

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**PROJETO DE MELHORIAS NOS MÓDULOS EXPERIMENTAIS
DIDÁTICOS PARA LABORATÓRIO DE ENGENHARIA TÉRMICA I**

BRUNO LORENCINI TIUSSI

**VITÓRIA – ES
DEZEMBRO/2008**

BRUNO LORENCINI TIUSSI

**PROJETO DE MELHORIAS NOS MÓDULOS EXPERIMENTAIS
DIDÁTICOS PARA LABORATÓRIO DE ENGENHARIA TÉRMICA I**

Parte manuscrita do Projeto de Graduação do aluno Bruno Lorencini Tiussi, apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do grau de Engenharia Mecânica.

**VITÓRIA – ES
DEZEMBRO/2008**

BRUNO LORENCINI TIUSSI

**PROJETO DE MELHORIAS NOS MÓDULOS EXPERIMENTAIS
DIDÁTICOS PARA LABORATÓRIO DE ENGENHARIA TÉRMICA I**

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Rogério Ramos
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Juan Sérgio Romero Saenz
Universidade Federal do Espírito Santo

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a meus pais, amigos e professores que, com certeza, contribuíram de forma grandiosa na minha caminhada ao longo do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha mãe, pelo apoio e ajuda durante o curso.

Ao Professor Rogério Ramos, pela confiança, apoio e pela dedicação de parte do seu tempo para a realização deste projeto.

Ao amigo Estevão Cypriano Monteiro Costa, por sempre estar disposto a ajudar e, com certeza, contribuiu de forma importante para a realização do projeto.

Ao tio Valmir, que nunca soube negar um favor.

“Faça as coisas o mais simples que você puder, porém não se restrinja às mais
simples”.

Albert Einstein

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Condução e convecção em uma aleta de seção reta uniforme.	16
Figura 2 – Esquema do experimento aleta cilíndrica de alumínio.	18
Figura 3 – Posicionamento dos equipamentos do experimento.	19
Figura 4 – Posicionamento dos termopares na aleta.	20
Figura 5 – Posicionamento dos aparelhos de medição.	20
Figura 6 – Posicionamento do aquecedor.	21
Figura 7 – Distribuição de temperaturas ao longo da aleta.	26
Figura 8 – Distribuição de temperaturas na aleta ajustado.	27
Figura 9 – Transferência de calor unidimensional por condução (Difusão de energia).	31
Figura 10 – Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção.	32
Figura 11 – Distribuição de temperatura para uma parede cilíndrica composta.	33
Figura 12 – Formação e separação da camada limite sobre um cilindro circular no escoamento transversal.	34
Figura 13 – Arranjos de tubos em um banco. (a) Alinhado. (b) Em quincôncio.	35
Figura 14 – Variação da vazão em válvulas tipo esfera.	40
Figura 15 – Variação da vazão em válvulas de controle de vazão.	41
Figura 16 – Antiga bancada de ensaio para o trocador de calor.	42
Figura 17 – Nova bancada de ensaio para o trocador de calor.	43
Figura 18 – Esquema da nova bancada para o trocador de calor.	44
Figura 19 – Esquema da manobra 1.	45
Figura 20 – Esquema da manobra 2.	47
Figura 21 – Esquema da manobra 3.	48
Figura 22 – Esquema da manobra 4.	50
Figura 23 – Modelo esquemático da serpentina.	52
Figura 24 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.	71
Figura 25 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.	71

Figura 26 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.....	72
Figura 27 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.....	72
Figura 28 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.....	73
Figura 29 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.....	73
Figura 30 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.....	74
Figura 31 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.....	74
Figura 32 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.....	75
Figura 33 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.	76
Figura 34 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.....	76
Figura 35 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.	77
Figura 36 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.....	77
Figura 37 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.	78
Figura 38 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.....	78
Figura 39 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.	79
Figura 40 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante.	79
Figura 41 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante.....	80
Figura 42 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.....	81

Figura 43 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.....	81
Figura 44 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.....	82
Figura 45 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.....	82
Figura 46 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.....	83
Figura 47 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.....	83
Figura 48 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.....	84
Figura 49 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.....	84
Figura 50 – Variação da quantidade de calor perdido pela água quente no trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.....	85
Figura 51 – Variação da quantidade de calor perdido pela água quente no trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.....	86
Figura 52 – Variação da quantidade de calor recebido pela água fria no trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.....	86
Figura 53 – Variação da quantidade de calor recebido pela água fria no trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.	87
Figura 54 – Variação média da quantidade de calor trocado no interior do trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.	87
Figura 55 – Variação média da quantidade de calor trocado no interior do trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.....	88
Figura 56 - Efeito Seebeck	91
Figura 57 - Tensão de Seebeck	91
Figura 58 - Esquema de um termopar.....	92
Figura 59 - Compensação da Temperatura Ambiente.....	93
Figura 60 - Termopar Tipo K.....	94
Figura 61 - Termopares: F.E.M X Temperatura.....	103
Figura 62 - Junções de Termopares.....	106
Figura 63 – Esquema de fabricação dos furos para alocação dos termopares.	107

Figura 64 – Comportamento da leitura dos termopares comparada as temperaturas de referência.	109
Figura 65 – Comportamento das vazões medidas comparando com as leituras dos rotâmetros.	112

LISTA DE TABELA

Tabela 1 Distribuição de temperatura e perda de calor para aletas com seção transversal uniforme.	16
Tabela 2 – Propriedades do ar a temperatura de filme e dimensões da aleta cilíndrica.	23
Tabela 3 – Valores para Rayleigh, m, Nud e dimensões da aleta cilíndrica.	24
Tabela 4 – Distribuição de temperatura ao longo da aleta.	25
Tabela 5 – Valores dos desvios entre curva teórica e experimental.	27
Tabela 6 – Constantes para equação do número de Nusselt para o cilindro em corrente cruzada.	34
Tabela 7 – Constantes para a equação do número de Nusselt para escoamento de ar sobre um banco de tubos de 10 ou mais fileiras.	36
Tabela 8 – Relações de efetividade do trocador de calor.	39
Tabela 9 - Quadro resumo do experimento da manobra 1.	46
Tabela 10 – Quadro resumo do experimento da manobra 2.	47
Tabela 11 – Quadro resumo do experimento da manobra 3.	49
Tabela 12 – Quadro resumo do experimento da manobra 4.	50
Tabela 13 – Propriedades e dimensões da serpentina.	51
Tabela 14 – Outras dimensões da serpentina.	51
Tabela 15 – Quadro resumo do experimento 1.	52
Tabela 16 – Propriedades dos fluidos dentro e fora da serpentina.	57
Tabela 17 – Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 1 mantendo vazão de água quente constante.	63
Tabela 18 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 1 mantendo vazão de água fria constante.	64
Tabela 19 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 2 mantendo vazão de água quente constante.	65
Tabela 20 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 2 mantendo vazão de água fria constante.	66
Tabela 21 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 3 mantendo vazão de água quente constante.	67

Tabela 22 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 3 mantendo vazão de água fria constante.....	68
Tabela 23 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 4 mantendo vazão de água quente constante.	69
Tabela 24 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 4 mantendo vazão de água fria constante.....	70
Tabela 25 - Limites de Erros dos Termopares	104
Tabela 26 - Limites de Erros para Termopares Convencionais e Minerais.....	105
Tabela 27 – Valores das medidas dos termopares nas temperaturas de referência.	108
Tabela 28 – Valores das medidas dos tempos de vazão.....	110
Tabela 29 – Valores médios dos tempos de vazão.	111
Tabela 30 – Quadro comparativo entre vazões medidas e lidas.	111

SIMBOLOGIA

c = Calor específico à pressão constante, J/Kg.K

g = Aceleração da gravidade, m²/s

h_c = Coeficiente de transferência de calor por convecção, W/m²K

h_r = Coeficiente de transferência de calor por radiação, W/m²K

k = Condutividade térmica, W/mK

U = Coeficiente global de transferência de calor, W/m²K

Nu = Número de Nusselt

Ra = Número de Rayleigh

Pr = Número de Prandtl

L = Comprimento característico, m

A = Área, m²

T = Temperatura, K

V = Diferença de potencial, V

m = vazão mássica de água, Kg/s

Letras Gregas

α = Difusividade térmica, m²/s

β = Coeficiente de expansão térmica, K⁻¹

ε = Emissividade

ρ = Densidade, em Kg/m³

σ = Constante de Stefan-Boltzmann

μ = Viscosidade dinâmica, N.s/m²

ν = Viscosidade cinemática, m²/s

θ = Excesso de temperatura

RESUMO

Este projeto consiste em apresentar melhorias e avaliar a operação em módulos experimentais didáticos para a disciplina da nova grade curricular, Laboratório de Engenharia Térmica I do curso de Engenharia Mecânica.

O primeiro experimento visa mostrar aos alunos a capacidade de uma aleta em aumentar a troca de calor com o fluido circundante, juntamente com a determinação do perfil de temperaturas ao longo do seu comprimento.

O segundo experimento visa demonstrar o comportamento de um trocador de calor em várias situações e condições operacionais, complementando de forma eficiente o conteúdo apresentado na disciplina teórica de Transferência de Calor II.

Todos os experimentos são apresentados separadamente, com seus objetivos, procedimentos, testes e resultados obtidos.

SUMÁRIO

1	EXPERIÊNCIA: ALETA CILÍNDRICA DE ALUMÍNIO	15
1.1	Introdução	15
1.2	Objetivos	15
1.3	Distribuição de Temperatura em aletas	15
1.4	Convecção Livre em Escoamentos Externos	16
1.5	Melhorias	17
1.6	Esquema de Montagem	17
1.7	Esquemático	17
1.8	Procedimento	18
1.9	Experimento Realizado	22
1.10	Conclusões	26
2	EXPERIÊNCIA: TROCADOR DE CALOR	29
2.1	Introdução	29
2.2	Objetivo	29
2.3	Transferência de Calor	30
2.3.1	Condução	30
2.3.2	Convecção	31
2.3.3	Radiação	32
2.4	Coeficiente Global em Sistemas Radiais	33
2.5	O Cilindro no Escoamento Externo Transversal	34
2.6	Escoamento Externo em Feixes de Tubos	34
2.7	Escoamento Interno em Tubos Circulares	36
2.7.1	Laminar	36
2.7.2	Turbulento	37
2.8	Correção do Coeficiente de Convecção Interno para Serpentinhas	37
2.9	Análise de trocadores de calor	38
2.9.1	Método da média logarítmica das diferenças de temperatura	38
2.9.2	O método da efetividade NUT	38
2.10	Melhorias	40
2.11	Equipamentos	43
2.12	Esquema de Montagem	43
2.13	Procedimento	44
2.14	Experimento Realizado	44
2.14.1	Manobra 1	45
2.14.2	Manobra 2	46
2.14.3	Manobra 3	48
2.14.4	Manobra 4	49
2.15	Tratamento dos dados	51
2.15.1	Propriedades e dimensões da serpentina	51
2.15.2	Ensaio utilizado	52
2.15.3	Cálculo da vazão mássica	52
2.15.4	Balanco de energia no chuveiro	52
2.15.5	Balanco de energia no trocado de calor	53
2.15.6	Avaliação de perdas de calor no trocador:	54
2.15.7	Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor:	56
2.15.8	Propriedades das temperaturas de referência	57
2.15.9	Cálculo do coeficiente de convecção dentro do tubo	58

2.15.10	Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo Medido	59
2.15.11	Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo para Escoamento Transversal.	60
2.15.12	Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo para Escoamento Através de Feixes de Tubo.	61
2.16	Resumo de todos os experimentos.....	62
2.17	Análise dos Resultados.....	70
2.18	Principais Dificuldades Encontradas.....	88
REFERÊNCIAS		90
ANEXO I		91
ANEXO II		107
ANEXO III		108
ANEXO IV		110

INTRODUÇÃO

A transferência de calor é o trânsito de energia provocado por uma diferença de temperatura num meio ou entre vários meios.

O estudo da transferência de calor amplia a análise termodinâmica através da avaliação dos modos e taxas de transferência de calor.

Quando há uma diferença de temperatura em um sistema, o calor flui da região de alta temperatura para a de baixa temperatura. O conhecimento da distribuição de temperaturas é essencial ao estudo de transferência de calor, pois a partir desta distribuição, pode-se obter a grandeza de interesse prático conhecida como o *fluxo de calor*, que é a quantidade de calor transferido por unidade e área e por unidade de tempo.

1 EXPERIÊNCIA: ALETA CILÍNDRICA DE ALUMÍNIO

1.1 Introdução

Este módulo diz respeito ao projeto, construção e avaliação da transferência de calor em uma aleta de alumínio de seção cilíndrica uniforme.

A aleta é uma superfície expandida utilizada especificamente para aumentar a taxa de transferência de calor entre um sólido com base aquecida e um fluido adjacente.

Neste experimento, considera-se um vaso de alumínio contendo água a 100 Celsius.

Uma aleta de alumínio se encontra acoplada a parede de um vaso aquecido a 100°C. Dessa forma, pode-se obter um gradiente de temperaturas ao longo da aleta.

1.2 Objetivos

Analisar a distribuição de temperatura em uma aleta de alumínio, quando submetida à transferência convectiva de calor com temperatura de uma extremidade conhecida.

Comparar os dados experimentais com os cálculos do modelo matemático conhecido.

1.3 Distribuição de Temperatura em aletas

A distribuição de temperatura em aletas é fundamental para avaliarmos a taxa de transferência de calor associada.

A forma de distribuição de temperatura é mostrada esquematicamente na Figura 1. Observe que a magnitude do gradiente de temperatura diminui com a diminuição de x . Essa tendência é uma consequência da redução na transferência de calor por condução com o aumento de x devido à perda contínua de calor por convecção a partir da superfície da aleta.[1]

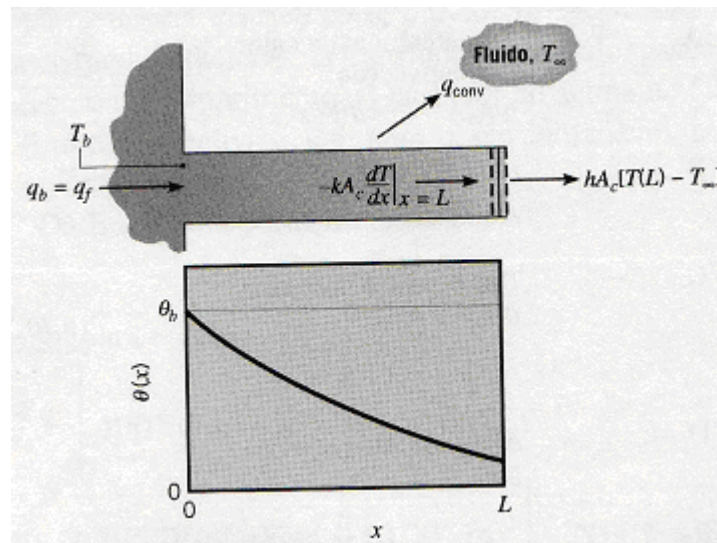


Figura 1 – Condução e convecção em uma aleta de seção reta uniforme.

A distribuição de temperatura e perda de calor para aletas de seção transversal uniforme está ilustrada na tabela 1.

Tabela 1 Distribuição de temperatura e perda de calor para aletas com seção transversal uniforme.

Caso	Condição da Extremidade ($x = L$)	Distribuição de Temperatura θ/θ_b	Taxa de Transferência de Calor da Aleta q_a
A	Transferência de calor por convecção: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.70)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.72)
B	$d\theta/dx _{x=L} = 0$ Adiabática	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.75)	$M \tanh mL$ (3.76)
C	Temperatura prescrita: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.77)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.78)
D	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$) $\theta(L) = 0$	e^{-mx} (3.79)	M (3.80)
$\theta = T - T_\infty$ $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$ $m^2 = hP/kA_c$ $M = \sqrt{hPkA_c} \theta_b$			

1.4 Convecção Livre em Escoamentos Externos

Situações para as quais não existe velocidade *forçada*, embora a convecção corrente existia no interior do fluido. Tais situações são denominadas *convecção livre ou natural*, e são originadas quando uma *força de corpo* atua sobre um fluido no

qual existem gradientes de massa específica. O efeito líquido é a *força de empuxo*, que induz correntes de convecção livre. [1]

As correlações empíricas desenvolvidas para a geometria cilíndrica estão descritas nas equações seguintes:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad [1]$$

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{8/27}\right]} \right\}^2 \quad [2]$$

$$\bar{h} = \frac{k Nu_D}{D} \quad [3]$$

1.5 Melhorias

Nesse experimento foi adicionada uma aleta de alumínio com seção circular uniforme, também acoplada à parede do vaso de alumínio. O experimento anterior possuía apenas uma aleta com seção retangular uniforme.

A adição dessa aleta possibilita mais uma opção para determinar o perfil de temperaturas a ser apresentado aos alunos em aulas de laboratório.

1.6 Esquema de Montagem

Suporte para termômetro

Vaso de aço inoxidável com aleta acoplada

Aquecedor

Termômetro de mercúrio

Multímetro

Seletor de canais

Termopares

1.7 Esquemático

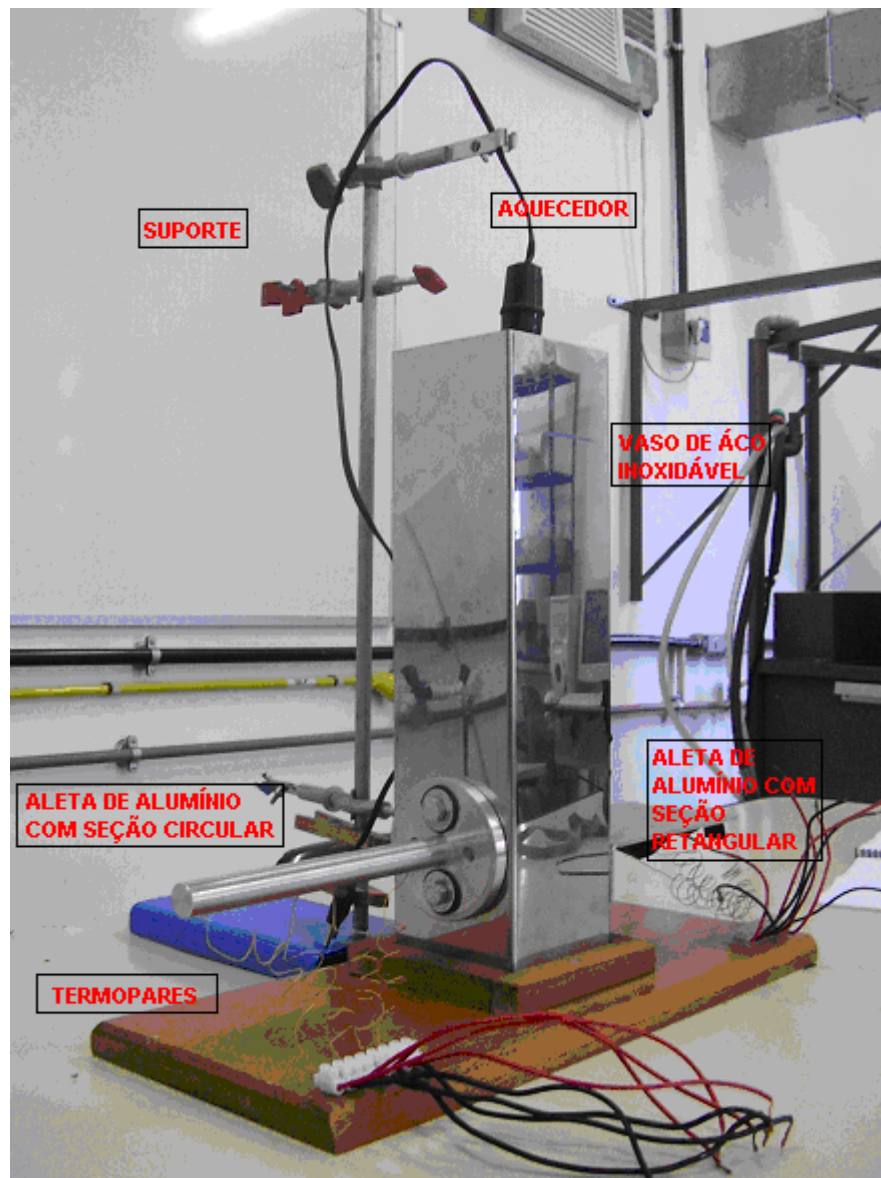


Figura 2 – Esquema do experimento aleta cilíndrica de alumínio.

1.8 Procedimento

1. Posicionar todos os equipamentos necessários conforme esquema a seguir:

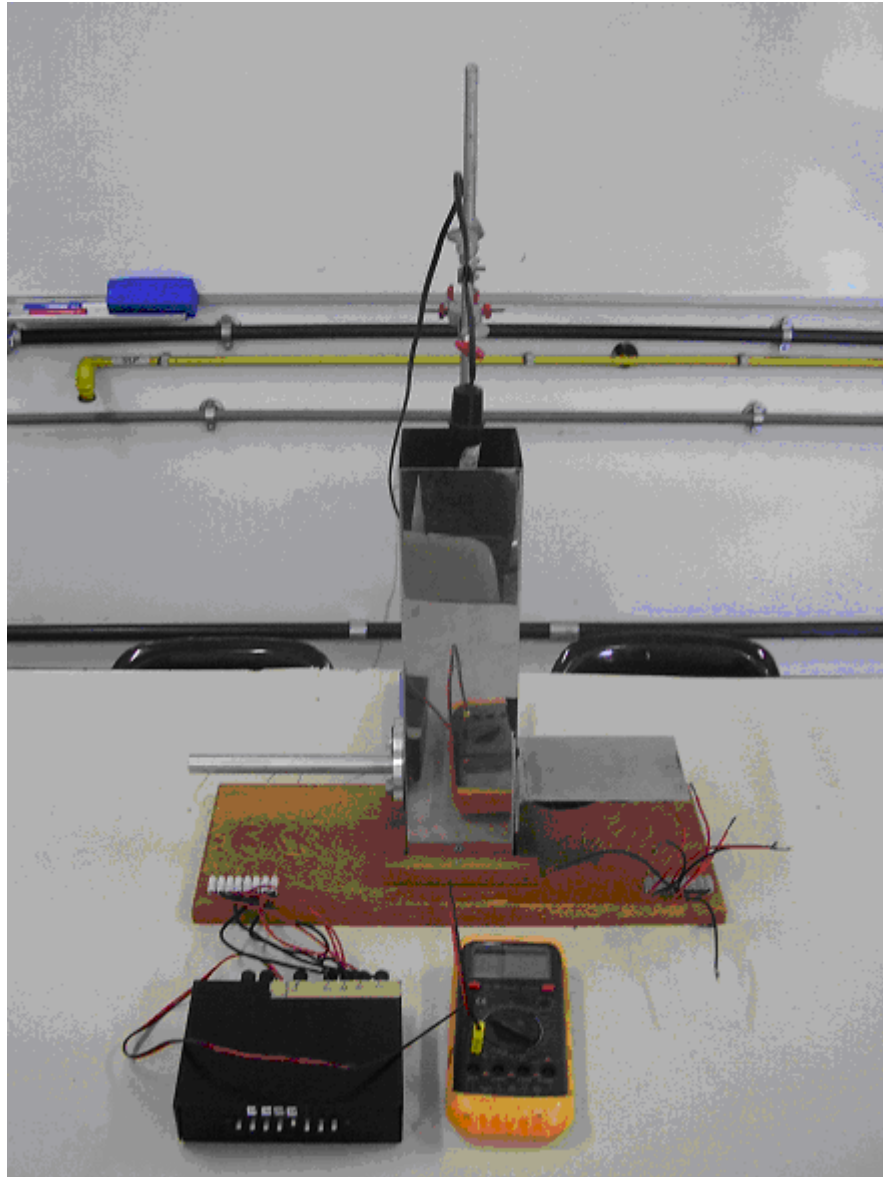


Figura 3 – Posicionamento dos equipamentos do experimento.

2. Conectar os termopares e os furos da aleta, conforme esquema a seguir:

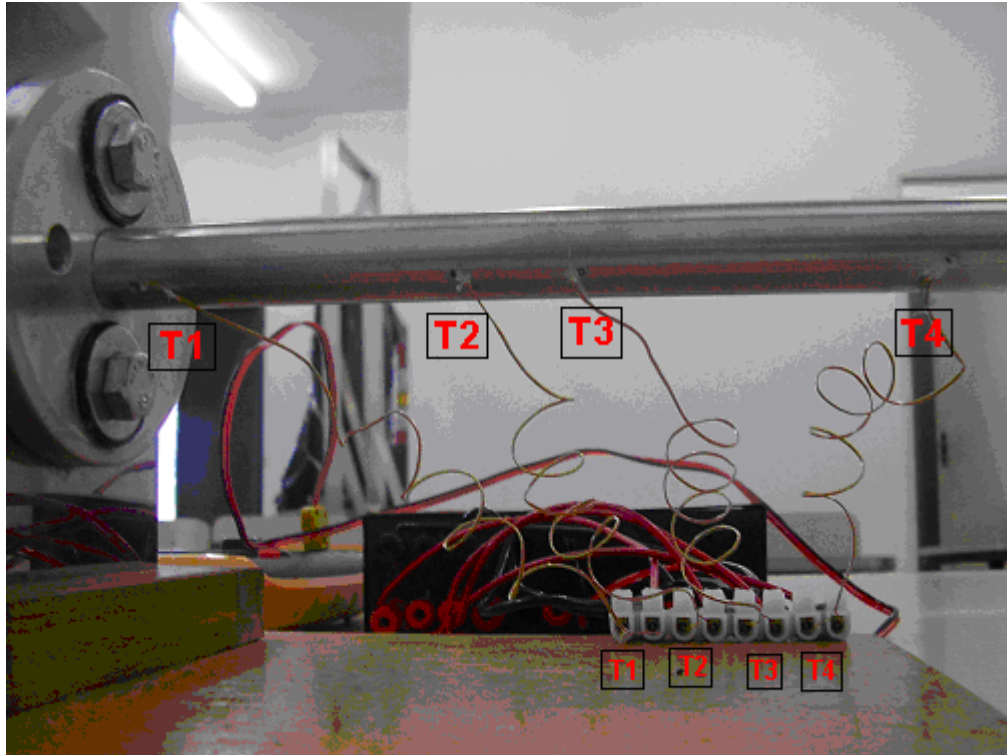


Figura 4 – Posicionamento dos termopares na aleta.

3. Posicionar os cabos dos termopares e o multímetro no seletor de canais.

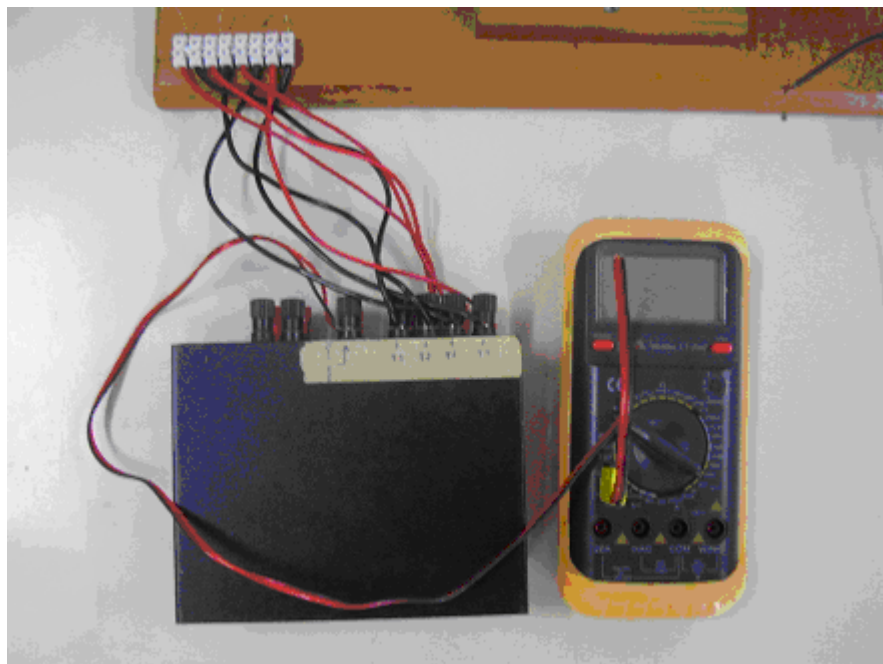


Figura 5 – Posicionamento dos aparelhos de medição.

4. Encher o vaso de aço inoxidável até $\frac{3}{4}$ da sua altura, aproximadamente.
5. Posicionar o aquecedor conforme figura 6, de modo que se mantenha totalmente submerso, sem tocar nas paredes ou no fundo do vaso.

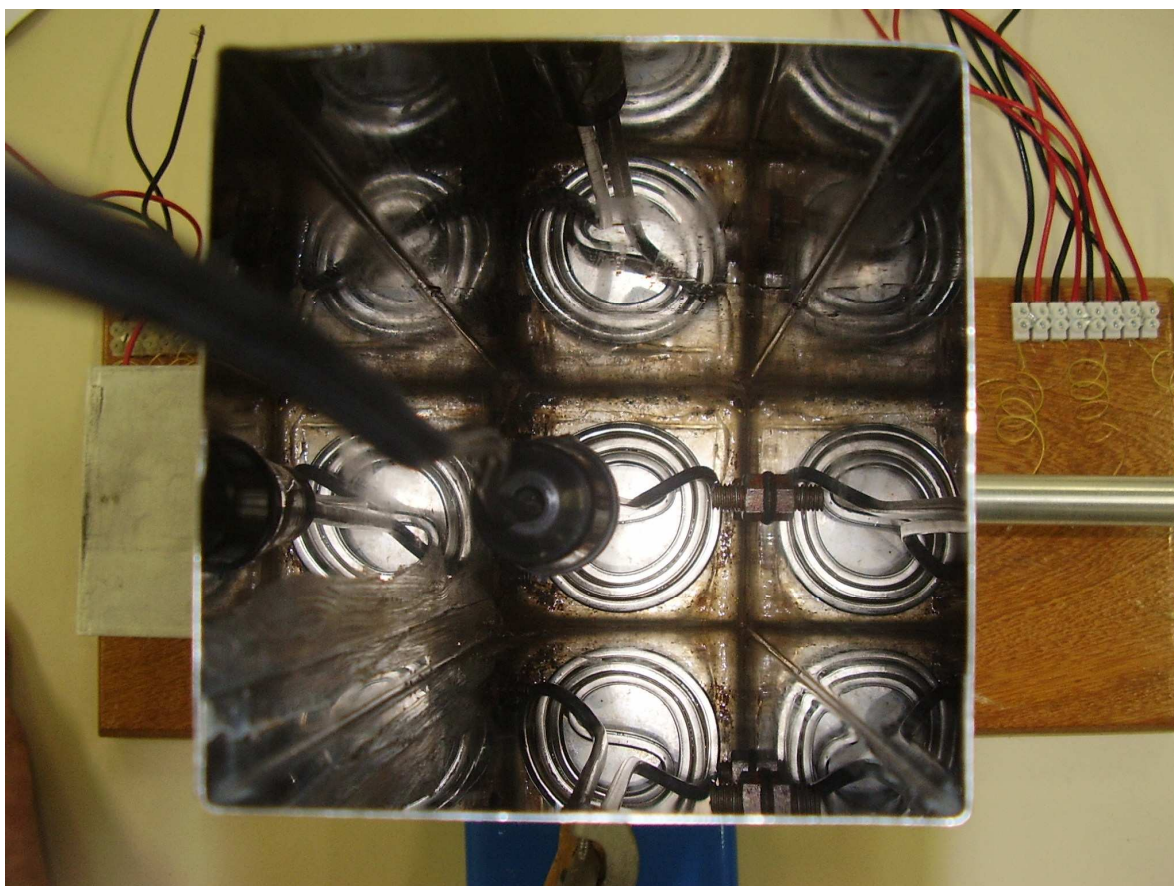


Figura 6 – Posicionamento do aquecedor.

6. Ligar o aquecedor e aguardar até que a água atinja 100 °C (verificar com termômetro de mercúrio).
7. Efetuar as medições de temperaturas em intervalos de 10 minutos.
8. As medidas devem ser efetuadas até a obtenção do regime permanente, que pode ser percebido quando as temperaturas estiverem sofrendo variação de apenas 1 °C. Isso ocorrerá em aproximadamente 30 minutos do início do experimento.

9. Com todos os valores anotados, utiliza-se a planilha elaborada em Excel para obter os gráficos do perfil de temperatura da aleta, para o seguinte caso (de acordo com a tabela 3.4 do incropera).

A. Transferência convectiva de calor

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh(L-x)m + (\frac{h}{mk}).\sinh(L-x)m}{\cosh(mL) + (\frac{h}{mk}).\sinh(mL)} \quad [4]$$

Onde:

$$\theta \equiv T - T_{\infty} \text{ (Excesso de temperatura)} \quad [4a]$$

$$\theta = \theta(0) = T_b - T_{\infty} \text{ (Temperatura na base da aleta)} \quad [4b]$$

$$m^2 \equiv \frac{h.P}{K.A_c} \quad [4c]$$

1.9 Experimento Realizado

O experimento foi realizado obtendo-se o valor das temperaturas em regime permanente da aleta com seção transversal circular uniforme, obtendo um valor máximo de 94°C no termopar 1 , mais próximo da base da aleta, e um valor mínimo de 81°C no termopar 4, mais próximo da extremidade da aleta.

A temperatura ambiente registrada no momento dos experimentos foi 25°C ou 298K.

A tabela a seguir mostra o resultado da leitura dos termopares.

Tabela 2 – Leituras dos Termopares da Aleta Cilíndrica

Termopar	Temperatura (°C)	Distância da base da Aleta (m)
T1	94	0,010
T2	86	0,062
T3	84	0,123
T4	81	0,184

As considerações para o modelo matemático estão descritas na tabela a seguir:

Aleta circular com seção uniforme ----- Material Alumínio

Condições de contorno = Temperatura da base conhecida / Convecção no final da aleta.

1ª θ utilizado para calcular o coeficiente de convecção.

2ª h da superfície superior da aleta será o utilizado nos cálculos de $\theta(x)$.

3ª Condição unidimensional em regime permanente.

Tabela 3 – Propriedades do ar a temperatura de filme e dimensões da aleta cilíndrica.

PROPRIEDADES DO AR AMBIENTE			ALETA		
Tfilme	330	K	Comprimento L	0,2	m
ρ	1,1614	Kg/m ³	Diâmetro D	0,0195	m
Cp	1007	J/Kg.k	K alumínio	184	W/m.K
Pr	0,707		g	9,81	m/s ²
μ	0,0001846	N.s/m ²	$\theta_{\text{máx}}$	75	K
ν	0,0001891	m ² /s	$\theta_{\text{mín}}$	56	K
K	0,02852	W/m.k	$\theta_{\text{méd}}$	65,5	K
α	0,00002694	m ² /s	Tmédio sup	363,5	K
β	0,003030303	1/K	T $_{\infty}$	298	K

Utilizando o princípio de convecção livre em escoamentos externos, estima-se o valor do coeficiente de convecção natural e este será utilizado no cálculo do perfil de temperaturas da aleta.

O número de Rayleigh é definido através da equação 1,

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L^3}{\nu\alpha}$$

Com isso, conforme Churchill e Chu [1] recomendaram, o número de Nusselt é definido através da equação 2,

$$Nu_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{8/27}\right]} \right\}^2$$

Com o número de Rayleigh e Nusselt definidos, o coeficiente de convecção é:

$$\bar{h} = \frac{k Nu_D}{D}$$

Avaliando o Número de Biot:

$$Bi = \frac{hL_c}{k} = 0,000218275$$

Como Biot $\ll 0.1$, a condição de condução unidimensional em regime permanente é válida.

Definido o coeficiente de convecção e utilizando a equação 4c do procedimento, temos:

$$m^2 \equiv \frac{h.P}{K.A_c}$$

Onde:

P = Perímetro da seção transversal da aleta. $P = \pi D$

Ac = Área da seção transversal da aleta cilíndrica. $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$

k = condutividade térmica do alumínio.

h = coeficiente de convecção.

O memorial dos cálculos segue na tabela 3.

Tabela 4 – Valores para Rayleigh, m, Nud e dimensões da aleta cilíndrica.

Propriedade	Valores	Unidades
P	0,05984	m
Ac	0,0002850	m²
m	3,03	1/m
Rayleigh	28343,73	-
Nud	5,63	-
h	8,2388	W/m².K

O perfil de temperaturas foi determinado utilizando o caso A apresentado no item 9 do procedimento e para as propriedades determinadas na tabela 2. Os dados estão resumidos na tabela 4.

Tabela 5 – Distribuição de temperatura ao longo da aleta.

x (m)	T(x)	x (m)	T(x)	x (m)	T(x)
0,000	373,00	0,068	366,01	0,136	361,92
0,002	372,75	0,070	365,85	0,138	361,84
0,004	372,50	0,072	365,69	0,140	361,76
0,006	372,26	0,074	365,54	0,142	361,69
0,008	372,02	0,076	365,38	0,144	361,62
0,010	371,78	0,078	365,23	0,146	361,55
0,012	371,54	0,080	365,08	0,148	361,48
0,014	371,31	0,082	364,94	0,150	361,42
0,016	371,08	0,084	364,79	0,152	361,36
0,018	370,85	0,086	364,65	0,154	361,30
0,020	370,63	0,088	364,52	0,156	361,24
0,022	370,41	0,090	364,38	0,158	361,18
0,024	370,19	0,092	364,25	0,160	361,13
0,026	369,97	0,094	364,11	0,162	361,08
0,028	369,75	0,096	363,99	0,164	361,03
0,030	369,54	0,098	363,86	0,166	360,98
0,032	369,33	0,100	363,74	0,168	360,94
0,034	369,13	0,102	363,62	0,170	360,90
0,036	368,92	0,104	363,50	0,172	360,86
0,038	368,72	0,106	363,38	0,174	360,82
0,040	368,52	0,108	363,27	0,176	360,79
0,042	368,33	0,110	363,15	0,178	360,76
0,044	368,13	0,112	363,04	0,180	360,73
0,046	367,94	0,114	362,94	0,182	360,70
0,048	367,75	0,116	362,83	0,184	360,68
0,050	367,57	0,118	362,73	0,186	360,65
0,052	367,38	0,120	362,63	0,188	360,63
0,054	367,20	0,122	362,53	0,190	360,61
0,056	367,03	0,124	362,44	0,192	360,60
0,058	366,85	0,126	362,35	0,194	360,58
0,060	366,68	0,128	362,26	0,196	360,57
0,062	366,51	0,130	362,17	0,198	360,56
0,064	366,34	0,132	362,08	0,200	360,56
0,066	366,17	0,134	362,00		

A seguir, a planilha exibi o gráfico das distribuições de temperatura para o modelo matemático adotado. No mesmo gráfico, se encontram as temperaturas T1, T2, T3 e T4 obtidas experimentalmente através da leitura dos termopares no momento em que o sistema atingiu o regime permanente.

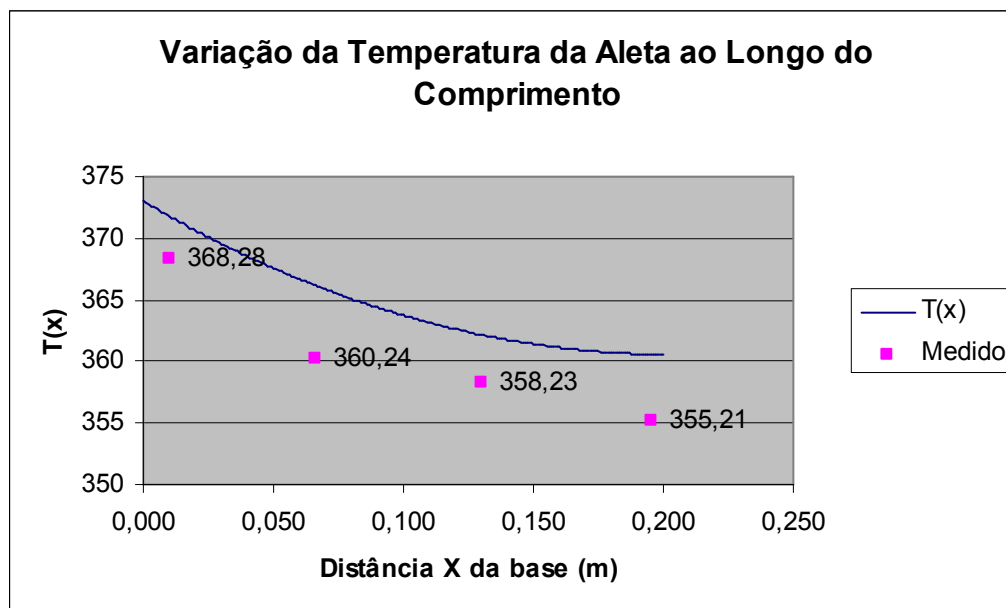


Figura 7 – Distribuição de temperaturas ao longo da aleta.

As temperaturas lidas nos termopares apresentadas no gráfico acima foram corrigidas conforme anexo III, onde mostra o método de calibração dos termopares.

1.10 Conclusões

O principal conhecimento adquirido por esta experiência diz respeito à extensão da melhoria da dissipação de calor de uma superfície (neste caso, a parede do vaso de alumínio) para o fluido circundante (neste caso, o ar), que se pode conseguir com uma superfície expandida: a aleta de alumínio com seção transversal circular uniforme.

Obteve-se a distribuição de temperaturas na aleta de seção uniforme ao sofrer condução unidimensional em regime permanente.

De acordo com o gráfico gerado pelo Excel (Fig. 7) pode-se observar que as temperaturas medidas experimentalmente se encontram próximas à região da curva. Portanto, percebe-se que as considerações, as equações utilizadas e utilizando o princípio de convecção livre em escoamentos externos para a determinação do coeficiente de convecção comprovam o bom resultado do experimento.

Na tabela seguinte, está simulado o perfil de temperaturas para diversos coeficientes de convecção ajustados.

Tabela 6 – Valores dos desvios entre curva obtida por um coeficiente transferência de calor por convecção ajustado e perfil experimental.

h	Teórico	Ajuste 1	Ajuste 2	Ajuste 3	Ajuste 4	Ajuste 5
(W/m ² .K)	8,2388458	12	13	14	15	16
T1 – Tteórico	3,50	3,03	2,91	2,79	2,68	4,50
T2 – Tteórico	6,35	3,93	3,32	2,74	2,17	1,61
T3 – Tteórico	4,26	0,34	-0,62	-1,56	-2,47	-3,35
T4 – Tteórico	5,46	0,91	-0,21	-1,29	-2,35	-3,37
$\Sigma(\Delta T)$	4,8925	2,0525	1,765	2,095	2,4175	3,2075

O valor do coeficiente de convecção que faz com que a curva teórica se aproxime mais da curva experimental é 13 W/m².K, ou seja, 63% maior que o estimado por convecção livre, conforme tabela 3. O resultado ajustado está mostrado no gráfico a seguir.

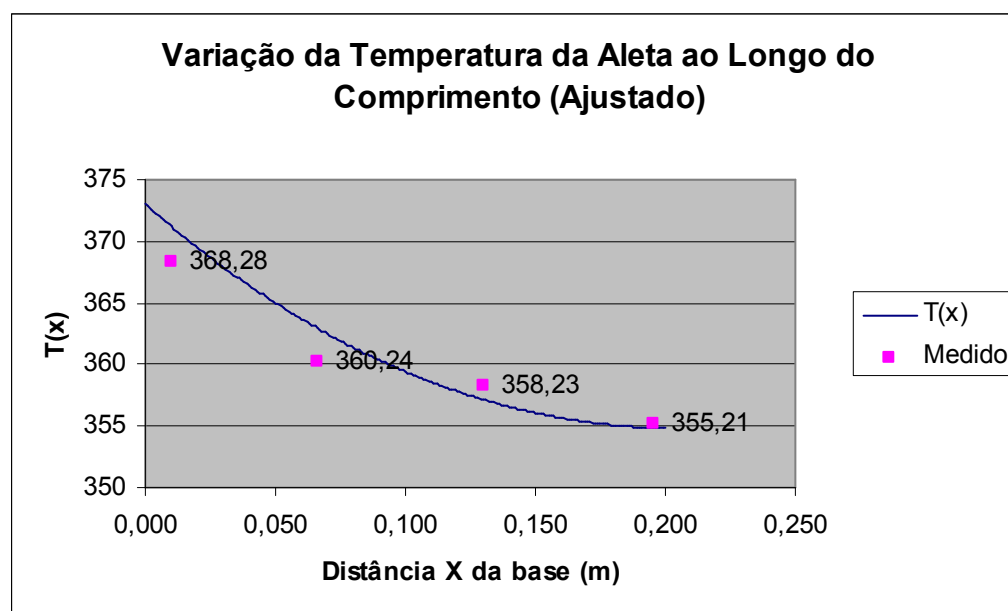


Figura 8 – Distribuição de temperaturas na aleta com h ajustado.

A proximidade dos valores de temperatura lidos nos termopares T2 e T3 pode ser explicada devido o furo para alocação dos termopares terem sido feitos

inclinados num ângulo de 45° , sendo assim, a leitura pode ter sido feita ao longo do furo, não necessariamente no centro da aleta.

2 EXPERIÊNCIA: TROCADOR DE CALOR

2.1 Introdução

Atualmente a serpentina é utilizada como trocador de calor nos mais variados processos como na indústria alimentícia, manutenção da temperatura ambiente, aquecimento e resfriamento de um fluido, etc.

Normalmente é utilizada quando são necessários baixos custos de fabricação, facilidade na construção e baixa manutenção, é largamente utilizada e possui diversas configurações de escoamento.

Foram realizados estudos principalmente na determinação do coeficiente de convecção dentro do tubo e na determinação do coeficiente de convecção externo quando a serpentina fosse submersa num fluido submetido a uma pá agitadora.

Portanto foi considerado importante dar início ao estudo do coeficiente de convecção externo para outras configurações onde as serpentinas são utilizadas com mais frequência.

Para isso foi montada uma bancada de ensaio onde é possível regular e medir a vazão dos fluidos que passam por dentro e por fora da serpentina, e medir as temperaturas dos fluidos nas entradas e nas saídas do trocador de calor.

De posse destes dados e conhecendo outros dados referentes à construção do trocador de calor como as dimensões e materiais utilizados, determinou-se o calor trocado, o coeficiente interno e externo de convecção para diversas vazões de água fria e água quente.

Conhecendo os valores do coeficiente de convecção externo para diversas situações diferentes, comparou-se os resultados obtidos experimentalmente com os de modelos matemáticos já conhecidos e apresentados na literatura.

2.2 Objetivo

Esse experimento visa determinar o coeficiente externo da serpentina, avaliando o coeficiente global de transferência de calor e o calor trocado entre os

fluidos quente e frio, comparando os resultados com modelos matemáticos conhecidos.

2.3 Transferência de Calor

Transferência de calor é a energia em trânsito devido a uma diferença de temperatura. Os tipos de transferência de calor são: Condução, Convecção e Radiação.

2.3.1 Condução

A transferência de calor através da condução ocorre dos locais onde existe uma diferença de temperatura (associada à energia molecular mais alta) para regiões de menor temperatura (menor energia molecular) sem que haja movimento das moléculas.

Para uma parede plana unidimensional conforme figura abaixo, que representa uma distribuição de temperatura $T(x)$, a equação de transferência de calor é dada por:

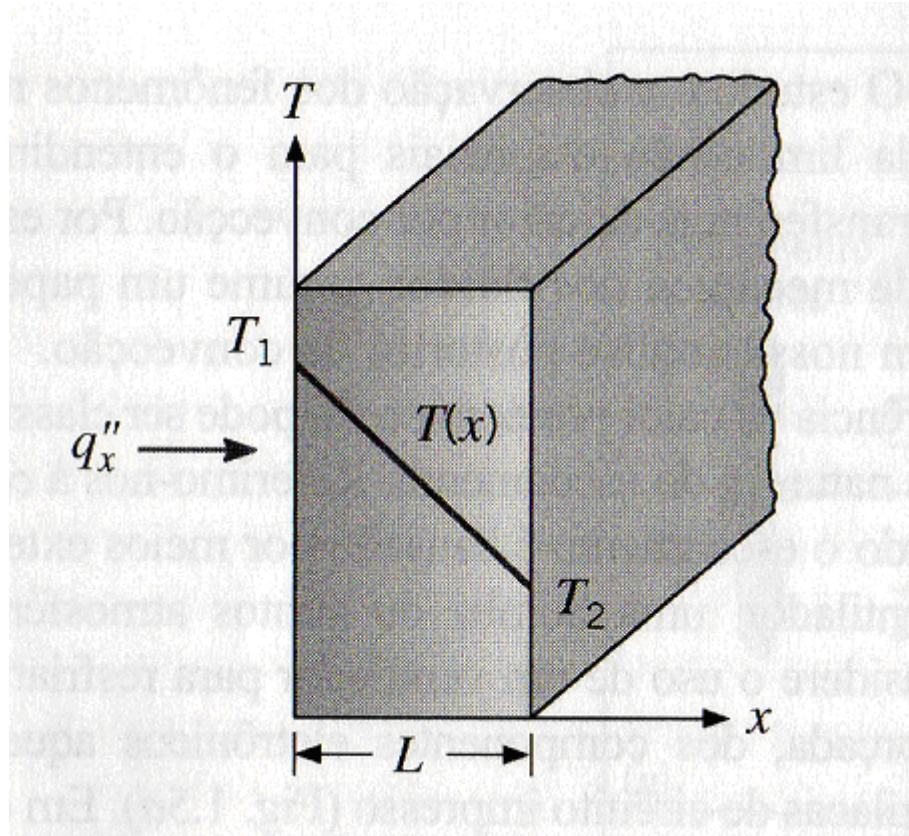


Figura 9 – Transferência de calor unidimensional por condução (Difusão de energia).

$$q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad [5]$$

Onde:

q_x'' = Fluxo de energia (W/m²)

k = Condutividade térmica do material (W/m.K)

2.3.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre pelo contato entre um fluido em movimento e uma superfície quando os dois se encontram a temperatura diferente.

A convecção abrange dois mecanismos: o movimento molecular aleatório (difusão) e o movimento global ou macroscópico.

Uma consequência da interação entre o fluido e a superfície é a variação da velocidade de zero na superfície até um valor μ , essa região é conhecida por

camada limite hidrodinâmica. Por sua vez também existirá uma camada limite térmica onde a temperatura irá variar de T_{sup} a T_{∞} .

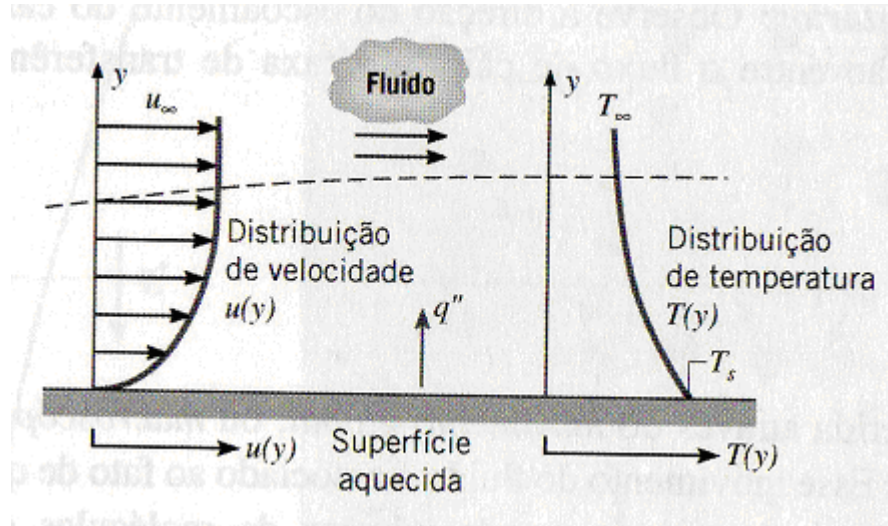


Figura 10 – Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção.

A equação apropriada para a taxa de transferência de calor por convecção é:

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \quad [6]$$

Onde:

T_s = temperatura na superfície da peça.

T_{∞} = Temperatura ambiente.

2.3.3 Radiação

Radiação Térmica é a energia emitida por toda matéria que se encontra a uma temperatura finita. A taxa líquida de transferência de calor por radiação a partir de uma superfície, expressa por unidade de área da superfície, é dada por:[1]

$$q''_{RAD} = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon \alpha (T_s^4 - T_{VIZ}^4) \quad [7]$$

Essa expressão fornece a diferença entre a energia térmica que é liberada devido à emissão de radiação e aquela que é ganha devido à absorção de radiação.[1]

2.4 Coeficiente Global em Sistemas Radiais

Sistemas cilíndricos muitas vezes apresentam o gradiente de temperatura apenas na direção radial e podem portanto serem tratados como unidimensionais. [1]

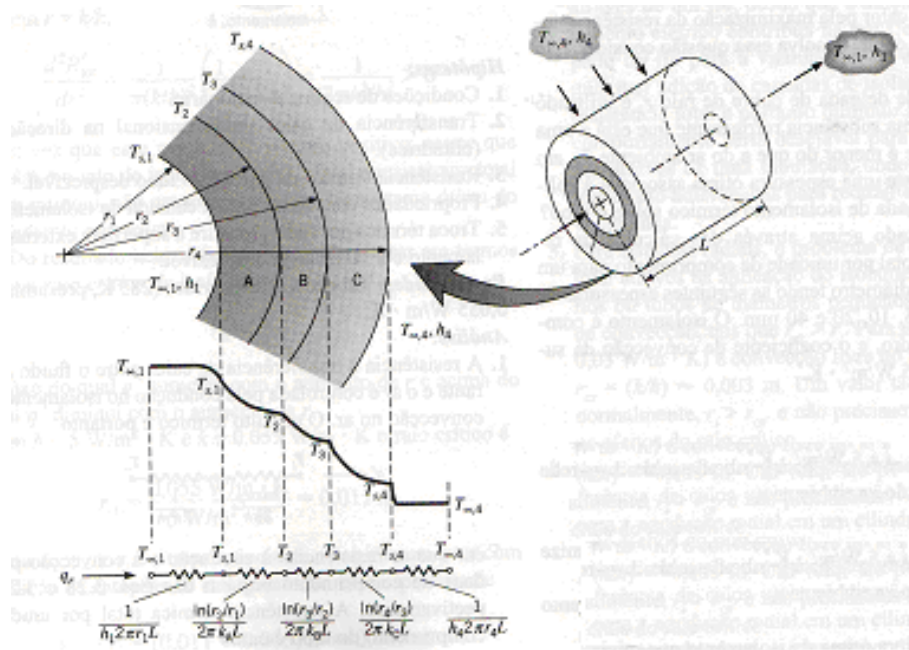


Figura 11 – Distribuição de temperatura para uma parede cilíndrica composta.

Para este sistema o valor de U será:

$$U = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i}{k} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e} \cdot \frac{1}{h_e}} \right) \quad [8]$$

Onde:

U = Coeficiente Global de Transferência de Calor.

2.5 O Cilindro no Escoamento Externo Transversal

Um escoamento externo comum envolve o movimento de um fluido normal ao eixo de um cilindro circular. Conforme mostrado na figura 12. [1]

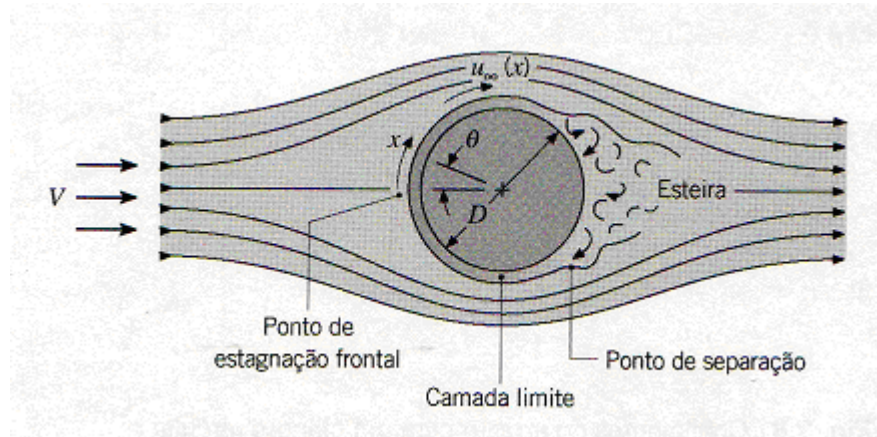


Figura 12 – Formação e separação da camada limite sobre um cilindro circular no escoamento transversal.

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\nu} \quad [9]$$

$$\overline{Nu}_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad [10]$$

Tabela 7 – Constantes para equação do número de Nusselt para o cilindro em corrente cruzada. [1]

Re_D	C	m
0,4–4	0,989	0,330
4–40	0,911	0,385
40–4000	0,683	0,466
4000–40.000	0,193	0,618
40.000–400.000	0,027	0,805

2.6 Escoamento Externo em Feixes de Tubos

A transferência de calor para ou a partir de um feixe de tubos no escoamento cruzado é relevante em numerosas aplicações industriais. [1]

As fileiras de tubos de um banco são alinhadas ou em quincôncios na direção da velocidade do fluido V (Fig. 13). [1]

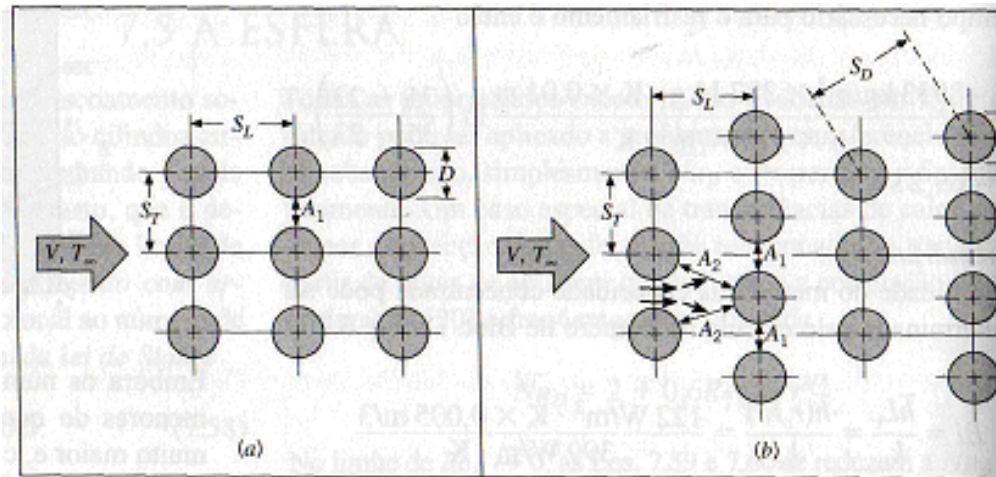


Figura 13 – Arranjos de tubos em um banco. (a) Alinhado. (b) Em quincôncio.

$$\text{Re}_D \equiv \frac{\rho V D}{\nu}$$

$$\overline{Nu}_D = 1,13 C_1 \text{Re}_{D,\max}^m \text{Pr}^{1/3} \quad [12]$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq \text{Re}_D \leq 40.000 \\ \text{Pr} \geq 0,7 \end{array} \right]$$

Tabela 8 – Constantes para a equação do número de Nusselt para escoamento de ar sobre um banco de tubos de 10 ou mais fileiras. [1]

S_T/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Em quincôncio								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

2.7 Escoamento Interno em Tubos Circulares

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad [13]$$

$$\dot{m} = \rho u_m A_C \quad [14]$$

$$Re_D \equiv \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad [15]$$

2.7.1 Laminar

Para que o escoamento seja considerado laminar, o número de Reynolds deve ser menor que 2300.

Determinado se o escoamento laminar, então são válidas as seguintes relações:

$$\left[\begin{array}{l} Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \\ q_s'' = \text{constante} \end{array} \right]$$

$$\left[\begin{array}{l} Nu_D = 3,66 \\ T_s = \text{constante} \end{array} \right]$$

2.7.2 Turbulento

Quando o regime de escoamento interno for turbulento, conforme proposto por Gnielinski [1], número de Nusselt é determinado por:

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad [16]$$

A correlação acima é válida para:

$$0,5 < Pr < 2.000$$

$$3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$$

Onde:

$$f = 0,316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad [16a]$$

$$f = 0,184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \geq 2 \times 10^4 \quad [16b]$$

Pr = Número de Prandtl

Re_D = Número de Reynolds

Para superfície Lisa:

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad [16c]$$

2.8 Correção do Coeficiente de Convecção Interno para Serpentinhas

$$hc = \left(1 + 1,5 \cdot \left(\frac{D}{D_c} \right) \right) \cdot h \quad [17]$$

Onde:

D = Diâmetro interno do tubo

D_c = Diâmetro da Serpentina

h = Coeficiente interno no tubo reto

2.9 Análise de trocadores de calor

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor, é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como as temperaturas de entrada e saída do fluido, o coeficiente global de transferência de calor e a área total da superfície para a transferência de calor.

2.9.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperatura

Se os fluidos não estiveram sofrendo mudança de fase e forem considerados calores específicos constantes, a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quentes e frios pode ser determinada por:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,s}) \quad [18]$$

Entretanto, uma vez que ΔT varia com a posição no trocador de calor, é necessário trabalhar com uma equação de taxa da forma:

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad [19]$$

Onde ΔT_{lm} é a média logarítmica da diferença de temperatura e é definida por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_4 - T_3)}{\ln[(T_1 - T_2) / (T_4 - T_3)]} \quad [20]$$

2.9.2 O método da efetividade NUT

Para definir a efetividade de um trocador de calor, deve-se primeiro determinar a taxa máxima de transferência de calor, q_{max} , para o trocador. [1]

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{h,e} - T_{c,e}) \quad [21]$$

A efetividade, ε , é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor para um trocador de calor e a taxa máxima de transferência possível: [1]

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad [22]$$

As relações de efetividade desenvolvidas para uma variedade de trocadores de calor estão resumidas na tabela 11.3, onde Cr é a razão da capacidade térmica $Cr = C_{\min}/C_{\max}$.

Tabela 9 – Relações de efetividade do trocador de calor.

ARRANJO DE CORRENTES	RELAÇÃO
Tubo Concêntrico	
Correntes paralelas	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11.29a)$
Correntes contrárias	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (C_r = 1) \quad (11.30a)$
Casco e tubo	
Um passe no casco (2, 4, ... passes no tubo)	$\varepsilon_1 = 2 \left[\frac{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2}}{1 + \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right]^{-1} \times \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]} \quad (11.31a)$
n passes no casco (2n, 4n, ... passes no tubo)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right) - C_r \right]^{-1} \quad (11.32a)$
Correntes cruzadas (passe único)	
Ambos os fluidos não-misturados	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NUT)^{1.78}] - 1 \} \right] \quad (11.33)$
$C_{\min}$ (misturado) $C_{\max}$ (não-misturado)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r(1 - \exp(-NUT))]) \quad (11.34a)$
$C_{\min}$ (misturado) $C_{\max}$ (não-misturado)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} [1 - \exp[-C_r(NUT)])]) \quad (11.35a)$
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (11.36a)$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional que é amplamente utilizado para análise do trocador de calor e é definido como [1].

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad [23]$$

2.10 Melhorias

Na entrada de água para as tubulações foram instalados 2 válvulas de controle de vazão, dessa forma conseguiu-se um maior controle na vazão. As válvulas do projeto original eram do tipo esfera, com isso não havia um controle da vazão eficiente, com um pequeno ângulo aberto ou fechado, obtinha-se uma grande variação na vazão, conforme ilustrado na figura a seguir.

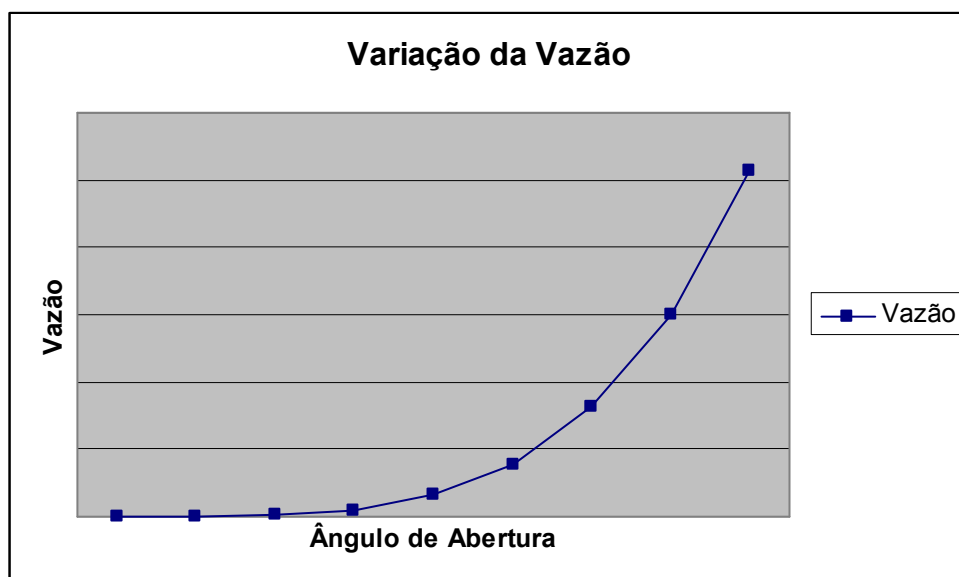


Figura 14 – Variação da vazão em válvulas tipo esfera.

Com a instalação das válvulas de controle de vazão, foi possível obter uma maior linearidade na variação da vazão conforme abrimos ou fechamos a válvula, ilustrado na figura a seguir.

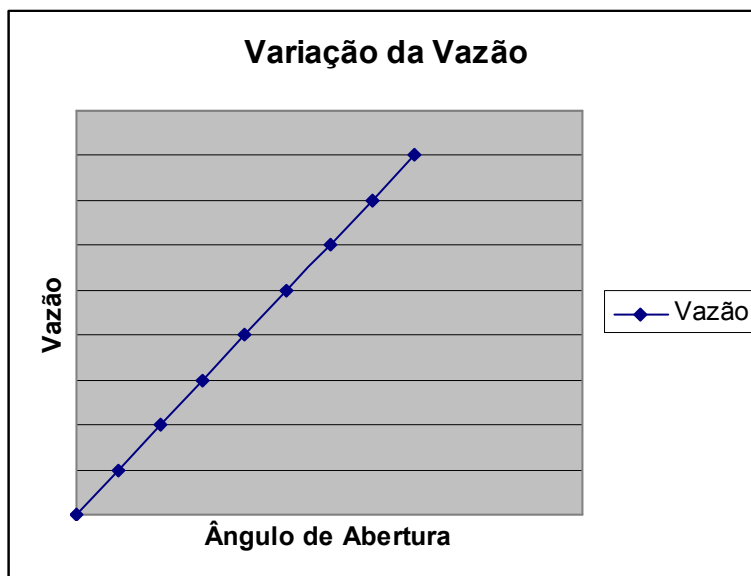


Figura 15 – Variação da vazão em válvulas de controle de vazão.

Foram instalados 2 rotâmetros para melhor um controle mais preciso da vazão, isso foi um problema encontrado no projeto original, onde a medição da vazão era feita através de baldes calibrados.

Foi adicionado mais uma manobra de válvulas, sendo assim, todas as 4 manobras são possíveis. No projeto original, não tínhamos a manobra “Fluido aquecido passando por dentro da serpentina e fluido frio passando por fora da serpentina no mesmo sentido”.



Figura 16 – Antiga bancada de ensaio para o trocador de calor.



Figura 17 – Nova bancada de ensaio para o trocador de calor.

2.11 Equipamentos

Bancada de ensaio equipado com rotâmetros, válvulas, tubos, trocador de calor, aquecedor elétrico de passagem, voltímetro e amperímetro.

Multímetro com leitura de temperatura

Seletor de canais

Termopares

2.12 Esquema de Montagem

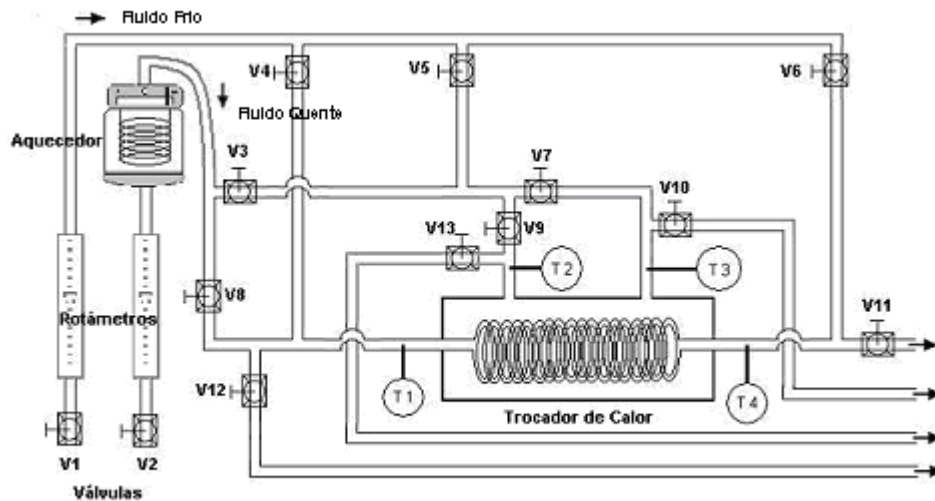


Figura 18 – Esquema da nova bancada para o trocador de calor.

2.13 Procedimento

1. Inserir os termopares nos pontos de leitura.
2. Conectar os termopares no seletor de canais.
3. Conectar o seletor de canais ao multímetro com a posição de leitura em Graus Celsius selecionada.
4. Verificar se as leituras dos termopares estão coerentes.
5. Verificar se todas as válvulas estão abertas.
6. Ligar o disjuntor que alimenta o aquecedor.
7. Abrir o registro de água para alimentar o circuito.
8. Efetuar a manobra de válvulas desejada.
9. Ajustar a abertura das válvulas V_1 e V_2 para as vazões desejadas.
10. Ligar o aquecedor.
11. Aguardar o sistema entrar em regime permanente.
12. Efetuar as medições de temperatura.

2.14 Experimento Realizado

Os experimentos foram realizados seguindo criteriosamente os passos do procedimento, dessa forma, foram feitas leituras nos termopares indicando a temperatura de entrada e saída do fluido quente e frio. E tomando o cuidado para a vazão no rotâmetro de água quente não seja inferior a 60 L/h, pois o aquecedor desliga a vazões mais baixa que esta.

As medições foram feitas em duas situações distintas, primeiro mantendo constante a vazão de água quente e variando a vazão de água fria. A segunda situação foi feita mantendo constante a vazão de água fria e variando a vazão de água quente.

Os aparelhos utilizados para a medição da temperatura possuem incertezas de $\pm 1^\circ\text{C}$.

Todos os passos acima foram feitos para as quatro manobras possíveis, e são descritos detalhadamente a seguir.

2.14.1 Manobra 1

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

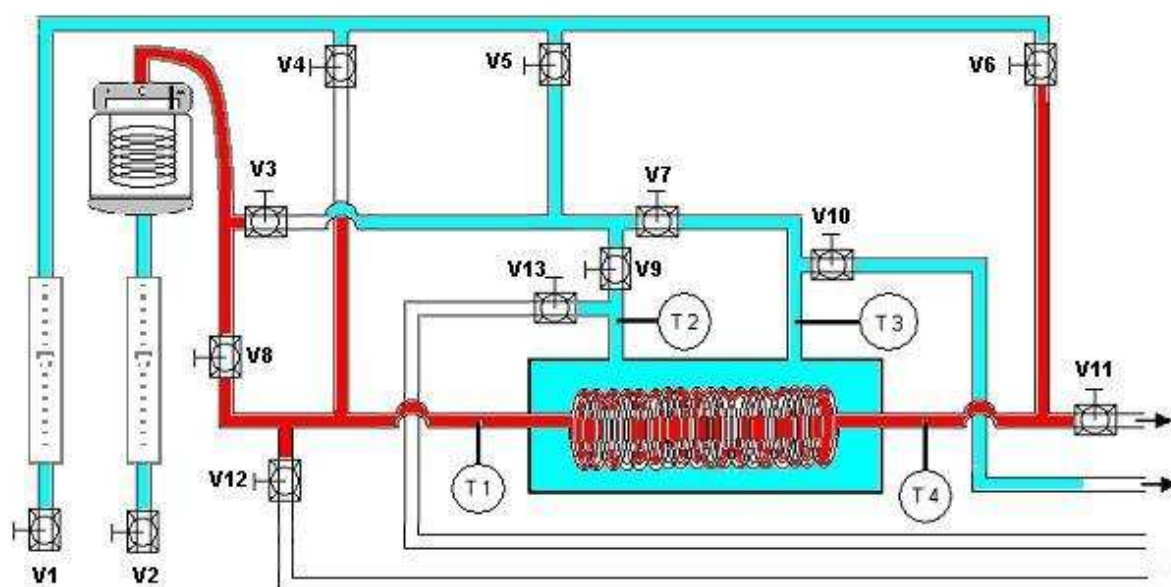


Figura 19 – Esquema da manobra 1.

Nesse experimento, as válvulas 1, 2, 5, 8, 9, 10 e 11 devem estar abertas. E as válvulas 3, 4, 6, 7, 12 e 13 permanecem fechadas.

Com o experimento realizado, o quadro seguinte mostra o registro das temperaturas e vazões.

Tabela 10 - Quadro resumo das leituras da manobra 1.

Leitura	Vq (L/H)	Vf (L/H)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)
1	100	80	66	25	36	46
2	100	100	60	25	36	45
3	100	120	55	25	36	44
4	100	140	50	25	35	42
5	100	160	46	25	34	40
6	100	180	43	25	33	38
7	80	100	60	25	37	47
8	100	100	60	25	37	46
9	120	100	60	25	36	45
10	140	100	60	25	35	44
11	160	100	60	25	34	43
12	180	100	60	25	34	42

2.14.2 Manobra 2

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

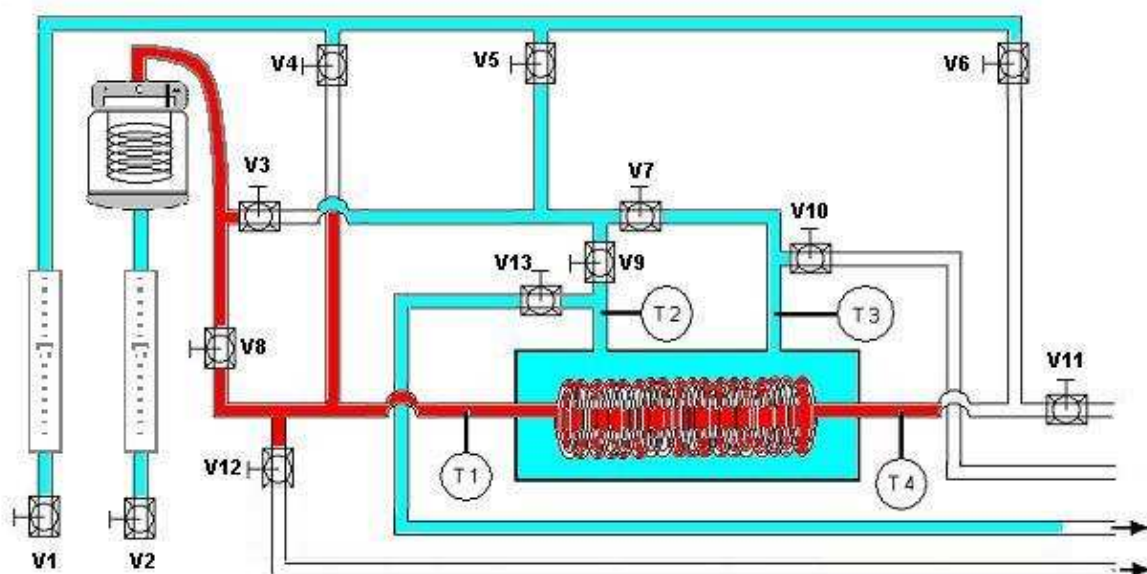


Figura 20 – Esquema da manobra 2.

Nesse experimento, as válvulas 1, 2, 5, 7, 8, 11 e 13 devem estar abertas. E as válvulas 3, 4, 6, 9, 10 e 12 permanecem fechadas.

Com o experimento realizado, o quadro seguinte mostra o registro das temperaturas e vazões.

Tabela 11 – Quadro resumo das leituras da manobra 2.

Leituras	Vq (L/H)	Vf (L/H)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)
1	100	80	67	42	25	45
2	100	100	60	40	25	44
3	100	120	55	38	25	43
4	100	140	51	37	25	42
5	100	160	47	35	25	40
6	100	180	44	34	25	39
7	80	100	60	41	25	45
8	100	100	60	39	25	44
9	120	100	60	38	25	43
10	140	100	60	37	25	42
11	160	100	60	36	25	42
12	180	100	60	35	25	41

2.14.3 Manobra 3

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

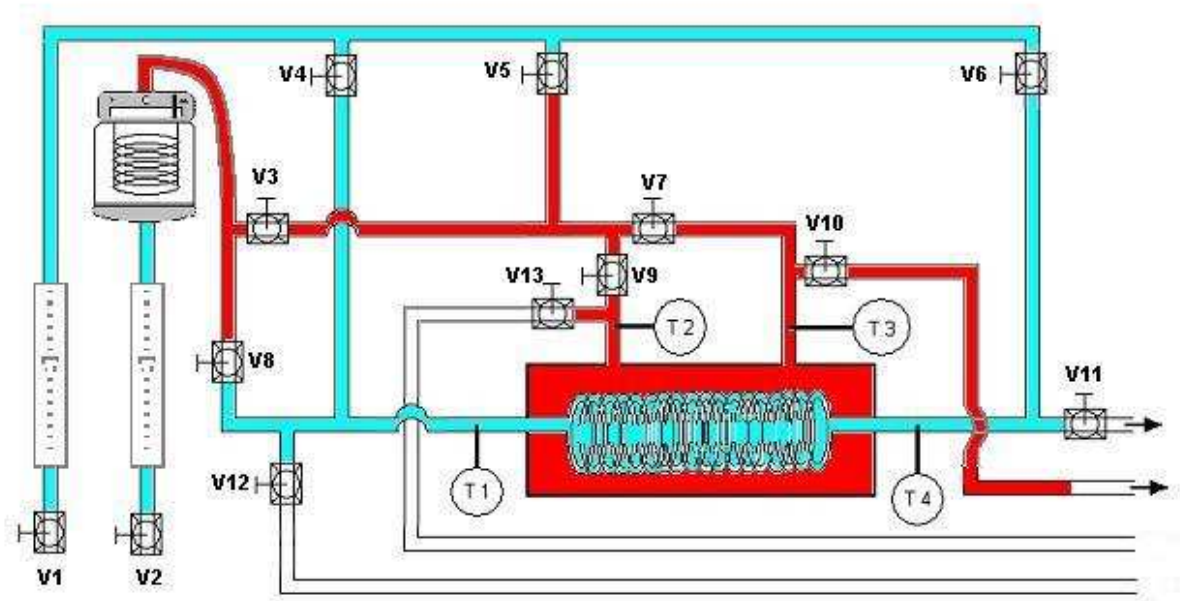


Figura 21 – Esquema da manobra 3.

Nesse experimento, as válvulas 1, 2, 3, 4, 9, 10 e 11 devem estar abertas. E as válvulas 5, 6, 7, 8, 12 e 13 permanecem fechadas.

Com o experimento realizado, o quadro seguinte mostra o registro das temperaturas e vazões.

Tabela 12 – Quadro resumo das leituras da manobra 3.

Leituras	Vq (L/H)	Vf (L/H)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)
1	100	80	25	66	44	35
2	100	100	25	60	45	36
3	100	120	25	55	44	35
4	100	140	25	50	43	34
5	100	160	25	47	42	33
6	100	180	25	43	40	32
7	80	100	25	60	48	36
8	100	100	25	60	49	34
9	120	100	25	60	48	33
10	140	100	25	60	48	32
11	160	100	25	60	48	31
12	180	100	25	60	47	30

2.14.4 Manobra 4

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

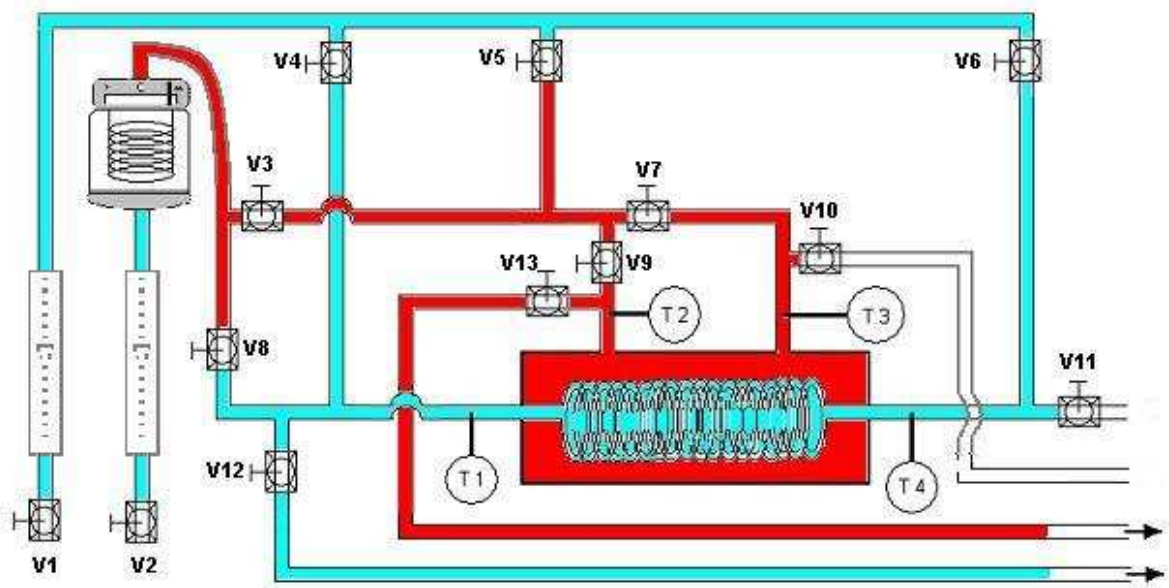


Figura 22 – Esquema da manobra 4.

Nesse experimento, as válvulas 1, 2, 3, 6, 9, 10 e 12 devem estar abertas. E as válvulas 4, 5, 7, 8, 11 e 13 permanecem fechadas.

Com o experimento realizado, o quadro seguinte mostra o registro das temperaturas e vazões.

Tabela 13 – Quadro resumo das leituras da manobra 4.

Leituras	Vq (L/H)	Vf (L/H)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)
1	100	80	34	66	50	25
2	100	100	34	61	48	25
3	100	120	33	56	45	25
4	100	140	33	51	43	25
5	100	160	32	47	42	25
6	100	180	32	43	40	25
7	80	100	35	60	51	25
8	100	100	33	60	50	25
9	120	100	32	60	49	25
10	140	100	31	60	49	25
11	160	100	30	60	48	25
12	180	100	29	60	47	25

2.15 Tratamento dos dados

Os passos a seguir descrevem o procedimento matemático utilizado para avaliar as propriedades desejadas no trocador de calor, que é o interesse maior do trabalho.

2.15.1 Propriedades e dimensões da serpentina

As tabelas a seguir, resumem as propriedades e dimensões da serpentina.

Tabela 14 – Propriedades e dimensões da serpentina.

Material	Tubo de cobre flexível
Condutividade Térmica	184 W/m.K
Diâmetro interno da serpentina	9 mm
Diâmetro externo da serpentina	10 mm
Comprimento da serpentina (L)	500 mm
Diâmetro médio (D)	60 mm
Passo da espira (P)	20 mm
Diâmetro interno do casco do trocador de calor	100 mm
Comprimento externo do casco do trocador de calor	520 mm

Tabela 15 – Outras dimensões da serpentina.

Nº de Espiras (n)	$n = L/P$	25 Unidades
Comprimento da espira (Le)	$Le = \pi * D$	188,5 mm
Comprimento total do tubo (Lt)	$Lt = Le * n$	4,7 m

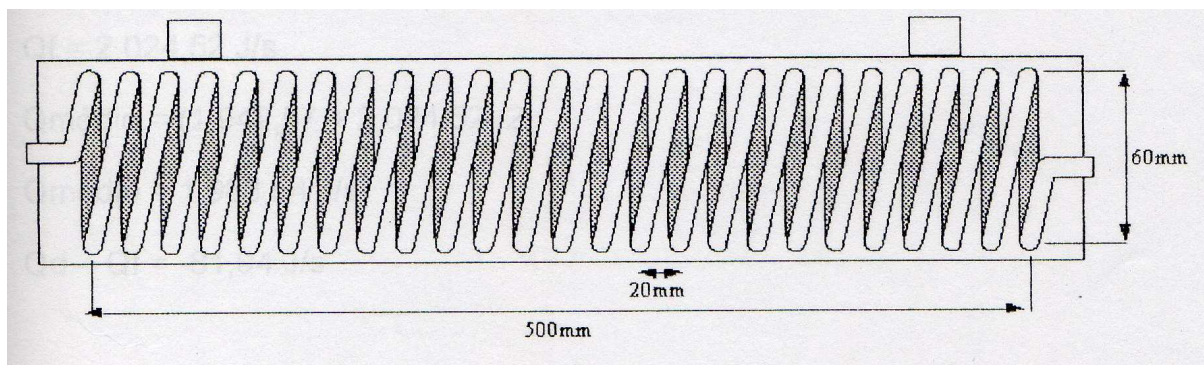


Figura 23 – Modelo esquemático da serpentina.

2.15.2 Ensaio utilizado

O ensaio utilizado para os cálculos é a leitura 1 da manobra 1 “**Fluido aquecido passando por dentro da serpentina e fluido não aquecido passando por fora em correntes paralelas**”. Os resultados para os outros experimentos vão ser apresentados tabelados.

Tabela 16 – Quadro resumo da leitura 1.

Leituras	Vq (L/H)	Vf (L/H)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)
1	100	80	66	25	36	46

2.15.3 Cálculo da vazão mássica

$$m_q = \frac{V_q \cdot 0,995}{3600} = 0,027639 \frac{Kg}{s}$$

$$m_f = \frac{V_f \cdot 0,995}{3600} = 0,022111 \frac{Kg}{s}$$

2.15.4 Balanço de energia no chuveiro

2.15.4.1 Potência dissipada pela resistência elétrica:

Em todos os experimentos foram observadas uma tensão elétrica de 220 V e uma corrente de 20 A. As leituras foram feitas em um voltímetro e um amperímetro respectivamente, instalados na bancada.

$$P_{el} = V \cdot I = (220) \cdot (20) = 4 \text{ kW}$$

2.15.4.2 Calor recebido pela água ao passar pelo chuveiro:

$$P_{recebida} = m_q \cdot c_{p q} \cdot (T_1 - T_2) = 0,027639 \cdot 4184 \cdot (66 - 25) = 4,7 \text{ kW}$$

2.15.5 Balanço de energia no trocado de calor

2.15.5.1 Calor que a água quente perde no trocador de calor:

$$Q_q = m_q \cdot c_{p q} \cdot (T_1 - T_4) = 0,027639 \cdot 4184 \cdot (66 - 46) = 2312,82 \frac{J}{s}$$

2.15.5.2 Calor que a água fria recebe no trocador de calor:

$$Q_f = m_f \cdot c_{p f} \cdot (T_3 - T_2) = 0,022111 \cdot 4184 \cdot (36 - 25) = 1017,64 \frac{J}{s}$$

2.15.5.3 Calor médio trocado:

$$Q_{médio} = Q_q + Q_f = 1665,23 \frac{J}{s}$$

$$Q_q - Q_f = 1295,18 \frac{J}{s}$$

Convém lembrar que, para os cálculos acima, consideramos o trocador de calor como sendo totalmente adiabático, o que na prática não é verdade. Na próxima seção verificar-se se é possível desprezar a perda de calor por convecção livre no casco e por irradiação.

2.15.6 Avaliação de perdas de calor no trocador:

2.15.6.1 Cálculo da perda de calor por convecção livre no casco:

Para determinarmos o calor perdido por convecção livre num cilindro, precisamos determinar o coeficiente de convecção, que obedece a seguinte fórmula:

$$\bar{h} = \frac{k \text{Nu}_D}{D}$$

Onde: Nu_D = número de Nusselt

D = comprimento característico do cilindro (casco) em contato com o ar = 110 cm

h = coeficiente de convecção médio

k = condutividade térmica média entre T_c e T_{amb} = 0,0226596 W/m.K

O número de Nusselt para o caso de convecção livre em torno de um cilindro obedece a uma relação empírica elaborada, que é a seguinte:

$$\text{Nu}_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387\text{Ra}_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/\text{Pr})^{8/27} \right]} \right\}^2$$

Onde: Pr = número de Prandtl médio entre T_c e T_{amb} = 0,706

$$\text{Ra}_D = \text{número de Rayleigh: } \text{Ra}_D = \frac{g\beta(T_{\text{sup}} - T_{\infty})D^3}{\nu\alpha}$$

g = aceleração da gravidade = 9,81 m/s²

D = diâmetro do casco = 110 mm

ν = viscosidade cinemática do ar média de T_c a T_{amb} = 0,000016 m²/s

α = difusividade térmica do ar média entre T_c e T_{amb} = 0,000023 m²/s

$$\beta = \text{coeficiente de expansão térmica} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Este coeficiente, para gases perfeitos, pode ser expresso como:

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = 0,003344 \text{ K}^{-1}$$

Logo, encontramos:

$$Ra_D = 1160725 \quad Nu_D = 7,04 \quad h = 1,70 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Agora encontra-se o calor perdido por convecção livre:

$$P_{CONV} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_c - T_{AMB}) = 1,70 \cdot \pi \cdot 0,10 \cdot 0,52 \cdot (36 - 25) = 3,06 \text{ W}$$

2.15.6.2 Cálculo da perda de calor por irradiação do casco:

As perdas por irradiação podem ser expressas pela seguinte fórmula:

$$P_{RAD} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_c^4 - T_\infty^4)$$

Onde:

ε = emissividade térmica do PVC ≈ 0.9

σ = constante de Stefan-Boltzman = $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$

T_c = temperatura da superfície do casco = $36 \text{ }^\circ\text{C}$

T_∞ = temperatura do ambiente à volta do casco = $25 \text{ }^\circ\text{C}$

Com isso:

$$P_{RAD} = 10,31 \text{ W}$$

Logo, a perda total de calor no casco será:

$$P_{TOTAL} = P_{CONV} + P_{RAD} = 3,06 + 10,31 = 13,36 \text{ W}$$

Como o valor da perda total de calor é cerca de 1% do calor trocado dentro do trocador de calor, a consideração de trocador de calor adiabático é válida.

2.15.7 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor:

2.15.7.1 Método das Médias Logarítmicas das Diferenças de Temperaturas:

Conforme descrito na seção 2.9.1, a média logarítmica das diferenças de temperaturas é definida como:

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

$$\Delta T_{ml} = \frac{(57 - 26 - 45 + 37)}{\ln(31/8)} = \frac{23}{\ln(3,875)} = 21,97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

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

Onde: D_i = diâmetro interno da serpentina = 0,009 m

L = comprimento da serpentina = 4,7 m

$$\text{Logo: } A = \pi \cdot 0,009 \cdot 4,7 \quad A = 0,1329 \text{ m}^2$$

A potência utilizada para a determinação do coeficiente global de transferência de calor é a média entre o calor perdido da água quente e o calor recebido da água fria no interior do trocador de calor, $Q_{\text{médio}}$.

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

$$U = \frac{P}{A \Delta T_{ml}} = \frac{1665,23}{(0,1329) \cdot (21,97)} = 570,36 \frac{W}{m^2 K}$$

2.15.7.2 Método da Efetividade-NUT

O método da Efetividade-NUT foi apresentado na seção 2.5.2.

$$C_{p,q} = m_q \cdot c_{p,q} = 115,64 \text{ W/K}$$

$$C_{p,f} = m_f \cdot c_{p,f} = 92,51 \text{ W/K}$$

$$C_{m\acute{a}x} = 115,64 \text{ W/K} \quad C_{m\acute{i}n} = 92,51 \text{ W/K} \quad C_r = C_{m\acute{i}n} / C_{m\acute{a}x} = 0,80$$

P é o mesmo do método descrito anteriormente: $P = 1665,23 \text{ W}$

$$P_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e}) = C_{m\acute{i}n} (T_1 - T_2) = 92,51 \cdot (66 - 25) \quad P_{m\acute{a}x} = 3793,03 \text{ W}$$

$$\varepsilon \equiv P / P_{m\acute{a}x} = 1665,23 / 3793,03 \quad \varepsilon = 0,43902$$

Para escoamento em corrente paralela em tubos concêntricos conforme equação (11.29^a) na tabela 11.3 do incropera.

$$NUT = - (1 + C_r)^{-1} \cdot \ln[1 - \varepsilon (1 + C_r)] \quad NUT = 0,8676$$

Assim:

$$U = C_{m\acute{i}n} \cdot NUT / A = 92,51 \cdot 0,8676 / 0,1329 \quad U = 604,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.15.8 Propriedades das temperaturas de referência

Tabela 17 – Propriedades dos fluidos dentro e fora da serpentina.

Fluxo Interno	
Propriedade	Leitura 1
Temperatura (K)	329
Viscosidade (N.s/m ²)	0,0004888
Prandtl	3,14
Condutividade Térmica (W/m.K)	0,649

Fluxo Externo	
Propriedade	Leitura 1
Temperatura (K)	303,5
Viscosidade (N.s/m ²)	0,0007948
Prandtl	5,389
Condutividade Térmica (W/m.K)	0,6179

2.15.9 Cálculo do coeficiente de convecção dentro do tubo

De posse dos dados da tabela anterior para o fluxo interno, o coeficiente de convecção dentro do tubo é definido como:

$$\bar{h}_i = \frac{k \text{Nu}_D}{D}$$

Onde: Nu_D = número de Nusselt

D = comprimento característico interno da serpentina = 9 mm

h_i = coeficiente de convecção interno médio

k = condutividade térmica a temperatura média do fluxo interno = 0,649 W/m.K

Para determinação do número de Nusselt, precisamos determinar o número de Reynolds,

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot m_q}{\pi \cdot D \cdot \mu}$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0,027639}{\pi \cdot 0,009 \cdot 0,0004888} = 7999,39$$

Como Reynolds é maior que 2300, o escoamento é turbulento. Para isso, o número de Nusselt é definido como:

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/8) \cdot (\text{Re}_D - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

Substituindo os valores temos: $\text{Nu}_D = 47,48$

Dessa forma, $hi = 3423,76 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

O coeficiente de convecção definido acima deve ser corrigido conforme fórmula que segue:

$$hc = \left(1 + 1,5 \cdot \left(\frac{D}{D_c} \right) \right) \cdot h \quad [24]$$

Onde:

D = diâmetro interno do tubo

Dc = diâmetro médio da espira

Logo,

$$hc = \left(1 + 1,5 \cdot \left(\frac{0,009}{0,060} \right) \right) \cdot 3423,76 = 4194,11 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2.15.10 Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo Medido

O coeficiente global de transferência de calor para sistemas radiais, aplicado a serpentina do trocador de calor, pode ser definido como:

$$U = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{ri}{k} \cdot \ln\left(\frac{re}{ri}\right) + \frac{ri}{re} \cdot \frac{1}{he}} \right)$$

Onde: hc = coeficiente de convecção corrigido

ri = raio interno da serpentina = 9 mm

re = raio externo da serpentina = 10 mm

he = coeficiente externo de convecção medido

Isolando he e substituindo os valores, temos: $he_{medido} = 594,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

2.15.11 Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo para Escoamento Transversal.

De posse dos dados da tabela 16 para o fluxo externo, o coeficiente de convecção fora do tubo é definido como:

$$\bar{h}_e = \frac{k \text{Nu}_D}{D}$$

Onde: Nu_D = número de Nusselt

D = comprimento característico externo da serpentina = 10 mm

h_e = coeficiente de convecção externo médio

k = condutividade térmica a temperatura média do fluxo externo = 0,6179 W/m.K

Para determinação do número de Nusselt, precisamos determinar o número de Reynolds,

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot m_q}{\pi \cdot D \cdot \mu}$$

Para este caso, iremos adotar como diâmetro característico o diâmetro para passagem do fluido entre a serpentina e o casco.

Dessa forma,

$$\text{Área do casco} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ m}^2$$

$$\text{Área da Serpentina} = \pi \cdot \left(\frac{\text{Diâm. espira} + \frac{D}{2}}{4} \right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{\text{Diâm. espira} - \frac{D}{2}}{4} \right)^2 = 0,00094 \text{ m}^2$$

$$D = \left((\text{Área do casco} - \text{Área da serpentina}) \cdot \frac{4}{\pi} \right)^{1/2} = 0,0938 \text{ m}$$

Logo,

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0,027639}{\pi \cdot 0,0938 \cdot 0,0007948} = 377,59$$

Agora, o número de Nusselt é definido conforme apresentado na seção 2.5:

$$\overline{Nu}_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3}$$

As constantes C e m estão na tabela 6, e para Reynolds entre 40 e 4000.

$$C = 0,683 \quad m = 0,466$$

Logo,

$$\overline{Nu}_D = 0,683 \cdot 377,59^{0,466} \cdot 5,389^{1/3} = 19,02$$

Finalmente temos determinado o coeficiente de convecção externo para escoamento transversal:

$$\overline{h}_{e \text{ transversal}} = \frac{0,6179 \cdot 19,02}{0,01} = 1175,08 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2.15.12 Cálculo do Coeficiente de Convecção Fora do Tubo para Escoamento Através de Feixes de Tubo.

Consultado os dados da tabela 16 para fluxo externo, o coeficiente de convecção para feixe de tubos é definido como:

$$\overline{h}_e = \frac{k \cdot Nu_D}{D}$$

Onde:

Nu_D = número de Nusselt

D = comprimento característico externo da serpentina = 10 mm

h_e = coeficiente de convecção externo médio

k = condutividade térmica a temperatura média do fluxo externo = 0,6179

W/m.K

O número de Reynolds nesse caso é o mesmo utilizado para calcular o coeficiente de convecção para escoamento transversal.

Conforme conteúdo apresentado na seção 2.6, o número de Nusselt é definido como:

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3}$$

Os valores de C_1 e m são consultados na tabela 7, onde:

$$\frac{S_L}{D} = 2,00 \quad \frac{S_T}{D} = 3,0$$

Observa-se que nesse caso, a serpentina está sendo considerada como um feixe de tubos alinhados, e o valor de St/D é maior do que o maior valor encontrado na tabela que é igual a 3.

Diante disso, temos que:

$$C_1 = 0,198 \quad m = 0,648$$

Logo,

$$\overline{Nu_D} = 1,13 \cdot 0,198 \cdot 377,59^{0,648} \cdot 5,389^{1/3} = 18,34$$

Finalmente temos determinado o coeficiente de convecção externo para feixe de tubos:

$$\bar{h}_{e \text{ feixe}} = \frac{0,6179 \cdot 19,02}{0,01} = 1175,08 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2.16 Resumo de todos os experimentos

As tabelas a seguir mostram os resultados de todos os experimentos realizados seguindo a mesma seqüência de cálculos no procedimento descrito acima. As tabelas estão separadas por tipo de manobra e cada manobra dividida em experimentos mantendo vazão de água quente constante e experimentos mantendo vazão de água fria constante.

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

Tabela 18 – Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 1 mantendo vazão de água quente constante.

Leitura	1	2	3	4	5	6
m_q (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
m_f (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
Q_q (J/s)	2312,82	1734,62	1272,05	925,13	693,85	578,21
Q_f (J/s)	1017,64	1272,05	1526,46	1618,98	1665,23	1665,23
Q_{médio} (J/s)	1665,23	1503,33	1399,26	1272,05	1179,54	1121,72
Q_q - Q_f (J/s)	1295,18	462,56	-254,41	-693,85	-971,39	-1087,03
DT_{ml} (°C)	21,97	19,14	16,64	14,14	11,97	10,15
U MLDT (W/m².K)	570,36	590,92	632,61	676,95	741,31	831,72
U NUT (W/m².K)	604,04	590,92	638,39	712,49	833,93	1019,17
Red interno	7999,39	7460,60	7077,11	6652,10	6304,58	6013,69
h_{interno} (W/m².k)	3423,76	3289,69	3185,92	3064,29	2958,07	2865,69
h_{corrigido} (W/m².k)	4194,11	4029,87	3902,75	3753,75	3623,63	3510,46
h_{e medido} (W/m².k)	594,58	623,73	680,10	744,03	839,70	982,23
Red externo	377,59	471,99	566,39	653,71	739,19	822,87
h transversal (W/m².k)	1175,08	1303,85	1419,47	1521,72	1615,75	1703,06
h feixe (W/m².k)	1133,46	1309,80	1474,06	1622,03	1761,21	1892,97
Perdas Conveccão (W)	3,06	3,06	3,06	2,68	2,31	1,95
Perdas Irradiação (W)	10,31	10,31	10,31	9,23	8,16	7,11
Perdas Totais (W)	13,36	13,36	13,36	11,91	10,47	9,06

Tabela 19 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 1 mantendo vazão de água fria constante.

Leitura	7	8	9	10	11	12
m_q (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
m_f (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
Q_q (J/s)	1202,67	1618,98	2081,54	2590,36	3145,44	3746,77
Q_f (J/s)	1387,69	1387,69	1272,05	1156,41	1040,77	1040,77
Q_{médio} (J/s)	1295,18	1503,33	1676,80	1873,39	2093,10	2393,77
Q_q - Q_f (J/s)	-185,03	231,28	809,49	1433,95	2104,67	2706,00
DT_{ml} (°C)	19,96	19,14	19,14	19,14	19,14	18,29
U MLDT (W/m².K)	488,39	590,92	659,11	736,38	822,75	984,66
U NUT (W/m².K)	492,33	590,92	676,45	800,67	982,56	1412,94
Red interno	6058,65	7516,54	8952,73	10367,70	11739,85	13086,99
h_{interno} (W/m².k)	2684,56	3305,06	3893,61	4457,23	4996,83	5518,72
h_{corrigido} (W/m².k)	3288,58	4048,70	4769,67	5460,11	6121,12	6760,43
h_{e medido} (W/m².k)	516,57	623,23	688,94	766,83	856,42	1038,69
Red externo	477,15	477,15	471,99	466,94	461,99	461,99
h transversal (W/m².k)	1306,83	1306,83	1303,85	1300,89	1297,94	1297,94
h feixe (W/m².k)	1315,40	1315,40	1309,80	1304,27	1298,80	1298,80
Perdas Conveccão (W)	3,45	3,45	3,06	2,68	2,31	2,31
Perdas Irradiação (W)	11,40	11,40	10,31	9,23	8,16	8,16
Perdas Totais (W)	14,84	14,84	13,36	11,91	10,47	10,47

Manobra “Fluido aquecido passando por dentro da serpentina e fluido não aquecido passando por fora em contra corrente”

Tabela 20 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 2 mantendo vazão de água quente constante.

Leitura	1	2	3	4	5	6
mq (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
mf (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
Qq (J/s)	2544,10	1850,26	1387,69	1040,77	809,49	578,21
Qf (J/s)	1572,72	1734,62	1804,00	1942,77	1850,26	1873,39
Qmédio (J/s)	2058,41	1792,44	1595,85	1491,77	1329,87	1225,80
Qq - Qf (J/s)	971,39	115,64	-416,31	-902,00	-1040,77	-1295,18
DTml (°C)	14,78	14,29	13,95	12,74	11,47	10,49
U MLDT (W/m².K)	1048,16	943,76	860,68	881,30	872,17	879,59
U NUT (W/m².K)	1187,29	943,76	879,84	964,88	1013,90	1132,10
Red interno	7870,58	7405,50	7014,90	6713,78	6359,96	6134,46
hinterno (W/m².k)	3399,61	3274,42	3168,65	3082,52	2975,40	2904,26
hcorrigido (W/m².k)	4164,53	4011,17	3881,59	3776,09	3644,87	3557,72
he medido (W/m².k)	1262,71	1112,34	996,61	1036,05	1033,27	1053,09
Red externo	401,86	492,56	578,91	668,01	747,10	831,58
h transversal (W/m².k)	1190,50	1315,54	1425,97	1528,67	1619,42	1706,91
h feixe (W/m².k)	1161,43	1331,85	1486,72	1635,87	1768,63	1900,89
Perdas Conveccão (W)	5,52	4,66	3,84	3,45	2,68	2,31
Perdas Irradiação (W)	16,99	14,72	12,49	11,40	9,23	8,16
Perdas Totais (W)	22,51	19,39	16,34	14,84	11,91	10,47

Tabela 21 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 2 mantendo vazão de água fria constante.

Leitura	7	8	9	10	11	12
mq (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
mf (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
Qq (J/s)	1387,69	1850,26	2359,08	2914,16	3330,46	3954,93
Qf (J/s)	1850,26	1618,98	1503,33	1387,69	1272,05	1156,41
Qmédio (J/s)	1618,98	1734,62	1931,21	2150,92	2301,26	2555,67
Qq - Qf (J/s)	-462,56	231,28	855,74	1526,46	2058,41	2798,51
DTml (°C)	14,29	15,42	15,42	15,42	16,44	16,44
U MLDT (W/m².K)	852,43	846,67	942,63	1049,87	1053,11	1169,54
U NUT (W/m².K)	890,54	846,67	986,12	1228,11	1379,52	2254,35
Red interno	5968,48	7405,50	8804,89	10178,77	11632,88	12968,83
hinterno (W/m².k)	2657,59	3274,42	3856,38	4413,09	4972,87	5493,02
hcorrigido (W/m².k)	3255,55	4011,17	4724,06	5406,04	6091,76	6728,95
he medido (W/m².k)	1040,74	967,11	1061,32	1174,42	1147,62	1276,15
Red externo	497,40	487,82	482,43	477,15	471,99	466,94
h transversal (W/m².k)	1318,25	1312,84	1309,82	1306,83	1303,85	1300,89
h feixe (W/m².k)	1336,96	1326,78	1321,05	1315,40	1309,80	1304,27
Perdas Conveccão (W)	5,09	4,25	3,84	3,45	3,06	2,68
Perdas Irradiação (W)	15,85	13,60	12,49	11,40	10,31	9,23
Perdas Totais (W)	20,94	17,85	16,34	14,84	13,36	11,91

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

Tabela 22 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 3 mantendo vazão de água quente constante.

Leitura	1	2	3	4	5	6
m_q (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
m_f (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
Q_q (J/s)	2544,10	1734,62	1272,05	809,49	578,21	346,92
Q_f (J/s)	925,13	1272,05	1387,69	1457,08	1480,21	1457,08
Q_{médio} (J/s)	1734,62	1503,33	1329,87	1133,28	1029,21	902,00
Q_q - Q_f (J/s)	1618,98	462,56	-115,64	-647,59	-902,00	-1110,15
DT_{ml} (°C)	21,10	19,14	17,44	15,66	14,54	12,33
U MLDT (W/m².K)	618,53	590,92	573,74	544,54	532,50	550,43
U NUT (W/m².K)	670,09	590,92	575,89	565,87	573,61	627,16
Red interno	4866,94	4919,61	4866,94	4815,40	4764,93	4715,51
h interno (W/m².k)	2462,01	2482,30	2462,01	2441,95	2422,11	2402,49
h corrigido (W/m².k)	3015,96	3040,82	3015,96	2991,38	2967,08	2943,05
h_e medido (W/m².k)	700,95	660,68	638,21	599,63	584,52	609,84
Red externo	594,75	715,77	814,78	901,77	993,74	1059,38
h transversal (W/m².k)	1287,71	1417,44	1527,81	1625,07	1716,74	1793,61
h feixe (W/m².k)	1349,18	1536,02	1695,13	1836,63	1974,83	2087,42
Perdas Conveccão (W)	6,40	6,85	6,40	5,96	5,52	4,66
Perdas Irradiação (W)	19,31	20,48	19,31	18,14	16,99	14,72
Perdas Totais (W)	25,71	27,33	25,71	24,10	22,51	19,39

Tabela 23 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 3 mantendo vazão de água fria constante.

Leitura	7	8	9	10	11	12
mq (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
mf (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
Qq (J/s)	1110,15	1272,05	1665,23	1942,77	2220,31	2706,00
Qf (J/s)	1272,05	1040,77	925,13	809,49	693,85	578,21
Qmédio (J/s)	1191,10	1156,41	1295,18	1376,13	1457,08	1642,10
Qq - Qf (J/s)	-161,90	231,28	740,10	1133,28	1526,46	2127,80
DTml (°C)	21,49	23,60	23,60	24,27	24,93	24,93
U MLDT (W/m².K)	417,15	368,66	412,90	426,62	439,88	495,74
U NUT (W/m².K)	419,68	368,66	419,36	443,83	470,97	557,89
Red interno	3935,68	4815,40	5717,92	6601,72	7467,37	8315,44
hinterno (W/m².k)	1949,97	2441,95	2922,37	3379,96	3818,85	4241,89
hcorrigido (W/m².k)	2388,71	2991,38	3579,90	4140,45	4678,09	5196,31
he medido (W/m².k)	455,15	378,62	420,29	428,31	437,24	493,54
Red externo	732,12	737,73	732,12	732,12	732,12	726,59
h transversal (W/m².k)	1424,24	1426,53	1424,24	1424,24	1424,24	1421,96
h feixe (W/m².k)	1549,74	1554,39	1549,74	1549,74	1549,74	1545,13
Perdas Conveccão (W)	8,24	8,71	8,24	8,24	8,24	7,77
Perdas Irradiação (W)	24,07	25,29	24,07	24,07	24,07	22,86
Perdas Totais (W)	32,31	34,00	32,31	32,31	32,31	30,63

Manobra “Fluido aquecido passando por fora da serpentina e fluido não aquecido passando por dentro em contra corrente”

Tabela 24 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 4 mantendo vazão de água quente constante.

Leitura	1	2	3	4	5	6
mq (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
mf (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
Qq (J/s)	1850,26	1503,33	1272,05	925,13	578,21	346,92
Qf (J/s)	832,62	1040,77	1110,15	1295,18	1295,18	1457,08
Qmédio (J/s)	1341,44	1272,05	1191,10	1110,15	936,69	902,00
Qq - Qf (J/s)	1017,64	462,56	161,90	-370,05	-716,97	-1110,15
DTml (°C)	26,57	23,29	20,02	16,74	15,22	12,33
U MLDT (W/m².K)	379,95	410,94	447,72	498,90	463,13	550,43
U NUT (W/m².K)	391,48	410,94	445,90	508,79	488,41	627,16
Red interno	4815,40	4815,40	4764,93	4764,93	4715,51	4715,51
hinterno (W/m².k)	2441,95	2441,95	2422,11	2422,11	2402,49	2402,49
hcorrigido (W/m².k)	2991,38	2991,38	2967,08	2967,08	2943,05	2943,05
he medido (W/m².k)	391,90	428,98	474,86	540,15	494,98	609,84
Red externo	622,89	737,73	829,49	910,21	993,74	1059,38
h transversal (W/m².k)	1299,97	1426,53	1532,93	1628,08	1716,74	1793,61
h feixe (W/m².k)	1373,53	1554,39	1706,35	1843,15	1974,83	2087,42
Perdas Conveccão (W)	9,19	8,24	6,85	5,96	5,52	4,66
Perdas Irradiação (W)	26,52	24,07	20,48	18,14	16,99	14,72
Perdas Totais (W)	35,71	32,31	27,33	24,10	22,51	19,39

Tabela 25 - Quadro resumo de todos os cálculos para a manobra 4 mantendo vazão de água fria constante.

Leitura	7	8	9	10	11	12
mq (kg/s)	0,022111	0,027639	0,033167	0,038694	0,044222	0,049750
mf (kg/s)	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639	0,027639
Qq (J/s)	832,62	1156,41	1526,46	1780,87	2220,31	2706,00
Qf (J/s)	1156,41	925,13	809,49	693,85	578,21	462,56
Qmédio (J/s)	994,51	1040,77	1167,98	1237,36	1399,26	1584,28
Qq - Qf (J/s)	-323,80	231,28	716,97	1087,03	1642,10	2243,44
DTml (°C)	24,27	24,93	24,93	25,56	25,56	25,56
U MLDT (W/m².K)	308,32	314,20	352,61	364,22	411,87	466,34
U NUT (W/m².K)	311,29	314,20	357,42	376,91	441,82	525,16
Red interno	3893,56	4764,93	5658,61	6533,95	7391,50	8231,80
hinterno (W/m².k)	1932,18	2422,11	2900,39	3355,94	3792,89	4214,06
hcorrigido (W/m².k)	2366,93	2967,08	3552,97	4111,03	4646,29	5162,22
he medido (W/m².k)	319,18	316,41	352,47	359,83	406,96	461,66
Red externo	749,22	743,43	737,73	737,73	732,12	726,59
h transversal (W/m².k)	1431,13	1428,82	1426,53	1426,53	1424,24	1421,96
h feixe (W/m².k)	1563,80	1559,08	1554,39	1554,39	1549,74	1545,13
Perdas Conveccão (W)	9,68	9,19	8,71	8,71	8,24	7,77
Perdas Irradiação (W)	27,76	26,52	25,29	25,29	24,07	22,86
Perdas Totais (W)	37,44	35,71	34,00	34,00	32,31	30,63

2.17 Análise dos Resultados

Os ensaios foram realizados numa pequena faixa de vazão, limitados pela faixa de leitura dos rotâmetros, mas de qualquer forma foram possíveis fazer um grande número de arranjos e os resultados seguiram uma tendência esperada.

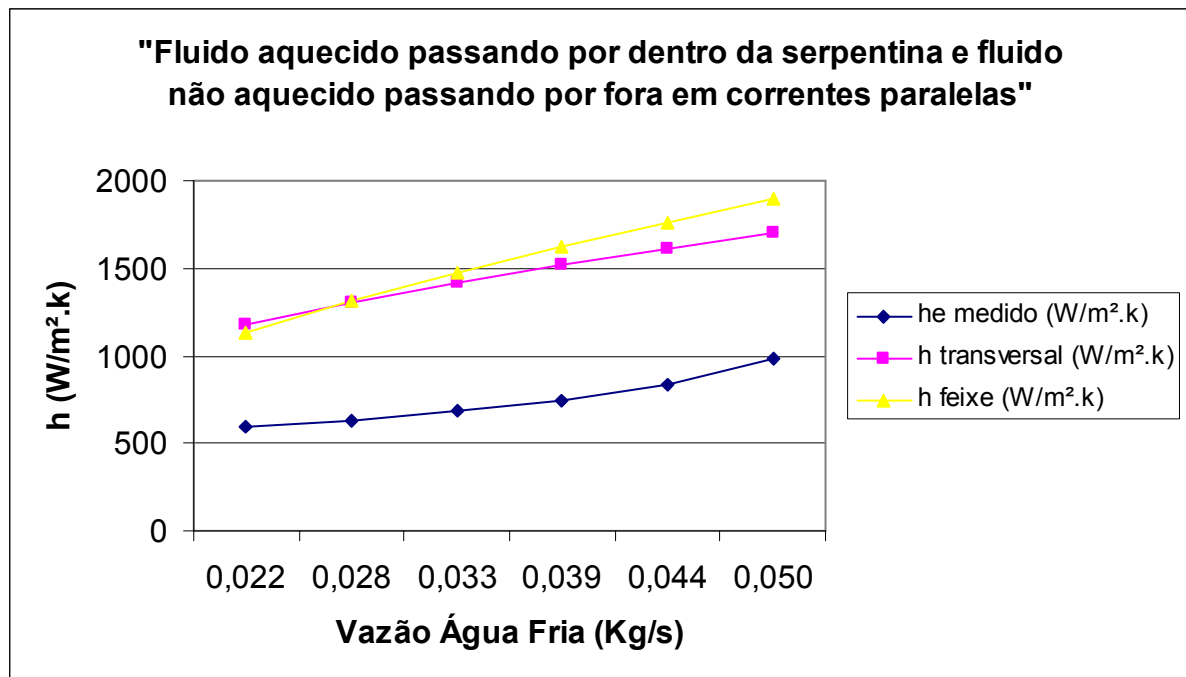


Figura 24 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.

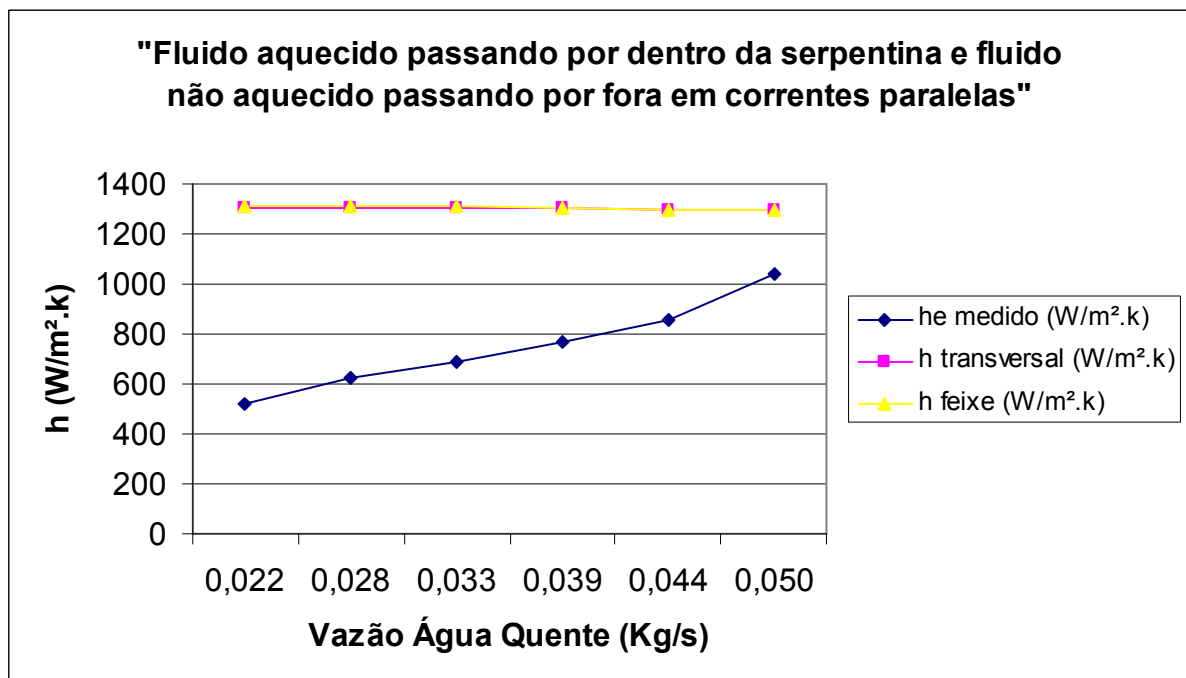


Figura 25 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.

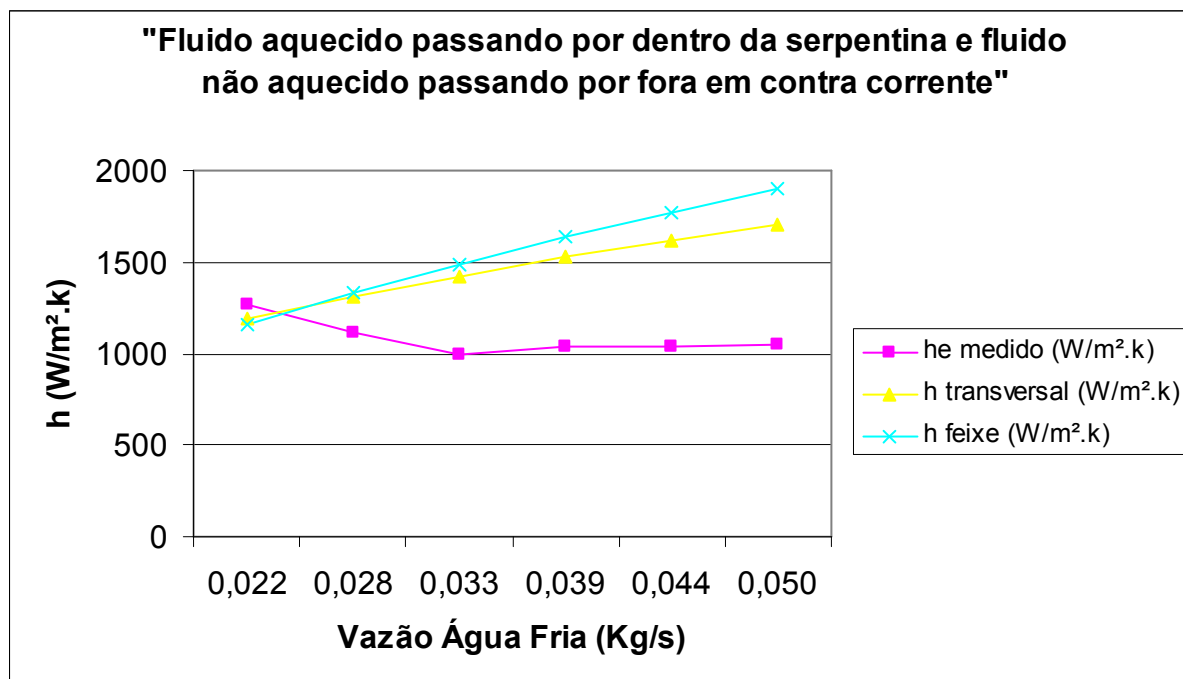


Figura 26 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.

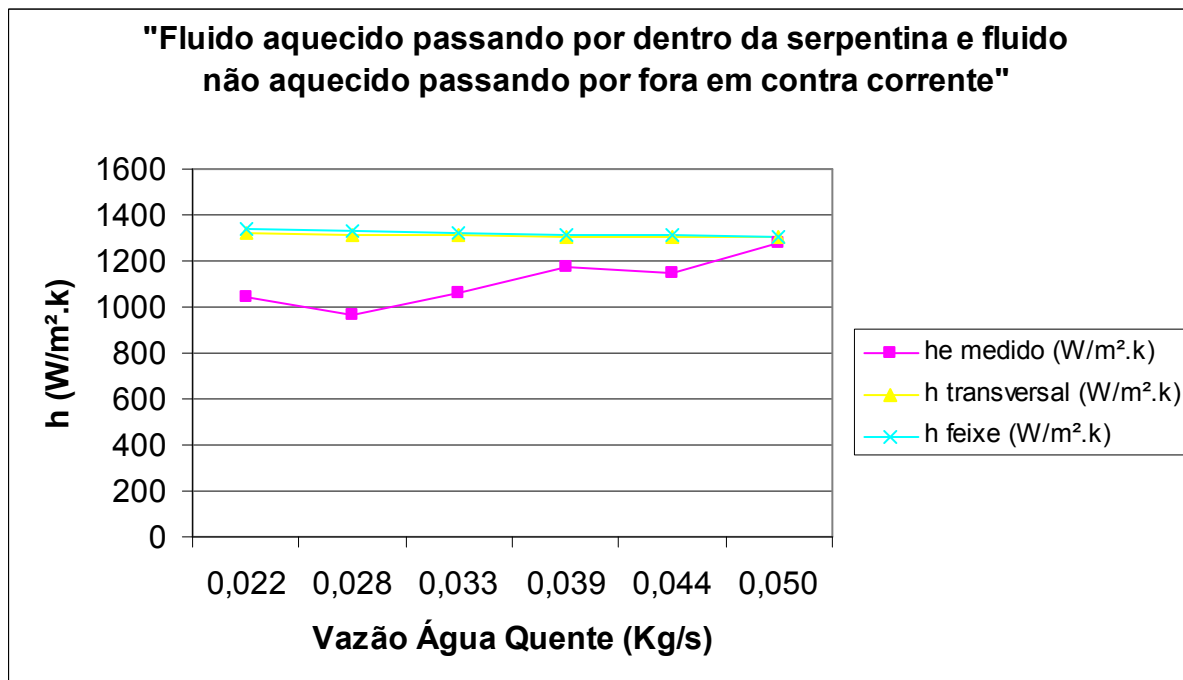


Figura 27 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.

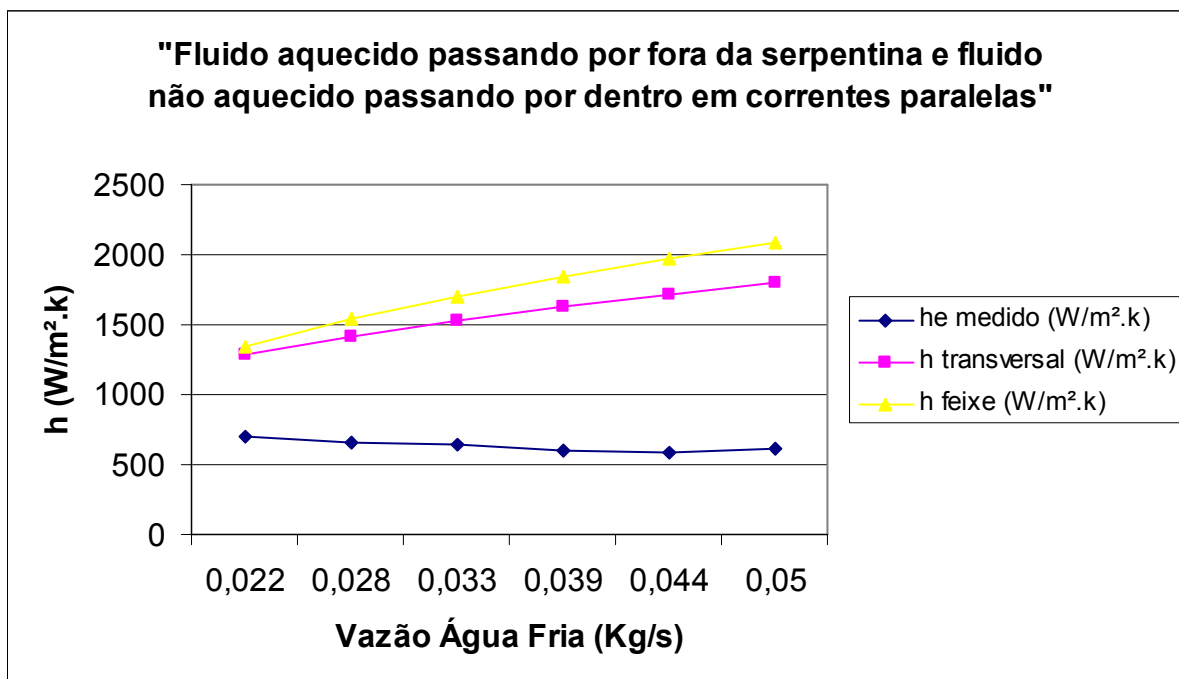


Figura 28 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.

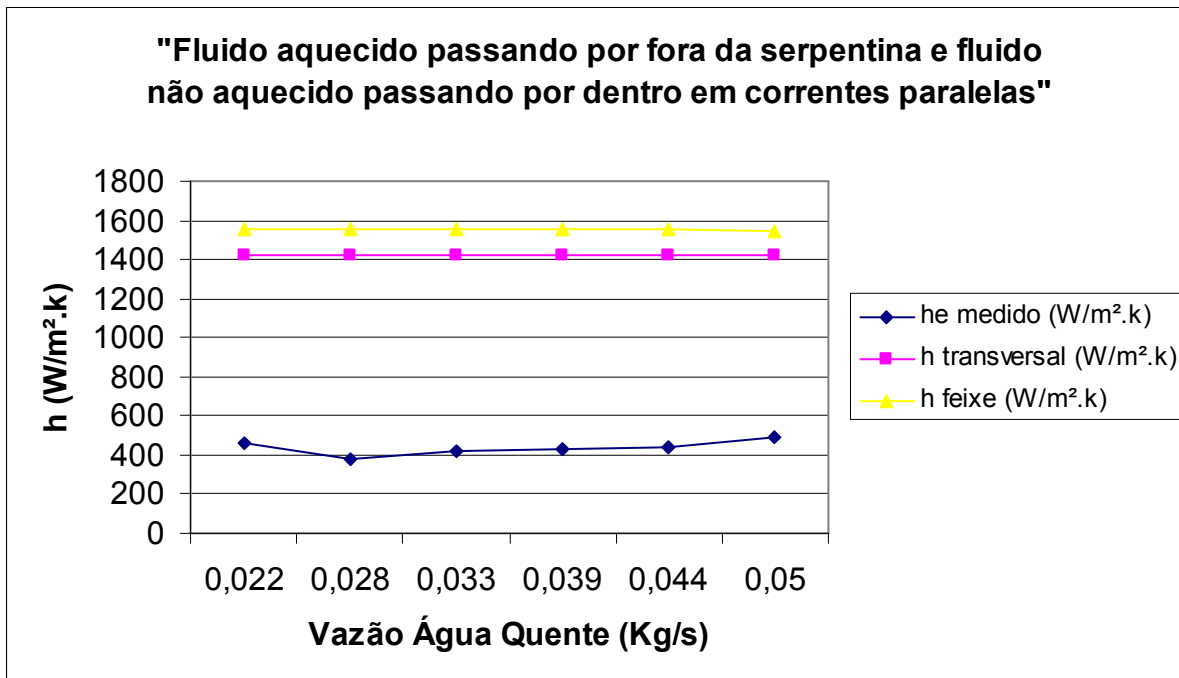


Figura 29 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.

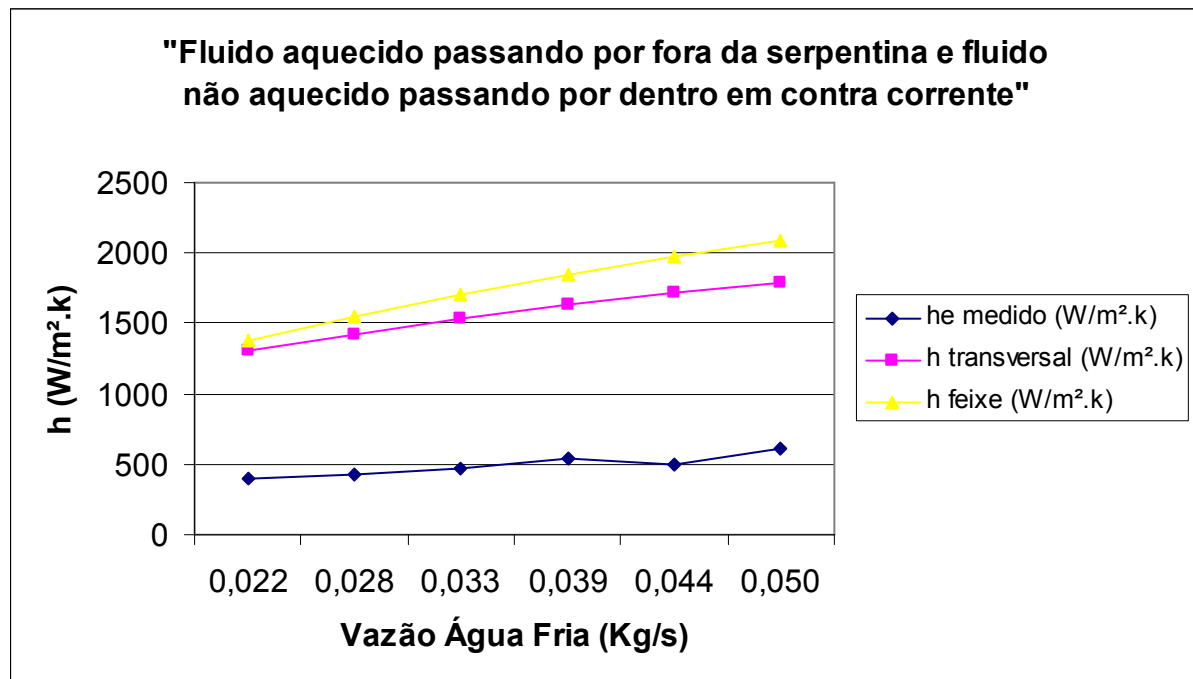


Figura 30 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.

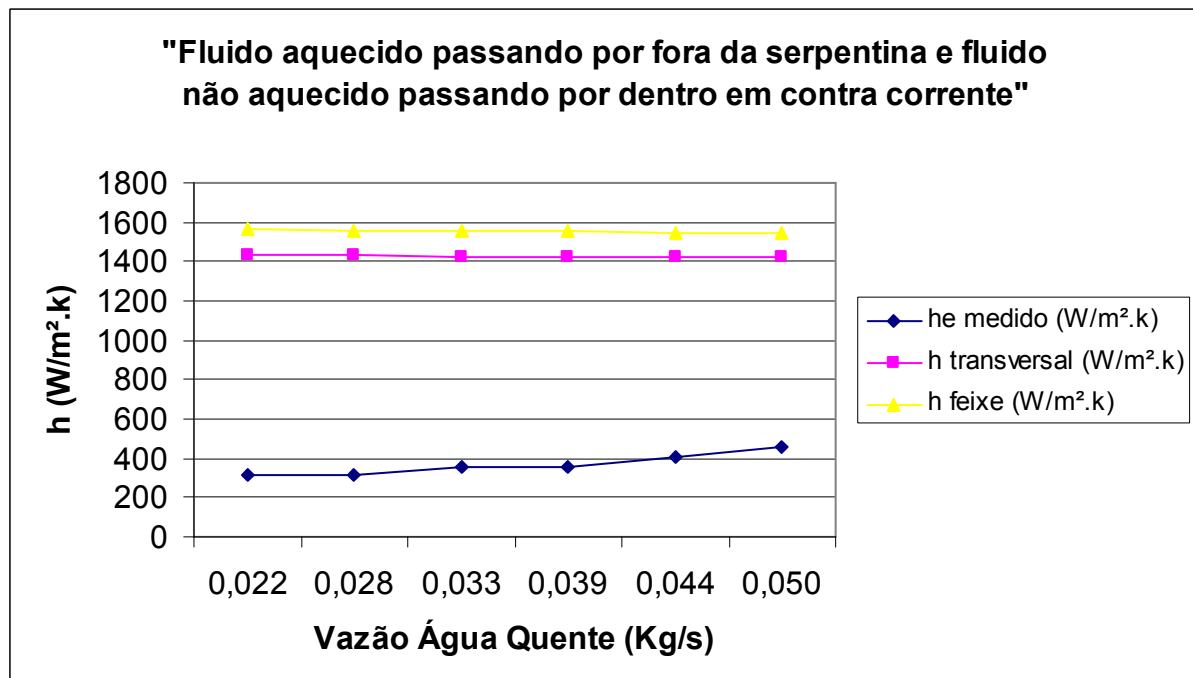


Figura 31 – Variação do coeficiente de convecção mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.

Observa-se nos gráficos acima (Fig. 24 a 31), que existe uma relação entre os resultados dos coeficientes de convecção medidos e dos coeficientes calculados utilizando um modelo matemático.

Os valores que não seguiram a tendência esperada, podem ter ocorrido pela não estabilização das temperaturas, erros de leituras nos rotômetros e turbulência dentro do trocador.

Os gráficos a seguir, mostram o comportamento do Coeficiente Global de Transferência de Calor com a variação da vazão.

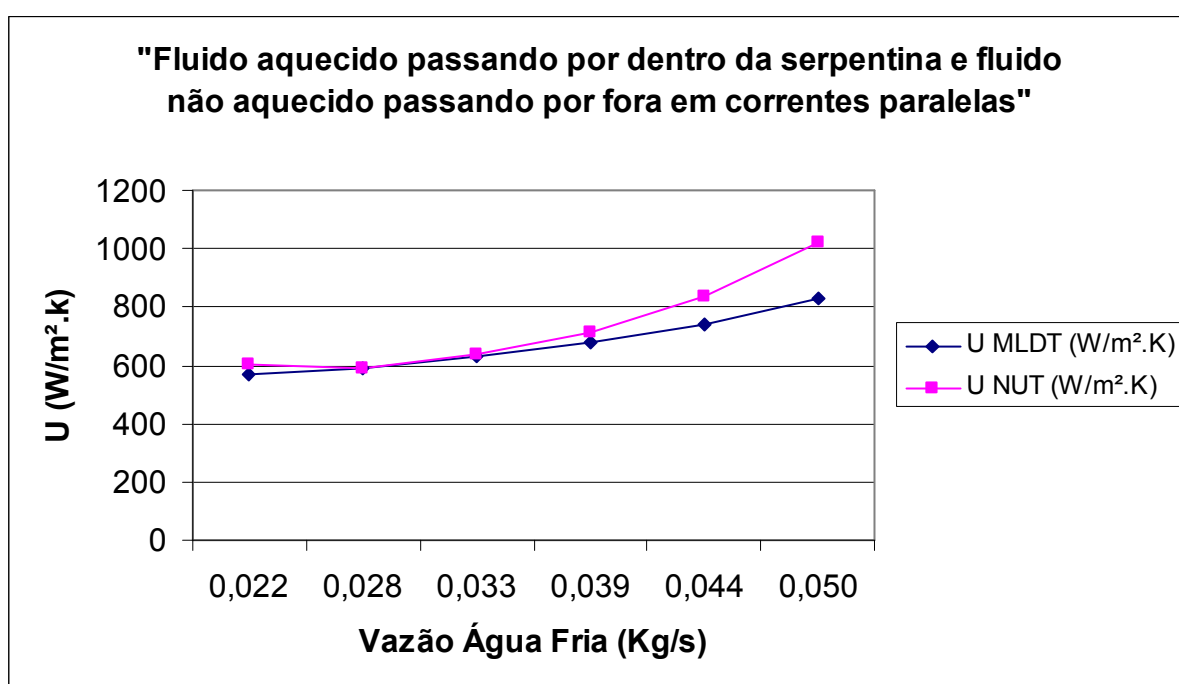


Figura 32 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.

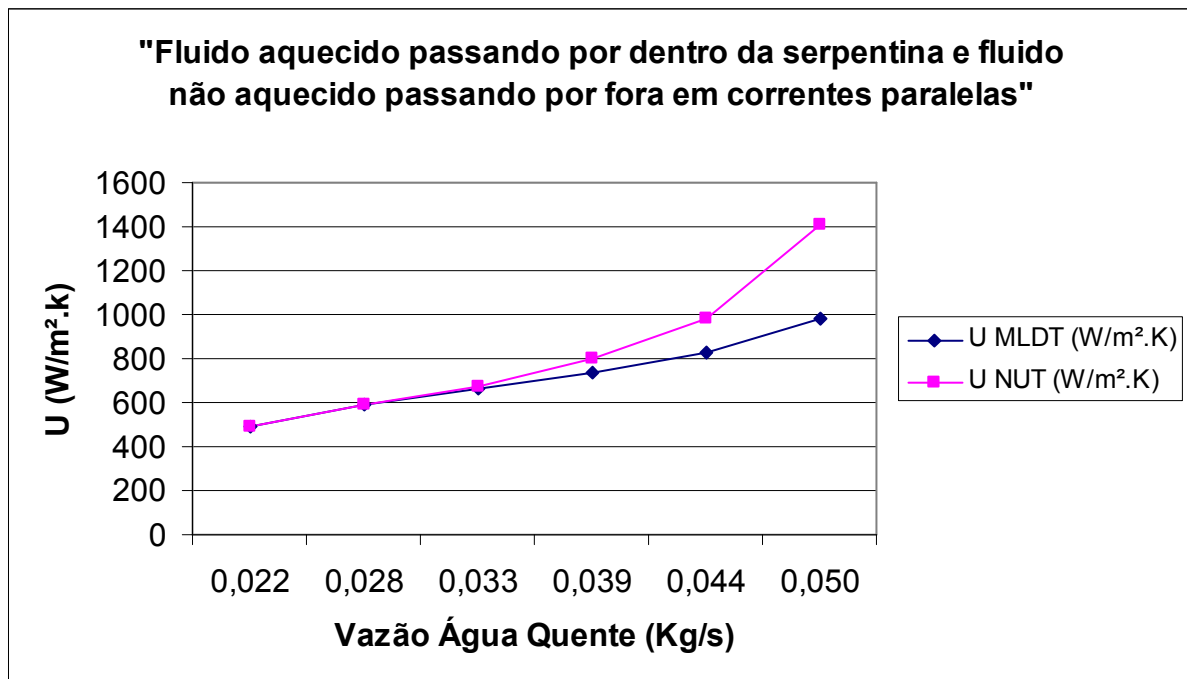


Figura 33 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.

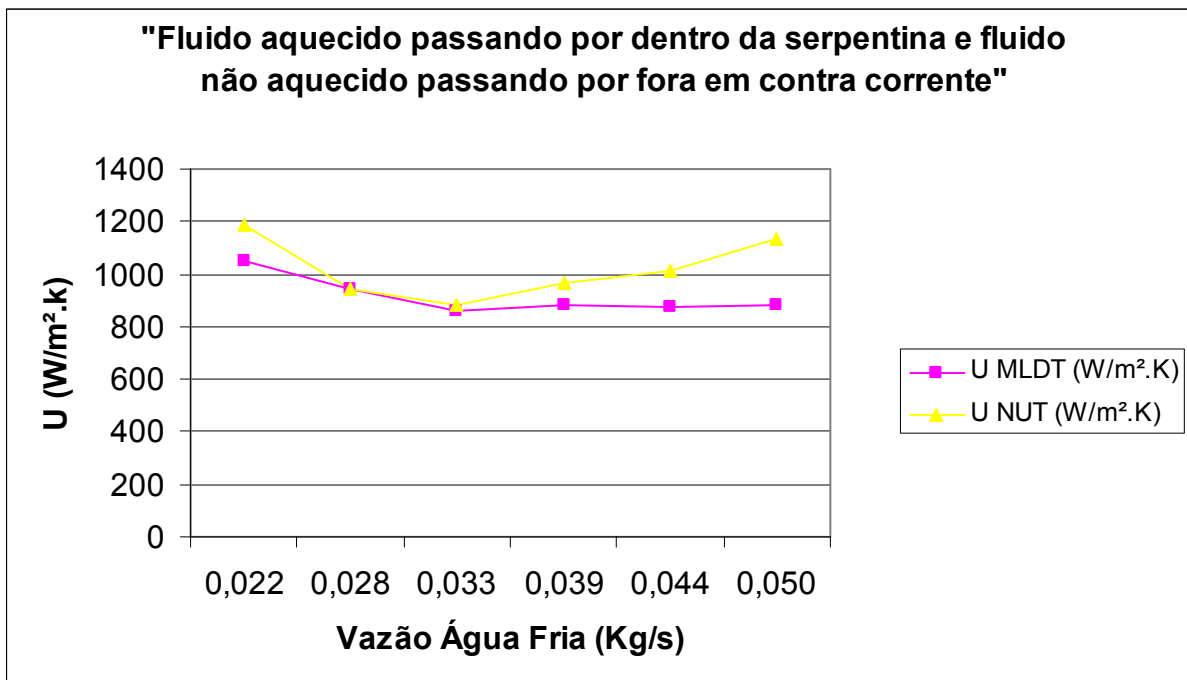


Figura 34 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.

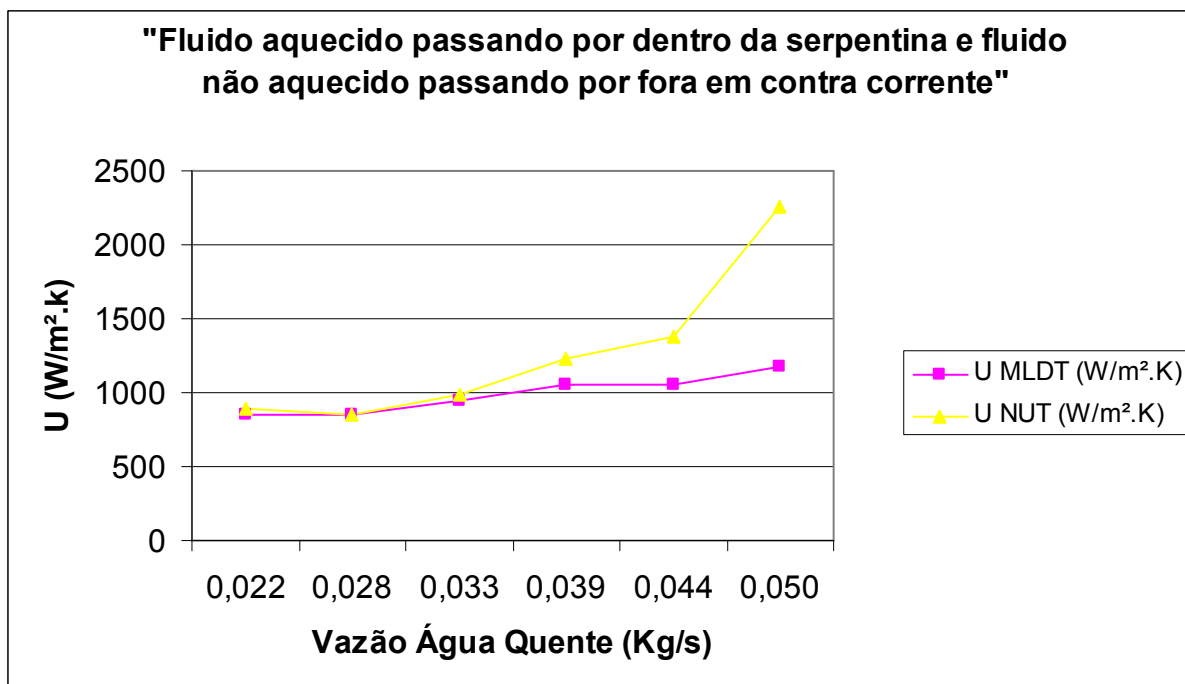


Figura 35 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.

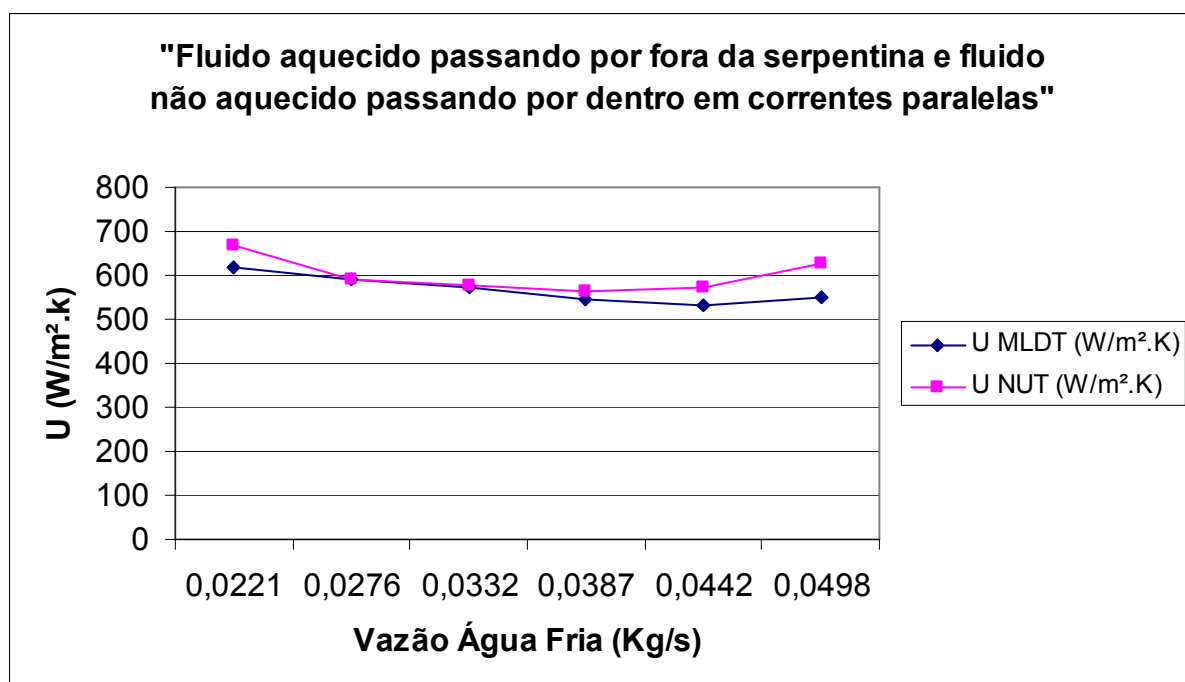


Figura 36 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.

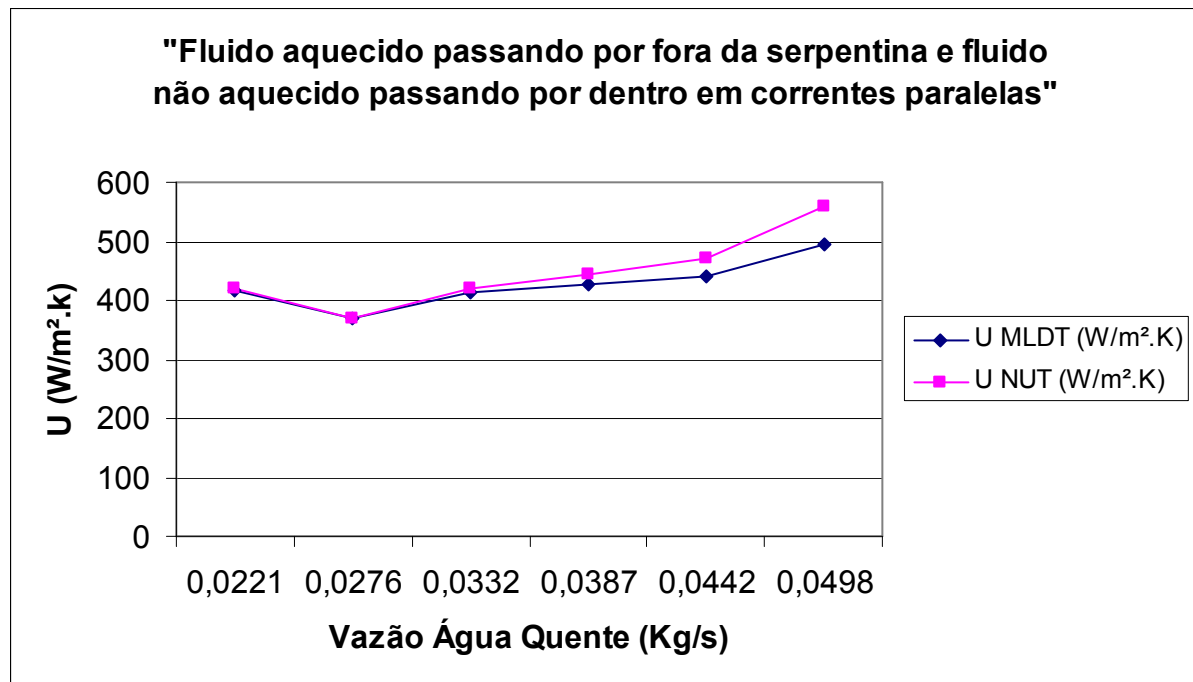


Figura 37 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.

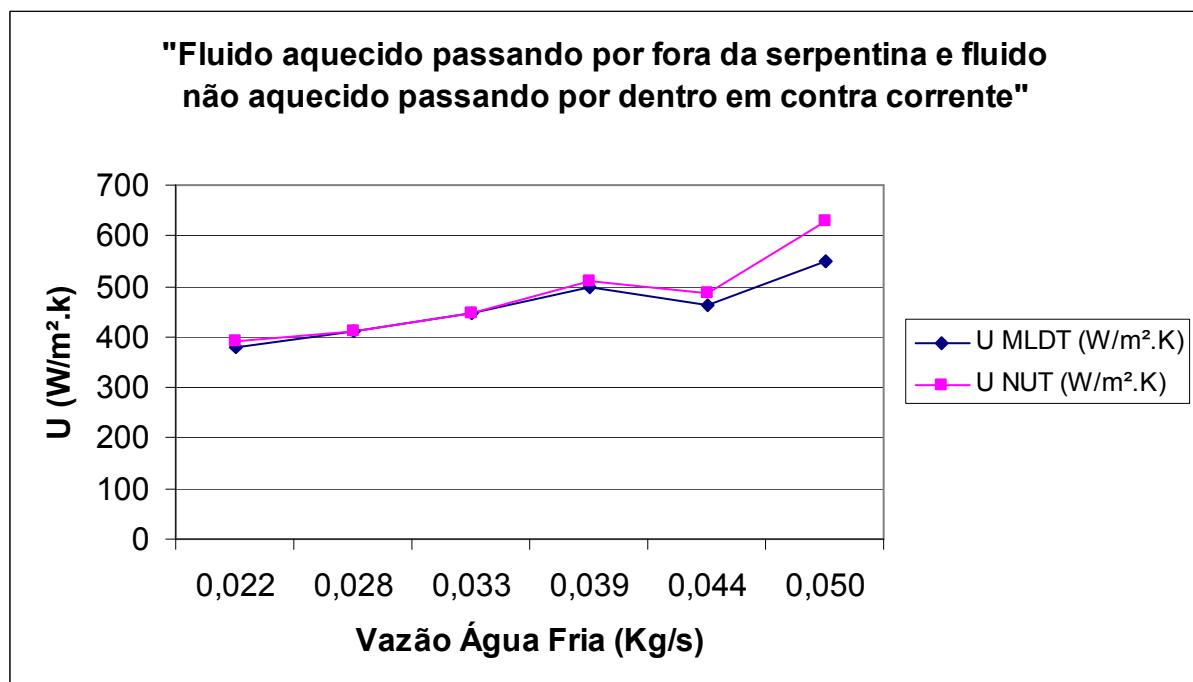


Figura 38 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.

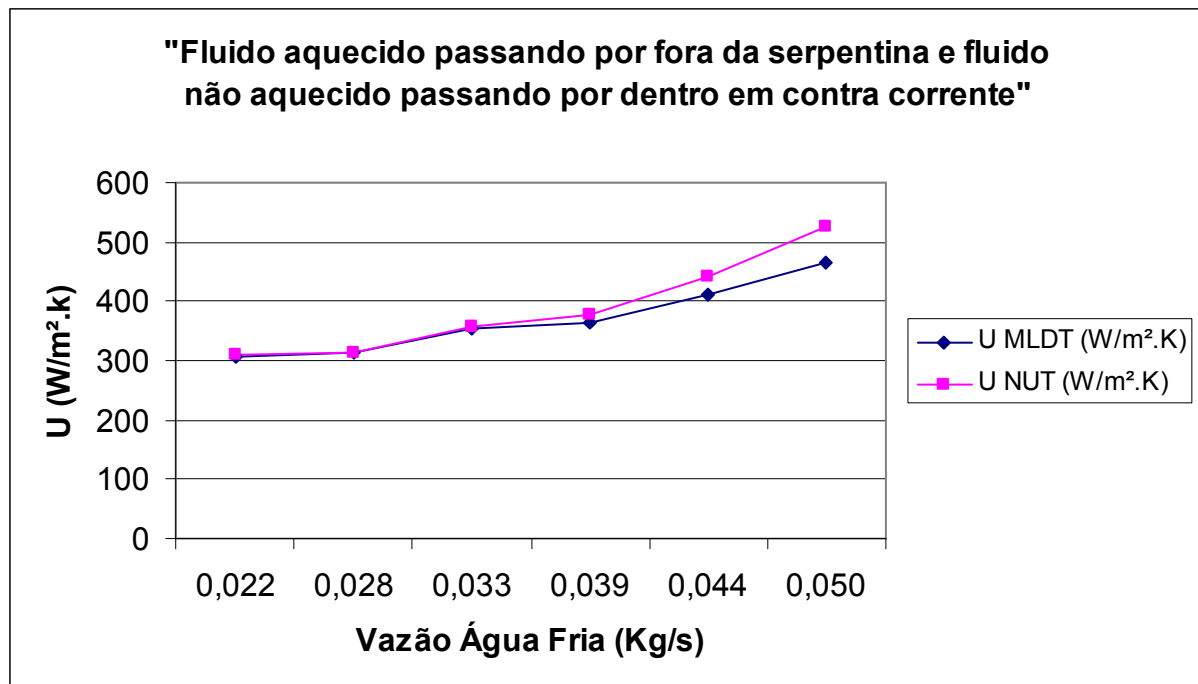


Figura 39 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.

Os gráficos a seguir mostram o desenvolvimento do Coeficiente Global de Transferência de Calor calculado através do método das médias logarítmicas das diferenças de temperaturas para todas as manobras, variando apenas a vazão.

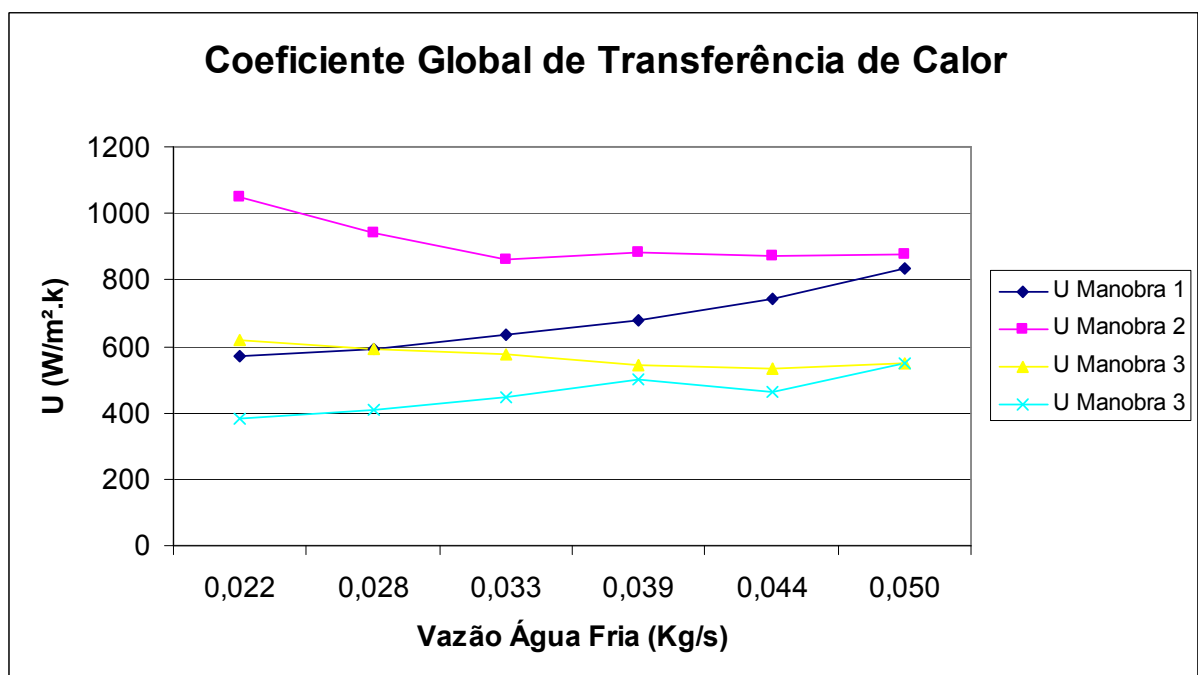


Figura 40 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água quente constante.

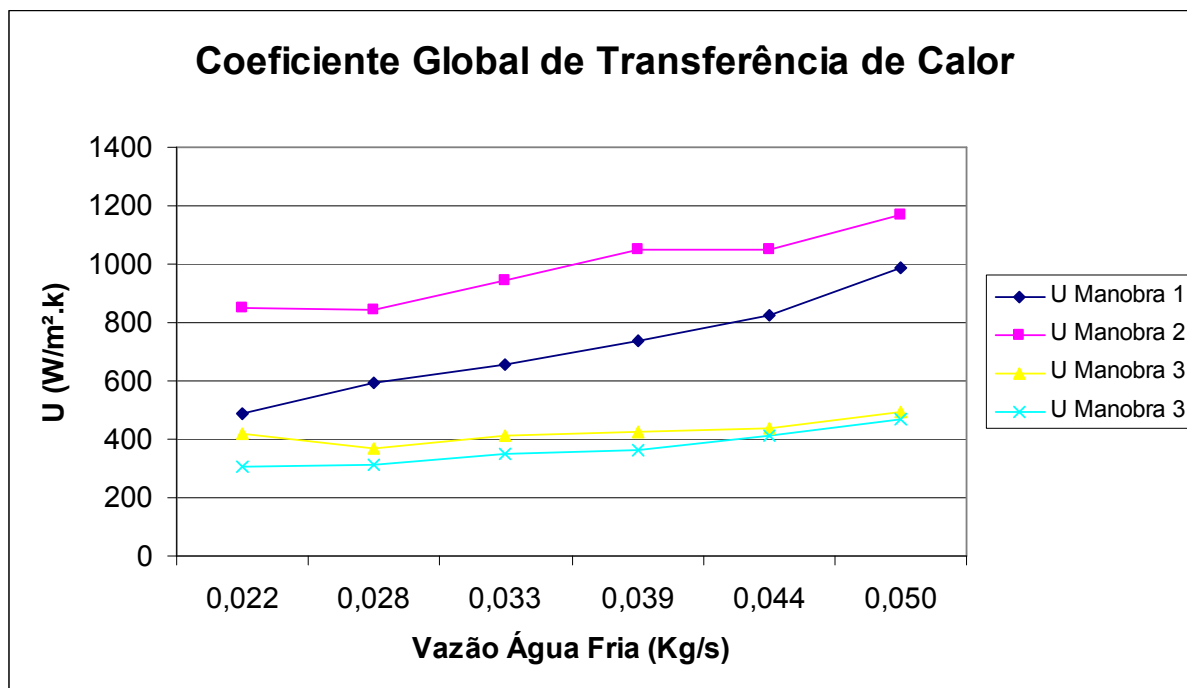


Figura 41 – Variação do coeficiente global de transferência de calor mantendo vazão de água fria constante.

Observa-se que os valores do Coeficiente Global de Transferência de Calor aumentam com o aumento da vazão, com isso seguem a tendência esperada. Os valores encontrados estão na mesma ordem de grandeza do trabalho anterior realizado.

Os gráficos a seguir mostram uma avaliação das perdas por convecção e por irradiação no casco do trocador de calor variando com a vazão.

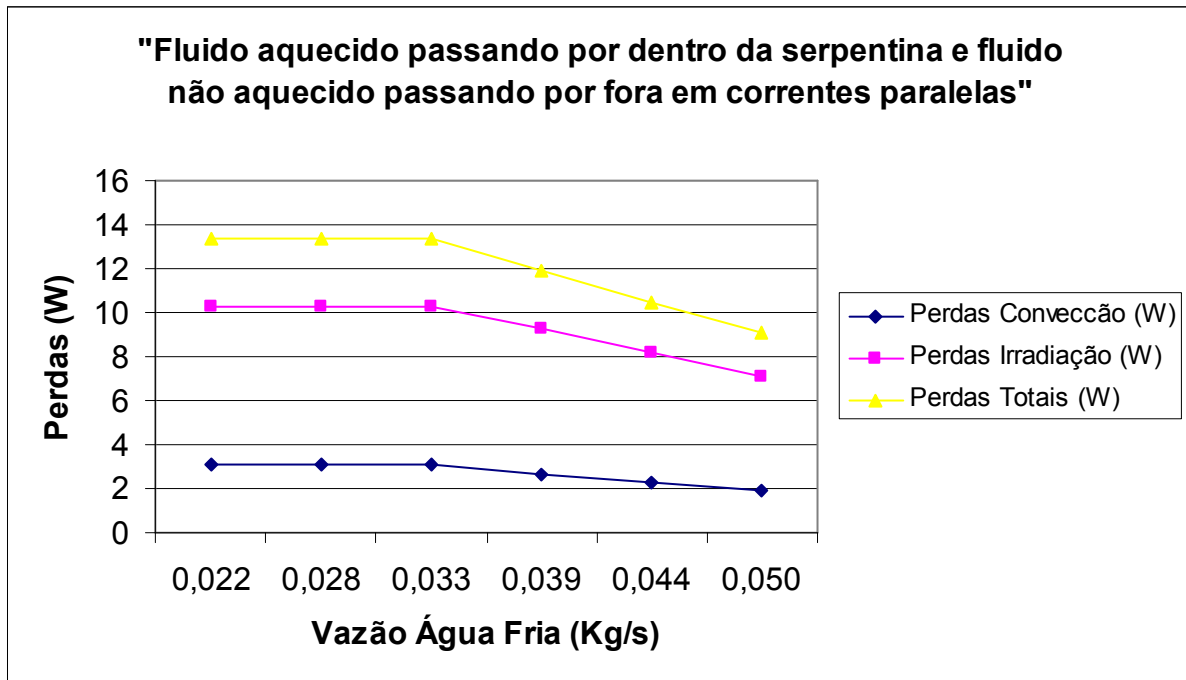


Figura 42 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 1.

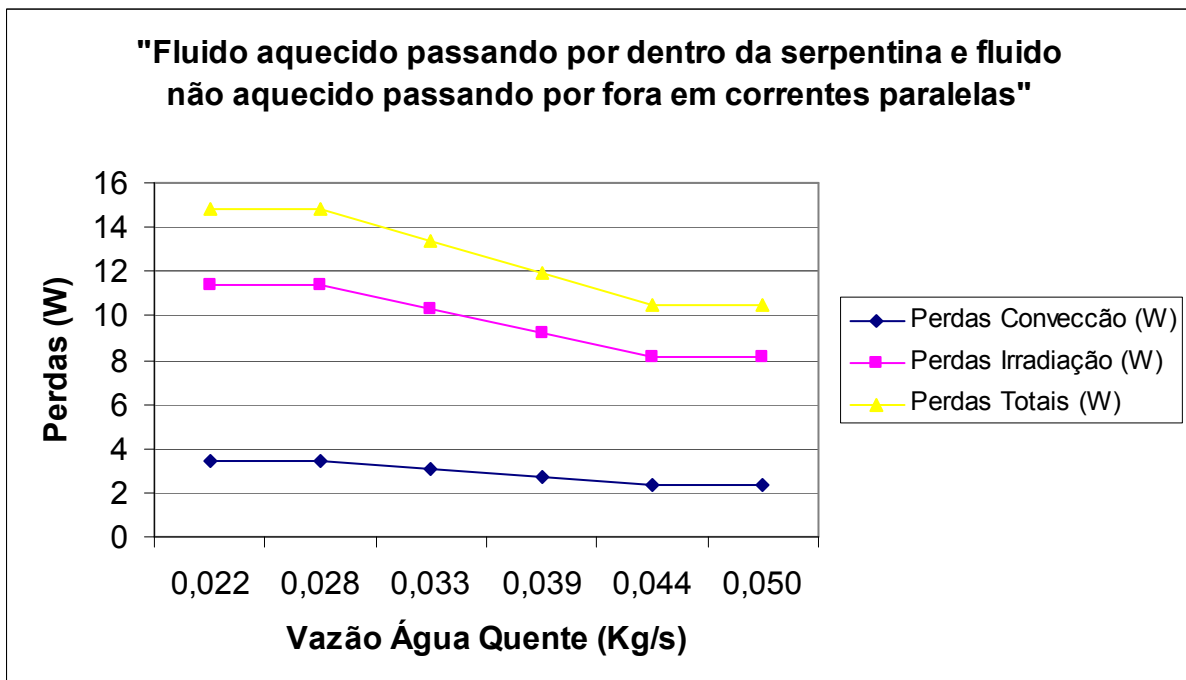


Figura 43 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 1.

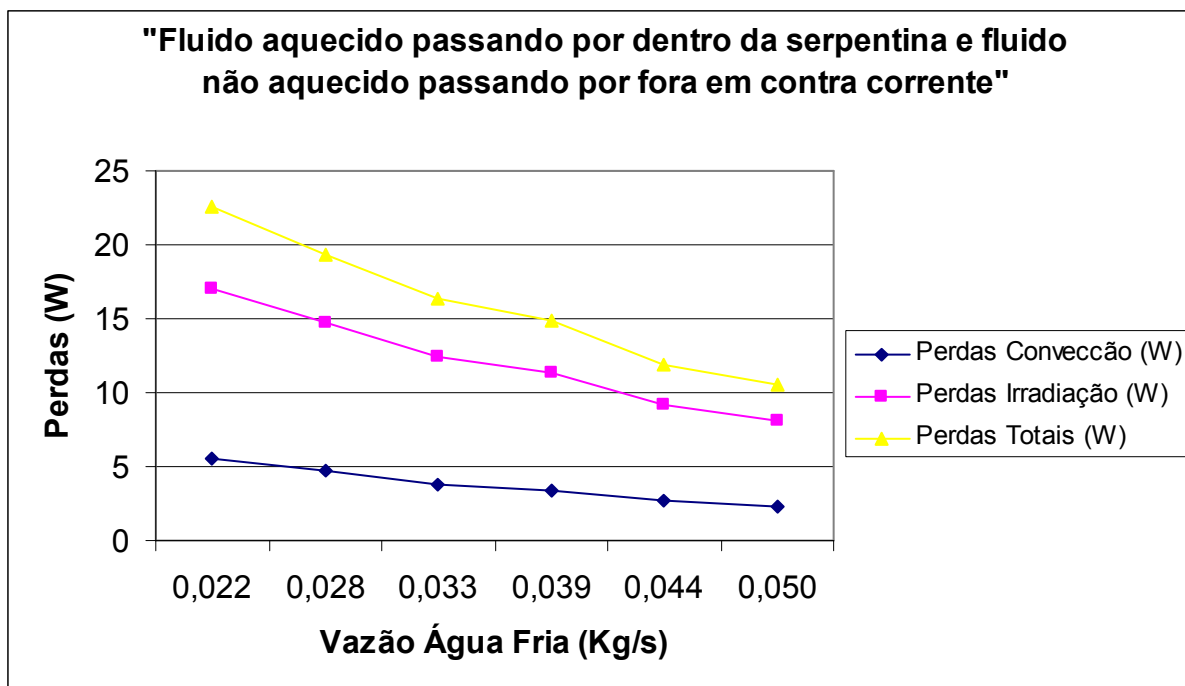


Figura 44 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 2.

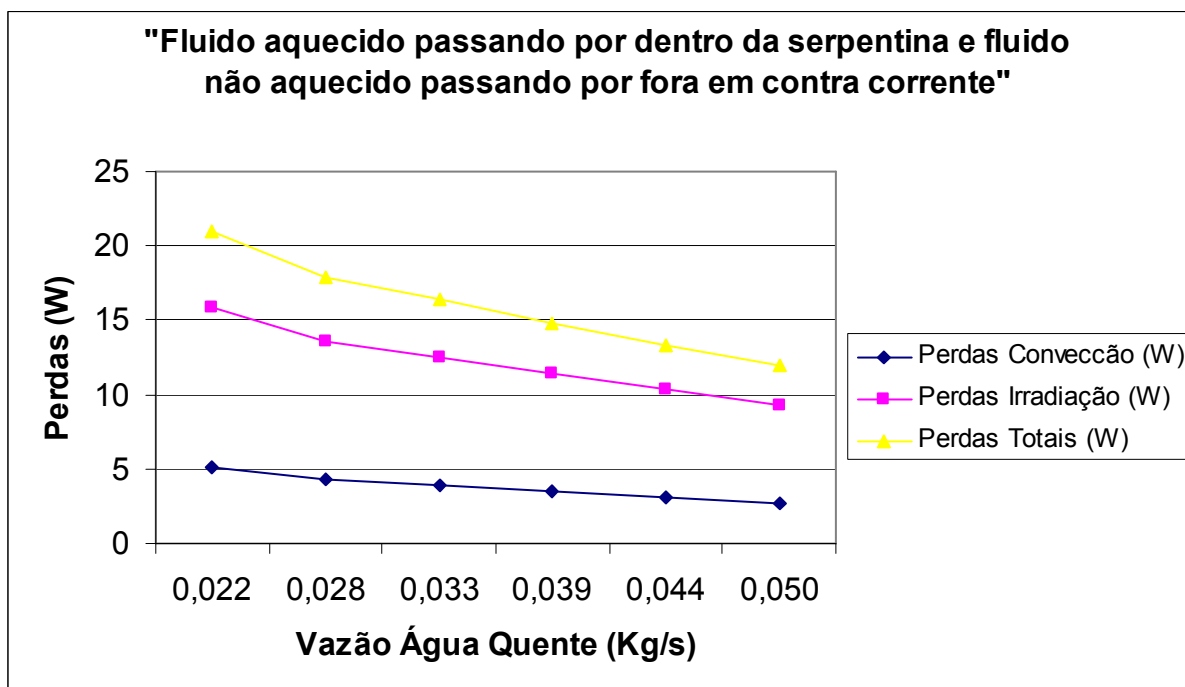


Figura 45 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 2.

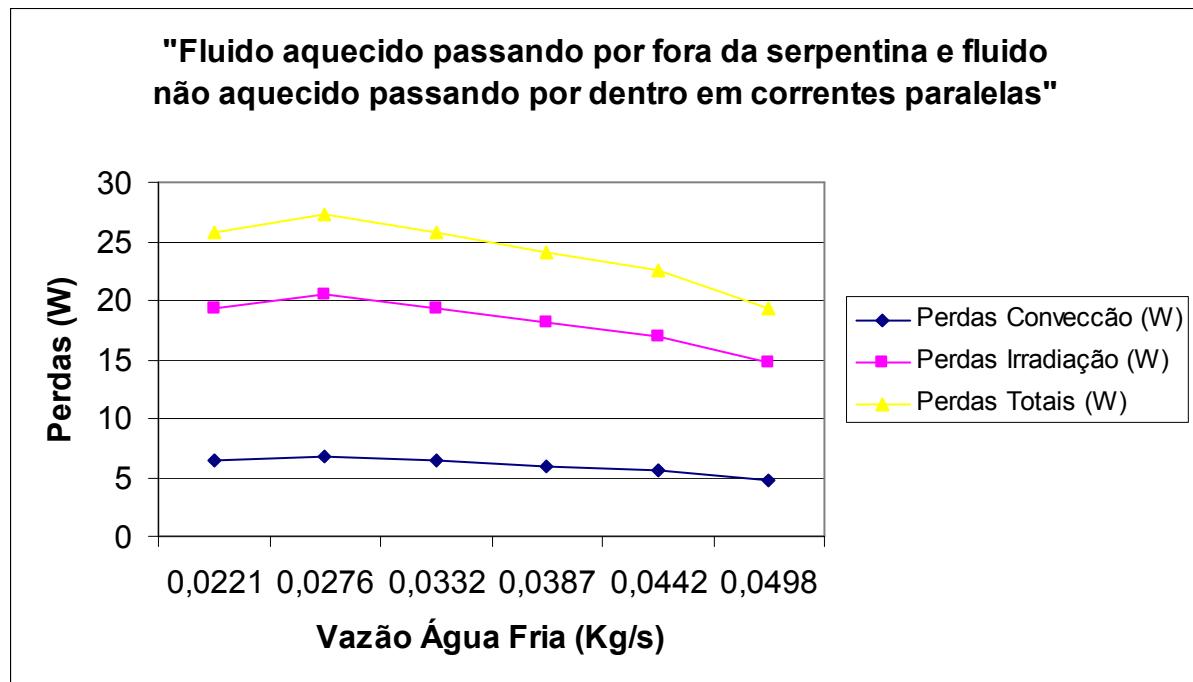


Figura 46 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 3.

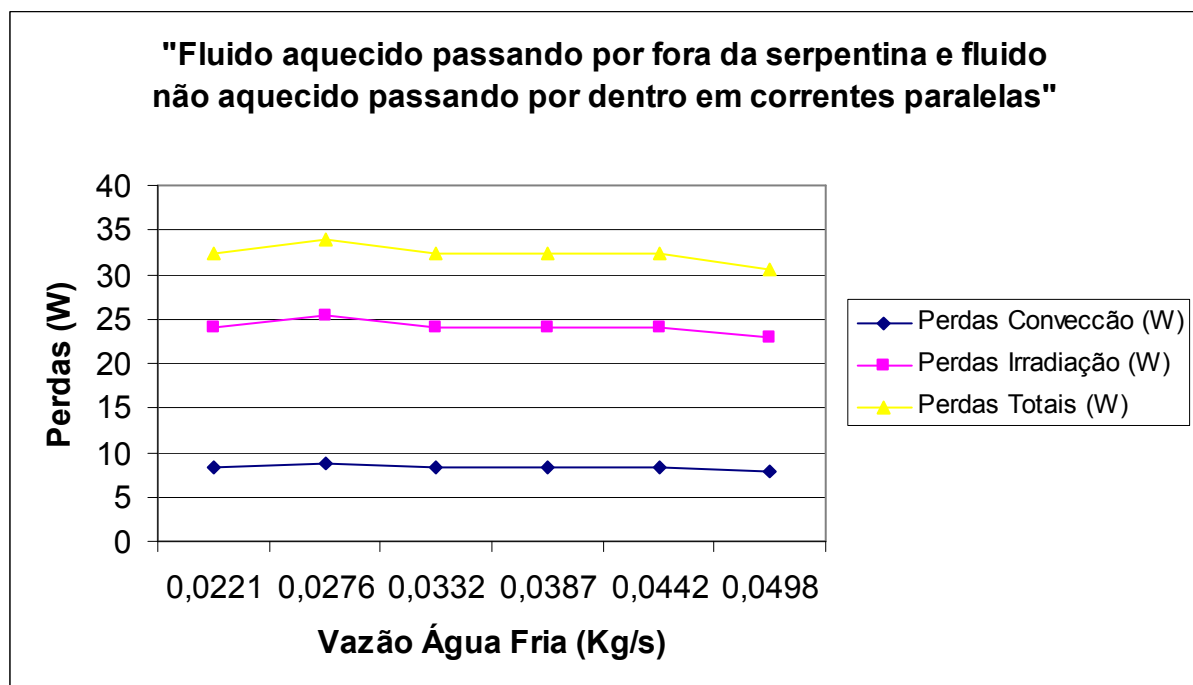


Figura 47 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 3.

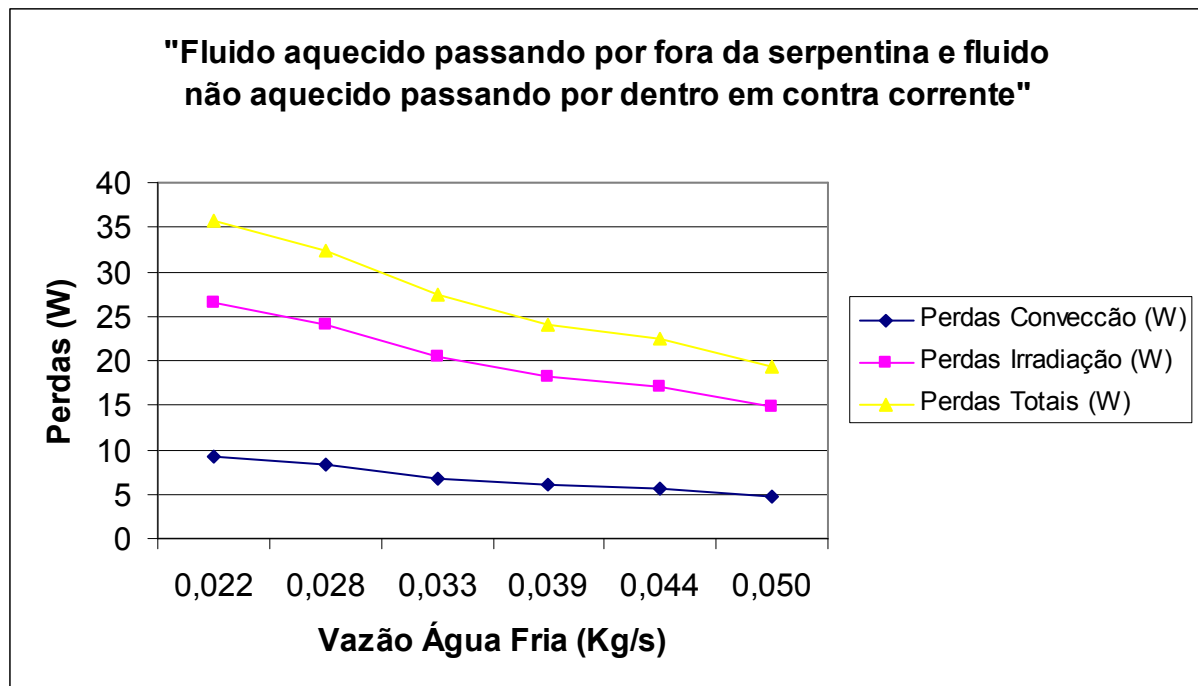


Figura 48 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água quente constante, para manobra 4.

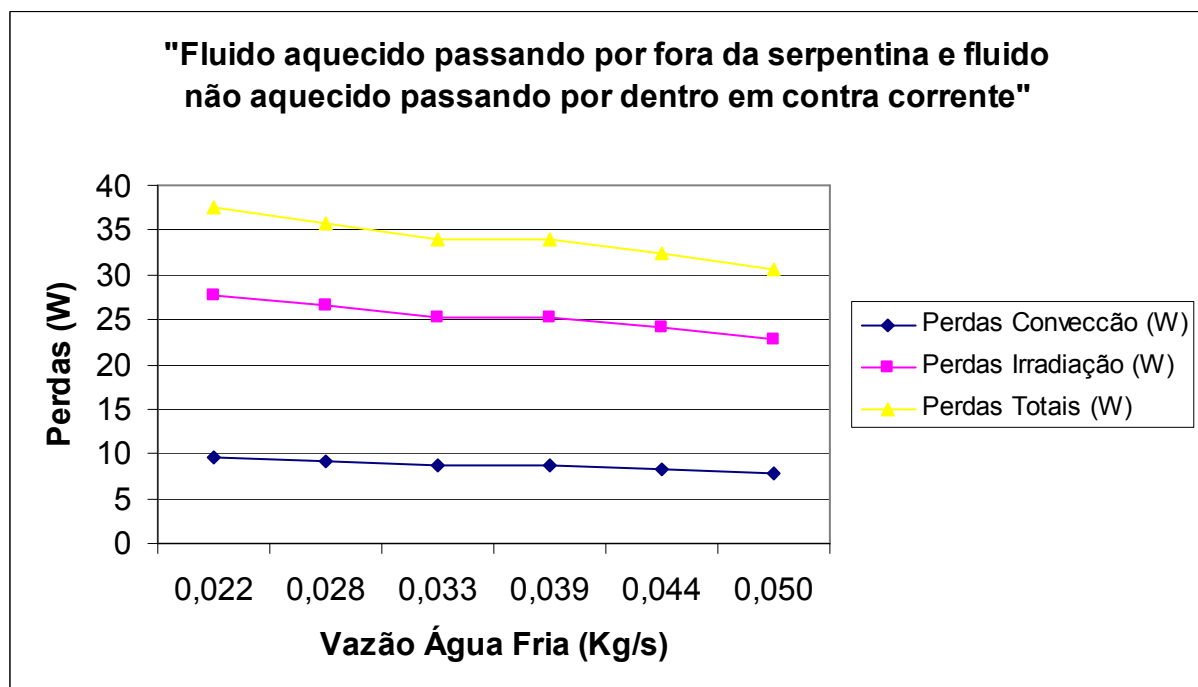


Figura 49 – Perdas por convecção e radiação mantendo vazão de água fria constante, para manobra 4.

As perdas seguem uma tendência de diminuir com o aumento da vazão, porém os valores ainda continuam desprezíveis em relação ao calor trocado no trocador de calor, e dessa forma, a consideração de trocador de calor adiabático é válida para todos os experimentos.

O comportamento da quantidade de calor trocado, que é o principal foco do trabalho, está ilustrado nos gráficos que seguem.

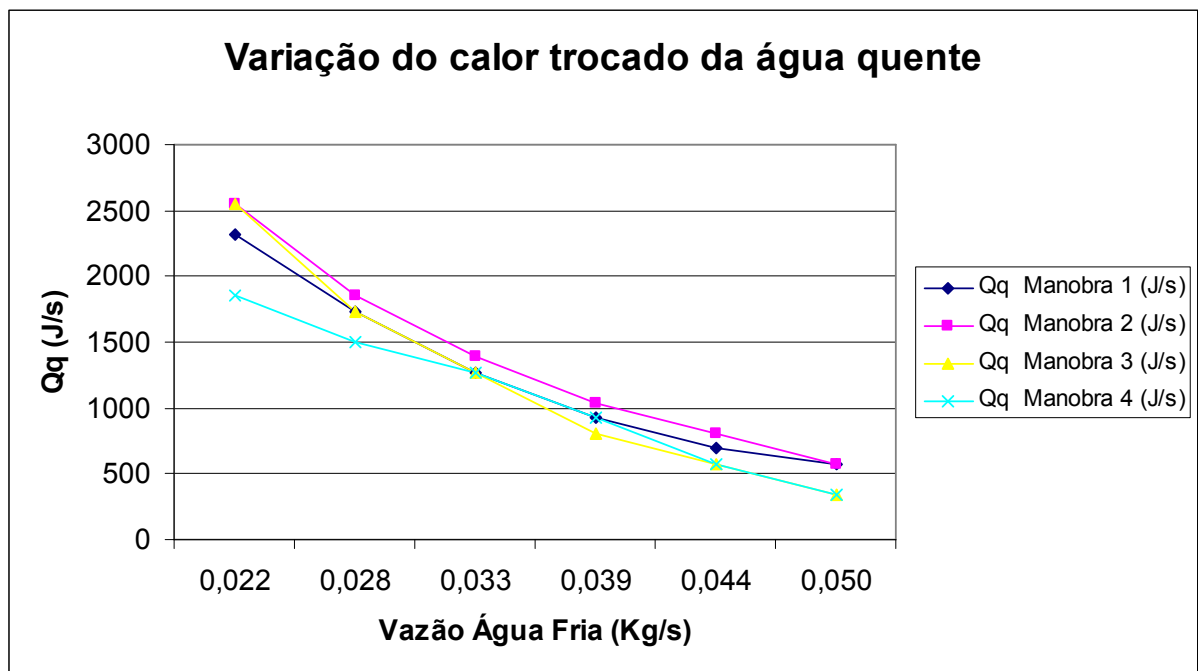


Figura 50 – Variação da quantidade de calor perdido pela água quente no trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.

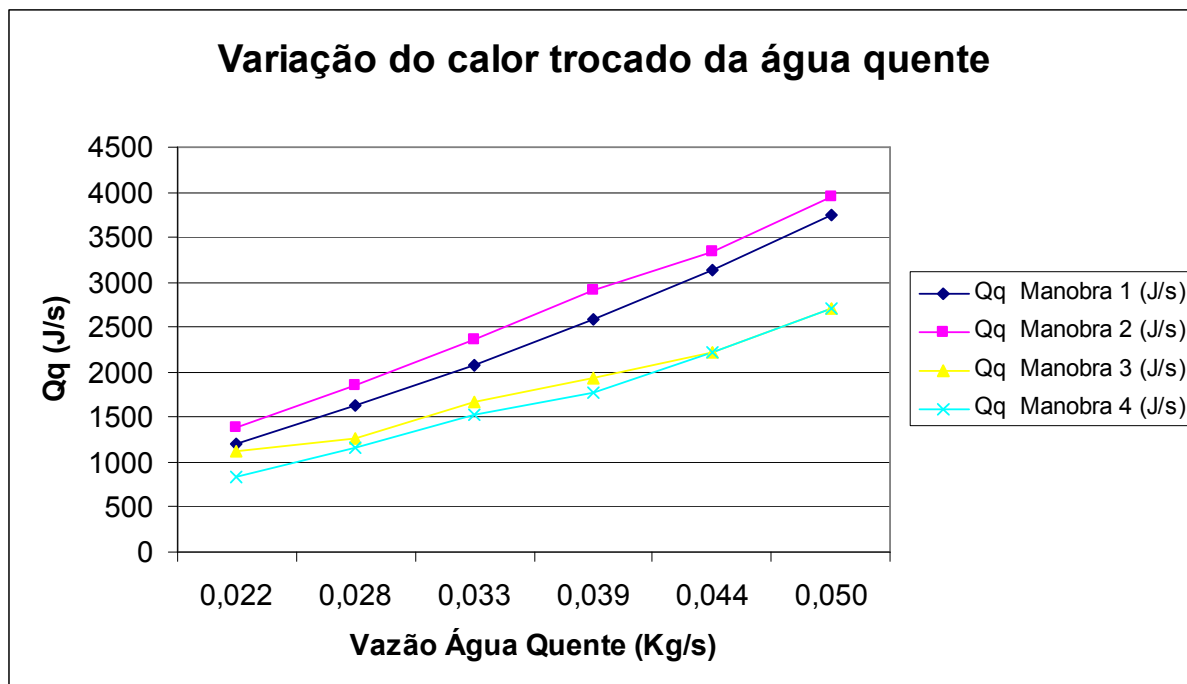


Figura 51 – Variação da quantidade de calor perdido pela água quente no trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.

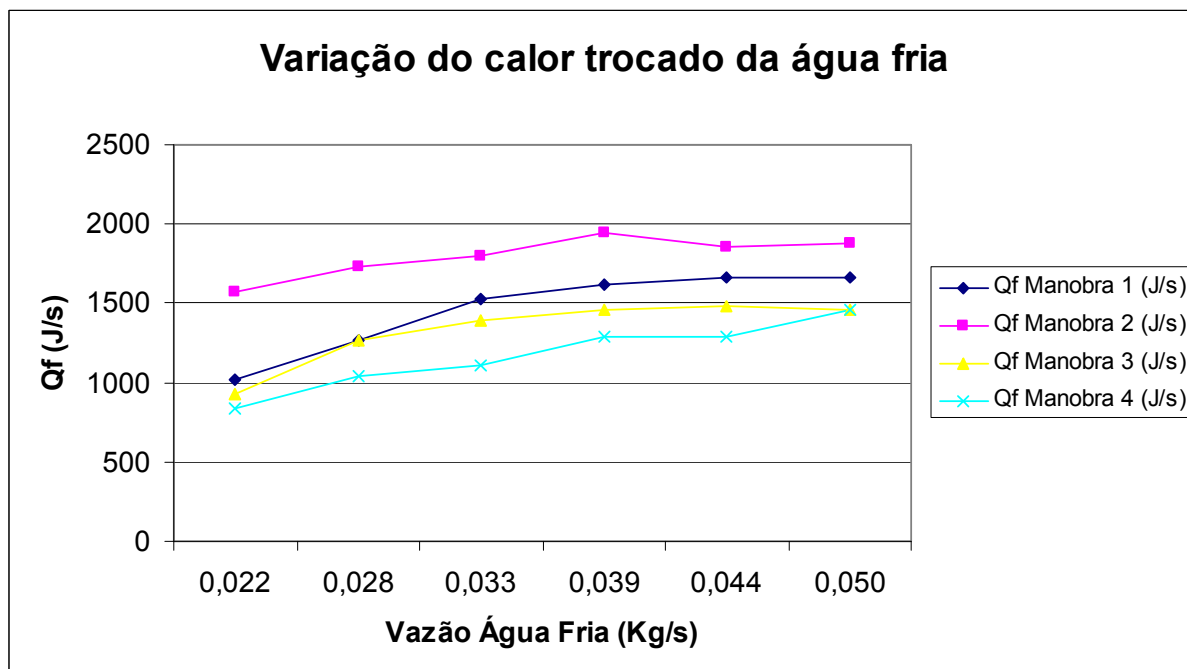


Figura 52 – Variação da quantidade de calor recebido pela água fria no trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.

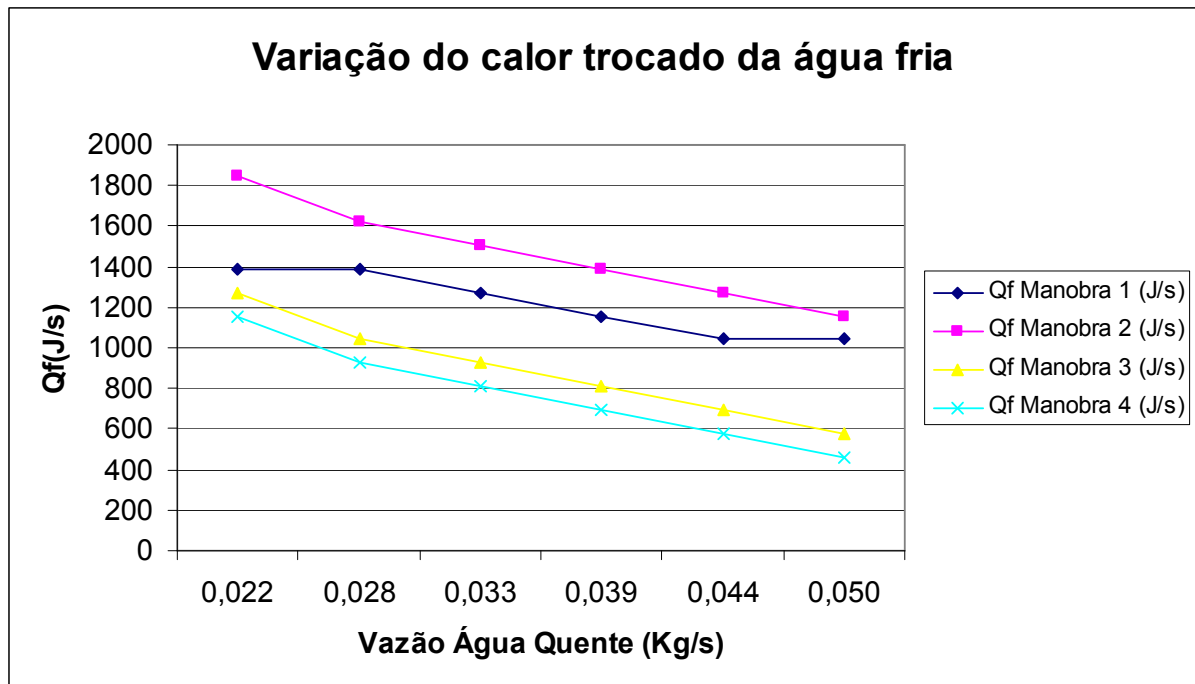


Figura 53 – Variação da quantidade de calor recebido pela água fria no trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.

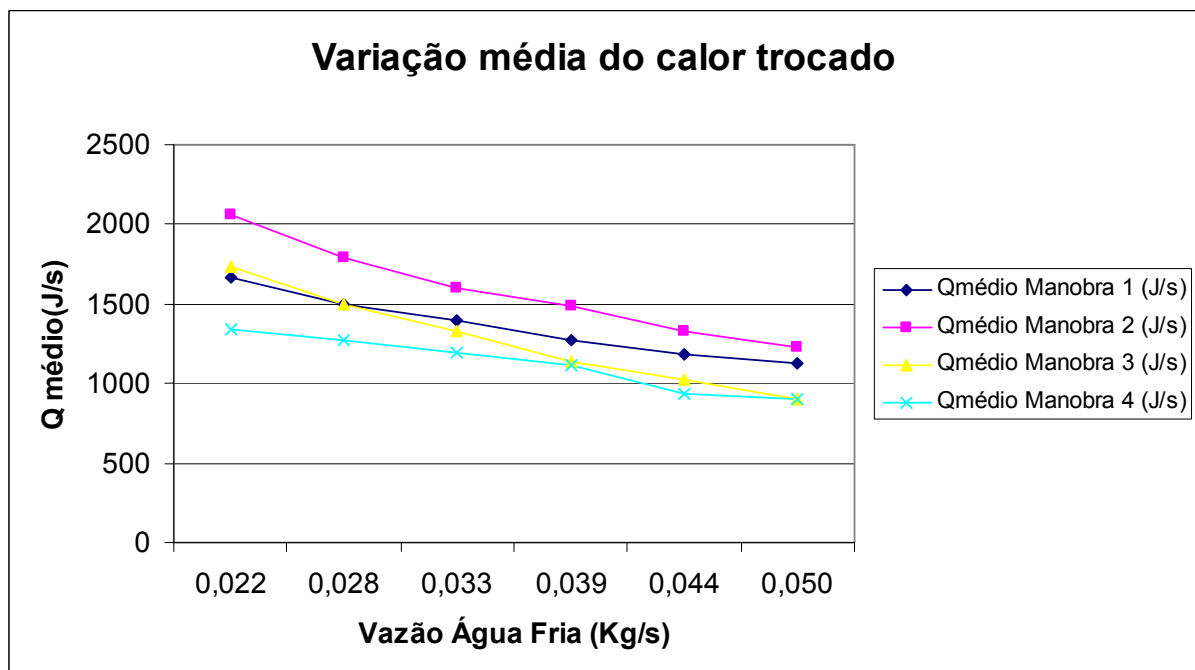


Figura 54 – Variação média da quantidade de calor trocado no interior do trocador de calor mantendo vazão de água quente constante.

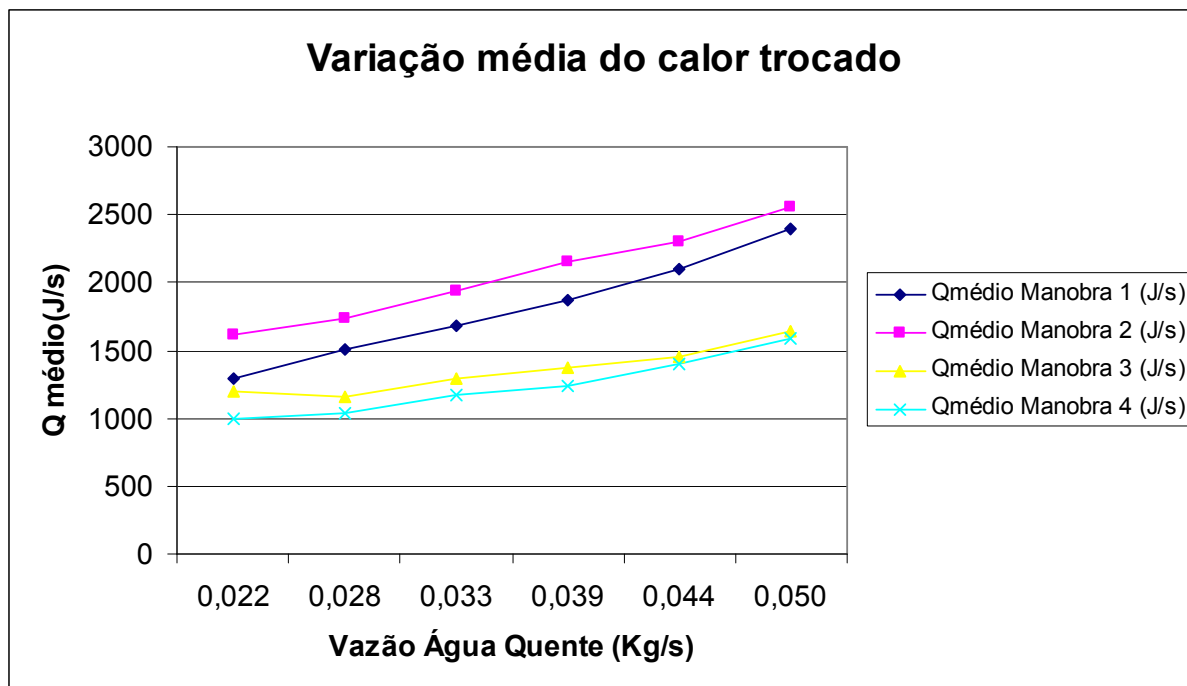


Figura 55 – Variação média da quantidade de calor trocado no interior do trocador de calor mantendo vazão de água fria constante.

Vemos que o comportamento do calor trocado segue uma tendência conforme esperado, o resultado que não era esperado é o fato do calor trocado na manobra **“Fluido aquecido passando por fora da serpentina e fluido fluir passando por dentro no sentido contrário”** ser menor do calor trocado na manobra **“Fluido aquecido passando por fora da serpentina e fluido não aquecido passando por dentro no mesmo sentido”**.

Isso pode ser explicado pelo fato das manobras onde o fluido escoar por fora da serpentina, o escoamento tende a ocorrer pela parte superior do casco, ocasionando uma estratificação do campo de temperaturas no caso, isso ocorre pela própria diferença de densidade entre os fluidos quente e frio.

Levando em consideração o fato dos valores de troca de calor nessas duas situações serem próximos, dentro da incerteza das medições, essa tendência de escoamento pela parte superior impacta de forma considerável no resultado final do experimento.

2.18 Principais Dificuldades Encontradas

Uma dificuldade encontrada nos experimentos foi o fato da variabilidade da vazão da água do laboratório que alimenta todo o circuito, isso cria uma dificuldade na leitura.

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

A tendência de estratificação do campo de temperatura pela parte de cima do casco principalmente quando o fluido aquecido escoar por fora da serpentina. Esse fato foi observado durante os ensaios onde toda a parte inferior do casco estava fria enquanto a parte superior estava muito quente.

Foi observada uma grande dificuldade de manutenção onde grande parte do equipamento tem que ser desmontado para corrigir um possível vazamento ou outra substituição desejada.

REFERÊNCIAS

- [1] INCROPERA, Frank P./ WITT, David P.de. LTC Editora S.A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5ª ed. Rio de Janeiro, 2003.
- [2] ANJOS, Vitor Luiz Rigoti de. **Relatório Experimental**. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, 2004.
- [3] RODRIGUES, Woldson Manoel. **Transferência de Calor em Serpentinhas**. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, 2002.

ANEXO I

TERMOPARES

Os Termopares são os sensores de maior uso industrial para a medição de temperatura. Eles cobrem uma faixa bastante extensa de temperatura que vai de - 200 a 2300°C aproximadamente, com uma boa precisão e repetibilidade aceitável, tudo isto a um custo que se comparado com outros tipos de sensores de temperatura são mais econômicos.

Teoria Termoelétrica

O fenômeno da termoelectricidade foi descoberto em 1821 por T.J. Seebeck, quando ele notou que em um circuito fechado formado por dois condutores metálicos e distintos A e B, quando submetidos a um diferencial de temperatura entre as suas junções, ocorre uma circulação de corrente elétrica (i).

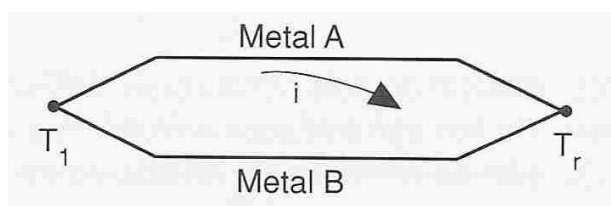


Figura 56 - Efeito Seebeck

A existência de uma força eletro-motriz (fem) E_{AB} no circuito é conhecida como Efeito Seebeck, e este se produz pelo fato de que a densidade de elétrons livres num metal, difere de um condutor para outro e depende da temperatura.

Quando este circuito é interrompido, a tensão do circuito aberto (Tensão de Seebeck) torna-se uma função das temperaturas das junções e da composição dos dois metais.

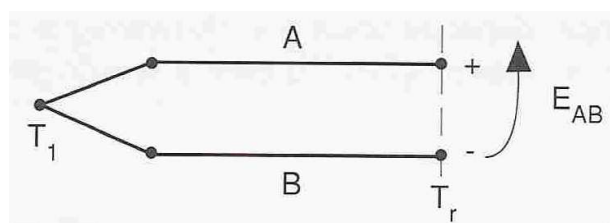


Figura 57 - Tensão de Seebeck

Denominamos a junção na qual está submetida à temperatura a ser medida de Junção de medição(ou junta quente) e a outra extremidade que vai ligar no instrumento medidor de Junção de referência (ou junta fria).

Quando a temperatura da junção de referência (T_r) é mantida constante, verifica-se que a fem térmica (E_{AB}) é uma função da temperatura da junção de medição (T_1). Isto permite utilizar este circuito como um medidor de temperatura, pois conhecendo-se a T_r e a fem gerada, determina-se a T_1 .

$$E_{AB} = f(\Delta T)$$

$$E_{AB} = E_{T_1} - E_{T_r}$$

Definição de Termopar

O aquecimento de dois metais diferentes com temperaturas diferentes em suas extremidades, gera o aparecimento de uma fem (da ordem de mV). Este princípio conhecido como efeito Seebeck propiciou a utilização de termopares para a medição de temperatura.

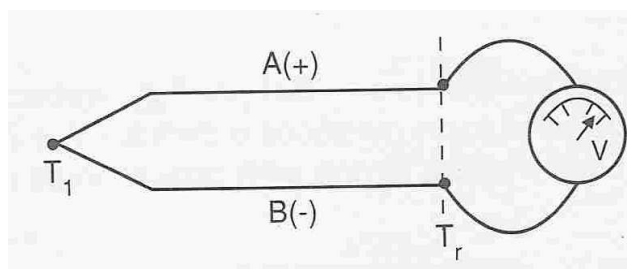


Figura 58 - Esquema de um termopar

Um termopar ou par termoelétrico consiste de dois condutores metálicos de natureza distinta, na forma de metais puros ou ligas homogêneas. Os fios são soldados em um extremo ao qual se dá o nome de junção de medição; a outra extremidade, junção de referência é levada ao instrumento medidor por onde flui a corrente gerada.

Convencionou-se dizer que o metal A é o positivo e B é o negativo, pois a tensão e corrente geradas são na forma contínua (cc).

Compensação da Temperatura Ambiente (T_r)

Como dito anteriormente, para se usar o termopar como medidor de temperatura, é necessário conhecer a fem gerada e a temperatura da junção de referência T_r , para sabermos a temperatura da junção de medição T_1 .

$$E = E_{T_1} - E_{T_r}$$

Portanto não podemos encontrar a temperatura T_1 a não ser que saibamos quanto é a temperatura T_r . Uma maneira de se determinar a temperatura T_r (ponto de conexão do termopar ao instrumento de medida) é forçá-la para um valor conhecido, como por exemplo 0°C .

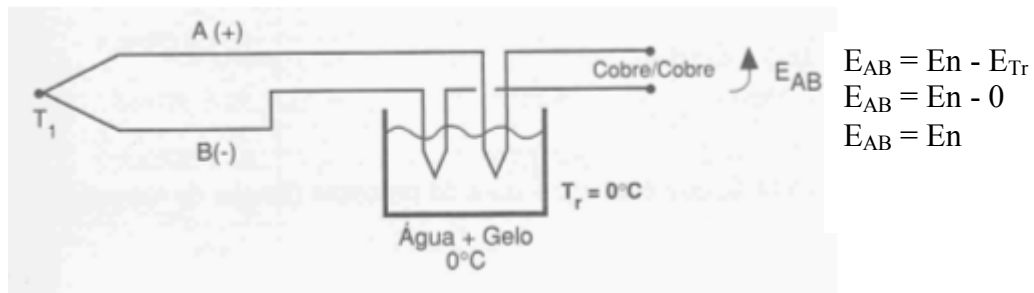


Figura 59 - Compensação da Temperatura Ambiente

Ao colocarmos as extremidades do termopar a zero graus (banho de gelo), o sinal gerado pelo sensor só dependerá da temperatura T_1 do meio a ser medido, pois a tensão gerada a 0°C é zero mV. Então a fem lida no instrumento será diretamente proporcional a temperatura T_1 (junção de medição).

$$E = E_{T_1} - E_{T_r}$$

$$E = E_{T_1} - E_{0^\circ\text{C}} \quad (\text{como } E_{0^\circ\text{C}} = 0\text{mV})$$

$$E = E_{T_1} \rightarrow T_1$$

Portanto acha-se o valor da temperatura T_1 .

O banho de gelo ainda é muito usado em laboratórios e indústrias, pois consiste num método relativamente simples e de grande precisão.

Hoje dispositivos alternativos foram desenvolvidos para simular automaticamente uma temperatura de 0°C, chamada de compensação automática da junção de referência ou da temperatura ambiente.

Nestes instrumentos encontra-se um sensor de temperatura que pode ser um resistor, uma termoresistência, termistor, diodo, transistor ou mesmo um circuito integrado que mede continuamente a temperatura ambiente e suas variações, adicionando ao sinal que chega do termosensor uma mV correspondente à diferença da temperatura ambiente para a temperatura de 0°C.

Ex: Termopar tipo K sujeito a 100°C na junção de medição e 25°C na borneira do instrumento (junção de referência)

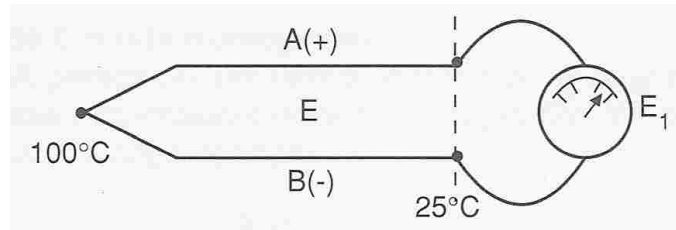


Figura 60 - Termopar Tipo K

$$E = E_{100} - E_{25}$$

$$E = 4,095 - 1,000 = 3,095\text{mV}$$

Se não existisse a compensação, o sinal de 3,095mV seria transformado em indicação de temperatura pelo instrumento e corresponderia a aproximadamente 76°C; bem diferente dos 100°C a qual o termopar está submetido (erro de -24°C).

Como no instrumento medidor, está incorporado um sistema de compensação da temperatura ambiente, este gera um sinal como se fosse um outro termopar que chamamos de E_1 :

$$E_1 = E_{25} - E_0 = E_{25} \quad (\text{sinal gerado pelo circuito de compensação})$$

$$E_1 = 1,000\text{mV}$$

O sinal total que será convertido em temperatura pelo instrumento será a somatória do sinal do termopar e da compensação, resultando na indicação correta

da temperatura na qual o termopar está submetido (independendo da variação da temperatura ambiente).

$$E_{\text{total}} = E + E_1$$

$$E_{\text{total}} = 3,095 + 1,000 = 4,095 \text{ mV}$$

$$E_{\text{total}} = 4,095 \text{ mV} \Rightarrow 100^\circ\text{C}$$

A indicação do instrumento será de 100°C , que é a temperatura do processo (junção de medição do termopar).

CONVERSÃO DE TENSÃO PARA TEMPERATURA

Como a relação fem X temperatura de um termopar não é linear, o instrumento indicador deve de algum modo linearizar o sinal gerado pelo sensor.

No caso de alguns instrumentos analógicos (como registradores), a escala gráfica do instrumento não é linear acompanhando a curva do termopar; e em instrumentos digitais usa-se ou a tabela de correlação fem X temperatura, armazenada em memória ou uma equação matemática que descreve a curva do sensor.

Esta equação é um polinômio, que a depender da precisão requerida pode alcançar uma ordem de até 9° grau.

Equação matemática genérica de um termopar:

$$T = a_0 + a_1 \cdot X^1 + a_2 \cdot X^2 + a_3 \cdot X^3 + \dots + a_n \cdot X^n$$

Onde: T: a temperatura

a: o coeficiente de cada termopar

x: a milivoltagem gerada

n: a ordem do polinômio

Listamos abaixo os coeficientes de vários tipos de termopar:

	Tipo E	Tipo J	Tipo K	Tipo R	Tipo S	Tipo T
	Níquel-Cromo(+) Versus Cobre-Níquel(-)	Ferro(+) Versus Cobre-Níquel(-)	Níquel-Cromo(+) Versus Níquel-Alumínio(-)	Platina - 13% Ródio(+) Versus Platina(-)	Platina - 10% Ródio(+) Versus Platina(-)	Cobre (+) Versus Cobre-Níquel(-)
	-100°C a 1000°C ±0,5°C 9ª ordem	0°C a 760°C ±0,1°C 5ª ordem	0°C a 1370°C ±0,7°C 8ª ordem	0°C a 1000°C ±0,5°C 8ª ordem	0°C a 1750°C ±1°C 9ª ordem	-160°C a 400°C ±0,5°C 7ª ordem
a_0	0,104967248	-0,048868252	0,226584602	0,263632917	0,927763167	0,100860910
a_1	17189,45282	19873,14503	24152,10900	179075,491	169526,5150	25727,94369
a_2	-282639,0850	-218614,5353	67233,4248	-48840341,37	-31568363,94	-767345,8295
a_3	12695339,5	11569199,78	2210340,682	1,90002E + 10	8990730663	78025595,81
a_4	-448703084,6	-264917531,4	-860963914,9	-4,82704E + 12	-1,63565E + 12	-9247486589
a_5	1,10866E + 10	2018441314	4,83506E + 10	7,62091E + 14	1,88027E + 14	6,97688E + 11
a_6	-1,76807E + 11		-1,18452E + 12	-7,20026E + 16	-1,37241E + 16	-2,66192E + 13
a_7	1,71842E + 12		1,38690E + 13	3,71496E + 18	6,17501E + 17	3,94078E + 14
a_8	-9,19278E + 12		-6,33708E + 13	-8,03104E + 19	-1,56105E + 19	
a_9	2,06132E + 13				1,69535E + 20	

Tabela 11 - Conversão de Tensão para Temperatura

TIPOS E CARACTERÍSTICAS DOS TERMOPARES:

Foram desenvolvidas diversas combinações de pares de ligas metálicas com o intuito de se obter uma alta potência termoelétrica (mV/°C) para que seja deletável pelos instrumentos de medição, aliando-se ainda às características de homogeneidade dos fios, resistência à corrosão, relação razoavelmente linear entre temperatura e tensão entre outros, para que se tenha uma maior vida útil do mesmo.

Podemos dividir os termopares em 3 grupos:

- Termopares de Base Metálica ou Básicos
- Termopares Nobres ou a Base de Platina
- Termopares Novos

Os termopares de base metálica ou básicos são os termopares de maior uso industrial, em que os fios são de custo relativamente baixo e sua aplicação admite um limite de erro maior.

As nomenclaturas adotadas estão de acordo com as normas IEC 584-2 de julho de 1982.

* Tipo T

- Composição: Cobre (+) / Cobre – Níquel (-)

O fio negativo cobre – níquel é conhecido comercialmente com Constantan.

- Faixa de utilização: -200 a 350°C

- Características:

Estes termopares são resistentes à corrosão em atmosferas úmidas e são adequados para medidas de temperatura abaixo de zero. Seu uso no ar ou em ambientes oxidantes é limitado a um máximo de 350°C devido à oxidação do fio de cobre. Podem ser usados em atmosferas oxidantes (excesso de oxigênio), redutoras (rica em hidrogênio, monóxido de carbono), inertes (neutras) e no vácuo; na faixa de -200 a 350°C.

-Identificação da Polaridade:

O cobre (+) é avermelhado e o cobre – níquel (-) não.

- Aplicação:

Sua maior aplicação está em indústrias de refrigeração e ar condicionado e baixas temperaturas em geral.

* Tipo J

- Composição: Ferro (+) / Cobre – Níquel (-)

O fio negativo cobre – níquel é conhecido comercialmente como Constantan.

- Faixa de Utilização: -40 a 750 °C

- Características:

Estes termopares são adequados para uso no vácuo, em atmosferas oxidantes, redutoras e inertes. A taxa de oxidação do fio de ferro é rápida acima de

540°C e o uso em tubos de proteção é recomendado para dar uma maior vida útil em altas temperaturas.

O termopar do tipo J não deve ser usado em atmosferas sulfurosas (contém enxofre) acima de 540°C. O uso de temperaturas abaixo de 0°C não é muito recomendado, devido à rápida ferrugem e quebra do fio de ferro, o que torna seu uso em temperaturas negativas menor que o tipo T.

Devido à dificuldade de obtenção de fios de ferro com alto teor de pureza, o termopar tipo J tem custo baixo e é um dos mais utilizados industrialmente.

- Identificação da Polaridade:

O ferro (+) é magnético e o cobre – níquel (-) não.

- Aplicação:

Indústrias em geral em até 750°C.

* Tipo E

- Composição: Níquel – Cromo (+) / Cobre – Níquel (-)

O fio positivo cobre – cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo cobre – níquel é conhecido como Constantan.

- Faixa de Utilização: -200 a 900 °C

- Características:

Estes termopares podem ser usados em atmosferas oxidantes e inertes. Em atmosferas redutoras, alternadamente oxidante e redutora e no vácuo, não devem ser utilizados pois perdem suas características termoelétricas.

É adequado para uso em temperaturas abaixo de zero, desde que não esteja sujeito a corrosão em atmosferas úmidas.

O termopar tipo E é o que apresenta a maior geração de mV/°C do que todos os outros termopares, o que o torna útil na detecção de pequenas alterações de temperatura.

- Identificação de Polaridade:

O níquel – cromo (+) é mais duro que o cobre – níquel (-).

- Aplicação:

Uso geral até 900°C.

Nota: Os termopares tipo T, J e E tem como fio negativo a liga Constantan, composto de cobre e níquel, porém a razão entre estes dois elementos varia de acordo com as características do fio positivo (cobre, ferro e níquel - cromo). Portanto o constantan do fio negativo não deve ser intercambiado entre os três tipos de termopares.

* Tipo K

- Composição: Níquel – Cromo (+) / Níquel – Alumínio(-)

O fio positivo níquel – cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo níquel – alumínio é conhecido como Alumel. O alumel é uma liga de níquel, alumínio, manganês e silício.

- Faixa de Utilização: -200 a 1200 °C

- Características:

Os termopares tipo K são recomendáveis para uso em atmosferas oxidantes ou inertes no seu range de trabalho. Por causa de sua resistência à oxidação, são melhores que os do tipo T, J e E e por isso são largamente usados em temperaturas superiores a 540°C.

Podem ser usados ocasionalmente em temperaturas abaixo de zero graus.

O termopar de Níquel – Cromo (ou Cromel) / Níquel – Alumínio (ou Alumel) como também é conhecido, não deve ser utilizado em:

1. Atmosferas redutoras ou alternadamente oxidante e redutora.
2. Atmosferas sulfurosas, pois o enxofre ataca ambos os fios e causa rápida ferrugem e quebra do termopar.
3. Vácuo, exceto por curtos períodos de tempo, pois o cromo do elemento positivo pode vaporizar causando descalibração do sensor.
4. Atmosferas que facilitem a corrosão chamada de “Green-Root”. Green-Root, oxidação verde, ocorre quando a atmosfera ao redor do

termopar contém pouco oxigênio, como por exemplo dentro de um tubo de proteção longo, de pequeno diâmetro e não ventilado.

Quando isto acontece os fios ficam esverdeados e quebradiços, ficando o fio positivo (cromel) magnético e causando total descalibração e perdas de sua características.

O green-root pode ser minimizado aumentando o fornecimento de oxigênio através do uso de um tubo de proteção de maior diâmetro ou usando um tubo ventilado.

Outro modo é de diminuir a porcentagem de oxigênio para um valor abaixo do qual proporcionará a corrosão. Isto é feito inserindo-se dentro do tubo um “getter” ou elemento que absorve oxigênio e vedando-se o tubo.

O “getter” pode ser por exemplo uma pequena barra de titânio.

- Identificação da Polaridade:

O níquel – cromo (+) não atrai imã e o níquel – alumínio (-) é levemente magnético.

-Aplicação:

É o termopar mais utilizado na indústria em geral devido a grande faixa de atuação 1200°C.

Os termopares nobres são aqueles cujas ligas são constituídas em platina. Possuem um custo elevado devido ao preço do material nobre, baixa potência termoelétrica e uma altíssima precisão dada a grande homogeneidade e pureza dos fios.

*Tipo S

-Composição: Platina 90% - Ródio 10% (+) / Platina (-)

* Tipo R

- Composição: Platina 87% - Ródio 13% (+) / Platina (-)

- Faixa de utilização: 0 a 1600°C

- Características:

Os termopares tipo S e R são recomendados para uso em atmosferas oxidantes ou inertes no seu range de trabalho.

O uso contínuo em altas temperaturas causa excessivo crescimento de grãos, os quais podem resultar numa falha mecânica do fio de platina (quebra do fio), e também tornar os fios susceptíveis à contaminação, o que causa a redução da fem gerada.

Mudanças na calibração também são causadas pela difusão ou volatilização do ródio do elemento positivo para o fio de platina pura do elemento negativo.

Todos estes efeitos tendem a causar heterogeneidades, o que tira o sensor de sua curva característica.

Os termopares tipo S e R não devem ser usados no vácuo, em atmosferas redutoras ou atmosferas com vapores metálicos a menos que bem protegidos com tubos protetores e isoladores cerâmicos de alumina. A exceção é o uso de tubo de proteção de platina (tubete) que pode ser do mesmo material que não contamina os fios e dá a proteção necessária aos termoelementos.

Estes sensores apresentam grande precisão e estabilidade em altas temperaturas, sendo usados como sensor padrão na aferição de outros termopares.

Não deve ser utilizado em temperaturas abaixo de zero, pois sua curva fem X temperatura varia irregularmente.

A diferença entre os termopares do tipo S e R está somente na potência termoelétrica gerada. O tipo R gera um sinal aproximadamente 11% maior que o tipo S.

- Identificação da Polaridade:

Os fios positivos PtRh 10% e PtRh 13% são mais duros que o fio de platina pura (fio negativo).

- Aplicação:

Seu uso está em processos com temperaturas elevadas ou onde é exigida grande precisão como indústrias de vidro, cerâmicas, siderúrgicas entre outras.

* Tipo B

- Composição: Platina 70% - Ródio 30% (+) / Platina 94% - Ródio 6% (-)

- Faixa de utilização: 600 a 1700°C

- Características:

O termopar tipo B é recomendado para uso em atmosferas oxidantes ou inertes. É também adequado para curtos períodos de vácuo.

Não deve ser aplicado em atmosferas redutoras nem aquelas contendo vapores metálicos, requerendo tubo de proteção cerâmico como os tipos S e R.

O tipo B possui maior resistência mecânica que os tipos S e R, e sob certas condições apresenta menor crescimento de grão e menor drift de calibração que o S e R.

Sua potência termoelétrica é muitíssima baixa, o que torna sua saída, em temperaturas de até 50°C, quase nula.

É o único termopar que não necessita de cabo compensado para sua ligação com o instrumento receptor, fazendo-se o uso de cabos de cobre comuns (até 50°C).

- Identificação de Polaridade:

O fio de platina 70% - Ródio 30% (+) é mais duro que o platina 94% - Ródio 6% (-).

- Aplicação:

Seu uso é em altas temperaturas como indústria vidreira e outras.

* Tipo N (Nicrosil / Nisil)

Níquel – cromo – silício (+) / níquel – silício (-)

Este termopar desenvolvido na Austrália tem sido aceito e aprovado mundialmente, estando inclusive normalizado pela ASTM, NIST (NBS) e ABNT.

Este novo par termoelétrico é um substituto ao termopar tipo K, apresentando um range de -200 a 1200°C, uma menor potência termoelétrica em relação ao Tipo K, porém uma maior estabilidade, menor drift x tempo, excelente resistência a corrosão e maior vida útil. Resiste também ao “green-root”.

Seu uso não é recomendado no vácuo

Apresentamos abaixo, um gráfico da variação da fem versus temperatura para os vários tipos de termopares existentes:

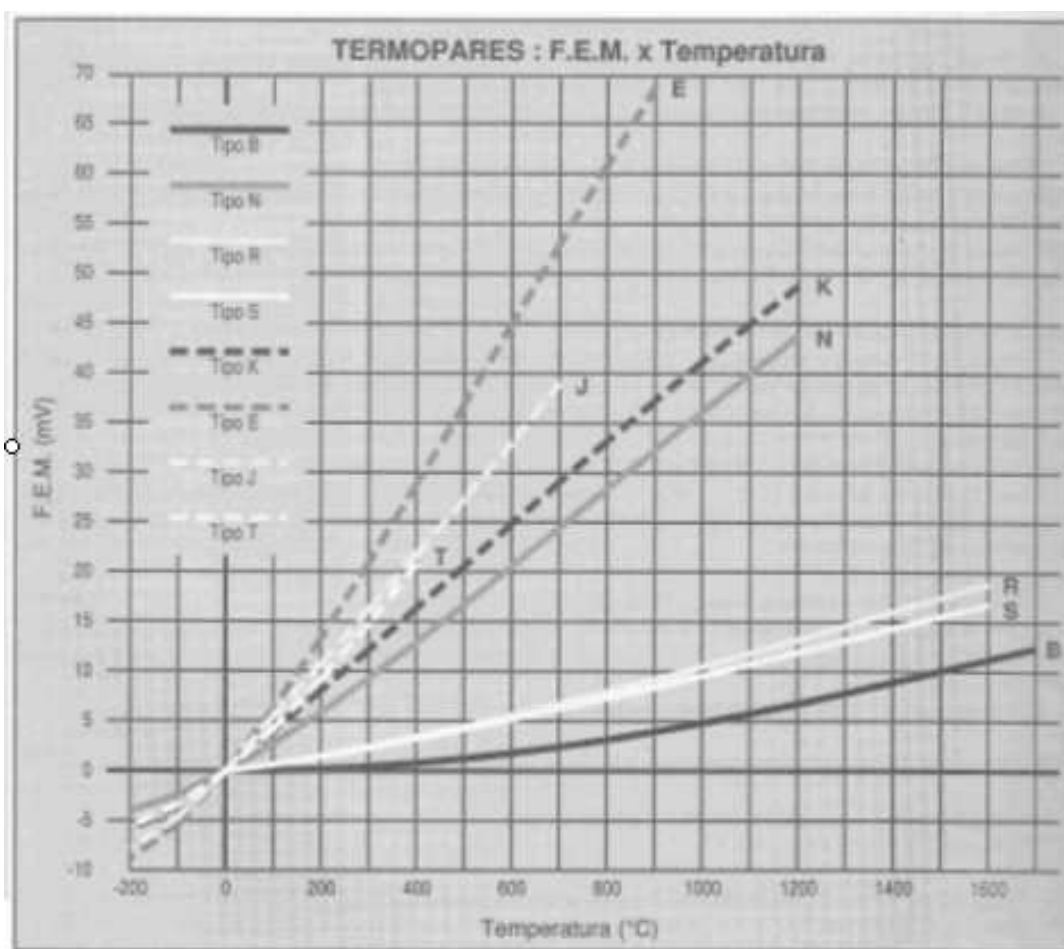


Figura 61 - Termopares: F.E.M X Temperatura

Limites de Erros dos Termopares

Entende-se por erro de um termopar, o máximo desvio que este pode apresentar em relação a um padrão, que é adotado como padrão absoluto.

Este erro pode ser expresso em graus Celsius ou em porcentagem da temperatura medida, adotar sempre o que der maior.

A tabela abaixo fornece os limites de erros dos termopares, conforme recomendação da norma ANSI MC 96.1 – 1982, segundo a IPTS-68.

Tipo de Termopar	Faixa de Temp.	Limites de Erro	
		Standard (Escolher o Maior)	Especial (Escolher o Maior)
T	0 a 350°C	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ou $0,4\%$
J	0 a 750°C	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
E	0 a 900°C	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,5\%$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
K	0 a 1250°C	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,4\%$
S e R	0 a 1450°C	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,25\%$	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,1\%$
B	800 a 1700°C	$\pm 0,5\%$	-
T	-200 a 0°C	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 1,5\%$	-
E	-200 a 0°C	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 1\%$	-
K	-200 a 0°C	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 2\%$	-

Tabela 26 - Limites de Erros dos Termopares

Apesar destes limites de erros atenderem a norma IEC 584-2 de 1982 e ainda serem utilizados, apresentamos a revisão feita em junho de 1989 da IEC 584-2.

Segundo esta norma internacional IEC 584-2 de 1989, foi adotado em diversos países do globo, inclusive adotado pela ABNT tornando-se uma NBR, as seguintes tolerâncias e faixas de trabalho para os termopares, todos eles referenciados a zero graus Celsius.

Limites de erros para termopares convencionais e minerais segundo a norma IEC 584-2 (Revisão junho de 1989)

Tipos de Termopares	Classe 1 (Especial)	Classe 2 (Standard)	Classe 3 (Standard)
Tipo T			
Range	-40 a 125°C	-40 a 133°C	-67 a 40°C
Tolerância	±0,5°C	±1,0°C	±1,0°C
Range	125 a 350°C	133 a 350°C	-200 a -67°C
Tolerância	±0,4%	±0,75%	±1,5%
Tipo E			
Range	-40 a 375°C	-40 a 333°C	-167 a 40°C
Tolerância	±1,5°C	±2,5°C	±2,5°C
Range	375 a 800°C	333 a 900°C	-200 a -167°C
Tolerância	±0,4%	±0,75%	±1,5%
Tipo J			
Range	-40 a 375°C	-40 a 333°C	-
Tolerância	±1,5°C	±2,5°C	-
Range	375 a 750°C	333 a 750°C	-
Tolerância	±0,4%	±0,75%	-
Tipos K / N			
Range	-40 a 375°C	-40 a 333°C	-167 a +40°C
Tolerância	±1,5°C	±2,5°C	±2,5°C
Range	375 a 1000°C	333 a 1200°C	-200 a -167°C
Tolerância	±0,4%	±0,75%	±1,5%
Tipos S/R			
Range	0 a 1100°C	0 a 600°C	-
Tolerância	±1,0°C	±1,5°C	-
Range	110 a 1600°C	600 a 1600°C	-
Tolerância	±[1 + 0,003 (t - 1100)]°C	±0,25%	-
Tipo B			
Range	-	-	600 a 800°C
Tolerância	-	-	±4,0°C
Range	-	600 a 1700°C	800 a 1700°C
Tolerância	-	±0,25%	±0,5%

Tabela 27 - Limites de Erros para Termopares Convencionais e Minerais

UNIÃO DA JUNÇÃO DE MEDIÇÃO

A junção de medição (junta quente) de um termopar pode ser obtida por qualquer método que dê a solidez necessária e um bom contato elétrico entre os dois fios, sem contudo alterar as características termoelétricas dos mesmos, podendo estes serem torcidos ao redor do outro antes da solda (junção torcida) ou simplesmente serem encostados um no outro para ser soldado depois (junção de topo).

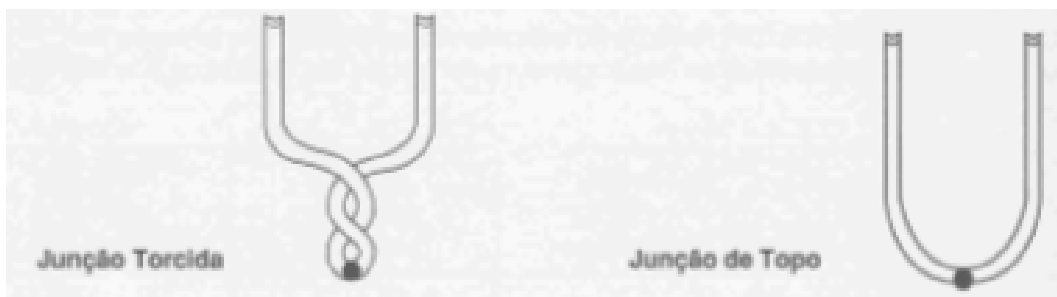


Figura 62 - Junções de Termopares

Para os termopares de base metálica como os tipo E, T, J e K, deve-se inicialmente lixar as pontas dos fios antes da solda. Já para os termopares nobres, não há necessidade de se preparar a superfície, entretanto deve-se tomar muito cuidado na manipulação dos fios, evitando a contaminação por óleo, suor ou poeira.

Entre as diferentes maneiras de se realizar um bom contato elétrico na junção de medição do termopar, a solda é a mais utilizada, porque assegura uma ligação perfeita dos fios por fusão dos metais do termopar.

Com exceção da solda prata, não é colocado nenhum outro material metálico para se realizar a solda, tendo somente a fusão dos metais. O único inconveniente da soldagem é, se a chama do maçarico não estiver bem regulada, pode contaminar os criando heterogeneidades; o que pode tirar o termopar da sua curva de calibração.

Lembrar que numa solda feita a maçarico oxi-acetileno, se a porcentagem de oxigênio for muito pequena, tem-se uma chama com características redutoras, o que é prejudicial aos termopares do tipo E, K, S, R e B. O ajuste do tipo de chama adequado é muitas vezes dado pela coloração da chama.

Além do maçarico, pode-se usar solda TIG, resistência (caldeamento) ou arco plasma.

ANEXO II

Fixação dos Termopares da Aleta Cilíndrica

A aleta foi fixada em furos feitas na aleta conforme figura a seguir:

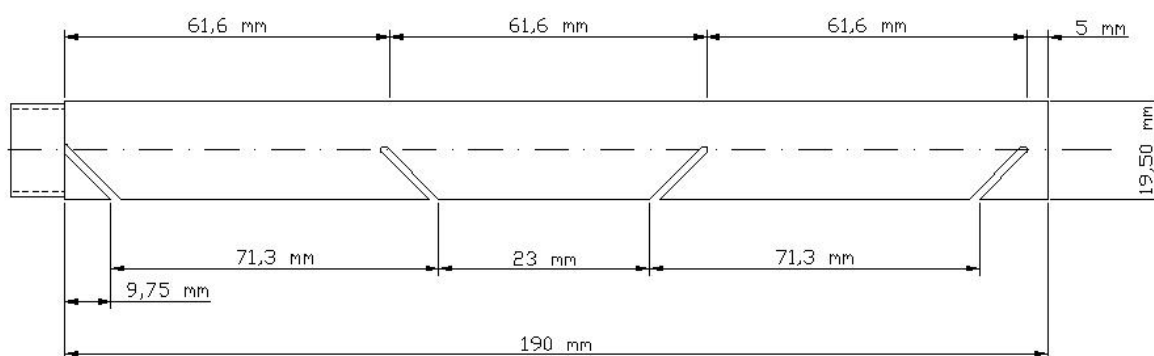


Figura 63 – Esquema de fabricação dos furos para alocação dos termopares.

Os furos foram feitos em 45° até o centro da aleta. Os termopares foram fixados através de um pulsão aplicado na superfície da aleta de forma que o termopar fique fixo e não rompa.

ANEXO III

Calibração dos Termopares da Aleta Cilíndrica

Para a aferição dos termopares foi utilizada a técnica de aferição absoluta ou por pontos fixos.

A aferição Absoluta ou por Pontos Fixos baseia-se na verificação do sinal gerado por um termopar em vários pontos fixos de temperatura como pontos de solidificação, ebulição e pontos triplos de substâncias puras.

Para a realização da aferição coloca-se o sensor a ser aferido nestes pontos fixos e faz-se a leitura do sinal gerado com um multímetro. O sinal lido é comparado com o valor conhecido do ponto fixo, verificando-se qual é o erro ou desvio do sensor em relação ao ponto fixo.

Para tanto, foi utilizada a água como substância pura, e os pontos fixos escolhidos foram os de solidificação (0°C), ebulição da água (100°C) e a temperatura ambiente registrada no momento da calibração (28 °C). Todas as temperaturas foram medidas através de um termômetro de mercúrio.

Os resultados foram anotados e tabelados conforme tabela a seguir:

Tabela 28 – Valores das medidas dos termopares nas temperaturas de referência.

Condição	T ∞	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄
0°	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
Média	0°C	0°C	0°C	0°C	0°C
T ∞	28°C	26°C	26°C	26°C	26°C
	28°C	26°C	26°C	26°C	26°C
	28°C	26°C	26°C	26°C	26°C
Média	28°C	26°C	26°C	26°C	26°C
100°	100°C	99°C	98°C	99°C	99°C
	100°C	99°C	99°C	99°C	99°C
	100°C	99°C	99°C	99°C	98°C
Média	100°C	99°C	99°C	99°C	99°C

De posse desses dados, um gráfico foi gerado mostrando as medidas dos termopares em relação às medidas reais.

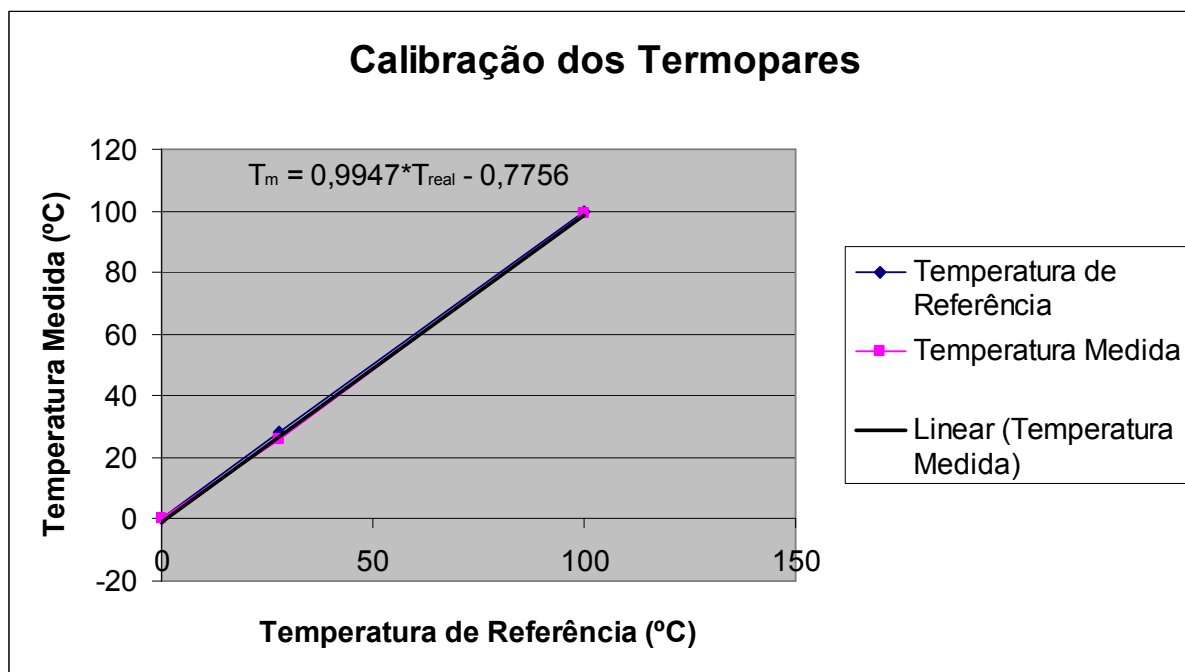


Figura 64 – Comportamento da leitura dos termopares comparada as temperaturas de referência.

A equação descrita no gráfico relaciona a temperatura lida nos termopares com as reais equivalentes.

ANEXO IV

Calibração dos Rotâmetros

A aferição dos rotômetros segue a mesma metodologia utilizada na aferição dos termopares da aleta cilíndrica.

Os pontos fixos utilizados para a comparação foram medidos através da medida do tempo que a vazão selecionada demora a encher a marca de 1 litro em um balde calibrado. Para cada vazão selecionada, foram feitas 3 leituras e retiradas a média para minimizar os erros de medição.

Os pontos fixos e leitura dos rotômetros estão resumidos na tabela a seguir:

Tabela 29 – Valores das medidas dos tempos de vazão.

Volume (mililitros)	Tempo (s)	Vazão	Vazão dos Rotômetros (L/H)
1000	19,31	V ₁	180
1000	19,72	V ₂	180
1000	19,47	V ₃	180
1000	23,00	V ₁	160
1000	22,84	V ₂	160
1000	22,59	V ₃	160
1000	25,47	V ₁	140
1000	25,66	V ₂	140
1000	25,84	V ₃	140
1000	29,81	V ₁	120
1000	30,09	V ₂	120
1000	29,91	V ₃	120
1000	36,59	V ₁	100
1000	36,72	V ₂	100
1000	36,75	V ₃	100
1000	45,78	V ₁	80
1000	46,34	V ₂	80
1000	46,19	V ₃	80
1000	62,38	V ₁	60
1000	62,16	V ₂	60
1000	62,22	V ₃	60
1000	93,90	V ₁	40

1000	94,06	V_2	40
1000	93,98	V_3	40

Tabela 30 – Valores médios dos tempos de vazão.

Volume (mililitros)	Tempo (s)	Vazão	Vazão dos Rotâmetros (L/H)
1000	19,50	V_f	180
1000	22,81	V_f	160
1000	25,66	V_f	140
1000	29,94	V_f	120
1000	36,69	V_f	100
1000	46,10	V_f	80
1000	62,25	V_f	60
1000	93,98	V_f	40

Tabela 31 – Quadro comparativo entre vazões medidas e lidas.

Vazão Medida (L/H)	Vazão dos Rotâmetros (L/H)	Erro Percentual
184,62	180	2,50%
157,83	160	-1,38%
140,31	140	0,22%
120,25	120	0,21%
98,13	100	-1,91%
78,09	80	-2,45%
57,83	60	-3,76%
38,31	40	-4,42%

No gráfico a seguir, estão plotados os valores medidos e os lidos nos rotâmetros:

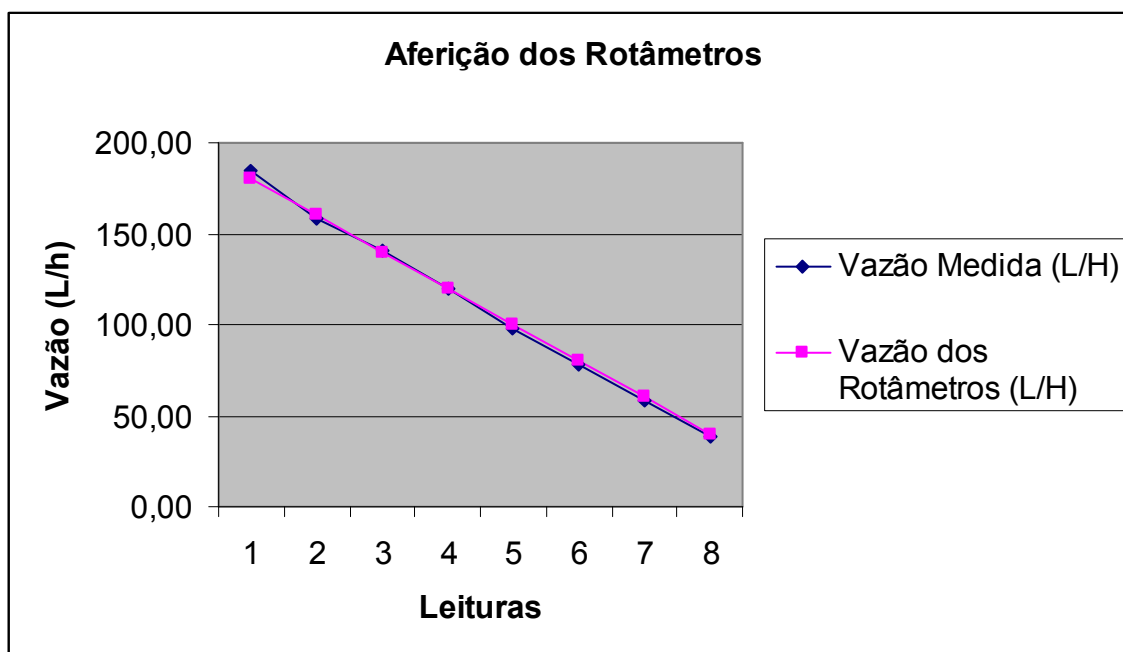


Figura 65 – Comportamento das vazões medidas comparando com as leituras dos rotômetros.

Conforme apresentado nas tabelas e no gráfico, a leitura dos rotômetros apresenta uma medida muito satisfatória com valores bem próximos dos reais. Portanto, não necessita de correção na leitura feita no rotômetro.