

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL NUNES MAIA JUNIOR

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
DE UM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2014

GABRIEL NUNES MAIA JUNIOR

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO
DE UM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Câmpus* Ponta Grossa.

Orientador: Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*

PONTA GROSSA

2014



TERMO DE APROVAÇÃO

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS

por

GABRIEL NUNES MAIA JUNIOR

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 17 de dezembro de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Orientador

Profa. Dra. Priscilla dos Santos Gaschi Leite
Membro Titular

Prof. Me. Gilberto Zammar
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

Dedico aos meus pais que sempre me apoiaram e acreditaram em mim.

À minha irmã que esteve ao meu lado sempre.

À minha noiva que sempre me deu força e fez acreditar que eu conseguiria.

À todos os professores que fizeram parte da caminhada na Universidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a *Deus* por ter me dado saúde, paz e força para concluir minha graduação.

Agradeço aos meus pais e minha irmã *Gabriel Nunes Maia, Rosalva Aparecida de Freitas Maia e Amanda de Freitas Maia*, que sempre me deram todo suporte, carinho, amor, fizeram eu acreditar que iria conseguir, que iria valer a pena.

Agradeço a minha noiva *Andressa Roberta Pereira* que me deu todo o apoio durante esse longo caminho da graduação, sempre me escutou, me aconselhou, me acalmou, pois sem ela não seria possível.

Agradeço a todos meus amigos que participaram de uma forma ou de outra durante essa caminhada.

Agradeço aos professores que contribuíram para minha formação profissional da melhor maneira possível.

Agradeço aos meus familiares que sempre torceram e acreditaram em meu sucesso durante a graduação.

RESUMO

MAIA JUNIOR, Gabriel Nunes. **Investigação experimental do desempenho de um trocador de calor de tubos concêntricos**. 2014. 83 f. Trabalho de Conclusão de Curso. (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Neste Trabalho de Conclusão de Curso foi realizada uma investigação experimental do desempenho de um trocador de calor de tubos concêntricos sob diferentes condições de operação em escoamentos paralelo e contracorrente. A taxa total de transferência de calor foi determinada utilizando três diferentes métodos: Balanço de Energia, Método MLDT (Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura) e o Método ε -NUT (Efetividade-NUT). Todos os experimentos foram realizados em um aparato experimental localizado no Laboratório Didático de Ciências Térmicas do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Câmpus* Ponta Grossa. As incertezas experimentais foram calculadas através da Técnica de Amostragem Simples com o auxílio do *software Uncertainty Calculator*. Independentemente do método utilizado, os resultados experimentais do desempenho do trocador de calor de tubos concêntricos indicaram que as mais altas taxas de transferência de calor ocorrem para as maiores vazões dos fluidos quente e frio e os maiores gradientes de temperatura de entrada entre os fluidos quente e frio. Para as mesmas condições de temperatura de entrada e de vazão dos fluidos quente e frio a configuração em escoamento contracorrente apresentou um melhor desempenho do que a configuração em escoamento paralelo.

Palavras-Chave: Trocadores de calor. Tubos concêntricos. Balanço de Energia. Método MLDT. Método Efetividade-NUT. Análise de desempenho.

ABSTRACT

MAIA JUNIOR, Gabriel Nunes. **Experimental investigation of the performance of a heat exchanger concentric tubes**. 2014. 83 p. Work Course Conclusion. (Bachelor of Mechanical Engineering) - Federal Technological University of Paraná. Ponta Grossa, 2014.

In this Work Course Conclusion an experimental investigation of concentric tubes heat exchanger performance under different operating conditions in parallel flow and counterflow was performed. The overall rate of heat transfer was determined using three different methods to compare: Energy Balance, LMDT (Log Mean Temperature Difference) Method, and ε -NTU (Effectiveness-NTU) Method. All experiments were performed on an experimental apparatus located in *Educational Laboratory of Thermal Sciences of Academic Department of Mechanics, Federal University of Technology – Paraná/Ponta Grossa*. The experimental uncertainties were calculated by simple sampling technique with the help of Uncertainty Calculator software. Regardless of the method used, the experimental results of the performance of the concentric tube heat exchanger indicated that the highest heat transfer rates occur at higher flow rates of the hot and cold fluids and the higher inlet temperature gradient between the hot fluid and cold. For the same input temperature and flow of hot and cold fluids to flow in counterflow configuration performed better than the configuration in parallel flow.

Keywords: Heat Exchangers. Concentric tubes. Energy balance. LMDT Method. Effectiveness-NTU Method. Performance analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Desenvolvimento de camada-limite fluidodinâmica laminar em um tubo circular .	19
Figura 2. Desenvolvimento de camada-limite térmica em um tubo circular aquecido	20
Figura 3. A região anular entre tubos concêntricos	23
Figura 4. Rede de resistência térmica associada à transferência de calor em uma parede cilíndrica	25
Figura 5. Trocador de calor de tubos concêntricos: a) escoamento paralelo e b) escoamento contracorrente	28
Figura 6. Trocador de calor com escoamento cruzado: (a) Aletado com ambos os fluidos não-misturados e (b) Não Aletado com um fluido misturado e o outro não-misturado	29
Figura 7. Trocador de calor do tipo casco e tubo	30
Figura 8. Trocadores de calor compactos: (a) Tubo aletado (tubos planos, placas contínuas como aletas), (b) Tubo aletado (tubos circulares, placas contínuas como aletas), (c) Tubo aletado (tubos circulares, aletas circulares), (d) Placa aletada (passe único) e (e) Placa aletada (múltiplo passe)	31
Figura 9. Trocador de calor tipo placas	32
Figura 10. Balanços de energia globais para os fluidos quentes e frio de um trocador de calor com dois fluidos	33
Figura 11. Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.	35
Figura 12. Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente	36
Figura 13. Configuração de escoamento em trocadores de calor: (a) escoamento paralelo e (b) escoamento em contracorrente.....	37
Figura 14. Efetividade de um trocador de calor de tubos concêntricos: (a) escoamento paralelo e (b) escoamento contracorrente.....	40
Figura 15. Aparato experimental para testes de desempenho de trocador de calor de tubos concêntricos.....	42
Figura 16. Unidade básica de abastecimento	43
Figura 17. Trocador de calor de tubos concêntricos.....	44
Figura 18. Diagrama esquemático do trocador de calor de tubos concêntricos	44
Figura 19. Cálculo da propagação de erros na equação do balanço de energia para o Caso #1	48

LISTA DE FOTOGRAFIAS

Fotografia 1. Módulo de controle e aquisição de dados EDIBON	45
--	----

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento paralelo	70
Gráfico 2. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento contracorrente	70
Gráfico 3. Média das taxas totais de transferência de calor obtidas nos métodos acima nos dois casos de escoamento	71
Gráfico 4. Comparativo entre o escoamento paralelo e contracorrente	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Número de <i>Nusselt</i> para o escoamento laminar plenamente desenvolvido em regiões anulares circulares com uma superfície isolada e a outra a temperatura constante	23
Tabela 2. Coeficientes de influência para o escoamento laminar plenamente desenvolvido em regiões anulares circulares com fluxo térmico uniforme mantido em ambas as superfícies ..	24
Tabela 3. Fatores de deposição representativos	26
Tabela 4. Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor	27
Tabela 5. Relações da efetividade de trocadores de calor	40
Tabela 6. Relações do NUT de trocadores de calor	40
Tabela 7. Dimensões do Trocador de Calor tipo Tubos Concêntricos	44
Tabela 8. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,0$ l/min e escoamento paralelo ...	49
Tabela 9. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,5$ l/min e escoamento paralelo ...	49
Tabela 10. Sequência das condições de operação para $Q_f=2,0$ l/min e escoamento paralelo ..	49
Tabela 11. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,0$ l/min e escoamento contracorrente	49
Tabela 12. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,5$ l/min e escoamento contracorrente	49
Tabela 13. Sequência das condições de operação para $Q_f=2,0$ l/min e escoamento contracorrente	50
Tabela 14. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (45°C) e as vazões em l/min	50
Tabela 15. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (50°C) e as vazões em l/min	50
Tabela 16. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (55°C) e as vazões em l/min	51
Tabela 17. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (60°C) e as vazões em l/min	51
Tabela 18. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (45°C) e as vazões em l/min	52
Tabela 19. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (50°C) e as vazões em l/min	52
Tabela 20. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (55°C) e as vazões em l/min	52
Tabela 21. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (60°C) e as vazões em l/min	52
Tabela 22. Propriedades termofísicas das medições de temperatura em escoamento paralelo	54

Tabela 23. Propriedades termofísicas das medições de temperatura em escoamento contracorrente	55
Tabela 24. Balanço de energia em escoamento paralelo	57
Tabela 25. Balanço de energia em escoamento contracorrente.....	58
Tabela 26. Coeficiente convectivo interno em escoamento paralelo	60
Tabela 27. Coeficiente convectivo interno em escoamento contracorrente	61
Tabela 28. Coeficiente convectivo externo em escoamento paralelo	62
Tabela 29. Coeficiente convectivo externo em escoamento contracorrente	63
Tabela 30. Taxa total de transferência de calor por meio do cálculo do coeficiente global para escoamento paralelo	64
Tabela 31. Taxa total de transferência de calor por meio do cálculo do coeficiente global para escoamento contracorrente	65
Tabela 32. Método da efetividade NUT em escoamento paralelo	66
Tabela 33. Método da efetividade NUT em escoamento contracorrente	67
Tabela 34. Comparação entre os métodos para a taxa de transferência de calor para escoamento paralelo	68
Tabela 35. Comparação entre os métodos para a taxa de transferência de calor para escoamento contracorrente	69

LISTA DE SIGLAS

DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica
LabDCT	Laboratório Didático de Ciências Térmicas
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
NUT	Número de Unidades de Transferência
PG	Ponta Grossa
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de transferência de calor [m ²]
c_p	Capacidade calorífica a pressão constante [J/kgK]
D	Diâmetro dos tubos [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
f	Fator de atrito
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K]
i	Entalpia [J/kg]
k	Condutividade térmica [W/mK]
L	Comprimento dos tubos [m]
L_c	Comprimento característico [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
Nu	Número de <i>Nusselt</i>
Pr	Número de <i>Prandtl</i>
q	Taxa total de transferência de calor [W]
Re	Número de <i>Reynolds</i>
R''_d	Fator de deposição
R_t	Resistência térmica [K/W]
T	Temperatura dos fluido [K]
UA	Condutância térmica global [W/K]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² K]
u_m	Velocidade média do fluido [m/s]
V	Velocidade média do fluido na seção transversal do tubo [m/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica do escoamento [m ³ /s]
$x_{fd,h}$	Comprimento de entrada fluidodinâmico [m]
$x_{fd,t}$	Comprimento de entrada térmico [m]

Letras gregas

α	Difusividade térmica [m ² /s]
ε	Efetividade
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ΔP	Variação de pressão [Pa]
ΔT	Variação de temperatura [K]

Subscritos

c	Frio
cond	Condução
conv	Convecção
D	Diâmetro
e	Externo
ent	Entrada
f	Frio
h	Quente
i	Interno
máx	Máximo
mín	Mínimo
m	Médio
q	Quente
r	Radial
sai	Saída
s	Superfície

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	16
1.2. JUSTIFICATIVA.....	17
1.3. OBJETIVOS.....	17
1.3.1. Objetivo Geral.....	17
1.3.2. Objetivos Específicos.....	17
1.4. DESCRIÇÃO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO	18
2. REFERÊNCIAL TEÓRICO	19
2.1. CONCEITOS BÁSICOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA	19
2.1.1. Escoamento em Tubos Circulares	19
2.1.2. Escoamento na Região Anular em Tubos Concêntricos	22
2.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	25
2.3. TIPOS DE TROCADORES DE CALOR.....	27
2.3.1. Tubos Concêntricos.....	27
2.3.2. Trocadores de Calor com Escoamento Cruzado	28
2.3.3. Casco e Tubo.....	29
2.3.4. Compactos.....	30
2.3.5. Placas.....	31
2.4. ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR.....	32
2.4.1. Balanço de Energia.....	33
2.4.2. Método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT)	34
2.4.2.1. <i>Escoamento paralelo</i>	35
2.4.2.2. <i>Escoamento contracorrente</i>	36
2.4.3. Método da Efetividade-NUT.....	38
3. METODOLOGIA.....	42
3.1. APARATO EXPERIMENTAL.....	42
3.1.1. Unidade Básica de Abastecimento	43

3.1.2. Trocador de Calor de Tubos Concêntricos.....	43
3.1.3. Módulo de Controle e de Aquisição de Dados.....	45
3.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	45
3.3. PROCEDIMENTO DOS CÁLCULOS.....	46
3.3.1. Balanço de Energia.....	46
3.3.2. Método MLDT	46
3.3.3. Método Efetividade-NUT.....	47
4. RESULTADOS E DISCUSÕES.....	48
4.1. DADOS COLETADOS PARA ESCOAMENTO PARALELO.....	50
4.2. DADOS COLETADOS PARA ESCOAMENTO CONTRACORRENTE.....	51
4.3. PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS	53
4.4. TAXA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	56
4.4.1. Balanço de Energia.....	56
4.4.2. Método MLDT	59
4.4.2.1. <i>Coeficiente convectivo interno</i>	59
4.4.2.2. <i>Coeficiente convectivo na região anular</i>	61
4.4.2.3. <i>Coeficiente global de transferência de calor</i>	64
4.4.3. MÉTODO EFETIVIDADE-NUT	66
4.5. ANÁLISE DO DESEMPENHO DE TROCADOR DE CALOR.....	68
5. CONCLUSÃO.....	73
REFERÊNCIAS	75
APÊNDICE A - DESENHO TÉCNICO DO APARATO EXPERIMENTAL	78
APÊNDICE B - PROPAGAÇÃO DE ERROS	81

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a transferência de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida. Estes equipamentos possuem muitas formas de aplicações na engenharia, tais como: aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, produção de potência, recuperação de calor em processos e processamento químico (INCROPERA *et al.*, 2008, p. 425).

Nos trocadores de calor, a principal forma de transferência de calor é por convecção, porém a condução também se faz presente através da parede que separa os dois fluidos. Por isso, o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, U , deve ser realizado para obtenção de um valor que englobe todas as transferências de calor envolvidas no trocador. “A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local de trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura no local, que varia ao longo do trocador de calor” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 629).

O coeficiente global de transferência de calor, por exemplo, pode ter uma incerteza de resultado na faixa de 30%, por isso muitos projetos de trocadores de calor são superestimados. Muitos parâmetros devem ser levados em conta em um projeto de trocadores de calor. A taxa de transferência de calor, a potência de bombeamento que depende do sistema que será construído, a dimensão do trocador, o peso do trocador, o tipo, a forma e os materiais que serão utilizados são parâmetros relevantes na seleção de um trocador de calor (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p. 661-663).

1.1. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Os projetos de trocadores de calor podem envolver duas situações distintas para o engenheiro. Em uma primeira situação, as temperaturas de entrada e de saída são conhecidas, assim como as vazões dos fluidos quente e frio. Nesse caso, o problema é a determinação das dimensões do trocador de calor, calculando a área A necessária para a obtenção da taxa de transferência de calor desejada. O Método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) fornece uma média apropriada entre as temperaturas, de entrada e de saída, dos fluidos quente e frio. Com essa diferença de temperatura e com a taxa total de transferência de calor do trocador de calor conhecida, através de um balanço de energia, é possível calcular o coeficiente global de transferência de calor no trocador de calor e, finalmente, calcular a área necessária para a ocorrência da troca de calor. Mesmo o Método

MLDT sendo o mais indicado para esta situação, o Método da Efetividade-NUT (ε -NUT) também pode ser utilizado nesse caso.

Para a situação da análise de um trocador de calor existente, o problema torna-se o cálculo do desempenho deste trocador de calor. Com as temperaturas de entrada e vazões especificadas, é calculada a taxa total de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos. O Método ε -NUT é comumente usado para projetos de trocadores de calor, calculando primeiramente a efetividade do trocador de calor. Feito isso, são calculados os outros parâmetros pertinentes a este método: os valores de NUT e da razão entre o valor mínimo e máximo da capacidade calorífica (C_r). Feito isso, o valor da ε é determinado com a equação apropriada para o tipo do trocador de calor. Com isso, é possível a determinação da taxa total de transferência de calor e a análise do desempenho do trocador de calor em questão. Esta situação também poderia ter sido resolvida pelo Método MLDT, porém isto exigiria um processo iterativo trabalhoso. O cálculo de desempenho está comumente associado ao uso de tipos e tamanhos de trocadores de calor fora dos padrões disponíveis (INCROPERA *et al.* 2008).

1.2. JUSTIFICATIVA

Os trocadores de calor tem grande aplicação nas indústrias, pois reutilizam um fluido que seria descartado com alta entropia, para aquecer outro fluido que necessitaria de altas temperaturas, reduzindo assim o consumo de energia.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo Geral

O objetivo deste Trabalho de Conclusão de Curso é investigar experimentalmente o desempenho de um trocador de calor de tubos concêntricos, através da obtenção da taxa total de transferência de calor, sob diferentes condições de operação em escoamento paralelo e em escoamento contracorrente.

1.3.2. Objetivos Específicos

- ✓ Determinar a taxa total de transferência de calor pelo Balanço de Energia;
- ✓ Determinar a taxa total de transferência de calor pelo Método MLDT;

- ✓ Determinar a taxa total de transferência de calor pelo Método ε -NUT;
- ✓ Comparar os resultados experimentais obtidos sob as condições de operação.

1.4. DESCRIÇÃO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

No primeiro capítulo deste Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentada uma breve introdução sobre os trocadores de calor, trazendo exemplos e explicações sobre seus princípios de funcionamento, uma descrição da problemática, os objetivos que se buscam resoluções juntamente com o motivo da escolha do tema. No Capítulo 2 é tratado o referencial teórico apresentando alguns conceitos que são fundamentais para a compreensão do funcionamento de um trocador de calor, como por exemplo, o que é coeficiente global de transferência de calor, como obtê-lo, como é feito o balanço de energia, quais as configurações de escoamento existem, qual é a mais vantajosa. Além disso, são apresentados quais os métodos foram usados no desenvolvimento desta pesquisa e como é possível relacioná-los. O Capítulo 3 aborda qual foi a metodologia empregada, qual o aparato experimental foi utilizado, e como foi feito o procedimento experimental. No Capítulo 4 são mostrados os dados experimentais coletados em diferentes condições de temperatura e vazão e os resultados obtidos para a taxa total de transferência de calor utilizando os Métodos do Balanço de Energia, MLDT e ε -NUT. As conclusões deste TCC e as sugestões para novas pesquisas são apresentadas no Capítulo 5. As referências bibliográficas são apresentadas na sequência. No Apêndice A são apresentados os desenhos técnicos referentes ao aparato experimental utilizado enquanto que no Apêndice B é apresentada a metodologia para o cálculo da propagação de erros.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção serão apresentados os conceitos básicos de transferência de calor por convecção forçada em escoamentos internos, o tipos de trocadores de calor, uma análise geral dos trocadores de calor, a definição do coeficiente global de transferência de calor (U) e a análise dos trocadores de calor de tubos concêntricos pelos Métodos do Balanço de Energia, da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) e da Efetividade-NUT (ε -NUT).

2.1. CONCEITOS BÁSICOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA INTERNA

Para melhor entendimento do funcionamento do trocador de calor tubos concêntricos é necessário entender os fundamentos do escoamento interno em dutos circulares e na região anular entre tubos.

2.1.1. Escoamento em Tubos Circulares

Em escoamentos internos em tubos circulares a camada-limite fluidodinâmica aumenta à medida que o fluido escoava ao longo do tubo. Toda área do tubo é ocupada pela camada-limite, ou seja, sua seção transversal, atingido assim à região de escoamento desenvolvido, onde o perfil de velocidades não se alteram. A distância entre o início do tubo (borda de ataque) até a região onde o fluido se comporta como desenvolvido é denominado de comprimento de entrada fluidodinâmica ($x_{fd,h}$). A Figura 1 mostra o desenvolvimento da camada-limite fluidodinâmica em um tubo circular.

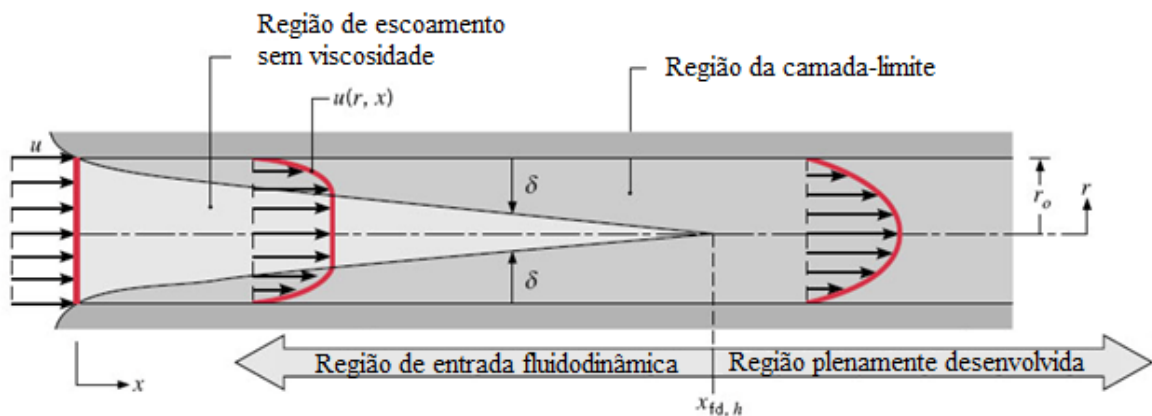


Figura 1. Desenvolvimento de camada-limite fluidodinâmica laminar em um tubo circular.

Fonte: INCROPERA *et al.* (2008), p. 308.

Para calcular o $(x_{fd,h})$ é necessário conhecer o número de Reynolds (Re), e com esse valor determinar se o escoamento é laminar ou turbulento, sendo o Re_D considerado crítico entre 2300 e 10000, onde o Re_D menor do que 2300 é laminar e maior do que 10000 é totalmente turbulento. Com isso, tem-se que,

$$\text{Escoamento laminar: } x_{fd,h} \approx 0,05DRe_D \quad (1)$$

$$\text{Escoamento turbulento: } 10D \leq x_{fd,h} \leq 60D \quad (2)$$

Quando se tem escoamento laminar desenvolvido tem-se que, o fator de atrito f , pode ser determinado por,

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3)$$

Para escoamento turbulento desenvolvido, uma única correlação válida em uma ampla faixa de números de Reynolds ($3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$), foi proposta por Petukhov (1970):

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (4)$$

Uma vez que as condições fluidodinâmicas foram determinadas, é necessário a análise dos efeitos térmicos na camada-limite. Se o escoamento entra a uma temperatura uniforme, diferente à temperatura da superfície do tubo, a camada-limite térmica começará a crescer, eventualmente atingindo a região termicamente desenvolvida. A distância entre a entrada e a zona do tubo termicamente desenvolvida é o comprimento de entrada térmica, $x_{fd,t}$. Na Figura 2 pode ser observado o comportamento da camada-limite térmica.

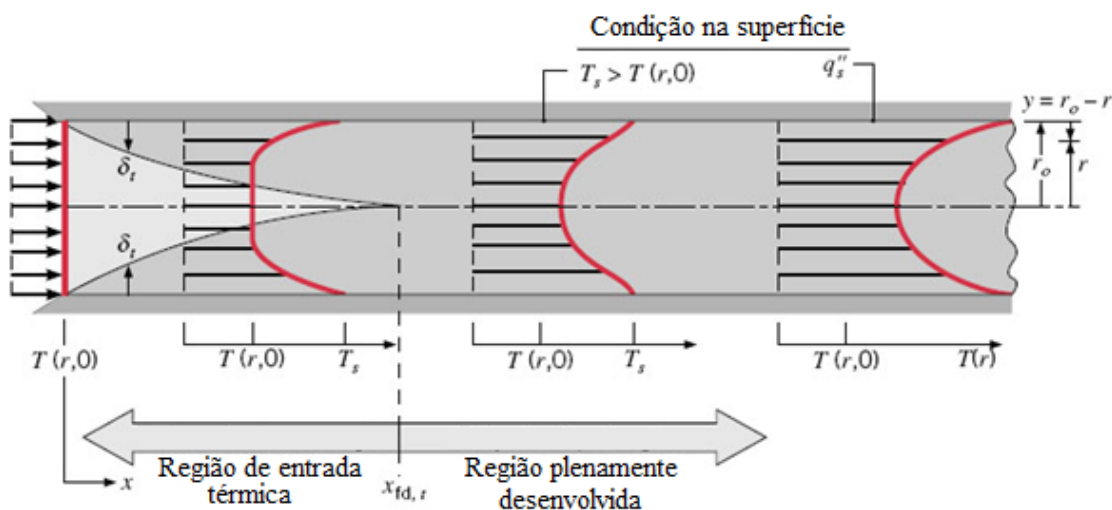


Figura 2. Desenvolvimento de camada-limite térmica em um tubo circular aquecido.

Fonte: INCROPERA *et al.* 2008, p. 311.

O comprimento de entrada térmica pode ser expresso por,

$$\text{Escoamento laminar: } x_{fd,t} = 0,05DRe_DPr \quad (5)$$

$$\text{Escoamento turbulento: } x_{fd,t} \leq 10D \quad (6)$$

Como o fluxo térmico varia de acordo com as condições de escoamento, o coeficiente convectivo h pode variar também. O valor de coeficiente médio pode ser utilizado para obtenção do Número de *Nusselt* médio e da taxa total de transferência de calor. Através da Lei de Resfriamento de *Newton* juntamente com uma análise dimensional, o Nu pode ser expresso por,

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k_f} \quad (7)$$

sendo que \bar{h} é o coeficiente convectivo médio, D é o diâmetro do duto circular e k_f é a condutividade térmica do fluido.

Existem correlações experimentais para obtenção desses valores de Nu , e conseqüentemente os coeficientes convectivos médios. As propriedades que serão utilizadas nas correlações são baseadas nas temperaturas médias $T_m = (T_{m,ent} + T_{m,sai})/2$.

Quando se trata da região plenamente desenvolvida, com fluxo térmico uniforme na superfície, escoamento é laminar e desenvolvido:

$$Nu_D \equiv \frac{hD}{k} = 4,36 \quad (8)$$

Quando o escoamento é laminar, a região de estudo esta dentro da plenamente desenvolvido e a temperatura na superfície é constante:

$$Nu_D = 3,66 \quad (9)$$

Kays (1955) apresenta uma correlação que foi atribuída a Hausen (1943) onde considerou que o escoamento é laminar, na presença de um perfil de velocidades desenvolvido, com temperatura na superfície constante e com o comprimento de entrada combinada com $Pr \geq 5$,

$$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_DPr}{1+0,04[(D/L)Re_DPr]^{2/3}} \quad (10)$$

Com as mesmas considerações de Kays (1955), porém com o a faixa de Pr especificada e com entrada combinada onde os perfis de velocidades e temperaturas são desenvolvidos simultaneamente, Sieder & Tate (1936) obtiveram que,

$$\overline{Nu}_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (11)$$

sendo que, $0,6 \leq Pr \leq 5,0$ e $0,0044 \leq \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \leq 9,7500$

Para o escoamento turbulento e ainda apresentando a camada-limite térmica em desenvolvimento, *Dittus-Boelter* (1998), com as considerações de $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10000$ e $L/D \geq 10$:

$$Nu_D = 0,23 Re_D^{0,8} Pr^n \quad (12)$$

sendo que, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ onde o fluido está aquecendo e, $n = 0,3$ para $T_s < T_m$ sendo que o fluido está resfriando.

Para escoamento turbulento e a camada-limite térmica totalmente desenvolvida, *Gnielinski* (1976) apresentou:

$$Nu_D = \frac{\frac{f}{8}(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

sendo que $0,5 \leq Pr \leq 2000,0$ com $3000 < Re_D < 5.000.000$.

2.1.2. Escoamento na Região Anular em Tubos Concêntricos

A região anular, que é o espaço formado entre os tubos interno e externo e a transferência de calor por convecção pode ocorrer tanto na superfície do tubo interno quanto da superfície do tubo externo, a Fig. 3 apresenta um esboço da região anular.

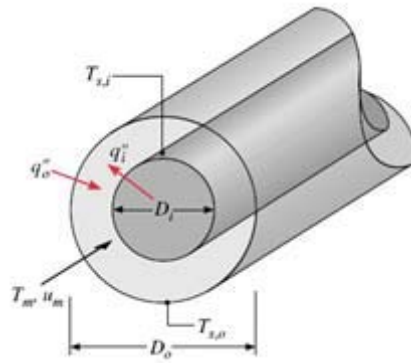


Figura 3. A região anular entre tubos concêntricos.
 Fonte: Incropera et al.2008, p. 326.

Os coeficientes de transferência de calor para os tubos concêntricos estão associados às superfícies interna e externa da região anular e os números de *Nusselt* são expresso por,

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad (14)$$

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k} \quad (15)$$

sendo que, D_h é o diâmetro hidráulico que fornece uma aproximação do diâmetro efetivo que é onde ocorre a troca de calor, é expresso por:

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_e^2 - D_i^2)}{\pi D_e + \pi D_i} = D_e - D_i \quad (16)$$

Para escoamento laminar desenvolvido com uma superfície a temperatura constante e a outra isolada termicamente. A Tabela 1 fornece valores de Nu para interno quanto para externo de acordo com a razão entre os diâmetros.

Tabela 1. Número de *Nusselt* para o escoamento laminar plenamente desenvolvido em regiões anulares circulares com uma superfície isolada e a outra a temperatura constante

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0,00	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
1,00	4,86	4,86

Fonte: Incropera et al.2008, p. 327.

Se as condições de fluxo térmico uniforme estiverem presentes nas duas superfícies as Eqs (18) e (19) pode ser usadas para calcular os Números de *Nusselt* Nu :

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q''_e/q''_i) \theta^*_i} \quad (17)$$

$$Nu_e = \frac{Nu_{ee}}{1 - (q''_i/q''_e) \theta^*_e} \quad (18)$$

sendo que q'' é fluxo térmico e é apresentado de uma forma semelhante a Lei de Resfriamento de *Newton*, e as outras incógnitas podem ser retiradas da Tabela 2,

$$q''_i = h_i (T_{s,i} - T_m) \quad (19)$$

$$q''_e = h_e (T_{s,e} - T_m) \quad (20)$$

Tabela 2. Coeficientes de influência para o escoamento laminar plenamente desenvolvido em regiões anulares circulares com fluxo térmico uniforme mantido em ambas as superfícies

D_i/D_e	Nu_{ii}	Nu_{ee}	θ^*_i	θ^*_e
0,00	-	4,364	∞	0
0,05	17,81	4,792	2,18	0,0294
0,10	11,91	4,834	1,383	0,0562
0,20	8,499	4,833	0,905	0,1041
0,40	6,583	4,979	0,603	0,1823
0,60	5,912	5,099	0,473	0,2455
0,80	5,58	5,24	0,401	0,299
1,00	5,385	5,385	0,346	0,346

Fonte: Incropera et al.2008, p. 327.

Quando o escoamento for turbulento, plenamente desenvolvido, os coeficientes de influência são funções dos números de *Reynolds* e *Prandtl*, porém os coeficientes de transferência de calor nas superfícies externas e internas da região anular podem ser considerados iguais. Nesse caso pode se utilizar a equação de *Dittus-Boelter* Eq. (12), somente considerando o diâmetro hidráulico.

2.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (U)

O coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor,

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (21)$$

sendo que, U é o coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], A área [m^2], ΔT variação de temperatura [K] e q é a taxa de transferência de calor [W].

A resistência térmica total R_{tot} , deve levar em consideração a resistência condutiva e a convectiva entre os fluidos que são separados por paredes planas ou cilíndricas, e esses resultados só podem ser considerados em superfícies limpas e sem aletas (INCROPERA *et al.*, 2008).

A Figura 4 ilustra o caso específico de trocador de calor de tubos concêntricos, onde é apresentado o diagrama de resistências térmicas, sendo convectiva nos fluidos e condutiva na parede.

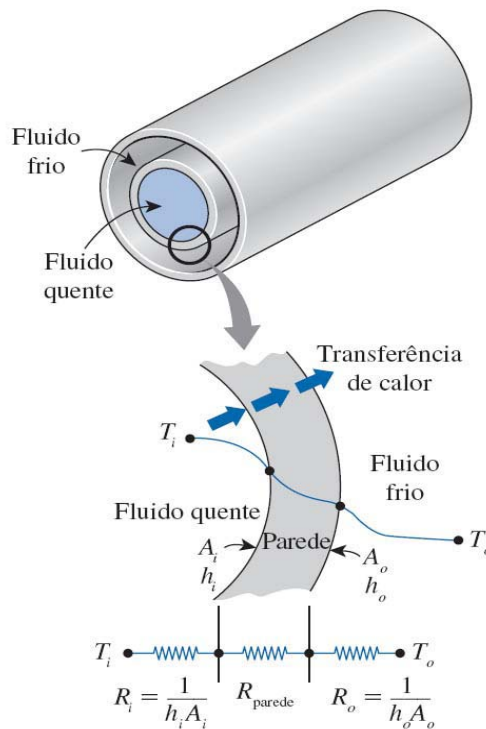


Figura 4. Rede de resistência térmica associada à transferência de calor em uma parede cilíndrica.
Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p.633)

É necessário o conhecimento de que quando os trocadores são utilizados por algum tempo, sujeiras que são conhecidas por impurezas vão ser depositadas nos trocadores de calor, a Tabela 3 demonstra o fator de deposição (R_d'').

Tabela 3. Fatores de deposição representativos.

Fluido	R_d'' [m ² .K/W]
Água destilada, água marinha, águas fluviais e água de alimentação tratada para caldeira (abaixo de 50°C).	0,0001
Água destilada, água marinha, águas fluviais e água de alimentação tratada para caldeira (acima de 50°C)	0,0002
Água de rio (abaixo de 50°C)	0,0002-0,0001
Óleo combustível	0,0009
Líquidos de refrigeração	0,0002
Vapor d'água (sem arraste de óleo)	0,0001
Vapor de refrigeração	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p. 636).

No presente Trabalho de Conclusão de Curso o fator de deposição será desconsiderado, devido ao fato de os equipamentos serem recentemente adquiridos pela Universidade e o fluido de trabalho ser água destilada.

Considerando as resistências térmicas e o coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor, obtém-se que,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = R_t \quad (22)$$

com,

$$R_t = \frac{1}{(hA)_f} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{(hA)_q} \quad (23)$$

sendo que, f, q indicam frio e quente respectivamente.

A Tabela 4 apresenta alguns valores representativos do coeficiente global de transferência de calor, para diferentes casos.

Tabela 4. Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor.

Fluidos Envolvidos	U [W/m².K]
Água-água	850-1700
Água-óleo	100-350
Água-gasolina ou querosene	300-1000
Aquecedores de água de alimentação	1000-8500
Vapor-óleo combustível leve	200-400
Vapor-óleo combustível pesado	50-200
Condensador de vapor	1000-6000
Condensador de freon (resfriado a água)	300-1000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800-1400
Condensador de álcool (resfriado a água)	250-700
Gás-gás	10-40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30-60 (lado do ar) 400-850 (lado da água)
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	30-300 (lado do ar) 400-4000 (lado do vapor)

Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p.634).

2.3. TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

De acordo Incropera *et al.* (2008), os trocadores de calor podem ser classificados “em função da configuração do escoamento e do tipo de construção”. Com relação ao tipo de escoamento os trocadores de calor podem operar em escoamento paralelo ou em escoamento contracorrente. Quanto ao tipo de construção, os trocadores possuem diferentes configurações: trocador de calor de tubos concêntricos, trocador de calor com escoamento cruzado, trocador do tipo calor casco e tubos, trocador de calor compacto e trocador de calor do tipo placa. Neste Trabalho de Conclusão de Curso será estudado experimentalmente o trocador de calor de tubos concêntricos com escoamento em paralelo ou escoamento em contracorrente.

2.3.1. Tubos Concêntricos

Os trocadores de calor do tipo tubos concêntricos são também chamados de “envoltório de tubos” por Kreith & Bohn (2003), “tubo duplo” por Çengel & Ghajar (2012) e de “bitubular” por Incropera *et al.* (2008). Estes trocadores de calor são os mais simples, pois seu arranjo consiste de dois tubos com diâmetros diferentes um dentro do outro, “um fluido no trocador de calor de tubo duplo escoar através do tubo menor, enquanto o outro escoar através do espaço anular entre os dois tubos” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.630).

A Figura 5 mostra os dois tipos de configuração de escoamento, sendo que a Fig. 5(a) mostra um escoamento paralelo, onde “o fluido quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.630). Essa configuração proporciona um maior gradiente de temperatura na entrada e menor na saída. Na configuração de escoamento contracorrente, Fig. 5(b) “o fluido quente e frio entram no trocador de calor em extremos opostos e escoam em direções opostas” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.630), fato esse que proporciona que a temperatura do fluido frio na saída possa ser maior do que a do fluido quente na saída.

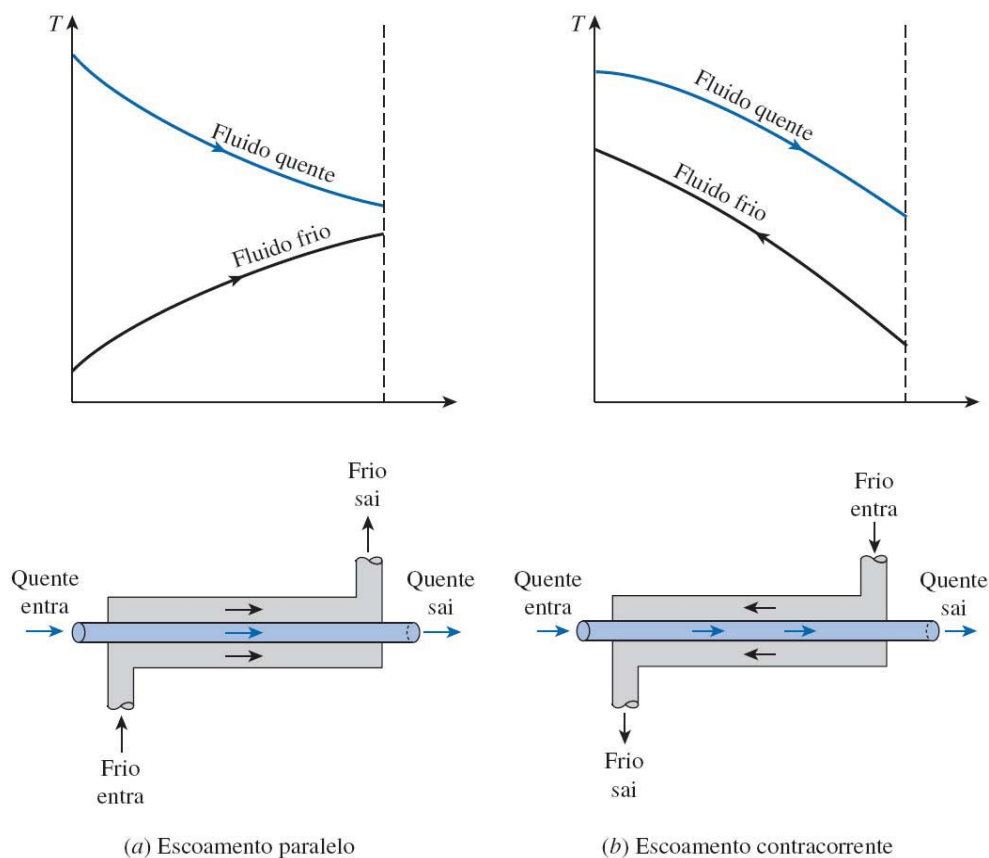


Figura 5. Trocador de calor de tubos concêntricos: a) escoamento paralelo e b) escoamento contracorrente
Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p.630)

2.3.2. Trocadores de Calor com Escoamento Cruzado

Outra forma de configuração alternativa mostra que os fluidos “podem se mover em escoamento cruzado (um fluido escoar perpendicularmente ao outro)” (INCROPERA *et al.* 2008, p.425), podendo ser com ou sem aletas, e também os fluidos podem ser não-misturados e misturados. No caso da Figura 6(a), as aletas impedem o movimento na direção y que é transversal à direção x do escoamento principal, nesse caso a temperatura do fluido varia com

x e y . Na Figura 6(b), ocorre uma mistura na direção transversal e a variação da temperatura ocorre principalmente na direção do escoamento principal. Como o escoamento no interior dos tubos é não-misturado, em trocadores aletados os dois fluidos são não-misturados, já nos trocadores sem aletas um fluido é misturado e o outro não é.

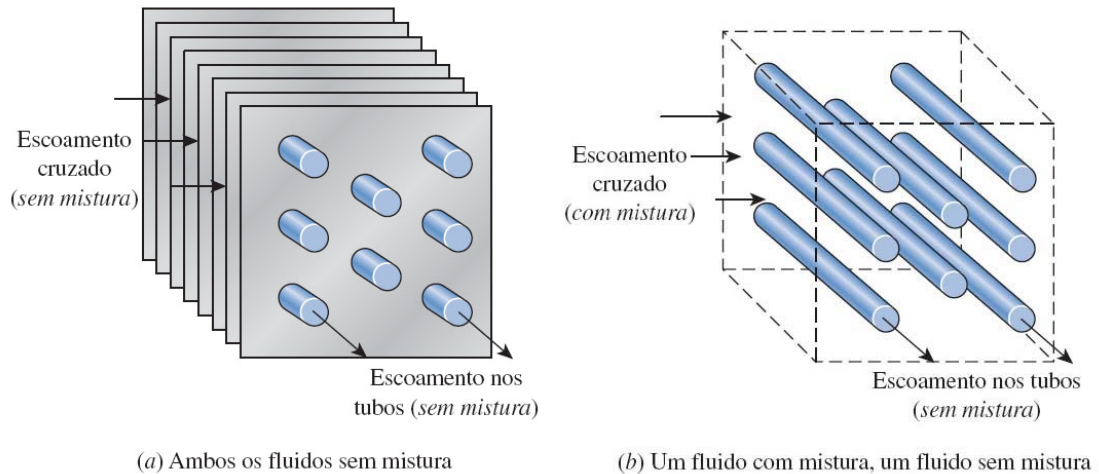


Figura 6. Trocador de calor com escoamento cruzado: (a) aletado com ambos os fluidos não-misturados e (b) não aletado com um fluido misturado e o outro não-misturado.

Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p.631)

2.3.3. Casco e Tubos

Os trocadores de calor do tipo casco e tubos são dentre todos os mais comuns quando se trata de aplicações industriais, que “contêm um grande número de tubos (por vezes, várias centenas) acondicionados em um casco com os respectivos eixos paralelos ao do casco” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.631).

Como mostra a Figura 7, o fluido entra na caixa de distribuição dianteira que tem como função fazer com que o fluido se acumule antes de entrar nos tubos. Posteriormente, o fluido escoar pelos tubos chegando na caixa de distribuição traseira. Na entrada do casco, entra outro fluido que apresenta um gradiente de temperatura com relação ao fluido de entrada (entrada de tubos). “Geralmente são colocadas chicanas no casco para forçar o fluido do lado do casco a escoar através dele, aumentando a transferência de calor e mantendo a uniformidade do espaçamento entre os tubos” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.631), sendo o fluido forçado a se deslocar para saída do casco. Essas chicanas, que recebem o nome de “defletor” por Kreith & Bohn (2003), servem também de sustentação estrutural, pois esse tipo de trocador de calor apresenta um grande peso.

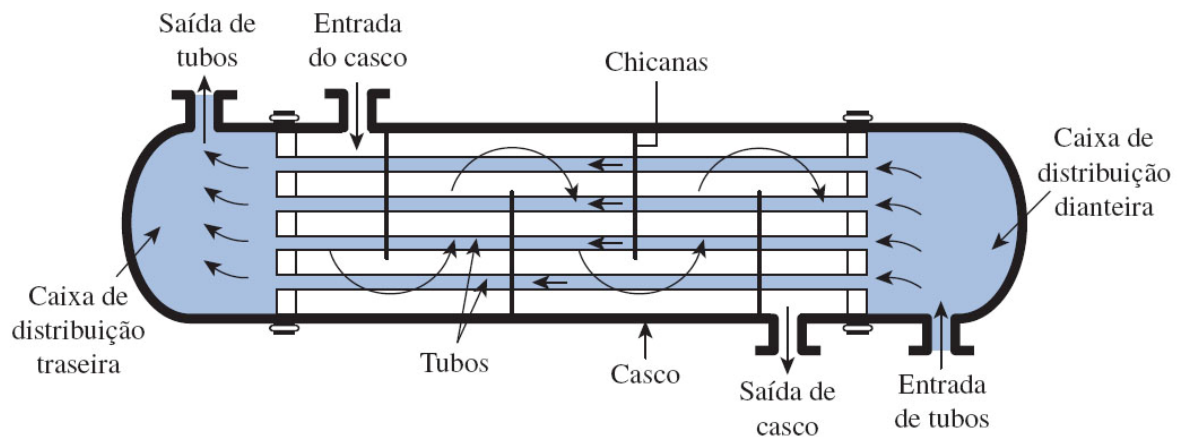


Figura 7. Trocador de calor do tipo casco e tubo
Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p.631)

Esse trocador de calor se difere por número de passes no casco e nos tubos, a configuração mostrada na Fig. 7 apresenta um passe no casco e um passe no tubo, mas existem com n passes no casco e m passes no tubo, sendo que os passes no tubo são múltiplos de dois.

2.3.4. Compactos

Os trocadores de calor do tipo compactos são utilizados quando se deseja atingir grandes superfícies de transferência de calor. Um coeficiente que auxilia a classificação de trocadores de calor compactos é a “razão da superfície de transferência de calor do trocador de calor para seu volume, a chamada densidade de área β ” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.630). Quando $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, o trocador de calor é classificado como compacto.

Esse tipo de trocador de calor possui “densas matrizes de tubos aletados ou placas, e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás” (INCROPERA *et al.* 2008, p.426). A Figura 8 mostra exemplo de núcleos de trocadores de calor compactos. Devido às seções dos escoamentos nos trocadores de calor compactos serem pequenas ($D_h=5 \text{ mm}$) o escoamento é geralmente laminar.

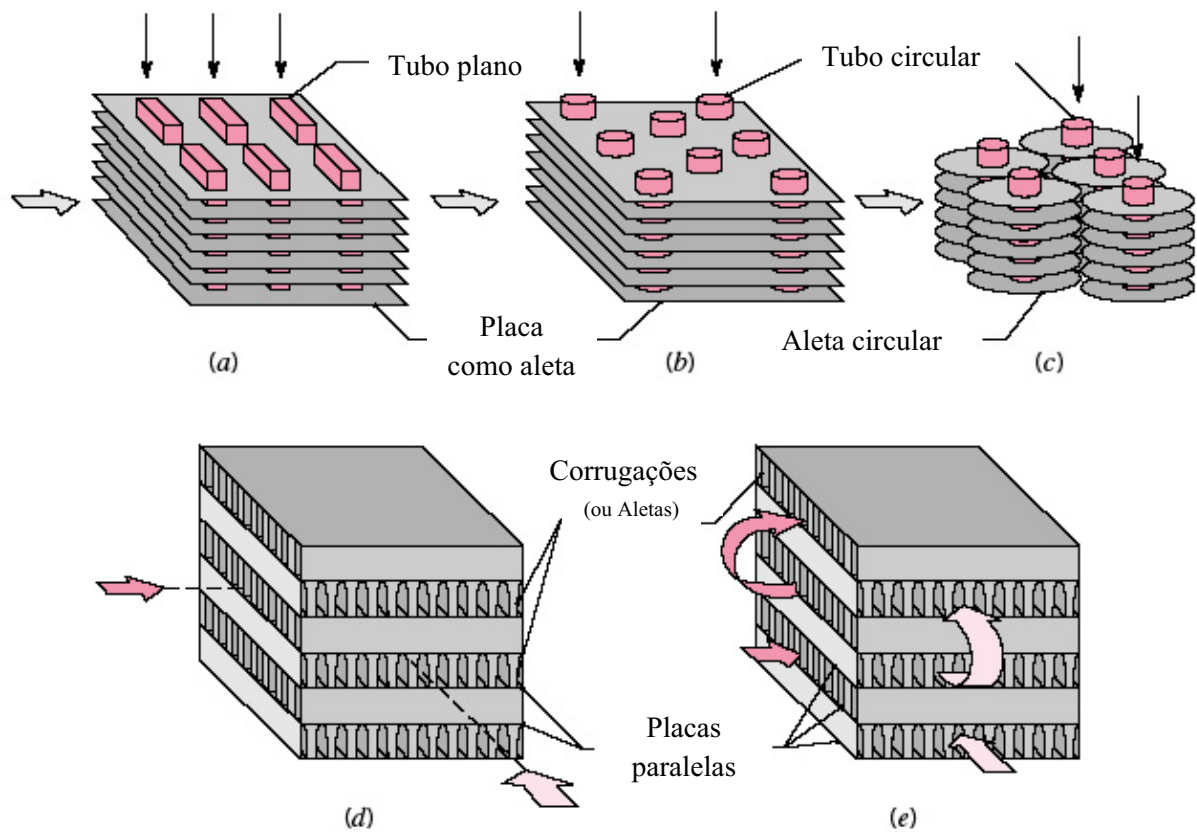


Figura 8. Trocadores de calor compactos: (a) tubo aletado (tubos planos, placas contínuas como aletas), (b) tubo aletado (tubos circulares, placas contínuas como aletas), (c) tubo aletado (tubos circulares, aletas circulares), (d) placa aletada (passe único) e (e) placa aletada (múltiplo passe).

Fonte: Incropera *et al.* (2008, p.426)

2.3.5. Placas

Outro tipo de trocador de calor existente é o tipo placas, que “consiste em uma série de placas corrugadas com passagens para o escoamento” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.632). O funcionamento desse tipo de trocador de calor é simples, o fluido quente entra em um dos quatro orifícios existentes, que na Fig. 9 é representado pela cor vermelha. Ele entra na parte superior esquerda caminha pela placa e sai pela parte inferior esquerda. O fluido frio representado pela cor azul na Fig. 9 entra na parte inferior direita e sai pela parte superior direita, fazendo o caminho inverso nas placas.

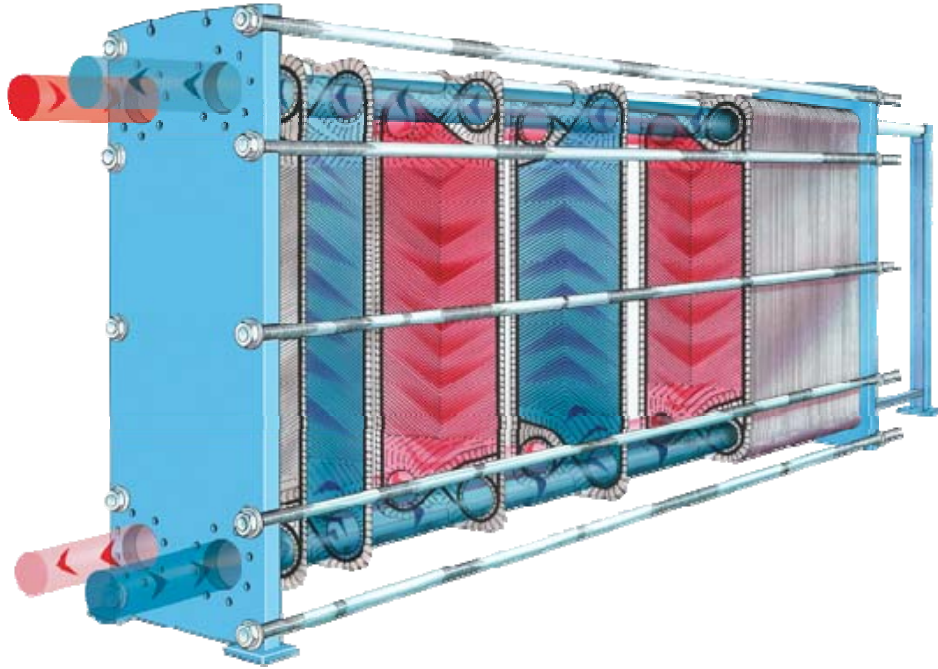


Figura 9. Trocador de calor tipo placas.

Fonte: <http://www.tranter.com/Pages/productos-br/plate-heat-exchangers>

O que torna este trocador de calor inovador é o fato que “cada escoamento de fluido frio é cercado por dois escoamentos de fluido quente, resultando em uma transferência de calor muito eficiente” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.632). Esta situação vem apresentando uma ampla aplicação na indústria, principalmente por questões ambientais.

Esse tipo de trocador de calor trabalha com líquido-líquido desde que as pressões dos fluidos sejam as mesmas ou muito próximas, mas também pode trabalhar com ar e líquido e, gás e líquido, uma vantagem desse tipo de trocador de calor é que podem ser adicionadas ou retiradas placas, de acordo com a necessidade.

2.4. ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR

Quando se deseja recomendar um trocador de calor para utilizar na prática, é necessário “escolher o trocador de calor que permita alcançar a mudança na temperatura especificada no escoamento de vazão mássica conhecida ou prever as temperaturas de saídas dos escoamentos” (ÇENGEL & GHAJAR, 2012, p.639) tanto do fluido frio quanto do quente no trocador.

Para saber qual é a melhor condição de operação de um trocador de calor a se utilizar existem três métodos disponíveis na literatura para determinada da taxa total de transferência de calor, que são: o Balanço de Energia, o Método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura, (Método MLDT) e o outro Método é o da Efetividade-NUT (Método ε -NUT).

2.4.1. Balanço de Energia

“Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas mensuráveis como temperatura dos fluidos quente e frio tanto na entrada quanto na saída, a área total da superfície sendo essa disponível para a troca de calor e o coeficiente global de transferência de calor (U)” (INCROPERA *et al.* 2008, p.428).

Para que seja possível prever o desempenho de um trocador de calor é necessário a aplicação de balanços globais de energia nos fluidos quente e frio, como pode ser observado na Figura 10.

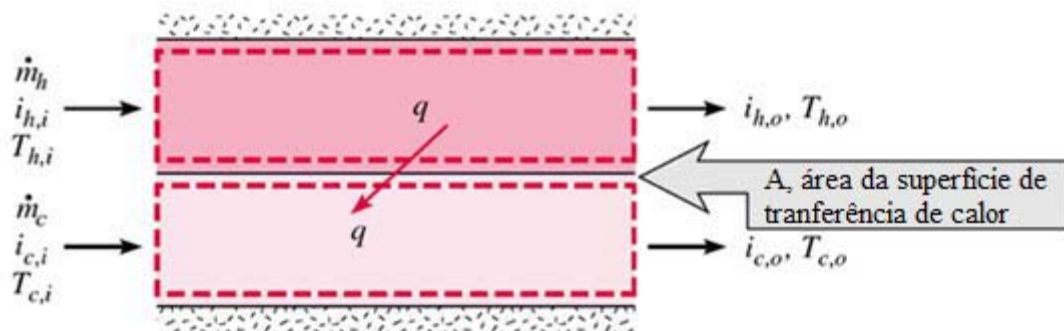


Figura 10. Balanços de energia globais para os fluidos quentes e frio de um trocador de calor com dois fluidos.

Fonte: Incropera *et al* 2008.

sendo que, i é a entalpia [kJ/kg], \dot{m} é a vazão mássica [kg/s] e T é que a temperatura[K]. O sentido do fluxo de calor demonstrado na Figura 6 significa que o fluido de cima apresenta temperatura maior do que o de baixo, demonstrando assim que o calor está saindo do local de maior temperatura para o de menor.

Para que possa ser possível a realização dos cálculos é necessário considerar que os trocadores de calor encontram-se termicamente isolados, fazendo que o calor só possa ser trocado através dos fluidos quentes e frio, as mudanças nas energias cinéticas e potenciais são desprezíveis, os calores específicos, coeficiente global de transferência de calor e a condução axial ao longo dos tubos também são constante, com isso a equação do balanço de energia é demonstrada por,

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (24)$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad (25)$$

sendo que, c_p é o calor específico a pressão constante [J/(kg.K)], q significa fluido quente, f fluido frio, ent e sai significam entrada e saída respectivamente. As temperaturas que aparecem nas expressões são temperaturas médias dos fluidos no local indicado.

A Equação (26) também é útil para análise, pois é obtida quando relaciona a transferência de calor com a diferença de temperaturas.

$$\Delta T \equiv T_q - T_f \quad (26)$$

Como a variação de temperatura ΔT não é constante por todo o trocador de calor é necessário utilizar uma nova equação, com isso o próximo item discorrerá sobre o Método MLDT.

2.4.2. Método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT)

Uma forma semelhante da Lei de Resfriamento de *Newton* pode ser utilizada para calcular a taxa de transferência de calor nos trocadores de calor, sendo isso possível pela substituição do coeficiente de transferência de calor convectivo pelo coeficiente global de transferência de calor e a diferença de temperatura por uma média apropriada,

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (27)$$

sendo que, ΔT_{ml} é uma média apropriada de diferença de temperaturas[K].

Com essas equações determinadas, é necessário uma análise de forma específica da ΔT_{ml} com a configuração do escoamento, podendo ser de forma paralela (os dois fluidos escoam na mesma direção) ou contracorrente (os fluidos escoam em direções contrárias).

2.4.2.1. Escoamento paralelo

A Figura 11 mostra como é um escoamento paralelo em trocadores de calor e como o diferencial de temperatura funciona.

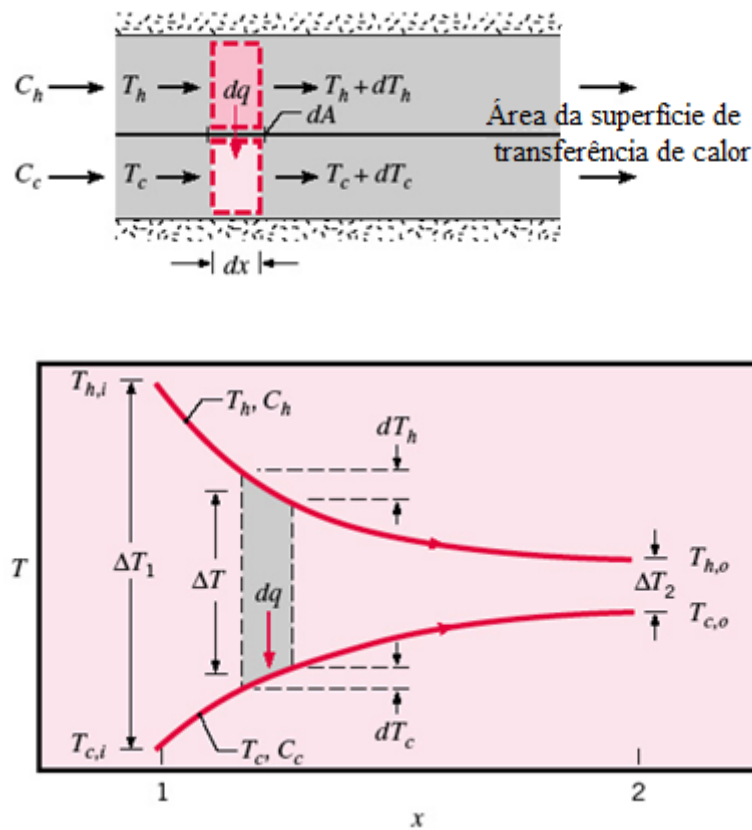


Figura 11. Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.

Fonte: Incropera *et al.* (2008, p.429).

Na Figura 11 a diferença de temperatura entre o fluido quente e frio é grande na entrada e pequena na saída, diminuindo exponencialmente em direção a saída.

$$q = UA_s \Delta T_{ml} \quad (28)$$

sendo que ΔT_{ml} , é a média apropriada de diferenças de temperaturas e na Eq. 29 pode ser demonstrada,

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (29)$$

sendo que, $\Delta T_1 = (T_{q,ent} - T_{f,ent})$ e $\Delta T_2 = (T_{q,sai} - T_{f,sai})$. Essa equação é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, que será utilizada para realização dos cálculos nos trocadores de calor.

2.4.2.2. Escoamento contracorrente

A Figura 12 mostra um exemplo da configuração de escoamento contracorrente.

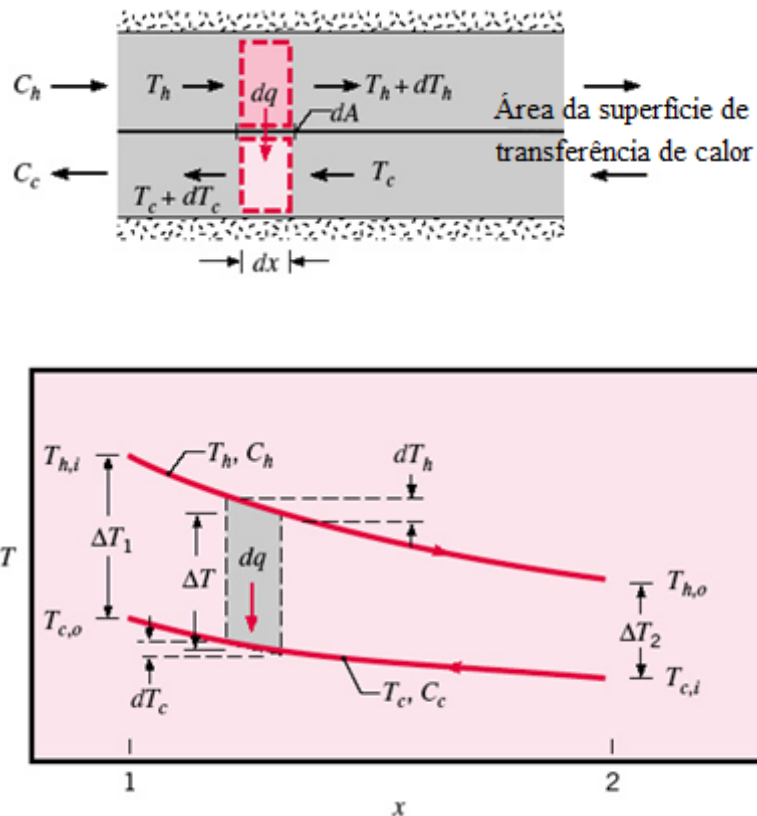


Figura 12. Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente.

Fonte: Incropera *et al.* (2008, p. 430).

Pode ser observado na Figura 12, os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas, nesse caso a troca de calor pode ser maior, pois tem o percurso todo para realizar troca de calor sendo que os escoamentos são contrários, esse tipo de configuração pode fazer com que o fluido frio saia do trocador com uma temperatura superior a do fluido quente, porém essa temperatura fria de saída não pode ser superior a de entrada do fluido quente, pois esse fato violaria a segunda lei da termodinâmica.

A relação da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (MLDT) na configuração de escoamento contracorrente é igual a do escoamento paralelo, o que diferencia um do outro é o ΔT_1 e ΔT_2 , a Figura 13 pode ser melhor observado essa diferença.

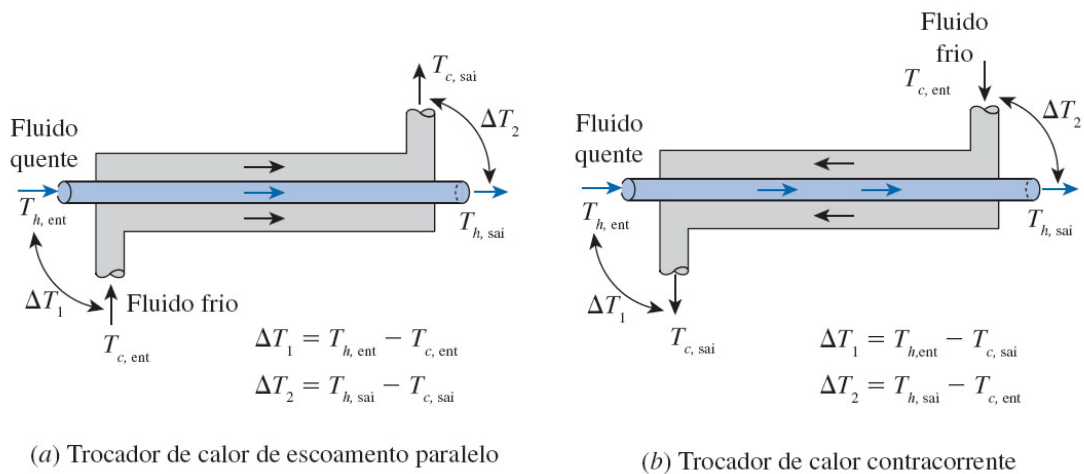


Figura 13. Configuração de escoamento em trocadores de calor: (a) paralelo e (b) contracorrente.

Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p. 643).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (30)$$

sendo que, $\Delta T_1 = (T_{q,ent} - T_{f,sai})$ e $\Delta T_2 = (T_{q,sai} - T_{f,ent})$

As temperaturas de entrada e saída determinadas pelo método MLDT para um trocador de calor com a configuração contracorrente é sempre maior do que quando se tem a configuração de escoamento paralelo. Com isso observa-se que ΔT_{ml} contracorrente é maior ΔT_{ml} escoamento paralelo, esse fato explica a maior utilização da configuração de escoamento contracorrente em trocadores de calor. ($\Delta T_{ml,cc} > \Delta T_{ml,ep}$).

2.4.3. Método da Efetividade-NUT

Esse método é uma maneira diferente de se calcular a taxa total de transferência de calor e apresenta maior aplicabilidade quando não há conhecimento das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, é desejado a determinação da taxa total de transferência de calor, apresentar as vazões mássicas dos fluidos quente e frio, quando se sabe qual trocador de calor será usado e tem conhecimento das dimensões do trocador de calor.

Esse método é caracterizado por um parâmetro adimensional que recebe o nome de efetividade de transferência de calor ε , que é representado por,

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{m\acute{a}x}} \quad (31)$$

sendo que, q_{real} é a taxa real de transferência de calor e pode ser obtida pelo balanço de energia entre os fluidos quente e frio como,

$$q_{real} = C_f (T_{f,sai} - T_{f,ent}) = C_q (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (32)$$

sendo que, C_f e C_q , são as taxas de capacidade térmica do fluido frio e quente [W/K], respectivamente.

O passo seguinte para obtenção da transferência de calor máxima possível é necessário reconhecer que a diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio na entrada do trocador de calor é a máxima diferença de temperatura. “A transferência de calor em um trocador de calor atinge seu valor máximo quando o fluido frio é aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente ou quando o fluido quente é resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio.” (ÇENGEL & GHAJAR, p. 652, 2012). Porém essas duas condições citadas anteriormente não podem ocorrer ao mesmo tempo, a não ser que apresentem as taxas de capacidade térmica (C_f , C_q) iguais.

Quando as taxas de capacidade térmica são diferentes, fato esse que geralmente ocorre, o fluido que apresenta a menor taxa de capacidade térmica será o primeiro a experimentar a temperatura máxima, com isso sofrerá uma mudança de temperatura maior, isso ocorrerá até a transferência de calor cessar.

Com isso tem-se que:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (33)$$

sendo que, $C_{m\acute{i}n}$ é o menor valor entre as taxas de capacidade térmica (C_f e C_q).

Conhecida a efetividade do trocador de calor a taxa real de transferência de calor pode ser obtida por,

$$q_{real} = \varepsilon C_{m\acute{i}n} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (34)$$

sendo que, se $C_f = C_{m\acute{i}n}$,

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{C_f (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_f (T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (35)$$

e, se $C_q = C_{m\acute{i}n}$,

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{C_q (T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_q (T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (36)$$

note que é possível encontrar a taxa de transferência de calor sem saber as temperaturas de saída.

Geralmente essas relações de efetividade dos trocadores de calor envolvem uma equação adimensional, e essa equação recebe o nome de Número de Unidades de Transferência, que os autores Incropera *et al.* (2008) e Çengel & Ghajar (2012) chamam de NUT,

$$NUT = \frac{UA_s}{C_{m\acute{i}n}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{i}n}} \quad (37)$$

Na Equação (37) pode se notado que estando especificado U e $C_{m\acute{i}n}$, o valor de NUT é a própria área de transferência de calor, e quanto maior o NUT , maior será o trocador de calor.

Tabela 5. Relações da efetividade de trocadores de calor.

Configuração do Escoamento	Relação
Tubos concêntricos (bitubulares)	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (38)$
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (39)$

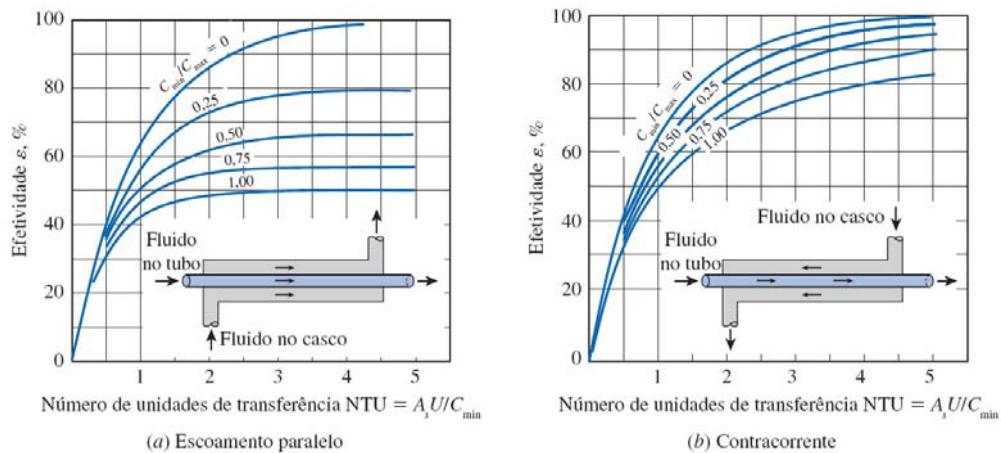
Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p. 656).

Tabela 6. Relações do NUT de trocadores de calor.

Configuração do escoamento	Relação
Tubos concêntricos (bitubulares)	
Escoamento paralelo	$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (40)$
Escoamento contracorrente	$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1) \quad (41)$

Fonte: Incropera *et al.* (2008, p.436).

As Tabelas 5 e 6 apresentam expressões similares para a obtenção da ε e de NUT, caso tenha um dos dois resultados é possível somente com a aplicação dessas equações determinar o que falta para se encontrar a taxa total de transferência de calor.

**Figura 14.** Efetividade de um trocador de calor de tubos concêntricos: (a) paralelo e (b) contracorrente.

Fonte: Çengel & Ghajar (2012, p. 657).

As Figuras 14 (a) e 14 (b) podem ser utilizadas para obtenção da efetividade e/ou do NUT de trocadores de calor de tubos concêntricos em escoamento paralelo e escoamento em contracorrente, respectivamente.

3. METODOLOGIA

Este Trabalho de Conclusão de Curso é classificado como sendo de natureza aplicada, utilizando uma abordagem com parâmetros quantitativos. Do ponto de vista de procedimentos técnico-científicos é de caráter teórico-experimental.

A investigação experimental foi realizada em um aparato experimental da marca EDIBON que simula trocadores de calor de tubos concêntricos reais. Este equipamento está instalado no Laboratório Didático de Ciências Térmicas do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa. O fluido de trabalho foi, em ambos os lados, água, sendo que o fluido frio utilizado foi água oriunda do sistema municipal de abastecimento de água à temperatura ambiente, enquanto que o fluido quente utilizado foi água destilada do Laboratório de Química da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

3.1. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental consiste em uma unidade básica de abastecimento, um módulo de controle e de aquisição de dados, um trocador de calor de tubos concêntricos, mangueiras flexíveis de aço inoxidável para conexão das bancadas com a unidade básica e mangueiras poliméricas para entrada e saída do fluido frio – Fig. 15.

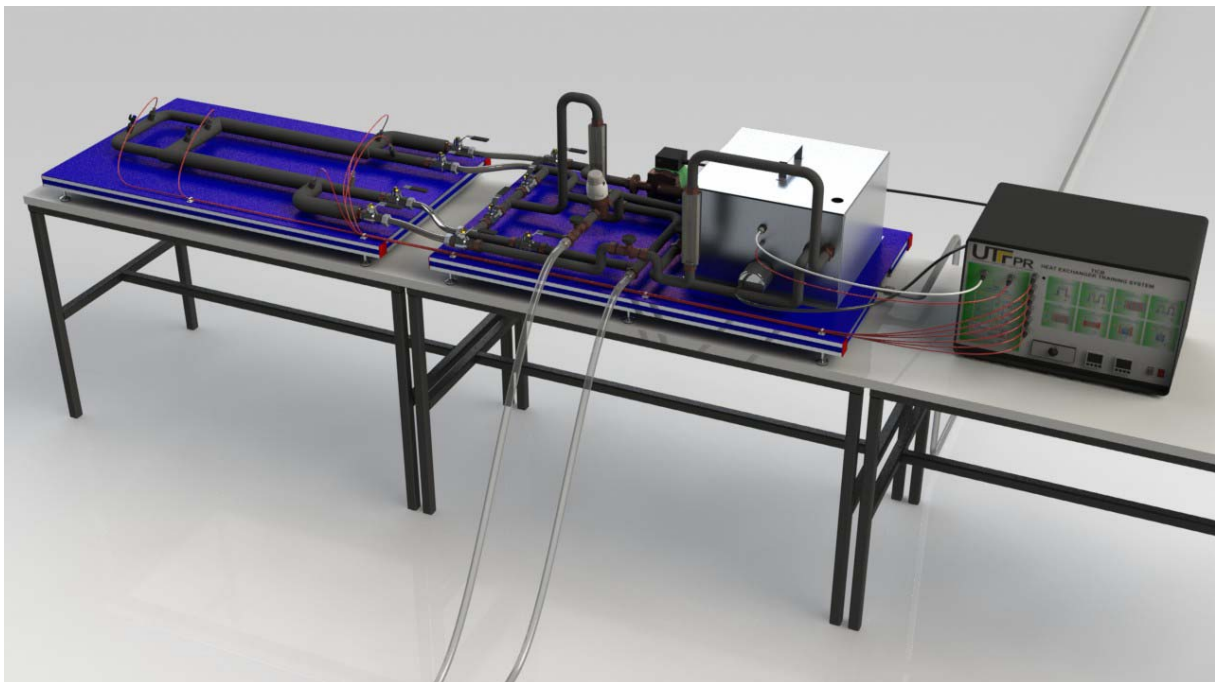


Figura 15. Aparato experimental para testes de desempenho de trocador de calor de tubos concêntricos.

Fonte: Alves (2014)

3.1.1. Unidade Básica de Abastecimento

A unidade básica de abastecimento, ilustrada na Fig. 16, consiste de um tanque de aço inoxidável contendo uma resistência elétrica de 3kW para aquecer o fluido quente até a temperatura desejada, de um termopar do Tipo J para medição da temperatura do fluido no tanque, de rotâmetros para medição de vazão dos fluidos (quente e frio), de uma bomba para controlar a vazão do fluido quente, de quatro válvulas esfera para alterar a direção do escoamento e de duas válvulas de controle de vazão. Como mencionado anteriormente, o fluido de trabalho da unidade básica de abastecimento será água destilada.

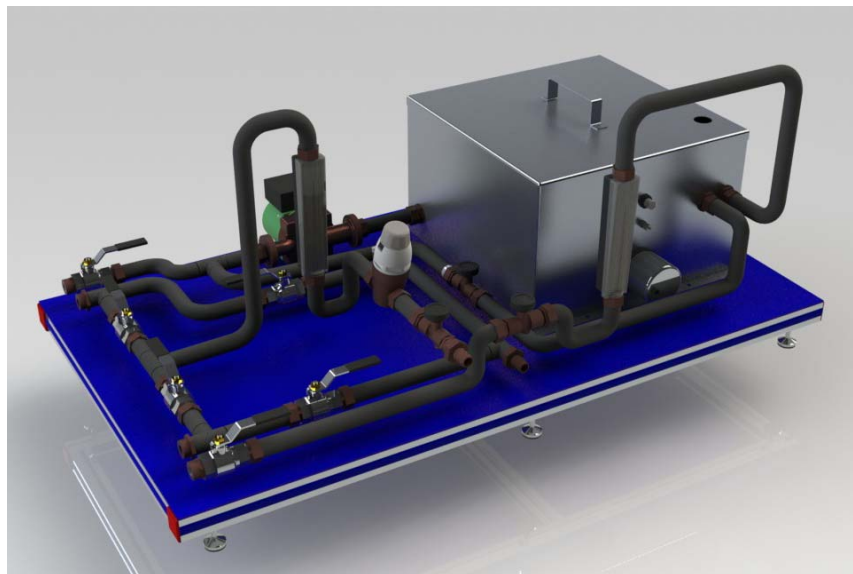


Figura 16. Unidade básica de abastecimento.
Fonte: Alves (2014)

3.1.2. Trocador de Calor de Tubos Concêntricos

O trocador de calor de tubos concêntricos Fig. 17 será conectado por mangueiras flexíveis de aço inoxidável à unidade básica de abastecimento. Este equipamento possui seis termopares do Tipo J distribuídos estrategicamente ao longo do trocador para as medições de temperaturas Fig. 18. Dos seis termopares três são para medir as temperaturas do fluido quente e os outros três para o fluido frio.

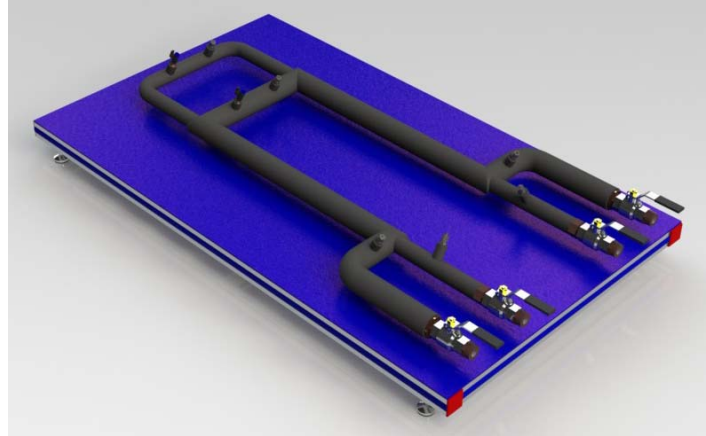


Figura 17. Trocador de calor de tubos concêntricos.
Fonte: Alves (2014)

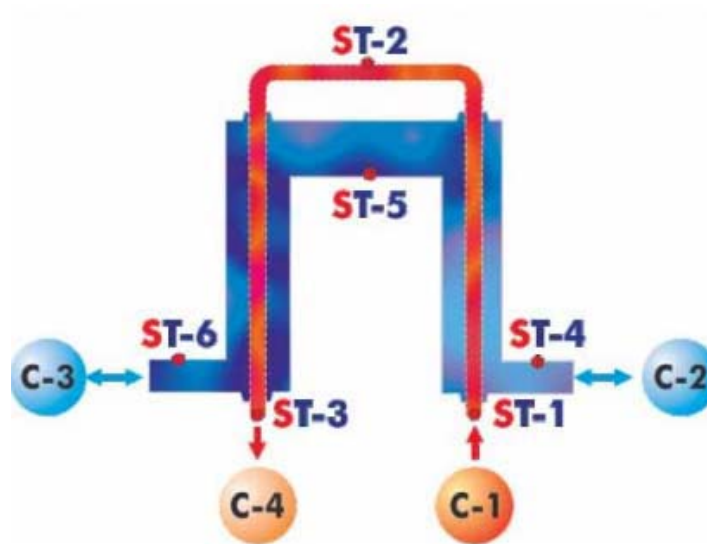


Figura 18. Diagrama esquemático do trocador de calor de tubos concêntricos.
Fonte: EDIBON (2010)

Na Tabela 7 estão disponíveis as dimensões do trocador de calor.

Tabela 7. Dimensões do Trocador de Calor tipo Tubos Concêntricos.

	Tubo interno	Tubo externo
Diâmetro interno [m]	0,016	0,026
Diâmetro externo [m]	0,018	0,028
Espessura [m]	0,001	0,001
Área interna de transferência de calor [m ²]	0,0000503	-
Área externa de transferência de calor [m ²]	0,0000565	-

Fonte: EDIBON (2010)

3.1.3. Módulo de Controle e de Aquisição de Dados

O módulo de controle e de aquisição de dados EDIBON, mostrado na Fotografia. 1, permite o controle da temperatura e da vazão do fluido quente no tanque e a leitura das temperaturas nos termopares.



Fotografia 1. Módulo de controle e aquisição de dados EDIBON.

Fonte: Alves (2014).

3.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram realizados os experimentos seguindo os roteiros laboratoriais da disciplina Transferência de Calor 2 (EM37A) que foram adaptados dos manuais técnicos fornecidos pela EDIBON.

Para a realização das práticas foi necessário alguns procedimentos como:

- Ajustar as válvulas de acordo com o tipo de configuração de escoamento escolhido;
- verificar se todos os fios e conectores estavam devidamente ligados;
- verificar o nível da água do tanque;
- ligar o aparato e a bomba de alimentação;
- ajustar a temperatura do tanque desejada;
- ajustar as vazões dos fluidos frio e quente;

- esperar as vazões se estabilizarem e assim fazer as tomadas de temperaturas necessárias, fato esse que foi estipulado em 30 minutos para obtenção do regime permanente.

Algumas outras precauções foram tomadas para garantir maior precisão nos resultados, como a verificação se realmente as vazões dos fluidos frio, oriundas da água do sistema municipal de abastecimento de água da cidade de Ponta Grossa, e também foram realizadas as todas as medições das temperaturas no mesmo dia, de acordo com a temperatura do tanque.

3.3. PROCEDIMENTO DOS CÁLCULOS

Após a coleta dos dados experimentais, a taxa total de transferência de calor foi calculada através da aplicação de três métodos: Balanço de Energia, MLDT e Efetividade-NUT. As propriedades termofísicas foram obtidas com auxílio das tabelas da literatura existente (INCROPERA *et al.*, 2008). As incertezas experimentais foram calculadas com o auxílio do *software Uncertainty Calculator*, disponível no site do *Colby College*, utilizando a Técnica de Amostragem Simples. Mais informações sobre o cálculo de incertezas efetuando neste Trabalho de Conclusão de Curso são apresentados no Apêndice A.

3.3.1 Balanço de Energia

Diante das propriedades termofísicas encontradas foram determinadas as vazões mássicas necessárias para o cálculo das Eqs. (25) e (26). Com base nas temperaturas obtidas nos termopares, o balanço de energia nos fluidos quente e frio foi feito. Com esses resultados encontrados foi possível calcular a propagação de erros inerentes ao cálculo do balanço de energia através do *software Uncertainty Calculator*¹.

3.3.2 Método MLDT

Para a realização dos cálculos do Método MLDT nos trocadores de calor de tubos concêntricos, inicialmente foi necessário a obtenção do coeficiente global de transferência de calor. Para tal, o escoamento interno foi calculado o Número de Reynolds (Re) para conhecer

¹ <http://www.colby.edu/chemistry/PChem/scripts/error.html>

a natureza do escoamento no duto circular, para o caso de escoamento laminar as Eqs. (7) e (10) foram utilizadas para obtenção do coeficiente convectivo interno (h_i). Caso o escoamento fosse turbulento, a Eq. (4) e posteriormente a Eq. (14), que foi proposta por Gnielinsk (1976), seriam utilizadas juntamente com a Eq. (7) para obtenção de (h_i). No caso de escoamento interno na região anular foi utilizada a Eq. (17) e a Tab. 1, onde o Número de *Nusselt* interno foi obtido através da relação de diâmetros e com esse resultado foi aplicada a Eq. (7) encontrando assim o coeficiente convectivo na região anular (h_e). Diante desses valores foram utilizados as Eqs. (23) e (24) para determinação do coeficiente global de transferência de calor, U . O fator de deposição foi desconsiderado pelo fato de o equipamento ter sido pouco utilizado, e as Eqs. (30) e (31) foram utilizadas para encontrar a média das temperaturas apropriadas. Com esse valores encontrados foi utilizada a Eq. (28) para determinação da taxa de transferência de calor pelo método MLDT. E com esses resultados encontrados foi possível calcular a propagação de erros inerentes ao cálculo do método MLDT através do *software Uncertainty Calculator*.

3.3.3 Método da Efetividade-NUT

Quando se trata do Método da Efetividade-NUT as Eqs. (36) e (37) foram utilizadas para encontrar a efetividade (ε). A condutância térmica global foi encontrada pela Eq. (38). Com esses valores foram utilizadas as Eqs. (41) e (42) encontrando assim o NUT, e aplicando novamente na Eq. (38) foi possível encontrar o coeficiente global de transferência de calor e assim aplicado na Eq. (28) a taxa de transferência de calor foi determinada. Finalmente, a propagação de erros inerente ao cálculo do Método da Efetividade-NUT foi calculada através do *software Uncertainty Calculator*.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os dados experimentais coletados considerando diferentes condições de vazão, temperatura e configuração de escoamento. Além disso, são apresentados as propriedades termofísicas dos fluidos e as taxas totais de transferência de calor encontradas nos Métodos de Balanço de Energia, MLDT e da Efetividade-NUT juntamente com suas incertezas experimentais.

A Figura 18 mostra a interface gráfica do exemplo para o Caso #1 da incerteza da taxa total de transferência de calor pelo Método do Balanço de Energia utilizando o *software Uncertainty Calculator*.

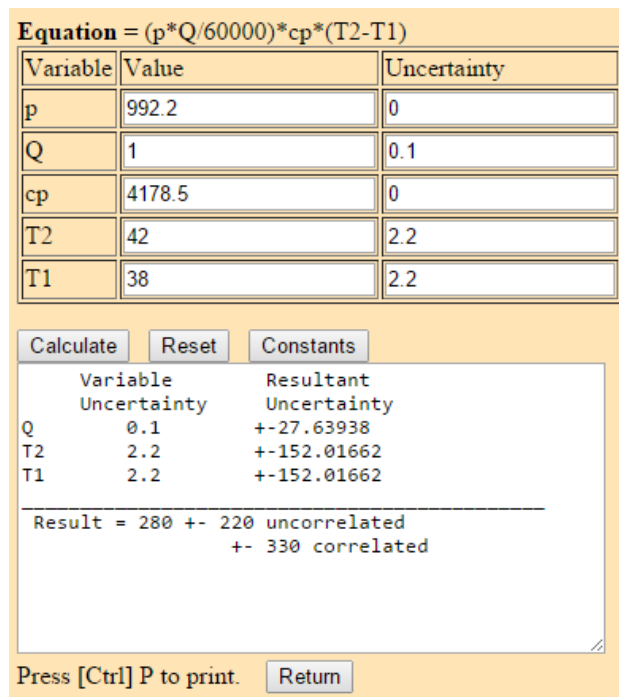


Figura 19. Cálculo da propagação de erros na equação do balanço de energia para o caso 1.

Fonte: <http://www.colby.edu/chemistry/PChem/scripts/error.html?ModPagespeed=off>.

A incerteza utilizada para a vazão foi estimada com 0,1 l/min, a metade da menor divisão da escala do rotâmetro. A incerteza para os termopares do Tipo J seguiram as normas da *American National Standards Institute* (ANSI) sendo a precisão de 2,2°C. Para a discussão dos resultados obtidos foram utilizados gráficos e tabelas visando a comparação dos diferentes métodos e das configurações de escoamento. Para um melhor entendimento e visualização dos casos, é apresentado nas Tabs. 8 a 13 a sequência das condições de operação aplicadas neste TCC.

Tabela 8. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,0$ l/min e escoamento paralelo.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#1	#10	#19	#28
1,5	#4	#13	#22	#31
2	#7	#16	#25	#34

Fonte: Autoria própria

Tabela 9. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,5$ l/min e escoamento paralelo.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#2	#11	#20	#29
1,5	#5	#14	#23	#32
2	#8	#17	#26	#35

Fonte: Autoria própria.

Tabela 10. Sequência das condições de operação para $Q_f=2,0$ l/min e escoamento paralelo.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#3	#12	#21	#30
1,5	#6	#15	#24	#33
2	#9	#18	#27	#36

Fonte: Autoria própria.

Tabela 11. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,0$ l/min e escoamento contracorrente.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#37	#46	#55	#64
1,5	#40	#49	#58	#67
2	#43	#52	#61	#70

Fonte: Autoria própria.

Tabela 12. Sequência das condições de operação para $Q_f=1,5$ l/min e escoamento contracorrente.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#38	#47	#56	#65
1,5	#41	#50	#59	#68
2	#44	#53	#62	#71

Fonte: Autoria própria.

Tabela 13. Sequência das condições de operação para $Q_f=2,0$ l/min e escoamento contracorrente.

Q_q [l/min]	Temperatura do Tanque(ST-16)[°C]			
	45	50	55	60
1	#39	#48	#57	#66
1,5	#42	#51	#60	#69
2	#45	#54	#63	#72

Fonte: Autoria própria.

4.1. DADOS COLETADOS PARA ESCOAMENTO PARALELO

Na configuração de escoamento paralelo, a temperatura do tanque de abastecimento da água quente, foi variada de 45°C, 50°C, 55°C e 60°C. A temperatura de entrada do fluido frio variou de 19°C a 29°C, oscilação essa que ocorreu devido as condições climáticas durante a realização dos experimentos. As vazões quente e fria variaram de 1,00 l/min , 1,50 l/min e 2,00 l/min, sendo feitas todas as combinações possíveis entre esses valores. Nas Tabelas 14 a 17 são apresentados os valores coletados das temperaturas durante a realização dos experimentos considerando as mudanças de situações já citadas para os diferentes casos.

Tabela 14. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (45°C) e as vazões em l/min.

CASO	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9
ST1[°C]	42	39	42	43	42	42	43	43	43
ST2[°C]	39	36	38	41	40	39	41	40	40
ST3[°C]	38	34	36	39	38	37	39	38	38
ST4[°C]	21	19	20	21	20	20	21	20	20
ST5[°C]	24	21	22	25	24	22	25	23	23
ST6[°C]	26	23	23	27	26	24	28	26	25

Fonte: Autoria própria.

Tabela 15. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (50°C) e as vazões em l/min.

CASO	#10	#11	#12	#13	#14	#15	#16	#17	#18
ST1[°C]	46	47	47	48	48	47	48	48	48
ST2[°C]	43	44	44	46	45	45	46	46	45
ST3[°C]	41	42	42	44	43	43	45	44	43
ST4[°C]	28	28	29	29	29	29	29	29	29
ST5[°C]	30	30	30	32	31	31	32	31	31
ST6[°C]	32	32	31	34	33	32	35	33	32

Fonte: Autoria própria.

Tabela 16. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (55°C) e as vazões em l/min.

CASO	#19	#20	#21	#22	#23	#24	#25	#26	#27
ST1[°C]	51	50	51	53	52	52	53	52	52
ST2[°C]	47	47	47	49	49	48	50	49	49
ST3[°C]	44	45	44	47	46	45	48	47	46
ST4[°C]	26	27	27	27	27	27	27	27	27
ST5[°C]	30	30	29	32	30	29	32	31	30
ST6[°C]	32	32	30	35	33	31	35	33	32

Fonte: Autoria própria.

Tabela 17. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (60°C) e as vazões em l/min.

CASO	#28	#29	#30	#31	#32	#33	#34	#35	#36
ST1[°C]	56	55	53	56	56	55	56	56	56
ST2[°C]	51	50	48	53	52	51	53	53	52
ST3[°C]	49	48	45	50	49	48	51	50	50
ST4[°C]	27	27	27	27	27	27	28	27	27
ST5[°C]	32	30	29	33	32	30	33	31	31
ST6[°C]	34	37	31	36	35	32	37	34	34

Fonte: Autoria própria.

Como pode ser observado nas Tabelas 14 a 17 as temperaturas de entrada do fluido quente (ST1) variam em relação as que saem do tanque (ST-16) em todos os casos, e as temperaturas de entrada do fluido frio (ST4) não são constantes ao longo das mesmas situações em todos os casos obtendo um delta de 10 °C.

4.2. DADOS COLETADOS PARA ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

Na configuração de escoamento contracorrente a temperatura do tanque de abastecimento da água quente, foi variada de 45°C, 50°C, 55°C e 60°C. A temperatura de entrada do fluido frio variou de (21 a 25)°C, oscilação essa que ocorreu devido as condições climáticas durante a realização dos experimentos. As vazões quente e fria variaram de 1,0 l/min , 1,5 l/min e 2,0 l/min, sendo feitas todas as combinações possíveis entre esses valores. Nas Tabelas 18 a 21 são apresentados os valores coletados das temperaturas durante a realização dos experimentos considerando as mudanças de situações já citadas para os diferentes casos.

Tabela 18. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (45°C) e as vazões em l/min.

CASO	#37	#38	#39	#40	#41	#42	#43	#44	#45
ST1[°C]	42	42	42	42	42	42	43	43	43
ST2[°C]	40	39	38	40	40	38	41	41	40
ST3[°C]	37	36	35	38	38	35	39	39	37
ST4[°C]	27	27	27	30	29	28	31	31	29
ST5[°C]	25	25	25	26	26	26	27	28	26
ST6[°C]	23	23	23	24	24	24	23	23	24

Fonte: Autoria própria.

Tabela 19. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (50°C) e as vazões em l/min.

CASO	#46	#47	#48	#49	#50	#51	#52	#53	#54
ST1[°C]	46	47	46	47	47	47	46	46	47
ST2[°C]	43	43	42	45	44	44	44	44	44
ST3[°C]	40	41	40	42	41	41	41	42	42
ST4[°C]	27	27	26	30	26	27	29	28	26
ST5[°C]	25	24	24	26	24	24	25	25	24
ST6[°C]	22	22	23	23	21	22	21	22	22

Fonte: Autoria própria.

Tabela 20. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (55°C) e as vazões em l/min.

CASO	#55	#56	#57	#58	#59	#60	#61	#62	#63
ST1[°C]	51	51	51	51	52	50	52	52	51
ST2[°C]	48	46	46	48	48	47	50	49	48
ST3[°C]	45	42	42	46	44	43	47	46	45
ST4[°C]	30	27	26	33	31	27	34	32	29
ST5[°C]	27	24	24	28	27	25	29	28	26
ST6[°C]	25	21	22	26	22	23	24	23	24

Fonte: Autoria própria.

Tabela 21. Temperaturas obtidas com a temperatura do tanque ST-16 (60°C) e as vazões em l/min.

CASO	#64	#65	#66	#67	#68	#69	#70	#71	#72
ST1[°C]	55	55	54	55	54	55	56	55	55
ST2[°C]	50	50	48	51	51	51	53	52	52
ST3[°C]	47	46	44	48	48	46	50	48	48
ST4[°C]	32	30	28	33	31	29	35	32	30
ST5[°C]	28	27	25	28	28	26	30	28	26
ST6[°C]	25	24	23	24	24	23	24	23	24

Fonte: Autoria própria.

Como pode ser observado nas Tabelas 18 a 21 as temperaturas de entrada do fluido quente (ST1) variam em relação as que saem do tanque (ST-16) e as temperaturas de entrada do fluido frio (ST6) foram mais constantes do que na situação de escoamento paralelo, com um delta de 5°C.

4.3. PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS

Para que se torne possível a realização dos cálculos dos parâmetros pertinentes da análise do desempenho dos trocadores de calor é necessário o conhecimento de algumas propriedades termofísicas dos fluidos para cada caso. Essas propriedades variam de acordo com a temperatura e o estado físico das substâncias. Os resultados foram obtidos com o auxílio das tabelas de propriedades termofísicas de Incropera *et al.* (2008). As Tabelas 22 e 23 apresentam essas propriedades termofísicas do escoamento paralelo e contracorrente, respectivamente.

Tabela 22. Propriedades termofísicas das medições de temperatura em escoamento paralelo.

#	ρ_q [kg/m ³]	ρ_f [kg/m ³]	$c_{p,q}$ [W/K]	$c_{p,f}$ [W/K]	$\mu_q \times 10^6$ [N.s/m ²]	$\mu_f \times 10^6$ [N.s/m ²]	$k_q \times 10^3$ [W/m.K]	$k_f \times 10^3$ [W/m.K]	Pr_q	Pr_f
#1	992,20	997,60	4178,5	4178,5	655	920	632,0	608,0	4,35	6,40
#2	993,50	997,99	4178,0	4178,5	695	959	628,0	606,0	4,62	6,62
#3	992,30	997,99	4178,5	4178,5	670	959	630,0	606,0	4,45	6,62
#4	992,30	997,04	4179,0	4178,5	640	1030	633,0	601,0	4,20	7,20
#5	992,20	997,60	4178,5	4178,5	655	935	631,5	608,0	4,35	6,40
#6	992,30	997,77	4178,5	4178,5	663	959	631,0	606,0	4,39	6,62
#7	991,75	997,10	4179,0	4178,5	645	1019	633,0	602,0	4,25	7,09
#8	992,05	997,52	4178,5	4178,5	650	925	632,5	608,0	4,25	6,50
#9	992,50	997,60	4178,5	4178,5	650	945	632,5	609,0	4,25	6,55
#10	990,50	995,65	4179,0	4178,5	625	800	635,0	618,0	4,05	5,40
#11	990,10	995,65	4179,5	4178,5	604	800	637,0	618,0	3,96	5,40
#12	990,10	995,65	4179,5	4178,5	604	800	637,0	617,5	3,96	5,40
#13	989,45	995,10	4180,0	4178,5	585	780	639,0	619,0	3,80	5,25
#14	989,50	995,27	4179,5	4178,5	595	780	638,5	619,0	3,90	5,30
#15	989,95	995,40	4179,5	4178,5	590	795	638,0	618,5	3,80	5,35
#16	989,10	994,90	4180,0	4178,5	580	769	639,5	620,0	3,80	5,20
#17	989,45	995,27	4180,0	4178,5	580	790	639,0	619,0	3,80	5,25
#18	989,70	995,40	4179,5	4178,5	600	800	638,5	618,0	3,90	5,45
#19	988,82	995,96	4180,0	4178,5	575	825	640,5	616,0	3,75	5,65
#20	988,73	995,75	4180,5	4178,5	570	812	641,5	616,5	3,72	5,51
#21	988,82	996,05	4180,0	4178,5	570	850	640,5	614,0	3,75	5,75
#22	987,70	995,27	4181,0	4178,5	550	780	643,0	619,0	3,55	5,25
#23	988,21	995,65	4181,0	4178,5	556	805	642,0	617,0	3,62	5,45
#24	988,50	995,96	4180,5	4178,5	560	820	641,5	615,0	3,65	5,55
#25	987,40	995,27	4181,0	4178,5	545	790	643,5	619,0	3,55	5,25
#26	987,95	995,65	4181,0	4178,5	552	803	642,5	617,0	3,60	5,40
#27	988,21	995,70	4181,0	4178,5	556	812	642,0	616,5	3,62	5,51
#28	986,57	995,40	4182,0	4178,5	527	803	645,5	617,0	3,40	5,45
#29	986,90	995,65	4182,0	4178,5	530	810	644,5	617,0	3,45	5,50
#30	987,90	995,96	4181,0	4178,5	552	815	642,5	616,0	3,60	5,50
#31	986,43	995,10	4182,0	4178,5	515	775	646,0	619,0	3,40	5,30
#32	986,57	995,27	4182,0	4178,5	526	780	645,5	619,0	3,40	5,30
#33	986,90	995,70	4182,0	4178,5	530	812	644,0	616,0	3,45	5,51
#34	986,15	994,78	4182,0	4178,5	500	750	646,5	621,0	3,35	5,21
#35	986,43	995,40	4182,0	4178,5	519	803	646,0	615,0	3,38	5,45
#36	986,43	995,40	4182,0	4178,5	519	803	646,0	615,0	3,38	5,45

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 23. Propriedades termofísicas das medições de temperatura em escoamento contracorrente.

#	ρ_q [kg/m ³]	ρ_f [kg/m ³]	$c_{p,q}$ [W/K]	$c_{p,f}$ [W/K]	$\mu_q \times 10^6$ [N.s/m ²]	$\mu_f \times 10^6$ [N.s/m ²]	$k_q \times 10^3$ [W/m.K]	$k_f \times 10^3$ [W/m.K]	Pr_q	Pr_f
#37	992,20	997,04	4178,5	4180,0	633	890	631,0	610,0	4,39	6,10
#38	992,20	997,04	4178,5	4180,0	670	890	630,0	610,0	4,45	6,10
#39	992,50	997,04	4178,5	4180,0	685	890	629,0	610,0	4,50	6,10
#40	992,20	996,53	4178,5	4179,0	655	855	631,5	613,0	4,35	5,83
#41	992,20	996,50	4178,5	4179,0	655	870	632,0	612,0	4,35	5,90
#42	992,50	996,80	4178,5	4179,0	685	865	629,0	612,0	4,50	5,85
#43	991,75	996,53	4179,0	4179,0	645	855	633,0	613,0	4,25	5,83
#44	991,75	996,53	4179,0	4179,0	645	855	633,0	613,0	4,25	5,83
#45	992,20	996,50	4178,5	4179,0	655	870	632,0	612,0	4,35	5,90
#46	990,80	997,10	4179,0	4180,0	627	907	635,0	609,5	4,12	6,22
#47	990,30	997,10	4179,5	4180,0	610	907	636,0	609,5	3,80	6,22
#48	990,80	997,10	4179,0	4180,0	627	907	635,0	609,5	4,12	6,22
#49	990,10	996,58	4179,5	4179,0	604	860	637,0	612,0	3,96	5,90
#50	990,30	997,40	4179,5	4180,5	610	920	636,0	608,0	3,80	6,40
#51	990,30	997,10	4179,5	4180,0	610	907	636,0	609,5	3,80	6,22
#52	990,60	997,04	4179,0	4180,0	612	890	635,5	610,0	4,20	6,10
#53	990,30	997,04	4179,5	4180,0	610	890	636,0	610,0	3,80	6,10
#54	990,10	997,25	4179,5	4180,5	604	915	637,0	608,0	3,96	6,30
#55	988,73	996,35	4180,0	4179,0	570	850	641,0	614,0	3,70	5,80
#56	989,10	997,25	4180,0	4180,5	590	915	639,0	608,0	3,80	6,30
#57	989,10	997,25	4180,0	4180,5	590	915	639,0	608,0	3,80	6,30
#58	988,50	995,70	4180,5	4178,5	560	812	641,5	616,0	3,65	5,51
#59	988,73	996,59	4180,0	4179,0	570	860	641,0	612,0	3,70	5,87
#60	989,10	997,04	4180,0	4180,0	590	890	639,0	610,0	3,80	6,10
#61	987,95	995,96	4181,0	4178,5	552	825	642,5	616,0	3,60	5,65
#62	988,21	996,35	4181,0	4179,0	556	850	642,0	614,0	3,62	5,80
#63	988,73	996,59	4180,0	4179,0	570	860	641,0	612,0	3,70	5,87
#64	987,70	996,10	4182,0	4179,0	530	850	644,0	614,0	3,45	5,75
#65	987,40	996,53	4181	4179,0	545	640	643,5	633,0	3,55	4,20
#66	988,21	996,90	4181	4179,0	556	880	642,0	611,0	3,62	6,00
#67	986,90	996,10	4182	4179,0	530	850	644,0	614,0	3,45	5,75
#68	987,70	996,35	4182	4179,0	530	850	644,0	614,0	3,45	5,80
#69	987,40	996,66	4181	4179,0	545	860	643,5	612,0	3,55	5,90
#70	986,43	995,70	4182	4178,5	519	812	646,0	616,0	3,38	5,51
#71	986,90	996,35	4182	4179,0	530	850	644,0	614,0	3,45	5,80
#72	986,90	996,53	4182	4179,0	530	640	644,0	633,0	3,45	4,20

Fonte: Autoria Própria.

4.4. TAXA TOTAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa total de transferência de calor calculada pelos três métodos de análise e juntamente com suas respectivas incertezas é apresentada a seguir.

4.4.1. Balanço de Energia

As Tabelas 24 e 25 apresentam os resultados das taxas totais de transferência de calor pelo método do Balanço de Energia quente e o frio, nas configurações de escoamento paralelo e contracorrente, simultaneamente.

Tabela 24. Balanço de energia em escoamento paralelo.

#	m_q [kg/s]	m_f [kg/s]	q_q [W]	<i>Incerteza</i> +- [W]	<i>Incerteza</i> +- [%]	q_f [W]	<i>Incerteza</i> +- [W]	<i>Incerteza</i> +- [%]
#1	0,0165	0,0165	276,28	220	79,6	346,14	220	63,5
#2	0,0165	0,0249	345,72	220	63,6	417,26	330	79,0
#3	0,0165	0,0332	414,42	220	53,0	417,18	430	103,0
#4	0,0248	0,0166	414,55	320	77,2	416,57	220	52,8
#5	0,0248	0,0249	414,50	320	77,2	624,56	330	52,8
#6	0,0248	0,0332	518,13	320	61,7	556,07	430	77,3
#7	0,0330	0,0166	552,46	430	77,8	486,00	220	45,2
#8	0,0330	0,0249	690,70	430	62,2	625,59	330	52,7
#9	0,0330	0,0332	691,12	430	62,2	695,09	430	61,8
#10	0,0165	0,0165	344,76	220	63,8	277,11	220	79,3
#11	0,0164	0,0248	344,70	220	63,8	416,03	320	76,9
#12	0,0164	0,0331	344,59	220	63,8	277,32	430	155,0
#13	0,0247	0,0165	413,48	320	77,3	346,32	220	63,5
#14	0,0247	0,0248	516,79	320	61,9	415,82	320	76,9
#15	0,0247	0,0331	413,73	320	77,3	415,88	430	103,3
#16	0,0329	0,0165	413,39	430	104,0	415,50	220	52,9
#17	0,0329	0,0248	551,25	430	78,0	415,82	320	76,9
#18	0,0329	0,0331	689,19	430	62,3	415,90	430	103,3
#19	0,0164	0,0165	481,91	220	45,6	415,99	220	52,8
#20	0,0164	0,0248	413,11	220	53,2	520,09	330	63,4
#21	0,0164	0,0331	482,02	220	45,6	416,20	430	103,3
#22	0,0246	0,0165	619,43	320	51,6	554,21	220	39,6
#23	0,0247	0,0248	619,75	320	51,6	624,04	330	52,8
#24	0,0247	0,0331	723,17	330	45,6	554,82	430	77,5
#25	0,0329	0,0165	687,98	430	62,5	554,21	220	39,6
#26	0,0329	0,0248	688,36	430	62,4	624,04	330	52,8
#27	0,0329	0,0331	826,26	430	52,0	693,35	430	62,0
#28	0,0164	0,0165	481,15	220	45,7	485,05	220	45,3
#29	0,0164	0,0248	481,31	220	45,7	624,04	330	52,8
#30	0,0164	0,0331	481,68	220	45,6	554,82	430	77,5
#31	0,0246	0,0165	618,78	320	51,7	623,37	220	35,2
#32	0,0246	0,0248	722,02	320	44,3	831,65	330	39,6
#33	0,0246	0,0331	722,26	320	44,3	693,35	430	62,0
#34	0,0328	0,0165	687,27	430	62,5	623,18	220	35,3
#35	0,0328	0,0248	824,96	430	52,1	727,87	330	45,3
#36	0,0328	0,0331	824,96	430	52,1	970,40	430	44,3

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 25. Balanço de energia em escoamento contracorrente.

#	m_q [kg/s]	m_r [kg/s]	q_q [W]	<i>Incerteza</i> +- [W]	<i>Incerteza</i> +- [%]	q_r [W]	<i>Incerteza</i> +- [W]	<i>Incerteza</i> +- [%]
#37	0,0165	0,0166	345,56	220	63,6	277,88	220	79,1
#38	0,0165	0,0249	414,59	220	53,0	416,76	320	76,7
#39	0,0165	0,0332	483,83	220	45,4	555,68	430	77,3
#40	0,0248	0,0166	414,59	320	77,1	416,45	220	52,8
#41	0,0248	0,0249	414,59	320	77,1	520,54	330	63,3
#42	0,0248	0,0332	725,75	320	44,0	555,47	430	77,4
#43	0,0330	0,0166	552,60	430	77,8	555,26	220	39,6
#44	0,0330	0,0249	552,60	430	77,8	832,90	330	39,6
#45	0,0330	0,0332	829,09	430	51,8	693,92	430	61,9
#46	0,0165	0,0166	413,97	220	53,1	347,35	220	63,3
#47	0,0165	0,0249	414,02	220	53,1	521,03	320	61,4
#48	0,0165	0,0332	413,97	220	53,1	416,83	430	103,1
#49	0,0247	0,0166	517,21	320	61,8	485,89	220	45,2
#50	0,0247	0,0249	620,90	320	51,5	521,30	320	61,3
#51	0,0247	0,0332	620,83	320	51,5	694,71	430	61,8
#52	0,0330	0,0166	689,95	430	62,3	555,77	220	39,5
#53	0,0330	0,0249	551,86	430	77,9	625,24	320	51,1
#54	0,0330	0,0332	689,61	430	62,3	555,83	430	77,3
#55	0,0164	0,0166	413,31	220	53,2	347,06	220	63,3
#56	0,0164	0,0249	620,35	220	35,4	625,31	330	52,7
#57	0,0164	0,0332	620,35	220	35,4	555,83	430	77,3
#58	0,0247	0,0166	516,50	320	61,9	485,54	220	45,3
#59	0,0247	0,0249	826,63	320	38,7	937,26	330	35,2
#60	0,0247	0,0332	723,60	330	45,6	555,77	430	77,3
#61	0,0329	0,0166	688,40	430	62,4	693,63	220	31,7
#62	0,0329	0,0249	826,33	430	52,0	936,89	330	35,2
#63	0,0329	0,0332	826,63	430	52,0	694,13	430	61,9
#64	0,0164	0,0166	550,68	220	39,9	485,60	220	45,3
#65	0,0164	0,0249	619,37	220	35,5	624,59	330	52,8
#66	0,0164	0,0332	688,61	220	31,9	694,34	430	61,9
#67	0,0246	0,0166	722,18	320	44,3	624,34	220	35,2
#68	0,0246	0,0249	619,52	320	51,6	728,69	330	45,2
#69	0,0246	0,0332	928,68	320	34,4	832,95	430	51,6
#70	0,0328	0,0165	825,02	430	52,1	623,89	220	35,2
#71	0,0329	0,0249	963,11	430	44,6	936,89	330	35,2
#72	0,0328	0,0332	962,82	430	44,6	832,95	430	51,6

Fonte: Autoria Própria.

4.4.2. Método MLDT

Nesta sub-seção são apresentados os procedimentos de cálculos da transferência de calor total pelo Método MLDT. Inicialmente são apresentados os resultados do coeficiente convectivo interno. Posteriormente são apresentados os resultados do coeficiente na região anular e por fim são apresentados os resultados do coeficiente global de transferência de calor e da taxa total de transferência de calor, juntamente com suas incertezas.

4.4.2.1. Coeficiente convectivo interno

Os resultados dos cálculos do coeficiente convectivo interno são apresentados nas Tabelas 26 e 27 com escoamento paralelo e contracorrente respectivamente.

Tabela 26. Coeficiente convectivo interno em escoamento paralelo.

#	Re_d	Natureza do escoamento	f	Nu_d	h_i [W/m ² K]
#1	2008	Laminar	-	3,66	144,57
#2	1894	Laminar	-	3,66	143,66
#3	1963	Laminar	-	3,66	144,11
#4	3083	Turbulento	0,042404	18,68	739,40
#5	3013	Turbulento	0,042652	18,35	724,37
#6	2976	Turbulento	0,042780	18,12	714,63
#7	4077	Turbulento	0,039544	26,39	1044,18
#8	4047	Turbulento	0,039617	26,16	1034,48
#9	4049	Turbulento	0,039612	26,18	1035,12
#10	2100	Laminar	-	3,66	145,25
#11	2173	Laminar	-	3,66	145,71
#12	2172	Laminar	-	3,66	145,71
#13	3364	Turbulento	0,041492	20,14	804,69
#14	3308	Turbulento	0,041666	19,91	794,86
#15	3337	Turbulento	0,041574	19,95	795,68
#16	4523	Turbulento	0,038533	28,47	1137,10
#17	4523	Turbulento	0,038532	28,47	1137,26
#18	4374	Turbulento	0,038856	27,69	1105,25
#19	2279	Laminar	-	3,66	146,51
#20	2299	Laminar	-	3,66	146,74
#21	2299	Laminar	-	3,66	146,40
#22	3572	Turbulento	0,040874	21,16	850,50
#23	3535	Turbulento	0,040981	21,04	844,44
#24	3511	Turbulento	0,041050	20,93	839,37
#25	4805	Turbulento	0,037954	29,66	1192,91
#26	4742	Turbulento	0,037660	29,39	1180,47
#27	4714	Turbulento	0,038135	29,26	1174,29
#28	2482	Turbulento	0,044768	12,83	517,72
#29	2468	Turbulento	0,044831	12,78	515,16
#30	2369	Turbulento	0,045293	12,19	489,65
#31	3810	Turbulento	0,040220	22,49	908,30
#32	3730	Turbulento	0,040430	21,94	885,29
#33	3704	Turbulento	0,040505	21,87	880,42
#34	5231	Turbulento	0,037156	31,77	1283,75
#35	5039	Turbulento	0,037504	30,64	1237,40
#36	5039	Turbulento	0,037504	30,64	1237,40

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 27. Coeficiente convectivo interno em escoamento contracorrente.

#	Re_d	Natureza do escoamento	f	Nu_d	h_i [W/m ² K]
#37	1985	Laminar	-	3,66	144,75
#38	1964	Laminar	-	3,66	144,34
#39	1921	Laminar	-	3,66	144,11
#40	3013	Turbulento	0,042652	18,35	724,43
#41	3014	Turbulento	0,042647	18,36	725,39
#42	2882	Turbulento	0,043128	17,50	688,04
#43	4078	Turbulento	0,039542	26,30	1040,55
#44	4078	Turbulento	0,039542	26,40	1044,54
#45	4017	Turbulento	0,039691	26,16	1033,39
#46	2095	Laminar	-	3,66	145,25
#47	2153	Laminar	-	3,66	145,48
#48	2095	Laminar	-	3,66	145,25
#49	3260	Turbulento	0,041817	19,66	782,88
#50	3230	Turbulento	0,041916	19,14	761,04
#51	3229	Turbulento	0,041917	19,14	760,93
#52	4293	Turbulento	0,039037	27,86	1106,93
#53	4306	Turbulento	0,039010	26,95	1071,58
#54	4347	Turbulento	0,038915	27,66	1101,38
#55	2300	Turbulento	0,045626	11,75	470,93
#56	2224	Laminar	-	3,66	146,17
#57	2224	Laminar	-	3,66	146,17
#58	3511	Turbulento	0,041050	20,93	839,37
#59	3451	Turbulento	0,041228	20,59	825,20
#60	3335	Turbulento	0,041581	19,93	796,20
#61	4886	Turbulento	0,037794	30,36	1219,22
#62	4714	Turbulento	0,038135	29,26	1174,28
#63	4601	Turbulento	0,038367	28,73	1151,08
#64	2471	Turbulento	0,044818	12,81	515,70
#65	2403	Turbulento	0,045132	12,40	498,90
#66	2357	Turbulento	0,045350	12,12	486,33
#67	3704	Turbulento	0,040505	21,87	880,42
#68	3707	Turbulento	0,040497	21,89	881,27
#69	3603	Turbulento	0,040785	21,38	860,16
#70	5041	Turbulento	0,037501	30,65	1237,80
#71	4939	Turbulento	0,037693	30,23	1216,76
#72	4938	Turbulento	0,037696	30,22	1216,37

Fonte: Autoria Própria.

4.4.2.2. Coeficiente convectivo na região anular

Nas Tabelas 28 e 29 são apresentados os valores do coeficiente convectivo externo na região anular.

Tabela 28. Coeficiente convectivo externo em escoamento paralelo.

#	Re_d	Nu_d	$h_e [W/m^2K]$
#1	2864	5,07	385,47
#2	4140	5,07	384,20
#3	5519	5,07	384,20
#4	2566	5,07	381,03
#5	4238	5,07	385,47
#6	5518	5,07	384,20
#7	2593	5,07	381,66
#8	4289	5,07	385,47
#9	5599	5,07	386,10
#10	3298	5,07	391,81
#11	4951	5,07	391,81
#12	6600	5,07	391,49
#13	3381	5,07	392,44
#14	5076	5,07	392,44
#15	6640	5,07	392,12
#16	3429	5,07	393,0
#17	5012	5,07	392,44
#18	6600	5,07	391,81
#19	3200	5,07	390,54
#20	4878	5,07	390,86
#21	6216	5,07	389,27
#22	3383	5,07	392,44
#23	4920	5,07	391,17
#24	6441	5,07	389,91
#25	3340	5,07	392,44
#26	4933	5,07	391,17
#27	6503	5,07	390,86
#28	3286	5,07	391,17
#29	4890	5,07	391,17
#30	6481	5,07	390,54
#31	3402	5,07	392,44
#32	5076	5,07	392,44
#33	6503	5,07	390,54
#34	3516	5,07	393,71
#35	4931	5,07	389,91
#36	6574	5,07	389,91

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 29. Coeficiente convectivo externo em escoamento contracorrente.

#	Re_d	Nu_d	$h_e [W/m^2K]$
#37	2972	5,07	386,74
#38	4458	5,07	386,74
#39	5942	5,07	386,74
#40	3091	5,07	388,64
#41	4556	5,07	388,00
#42	6114	5,07	388,00
#43	3091	5,07	388,64
#44	4636	5,07	388,64
#45	6075	5,07	388,00
#46	2916	5,07	386,42
#47	4374	5,07	386,42
#48	5832	5,07	386,42
#49	3073	5,07	388,00
#50	4314	5,07	385,47
#51	5832	5,07	386,42
#52	2972	5,07	386,74
#53	4458	5,07	386,74
#54	5781	5,07	385,47
#55	3110	5,07	389,27
#56	4336	5,07	385,47
#57	5781	5,07	385,47
#58	3253	5,07	390,54
#59	4611	5,07	388,00
#60	5944	5,07	386,74
#61	3202	5,07	390,54
#62	4664	5,07	389,27
#63	6147	5,07	388,00
#64	3108	5,07	389,27
#65	6194	5,07	401,32
#66	6009	5,07	387,37
#67	3108	5,07	389,27
#68	4664	5,07	389,27
#69	6147	5,07	388,00
#70	3251	5,07	390,54
#71	4664	5,07	389,27
#72	8261	5,07	401,32

Fonte: Autoria Própria.

Um fato que pode ser observado nas Tabs. 28 e 29 é que todos os valores de *Nusselt* foram iguais devido ao caso de a relação de diâmetros não variarem ao longo do escoamento.

4.4.2.3. Coeficiente global de transferência de calor

Os resultados dos cálculos do coeficiente global de transferência de calor do Método MLDT, da taxa total de transferência de calor juntamente com suas incertezas, são apresentados nas Tabs. 30 e 31 nas configurações de escoamento paralelo e contracorrente, respectivamente.

Tabela 30. Taxa total de transferência de calor para cálculo do coeficiente global para escoamento paralelo.

#	$UA_{Coef. Global}$ [W/K]	ΔT_{ml} [°C]	q [W]	Incerteza +- [W]	Incerteza [%]
#1	5,77	16,08	92,80	15	16,1
#2	5,73	15,05	86,36	14	16,2
#3	5,75	17,10	98,41	15	15,2
#4	15,88	16,49	262,13	38	14,5
#5	15,84	16,49	261,32	38	14,5
#6	15,72	17,10	268,83	38	14,1
#7	18,17	15,86	288,36	44	15,2
#8	18,21	16,90	307,99	44	14,2
#9	18,23	17,52	319,65	44	13,7
#10	5,81	12,98	75,43	14	18,5
#11	5,82	14,02	81,66	15	18,3
#12	5,82	14,21	82,77	15	18,1
#13	16,71	14,02	234,39	40	17,0
#14	16,63	14,02	233,19	40	17,1
#15	16,63	14,21	236,39	40	16,9
#16	19,03	14,02	266,85	46	17,2
#17	19,01	14,63	278,31	46	16,5
#18	18,81	14,63	275,40	45	16,3
#19	5,84	17,71	103,54	15	14,4
#20	5,85	17,94	105,05	15	14,2
#21	5,84	18,55	108,35	15	13,8
#22	17,10	18,10	309,70	41	13,2
#23	17,02	18,35	312,43	41	13,1
#24	16,95	18,97	321,66	41	12,7
#25	19,32	19,94	385,34	47	12,1
#26	19,22	18,97	364,64	46	12,6
#27	19,17	18,97	363,84	46	12,6
#28	13,58	21,23	288,52	33	11,4
#29	13,62	20,82	283,81	33	11,6
#30	13,18	19,99	263,63	32	12,1
#31	17,55	20,59	361,51	43	11,8
#32	17,37	20,59	357,93	42	11,7
#33	17,29	21,44	370,85	42	11,3
#34	19,81	20,19	400,19	48	11,9
#35	19,47	21,85	425,66	47	11,0
#36	19,47	21,85	425,66	47	11,0

Tabela 31. Taxa total de transferência de calor por meio do cálculo do coeficiente global para escoamento contracorrente.

#	$UA_{Coef. Global}$ [W/K]	ΔT_{mt} [°C]	q [W]	<i>Incerteza</i> +- [W]	<i>Incerteza</i> [%]
#37	5,77	14,49	83,70	15	17,9
#38	5,76	13,97	80,61	14	17,3
#39	5,76	13,44	77,44	14	18,0
#40	15,91	12,97	206,45	38	18,4
#41	15,90	13,49	214,67	38	17,7
#42	15,54	12,44	193,32	37	19,1
#43	18,34	13,90	255,12	44	17,2
#44	18,37	13,90	255,47	44	17,2
#45	18,28	13,49	246,77	44	17,8
#46	5,79	18,49	107,19	15	13,9
#47	5,80	19,49	113,13	15	13,2
#48	5,79	18,46	106,99	15	14,0
#49	16,43	17,98	295,54	40	13,5
#50	16,18	20,49	331,75	39	11,7
#51	16,20	19,49	315,94	39	12,3
#52	18,69	18,45	344,99	45	13,0
#53	18,48	18,98	350,88	45	12,8
#54	18,62	20,49	381,66	45	11,7
#55	12,89	20,49	264,20	32	12,1
#56	5,82	22,46	130,80	16	12,2
#57	5,82	22,40	130,46	16	12,2
#58	16,97	18,98	322,13	41	12,7
#59	16,79	21,49	361,03	41	11,3
#60	16,52	21,46	354,67	40	11,2
#61	19,40	20,39	395,74	47	11,8
#62	19,13	21,46	410,66	46	11,2
#63	18,97	21,49	407,79	46	11,2
#64	13,53	22,49	304,39	33	10,8
#65	13,46	23,46	316,01	33	10,4
#66	13,09	23,41	306,46	32	10,4
#67	17,26	22,98	396,82	42	10,5
#68	17,27	23,49	405,79	42	10,3
#69	17,07	24,46	417,85	42	10,0
#70	19,49	23,41	456,37	47	10,3
#71	19,35	23,98	464,14	47	10,1
#72	19,70	24,49	482,79	48	9,9

Fonte: Autoria Própria.

4.4.3. MÉTODO EFETIVIDADE-NUT

Os resultados do cálculo da taxa total de transferência de calor pelo Método da Efetividade-NUT, são apresentados nas Tabelas 32 e 33, nas configurações de escoamento paralelo e contracorrente, respectivamente.

Tabela 32. Método da efetividade NUT em escoamento paralelo.

#	ΔT_{ML} [°C]	C_{min} [W/K]	(ϵ)	NUT	UA	Q [W]	Incerteza +- [W]	Incerteza [%]
#1	16,08	69,07	0,19	0,23	16,54	266,09	340	127,7
#2	15,05	69,14	0,25	0,32	22,34	336,21	320	95,1
#3	17,10	69,07	0,27	0,35	24,20	414,07	360	86,9
#4	16,49	69,42	0,27	0,36	25,26	416,84	350	83,9
#5	16,49	103,62	0,18	0,22	23,40	386,32	350	90,5
#6	17,10	103,62	0,22	0,28	29,95	512,21	370	72,2
#7	15,86	69,42	0,31	0,43	30,04	476,83	340	71,3
#8	16,90	104,23	0,26	0,34	36,35	614,62	370	60,2
#9	17,52	138,22	0,21	0,28	39,39	690,41	380	55,0
#10	12,98	68,95	0,27	0,40	27,91	362,39	280	77,2
#11	14,02	68,94	0,26	0,34	23,86	334,56	300	89,6
#12	14,21	68,92	0,27	0,35	24,74	351,65	300	85,3
#13	14,02	69,22	0,26	0,34	23,99	336,45	300	89,1
#14	14,02	103,39	0,26	0,37	38,57	540,89	310	57,3
#15	14,21	103,43	0,22	0,28	29,05	412,94	310	75,0
#16	14,02	69,22	0,31	0,42	29,64	415,64	300	72,1
#17	14,63	103,94	0,21	0,26	27,30	399,73	310	77,5
#18	14,63	137,83	0,26	0,37	51,42	752,70	330	43,8
#19	17,71	68,84	0,28	0,40	28,20	499,58	380	76,0
#20	17,94	68,85	0,25	0,32	22,24	399,13	380	95,2
#21	18,55	68,84	0,29	0,38	26,38	489,49	390	79,6
#22	18,10	69,27	0,30	0,43	29,92	541,84	390	71,9
#23	18,35	103,27	0,24	0,37	38,21	701,27	400	57,0
#24	18,97	103,30	0,28	0,38	39,69	753,10	410	54,4
#25	19,94	69,27	0,27	0,35	24,68	492,20	420	85,3
#26	18,97	104,00	0,24	0,31	32,40	614,79	410	66,6
#27	18,97	137,72	0,24	0,32	44,96	853,12	410	48,0
#28	21,23	68,75	0,24	0,32	22,62	480,50	450	93,6
#29	20,82	68,75	0,25	0,32	22,20	462,59	440	95,1
#30	19,99	68,81	0,26	0,34	23,71	474,16	420	88,5
#31	20,59	69,26	0,34	0,51	35,58	733,04	440	60,0
#32	20,59	103,14	0,24	0,32	33,94	699,13	440	62,9
#33	21,44	103,18	0,25	0,32	33,88	726,56	460	63,3
#34	20,19	69,24	0,32	0,43	30,40	614,17	430	70,0
#35	21,85	103,98	0,24	0,31	32,65	713,77	470	65,8
#36	21,85	137,46	0,20	0,26	36,65	801,28	470	58,6

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 33. Método da efetividade NUT em escoamento contracorrente.

#	ΔT_{ML} [°C]	C_{min} [W/K]	(ϵ)	NUT	UA	Q [W]	Incerteza +- [W]	Incerteza [%]
#37	14,49	69,11	0,26	0,35	24,68	357,76	310	86,6
#38	13,97	69,09	0,31	0,42	29,65	414,49	300	72,3
#39	13,44	69,11	0,36	0,51	35,35	475,33	290	61,0
#40	12,97	69,40	0,33	0,46	32,11	416,66	280	67,2
#41	13,49	103,64	0,22	0,28	29,61	399,54	290	72,5
#42	12,44	103,67	0,38	0,59	61,19	761,24	300	39,4
#43	13,90	69,40	0,40	0,57	39,96	555,60	310	55,7
#44	13,90	104,11	0,40	0,61	64,26	893,54	330	36,9
#45	13,49	138,18	0,31	0,46	63,77	860,59	320	37,1
#46	18,49	68,99	0,25	0,33	22,99	425,35	390	91,6
#47	19,49	69,00	0,24	0,30	20,70	403,66	410	101,5
#48	18,45	68,99	0,26	0,32	22,42	413,86	390	94,2
#49	17,98	69,41	0,29	0,38	26,80	481,99	380	78,8
#50	20,49	103,48	0,23	0,30	31,04	636,30	440	69,1
#51	19,49	103,47	0,24	0,30	31,42	612,63	420	68,5
#52	18,45	69,47	0,32	0,42	29,38	542,33	390	71,9
#53	18,98	104,20	0,25	0,32	33,39	633,85	410	64,6
#54	20,49	137,92	0,20	0,25	34,48	706,71	440	62,2
#55	20,49	68,88	0,23	0,29	20,66	423,43	430	101,5
#56	22,46	68,92	0,30	0,40	27,58	619,71	480	77,4
#57	22,40	68,92	0,31	0,40	27,95	626,28	480	76,6
#58	18,98	69,36	0,28	0,36	25,38	481,87	400	83,0
#59	21,49	103,33	0,26	0,36	37,57	807,69	460	56,9
#60	21,46	103,37	0,25	0,33	34,64	743,72	460	61,8
#61	20,39	69,36	0,35	0,49	34,03	694,21	440	63,3
#62	21,46	104,09	0,31	0,42	44,44	954,00	460	48,2
#63	21,49	137,77	0,22	0,28	39,36	846,15	460	54,3
#64	22,49	68,83	0,26	0,36	25,03	563,10	480	85,2
#65	23,46	68,81	0,29	0,38	26,36	618,67	500	80,8
#66	23,41	68,86	0,32	0,42	29,39	688,09	500	72,6
#67	22,98	69,37	0,29	0,38	26,62	612,08	490	80,0
#68	23,49	103,25	0,20	0,25	25,81	606,52	500	82,4
#69	24,46	103,18	0,28	0,37	38,47	941,47	520	55,2
#70	24,79	69,32	0,28	0,35	24,79	580,39	500	86,1
#71	23,98	104,09	0,28	0,37	38,90	933,29	510	54,6
#72	24,49	137,54	0,22	0,29	40,11	982,74	520	52,9

Fonte: Autoria Própria.

4.5. ANÁLISE DO DESEMPENHO DO TROCADOR DE CALOR

Para analisar o desempenho do trocador de calor de tubos concêntricos foi realizada uma comparação da taxa total de transferência de calor, utilizando os três métodos analisados. Estes resultados são apresentados nas Tabs. 34 e 35, nas configurações de escoamento em paralelo e em contracorrente, respectivamente.

Tabela 34. Comparação entre os métodos para a taxa de transferência de calor para escoamento paralelo.

#	$q_{\text{balanço},q}$ [W]	$q_{\text{balanço},f}$ [W]	q_{MLDT} [W]	$q_{\varepsilon\text{-NUT}}$ [W]	q_m [W]
#1	276,28	346,14	92,80	266,09	245,33
#2	345,73	417,26	86,36	336,21	296,39
#3	414,42	417,18	98,42	414,07	336,02
#4	414,55	416,57	262,13	416,84	377,52
#5	414,50	624,56	261,32	386,32	421,68
#6	518,13	556,07	268,83	512,21	463,81
#7	552,46	486,01	288,36	476,83	450,91
#8	690,70	625,59	307,99	614,62	559,73
#9	691,12	695,09	319,65	690,41	599,07
#10	344,76	277,11	75,43	362,39	264,93
#11	344,70	416,03	81,66	334,56	294,24
#12	344,60	277,32	82,77	351,65	264,08
#13	413,48	346,32	234,39	336,45	332,66
#14	516,79	415,82	233,19	540,89	426,67
#15	413,73	415,88	236,39	412,94	369,74
#16	413,39	415,50	266,85	415,64	377,84
#17	551,25	415,82	278,31	399,73	411,28
#18	689,19	415,90	27,69	752,70	471,37
#19	481,99	415,99	103,54	499,58	375,28
#20	413,11	520,09	105,05	399,13	359,34
#21	482,02	416,20	108,35	489,49	374,02
#22	619,43	554,21	309,70	541,84	506,29
#23	619,75	624,04	312,43	701,27	564,38
#24	723,17	554,83	321,66	753,10	588,19
#25	687,98	554,21	385,34	492,20	529,93
#26	688,36	624,04	364,64	614,79	572,96
#27	826,26	693,35	363,84	853,12	684,14
#28	481,15	485,05	288,52	480,50	433,80
#29	481,31	624,04	283,81	462,59	462,94
#30	481,68	554,82	263,63	474,16	443,57
#31	618,78	623,37	361,51	733,04	584,18
#32	722,02	831,65	357,93	699,13	652,68
#33	722,26	693,35	370,85	726,56	628,25
#34	687,27	623,18	400,19	614,17	581,20
#35	824,96	727,87	425,66	713,77	673,07
#36	824,96	970,40	425,66	801,28	755,58

Tabela 35. Comparação entre os métodos para a taxa de transferência de calor em escoamento contracorrente.

#	$q_{\text{balanço},q}$ [W]	$q_{\text{balanço},f}$ [W]	q_{MLDT} [W]	$q_{\text{ε-NUT}}$ [W]	q_m [W]
#37	345,56	277,88	83,70	357,76	266,23
#38	414,59	416,76	80,61	414,49	331,61
#39	483,83	555,68	77,44	475,33	398,07
#40	414,59	416,45	206,45	416,66	363,54
#41	414,59	520,54	214,67	399,55	387,34
#42	725,75	555,47	193,32	761,24	558,95
#43	552,60	555,26	255,12	555,60	479,65
#44	552,60	832,90	255,57	893,54	633,65
#45	829,09	693,92	246,77	860,59	657,59
#46	413,97	347,35	107,19	425,35	323,47
#47	414,02	521,03	113,13	403,66	362,96
#48	413,97	416,83	106,99	413,86	337,91
#49	517,21	485,89	295,54	481,99	445,16
#50	620,90	521,30	331,75	636,30	527,56
#51	620,83	694,71	315,94	760,93	598,10
#52	689,95	555,77	344,99	542,33	533,26
#53	551,86	625,24	350,88	633,85	540,46
#54	689,61	555,83	381,66	706,71	583,46
#55	413,31	347,06	264,20	423,43	362,00
#56	620,35	625,31	130,80	619,71	499,05
#57	620,35	555,83	130,46	626,28	483,23
#58	516,50	485,54	322,13	481,87	451,51
#59	826,63	937,26	361,03	807,69	733,15
#60	723,60	555,77	354,67	743,72	594,44
#61	688,40	693,63	395,74	694,21	618,00
#62	826,33	936,89	410,66	954,00	781,97
#63	826,63	694,13	407,79	846,15	693,67
#64	550,68	485,60	304,39	563,10	475,94
#65	619,37	624,59	316,01	618,67	544,66
#66	688,61	694,34	306,46	688,09	594,37
#67	722,18	624,34	396,82	612,08	588,86
#68	619,52	728,69	405,79	606,52	590,13
#69	928,68	832,95	417,85	941,47	780,24
#70	825,02	623,89	456,37	580,39	621,42
#71	963,11	936,89	464,14	933,29	824,36
#72	962,82	832,95	482,79	982,74	815,32

O Gráfico 1 ilustra o desempenho em escoamento paralelo e o Gráfico 2 em escoamento contracorrente. Nestes gráficos os valores apresentados para o Método Balanço de Energia consistem na média entre os valores dos balanços do fluido frio e quente para cada caso. As diferenças encontradas nos valores da taxa total de transferência de calor em cada caso, considerando os diferentes métodos, estão dentro das incertezas dos resultados.

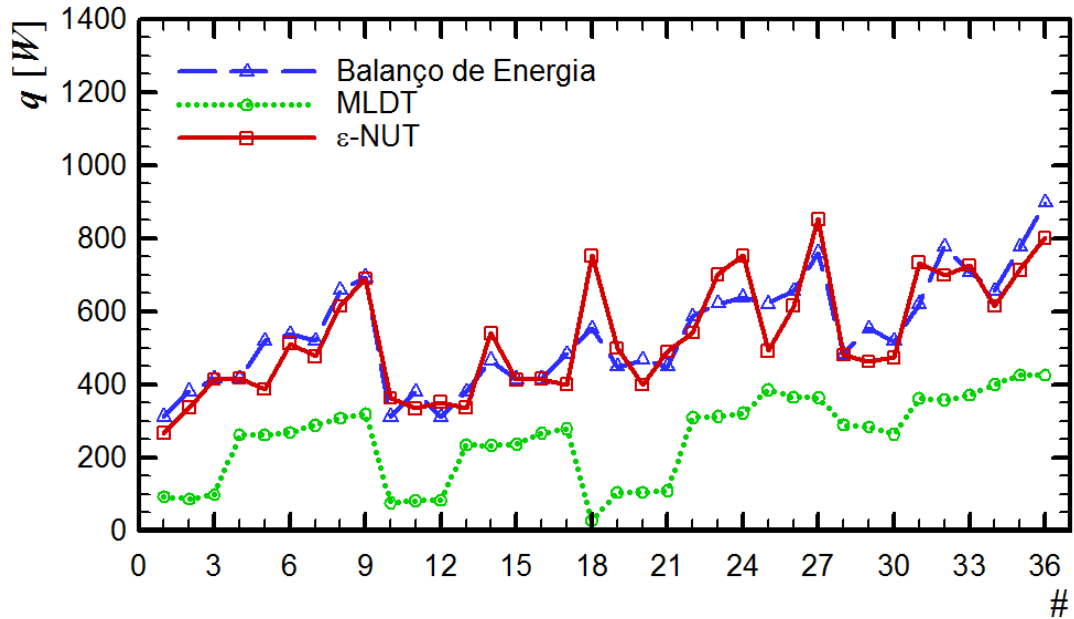


Gráfico 1. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento paralelo.

Fonte: Autoria Própria.

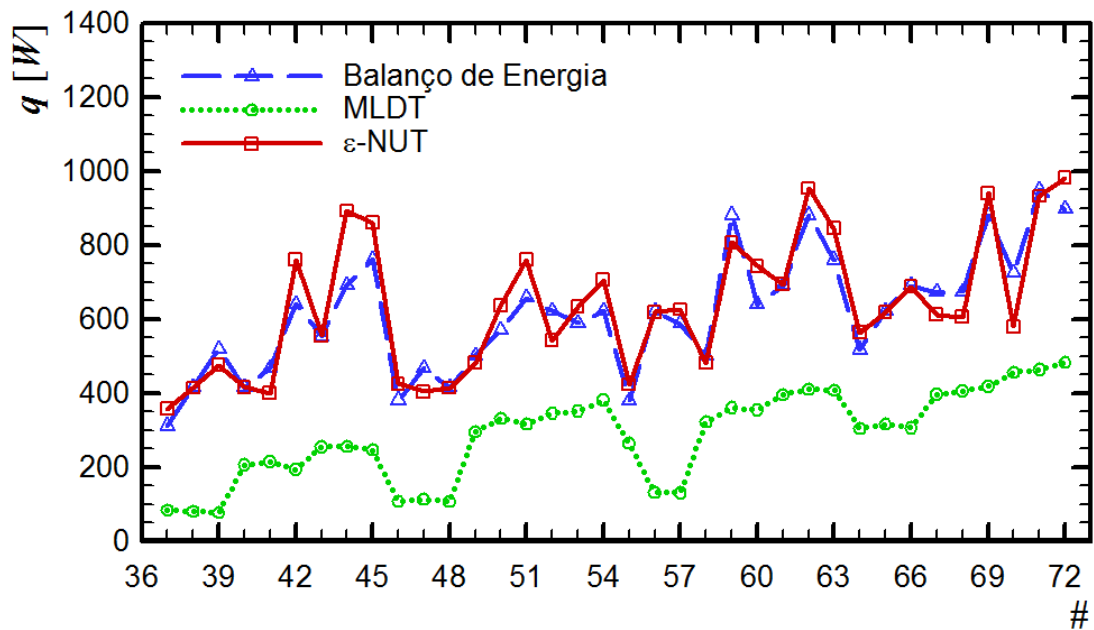


Gráfico 2. Taxa total de transferência de calor por diferentes métodos em escoamento contracorrente.

Fonte: Autoria Própria.

Como pode ser observado nos Gráficos 1 e 2, o método MLDT apresentou resultados menores devido às considerações que foram feitas, como por exemplo, na região anular onde em todos os casos foram encontrados escoamento turbulento para a realização dos cálculos foram considerados escoamento laminar, devido à falta de correlações existentes na literatura consultada.

Além disso, nas Tabelas 34 e 35 foi apresentada uma média da taxa total de transferência de calor entre todos os métodos para cada caso visando uma análise geral do desempenho do trocador de calor de tubos concêntricos. Estes valores são apresentados nos Gráficos 3.

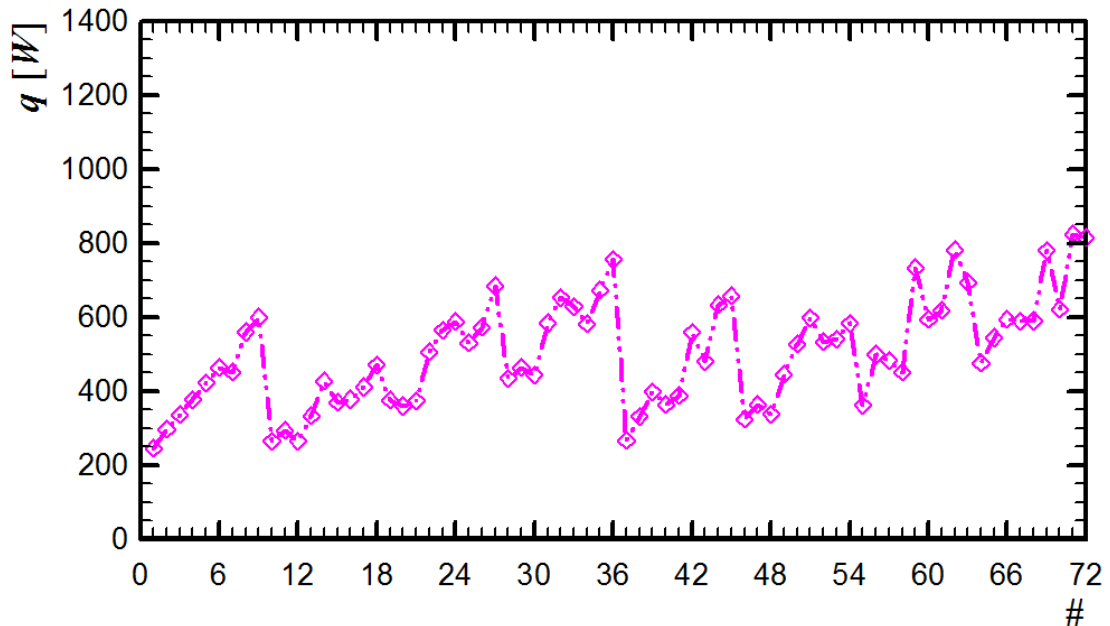


Gráfico 3. Média das taxas totais de transferência de calor obtidas nos métodos acima nos dois casos de escoamentos.

Fonte: Autoria Própria.

Como pode ser observado nas Tabelas 34 e 35 e no Gráfico 3, o caso que apresenta a maior taxa total de transferência de calor no trocador de calor de tubos concêntricos analisado é o Caso #71 ($q = 824,36$ W). Este caso corresponde à situação do escoamento em contracorrente com a vazão do fluido quente em (2,0 l/min) e frio (1,5 l/min) e de maiores gradientes de temperatura de entrada entre os fluidos quente (55°C) e frio (23°C). Pode ser notado também que, independentemente da configuração do escoamento, o desempenho do trocador de calor aumenta com o aumento das vazões dos fluidos quente e frio e com o aumento dos gradientes de temperatura entre os fluidos.

É possível perceber que, após pequenos picos, existem quedas bruscas na taxa total de transferência de calor. Isso ocorre nos momentos em que a configuração de vazão é trocada e inicia um novo ciclo de temperaturas (45°C - 60°C), sendo os pequenos picos o final de cada ciclo ($T_{tanque} = 60^{\circ}\text{C}$) onde ocorre a maior taxa total de transferência de calor da configuração de vazão utilizada. Isso mostra que, para uma mesma configuração de vazão, quanto maior for a temperatura de entrada, maior será a taxa total de transferência de calor.

Os experimentos foram realizados em escoamento paralelo e contracorrente, para efeito de comparação. O escoamento contracorrente, teoricamente, tem uma taxa de transferência de calor maior do que o escoamento paralelo. Essa teoria foi comprovada através do Gráfico 4.

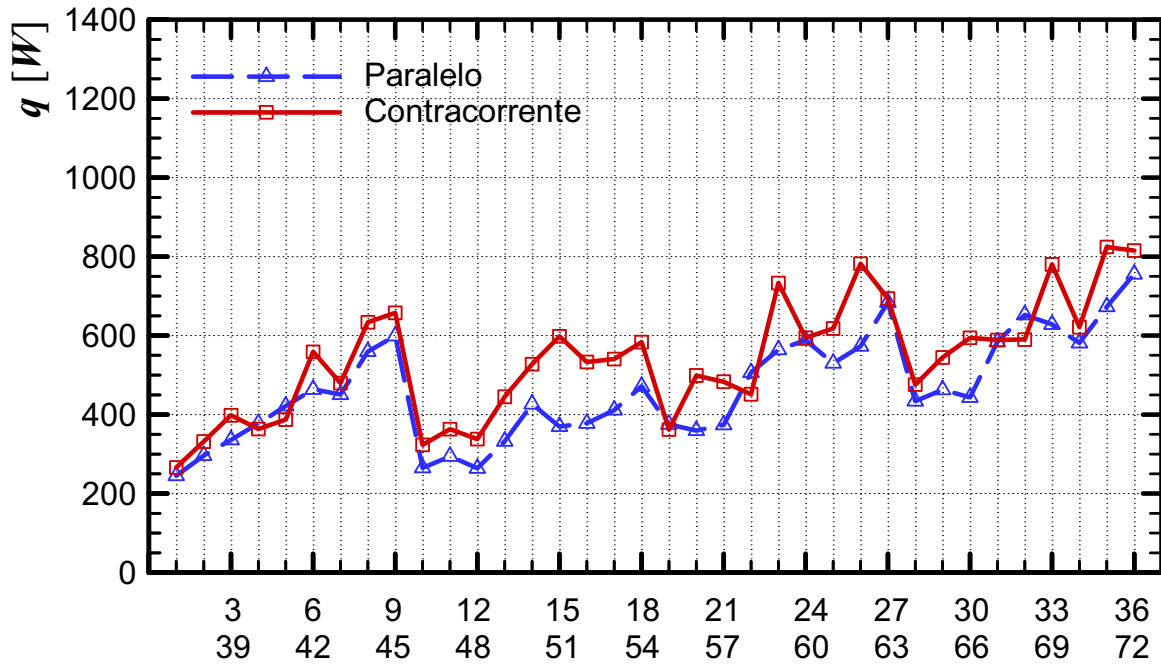


Gráfico 4. Comparativo entre o escoamento paralelo e contracorrente
Fonte: Autoria Própria.

5. CONCLUSÃO

Neste Trabalho de Conclusão de Curso foi realizada uma investigação experimental do desempenho de um trocador de calor de tubos concêntricos sob diferentes condições de temperatura, vazões e configuração de escoamento. Para ser realizada essa análise foram utilizados três métodos de comparação dos resultados da taxa total de transferência de calor: Balanço de Energia, MLDT (Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura) e Método ε -NUT (Efetividade-NUT). Os experimentos foram realizados no aparato experimental que fica localizado no Laboratório Didático de Ciências Térmicas do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Câmpus* Ponta Grossa.

O Método do Balanço de Energia foi calculado por duas formas, a primeira foi a análise do fluido quente e depois através do fluido frio. Para as mesmas condições de temperatura e vazões, os Balanços de Energia quente e frio não foram iguais, entretanto dentro da faixa de incertezas, situação contrária à esperada, pois em todas as situações foram considerados que a condução axial nos tubos e as mudanças nas energias cinética e potencial eram desprezíveis, que os calores específicos e o coeficiente global de transferência de calor eram constantes e que o trocador de calor era isolado termicamente.

Quando se tratou do método MLDT, os resultados da taxa total de transferência de calor foram menores do que quando comparados com os outros dois métodos, fato esse que ocorreu por algumas considerações que foram levadas em conta devido à falta de informações na literatura existente. Um exemplo foi que em todos os casos o escoamento na região anular encontrado foi turbulento, porém não foram encontradas tabelas nem correlações que se enquadrassem nesta situação, por isso foi considerado a Tabela 1.

No Método da Efetividade-NUT, as taxas totais de transferência de calor encontradas foram próximas das do Método do Balanço de Energia, a propagação de erros foi elevada, devido ao fato de que são realizados cálculos de diversos parâmetros secundários (ε , C_r , NUT) até chegar ao fim, como em cada caso existe um erro propagado, a incerteza no resultado final tornou-se maior, porém os resultados mantiveram dentro da margem de erro aceitável, tornando esse método válido para o trocador de calor utilizado.

Como esperado os resultados da taxa total de transferência de calor foram maiores nas condições de escoamento contracorrente e quando apresentavam maiores vazões em ambos os

fluidos. Com isso fica evidente que a teoria proposta pelos pesquisadores foram também validadas neste Trabalho de Conclusão de Curso.

Com a realização deste TCC pode se observar algumas situações relevantes para futuras pesquisas, que é o fato de se considerar um sistema adiabático, pois ficou evidente que se perdeu calor ao longo do escoamento. Outro ponto foi o de as taxas totais de transferência de calor encontradas nos três métodos não terem sido as mesmas, fato que segundo a literatura era para ter ocorrido.

Finalmente, com a realização deste Trabalho de Conclusão de Curso, o módulo didático no LabDCT/DAMEC/UTFPR/PG foi testado e poderá ser utilizados de maneira satisfatória nas aulas de Transferência de Calor 1 (EM36A) e 2 (EM37A), em futuras pesquisas e os resultados encontrados poderão ser confrontados com os encontrados pelos outros tipos de trocadores de calor disponíveis na Universidade, ou até mesmo pelo mesmo tipo de trocador de calor, porém com um outro fluido, diferentes situações.

REFERÊNCIAS

ALVES, T. A. **Nota de aula: Transferência de Calor 2 (EM37A)**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná/Campus Ponta Grossa, 2014.

ÇENGEL, YUNUS A & GHAJAR, AFSHIN J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem pratica**. 3. ed. São Paulo, SP: McGraw-Hill, 2012. 902 p.

CHENOWETH, J. M., & M. IMPAGLIAZZO, EDS., **Fouling in Heat Exchange Equipment**, American Society of Mechanical Engineers Symposium Volume HTD-17, ASME, New York, 1981.

DIGIOVANNI, M. A., & R. L. WEBB, "Uncertainty in Effectiveness-NUT Calculation for Cros flow Heat Exchange," **Heat Transfer Engineering.**, vol. 10, p 61-70, 1989.

DITTUS, F. W., & L. M. K. BOELTER, **University of California Publications of Engineering**. vol. 2, p. 443, Berkeley, CA, 1930.

FERREIRA, Cassio. **Análise experimental do desempenho de um trocador de calor do tipo casco e tubos**. 2014. 95 f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.

GNIELINSKI, V., **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**, *Int. Chem. Eng.* 16, 359–367, 1976.

GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 236 p. Tese – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

GUTIERREZ, P. F. C. **Análise de trocadores de calor compactos para desumidificação de ar**. 2006. 112p. Dissertação – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

HAUSEN, H. **Heat Transfer in counter flow, parallel flow and cross flow**. McGraw-hill, New Hork, 1983.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L. & LAVINE, A.S., 2008. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 643p.

KAKAÇ, S., A. E. BERGLES, & F. MAYINGER, EDS., **Heat Exchangers**, Hemisphere Publishing, New York, 1981.

KAKAÇ, S., & PAYKOC, E., **Basic relationships for heat exchangers, Two-Phase Flow Heat Exchangers**, NATO Advanced Study Institute, London, 1988.

KAYS, W. M., & A. L. LONDON, **Compact Heat Exchangers**, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.

KAYS, W. M., & M. E. CRAWFORD, **Convective Heat and Mass Transfer**, 3rd. ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

MACHADO, Vivian. **Análise numérica e investigação experimental da convecção natural laminar em um canal vertical com aquecimento discreto**. 2013. 96 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Bacharelado em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2013.

MORGAN, V. T., **The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders**. New York, 1977.

PETUKHOV, B. S., **Advances in Heat Transfer**, Vol.6, Academic Press, New York, 1970.

PRACTICAL Exercises Manual. 1 ed. Madrid. EDIBON, 2010.

RAVAGNANI, M. A. S. **Projeto e otimização de redes de trocadores de calor**. 1994. 123 p. Tese – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

SHAH, R. K., & A. L. LONDON, **Laminar Flow Forced Convection in Ducts**, Academic Press, New York, 1978.

SIEDER, E. N. & TATE, G. E. **Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes**. Ind. Eng. Chem, 28, 1936.

SKUPINSKI, E. S., J. TORTEL, & L. VAUTREY, **Int. J. Heat Mass Transfer**, vol. 8, p. 937, 1965.

SPORKET, F. **Análise teórico experimental dos evaporadores de uma bomba de calor.** 2001. 86 p. Dissertação – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2001.

TOMAZETI, C. A. **Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de correntes cruzadas.** 151p. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

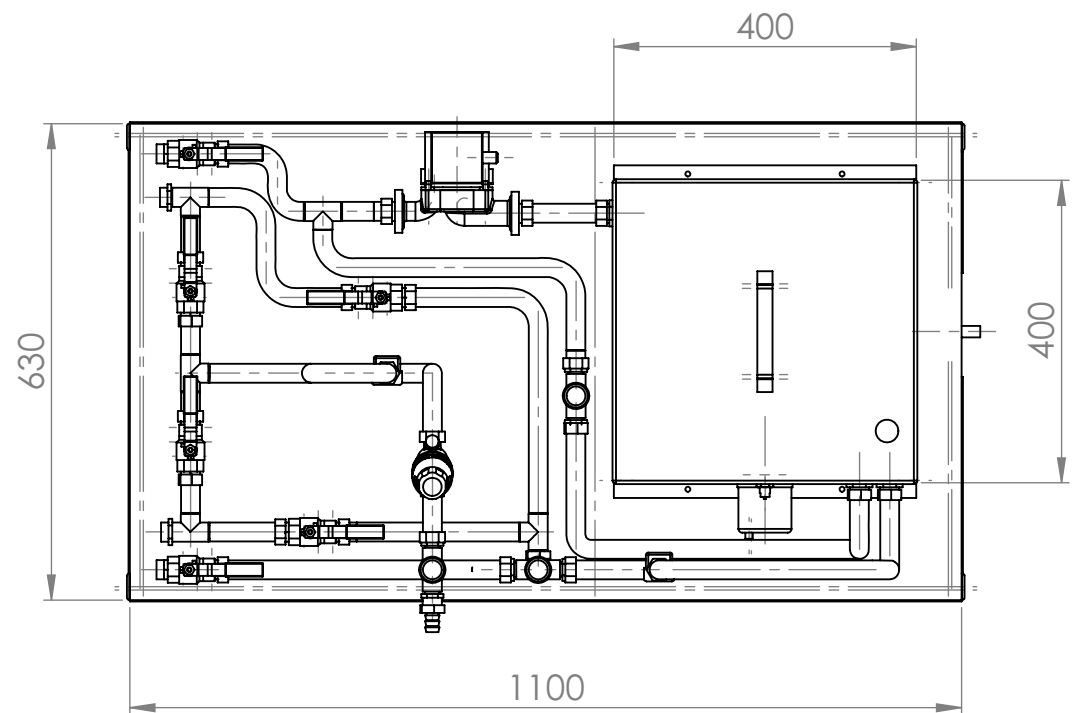
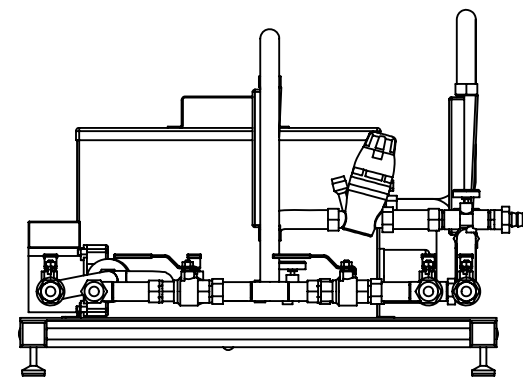
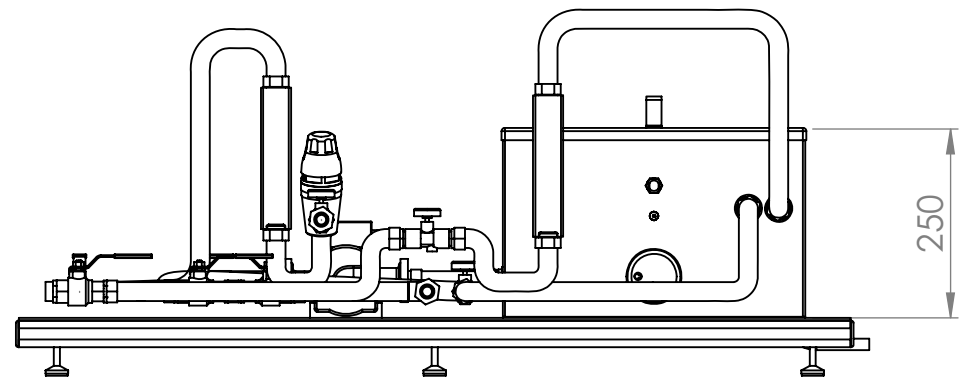
UNCERTAINTY CALCULATOR. Disponível em:

<<http://www.colby.edu/chemistry/PChem/scripts/error.html?ModPagespeed=off>> Acessado em: 15/09/2014.

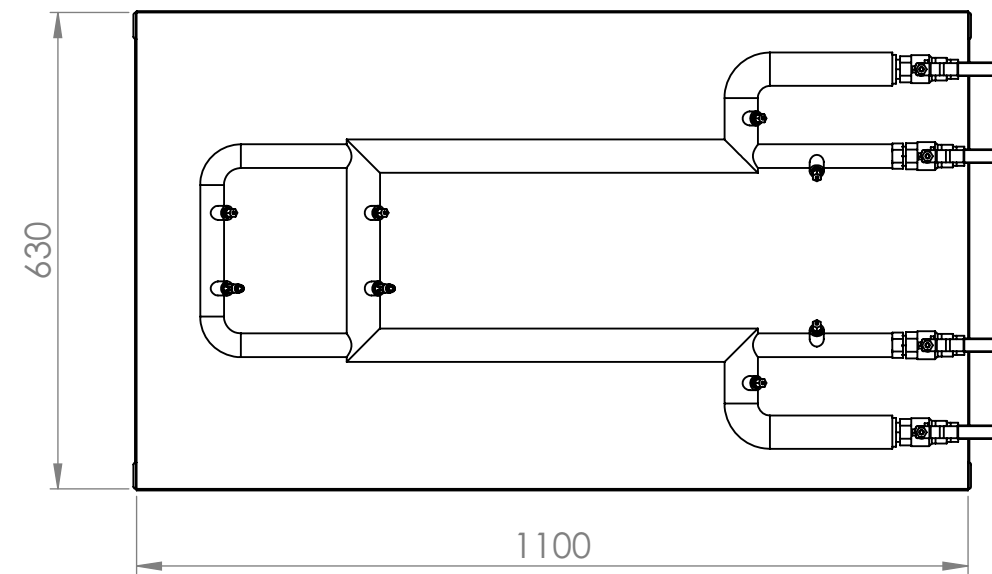
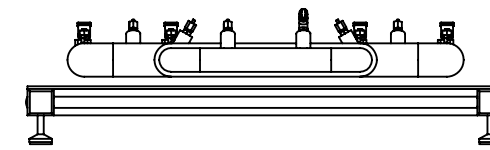
WEBB, R. L., **Principles of Enhanced Heat Transfer**, Wiley, New York, 1993.

ZHUKAUSKAS, A., **Heat Transfer from Tubes in Cross Flow.** Academic Press, New York, 1972.

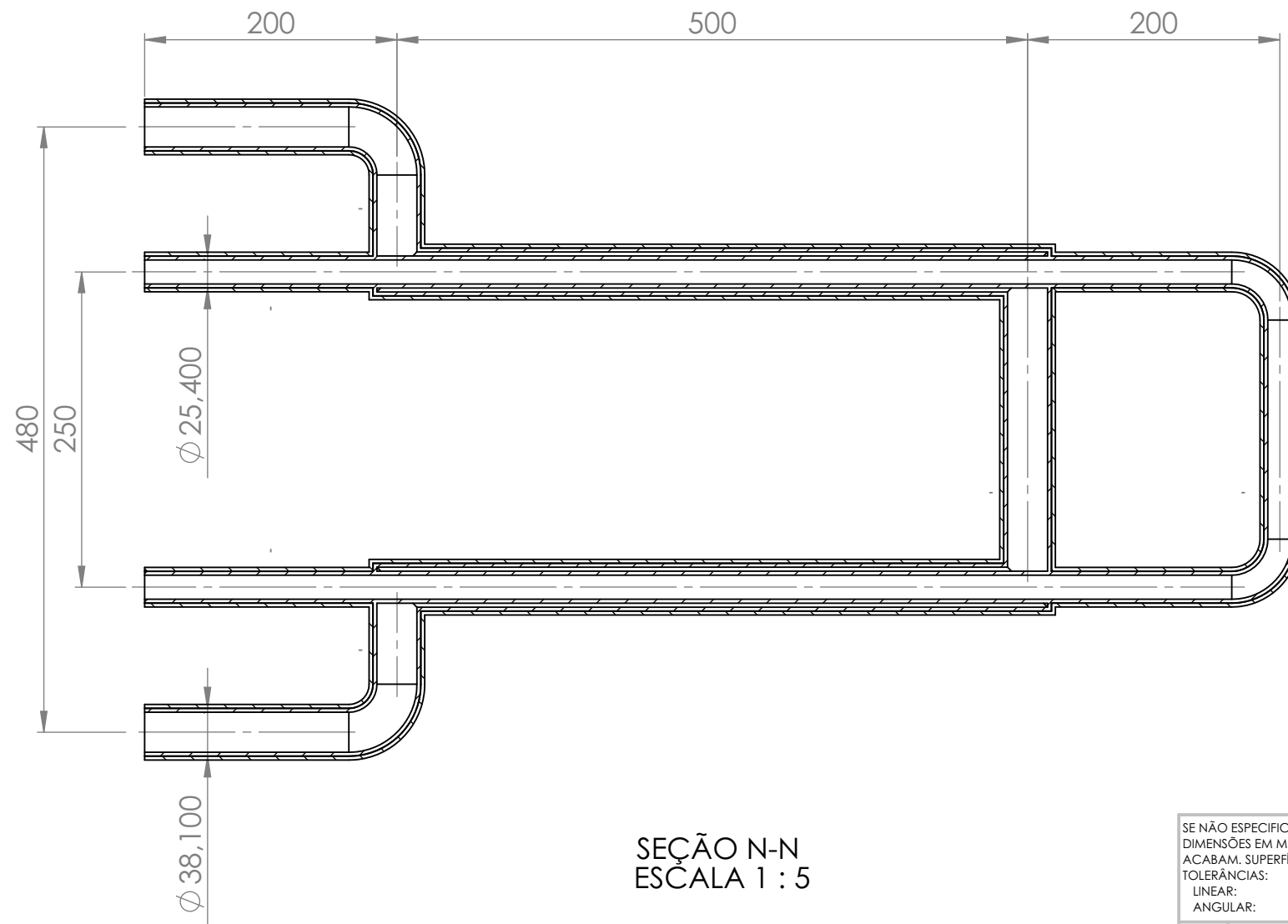
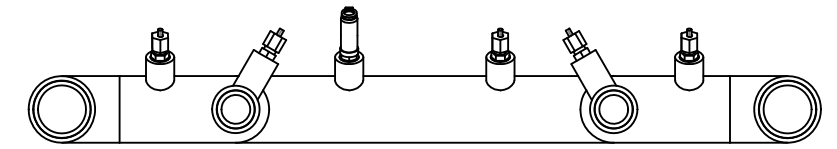
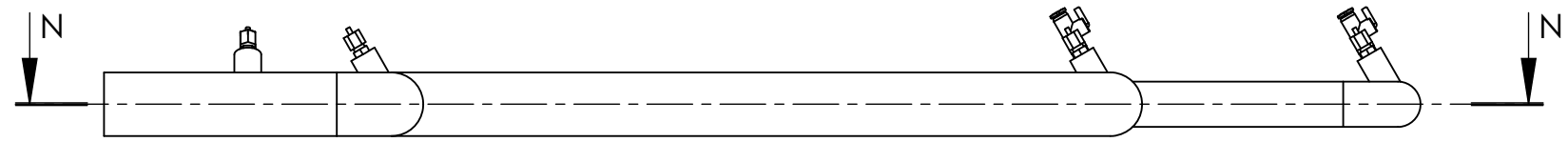
APÊNDICE A – Desenho Técnico do Aparato Experimental



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:				ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
								TÍTULO:			
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA								
VERIF.	Fábio										
APROV.											
MANUF.											
QUALID.						MATERIAL:		DES. Nº		Desenho	
						PESO:		ESCALA: 1:10		FOLHA 1 DE 9	
										A3	



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:				ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
								TÍTULO:			
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA					DES. Nº Desenho			
VERIF.											
APROV.											
MANUF											
QUALID											
				MATERIAL:				ESCALA: 1:10		FOLHA 8 DE 9	
				PESO:						A3	



SEÇÃO N-N
ESCALA 1 : 5

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:				ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
								TÍTULO:			
DESEN.				NOME		ASSINATURA		DATA			
VERIF.											
APROV.											
MANUF											
QUALID								MATERIAL:		DES. Nº	
										Desenho	
								PESO:		ESCALA: 1:10	
										FOLHA 9 DE 9	
										A3	

APÊNDICE B – Incertezas Experimentais

De acordo com Machado (2013), pesquisas experimentais em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor geralmente são caracterizadas com experimentos de amostragens simples, que são aqueles cujo ponto experimental é testado apenas uma vez. Desta forma, para a realização do cálculo das incertezas associadas aos resultados obtidos experimentalmente foi utilizado a Análise de Incertezas para Amostragem Simples, que será explicada na sequência.

Como citado anteriormente, o cômputo das incertezas experimentais apresentadas nas Tabelas foi realizado com o auxílio do *software* Uncertainty Calculator, fornecido pelo Colby College.

B.1. Análise de Incertezas para Amostragem Simples

Considerando uma determinada variável X , cuja incerteza acoplada a ela é conhecida como δX_i , a sua representação será expressa por

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (\text{B.1})$$

sendo que, $X_i(\text{medido})$ representa a medição realizada e δX_i corresponde a duas vezes o desvio padrão da população de possíveis medidas das quais a amostra X_i foi retirada.

O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado é dada por

$$\delta R_{X_i} = \frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \quad (\text{B.2})$$

A derivada parcial de R em relação à X_i é conhecida como coeficiente de sensibilidade do resultado R em relação à variável X_i . As variáveis independentes são utilizadas, sendo combinadas formando a equação básica para análise de incertezas.

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

sendo que, cada termo da equação representa a influência da variável δX_i para a incerteza global do resultado δR e possui a mesma forma de derivada parcial de R em relação a X_i , multiplicado pela incerteza da variável correspondente.

Realizando uma representação da incerteza como uma fração do resultado, encontrando diretamente uma incerteza relativa, a Equação (B.4) é uma opção

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{B.4})$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \left(c \frac{\delta X_3}{X_3} \right)^2 + \dots + \left(m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.5})$$

A determinação das incertezas associadas a cada variável foram obtidas de acordo com a incerteza do equipamento de medição e é mencionada na metodologia.

Por exemplo, para a área de transferência de calor (A), cuja expressão é definida como a multiplicação entre o comprimento (W) e a altura do aquecedor (L), o cálculo da incerteza correspondente é expresso por,

$$\frac{\delta A}{A} = \left[\left(\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(\frac{\delta L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.6})$$