dados, o coeficiente global de transferência de calor é determinado como:

$$U = \frac{Q_q}{A.\Delta T_{ml}} \quad (27)$$

4.3.2. Método ε -NUT

O método ε -NUT foi apresentado na seção 2.4.

$$C_{p,q=}m_q \times c_{p,q} \tag{28}$$

$$C_{p,f=}m_f \times c_{p,f} \tag{29}$$

$C_r = C_{mín}/C_{máx}$, onde $C_{mín} = mínimo\ (C_{p,q}, C_{p,f})$

Q é o mesmo do método descrito anteriormente, Q_q.

$$P_{máx} = C_{mín}\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) \tag{30}$$

$$\varepsilon \equiv \frac{Q}{P_{máx}} \tag{31}$$

$P_{máx}$ é definida assim com a finalidade de almejar a maior troca de calor, sem contradizer o balanço de energia. Tendo em vista que se fosse utilizado o fluido de maior capacidade calorifica ($C_{máx}$) estando sujeito a maior diferença de temperatura possível, o outro fluido deveria apresentar uma diferença de temperatura ainda maior que $\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right)$, o que se demonstra impossível, para obedecer a conservação de energia.

Calculado a partir de relações estabelecidas para diversas configurações de escoamento para o trocador de calor. A configuração encontrada na literatura que mais se aproxima do modelo experimental é configuração casca e tubo.

$$NUT = \frac{1}{\left(1+C^{*2}\right)^{1/2}} ln \frac{2-\varepsilon\left[1+C^{*}-\left(1+C^{*2}\right)^{1/2}\right]}{2-\varepsilon\left[1+C^{*}+\left(1+C^{*2}\right)^{1/2}\right]} \tag{32}$$

Finalmente:

$$U = \frac{C_{mín} \times NUT}{A} \tag{33}$$

4.3.3. Método da soma das resistências térmicas

Como já apresentado na 2.2,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \tag{34}$$

4.3.3.1. Resistência de deposição

O fator de deposição para todos os casos foi considerado como 0,0002 m²K/W, modelando o fluido como agua de rio abaixo de 50°C de acordo com a tabela abaixo.

Tabela 5 – Fatores de deposição representativos

Fluido	$R_d(m^2K/W)$
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (abaixo de 50°C)	0,0001
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (acima de 50°C)	0,0002
Água de rio (abaixo de 50°C)	0,0002 - 0,001
Óleo combustível	0,0009
Liquidos de refrigeração	0,0002
Vapor d'água (sem arraste de óleo)	0,0001

Fonte: Adaptado de INCROPERA et al. (2008)

Para a superficie externa e interna da serpentina, o cálculo levou em conta suas respectivas áreas superficiais, onde:

$$A_{ex} = \pi \times \emptyset_{ex} \times L = \pi \times 0{,}014 \times 4{,}7 = 0{,}2067\ m^2 \quad (35)$$

$$A_{in} = \pi \times \emptyset_{in} \times L = \pi \times 0{,}01 \times 4{,}7 = 0{,}1476\ m^2 \quad (36)$$

Logo, os termos das resistências de deposição ficam representados como:

$$R_{ex} = 0{,}0002/0{,}2067 = 0{,}0009\ K/W \quad (37)$$

$$R_{in} = 0{,}0002/0,1476 = 0{,}0014\ K/W \quad (38)$$

4.3.3.2. Resistência de condução

Obtém-se a condutividade térmica do cobre, material da serpentina, como sendo de 401 (W/m.K) a partir da tabela abaixo:

Tabela 6 – Propriedades de sólidos e líquidos selecionados

Substância	Calor Específico, c_p (kJ/kg · K)	Massa Específica, ρ (kg/m³)	Conduta Térmica, κ (W/m · K)
***Sólidos Selecionados*, 300K**			
Aço (AISI 302)	0,480	8060	15,1
Alumínio	0,903	2700	237
Areia	0,800	1520	0,27
Carvão, antracito	1,260	1350	0,26
Chumbo	0,129	11300	35,3
Cobre	0,385	8930	401
Estanho	0,227	7310	66,6
Ferro	0,447	7870	80,2
Granito	0,775	2630	2,79
Prata	0,235	10500	429
Solo	1,840	2050	0,52
***Materias de Construção*, 300K**			
Concreto (mistura de brita)	0,880	2300	1,4
Madeira compensada	1,220	545	0,12
Madeiras leves (abeto, pinho)	1,380	510	0,12
Pedra calcária	0,810	2320	2,15
Placa de vidro	0,750	2500	1,4
Prancha para parede, divisória	1,170	640	0,094
Tijolo comum	0,835	1920	0,72
***Materias de Isolamento*, 300K**			
Cortiça	1,800	120	0,039
Enchimento de vermiculite (flocos)	0,835	80	0,068
Forro para dutos (fibra de vidro, revestido)	0,835	32	0,038
Manta (fibra de vidro)	—	16	0,046
Poliestireno (extrudado)	1,210	55	0,027
Líquidos Saturados			
Água, 275K	4,211	999,9	0,574
300K	4,179	996,5	0,613
325K	4,182	987,1	0,645
350K	4,195	973,5	0,668
375K	4,220	956,8	0,681
400K	4,256	937,4	0,688
Amônia, 300K	4,818	599,8	0,465
Mercúrio, 300K	0,139	13529	8,540
Óleo de Motor Não-Utilizado, 300K	1,909	884,1	0,145
Refrigerante 22, 300K	1,267	1183,1	0,085
Refrigerante 134a, 300K	1,434	1199,7	0,081

Fonte: Estes dados foram retirados de várias fontes e são apenas representativos. Os valores podem ser outros, dependendo da temperatura, da pureza, do conteúdo de umidade e de outros fatores.

Fonte: MORAN; SHAPIRO (2009)

Desta forma:

$$R_{cond} = \frac{ln(\emptyset_e/\emptyset_i)}{2.\pi.K.L} = 2{,}84.10^{-5}\ K/W \tag{39}$$

4.3.3.3. Resistência de convecção

Finalmente, para cálculo do h de convecção, essencial para obtenção da resistência de convecção, fez-se uso da correlação obtida experimentalmente por Janssen (1977) que indica para uso em trocadores de calor helicoidais a seguinte relação:

$$\langle Nu \rangle = \frac{1}{L}\int_0^L \overline{Nu}\ dz = \left(\frac{0{,}32+3d/D}{0{,}86-0{,}8d/D}\right) \times Re^{0{,}5} Pr^{0{,}33} (d/L)^{0{,}14+0{,}8d/D} \tag{40}$$

Onde Pr é obtido na tabela (4), como sendo o Pr do fluido quente.

Obtido N_u, temos que

$$h = \frac{N_u.K_q}{\emptyset_{in}} \tag{41}$$

E consequentemente,

$$R_{conv} = \frac{1}{h.A_{in}} \tag{42}$$

4.3.3.4. Resistência térmica total

Desta forma, agrupando as resistencias térmicas obtidas nos tópicos acima, chega-se a:

$$\frac{1}{U.A} = R_{conv} + R_{cond} + R_{d_{ex}} + R_{d_{in}} \tag{43}$$

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h.0{,}1476} + 2{,}84 \times 10^{-5} + 0{,}0009 + 0{,}014 \tag{44}$$

5. ANÁLISE DOS DADOS

Todos os resultados das temperaturas T_1, T_2, T_3 e T_4 obtidos através do sistema de aquisição dedados devem ser analisados e tratados. Os resultados são considerados como valores médios das medições realizadas em regime permanente. Assim, diante da coleta de dados efetuada, é possível analisar a média de cada uma das quatro variáveis analisadas. Buscou-se validar o maior número de ensaios possíveis, quando respeitando aos critérios que serão descritos a seguir.

5.1. REGIME PERMANENTE

As variáveis de temperatura devem ser avaliadas quando em regime permanente para garantir a lisura e precisão dos ensaios. Assim, esse intervalo de regime permanente é definido inicialmente a partir da análise visual da tendência de constância das variáveis plotadas em um gráfico. Os dados contidos nesse intervalo são submetidos ao critério de aceitação de regime permanente adotado, sendo este: a média das últimas 20 medidas do intervalo analisado tem que estar dentro do intervalo composto pela média das últimas 10 medidas ± três desvios padrão, garantindo que este seja sempre inferior a 2,5%. Caso o intervalo escolhido não obedeça ao critério estipulado, deve-se deslocar para direita o início do intervalo de análise e toda a validação repetida. Se após os testes de aceitação possíveis terem sido feitos os resultados apresentados sejam insatisfatórios, o teste deverá ser descartado.

5.1.1. Critério de Chauvenet

Uma amostra de dados pode conter valores espúrios ou duvidosos, que podem constituir erros graves. Para excluí-los judiciosamente emprega-se o critério de Chauvenet, a uma amostra de n eventos. O critério baseia-se em identificar o maior desvio da amostra, o que implica em calcular o desvio di de cada evento em relação à media (xi): $di = xi - \bar{x}$ (Schneider, 2007).

O critério de eliminação depende do parâmetro $\frac{d_{max}}{\sigma}$, sendo dado por: $\frac{d_i}{\sigma} > \frac{d_{max}}{\sigma}$, onde d_{max} é o maior desvio e σ o desvio padrão da amostra, experimental ou ainda convencional. Os valores de $\frac{d_{max}}{\sigma}$ são encontrados na tabela que segue:

Tabela 7 – Critério de rejeição de Chauvenet

Nº de leituras	$\frac{d_{máx}}{\sigma}$
5	1,65
10	1,96
20	2,24
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	3,29
1000	3,48

Fonte: Schneider (2007)

Como os trechos de análise em regime permanente é de 10 leituras, adota-se o critério de $\frac{d_{max}}{\sigma}$ 1.96.

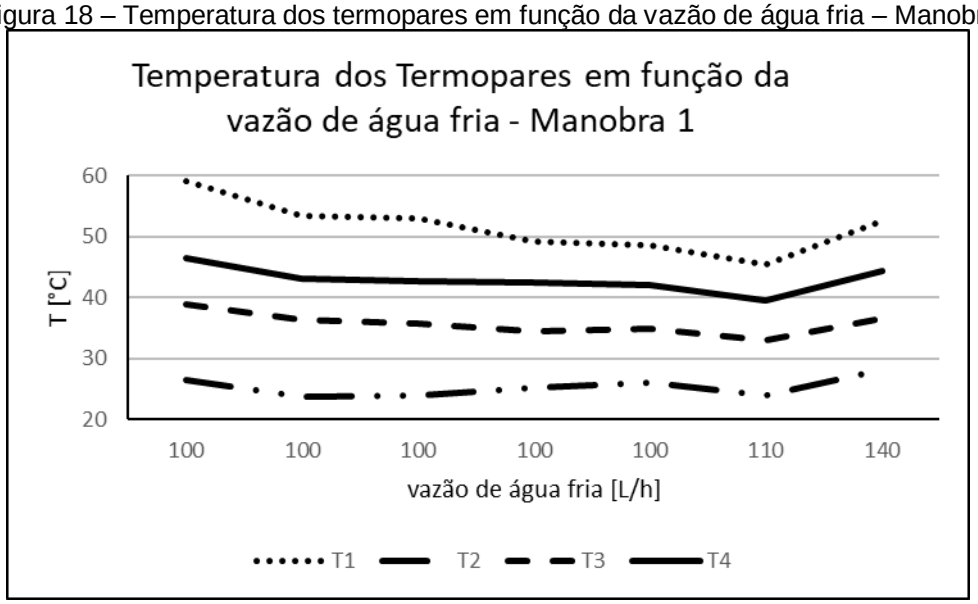
6. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

O primeiro passo para obtenção dos gráficos desejados foi selecionar em função de que variável independente os coeficientes globais de transferência de calor serão analisados, dentre q_f, q_q e $\frac{q_f}{q_q}$. Para isso, traçou-se para cada uma das quatro manobras, as quatro temperaturas em função das vazões dos fluidos e sua razão. Feito isso, buscou-se encontrar sob qual analise as temperaturas apresentariam menor dispersão entre elas. A escolha da menor variabilidade se deu pelo cálculo da variância total entre os valores adjacentes (VTVA), e em seguida, feita uma média entre as VTVA de cada temperatura. A VTVA de cada temperatura foi aqui definida como a média das variâncias de cada ponto tomadas em relação aos seus pontos adjacentes.

6.1. ESCOLHA DA VAZÃO UTILIZADA COMO VARIÁVEL INDEPENDENTE

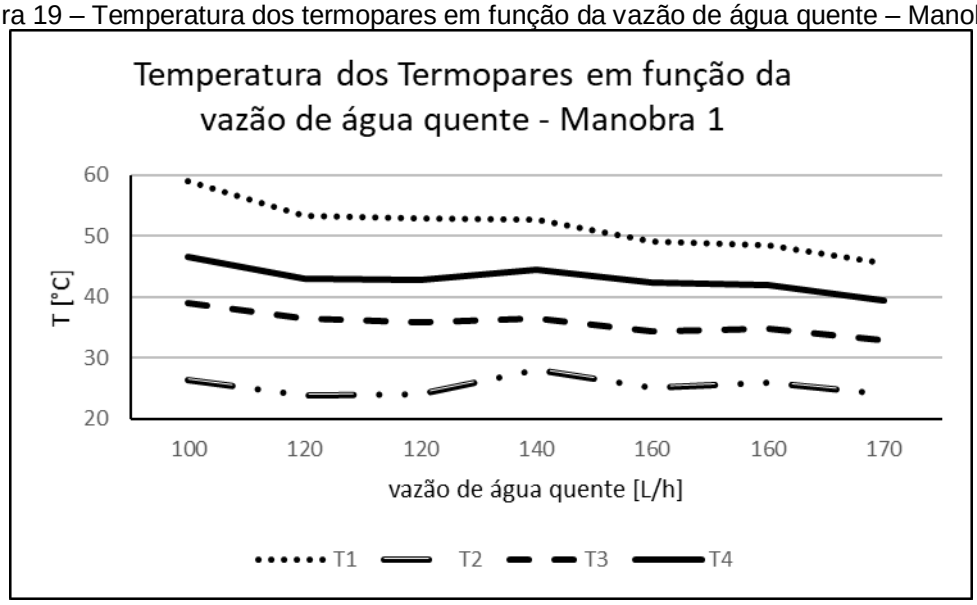
6.1.1. Manobra 1

Figura 18 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 1



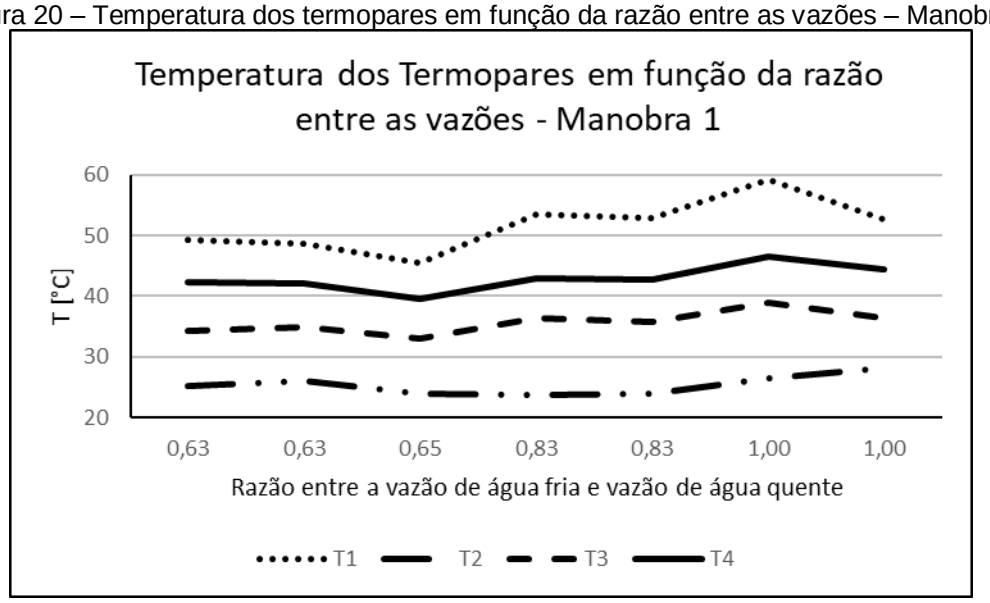
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 19 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 20 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Observa-se na análise das quatro temperaturas que todas são susceptíveis a temperatura ambiente do dia do teste em questão, de forma que as mesmas variem, preservando razoavelmente a diferença entre cada uma delas. Nota-se também, como esperado que a temperatura da entrada de água quente (T1 nesta configuração) diminui com o aumento da água quente. As mesmas características são observadas para as outras três manobras.

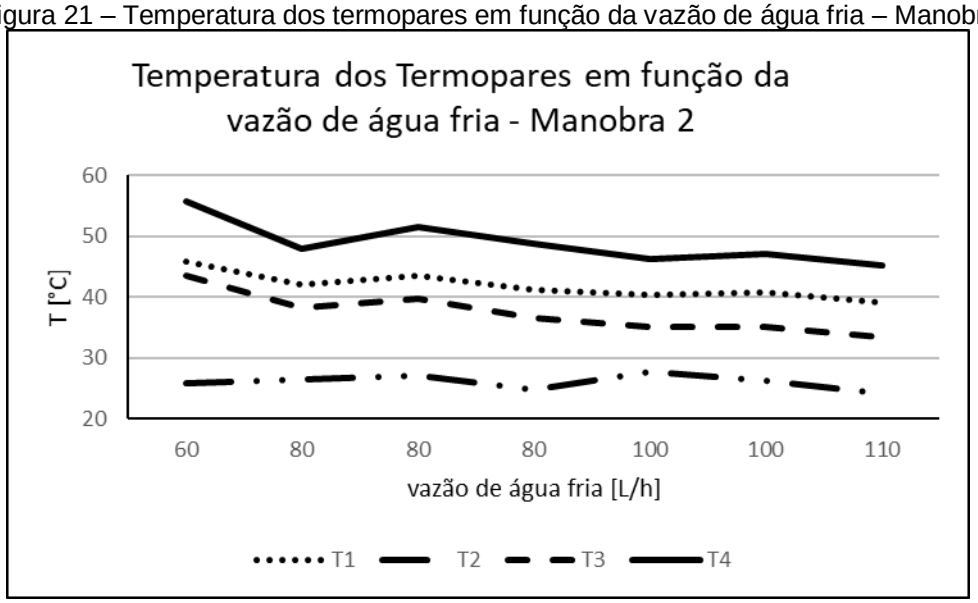
Tabela 8 – VTVA média para a manobra 1

Vazão	VTVA média
q_f	3,67
q_q	1,87
$\frac{q_f}{q_q}$	4,67

Fonte: Elaborado pelo Autor

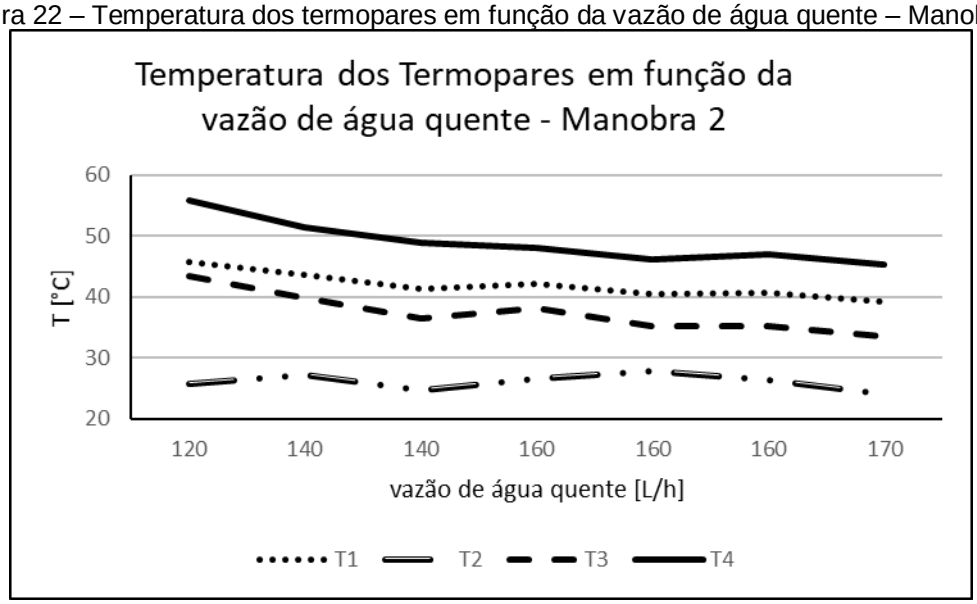
6.1.2. Manobra 2

Figura 21 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 2



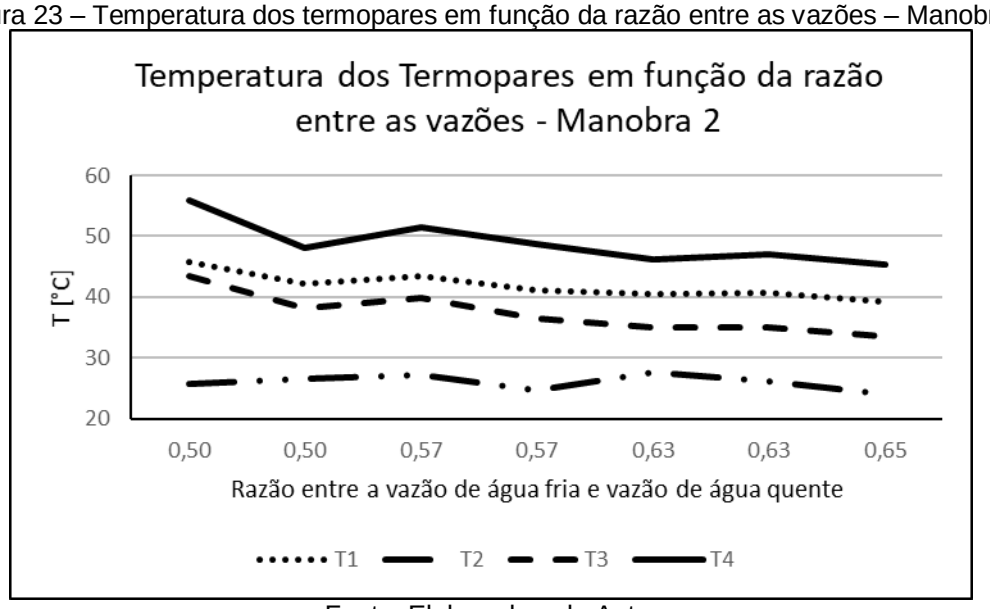
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 22 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 23 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

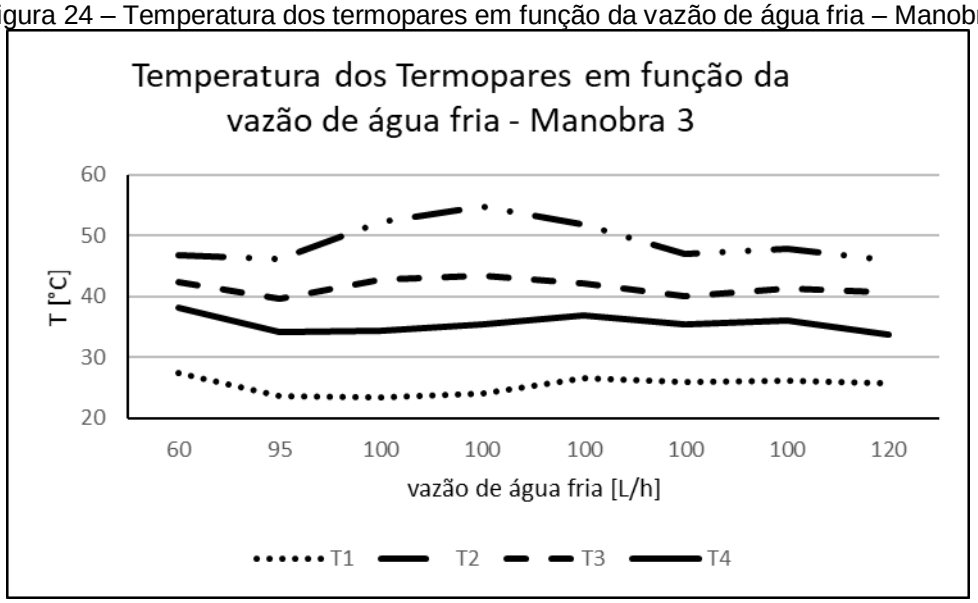
Tabela 9 – VTVA média para a manobra 2

Vazão	VTVA média
q_f	3,54
q_q	2,35
$\frac{q_f}{q_q}$	3,20

Fonte: Elaborado pelo Autor

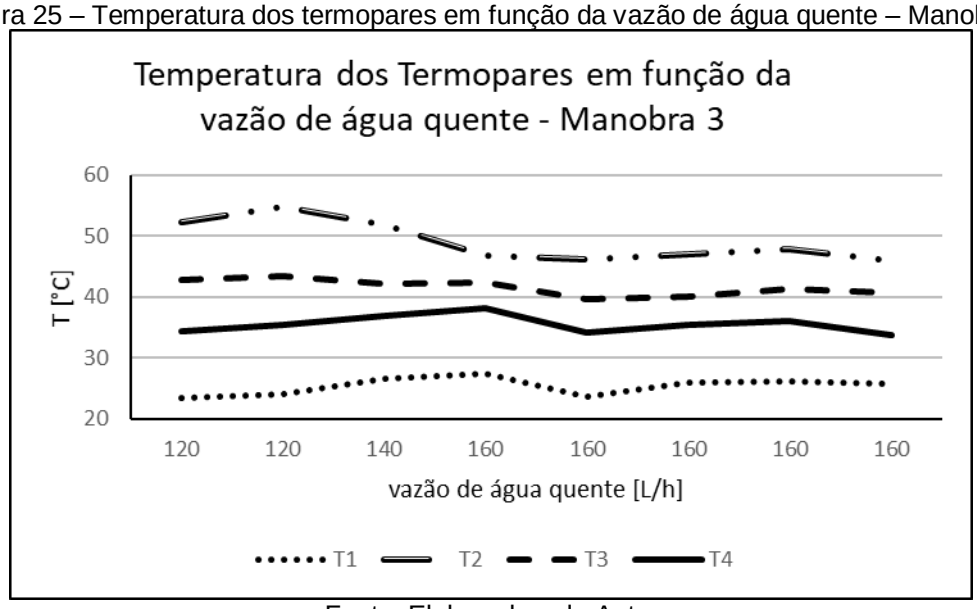
6.1.3. Manobra 3

Figura 24 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 3



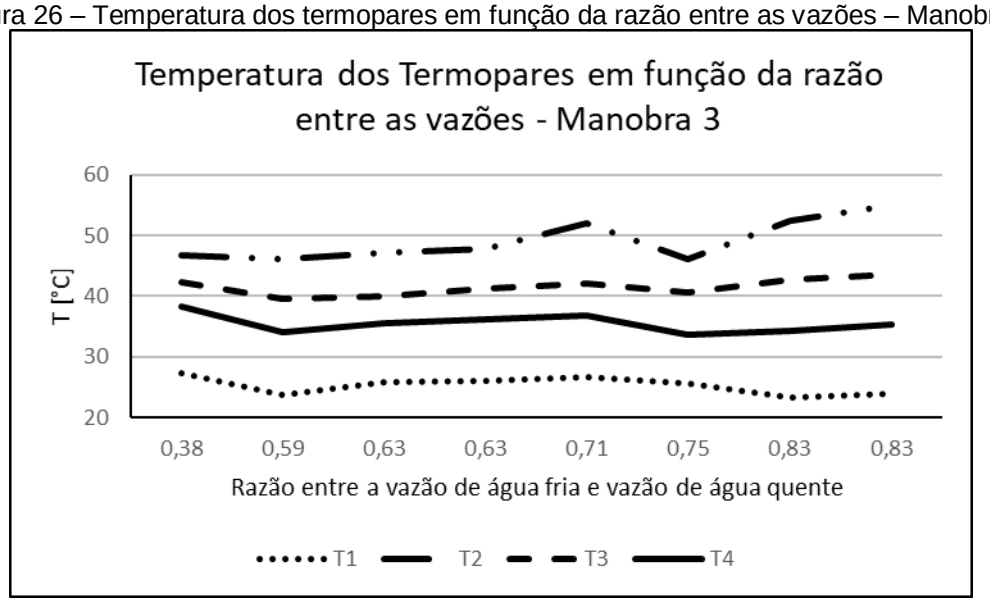
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 25 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 26 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

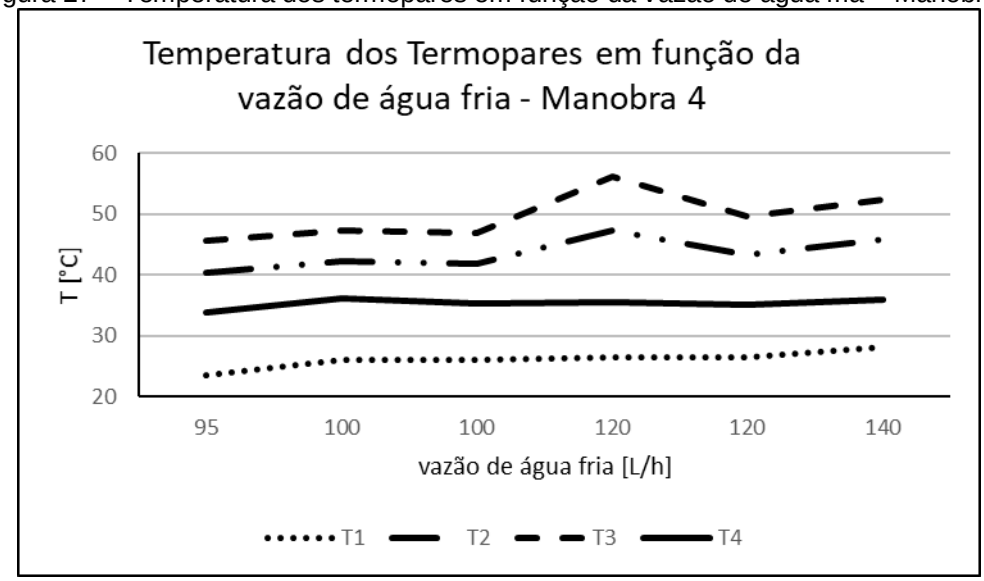
Tabela 10 – VTVA média para a manobra 3

Vazão	VTVA média
q_f	1,76
q_q	2,19
$\frac{q_f}{q_q}$	3,20

Fonte: Elaborado pelo Autor

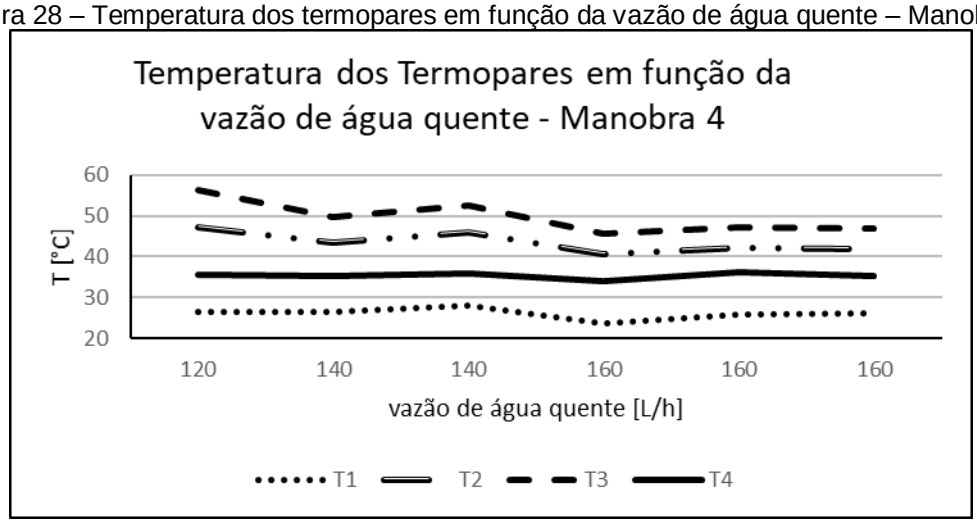
6.1.4. Manobra 4

Figura 27 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água fria – Manobra 4



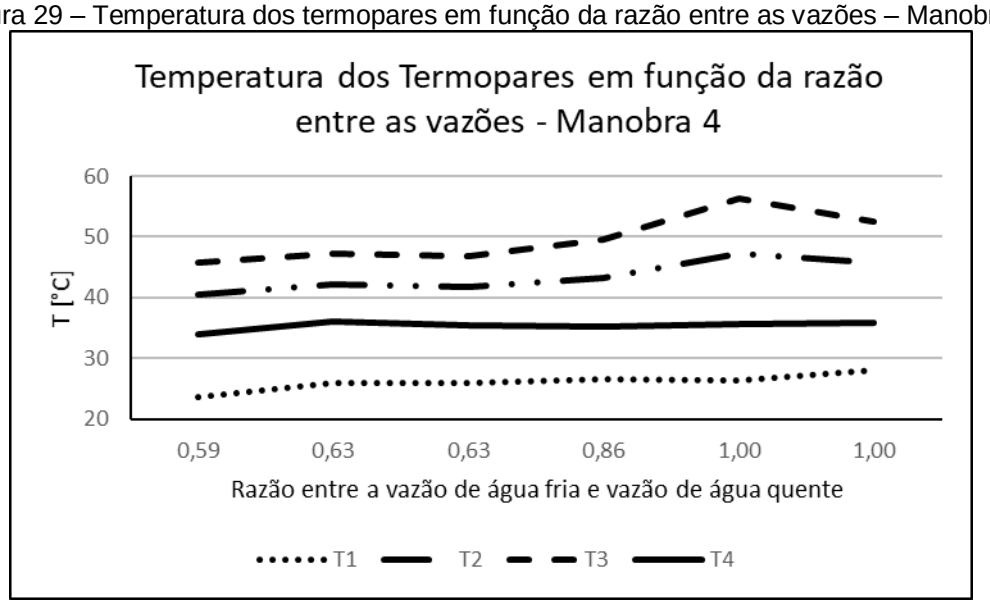
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 28 – Temperatura dos termopares em função da vazão de água quente – Manobra 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 29 – Temperatura dos termopares em função da razão entre as vazões – Manobra 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela 11 – VTVA média para a manobra 4

Vazão	VTVA média
q_f	5,35
q_q	4,79
$\frac{q_f}{q_q}$	2,68

Fonte: Elaborado pelo Autor

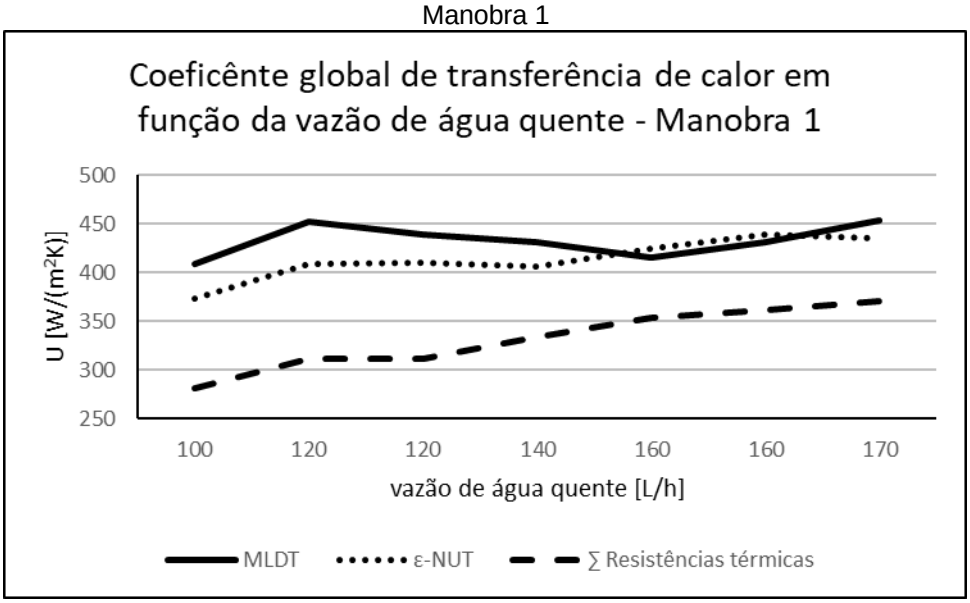
6.1.5. Vazão escolhida

Como não houve uma variável independente que indicasse claramente ser a melhor para análise global de todos os quatro casos, tomando-se como critério a menor VTVA, decidiu-se por utilizar q_q, por ter sido a melhor opção em dois das quatro manobras.

6.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR X QQ

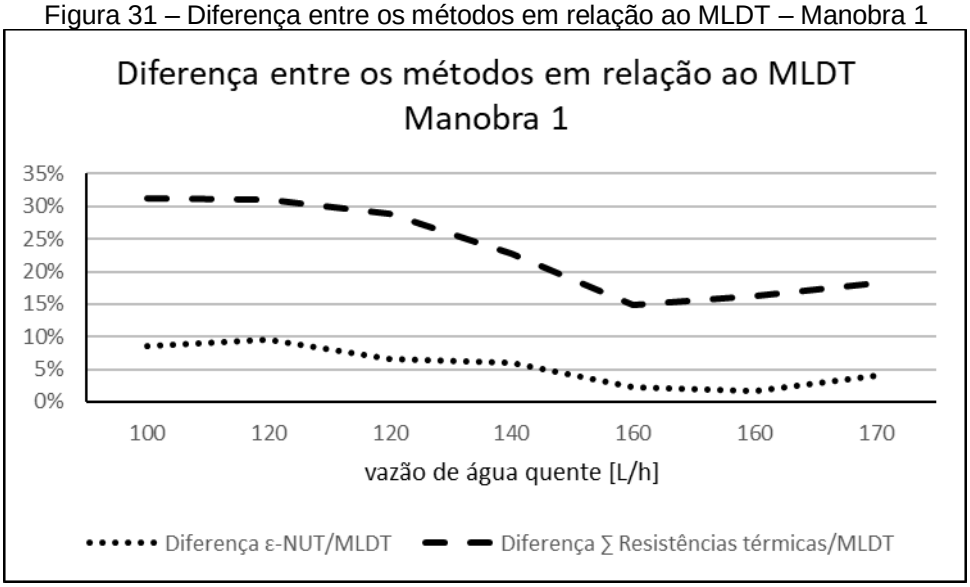
6.2.1. Manobra 1

Figura 30 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 1



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 31 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 1

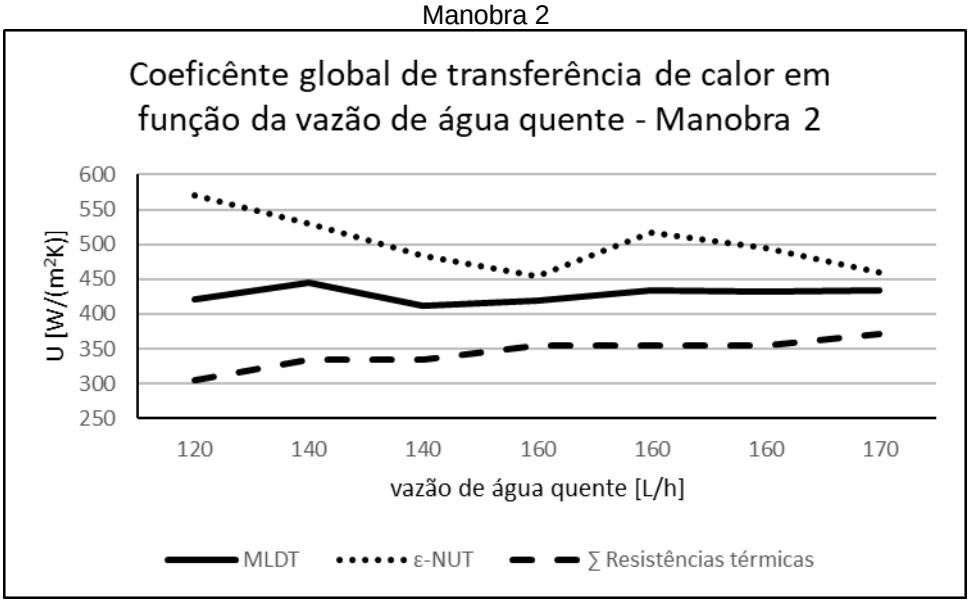


Fonte: Elaborado pelo Autor

Os resultados dos coeficientes mantiveram uma tendência similar, como observável na figura (30), e os erros variando aproximadamente entre 15% e 30%, apresentado na figura (31). Os resultados apresentados pelo método das resistências térmicas foram sempre inferiores ao do MLDT.

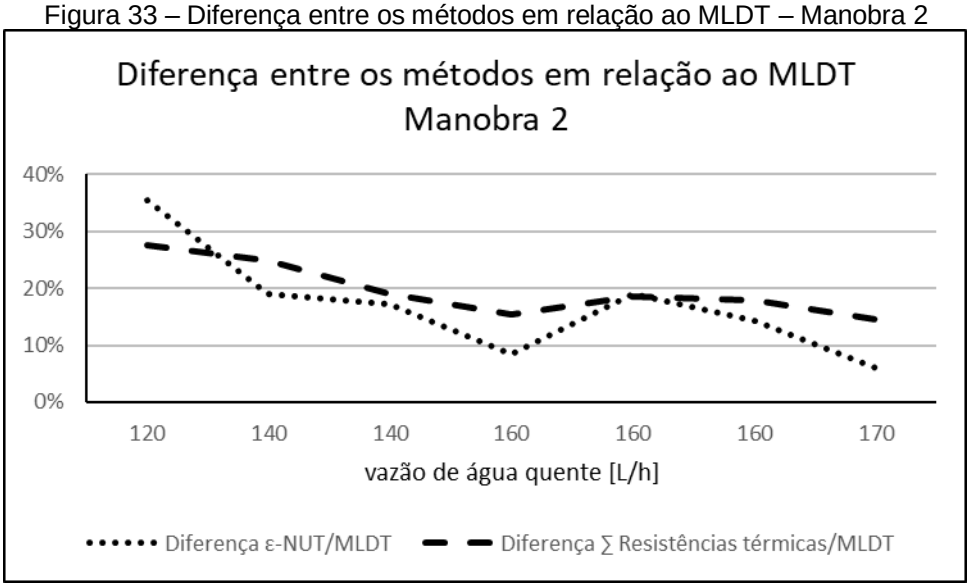
6.2.2.Manobra 2

Figura 32 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente - Manobra 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 33 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 2

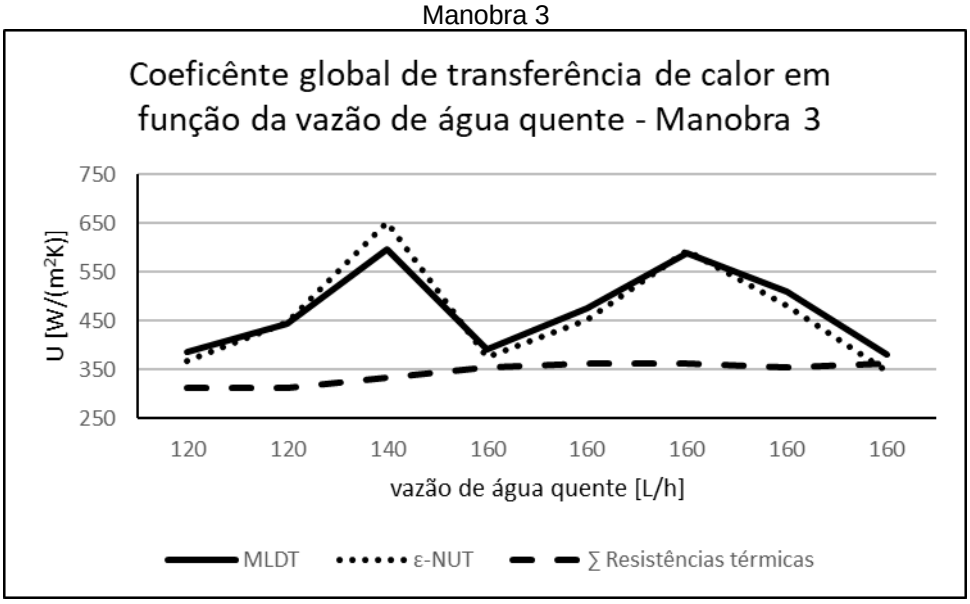


Fonte: Elaborado pelo Autor

Os resultados dos coeficientes mantiveram uma tendência similar, como observável na figura (32), e os erros foram sempre inferiores à 30%, apresentado na figura (33). Os resultados apresentados pelo método das resistências térmicas foram sempre inferiores ao do MLDT.

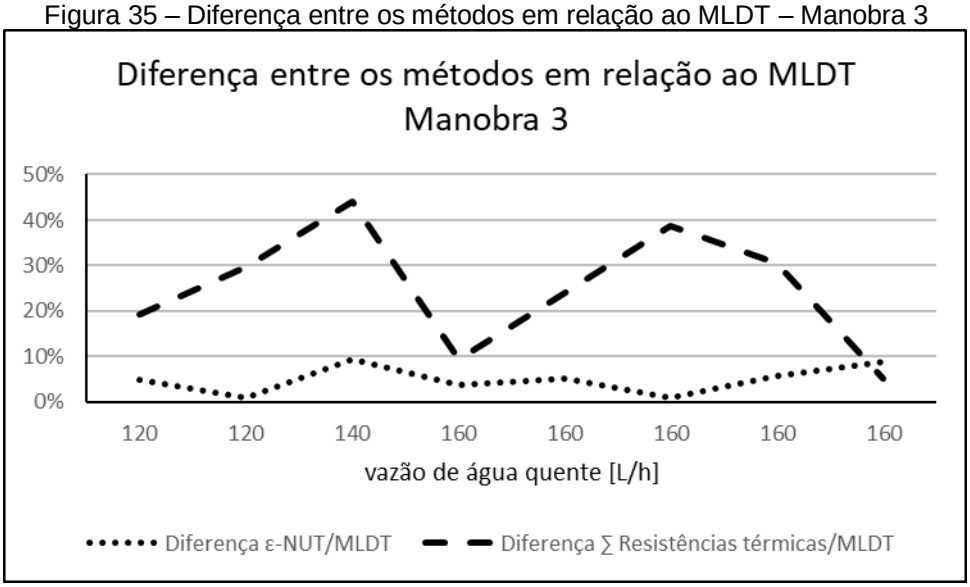
6.2.3. Manobra 3

Figura 34 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 35 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 3

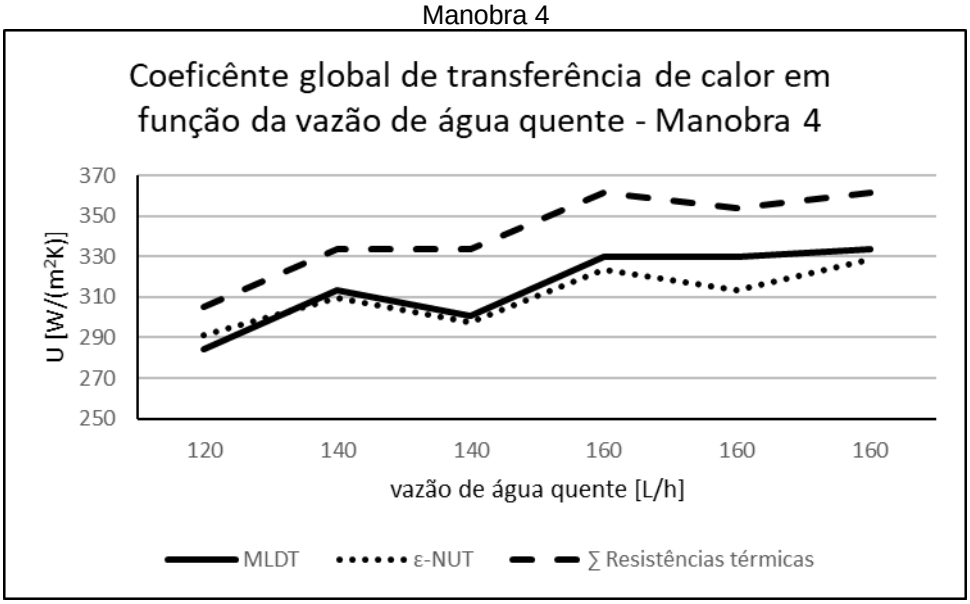


Fonte: Elaborado pelo Autor

Para essa configuração, o método das resistências térmicas se mostrou insensível a variações do coeficiente global de transferência de calor, chegando a obter erros próximos a casa dos 50%, como exposto na figura (35). Os resultados apresentados pelo método das resistências térmicas foram sempre inferiores ao do MLDT.

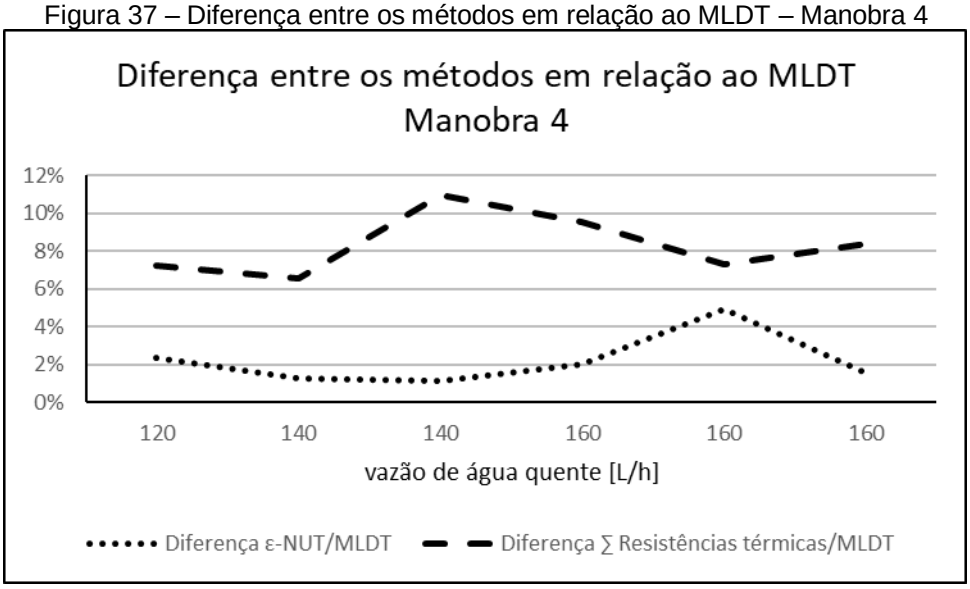
6.2.4. Manobra 4

Figura 36 – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água quente – Manobra 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 37 – Diferença entre os métodos em relação ao MLDT – Manobra 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

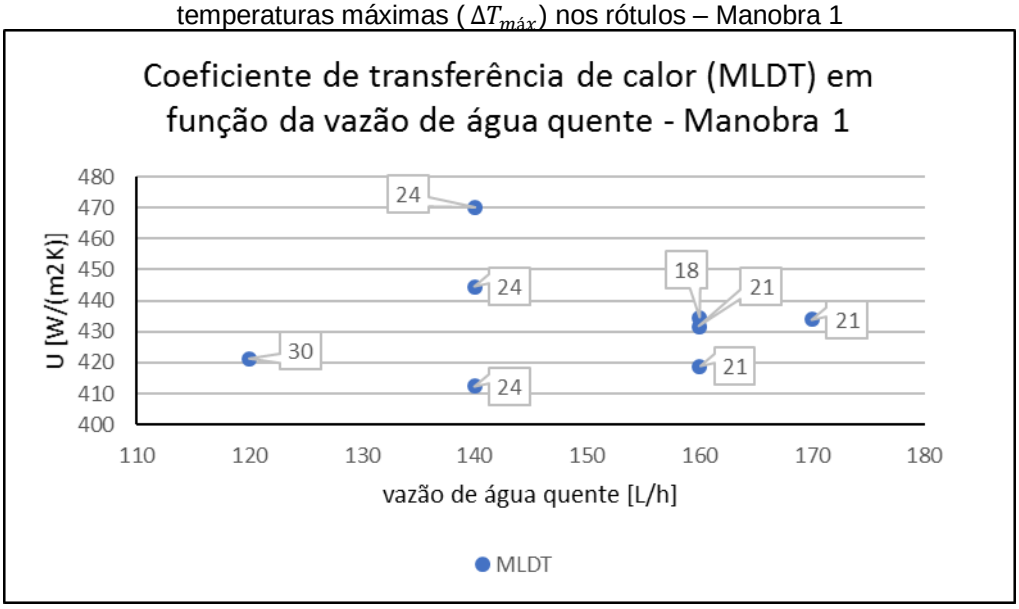
Os resultados dos coeficientes mantiveram uma tendência similar, como observável na figura (36), e os erros foram sempre inferiores à 12%, apresentado na figura (37). Os resultados apresentados pelo método das resistências térmicas foram sempre superiores ao do MLDT.

6.3. RELAÇÃO U x Q x ΔT

Buscou-se caracterizar a bancada experimental de forma gráfica para cada experimento, de forma a criar um mapa U x Q x ΔT. A seguir estão representados os gráficos de U x q_q para as quatro manobras, com os rótulos dos dados sendo $\Delta T_{máx}$.

6.3.1. Manobra 1

Figura 38 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T_{máx}$) nos rótulos – Manobra 1

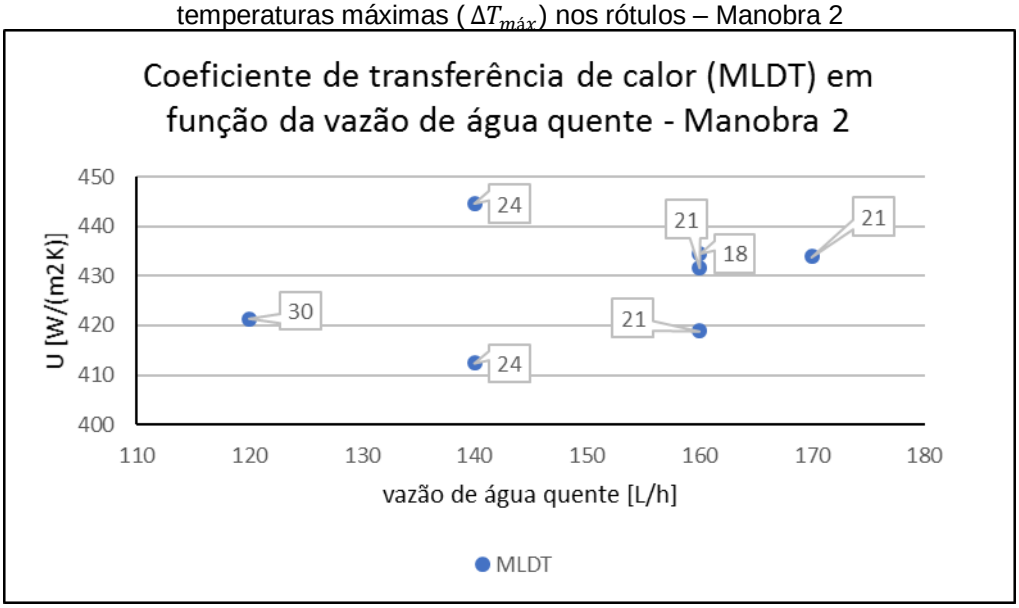


Fonte: Elaborado pelo Autor

Infere-se do gráfico que a partir dos testes em questão, que só obteve-se $\Delta T_{máx}$ semelhantes para vazões de água quente semelhantes. Além disto, o $\Delta T_{máx}$ diminui a medida que aumenta-se a vazão de água quente. O mesmo comportamento é visto nas outras três manobras seguintes.

6.3.2.Manobra 2

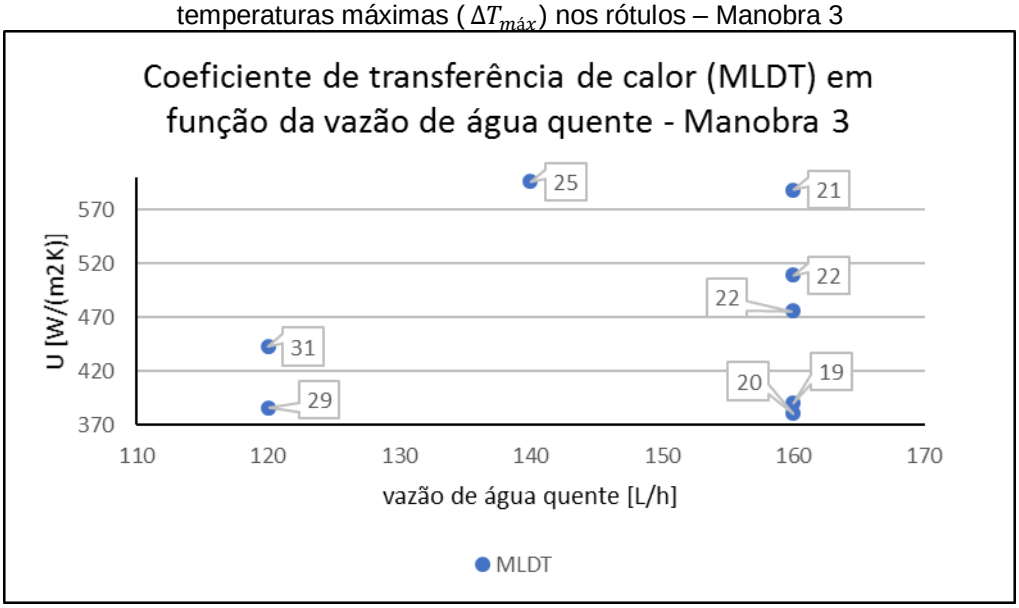
Figura 39 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T_{máx}$) nos rótulos – Manobra 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

6.3.3.Manobra 3

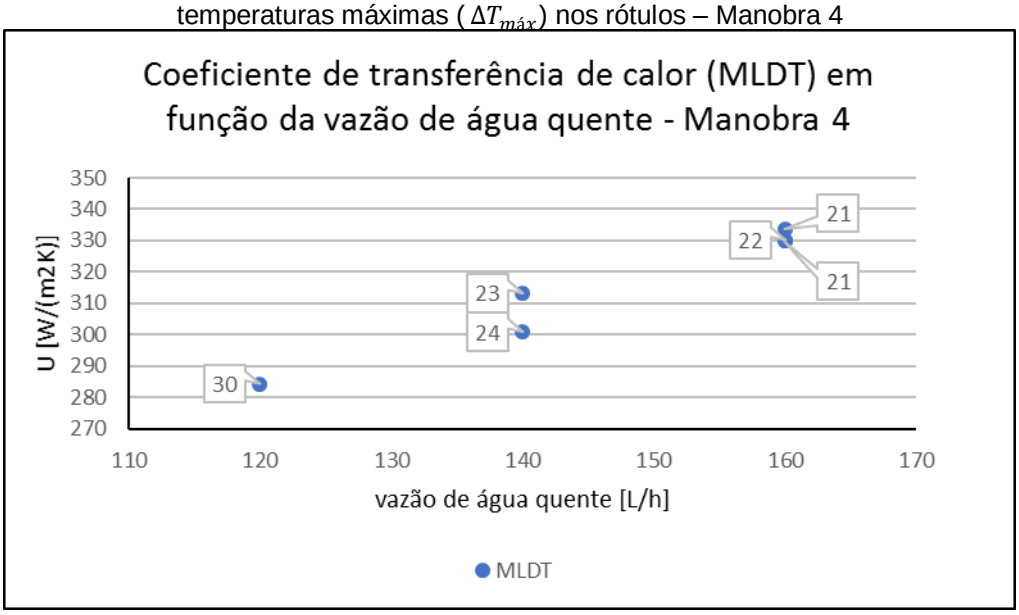
Figura 40 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T_{máx}$) nos rótulos – Manobra 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

6.3.4.Manobra 4

Figura 41 – Coeficiente de transferência de calor (MLDT) em função da vazão de água quente com as temperaturas máximas ($\Delta T_{máx}$) nos rótulos – Manobra 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

6.4. FAIXAS DE U OBTIDAS

Visou-se obter para os arranjos estudados valores médios do coeficiente global de transferência de calor para cada método, a partir de uma média e uma variação máxima inferior e superior. Vale ressaltar que as condições operacionais dos testes utilizados contemplam grande parte das condições operacionais possíveis do trocador de calor, respeitando as restrições de vazões do aparelho. Segue a tabela com os valores obtidos.

Tabela 12 – Faixas de U por configuração por método

Arranjo		U [W/m²K]		
		MLDT	ε-NUT	∑ Rt
1	Tubo: Água quente Casco: Água fria Correntes paralelas	431 ± 5%	406 ± 8%	326 ± 13%
2	Tubo: Água quente Casco: Água fria Contracorrente	441 ± 6%	512 ± 11%	338 ± 9%
3	Tubo: Água fria Casco: Água quente Correntes paralelas	488 ± 21%	499 ± 30%	336 ± 7%
4	Tubo: Água fria Casco: Água quente Contracorrente	308 ± 7%	309 ± 6%	333 ± 8%

Fonte: Elaborado pelo Autor

7. CONCLUSÕES E CRÍTICAS AOS ENSAIOS

Essa seção foi introduzida com o objetivo de avaliar e criticar os resultados obtidos no que tange às características operacionais do trocador de calor em estudo.

7.1. LIMITAÇÕES ENCONTRADAS

Os ensaios foram realizados numa pequena faixa de vazão, limitados pela faixa de leitura dos rotâmetros, o que impediu uma tomada de dados com vazões mais variadas e cobrindo uma maior faixa. Ainda sobre as vazões, durante certos instantes suas leituras se mostravam inconsistentes nos rotâmetros, devido a rede de água da universidade que abastecia o experimento ser bem inconstante.

Em conjunto com o problema acima citado, a entrada de água é única. A assim, a vazão de água fria depende da vazão de água quente criando uma dificuldade de regulagem da vazão.

7.2. SUPERVISÃO

Como o trocador de calor dos ensaios foi concebido e testado no laboratório LAGEPOT, da UFES, é razoável aceitar que a supervisão do teste pode ser realizada por pessoas competentes no que tange os conhecimentos de termodinâmica e transferência de calor. Os testes aqui apresentados foram agrupados e tratados pelo autor, graduando em engenharia mecânica, com as disciplinas referentes aos temas antepostos já concluídas, e realizados pelos alunos da disciplina de laboratório de maquinas térmicas I, sob a supervisão do Prof. Dr. Rogério Ramos, docente da disciplina e orientador desde estudo.

7.3. COEFICIENTE GLOBAL DE CALOR

Neste tópico, será avaliado o resultado obtidos para os coeficientes comparando os três métodos utilizados. Para os cálculos das diferenças entre eles, tomou-se como base o MLDT, por ser considerado o mais preciso, estudado e aceitado entre os

mesmos. Vale desde já ressaltar em observação à tabela (12) que os coeficientes globais de transferência de calor para as manobras 1 e 2 (água fria no casco e água quente no tubo) seguiram o comportamento esperado para um trocador de calor de tubos, no qual o coeficiente global de transferência de calor aumentou para o caso contracorrente. Já para as manobras 3 e 4 (água fria no tubo e água quente no casco), o comportamento apresentado foi o contrário, onde o coeficiente global de transferência de calor em paralelo se mostrou superior. Esta constatação não fere os conceitos difundidos na literatura, devido ao fato de serem referentes a escoamentos de tubos paralelos, e não em tubos em forma de serpentina, como o caso em estudo. O método NUT se mostrou sempre mais próximo do MLDT do que o método da soma das resistências térmicas, o que indica, de acordo com o adotado neste trabalho, que o método NUT é mais preciso que a soma das resistências térmicas.

7.3.1. MLDT x ε-NUT

O resultado de ambos os métodos consolidados e amplamente utilizados seguiram o resultado esperado, onde o comportamento entre eles se mantiveram consistentes em todas as manobras e suas diferenças em sua maioria inferiores a 10%, como pode ser observado nas figuras (31, 33, 35 e 37).

7.3.2. MLDT X Resistências térmicas

O método das resistências térmicas se mostrou apresentando diferentes comportamentos para cada configuração no trocador de calor estudado. Em regra geral, subestimou o coeficiente global de transferência de calor obtido pelo MLDT, exceto na configuração 4. As diferenças entre os métodos, e como consequência a precisão do método da soma das resistências térmicas variou bastante para cada configuração, se mostrando altamente indicado para a configuração 4, nada indicado para a 3, e com diferenças intermediarias para 2 e 3.

7.4. CORRELAÇÃO PARA COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM SERPENTINAS

O coeficiente de transferência de calor por convecção proposto por Janssen (1977) e adotado neste trabalho se mostrou como sendo a parte predominante dentre as resistências térmicas, variando sempre como sendo responsável por 85% a 90% desta. O Comportamento do coeficiente composto das resistências térmicas, e logo, a correlação em questão, mostraram tendências que devem ser ressaltados. Para o caso de fluxo contracorrente e água fria no tubo (4) o coeficiente foi sempre superestimado, enquanto para as configurações restantes (1, 2 e 3) os coeficientes foram subestimados. Conclui-se ainda que a correlação fornece melhores resultados para a configuração 4, de fluxo contracorrente, com água fria no tubo. Por fim, para a configuração 3, correntes paralelas e água fria no tubo, não se mostrou adequado o uso da correlação devido ao alto percentual de diferença quando comparado ao MLDT e a insensibilidade do coeficiente obtido a partir da soma das resistências térmicas em relação a variações do coeficiente global, como já comentado.

7.5. MAPA U x Q x ΔT

Com finalidade de encontrar uma relação entre U e $\Delta T_{máx}$, a partir da relação:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{máx}$$

Onde Q e A sejam considerados constantes, objetivava-se traçar um mapa representativo que fornecesse uma das três variáveis ao se entrar com outras duas. Observa-se de início que a diferença máxima de temperaturas diminui à medida que se aumenta a vazão de água quente, que pode ser explicado pelo aumento de velocidade do fluxo e consequentemente menos tempo para a água ser aquecida. Além disso, poucos dados para uma mesma faixa de $\Delta T_{máx}$ dificultaram a visualização das curvas.

7.6. RECOMENDAÇÕES DE MELHORIAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o desenvolvimento deste trabalho, percebeu-se que alguns pontos podem ser evoluídos para melhorar os resultados obtidos. Na sequência, estes serão elencados,

a fim de criar possibilidades para o desenvolvimento de novos trabalhos quanto a este tema.

Uma das principais dificuldades encontradas referentes a confiabilidade foi referente a estabilização do fluxo de água. Dito isso, a utilização de um reservatório seria de grande incremento para a qualidade do experimento. Além disto, uma desvinculação entre os dois fluxos de entrada facilitaria o estudo no que tange aumentar a gama de vazões mapeadas.

Outro ponto que poderia ser desenvolvido, principalmente em relação a seção 7.5 seria realizar testes fixando faixas de $\Delta T_{máx}$ e variando a vazão, para assim ser possível a construção das curvas desejadas e uma função biunívoca para cada $\Delta T_{máx}$, relacionando o coeficiente global de transferência de calor com a vazão de água quente.

8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho foi capaz de avaliar de maneira satisfatória o comportamento do coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor presente no LAGEPOT na Universidade Federal do Espirito Santo. Lembra-se que todos os equipamentos e dispositivos utilizados já existiam no laboratório, logo, tornando nulo o investimento até este presente momento nesse estudo. Isso é importante uma vez que agora é viável propor pontos interessantes para a alocação de um possível recurso, como o reservatório de água, contribuindo assim para a evolução do teste proposto.

Quanto a correlação utilizada para análise da resistência convectiva, buscou-se aplica-la a todas configurações, evidenciando seus sucessos e fracassos, importantes para continuação dos estudos e proposta de novos ensaios. Assim, este trabalho deve ser compreendido como o passo inicial neste sentido, sendo necessário continuar a aprofundar-se neste sentido para futuramente obter resultados concretos e capazes de caracterizar completamente o trocador de calor em estudo em todas suas configurações.

Diante do que foi dito no parágrafo acima, é razoável entender que os resultados obtidos para a correlação são iniciais, não sendo dotados de toda a confiabilidade possível, levando em conta que os testes foram feitos com uma finalidade global, e não voltado a obter este tipo de análise especifica.

Por fim, o desenvolvimento das análises sobre o coeficiente global de transferência de calor em função das características operacionais propostos neste trabalho foram capazes de formar uma estrutura inicial para a evolução deste projeto. Além disso, os resultados encontrados evidenciaram que alguns pontos já estão bem encaminhados no objetivo de caracterizar a bancada do trocador de calor em estudo.

9. REFERÊNCIAS

BEJAN, A. (1982). Second Law Analysis in Heat Transfer and Thermal Desing. Advances in heat Transfer, v.15.

BEJAN, A. (1996). Transferência de Calor. São Paulo: Edgard Blucher.

BEJAN, A. (1997). The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchanger for Gas-to-Gas Applications. Journal of Heat Transfer, v99.

FAKHERI, A. (2007). Heat Exchanger Effiency. Transactions of the ASME, v. 129, September.

FREITAS, A. G. B.; OLIVEIRA, I. M.; OLIVEIRA, Y. M.; SILVA, G. F.; MEDRONHO, R. A.; "MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO DE FLUIDOS EM TUBOS HELICOIDAIS", p. 6353-6360 . In: Anais do XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química - COBEQ 2014 [= Blucher Chemical Engineering Proceedings, v.1, n.2]. São Paulo: Blucher, 2015.

GUO, Z, Y. et al. Theoretical Analysis and Experimental Confirmation of the Uniformity Principle of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 45.

INCROPERA, F.P et al. (2008). Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC.

KAKAÇ, S., Liu, H., Heat Exchangers – Selection Rating, and Thermal Design, CRC Press, New York, 2002.

L. A. M. JANSSEN and C. J. Hoogendoorn - LAMINAR CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN HELICAL COILED TUBES, Technical University of Delft, Netherlands, 1977.

MORAN, J.M, SHAPIRO, H.N ; Princípios de termodinâmica para engenharia. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

PEREIRA, F. (2010). Trocadores de calor – Escola de Engenharia de Lorena, Universidade de São Paulo, Lorena, 2010.

RAMOS, R. (2015). Operação Trocador de Calor – Universidade Federal do Espirito Santo, Vitória, 2015.

SANTANA, L.F.M. O problema de Graetz em tubos curvos com raio de curvatura irrestrito. Tese de mestrado – Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1997.

SCHNEIDER, P. (Agosto de 2007). Incertezas de Medição e Ajuste de dados.

TIUSSI, B.L. (2008). PROJETO DE MELHORIAS NOS MÓDULOS EXPERIMENTAIS DIDÁTICOS PARA LABORATÓRIO DE ENGENHARIA TÉRMICA I. Tese – Universidade Federal do Espirito Santo, Vitória, 2008.

APÊNDICE A – DADOS DOS TESTES UTILIZADOS

Neste apêndice serão apresentados os resultados de cada um dos ensaios utilizados neste trabalho, contendo a análise das temperaturas de regime permanente, bem como as vazões de água quente e fria de cada caso. Cada ensaio foi designado primeiramente de acordo com sua configuração operacional, e em seguida referente ao ano em que foi realizado e se necessário, em qual turma.

Tabela A1 – Principais dados do ensaio 2014.2

Ensaio	2014.2 Turma 2		Configuração		1	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	42,02	0,10	42,23	41,73	42,31	0,2%
T2	34,87	0,12	34,75	34,53	35,22	0,3%
T3	26,00	0,01	26,02	25,98	26,03	0,0%
T4	48,52	0,18	48,40	47,97	49,07	0,4%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A2 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 3

Ensaio	2012.1 Turma 3		Configuração		1	
q_q	120	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	43,00	0,37	43,14	41,88	44,11	0,9%
T2	36,38	0,11	36,35	36,04	36,72	0,3%
T3	23,75	0,01	23,74	23,71	23,78	0,1%
T4	53,41	0,71	52,23	51,29	55,54	1,3%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A3 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 1

Ensaio	2012.1 Turma 1		Configuração		1	
q_q	120	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	42,75	0,05	42,86	42,61	42,88	0,1%
T2	35,73	0,16	35,58	35,25	36,21	0,4%
T3	23,97	0,02	23,98	23,91	24,02	0,1%
T4	52,94	0,17	52,98	52,44	53,44	0,3%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A4 – Principais dados do ensaio 2016.1

Ensaio	2016.1		Configuração		1	
q_q	170	L/h	q_f	110	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	39,47	0,31	39,33	38,55	40,40	0,8%
T2	32,96	0,12	32,67	32,61	33,31	0,4%
T3	24,00	0,02	24,03	23,95	24,06	0,1%
T4	45,49	0,44	45,61	44,19	46,80	1,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A5 – Principais dados do ensaio 2015.1

Ensaio	2015.1		Configuração		1	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	42,37	0,10	42,31	42,06	42,68	0,2%
T2	34,37	0,06	34,37	34,20	34,53	0,2%
T3	25,14	0,01	25,14	25,10	25,17	0,0%
T4	49,19	0,36	49,04	48,09	50,28	0,7%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A6 – Principais dados do ensaio 2013.2

Ensaio	2013.2		Configuração		1	
q_q	140	L/h	q_f	140	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	44,42	0,09	44,21	44,16	44,69	0,2%
T2	36,46	0,18	36,86	35,92	36,99	0,5%
T3	28,08	0,01	28,10	28,05	28,12	0,0%
T4	52,60	0,36	52,68	51,52	53,68	0,7%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A7 – Principais dados do ensaio 2011.2

Ensaio	2011.2		Configuração		1	
q_q	100	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	46,49	0,44	47,30	45,16	47,81	0,9%
T2	38,97	0,42	40,21	37,71	40,23	1,1%
T3	26,39	0,01	26,30	26,35	26,43	0,0%
T4	59,10	1,43	61,76	54,81	63,40	2,4%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A8 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 4

Ensaio	2014.2 turma 4		Configuração		2	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	40,68	0,14	40,74	40,27	41,09	0,3%
T2	26,25	0,01	26,25	26,20	26,29	0,1%
T3	35,09	0,37	35,24	33,99	36,19	1,0%
T4	47,08	0,27	47,18	46,27	47,88	0,6%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A9 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 1

Ensaio	2014.2 turma 1		Configuração		2	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	40,42	0,06	40,62	40,24	40,59	0,1%
T2	27,74	0,19	28,09	27,17	28,32	0,7%
T3	35,10	0,52	35,45	33,55	36,65	1,5%
T4	46,23	0,20	46,37	45,64	46,81	0,4%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A10 – Principais dados do ensaio 2013.2

Ensaio	2013.2		Configuração		2	
q_q	140	L/h	q_f	140	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	43,30	0,12	43,40	42,94	43,65	0,3%
T2	28,31	0,02	28,31	28,26	28,35	0,1%
T3	36,70	0,77	36,76	34,40	39,00	2,1%
T4	52,64	0,33	52,77	51,65	53,64	0,6%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A11 – Principais dados do ensaio 2011.2 turma 3

Ensaio	2011.2 turma 3		Configuração		2	
q_q	120	L/h	q_f	60	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	45,78	0,49	45,75	44,31	47,25	1,1%
T2	25,77	0,05	25,86	25,64	25,91	0,2%
T3	43,49	0,33	43,36	42,51	44,47	0,8%
T4	55,82	1,04	55,82	52,70	58,94	1,9%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A12 – Principais dados do ensaio 2011.2 turma 1

Ensaio	2011.2 turma 1		Configuração		2	
q_q	170	L/h	q_f	110	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	39,14	0,26	39,37	38,35	39,93	0,7%
T2	24,03	0,01	24,05	23,99	24,07	0,1%
T3	33,48	0,73	33,30	31,29	35,68	2,2%
T4	45,28	0,37	45,28	44,16	46,39	0,8%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A13 – Principais dados do ensaio 2016.2

Ensaio	2016.2		Configuração		2	
q_q	140	L/h	q_f	80	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	41,22	0,11	41,19	40,89	41,56	0,3%
T2	24,70	0,01	24,70	24,66	24,73	0,0%
T3	36,54	0,10	36,60	36,24	36,85	0,3%
T4	48,80	0,20	48,63	48,21	49,39	0,4%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A14 – Principais dados do ensaio 2016.1

Ensaio	2016.1		Configuração		2	
q_q	140	L/h	q_f	80	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	43,55	0,33	43,69	42,58	44,53	0,7%
T2	27,12	0,01	27,13	27,09	27,16	0,0%
T3	39,80	0,31	39,87	38,87	40,73	0,8%
T4	51,52	0,71	51,77	49,40	53,65	1,4%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A15 – Principais dados do ensaio 2015.2

Ensaio	2015.2		Configuração		2	
q_q	160	L/h	q_f	80	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	42,13	0,21	42,19	41,51	42,75	0,5%
T2	26,51	0,01	26,51	26,48	26,55	0,0%
T3	38,24	0,47	38,16	36,82	39,66	1,2%
T4	48,01	0,49	48,14	46,53	49,49	1,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A16 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 3

Ensaio	2014.2 turma 3		Configuração		3	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	36,12	0,10	36,15	35,83	36,41	0,3%
T2	41,24	0,07	41,24	41,03	41,44	0,2%
T3	47,82	0,14	47,90	47,39	48,25	0,3%
T4	26,09	0,01	26,10	26,06	26,13	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A17 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 2

Ensaio	2014.2 turma 2		Configuração		3	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	35,50	0,08	35,28	35,27	35,74	0,2%
T2	39,98	0,16	39,57	39,49	40,47	0,4%
T3	47,10	0,37	47,05	45,98	48,21	0,8%
T4	25,84	0,01	25,84	25,81	25,88	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A18 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 1

Ensaio	2012.1 turma 3		Configuração		3	
q_q	120	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	35,34	0,13	35,19	34,95	35,74	0,4%
T2	43,51	0,24	43,07	42,79	44,24	0,6%
T3	54,84	0,78	54,70	52,52	57,17	1,4%
T4	24,05	0,03	24,09	23,98	24,13	0,1%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A19 – Principais dados do ensaio 2012.1 turma 2

Ensaio	2012.1 turma 2		Configuração		3	
q_q	120	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	34,37	0,10	34,48	34,06	34,68	0,3%
T2	42,73	0,14	42,83	42,30	43,16	0,3%
T3	52,35	0,90	52,66	49,65	55,05	1,7%
T4	23,31	0,01	23,32	23,28	23,35	0,1%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A20 – Principais dados do ensaio 2011.2

Ensaio	2011.2		Configuração		3	
q_q	160	L/h	q_f	95	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$-3σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	34,08	0,04	34,10	33,96	34,20	0,1%
T2	39,65	0,07	39,66	39,43	39,87	0,2%
T3	46,12	0,20	46,04	45,51	46,73	0,4%
T4	23,67	0,01	23,69	23,64	23,71	0,1%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A21 – Principais dados do ensaio 2015.2

Ensaio	2015.2		Configuração		3	
q_q	140	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$-3σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	36,89	0,06	36,90	36,72	37,06	0,2%
T2	42,15	0,03	42,17	42,07	42,22	0,1%
T3	51,94	0,36	51,90	50,85	53,03	0,7%
T4	26,60	0,01	26,61	26,57	26,63	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A22 – Principais dados do ensaio 2016.1

Ensaio	2016.1		Configuração		3	
q_q	160	L/h	q_f	60	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$-3σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	38,23	0,11	38,35	37,91	38,54	0,3%
T2	42,38	0,14	42,42	41,95	42,80	0,3%
T3	46,72	0,29	46,91	45,85	47,59	0,6%
T4	27,33	0,01	27,33	27,30	27,35	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A23 – Principais dados do ensaio 2015.1

Ensaio	2015.1		Configuração		3	
q_q	160	L/h	q_f	120	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$-3σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	33,73	0,13	33,74	33,34	34,13	0,4%
T2	40,67	0,18	40,54	40,14	41,20	0,4%
T3	46,01	0,10	46,04	45,72	46,30	0,2%
T4	25,65	0,01	25,66	25,62	25,69	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A24 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 4

Ensaio	2014.2 turma 4		Configuração		4	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	36,09	0,11	36,11	35,75	36,42	0,3%
T2	47,24	0,11	47,31	46,90	47,57	0,2%
T3	42,21	0,32	42,29	41,24	43,19	0,8%
T4	25,96	0,01	25,96	25,93	25,99	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A25 – Principais dados do ensaio 2014.2 turma 3

Ensaio	2014.2 turma 3		Configuração		4	
q_q	160	L/h	q_f	100	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	35,35	0,09	35,31	35,07	35,62	0,3%
T2	46,81	0,34	46,82	45,77	47,84	0,7%
T3	41,76	0,41	41,87	40,53	42,98	1,0%
T4	26,01	0,02	26,02	25,96	26,06	0,1%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A26 – Principais dados do ensaio 2013.2

Ensaio	2013.2		Configuração		4	
q_q	140	L/h	q_f	140	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	35,91	0,05	35,96	35,75	36,07	0,2%
T2	52,44	0,22	52,66	51,80	53,09	0,4%
T3	45,82	0,22	45,76	45,17	46,48	0,5%
T4	28,11	0,01	28,12	28,07	28,15	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A27 – Principais dados do ensaio 2012.1

Ensaio	2012.1		Configuração		4	
q_q	160	L/h	q_f	95	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	33,89	0,06	34,00	33,71	34,07	0,2%
T2	45,75	0,22	46,01	45,09	46,40	0,5%
T3	40,47	0,34	40,53	39,46	41,49	0,8%
T4	23,57	0,01	23,58	23,55	23,58	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A28 – Principais dados do ensaio 2015.2

Ensaio	2015.2		Configuração		4	
q_q	140	L/h	q_f	120	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	35,13	0,06	35,19	34,95	35,31	0,2%
T2	49,65	0,10	49,81	49,36	49,94	0,2%
T3	43,35	0,26	43,56	42,57	44,13	0,6%
T4	26,50	0,01	26,50	26,47	26,54	0,0%

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela A29 – Principais dados do ensaio 2011.2

Ensaio	2011.2		Configuração		4	
q_q	120	L/h	q_f	120	L/h	
	$\bar{T}_{10}$	σ_{10}	$\bar{T}_{20}$	$\bar{T}_{10}$ -3 σ_{10}	$\bar{T}_{10}$+3σ_{10}	% $\sigma_{10}/\bar{T}_{10}$
T1	26,41	0,01	26,41	26,37	26,45	0,0%
T2	47,35	0,80	46,89	44,96	49,75	1,7%
T3	56,24	0,57	56,27	54,52	57,97	1,0%
T4	35,55	0,31	35,70	34,63	36,47	0,9%

Fonte: Elaborado pelo Autor