

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COECI - COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA CIVIL  
CURSO DE ENGENHARIA CIVIL

MANUELA SOARES KAPP

**PERDA DE CARGA EM AQUECEDORES DE PASSAGEM DO TIPO  
SERPENTINA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

TOLEDO  
2018

MANUELA SOARES KAPP

**PERDA DE CARGA EM AQUECEDORES DE PASSAGEM DO TIPO  
SERPENTINA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Civil, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Msc. Calil Abumanssur

TOLEDO

2018



---

## TERMO DE APROVAÇÃO

Título do Trabalho de Conclusão de Curso de N° 137

### **Perda de Carga em Aquecedores de Passagem do Tipo Serpentina**

por

**Manuela Soares Kapp**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado às 14:50 h do dia **08 de Junho de 2018** como requisito parcial para a obtenção do título **Bacharel em Engenharia Civil**. Após deliberação da Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados, o trabalho foi considerado **APROVADO**.

---

Profª Msc. Silvana da Silva  
(UTFPR – TD)

---

Profª Msc. Patricia Cristina Steffen  
(UTFPR – TD)

---

Prof Msc. Calil Abumanssur  
(UTFPR – TD)  
Orientador

---

Visto da Coordenação  
Prof. Dr Fúlvio Natércio Feiber  
Coordenador da COECI

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao professor Msc. Calil Abumanssur pelo apoio, conhecimento e dedicação com esse trabalho.

A todos os professores que me ajudaram e ensinaram ao longo do curso e contribuíram para a minha formação.

Aos professores da banca examinadora pela contribuição no estudo.

Agradeço aos técnicos Marcos e Wilson pela ajuda na realização do ensaio, sempre com soluções para facilitar o andamento do projeto. A UTFPR pela concessão do espaço e matérias para a realização do trabalho.

Aos amigos que me apoiaram, incentivaram e estiveram ao meu lado. Principalmente, Danielly e Ana Claudia que fizeram com que todas as dificuldades que apareciam se tornassem menores e mais positivas.

Por fim, prestar os meus mais puros e sinceros agradecimentos a minha família pelo apoio e incentivo, desde o início da graduação até a realização deste projeto.

## RESUMO

Para o correto dimensionamento dos sistemas prediais de água quente em que os aquecedores de passagem, do tipo serpentina são os responsáveis pelo aquecimento da água, é necessário considerar as perdas de carga que acontecem nesses aparelhos. As perdas de carga ocorrem na passagem do fluido pela serpentina, tubulação de cobre que troca calor com a água e com a câmara de combustão do aquecedor. Não existem fórmulas específicas definitivas para este tipo de perda de carga, dessa forma, a prática da engenharia se utiliza do conhecimento do projetista para saber esse valor. Diante deste contexto, este trabalho teve como objetivo, medir experimentalmente a perda de carga que acontece nos aquecedores de passagem, do tipo serpentina, e também comparar com esses valores coletados, os dados obtidos por meio das formulações de Darcy-Weisbach e Fair-Whipple-Hsiao. Foram realizados ensaios com dois aquecedores, a fim de avaliar a quantidade de perda de carga em relação a variação de vazão de água que passava pela serpentina. Foi confirmado que quanto maior a vazão em escoamento pelo aquecedor maior será a perda de carga. Analisado os resultados da perda de carga experimental, comparativamente com a perda de carga resultante das fórmulas de Darcy-Weisbach e Fair-Whipple-Hsiao, detectou-se uma grande diferença entre esses valores.

**Palavras-chave:** Perda de carga. Aquecedores. Serpentina. Água quente.

## ABSTRACT

For the correct design of the hot water systems in which the heaters of the serpentine type are responsible for heating the water, it is necessary to consider the load losses that occur in these devices. The load losses occur in the passage of the fluid through the serpentine, copper tubing that is encased in the combustion chamber of the heater. There are no specific definitive formulas for this type of load loss, so the engineering practice uses the designer's knowledge to know this value. In this context, the objective of this work was to measure experimentally the load loss that occurs in the passage heaters, to make the serpentine type, and also to compare with the values collected with the values obtained through the Darcy-Weisbach and Fair -Whipple - Hsiao equations. Tests must be made with two heaters, in order to evaluate the amount of pressure loss in relation to the water flow variation that passed through the serpentina. It was confirmed that the higher the flow through the heater, the greater the loss of load. Analyzing the results of the experimental load loss, compared to the loss of charge resulting from the Darcy-Weisbach and Fair-Whipple-Hsiao formulas, a large difference was detected between these values.

**Keywords:** Load losses. Heaters. Serpentine. Hot water.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Regimes de escoamentos típicos.....	19
Figura 2 – Aquecedor de passagem .....	30
Figura 3 – Materiais do experimento .....	34
Figura 4 – Aquecedor 1 .....	35
Figura 5 – Aquecedor 2 .....	35
Figura 6 – Manômetros de entrada e saída.....	36
Figura 7 – Hidrômetro .....	36
Figura 8 – Inversor de Frequência .....	37
Figura 9 – Bomba do ensaio .....	38
Figura 10 – Caixa d'água .....	38
Figura 11 – Tubulações do experimento .....	39
Figura 12 – Registro de entrada de 32 mm com União .....	39
Figura 13 – Serpentina do aquecedor .....	40
Figura 14 – Esquema do ensaio.....	40
Figura 15 – Tubulações de entrada e saída da água e registro de entrada da água no sistema.....	41
Figura 16 – Registro de saída da água do sistema .....	41

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Variação de “v” da água doce com a temperatura.....	18
Tabela 2 – Dados da serpentina .....	45
Tabela 3 – Primeira medição das vazões .....	45
Tabela 4 – Fatores de perda de carga dos dois aquecedores com dados da primeira medição.....	46
Tabela 5 – Perda de carga contínua para o aquecedor 1 .....	47
Tabela 6 – Perda de carga contínua para o aquecedor 2 .....	49



# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	11
1.1 OBJETIVOS .....	12
1.1.1 Objetivo geral .....	12
1.1.2 Objetivos específicos.....	12
1.2 JUSTIFICATIVA .....	12
1.3 LIMITAÇÕES DA PESQUISA.....	13
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	14
2.1 PERDA DE CARGA.....	14
2.1.1 Fatores da perda de carga .....	15
2.1.1.1 Comprimento e Diâmetro interno .....	15
2.1.1.2 Rugosidade .....	15
2.1.1.3 Vazão .....	16
2.1.1.4 Viscosidade .....	16
2.1.1.5 Tipos de escoamento .....	18
2.1.2.1 Escoamento Laminar.....	19
2.1.2.2 Escoamento Turbulento.....	20
2.1.2.2.1 Regime turbulento para condutos lisos.....	21
2.1.2.2.2 Regime turbulento de transição para condutos rugosos.....	22
2.1.2.2.3 Regime de turbulência plena para condutos rugosos.....	24
2.2 FÓRMULAS PARA O CÁLCULO DA PERDA DE CARGA .....	25
2.2.1 Fórmula de Darcy- Weisbach .....	26
2.2.2 Fórmula de perda de carga para o Regime Laminar .....	27
2.2.3 Fórmula de Hazen- Willians .....	27
2.2.4 Fórmula de Flamant .....	28
2.2.5 Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao.....	28
2.3 SISTEMAS PREDIAIS DE ÁGUA QUENTE.....	29
2.3.1 Aquecedores de passagem.....	30
2.3.2 Pressão .....	32
2.3.3 Condutos forçados .....	32
2.3.4 Convecção .....	32
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	34
3.1 MATERIAIS .....	34
3.1.1 Aquecedores .....	35
3.1.2 Manômetro .....	36
3.1.3 Hidrômetro.....	36
3.1.4 Inversor de frequência.....	37
3.1.5 Bomba d'água .....	37
3.1.6 Caixa d'água .....	38
3.1.7 Tubulações.....	38
3.1.8 Registros .....	39
3.1.9 Serpentina .....	40
3.2 CONSTRUÇÃO DO ENSAIO .....	40
3.3 ETAPAS DO ENSAIO .....	42
3.3.1 Coleta dos dados .....	42
3.3.2 Análise dos dados .....	43
3.3.2.1 Vazão Experimental .....	43

3.3.2.2 Perda de carga experimental .....	43
3.3.2.3 Área e comprimento da serpentina .....	43
3.2.2.4 Velocidade da água.....	43
3.2.2.5 Perda de carga unitária pela fórmula de Darcy- Weisbach .....	44
3.3.2.6 Perda de carga unitária pela fórmula de Fair-Whipple-Hsiao .....	44
3.3.2.7 Perda de carga contínua .....	44
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>45</b>
4.1 DO AQUECEDOR 1.....	46
4.2 DO AQUECEDOR 2.....	49
<b>5. CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>52</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>53</b>
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>57</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>68</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas prediais de água quente estão presentes nos mais diversos tipos de imóveis e o correto dimensionamento das redes hidráulicas de água quente interferem diretamente no funcionamento e qualidade de utilização da água nos pontos de consumo.

Nas redes de água quente, que utilizam os aquecedores de passagem a gás como o meio de aquecer a água, é necessário levar em conta um importante parâmetro no dimensionamento dessa rede, a perda de carga.

A perda de carga que acontece nessas redes pode ser definida como a dissipação de energia causada pelas resistências que ocorrem em oposição ao movimento da água, e é influenciada por diversos parâmetros, como diâmetro, comprimento e material do tubo pelo qual ela escoar, pela velocidade e viscosidade da água que passa através da tubulação. Para correlacionar todos esses parâmetros e calcular a perda de carga, surgiram as equações experimentais e racionais para a perda de carga.

Essa perda de carga acontece, pois é necessário que água passe pelo aquecedor de passagem para o seu aquecimento. Para que a água seja aquecida, há troca de calor com a serpentina, que consiste em um tubo de cobre pelo qual a água passará dentro do aquecedor e fica envolta da câmara de combustão, onde ocorrerá a troca de calor com a câmara. Ou seja, a serpentina serve como um intermédio para o aquecimento, na qual ocorre troca de calor por meio da convecção, tanto com a câmara de combustão quanto com a água.

Por conta dessa perda de carga que acontece nos aquecedores de passagem, a quantificação correta desse valor é de ampla importância para o dimensionamento das redes de água quente. O valor da pressão resultante no ponto de consumo de água é diretamente influenciada por essa perda, interferindo nos cálculos das redes de distribuição.

Analisando a relevância do tema abordado, o estudo da perda de carga em aquecedores de passagem do tipo serpentina busca avaliar a quantidade de energia de pressão que a água perde ao passar pelo aquecedor durante seu aquecimento.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é identificar a perda de carga que ocorre quando a água fria passa por um aquecedor de passagem, do tipo serpentina, para o seu aquecimento.

### 1.1.2 Objetivos específicos

Como objetivos gerais específicos, tem-se:

- Obter os valores de vazão e pressão da água na entrada e saída do aquecedor.
- Determinar do coeficiente de perda de carga (f) da Equação Universal de Perda de Carga.
- Determinar o número de Reynolds e o regime do escoamento.
- Obter o gráfico da relação entre vazão e perda de carga.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O aquecedor de passagem, do tipo serpentina é um dos aparelhos mais utilizados para o aquecimento da água em diversas edificações.

Esse sistema de aquecimento é feito com a passagem de água através de uma serpentina, tubo que fica envolto na câmara de combustão, sendo que esse fluxo de água irá promover uma perda de carga, a qual depende da vazão e do diâmetro da serpentina do aquecedor.

Conhecer essa perda de carga no sistema de aquecimento é necessária para se dimensionar adequadamente a rede de distribuição tanto de água fria, quanto a de água quente nas edificações que utilizam os aquecedores de passagem do tipo serpentina como meio de aquecimento da água. Caso essas redes não sejam dimensionadas de forma correta, a água pode chegar com uma pressão no ponto de consumo insatisfatória, comprometendo a qualidade com que a água será distribuída para o usuário.

Para a quantidade de perda de carga que acontece quando a água passa pelo aquecedor para seu aquecimento, nenhum referencial teórico é encontrado. O valor da perda de carga utilizado na prática da engenharia depende do conhecimento do projetista ou da recomendação dos fabricantes. Sabendo a real quantidade de pressão que se perde no processo de aquecimento da água, os projetistas podem utilizar esses dados para um dimensionamento adequado da rede.

### 1.3 LIMITAÇÕES DA PESQUISA

As medições tanto da vazão e velocidade serão feitas em relação a água que vem da caixa d'água, ou seja, o fluido estará em temperatura ambiente. Logo, os cálculos serão apenas com os dados referentes a água fria.

A perda de carga não será calculada em relação a água quente em razão da dificuldade em encontrar o valor correto para a viscosidade cinemática, o que interfere diretamente no valor do número de Reynolds e assim em todo o cálculo da perda de carga, sendo esse o fator limitante para a presente pesquisa.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PERDA DE CARGA

Em um fluido ideal, a energia total em qualquer ponto ao longo do fluxo é constante, pois não se gasta energia para mover parcelas do fluido de uma seção para outra. Já para um fluido real, ocorre um gasto de energia ao mover as partículas do fluido ao longo do conduto, de modo que a energia total deve diminuir à medida que uma parcela se move a jusante (JOBSON; FROEHLICH, 1988).

A diferença de energia que acontece nos fluidos naturais ou reais, segundo Azevedo Netto (1998) possui dois principais responsáveis, a viscosidade e o atrito interno. Em consequência dessas forças de atrito, os fluidos escoam dissipando energia e assim acarretando uma perda de carga no sistema. A maneira como ocorre o escoamento do líquido, sendo um escoamento laminar ou turbulento também é parte determinante da perda de carga.

Essa perda de carga que acontece no transporte dos líquidos nos condutos, é definida como a dissipação de energia causada pelas resistências que ocorrem em oposição ao movimento da água. Essas resistências são causadas pelo atrito das partículas de água entre si e com as paredes dos tubos (SILVESTRE, 1979).

O choque das moléculas deve-se ao fato da água estar em um regime turbulento fazendo com que ocorra um movimento desordenado dessas partículas ocasionando choque entre elas (CARVALHO; SILVA, 2008).

Sobre a resistência ao atrito da água com as paredes do tubo, Barral (2016) fala que quando as partículas entram em contato com a parede adquirem a velocidade da parede, ou seja, velocidade nula, e passam a influir nas partículas vizinhas através da viscosidade e da turbulência, dissipando energia.

E as perdas de carga que acontecem nos condutos, ainda podem ser classificadas de duas maneiras, em perda de carga contínua, que leva em conta apenas a perda ao longo da tubulação e em perda de carga localizada, que acontece nas conexões e aparelhos (BAPTISTA, 2012).

## 2.1.1 Fatores da perda de carga

A perda de carga contínua depende, segundo a NBR 5626 (ABNT, 1998), do comprimento e diâmetro interno do tubo, rugosidade da superfície interna, vazão e viscosidade.

### 2.1.1.1 Comprimento e Diâmetro interno

Comprimento é a extensão entre duas extremidades, no sentido longitudinal e o diâmetro interno ou diâmetro útil varia de acordo com a espessura da parede do tubo, quanto maior a espessura menor o diâmetro interno (RIBEIRO, 2007).

### 2.1.1.2 Rugosidade

A rugosidade é entendida como sendo o estado de aspereza da superfície, sendo determinada pelo processo e ferramenta de fabricação, caracterizada por protuberâncias e irregularidades na superfície (ROCHA, 2014).

Os tubos podem ser lisos ou ásperos. O parâmetro que diferencia essas duas classificações é o tamanho das irregularidades que acontecem na superfície do conduto, quantificadas por meio dos parâmetros relacionados a altura e largura dessas divergências. Condutos com pequenas irregularidades, são classificados como lisos, como tubos de vidros. Canalizações com alta frequência de grandes divergências são classificados em tubos ásperos ou rugosos (ROCHA, 2014).

Apesar das diferentes características das duas classificações, um mesmo conduto pode ser liso para um fluido e rugoso para outro ou ainda para um único fluido, o tubo pode ser liso para velocidades baixas e rugoso nas maiores (BASTOS, 1983).

Ao analisar a rugosidade das paredes dos tubos, Azevedo Netto (1998) especifica alguns fatores que devem ser levados em conta na verificação dessa propriedade, sendo eles o material e o processo de fabricação do tubo, o comprimento de cada cano, o estado de conservação das paredes do conduto e existência de revestimentos especiais.

Apesar de serem valores pré-estabelecido, Porto (2006) enfatiza que as rugosidades dos tubos são de difícil especificação devido aos diferentes métodos de

fabricação utilizados na produção, por isso existem variações nos valores, o que pode prejudicar ou dificultar a obtenção dos valores dos fatores de atrito para os tubos.

Os valores das rugosidades dos tubos comerciais para os principais materiais utilizados na condução de água são tabeladas e constam no Anexo A.

### 2.1.1.3 Vazão

Vazão é definida como o volume de um fluido que passa por uma tubulação durante determinado tempo, ou ainda como o produto da área da seção transversal do tubo pela velocidade média, sendo representada pela letra  $Q$ , conforme Equação (1) (BASTOS, 1983).

$$Q = A \cdot U \quad (1)$$

Sendo:

$Q$  = Vazão do fluido ( $m^3/s$ );

$A$  = Área da seção transversal do tubo ( $m^2$ );

$U$  = velocidade média das partículas ( $m/s$ ).

### 2.1.1.4 Viscosidade

“Viscosidade é a resistência do fluido à deformação, devida principalmente às forças de coesão intermolecular. Essa propriedade só é evidenciada com o escoamento do fluido, apresentando menor fluidez os fluidos de alta viscosidade e vice-versa” (BAPTISTA, 2010).

Ou seja, tanto a viscosidade, como a fluidez são propriedades inerentes de cada fluido, que estão profundamente ligadas as forças intermoleculares e independem do material sólido em que estão em contato. Quanto maior essas forças, mais as moléculas ficam unidas, dificultando o movimento do fluido. (BASTOS, 1983).

Nas substâncias no estado líquido, essas forças de coesão entre as moléculas acontecem devido à proximidade delas. Ao se movimentar o fluido terá dificuldade por causa das forças de coesão, como se existisse um atrito interno (BOABAID NETO, 2011).



Para exemplificar a fluidez, compara-se as forças intermoleculares da água e do benzeno. As forças que atuam na água são as ligações de hidrogênio, forma mais forte entre as forças intermoleculares. Já o benzeno, possui interações do tipo de forças de London, mais fracas que as ligações de hidrogênio. Desta forma, o benzeno irá fluir mais facilmente do que a água, por possuir forças intermoleculares mais fracas e assim possuir uma viscosidade menor do que a água (FELICIANO, 2014).

“Os efeitos da viscosidade serão tanto maiores quanto menor for a inércia do fluido, ou seja, quanto menor for a sua massa específica. Então, é útil estabelecer a razão entre a viscosidade dinâmica do fluido e sua massa específica” (BASTOS, 1983).

Viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) é um coeficiente característico do fluido, em determinada temperatura e pressão (ÇENGEL, 2007).

A massa específica ( $\rho$ ) ou densidade absoluta é definida como a quantidade de matéria contida na unidade de volume de uma substância qualquer (BASTOS, 1983).

O coeficiente de viscosidade cinemática ( $\nu$ ) é a razão entre essas duas grandezas, e é calculado pela Equação (2). Varia com a temperatura devido ao fato de que ao elevar a temperatura, o fluido aumentara de volume e assim diminui a massa específica (BASTOS, 1983).

A variação da viscosidade cinemática da água em relação a temperatura encontra-se na Tabela 1.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2)$$

Sendo:

$\nu$  = coeficiente de viscosidade cinemática ( $m^2/s$ );

$\mu$  = coeficiente de viscosidade dinâmica ( $N.s/m^2$ );

$\rho$  = massa específica ( $kg/m^3$ ).

**Tabela 1- Variação de “ $\nu$ ” da água doce com a temperatura**

Temperatura C°	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s) 10 <sup>-9</sup>	Temperatura C°	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s) 10 <sup>-9</sup>
0	1792	40	657
2	1673	50	556
4	1567	60	478
5	1519	70	416
10	1308	80	367
15	1146	90	328
20	1007	100	296
30	804		

Fonte: Azevedo Netto (1998).

#### 2.1.1.5 Tipos de escoamento

“Tomando-se como referência o escoamento de um determinado fluido sobre uma placa de comprimento semi-infinito, observa-se a ocorrência de dois regimes distintos quanto à estrutura das linhas de fluxo, laminar e o turbulento” (RESENDE, 2007).

As classificações dos escoamentos em laminar e turbulento deve-se aos experimentos realizados por Reynolds, em 1883. Segundo White (2002 apud Silva et al., 2017) Reynolds chegou nesses escoamentos da seguinte maneira:

Em 1883, Reynolds realizou um experimento para avaliar o escoamento de fluidos. Para observar com clareza, utilizou uma tubulação transparente por onde escoava um fluido transparente e que pudesse ser acompanhado de um filete de corante no centro do escoamento. Foram testadas diferentes vazões a fim de observar o comportamento do fluido de acordo com a vazão empregada. Reynolds verificou que em baixas vazões o filete de corante apresentava-se em escoamento laminar, enquanto que em vazões maiores, o escoamento tornava-se turbulento e o filete de corante não mais apresentava a configuração linear (WHITE, 2002, p. 358 apud SILVA et al., 2017, p.3-4).

Com os experimentos, Reynolds verificou que correlacionando os comportamentos inerciais e os viscosos que acontecem nos líquidos, a mudança de escoamento dependia do parâmetro agora chamado de Número de Reynolds, conforme Equação (3). Esse parâmetro sofre interferência direta da inércia, pois em líquidos muito viscosos, a inércia é desprezível e assim tem-se valores baixos para o número de Reynolds, já os líquidos que escoam devido a grandes forças inerciais, como os que se encontram em regimes turbulento, possuem o número de Reynolds alto (PEREIRA, 2010).

$$R_e = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (3)$$

Sendo:

$R_e$  = número de Reynolds;

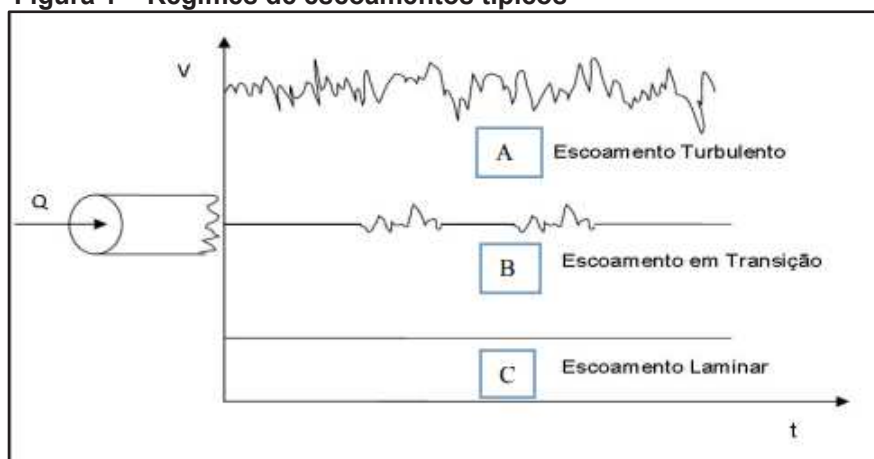
$\nu$  = coeficiente de viscosidade cinemática (m<sup>2</sup>/s);

$U$  = velocidade média do escoamento (m/s);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

Para o regime laminar o número de Reynolds deve ser inferior a 2000 e para o turbulento superior a 4000. O regime turbulento é sub-dividido em outros dois tipos: turbulento de transição e turbulência plena. Na Figura 1, observa-se o comportamento dos fluxos desses três tipos de escoamento (ANDRADE; CARVALHO, 2001).

**Figura 1 – Regimes de escoamentos típicos**



Fonte: SILVA et al., 2017.

### 2.1.2.1 Escoamento Laminar

O regime laminar possui um fluxo estável, as camadas fluidas se movem sem se misturar e fluem suavemente após os obstáculos em seu caminho (IDEL'CHIK, 1966).

Segundo Jobson e Froehlich (1988) é um escoamento mais característico de fluidos viscosos ou pelo menos um fluxo no qual a viscosidade desempenha um papel significativo.

Um dos parâmetros que diferenciam os cálculos realizados para os diferentes escoamentos é o fator de atrito ou coeficiente de perda de carga  $f$ . Para obter o coeficiente de perda de carga em condutos forçados em regime laminar, a Equação de Hagen-Poiseuille (4) é a mais utilizada. Essa equação surgiu dos estudos de Gotthilf Hagen, um engenheiro hidráulico, que em 1839 publicou um artigo sobre o fluxo de água em tubos de forma cilíndrica. E também dos estudos do médico e físico francês Jean-Louis-Marie Poiseuille que se assemelhava muito aos estudos realizados por Hagen, pois o médico havia formulado uma expressão matemática para o fluxo laminar de fluidos em tubos circulares. Com ambos os estudos se chegou a equação de Hagen-Poiseuille, que descreve o coeficiente de perda de carga que ocorre para um fluxo laminar em um tubo com seção circular (MOREIRA, 2008).

$$f = \frac{64}{R_e} \quad (4)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

#### 2.1.2.2 Escoamento Turbulento

O escoamento turbulento é definido como um escoamento irregular em que não se observa uma frequência definida ou qualquer padrão observável (JOBSON; FROELICH, 1988).

Segundo Porto (2006), o fluxo turbulento da água deve-se ao fato de as partículas moverem-se em trajetórias irregulares, com movimento aleatório, produzindo uma transferência de quantidade de movimento entre as regiões do fluido.

Para esse regime de escoamento e para os condutos rugosos, o fator de atrito  $f$  não depende apenas do número de Reynolds, diferentemente do regime laminar, depende também da rugosidade relativa equivalente (razão entre a altura média da rugosidade do tubo e o diâmetro do tubo), essa relação foi obtido por experimentos em que se utilizava superfícies artificialmente enrugadas (em geral colocando grãos de areia de tamanho conhecido nas superfícies internas dos tubos) (GRASSIA, 2007).

O regime turbulento é dividido em dois tipos: de transição e turbulência plena. A rugosidade interfere nos valores desse escoamento e por isso também se divide as equações em condutos rugosos e lisos.

#### 2.1.2.2.1 Regime turbulento para condutos lisos

Os condutos lisos são definidos como condutos em que as irregularidades são completamente cobertas pela camada laminar (BASTOS, 1983).

Nesses condutos, o tamanho das asperezas não influencia na turbulência do escoamento e o coeficiente de perda de carga acaba dependendo apenas do Número de Reynolds, não havendo qualquer influência da rugosidade (CARDOSO; FRIZZONE, 2007).

Blasius, em 1903, propôs a primeira correlação entre o coeficiente de perda de carga  $f$  e o número de Reynolds, formulando a fórmula empírica (5) para os condutos lisos. É válida para  $4000 \leq R_e \leq 10^5$  (WHITE, 2002).

$$f = 0,316 \cdot (R_e)^{-0,25} \quad (5)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

A fórmula de Von Kàrmàn- Prandtl (6) é outra expressão utilizada para calcular o coeficiente de perda de carga, em que se utilizou tanto bases teórica quanto experimental. É válida para  $10^4 \leq R_e \leq 3,4 \times 10^6$  e  $R_e \sqrt{f} > 800$  e os resultados são praticamente iguais aos de Blasius (BAPTISTA, 1980).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{f}} \quad (6)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

Nikuradse, em 1932, através de inúmeras experiências chegou a expressão (7) para  $f$  em condutos lisos em regime turbulento. A variação dos resultados entre von Kármán-Prandtl e Nikuradse são ínfimas (BASTOS, 1983).

$$f = 0,0032 + 0,221(R_e)^{-0,237} \quad (7)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

Bastos (1983) cita outra fórmula para o coeficiente de perda de carga, a de Konakov que é expressa através da equação (8).

$$f = (1,8 \cdot \log R_e - 1,5)^{-2} \quad (8)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

#### 2.1.2.2.2 Regime turbulento de transição para condutos rugosos

O escoamento de transição acontece em regiões em que o escoamento flutua entre o regime laminar e turbulento, antes de virar um escoamento totalmente turbulento (ÇENGEL, 2007).

O número de Reynolds para o regime de transição fica entre os valores de 2000 e 4000. A fórmula de Prandtl-Colebrook (9) é uma das expressões utilizada para o cálculo do coeficiente de perda de carga em regimes de transição (BASTOS, 1983).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \cdot \log \left( \frac{2 \cdot k}{D} + \frac{18,7}{R_e \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (9)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

Outra fórmula também utilizada é a de Moody, que surgiu da necessidade de conseguir deixar de forma explícita o coeficiente de perda de carga  $f$ . Anteriormente, em 1944, ele havia já criado o Ábaco de Moody para a determinação de  $f$ , entretanto queria uma fórmula em que se pudesse explicitar o coeficiente  $f$ , surgindo assim, em 1947, a Equação (10), que somente é válida para regimes entre  $4000 < R_e < 10^7$  (MADEIRA, 2006).

$$f = 0,0055 \cdot \left[ 1 + \left( 20000 \cdot \frac{k}{D} + \frac{10^6}{R_e} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (10)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

Em 1939, Colebrook em colaboração com White combinou as relações matemáticas representativas do escoamento turbulento rugoso e do regime turbulento para condutos lisos, fazendo com que houvesse uma cobertura da zona de transição. Os resultados experimentais utilizados por Colebrook-White, foram todos obtidos com tubos comerciais, em que a rugosidade era natural e heterogênea (BAPTISTA, 1980).

A fórmula de Colebrook-White, conforme Equação (11), é válida apenas para regime com número de Reynolds entre  $3000 < R_e < 10^8$ . Pode-se utilizar essa equação

para o regime de transição, já que fica dentro do intervalo do número de Reynolds que caracteriza esse escoamento ( $2000 < R_e < 4000$ ) (BAPTISTA, 2010).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (11)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

#### 2.1.2.2.3 Regime de turbulência plena para condutos rugosos

Segundo Bastos (1983) no regime de turbulência plena, as irregularidades são muito grandes em relação à espessura da camada laminar e assim acaba perfurando essa camada, aumentando e mantendo o escoamento turbulento.

Nikuradse, em experimentos no qual os condutos eram de vidro e a rugosidade artificial era conseguida colando-se grãos de areia nas paredes desses tubos, esses grãos tinham como função uniformizar a rugosidade no interior do tubo. Dessa maneira, consegui para o regime de turbulência plena em condutos rugosos, chegar na Equação (12), também conhecida como fórmula de von Karman (MADEIRA, 2006).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{k}{3,7 \cdot D} \right) \quad (12)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds.

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).



Com a composição da fórmula de Colebrook-White (10), de Nikuradse tanto a de condutos lisos (7), quanto a de condutos rugosos (12), Swamme e Jain criaram a Equação (13), válida para  $5 \times 10^3 \leq R_e \leq 10^8$  (BAPTISTA, 2010).

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \cdot \left( \frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (13)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds;

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

E o pesquisador Barr, utilizando as mesmas equações que Swamme e Jain, chegou a Equação (14), válida para  $R_e$  acima de  $10^5$  (BAPTISTA, 2010).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{k/D}{3,7} + \frac{5,13}{R_e^{0,89}} \right) \quad (14)$$

Sendo:

$f$  = coeficiente de perda de carga;

$R_e$  = número de Reynolds;

$k$  = rugosidade absoluta do tubo (m);

$D$  = diâmetro do conduto (m).

## 2.2 FÓRMULAS PARA O CÁLCULO DA PERDA DE CARGA

Segundo Azevedo Netto (1998), Darcy e outros pesquisadores realizaram diversas experiências com tubos de seção circular para observar o comportamento dos fluidos em escoamento e chegaram à conclusão que a perda de carga ao longo dos condutos são:

- diretamente proporcional ao comprimento do conduto;

- proporcional a uma potência da velocidade;
- inversamente proporcional a uma potência do diâmetro;
- função da natureza das paredes, no caso de regime turbulento;
- independente da pressão sob a qual o líquido escoar; e
- independente da posição da tubulação e do sentido de escoamento.

Desses diversos experimentos, surgiram inúmeras fórmulas experimentais e racionais para o cálculo da perda de carga.

### 2.2.1 Fórmula de Darcy- Weisbach

A equação de Darcy-Weisbach ou Universal envolve todas as variáveis responsáveis pela perda de carga, o que a torna uma das fórmulas mais completas para o cálculo de perda de carga nas tubulações. Sua fórmula é representada pela Equação (15), em que o fator de atrito  $f$  vai variar conforme o tipo de escoamento, gerando uma equação para cada regime (ZITTERELL et al., 2009).

Ainda segundo MAESTRI et al. (2008), a fórmula de Darcy-Weisbach não possui nenhuma restrição em relação ao escoamento e a rugosidade. Por isso é conhecida também como fórmula Universal, pois pode ser usada em todos os casos de cálculo de perda de carga em tubulações de seção circular.

$$J = \frac{f}{D} \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g} \quad (15)$$

Sendo:

$J$  = perda de carga unitária (m/m);

$U$  = velocidade média do escoamento (m/s);

$g$  = aceleração da gravidade (m<sup>2</sup>/s);

$D$  = diâmetro do conduto (m);

$f$  = coeficiente de perda de carga;

### 2.2.2 Fórmula de perda de carga para o Regime Laminar

A fórmula de perda de carga para o regime laminar deriva-se da Equação de Darcy-Weisbach (15), em que o coeficiente de perda de carga  $f$  será o do regime laminar, da Equação (4). Como esse fator depende apenas do número de Reynolds, substitui-se na Equação (4), os parâmetros do Número de Reynolds, que estão na Equação (3). Com todas as manipulações matemáticas, chega-se a fórmula de perda de carga para o regime laminar (16) (BASTOS, 1983)

$$J = \frac{32 \cdot \nu \cdot U}{g \cdot D^2} \quad (16)$$

Sendo:

$J$  = perda de carga unitária (m/m);

$\nu$  = coeficiente de viscosidade cinemática (m<sup>2</sup>/s);

$U$  = velocidade média do escoamento (m/s);

$g$  = aceleração da gravidade (m<sup>2</sup>/s);

$D$  = diâmetro do conduto (m);

### 2.2.3 Fórmula de Hazen- Willians

Essa fórmula talvez seja a mais utilizada nos países de influência americana, sendo expressa pela Equação (17). Ela originou-se de um trabalho experimental com grande número de tratamentos (vários diâmetros, vazões e materiais) e repetições (CARVALHO; SILVA, 2011).

Como a fórmula de Hazen-Williams é proveniente de dados obtidos por meio de experimentos, as suas condições de uso devem ser semelhantes as usadas nos ensaios originais, sendo assim o seu limite é para diâmetros de 50 mm a 3500 mm e a velocidade não deve ultrapassar 3 m/s (PINHEIRO,2014)

$$J = 10,65 \cdot \frac{Q^{1,85}}{C^{1,85} \cdot D^{4,87}} \quad (17)$$

Sendo:

$J$  = perda de carga unitária (m/m);

$D$  = diâmetro do conduto (m);

$C$  = coeficiente de rugosidade que depende da natureza e estado da parede do tubo;

$Q$  = vazão (m<sup>3</sup>/s).

#### 2.2.4 Fórmula de Flamant

“A fórmula de Flamant foi originalmente testada para tubos de parede lisa de uma maneira geral; posteriormente mostrou ajustar-se bem aos tubos de plástico de pequenos diâmetros, como o empregado em instalações prediais de água fria” (BAPTISTA, 2010).

A Equação (18) é recomendada para água em temperatura ambiente e diâmetro variando entre 12,5 mm e 100 mm (CARVALHO; SILVA, 2011).

$$J = 0,000824 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (18)$$

Sendo:

$J$  = perda de carga unitária (m/m);

$D$  = diâmetro do conduto (m);

$Q$  = vazão (m<sup>3</sup>/s).

#### 2.2.5 Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao

A norma NBR 5626:1998 recomenda a aplicação das fórmulas de Fair-Whipple-Hsiao para determinação das perdas de carga nas seguintes condições, conforme representado nas equações 19, 20, 21:

- Tubos de aço galvanizado e ferro fundido, conduzindo água fria

$$J = 0,002021 \cdot \frac{Q^{1,88}}{D^{4,88}} \quad (19)$$

- Tubos de cobre ou plástico, conduzindo água fria

$$J = 0,000859 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (20)$$

- Tubos de cobre ou latão, conduzindo água quente

$$J = 0,000692 \cdot \frac{Q^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (21)$$

Sendo:

$J$  = perda de carga unitária (m/m);

$D$  = diâmetro do conduto (m);

$Q$  = vazão (m<sup>3</sup>/s).

### 2.3 SISTEMAS PREDIAIS DE ÁGUA QUENTE

A água quente é proveniente do processo de transferência de calor gerada pelas fontes energéticas. A água será distribuída em uma dada temperatura, podendo haver reservação ou não, e essa distribuição de água quente deve chegar nos pontos de consumo com quantidade e temperatura adequadas sempre que necessário (ILHA; GONÇALVES; KAVASSAKI, 1994).

O aquecimento da água acontece através de três tipos de sistemas prediais de água quente. O primeiro é o sistema individual, em que não é preciso uma rede específica para água quente e atende um único ponto de utilização (ILHA; GONÇALVES; KAVASSAKI, 1994).

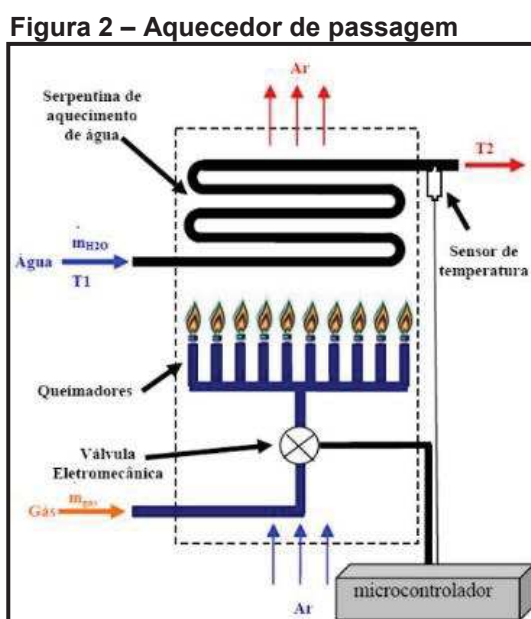
O segundo sistema é o central coletivo, em que todas as colunas de abastecimento de água quente do edifício, saem de uma central de aquecimento única (TAVARES, 2014).

O sistema central privado é o terceiro sistema predial utilizado, bastante encontrado em apartamentos e casas, sendo a água quente produzida para todos os aparelhos presentes no local (GHISI, 2005).

Na modalidade privado encontra-se os aquecedores de passagem e os de acumulação. Para os aquecedores de passagem, a água é aquecida conforme passa pela fonte de aquecimento, não havendo reservação e os de acumulação, reservam a água a ser aquecida (ILHA; GONÇALVES; KAVASSAKI, 1994).

### 2.3.1 Aquecedores de passagem

Para se ter água quente, tem-se que canalizar a água a partir de uma fonte de aquecimento até o ponto de consumo. Em algum momento, deve-se transmitir o calor para a água e se a transmissão for devido a passagem da água por algum elemento, pode-se dizer que o aquecimento acontece por causa dos aquecedores de passagem ou instantâneos, conforme Figura 2 (KIELING, 1996).



Fonte: Gutters (2011).

Esses aquecedores de passagem normalmente funcionam por meio do aquecimento a gás ou elétricos. Além disso, são considerados aquecedores de pressão, por funcionarem sujeitos às pressões do reservatório de abastecimento. (KIELING, 1996).

Os aquecedores de passagem a gás e principalmente o do tipo serpentina são os mais utilizados em apartamentos, por não exigirem reservatório e a água ser consumida de imediato (SUZUKI,2011).

Neste tipo de aquecedor de passagem, a água é aquecida a medida em que passa por um sistema de serpentina que fica envolta na câmara de combustão – local onde a chama piloto fica permanentemente acesa (KOMEKO, 2015).

A chama é mantida pela válvula de gás, que é a responsável por liberar o gás para o queimador, sempre que necessário. O acionamento dessa válvula acontece apenas quando há uma passagem da água com uma vazão e pressão mínimas de uso do aquecedor (KIELING, 1996).

Sempre que abrir um ponto de água quente, de forma automática a ignição é acionada e a passagem do gás para queimador principal é liberada, começando assim o processo de combustão do gás e geração do calor para o aquecimento da água. Depois do uso, fecha-se a passagem do gás e reinicia-se o processo sempre que necessário (KOMEKO, 2015).

No queimador ou câmara de combustão é onde acontece a mistura entre o ar e o combustível e seu rendimento está ligado a quantidade de gás queimado e aproveitado. O calor gerado pelo queimador é transferido à água através do trocador de calor, a serpentina, que está em contato direto tanto com o calor do queimador como com o da água, servindo de intermédio para o aquecimento. (KIELING, 1996).

A troca de calor entre os três elementos, queimador, serpentina e água deve-se ao fenômeno da convecção, que tem como característica buscar o equilíbrio térmico entre os elementos (KIELING, 1996).

O abastecimento da água fria que chega nesses aquecedores de passagem, é feita através de uma coluna exclusiva, independente das demais. Essa coluna de água deve possuir a entrada em uma cota superior ao do aquecedor, além de ter uma ventilação permanente par evitar o esvaziamento no caso de falta de água (ILHA; GONÇALVES; KAVASSAKI,1994).

Esses aquecedores não podem ser instalados em locais fechados e é exigido pelo menos um ponto de saída para os gases resultantes da queima e uma área bem ventilada, pois para haver queima, além do gás é necessário oxigênio (SUZUKI, 2011).

### 2.3.2 Pressão

A pressão é uma força exercida sobre uma superfície ou para líquidos e gases também pode ser definida como o resultado da força intermolecular sobre as paredes que os confinam (KIELING, 1996).

Para os aquecedores, os catálogos de produto informam três tipos de pressão, a mínima, ideal e máxima. A pressão mínima em geral permite o acionamento do aquecedor, porém com um rendimento inferior do prometido para o modelo. A pressão ideal é a que o aquecedor funciona conforme o esperado e a máxima é a especificada pela NBR-7198, tendo um valor de 40 mca (KIELING, 1996).

Para a medição da pressão local do fluido no interior do tubo, um dos equipamentos mais utilizados chama-se manômetro, que mede a pressão do fluido através do elemento primário do aparelho, o qual estará em contato direto ou indireto ao processo onde se tem as mudanças de pressão e traduzir através do elemento secundário, o transmissor de pressão, os valores mensuráveis dessas mudanças. A exibição dos resultados pode ser feita por meio de um display (eletrônico) ou por um ponteiro(mecânico) (CASSIOLATO, 2008).

### 2.3.3 Conduitos forçados

O escoamento da água em tubos é classificado como operando em conduto forçado, quando a pressão interna é diferente da atmosférica e as seções transversais são sempre fechadas e o fluido as enche completamente (SILVESTRE, 1979).

A serpentina, que fica ao redor da câmara de combustão é classificada como um conduto forçado. Resende (2007) fala que o fluido ao escoar em um conduto forçado terá variações nas pressões, devido as diversas elevações que existem na tubulação, na velocidade do escoamento e no atrito com o tubo.

### 2.3.4 Convecção

“Quando a transferência de energia ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento em virtude da diferença de temperatura entre eles, usamos o termo transferência de calor por convecção (CASTRO, 2006).”



Ao aquecer as moléculas de água, elas acabam dilatando-se, o que as deixam mais leves, fazendo com que subam e ocupem os lugares das moléculas frias, que são mais pesadas, que por sua vez descem e recebem calor, reiniciando o processo que acontece a cada instante (KIELING, 1996).

A câmara de combustão dos aquecedores de passagem fica envolta pela serpentina, o que gera uma transmissão de calor da câmara para a serpentina e que por sua vez transmitirá calor para a água fria, aquecendo-a. Esse aquecimento deve-se a convecção (KOMEKO, 2015).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O experimento foi instalado no Laboratório de Hidráulica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR no Campus de Toledo-PR.

O estudo foi realizado por meio da análise do sistema com o aquecedor de passagem do tipo serpentina, de onde todos os dados necessários para o cálculo da perda de carga são coletados.

#### 3.1 MATERIAIS

Na Figura 3 está numerado em itens todos os materiais utilizados no experimento. O item 1 é o aquecedor, no qual foram utilizados dois modelos diferentes no ensaio. Os itens 2 e 8 são os manômetros de saída e entrada do sistema, respectivamente. O material 3 é um hidrômetro e a caixa d'água é o item 4 da figura. Os itens 5 e 9 são as tubulações de saída e entrada, respectivamente. O registro que controla a entrada de água do sistema é o item número 6. O item 7 é a serpentina do aquecedor, o 10 e 11 são o inversor de frequência e a bomba d'água, respectivamente.

**Figura 3 – Materiais do experimento**



Fonte: Autoria Própria.

Cada equipamento tem sua fabricação diferenciada, mas todos obedecem às especificações que são mostradas nos tópicos abaixo.

### 3.1.1 Aquecedores

O primeiro aquecedor utilizado no experimento foi o da Figura 4, já usado. Segundo o fabricante, a vazão máxima de funcionamento de 16,5 L/min (0,275 L/s) e seu rendimento de 87,9%.

**Figura 4 – Aquecedor 1**



Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 5, o segundo modelo utilizado, novo. As especificações do fabricante são de 7 L/min e 85% de rendimento. Suas condições mínimas de pressão e vazão para o acendimento são de 1,0 mca e 1,5 L/min, respectivamente.

**Figura 5 – Aquecedor 2**



Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.2 Manômetro

Os manômetros foram instalados na entrada e saída de água do aquecedor e tem como função medir a pressão no local em que está instalado.

Os manômetros medem a pressão de 0 a 4,0 kgf/cm<sup>2</sup> ou de 0 a 60 psi. A escala de medição é de 0,05 kgf/cm<sup>2</sup> (1 psi), conforme mostrado na Figura 6.

**Figura 6 – Manômetros de entrada e saída**



Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.3 Hidrômetro

O hidrômetro foi instalado na saída de água do sistema, depois do manômetro de saída. Segundo o fabricante, o equipamento possui vazão máxima de 3 m<sup>3</sup>/h e diâmetro 20 mm nas duas saídas (Figura 7).

**Figura 7 – Hidrômetro**



Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.4 Inversor de frequência

O inversor de frequência, Figura 8, tem como principal objetivo controlar o número de rotações da bomba e assim controlar a vazão que chega no sistema. No ensaio, o inversor sempre funcionou a 60 Hz com 3500 rpm, máxima valor de rotação da bomba.

Figura 8 – Inversor de Frequência



Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.5 Bomba d'água

A bomba utilizada no experimento, segundo informações do fabricante, possui rotação de 3500 rpm sob 60 Hz, potência de 0,37 kW (0,5 cv) e voltagem de 220/380 V (Figura 9).

As pressões mínima e máxima indicadas para a bomba são de 8 e 20 m.c.a, respectivamente, e a pressão máxima sem vazão é 23 m.c.a.

A vazão mínima apontada pelo fabricante é de 3,4 m<sup>3</sup>/h ( 0,94 l/s) e a máxima de 7,7 m<sup>3</sup>/h (2,14 l/s). A entrada de recalque e sucção possuem 1 ¼ " ( 31,75 mm) de diâmetro.

**Figura 9 – Bomba do ensaio**

Fonte: Autorial Própria.

### 3.1.6 Caixa d'água

A caixa da água é possui capacidade de 100 litros conforme Figura 10.

**Figura 10 – Caixa d'água**

Fonte: Autorial Própria.

### 3.1.7 Tubulações

A tubulação de PVC que sai da caixa da água é de diâmetro 32 mm (1 1/4") e chega a entrada de sucção da bomba com o mesmo diâmetro. A saída da bomba é de 32 mm (1 1/4") e uma redução é colocada nessa saída, reduzindo para 25 mm (1"), diâmetro da tubulação até a entrada do aparelho. O conector do aquecedor possui diâmetro de 12 mm (1/2"), sendo necessária a instalação de uma redução de 3/4" para 1/2" na entrada.

A saída do aquecedor é de 12 mm (1/2"), a tubulação é alargada para 25 mm (1") até o hidrômetro, que possui 20 mm (3/4") de diâmetro, sendo necessária a

instalação de uma redução de 1" para  $\frac{3}{4}$ " nesse ponto. A outra saída do hidrômetro é de 20 mm ( $\frac{3}{4}$ " ), a tubulação sai desse ponto com mesmo diâmetro e depois é alargada para 32 mm (1  $\frac{1}{4}$ " ), a fim de conectar na caixa da água. Após a água voltar para a caixa, uma redução de 32 mm (1  $\frac{1}{4}$ " ) x 25 mm (1") foi instalada no ponto de saída a fim de acoplar o registro de saída, que possui diâmetro de 25 mm (1"). As tubulações foram instaladas conforme Figura 11.

**Figura 11 – Tubulações do experimento**



Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.8 Registros

Os registros de entrada e saída (Figura 12) possuem 32 mm e 25 mm de diâmetro, respectivamente.

**Figura 12 – Registro de entrada de 32 mm com União**



Fonte: Amanco (2018)

### 3.1.9 Serpentina

A serpentina é a tubulação de cobre e é por onde a água vai passar no aquecedor, conforme Figura 13.

**Figura 13 – Serpentina do aquecedor**

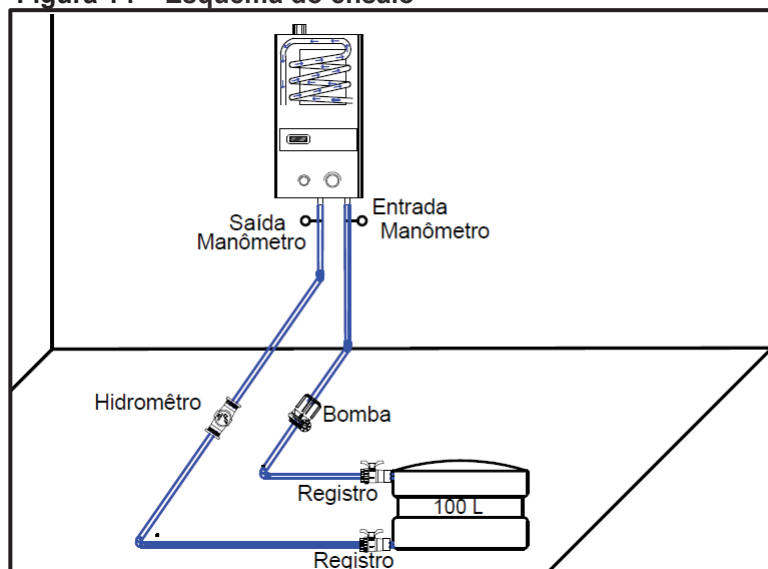


Fonte: Autoria Própria.

### 3.2 CONSTRUÇÃO DO ENSAIO

O modelo experimental construído para fazer a coleta de dados que permitiram definir e calcular as perdas de carga, consistiu em instalar todos os dispositivos e equipamentos e assim montar o sistema utilizado para a coleta dos dados, conforme Figura 14.

**Figura 14 – Esquema do ensaio**



Fonte: Autoria Própria.



Para explicitar essa tarefa, foi instalada a caixa d'água de 100 litros sobre a bancada do laboratório. As tubulações de entrada e saída da água foram acopladas nos pontos de conexão da caixa da água.

Na entrada e saída da água da caixa da água, registros foram instalados para não haver qualquer interferência da pressão atmosférica no sistema. Nas Figuras 15 e 16 é possível visualizar os registros e tubulações que estão conectados na caixa d'água.

**Figura 15 – Tubulações de entrada e saída da água e registro de entrada da água no sistema**



Fonte: Autoria Própria.

**Figura 16 – Registro de saída da água do sistema**



Fonte: Autoria Própria.

O transporte da água proveniente da caixa acontece por meio de uma tubulação, que está conectada em uma bomba de água. O bombeamento da água foi feito utilizando-se um inversor de frequência, permitindo que a bomba funcione com uma frequência constante de 60 Hz e faça com que a água chegue no aquecedor com pressão e vazão controladas.

Um manômetro foi instalado na entrada do aquecedor para medição da pressão da água antes de adentrar no aquecedor. A água passa por toda a extensão da serpentina até o ponto de saída, local em que outro manômetro foi instalado, com a função de medir a pressão da água na saída do aquecedor.

Depois de passar pelo manômetro, a vazão de saída da água que passa pelo aquecedor foi medida através do hidrômetro.

A água volta para caixa d'água e foram feitas outras medições com vazões diferentes, para verificar a diferença de pressão com a mudança das vazões. As vazões usadas no ensaio foram de 0,08 l/s, 0,1 l/s, 0,12 l/s, 0,15 l/s, 0,2 l/s e a vazão em que a perda de carga é máxima.

### 3.3 ETAPAS DO ENSAIO

Após a etapa de construção do protótipo foi realizado o ensaio em si. O experimento dividiu-se em duas partes, a primeira foi a coleta de dados e a segunda parte foi a análise dos dados coletados.

#### 3.3.1 Coleta dos dados

A sequência de ensaio para coleta de dados foi descrita no Quadro 1.

**Quadro 1 – Sequência de execução do ensaio**

1	Encher o reservatório com água.
2	Ligar o inversor de frequência em 60 Hz para o funcionamento da bomba d'água.
3	Bombear a água até a entrada do aquecedor com uma vazão controlada.
4	Medir a pressão da água na entrada do aquecedor por meio do manômetro.
5	Medir a pressão da água na saída do aquecedor, por meio do manômetro.
6	Verificar a vazão por meio do hidrômetro.
7	Fazer medições para as vazões estabelecidas.
8	Realizar 5 medições para cada vazão.

Fonte: Aatoria Própria, 2018

O diâmetro, material e o comprimento da serpentina do aquecedor foram verificados da seguinte forma: mediu-se o diâmetro interno e externo com um paquímetro. O material é cobre, conforme especificação do produto.

O comprimento foi encontrado através da divisão do volume pela área da serpentina. O volume de água foi aferido com o preenchimento de toda a seção da serpentina com água e depois medido quantos litros foram necessários para esse preenchimento. Com o volume identificado, a área do tubo é calculada. Com os valores do volume e da área, se calculou o comprimento do tubo. Sendo realizadas 5 medições para o volume.

### 3.3.2 Análise dos dados

De posse dos dados de diâmetro e comprimento da serpentina, vazão obtida por meio do hidrômetro, pressões de entrada e saída do aquecedor, procedeu-se com a utilização destes dados na determinação da perda de carga de cada aquecedor.

#### 3.3.2.1 Vazão Experimental

De posse da medida de volume e do tempo decorrido medido no cronômetro, calculou-se a vazão experimental.

#### 3.3.2.2 Perda de carga experimental

Com a subtração dos dados coletados da pressão de entrada e de saída, a perda de carga no aquecedor foi calculada.

#### 3.3.2.3 Área e comprimento da serpentina

Com o diâmetro interno da serpentina, calculou-se a área da seção desse tubo e com os valores do volume e da área da serpentina, calculou-se o comprimento desse tubo.

#### 3.2.2.4 Velocidade da água

Com os valores da vazão e da área, calculou-se a velocidade que água atingiu dentro da serpentina

### 3.2.2.5 Perda de carga unitária pela fórmula de Darcy- Weisbach

A partir dos valores da velocidade, coeficiente de perda de carga calculado através da Equação 13 da página 25 e do número de Reynolds, a perda de carga por Darcy-Weisbach foi calculada por meio da Equação 15 na página 26.

### 3.3.2.6 Perda de carga unitária pela fórmula de Fair-Whipple-Hsiao

A partir da vazão e do diâmetro da tubulação, utiliza-se a Equação 20 da página 29 para o cálculo da perda de carga unitária para condutos de cobre que transportam água fria de acordo com o modelo proposto por Fair-Whipple-Hsiao

### 3.3.2.7 Perda de carga contínua

De posse dos valores das perdas de carga unitária, utiliza-se essa perda multiplicada pelo comprimento da serpentina para calcular a perda de carga contínua.

Com todos os dados coletados, comparou-se os valores tanto obtidos experimentalmente, quanto por meio das fórmulas, através da verificação da dispersão dos dados da perda de carga, objetivando verificar o grau de proximidade desses valores. Também foi efetuado o cálculo do coeficiente de determinação ( $R^2$ ) para verificação se os dados medidos realmente descrevem o fenômeno estudado.

Com valores das pressões e vazões, um gráfico que relaciona ambos foi gerado a fim de verificar o comportamento da pressão com o aumento da vazão de água que passa pelo aquecedor.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Essa seção apresenta os resultados e discussões sobre os dados do experimento.

A Tabela 2 apresenta os valores do diâmetro interno, da área, do volume e do comprimento da serpentina dos 2 aquecedores.

**Tabela 2 – Dados da serpentina**

	Diâmetro Interno (m) $10^{-3}$	Área (m <sup>2</sup> ) $10^{-4}$	Volume (m <sup>3</sup> ) $10^{-6}$	Comprimento (m)
Aquecedor 1	11,5	1,04	705	6,79
Aquecedor 2	8,735	0,599	140	2,34

Na Tabela 3 estão relacionados os dados de tempo e volume da primeira medição dos 2 aquecedores, assim como os valores da vazão experimental em litros por segundo (l/s) e litros por minuto (l/min). A relação completa das medições é apresentada no Apêndice A.

**Tabela 3 – Primeira medição das vazões**

Aquecedor 1				Aquecedor 2			
Tempo(s)	Volume (l)	Vazão l/s	Vazão (l/min)	Tempo(s)	Volume (l)	Vazão l/s	Vazão (l/min)
12,35	1	0,0810	4,8583	12,49	1	0,0801	4,8038
10,13	1	0,0987	5,9230	9,94	1	0,1006	6,0362
8,26	1	0,1211	7,2639	8,23	1	0,1215	7,2904
6,33	1	0,1580	9,4787	6,71	1	0,1490	8,9419
5,62	1	0,1779	10,6762	5,56	1	0,1799	10,7914
4,85	1	0,2062	12,3711	5,04	1	0,1984	11,9048
4,64	1	0,2155	12,9310	3,59	1	0,2786	16,7131

A Tabela 4 apresenta os valores da velocidade, número de Reynolds e coeficiente de perda de carga (f) para os dois aquecedores na primeira medição. Para calcular o valor do número de Reynolds, a viscosidade cinemática utilizada foi de  $1007 \cdot 10^{-9}$  m<sup>2</sup>/s, referente a temperatura de 20°C, conforme Tabela 2. Segundo Lencastre (1996 apud HELLER; PÁDUA, 2006) o valor usual para a rugosidade equivalente de tubos de cobre é de 0,007 mm, valor utilizado no cálculo do coeficiente

de perda de carga. Os valores referentes as outras medições são apresentas na Tabela do Apêndice B.

**Tabela 4 – Fatores de perda de carga dos dois aquecedores com dados da primeira medição**

Aquecedor 1				Aquecedor 2			
Vazão (l/min)	U (m/s)	Número de Reynolds (Re)	f	Vazão (l/min)	U (m/s)	Número de Reynolds (Re)	f
4,8583	0,7796	8902,5793	0,0330	4,8038	1,3360	11589,2492	0,0312
5,9230	0,9504	10853,5888	0,0314	6,0362	1,6788	14562,3463	0,0296
7,2639	1,1656	13310,7572	0,0299	7,2904	2,0276	17588,0586	0,0284
9,4787	1,5209	17369,1713	0,0281	8,9419	2,4869	21572,2388	0,0273
10,6762	1,7131	19563,4972	0,0274	10,7914	3,0013	26034,1227	0,0263
12,3711	1,9178	21901,7638	0,0267	11,9048	3,3110	28720,1830	0,0258
12,9310	1,9255	21989,3708	0,0267	16,7131	4,6483	40320,2569	0,0244

Observou-se na Tabela 4 que para os dois aquecedores o número de Reynolds, fator que determinada o regime de escoamento, ficou acima de 4000, caracterizando assim o regime como turbulento.

Apesar de ser escoamento turbulento para ambos, os números de Reynolds destes apresentam grande diferença, os valores para o aquecedor 1 ficaram entre 8900 e 22000 e já para o aquecedor 2 esse número variou entre 11500 e 45000. A diferença desses valores deve-se ao valor da velocidade da água no aquecedor 2 aumentar em torno de 75 % em relação ao 1, para a mesma vazão. Isso acontece devido a velocidade ser inversamente proporcional à área da serpentina. Como o aquecedor 2 possui um diâmetro de 8,75 mm e o 1 possui diâmetro 11,15 mm, a área no segundo aparelho é menor, o que acarreta no aumento da velocidade e assim no número de Reynolds.

#### 4.1 DO AQUECEDOR 1

A Tabela 5 apresenta os valores de vazão, das pressões de entrada e saída e perda de carga experimental da primeira medição do aquecedor 1. Exibe também os valores da perda de carga contínua pela fórmula universal e pela equação de Fair-Whipple-Hsiao. O valor da gravidade utilizada para o cálculo na equação universal foi

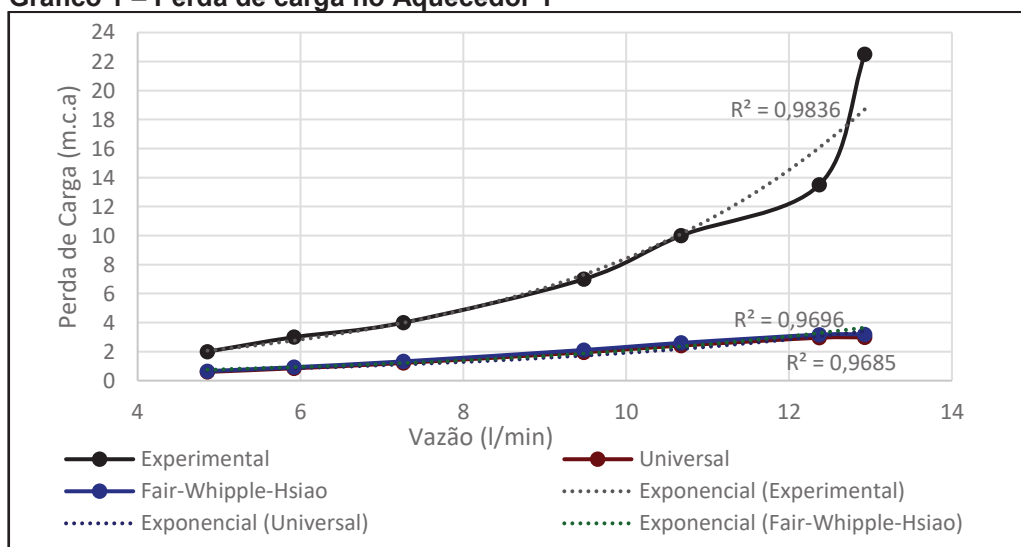
de 9,81 m/s<sup>2</sup>. Os dados referentes as outras medições estão na Tabela do Apêndice C.

**Tabela 5 – Perda de carga contínua para o aquecedor 1**

Vazão (l/min)	Pressão na entrada (m.c.a)	Pressão na saída (m.c.a)	Perda de carga experimental (m.c.a)	Perda de carga Universal (m.c.a)	Perda de Carga Fair-Whipple-Hsiao (m.c.a)
4,8583	23	21	2	0,6030	0,6563
5,9230	23	20	3	0,8525	0,9284
7,2639	23	19	4	1,2207	1,3269
9,4787	23	16	7	1,9561	2,1139
10,6762	23	14	9	2,4182	2,6032
12,3711	22,5	9	13,5	2,9595	3,1719
12,9310	22,5	0	22,5	2,9808	3,1941

Observou-se no Gráfico 1 que a máxima vazão que passou pelo aquecedor 1 foi de aproximadamente 13 l/min, não chegando no máximo valor de funcionamento que é de 16,5 l/min, valor especificado pelo fabricante. A diferença de informações entre o que foi encontrado experimentalmente e o que foi indicado pelo fabricante, interfere diretamente no funcionamento da rede de água quente, pois o projeto prevê que os pontos de consumo podem exigir do aquecedor a vazão máxima de 16,5 l/min, mas o aparelho vai chegar ao seu limite com 13 l/min e não atenderá a demanda.

**Gráfico 1 – Perda de carga no Aquecedor 1**



Fonte: Autoria Própria

Notou-se que quando o aquecedor 1 atingiu 12,90 l/min, aconteceu uma grande diferença de perda de carga, mas não uma ampla diferença de vazão em relação ao valor de 12,37 l/min. Ou seja, quando o sistema chegar ao seu limite de funcionamento, vai continuar perdendo carga, mas não terá grandes variações de vazão. Além disso, o aquecedor só absorve à um determinado volume, mesmo com a bomba tendo capacidade de fornecer um volume maior.

A partir desse dados, conclui-se que independentemente do valor da pressão da água que chega ao aquecedor, caso ele tenha alcançado a sua máxima vazão, a perda de carga continuará acontecendo, até chegar ao momento em que toda a pressão de entrada do aquecedor será totalmente dissipada, fazendo com que a água chegue ao seu ponto de saída sem qualquer pressão, como aconteceu para a vazão de 13 l/min do Gráfico 1, em que a perda de carga chegou ao máximo de 22,5 m.c.a, igualando-se a pressão de entrada da rede.

Os valores das perdas de carga pelas duas fórmulas utilizadas ficaram muito similares, havendo uma variação de 7% a 8% entre a perda de carga calculada pela formula Universal e pela de Fair-Whipple-Hsiao.

Comparando-se os valores da perda de carga experimental para com as fórmulas Universal e de Fair-Whipple-Hsiao, observou-se uma redução entre 67 % a 89 % nesses valores. Demonstrando que a perda de carga calculada por meio dessas formulações, não se aplica corretamente as perdas reais que acontecem nos aquecedores.

Verificou-se o quão dispersos estavam os dados medidos experimentalmente para as cinco medições realizadas no ensaio. O desvio padrão foi o método escolhido para verificar essa dispersão e apresentou valores variando de 0 a 0,45, demonstrando que houve uma variação nula ou mínima nos dados.

Os coeficientes de determinação ( $R^2$ ) para as linhas de tendência exponencial da perda de carga experimental, Universal e Fair-Whipple-Hsiao foram 0,9836, 0,9685 e 0,9696, respectivamente. Verifica-se que os coeficientes de determinação variaram entre 97% a 99%, demonstrando que os dados coletados representam quase perfeitamente o fenômeno estudado.

Os gráficos referentes as outras medições do aquecedor 1 está no Apêndice E.



## 4.2 DO AQUECEDOR 2

A tabela 6 apresenta os valores de vazão, das pressões de entrada e saída e perda de carga experimental da primeira medição do aquecedor 2. Exibe também os valores da perda de carga contínua pela fórmula universal e pela equação de Fair-Whipple-Hsiao. O valor da gravidade utilizada para o cálculo na equação universal foi de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Os dados referentes as outras medições estão na Tabela do Apêndice D.

**Tabela 6 - Perda de carga contínua para o aquecedor 2**

Vazão (l/min)	Pressão na entrada (m.c.a)	Pressão na saída (m.c.a)	Perda de carga experimental (m.c.a)	Perda de carga Universal (m.c.a)	Perda de Carga FWH (m.c.a)
4,8038	22,5	21,0	1,5	0,7605	0,8189
6,0362	22,5	19,5	3,0	1,1396	1,2212
7,2904	22,5	18,0	4,5	1,5957	1,6993
8,9419	22,5	16,0	6,5	2,3023	2,4291
10,7914	22,5	13,5	9,0	3,2338	3,3754
11,9048	22,5	11,0	11,5	3,8650	4,0083
16,7131	22,0	0,0	22,0	7,1896	7,2576

O aquecedor 2 possui 7 l/min de capacidade de vazão, observa-se na Tabela 6 que o fluido percorreu a serpentina com valores muito superiores a essa vazão, chegando até o valor 16,7 l/min. Contudo, apesar de passar vazões acima de 7 l/min, o aparelho consegue apenas aquecer a água de modo satisfatório até esse limite. Além desse valor, a água tende a chegar nos pontos de consumo mais fria, pois irá passar pela serpentina com maior velocidade, devido ao aumento da vazão e com isso o calor produzido pelo aparelho não será suficiente para o aquecimento dessa água.

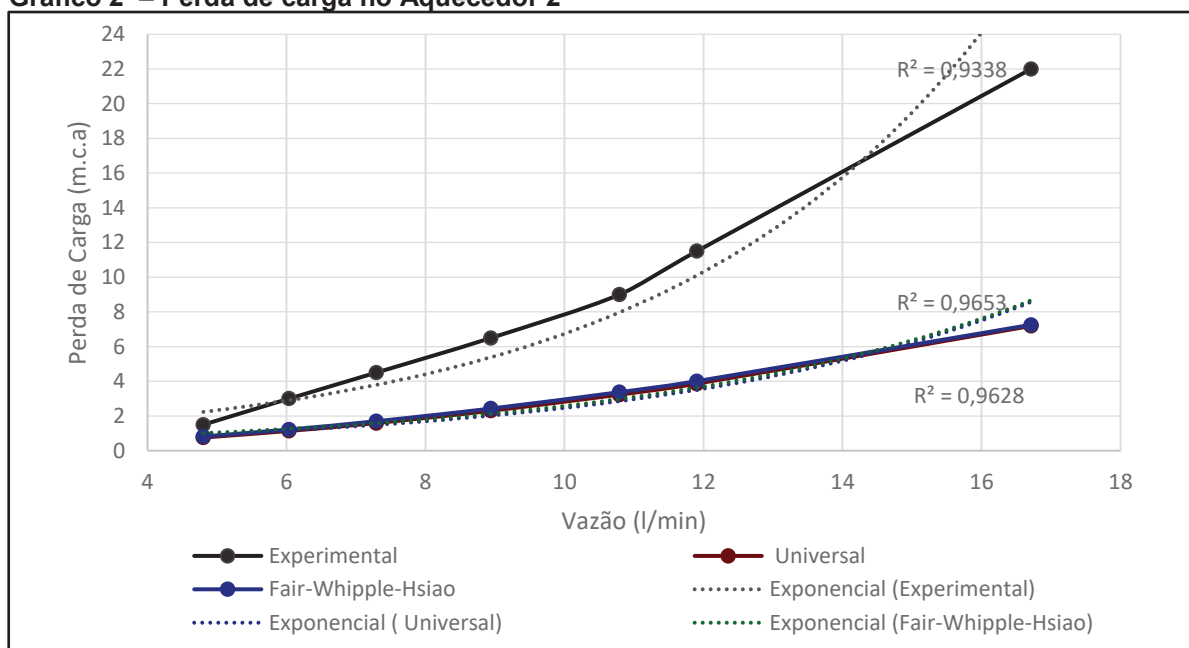
Além da diminuição da temperatura do fluido, o aumento da vazão acarreta no aumento da perda de carga que acontece no aquecedor, interferindo na quantidade de pressão que chegará no ponto de consumo.

Para que as redes de água fria e água quente sejam dimensionadas de maneira correta e garantam no ponto de consumo 1 m.c.a de pressão, valor recomendado pela NBR 5626, é necessário que a pressão da água consiga superar as perdas que

acontecem no aquecedor, nos conectores e tubulações de água quente, e ainda no ponto de consumo a água seja distribuída com pelo menos 1 m.c.a de pressão.

Segundo os dados coletados conforme Gráfico 2, para uma rede de água que prevê a utilização de um aquecedor do tipo 2, com vazão máxima de 7 l/min, a água precisará de 5 m.c.a apenas para superar a perda de carga que acontece quando o aquecedor recebe a sua máxima vazão (7 l/min). Sendo assim, no caminho do aparelho de aquecimento até o ponto de consumo, a rede terá que fornecer água com uma pressão que seja maior que a soma de 1 m.c.a (pressão mínima no ponto de consumo) com as outras perdas que acontecem, a perda do aquecedor (5 m.c.a) e da tubulação e conexões de água quente.

**Gráfico 2 – Perda de carga no Aquecedor 2**



Fonte: Autoria Própria

Diferentemente do aquecedor 1 que estagnou em uma vazão e continuou perdendo carga, o aquecedor 2 apresentou o mesmo comportamento durante todo o ensaio, perdia pressão conforme a vazão aumentava. A diferença de desempenho entre os aquecedores aconteceu devido ao comprimento e diâmetro das serpentinas, fatores que interferem diretamente na velocidade e na vazão de água que passa pelo aquecedor. A bomba forneceu o mesmo volume para ambos os aparelhos, entretanto o aquecedor 2, por possuir comprimento e diâmetro menores, consegue preencher a seção da serpentina com maior velocidade e conseqüentemente maiores vazões passam pelo aparelho. Ou seja, quando o aquecedor 1 atingiu o máximo volume e

consequentemente a sua máxima vazão, o segundo aquecedor passou o mesmo volume, porém com uma vazão maior, por isso esse aparelho conseguiu atingir uma vazão de 16,5 l/min.

Os valores das perdas de carga pelas duas fórmulas utilizadas ficaram muito similares, havendo uma variação de 7% a 1% entre a perda de carga calculada pela fórmula Universal e a formulação de Fair-Whipple-Hsiao. A variação foi diminuindo conforme a vazão foi aumentando, para a vazão de 4,5 l/min houve uma variação de 7% entre esses valores e para a vazão de 16,7 l/min foi de 1%.

Comparou-se os dados da perda de carga experimental com os das fórmulas Universal e de Fair-Whipple-Hsiao, observou-se uma redução entre 49 % a 67 % nesses valores. Um fator que contribuiu para essa diferença é que na medida experimental, a perda de carga não acontecia apenas na serpentina, mas também em outras peças pela qual a água tinha de passar para medição das pressões. Já para as fórmulas, os valores são referentes apenas as perdas que aconteciam na serpentina.

Também como observou-se para o aquecedor 1, as formulações propostas bibliograficamente só conseguem descrever a perda de carga que acontece na serpentina, não conseguindo demonstrar as perdas de carga reais que acontecem nos aquecedores, onde a perda de pressão acontece na serpentina e no termopar.

O desvio padrão para as medições desse aquecedor foi de 0, pois não ocorreu dispersão nos dados das perdas de carga.

Os coeficientes de determinação ( $R^2$ ) para as linhas de tendência exponencial da perda de carga experimental, Universal e Fair-Whipple-Hsiao são 0,9338, 0,9653 e 0,9628, respectivamente. Verificou-se que para as três formas utilizadas para a identificação da perda de carga, a variação ficou em média de 95% para o  $R^2$ , ou seja, em quase 100% dos casos a vazão e perda de carga cresciam de maneira proporcional.

Os gráficos com os coeficientes de determinação referentes as demais medições do aquecedor 2 estão no Apêndice F.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

No geral, verificou-se que houve variações significativas entre os valores das perdas de cargas medidas experimentalmente e nas calculadas pelas fórmulas de Darcy–Weisbach e Fair–Whipple–Hsiao. Conclui-se que essas formulações racionais e experimentais se aplicam apenas para as perdas de carga que acontecem na serpentina. Para a perda de carga que acontece realmente no aquecedor, em que se leva em conta a pressão que se perde quando a água passa pelo termopar e pela serpentina, essas formulações não se aplicam. Por isso a diferença entre a perda de carga experimental e as formulações teóricas.

Os resultados obtidos experimentalmente evidenciam a importância da identificação real das perdas de carga que acontece nos aquecedores, para o dimensionamento das redes prediais de água, pois ao não se prever essa perda pode ocorrer o subdimensionamento dos ramais de distribuição e assim comprometer a quantidade e qualidade com que a água será distribuída. Como consequência tem-se que o aquecimento da água poderá não ser o esperado como também a água chegar nos pontos de consumo com pressões muito baixas.

Como sugestão para trabalhos futuros, a autora sugere a avaliação das perdas de carga nos aquecedores com manômetros mais precisos bem como também sugere-se a formulação de um modelo para a estimativa da perda de carga em aquecedores de passagem, do tipo serpentina.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMANCO. **Registro de esfera em PVC**. Disponível em: <  
<http://amanco.com.br/produtos/predial/agua-fria/amanco-soldavel/registro-de-esfera-em-pvc>>. Acesso em: 07 mai. 2018.

ANDRADE, Leandro; CARVALHO, Jacinto de A. Análise da equação de Swamee-Jain para cálculo do fator de atrito de Swamee-Jain para cálculo do fator de atrito. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. Campina Grande, v. 8, n. 3, p.554-557, jan. 2001. Mensal.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5626**: Instalação predial de água fria. Rio de Janeiro, 1998.41 p.

\_\_\_\_\_. **NBR 7198**:Projeto e execução de instalações prediais de água quente. Rio de Janeiro,1993. 6 p.

AZEVEDO NETTO, José M. et al. **Manual de Hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 1998. 669 p.

BAPTISTA, Márcio B. **Fundamentos de Engenharia Hidráulica**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2010. 473 p.

BAPTISTA, Manuel M. **Critério de explicitação da expressão de Colebrook-White. Novas Perspectiva**. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Civil, Universidade do Porto: Porto, 1980.

BARRAL, Manuel F. **Perda de Carga**. São Paulo: 2016. Disponível em: <  
[http://www.esalq.usp.br/departamentos/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula\\_7/Perda\\_de\\_carga\\_Manuel%20Barral.pdf](http://www.esalq.usp.br/departamentos/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula_7/Perda_de_carga_Manuel%20Barral.pdf)>. Acesso em: 27 ago. 2017.

BASTOS, Francisco A. A. **Problemas de mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 483 p.

BOABAID NETO, Carlos. **Mecânica dos fluidos (MFL)**. São José, 2011. (Apostila).  
CARDOSO, Gabriel G. G; FRIZZONE, José A. Perda de carga em linhas laterais de microirrigação. **Revista Brasileira de Engenharia de Biossistemas**. Campinas, v. 1, n. 2, p. 147-162, mai/ago, 2007. Trimestral.

CARVALHO, Daniel F.; SILVA, Leonardo D. B. **Fundamentos de Hidráulica**. Rio de Janeiro: UFRRJ, 2011.

CASSIOLATO, César. **Medição de pressão: tudo o que você precisa saber**. 2008. Disponível em: < <http://www.profibus.org.br/images/arquivo/pdf-1-543ebf8b1e0a2.pdf> >. Acesso em: 5 mai. 2018.

CASTRO, José de. **Fenômenos dos transportes**. 2006. Disponível em: < [http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/FT/Apostila\\_Transcal\\_Mecfluidos.pdf](http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/FT/Apostila_Transcal_Mecfluidos.pdf) >. Acesso em: 10 set.2017.

CASTRO, Ricardo C. **Proposta experimental para a determinação da perda de carga localizada em conexões de CPVC em sistemas de água de quente**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização)- Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

FELICIANO, Gustavo T. **Viscosidade de Líquidos**. Disponível em: < <http://www.iq.unesp.br/Home/Departamentos/FisicoQuimica/gustavotroiano/pratica-12.pdf> >. Acesso em: 07 mai. 2018.

GRASSIA, Tatiana T. **Análise das equações de Churchill, Swamee-Jain e Haaland na determinação de Darcy-Weisbach**. Universidade de São Bernardo do Campo, 2007.

GHISI, Eneidir; GUGEL, Eloir C. **Instalações prediais de água quente**. Florianópolis: 2005. 22 p.

HELLER, Léo; PÁDUA, Valter L. de. **Abastecimento de água para consumo humano**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2006. 873 p.

IDEL'CHIK, I. E. **Handbook of hydraulic resistance: coefficients of local resistance and of friction**. Washington D.C: Israel Program For Scientific Translations, 1966.

ILHA, Marina S. O.; GONÇALVES, Orestes M.; KAVASSAKI, Yukio. **Sistemas Prediais de Água Quente**. São Paulo: Epusp, 1994. 106 p.

JOBSON, Harvey; FROEHLICH, David C. **Basic Hydraulic Principles of Open-Channel Flow**. Reston: U.s Geological Survey, 1988.

KIELING, Roberto R. **Projeto Sistemas de Aquecimento**. Porto Alegre, 1996. (Apostila).

KOMEÇO. **Qual a diferença entre aquecedor de passagem ou por acumulação**. Disponível em: <<https://komeco.com.br/blog/consumidor/diferenca-aquecedor-de-passagem-ou-por-acumulacao.html>>. Acesso em: 10 set. 2017.

LAO INDÚSTRIA. **Catálogo Hidrômetro Unijato Magnético Classe B**. Osasco, 2015.

LENCASTRE, Armando. **Hidráulica Geral**. Lisboa: Edição do Autor, 1996. 651 p. apud HELLER, Léo; PÁDUA, Valter L. de. **Abastecimento de água para consumo humano**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2006. 873 p.

MADEIRA, John F. L. **Simulador Computacional para fluidos incompressíveis**. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização)- Curso de Engenharia da Computação, Centro Universitário de Brasília, Brasília, 2006.

MAESTRI, R. D; UNGARETTI, R. L; BORGES, A. L. O. **Hidráulica**. Porto Alegre, 2008. (Apostila).

MARTON, Marco; CAMPOS, Cícero. **Aquecimento de água por energia solar**. UNICAMP: 2003.

PEREIRA, Ivo A. B. B. **Escoamento Turbulento em Torno de um Cilindro a Baixo Número de Reynolds**. 2010. 75 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Porto, Porto, 2010.

PINHEIRO, Guilherme W. **Perda de carga total em rede de tubulações: Comparação entre modelos numéricos e experimentais**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização)- Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

PORTO, Rodrigo M. **Hidráulica Básica**. 4. ed. São Carlos: Eesc-usp, 2006.

RESENDE, Márcio F. **A variação de características hidráulicas em condutos forçados devido a infestação pelo *limnoperna fortunei***. 2007. 86 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

ROCHA, Hermes S. **Rugosidade superficial interna dos tubos de irrigação**. 2014. 75 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Agrícola, Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2014.

SILVA, F. M. C. et al. Experimento didático de Reynolds e conceitos básicos de mecânica dos fluidos. **The Journal of Engineering and Exact Sciences**. Viçosa, v. 2, n. 3, p. 346-357, 2017.

SILVESTRE, Paschoal. **Hidráulica geral**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, p. 316. 1979.

SUZUKI, Ronaldo T. **Aula 11- sistemas prediais de água quente**. 2011. Disponível em: <<http://www.suzuki.arq.br/unidadeweb/aula%2011/aula11.htm>>. Acesso em: 2 set. 2017.

TAVARES, Rafael. **Saneamento Predial: Hidráulica**. Rio de Janeiro: UFRJ, 2014.

ZITTERELL, Danieli B. et al. Perda de carga em microtubos e conectores utilizados em microaspersão. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.29, n.4, p.51-59, 2009.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2002.



# APÊNDICES

**APÊNDICE A – Resultados das medições do ensaio para as vazões**

AQUECEDOR 1				AQUECEDOR 2			
<b>Medição 1</b>							
Tempo (s)	Volume (l)	Vazão (l/s)	Vazão (l/min)	Tempo (s)	Volume (l)	Vazão (l/s)	Vazão (l/min)
12,35	1	0,0810	4,8583	12,49	1	0,0801	4,8038
10,13	1	0,0987	5,9230	9,94	1	0,1006	6,0362
8,26	1	0,1211	7,2639	8,23	1	0,1215	7,2904
6,33	1	0,1580	9,4787	6,71	1	0,1490	8,9419
5,62	1	0,1779	10,6762	5,56	1	0,1799	10,7914
4,85	1	0,2062	12,3711	5,04	1	0,1984	11,9048
4,64	1	0,2155	12,9310	3,59	1	0,2786	16,7131
<b>Medição 2</b>							
12,67	1	0,0789	4,7356	12,49	1	0,0801	4,8038
10,28	1	0,0973	5,8366	9,89	1	0,1011	6,0667
8,12	1	0,1232	7,3892	8,21	1	0,1218	7,3082
6,55	1	0,1527	9,1603	6,7	1	0,1493	8,9552
5,69	1	0,1757	10,5448	5,62	1	0,1779	10,6762
5,02	1	0,1992	11,9522	4,91	1	0,2037	12,2200
4,53	1	0,2208	13,2450	3,75	1	0,2667	16,0000
<b>Medição 3</b>							
12,11	1	0,0826	4,9546	12,69	1	0,0788	4,7281
10,37	1	0,0964	5,7859	9,92	1	0,1008	6,0484
8,41	1	0,1189	7,1344	8,11	1	0,1233	7,3983
6,86	1	0,1458	8,7464	6,75	1	0,1481	8,8889
5,54	1	0,1805	10,8303	5,53	1	0,1808	10,8499
5	1	0,2000	12,0000	5,02	1	0,1992	11,9522
4,58	1	0,2183	13,1004	3,69	1	0,2710	16,2602
<b>Medição 4</b>							
12,46	1	0,0803	4,8154	12,64	1	0,0791	4,7468
10,22	1	0,0978	5,8708	9,92	1	0,1008	6,0484
8,33	1	0,1200	7,2029	8,03	1	0,1245	7,4720
6,69	1	0,1495	8,9686	6,68	1	0,1497	8,9820
5,56	1	0,1799	10,7914	5,48	1	0,1825	10,9489
5,02	1	0,1992	11,9522	4,91	1	0,2037	12,2200
4,55	1	0,2198	13,1868	3,69	1	0,2710	16,2602
<b>Medição 5</b>							
12,27	1	0,0815	4,8900	12,82	1	0,0780	4,6802
10,2	1	0,0980	5,8824	10,02	1	0,0998	5,9880
8,1	1	0,1235	7,4074	8,07	1	0,1239	7,4349
6,6	1	0,1515	9,0909	6,83	1	0,1464	8,7848
5,54	1	0,1805	10,8303	5,51	1	0,1815	10,8893
4,98	1	0,2008	12,0482	5,02	1	0,1992	11,9522
4,75	1	0,2105	12,6316	3,7	1	0,2703	16,2162

**APÊNDICE B – Resultados das medições do ensaio para velocidade,  $R_e$  e  $f$**

AQUECEDOR 1				AQUECEDOR 2			
<b>Medição 1</b>							
Vazão (l/min)	U (m/s)	Número de Reynolds (Re)	f	Vazão (l/min)	U (m/s)	Número de Reynolds (Re)	f
4,8583	0,7796	8902,5793	0,0330	4,8038	1,3360	11589,2492	0,0312
5,9230	0,9504	10853,5888	0,0314	6,0362	1,6788	14562,3463	0,0296
7,2639	1,1656	13310,7572	0,0299	7,2904	2,0276	17588,0586	0,0284
9,4787	1,5209	17369,1713	0,0281	8,9419	2,4869	21572,2388	0,0273
10,6762	1,7131	19563,4972	0,0274	10,7914	3,0013	26034,1227	0,0263
12,3711	1,9178	21901,7638	0,0267	11,9048	3,3110	28720,1830	0,0258
12,9310	1,9255	21989,3708	0,0267	16,7131	4,6483	40320,2569	0,0244
<b>Medição 2</b>							
4,7356	0,7599	8677,7312	0,0332	4,8038	1,3360	11589,2492	0,0312
5,8366	0,9365	10695,2193	0,0315	6,0667	1,6873	14635,9679	0,0296
7,3892	1,1857	13540,2530	0,0297	7,3082	2,0325	17630,9040	0,0284
9,1603	1,4699	16785,7793	0,0283	8,9552	2,4906	21604,4361	0,0273
10,5448	1,6920	19322,8215	0,0275	10,6762	2,9693	25756,1783	0,0263
11,9522	1,9178	21901,7638	0,0267	12,2200	3,3986	29480,5951	0,0257
13,2450	2,1253	24270,8287	0,0262	16,0000	4,4499	38599,9259	0,0245
<b>Medição 3</b>							
4,9546	0,7950	9079,0136	0,0328	4,7281	1,3150	11406,5975	0,0313
5,7859	0,9284	10602,3967	0,0315	6,0484	1,6822	14591,7059	0,0296
7,1344	1,1448	13073,3477	0,0300	7,3983	2,0576	17848,3011	0,0283
8,7464	1,4034	16027,2382	0,0286	8,8889	2,4722	21444,4033	0,0273
10,8303	1,7378	19846,0026	0,0273	10,8499	3,0176	26175,3566	0,0263
12,0000	1,9178	21901,7638	0,0267	11,9522	3,3986	29480,5951	0,0257
13,1004	2,1253	24270,8287	0,0262	16,2602	4,5223	39227,5670	0,0245
<b>Medição 4</b>							
4,8154	0,7727	8823,9851	0,0330	4,7468	1,3202	11451,7185	0,0313
5,8708	0,9420	10758,0092	0,0314	6,0484	1,6822	14591,7059	0,0296
7,2029	1,1558	13198,9021	0,0299	7,4720	2,0781	18026,1173	0,0283
8,9686	1,4391	16434,5074	0,0284	8,9820	2,4981	21669,1201	0,0272
10,7914	1,7316	19774,6141	0,0273	10,9489	3,0451	26414,1829	0,0262
11,9522	1,9178	21901,7638	0,0267	12,2200	3,3986	29480,5951	0,0257
13,1868	2,1021	24005,8634	0,0262	16,2602	4,5223	39227,5670	0,0245
<b>Medição 5</b>							
4,8900	0,7846	8960,6238	0,0329	4,6802	1,3017	11290,9300	0,0314
5,8824	0,9439	10779,1034	0,0314	5,9880	1,6654	14446,0801	0,0297
7,4074	1,1886	13573,6857	0,0297	7,4349	2,0678	17936,7685	0,0283
9,0909	1,4587	16658,6143	0,0284	8,7848	2,4432	21193,2243	0,0274
10,8303	1,7378	19846,0026	0,0273	10,8893	3,0285	26270,3670	0,0262
12,0482	1,9332	22077,6816	0,0267	11,9522	3,3241	28834,6060	0,0258
12,6316	2,0268	23146,7061	0,0264	16,2162	4,5101	39121,5465	0,0245

**APÊNDICE C – Resultados das medições da perda de carga do Aquecedor 1**

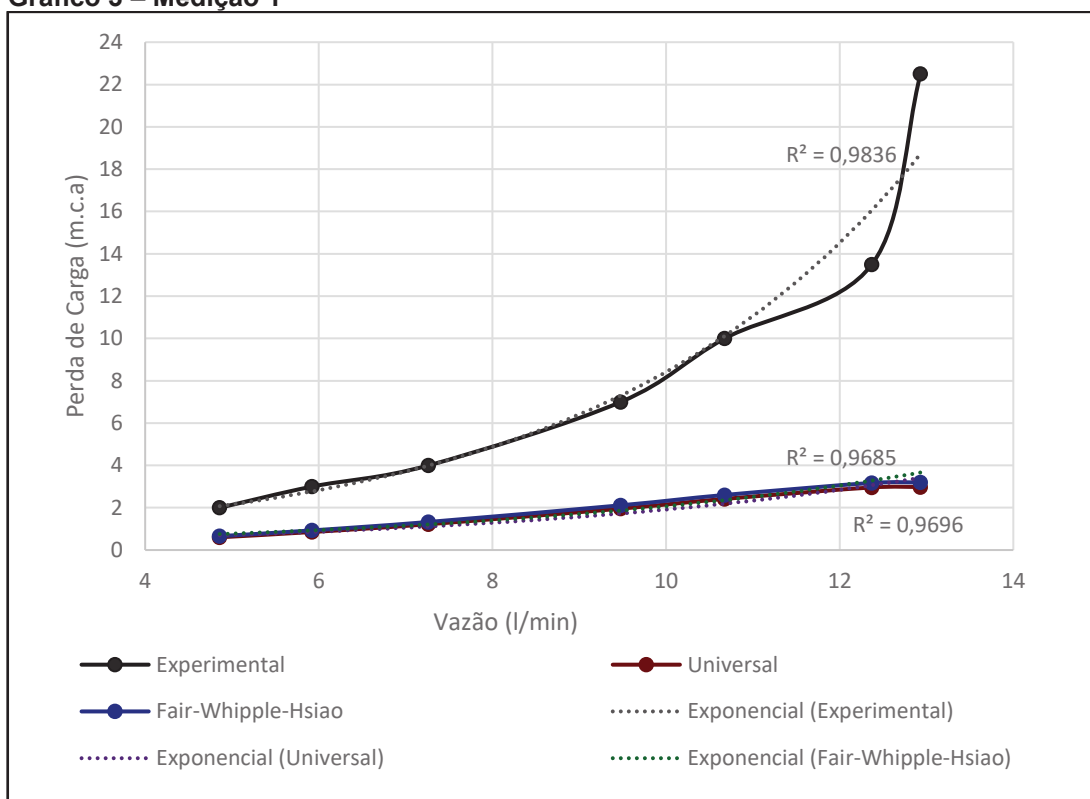
Vazão (l/min)	Pressão na entrada (m.c.a)	Pressão na saída (m.c.a)	Perda de carga experimental (m.c.a)	Perda de carga Universal (m.c.a)	Perda de Carga FWH (m.c.a)
<b>Medição 1</b>					
4,8583	23	21	2	0,6030	0,6563
5,9230	23	20	3	0,8525	0,9284
7,2639	23	19	4	1,2207	1,3269
9,4787	23	16	7	1,9561	2,1139
10,6762	23	14	10	2,4182	2,6032
12,3711	22,5	9	13,5	2,9595	3,1719
12,9310	22,5	0	22,5	2,9808	3,1941
<b>Medição 2</b>					
4,7356	23	21	2	0,5767	0,6276
5,8366	23	20	3	0,8308	0,9048
7,3892	23	19	4	1,2581	1,3672
9,1603	22,5	16,5	6	1,8408	1,9913
10,5448	22,5	12,5	10	2,3654	2,5474
11,9522	22,5	9,25	13,25	2,9595	3,1719
13,2450	22,5	0	22,5	3,5587	3,7964
<b>Medição 3</b>					
4,9546	23	20,5	2,5	0,6239	0,6793
5,7859	23	20	3	0,8183	0,8911
7,1344	23	18,5	4,5	1,1825	1,2857
8,7464	22,5	16,5	6	1,6957	1,8365
10,8303	22,5	12	10,5	2,4809	2,6694
12,0000	22,5	10	12,5	2,9808	3,1941
13,1004	22,5	0	22,5	3,5587	3,7964
<b>Medição 4</b>					
4,8154	23	21,5	1,5	0,5937	0,6462
5,8708	23	20	3	0,8394	0,9141
7,2029	23	18,5	4,5	1,2026	1,3074
8,9686	23	16,25	6,75	1,7729	1,9189
10,7914	23	12,5	10,5	2,4650	2,6526
11,9522	22,5	9,75	12,75	2,9595	3,1719
13,1868	22,5	0	22,5	3,4892	3,7242
<b>Medição 5</b>					
4,8900	23	21	2	0,6098	0,6639
5,8824	23	20	3	0,8423	0,9173
7,4074	23	18,5	4,5	1,2636	1,3731
9,0909	23	16,25	6,75	1,8161	1,9649
10,8303	23	12	11	2,4809	2,6694
12,0482	22,5	10	12,5	3,0023	3,2166
12,6316	22,5	0	22,5	3,2681	3,4941

**APÊNDICE D – Resultados das medições da perda de carga do Aquecedor 2**

Vazão (l/min)	Pressão na entrada (m.c.a)	Pressão na saída (m.c.a)	Perda de carga experimental (m.c.a)	Perda de carga Universal (m.c.a)	Perda de Carga FWH (m.c.a)
<b>Medição 1</b>					
4,8038	22,5	21	1,5	0,7605	0,8189
6,0362	22,5	19,5	3	1,1396	1,2212
7,2904	22,5	18	4,5	1,5957	1,6993
8,9419	22,5	16	6,5	2,3023	2,4291
10,7914	22,5	13,5	9	3,2338	3,3754
11,9048	22,5	11	11,5	3,8650	4,0083
16,7131	22	0	22	7,1896	7,2576
<b>Medição 2</b>					
4,8038	22,5	21	1,5	0,7605	0,8189
6,0667	22,5	19,5	3	1,1396	1,2212
7,3082	22,5	18	4,5	1,6027	1,7065
8,9552	22,5	16	6,5	2,3085	2,4355
10,6762	22,5	13,5	9	3,2338	3,3754
12,2200	22,5	11	11,5	4,0532	4,1958
16,0000	22	0	22	6,6357	6,7244
<b>Medição 3</b>					
4,7281	22,5	21	1,5	0,7395	0,7964
6,0484	22,5	19,5	3	1,1499	1,2320
7,3983	22,5	18	4,5	1,6382	1,7435
8,8889	22,5	16	6,5	2,2778	2,4040
10,8499	22,5	13,5	9	3,1714	3,3126
11,9522	22,5	11	11,5	3,8930	4,0363
16,2602	22	0	22	6,8353	6,9169
<b>Medição 4</b>					
4,7468	22,5	21	1,5	0,7447	0,8020
6,0484	22,5	19,5	3	1,1437	1,2255
7,4720	22,5	18	4,5	1,6676	1,7740
8,9820	22,5	16	6,5	2,3209	2,4482
10,9489	22,5	13,5	9	3,3199	3,4621
12,2200	22,5	11	11,5	4,0532	4,1958
16,2602	22	0	22	6,8353	6,9169
<b>Medição 5</b>					
4,6802	22,5	21	1,5	0,7263	0,7824
5,9880	22,5	19,5	3	1,1235	1,2042
7,4349	22,5	18	4,5	1,6528	1,7587
8,7848	22,5	16	6,5	2,2299	2,3549
10,8893	22,5	13,5	9	3,2872	3,4292
11,9522	22,5	11	11,5	3,8930	4,0363
16,2162	22	0	22	6,8014	6,8843

## APÊNDICE E – Gráficos de perda de carga do Aquecedor 1

### Gráfico 3 – Medição 1



### Gráfico 4 – Medição 2

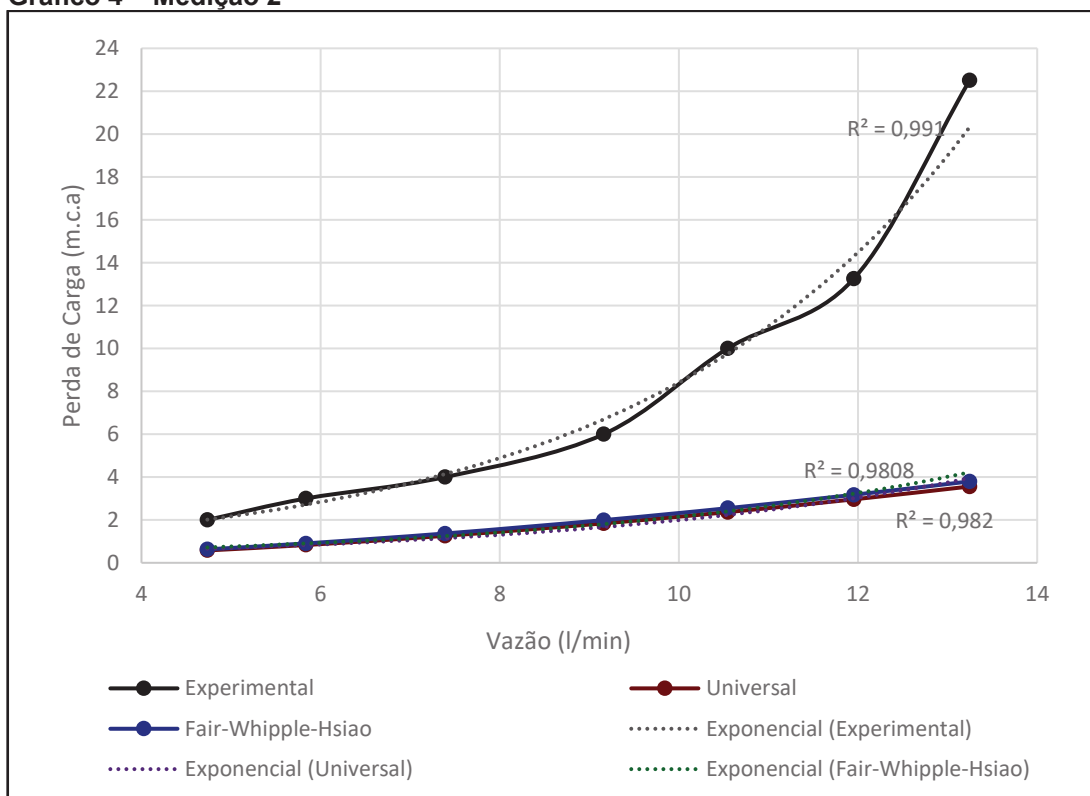


Gráfico 5 – Medição 3

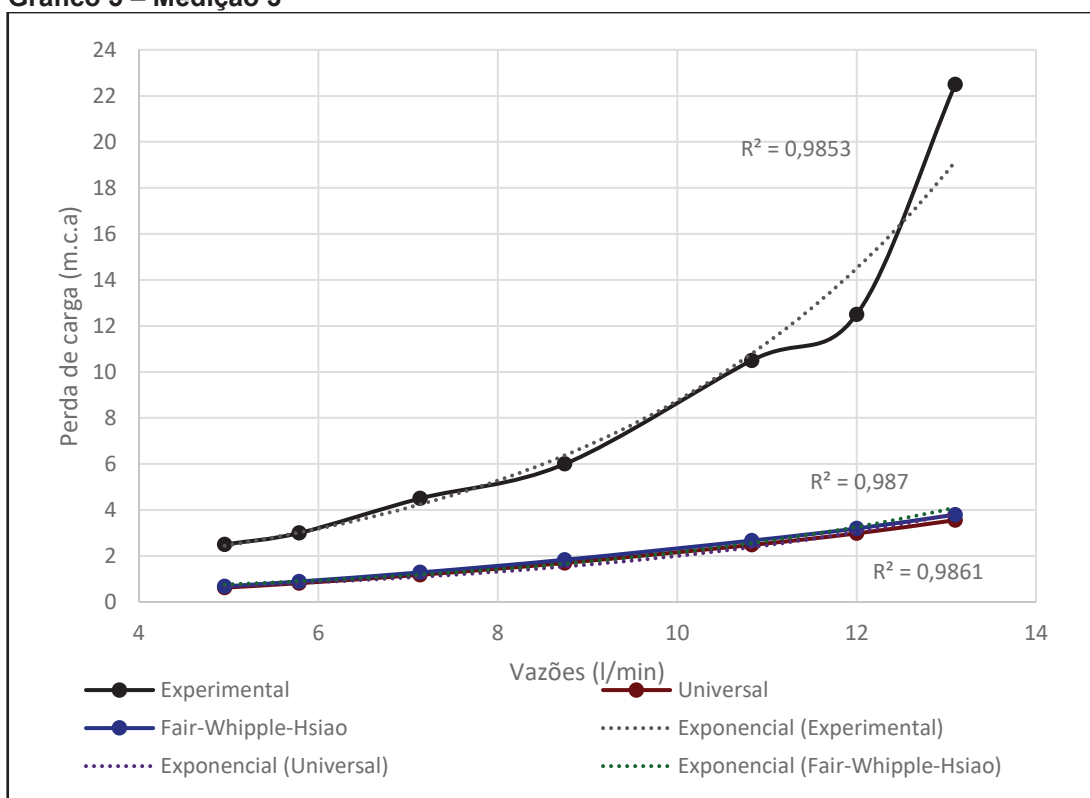


Gráfico 6 – Medição 4

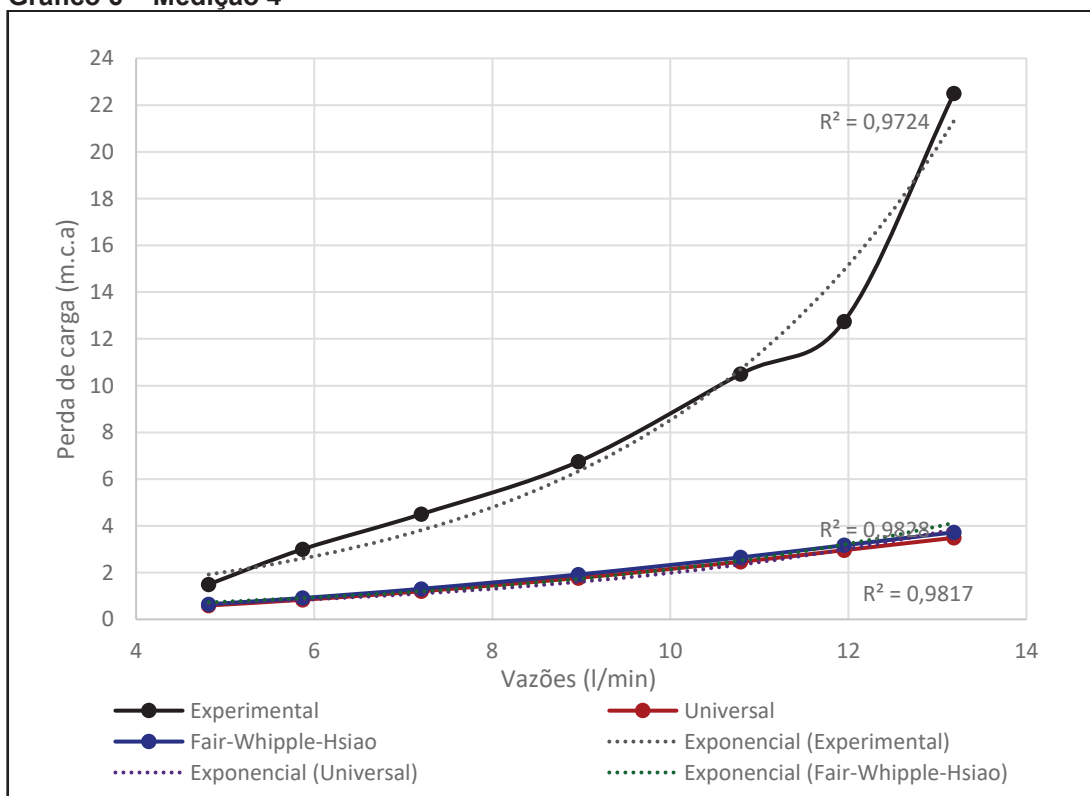
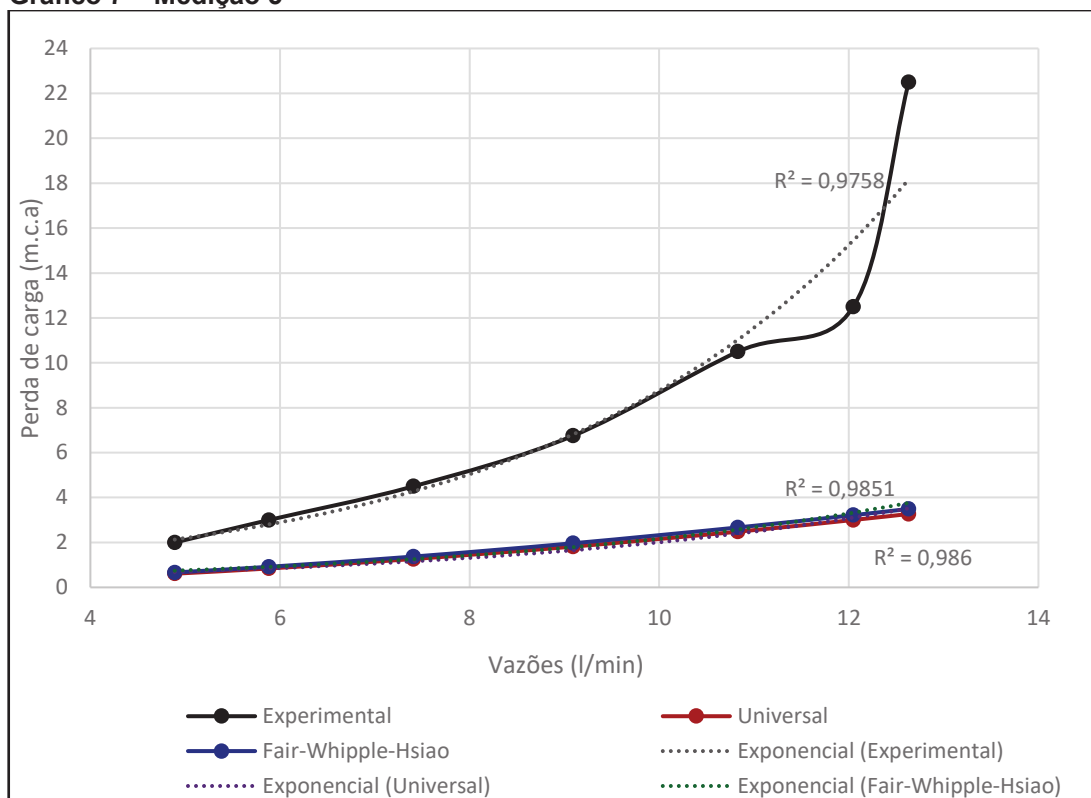


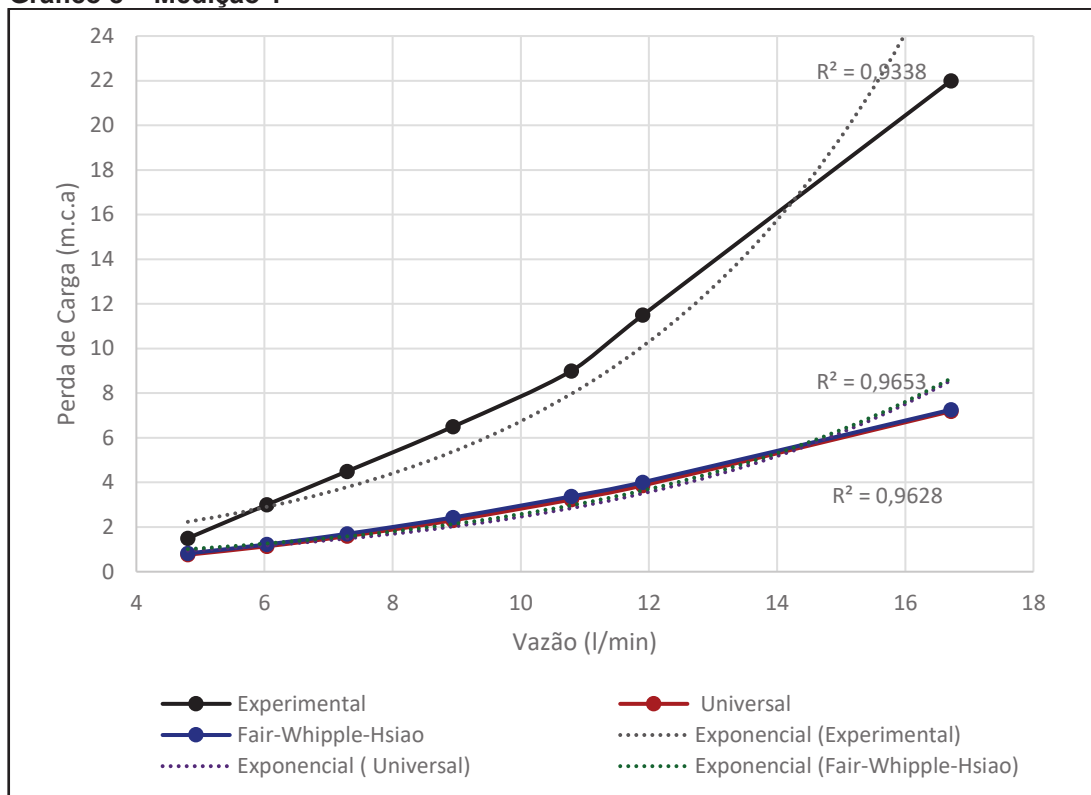
Gráfico 7 – Medição 5





## APÊNDICE F – Gráficos de perda de carga do Aquecedor 2

### Gráfico 8 – Medição 1



### Gráfico 9 – Medição 2

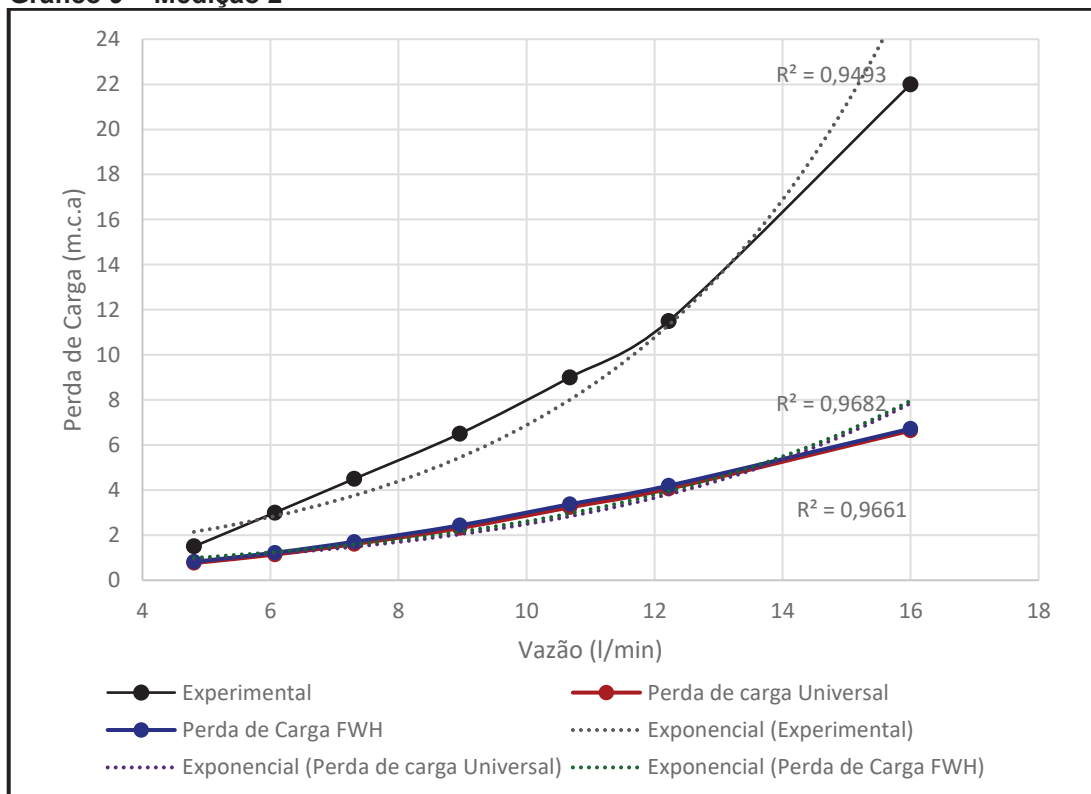


Gráfico 10 – Medição 3

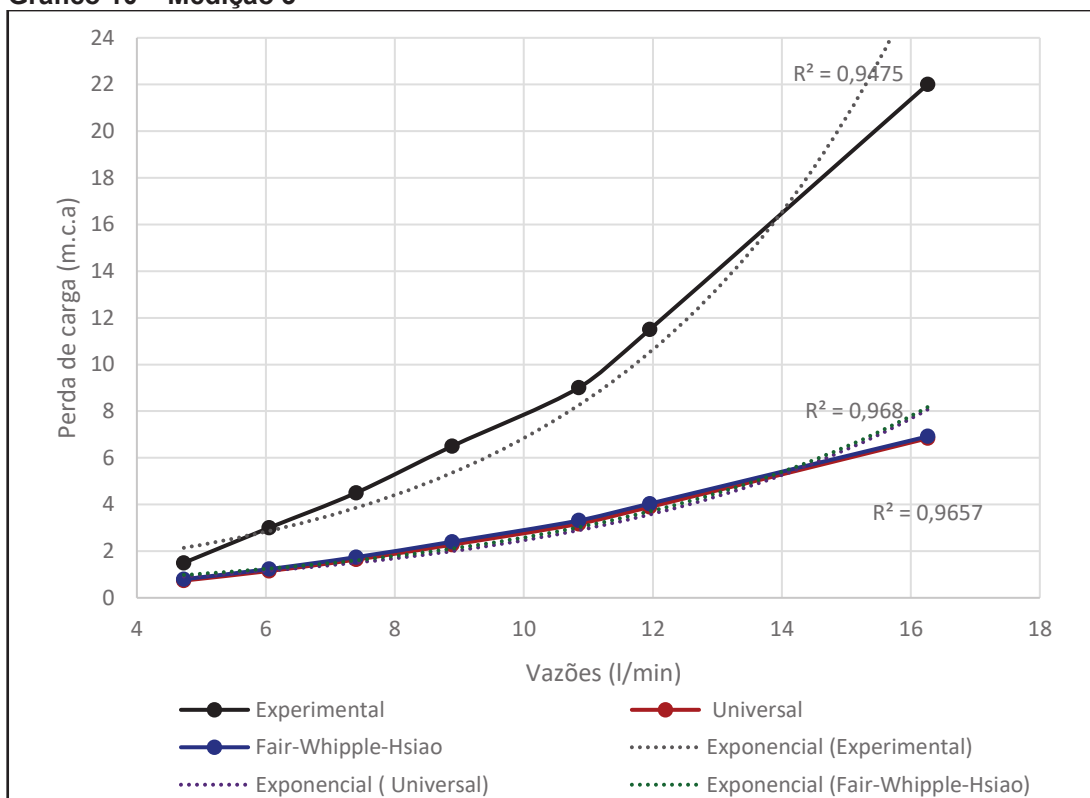


Gráfico 11 – Medição 4

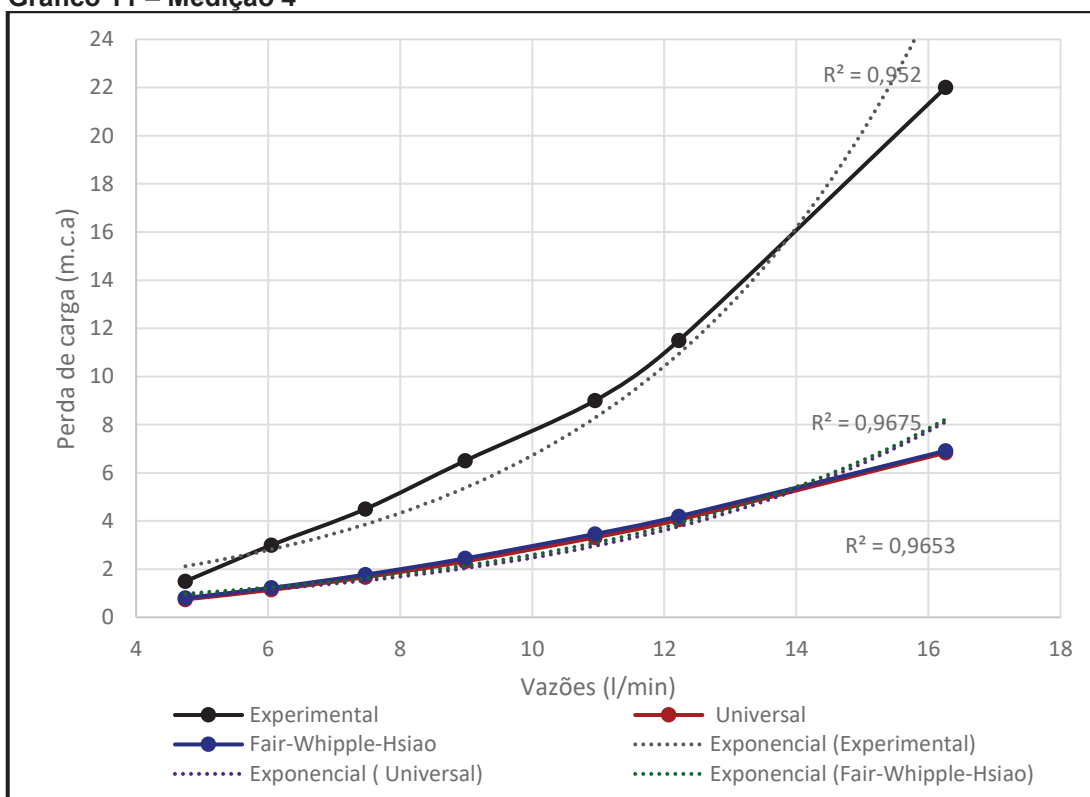
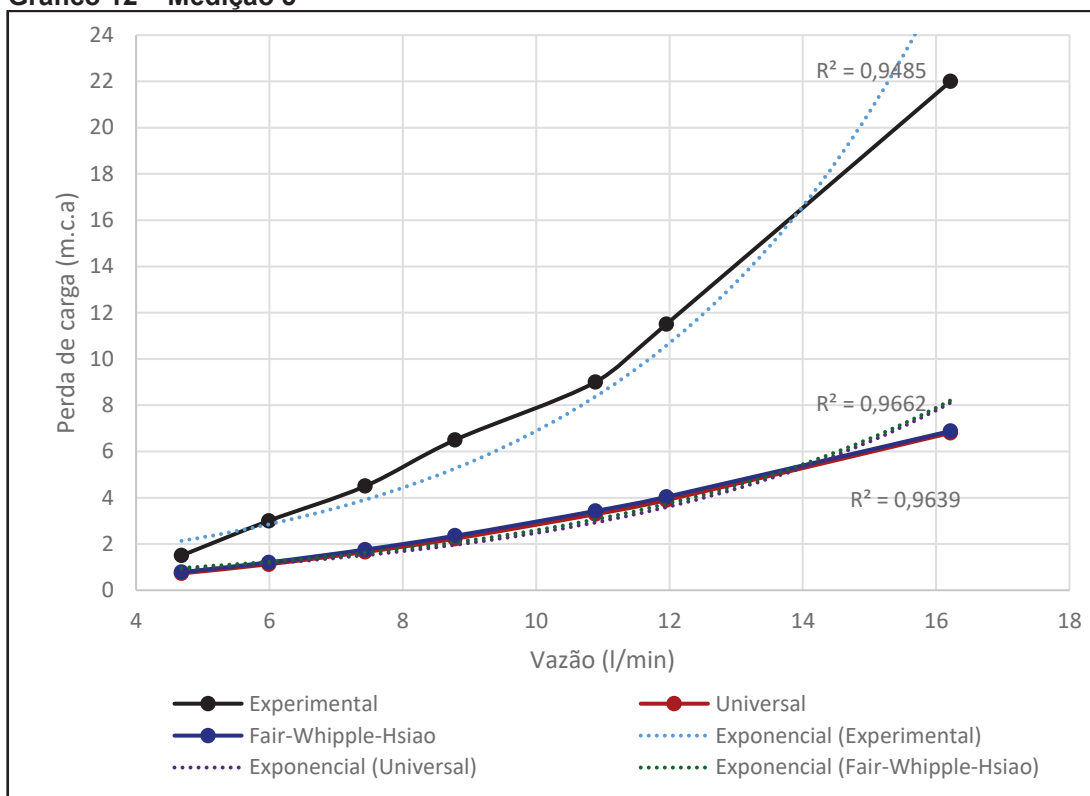


Gráfico 12 – Medição 5



# ANEXOS

**ANEXO A – Valores da rugosidade absoluta equivalente**

Características da tubulação	Rugosidade e (mm)		
	Min.	Usual	Máx.
1. Tubos de aço, juntas soldadas, interior contínuo			
Grandes incrustações ou tuberculizações	2,4	7,0	12,2
Tuberculização geral de 1 a 3 mm	0,9	1,5	2,4
Pintura á brocha, com asfalto, esmalte ou betume	0,3	0,6	0,9
Leve enferrujamento	0,15	0,2	0,3
Revestimento obtido por imersão em asfalto quente	0,06	0,1	0,15
Revestimento com argamassa de cimento obtida por centrifugação	0,05	0,1	0,15
Tubo revestido de esmalte	0,01	0,06	0,3
2. Tubos de concreto			
Superfície obtida por centrifugação	0,15	0,3	0,5
Superfície interna bastante lisa, executada com formas metálicas	0,06	0,1	0,18
3. Tubos cimento amianto		0,015	0,025
4. Tubos de ferro fundido			
Ferro galvanizado, fundido revestido	0,06	0,15	0,3
Ferro fundido, não revestido, novo	0,25	0,5	1,0
Ferro fundido com corrosão	1,0	1,5	3,0
Ferro fundido com depósito	1	2,0	4,0
5. Latão, cobre, chumbo	0,04	0,007	0,010
6. Tubos de plástico - PVC	0,0015	0,06	-

**Fonte: Adaptado de LENCASTRE (1996 apud HELLER; PÁDUA, 2006)**