



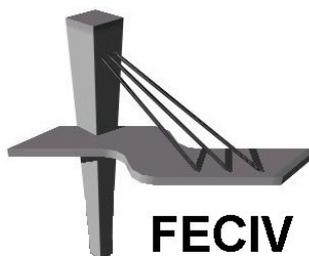
UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Dissertação de Mestrado

**SISTEMAS HIDRÁULICOS PREDIAIS: UM NOVO
MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO**

Giovanni Maraschine de Almeida

Uberlândia, 2018



FECIV

FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL



Universidade Federal De Uberlândia
Faculdade de Engenharia Civil
Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil



Giovanni Maraschine de Almeida

SISTEMAS HIDRÁULICOS PREDIAIS: UM NOVO MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia Civil da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Civil**.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz de Oliveira

Uberlândia, 2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

A447 Almeida, Giovanni Maraschine de, 1991-
2018 Sistemas hidráulicos prediais [recurso eletrônico] : um novo método de dimensionamento / Giovanni Maraschine de Almeida. - 2018.

Orientador: André Luiz de Oliveira.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2018.1178>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia civil. 2. Hidráulica. 3. Mecânica dos fluidos. 4. . I. Oliveira, André Luiz de, (Orient.) II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil. III. Título.

CDU: 624

Maria Salete de Freitas Pinheiro - CRB6/1262



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil
Avenida João Naves de Ávila, 2121 - Bairro Santa Monica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
Telefone: 34 3239-4137 - Bloco 1Y



ATA

ATA DA DEFESA DE DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL - PPGEC

ATA Nº: 216/2018

CANDIDATO: Giovanni Maraschine de Almeida

Nº. Matrícula: 11622ECV003

ORIENTADOR: Prof. Dr. André Luiz de Oliveira

TÍTULO: “Instalações hidráulicas prediais: Um novo método de dimensionamento”.

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Engenharia Urbana, Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental

LINHA DE PESQUISA: Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental

PROJETO DE PESQUISA: Tratamento convencional e avançado de Água de Abastecimento e Residuíria

DATA DA DEFESA: 26 de junho de 2018

LOCAL: Sala de Projeções Prof. Celso Franco de Gouvêa, bloco 1Y.

HORÁRIO INÍCIO/TÉRMINO: 13:30h às 16:00h

Reuniu-se na **Sala de Projeções Prof. Celso Franco de Gouvêa, bloco 1Y - Campus Santa Mônica** da Universidade Federal de Uberlândia, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do PPGEC, assim composta: Professores Doutores: **José Eduardo Alamy Filho – FECIV/UFU; Orestes Marraccini Goncalves – EP/USP e André Luiz de Oliveira – FECIV/UFU** orientador do candidato. Ressalta-se que o **Prof. Dr. Orestes Marraccini Goncalves** participou da defesa por meio de vídeo conferência desde a cidade de São Paulo/SP e os demais membros da banca e o aluno participaram in loco.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa **Prof. Dr. André Luiz de Oliveira** apresentou a Comissão Examinadora e concedeu ao discente a palavra para a exposição do trabalho. A seguir, o senhor presidente concedeu a palavra aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, a Banca, em sessão secreta, atribuiu os conceitos finais. Em face do resultado obtido, a Banca Examinadora considerou o candidato **aprovado**. Esta defesa de Dissertação de Mestrado Acadêmico é parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre. O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU. Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos e foi lavrada a presente ata que após lida e aprovada foi assinada pela Banca Examinadora.

Membros titulares:

Prof. Dr. André Luiz de Oliveira – FECIV/UFU

Prof. Dr. Orestes Marraccini Goncalves – EP/USP

Prof. Dr. José Eduardo Alamy Filho – FECIV/UFU

Uberlândia, 26 de junho de 2018.



Documento assinado eletronicamente por **Orestes Marraccini Gonçalves, Usuário Externo**, em 30/07/2018, às 17:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Andre Luiz de Oliveira, Professor(a) do Magistério Superior**, em 08/08/2018, às 09:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **José Eduardo Alamy Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 08/08/2018, às 16:49, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0515085** e o código CRC **B3446C8E**.

Referência: Processo nº 23117.038847/2018-92

SEI nº 0515085

Dedico este trabalho a todos os amigos e familiares que acreditaram
que os objetivos propostos eram possíveis de serem alcançados.

Os frutos deste trabalho serão colhidos, graças a vocês!

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, aos professores da Faculdade de Engenharia Civil da Universidade Federal de Uberlândia: Prof. Dr. Carlos Eugênio Pereira, pela disponibilização e auxílio com os equipamentos do Laboratório de Mecânica dos Fluidos, Hidráulico e Hidrologia; Prof^ª. Dr^ª. Andrielli Morais de Oliveira, pela disponibilização e auxílio com os equipamentos do Laboratório de Estruturas; e a Prof^ª. Dr^ª. Leila Aparecida de Castro Motta, pela disponibilização e auxílio com os equipamentos do Laboratório de Materiais de Construção Civil. Todos os resultados obtidos foram de fundamental importância para a execução deste trabalho, e contribuíram de maneira significativa para enriquecer o mesmo.

Agradeço também aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica/UFU: Prof^ª. Dr^ª. Elaine Gomes Assis, pelo auxílio com as questões relativas a vibrações de tubulações; Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte, pelo auxílio com as questões relativas à ruídos em válvulas de controle e conjuntos motobomba; Prof. Dr. Valério Luiz Borges, pelo auxílio com o conceito de coeficiente de vazão em válvulas de controle; e o Prof. Dr. Sinésio Domingues Franco, pela determinação das rugosidades absolutas dos materiais analisados neste trabalho, e pelo auxílio com as questões relativas ao desgaste de tubulações. Todas essas análises, realizadas neste trabalho, só foram possíveis graças ao auxílio de vocês; com certeza, todo esse conhecimento produzirá bons frutos à engenharia civil.

Também gostaria de agradecer ao ex-colega de trabalho, e professor do Instituto de Física/UFU, Prof. Dr. Wellington Akira Iwamoto, pelo auxílio relativo ao tratamento estatístico de incertezas experimentais. Com toda certeza, os resultados alcançados neste trabalho só foram possíveis graças ao seu auxílio.

Não menos importante, também gostaria de agradecer à Solarium Aquecedores, a Schneider Motobombas, por terem disponibilizados equipamentos e informações técnicas, extremamente necessárias durante a realização deste trabalho. O apoio de vocês foi fundamental para completar as análises presentes neste trabalho.

*“Mais fácil foi me encontrar as leis com
que se movem os corpos celestes, que
estão a milhões de quilômetros, do que
definir as leis do movimento da água,
que escoam frente aos meus olhos”*

Galileu Galilei
(1564 - 1642)

RESUMO

Os sistemas hidráulicos são responsáveis por conduzir água de um ponto de abastecimento até os pontos de utilização, garantindo-se, conforto, higiene, segurança e economia para os usuários da edificação. Porém, por estarem intimamente ligados com o transporte de um fluido, em regime de escoamento turbulento, as teorias e, principalmente, o equacionamento empregado, devem estar de acordo com as características e descrições de tal fenômeno físico. Neste trabalho, buscou-se, analisar a base de conhecimento teórico atual, por meio de um estudo detalhado – inclusive histórico – do equacionamento nacionalmente empregado, buscando, principalmente, uma melhoria qualitativa dos parâmetros normativos atualmente propostos; aliado a um estudo experimental, necessário para se complementar e/ou comprovar, de maneira empírica, o conhecimento teórico. Desta forma, ao buscar uma melhoria nos parâmetros normativos atuais, foi possível, conseqüentemente, atingir o objetivo deste trabalho de buscar uma redução no custo de implantação desses sistemas, e aprimorar, tanto o desempenho, quanto a confiabilidade do projetista para com a mesma, que, por sua vez, passa, por meio do método de dimensionamento proposto neste trabalho, a ter maior domínio sobre as particularidades de cada sistema, visualizando, inclusive, o parâmetro crítico em seu dimensionamento. Os estudos desenvolvidos neste trabalho, conseguiram, além de possibilitar uma redução no custo dos sistemas outrora projetados, iniciar uma nova linha de pesquisa dentro da mecânica dos fluidos, uma vez que foi possível observar uma variação no coeficiente adimensional da conexão, à medida que outras conexões adjacentes são instaladas próximas. Embora, a princípio, tenha-se focado a análise em sistemas prediais, nada impede a utilização do método de dimensionamento proposto em outros sistemas, como: sistemas industriais, redes adutoras de água (bruta/tratada), dentre outros.

PALAVRAS-CHAVE: Mecânica dos fluidos. Hidráulica. Sistemas prediais.

Escoamentos turbulentos. Método de cálculo.

ABSTRACT

Hydraulic systems are responsible for conducting water from a point of supply to the points of use, ensuring comfort, hygiene, safety and economy for building users. However, because they are closely related to the transport of a fluid in a turbulent flow regime, the theories and, especially, the equation used must be in accordance with the characteristics and descriptions of such a physical phenomenon. In this work, we sought to analyze the current theoretical knowledge base, through a detailed study - including historical - of the nationally employed equation, seeking, mainly, a qualitative improvement of the currently proposed normative parameters; allied to an experimental study, necessary to complement and/or prove, in an empirical way, the theoretical knowledge. In this way, by seeking an improvement in current normative parameters, it was possible to achieve the objective of this work to seek a reduction in the cost of implementing these systems, and to improve both the performance and the reliability of the designer to the same, which, in turn, passes, through the sizing method proposed in this work, to have greater control over the particularities of each system, including visualizing the critical parameter in its design. In addition to enabling a reduction in the cost of previously designed systems, the studies developed in this work have succeeded in initiating a new line of research into fluid mechanics, since it was possible to observe a variation in the dimensionless coefficient of the connection, as other adjacent connections are installed nearby. Although, in the beginning, the analysis of building systems has been focused, there is nothing to prevent the use of the proposed design method in other systems, such as: industrial systems, water mains (raw/treated), among others.

KEYWORDS: Mechanics of fluids. Hydraulics. Building systems. Turbulent flows.
Method of calculation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Flutuação aleatória de uma componente da velocidade vetorial de uma partícula	48
Figura 2 – Perfil de velocidade do escoamento turbulento num tubo	49
Figura 3 – Perfil de velocidade de um escoamento laminar e turbulento, em um tubo	51
Figura 4 – Perda de carga localizada em um estrangulamento	56
Figura 5 – Coeficiente adimensional de um joelho 45°	57
Figura 6 – Desenvolvimento do escoamento numa tubulação.....	59
Figura 7 – Diagrama de sobrepressão para uma manobra de fechamento rápido	66
Figura 8 – Diagrama de sobrepressão para uma manobra de fechamento lento	67
Figura 9 – Pressão de vapor d'água segundo diversos autores.	70
Figura 10 – Variação dos tipos de energia dentro de uma válvula	73
Figura 11 – Variação da pressão em fenômenos de cavitação e flashing.....	74
Figura 12 – Obturadores de válvulas de controle	76
Figura 13 – Curvas características de válvulas de controle	78
Figura 14 – Modelo matemático empregado na análise de vibração.....	83
Figura 15 – Frequência de vibração de uma tubulação, em função da velocidade do escoamento	86
Figura 16 – Curvas isofônicas	90
Figura 17 – Curvas características de: (a) bombas centrífugas e (b) bombas axiais.....	97
Figura 18 – Taxa de erosão em tubulações	100
Figura 19 – Comportamento do fator de falha local em função do número de equipamentos à jusante do trecho analisado	109
Figura 20 – Comportamento da função de densidade de probabilidade da variável aleatória $QQ \neq 0$	110
Figura 21 – Montagem do experimento realizado na bancada hidráulico	115
Figura 22 – Montagem do experimento para determinação do coeficiente de vazão.....	117
Figura 23 – Curva Vazão x Pressão para um resgistro monocomando.....	120
Figura 24 – Amostras preparadas para o ensaio de determinação da rugosidade absoluta.	128

Figura 25 – Coeficiente adimensional para estreitamentos graduais da seção transversal .	131
Figura 26 – Coeficiente adimensional para alargamentos graduais da seção transversal	131
Figura 27 – Apartamento crítico da edificação analisada	132
Figura 28 – Posição das tubulações, em planta, no apartamento crítico.....	133
Figura 29 – Efeitos da temperatura e da velocidade de ensaio sobre o comportamento mecânico de um plástico dúctil.....	136
Figura 30 – Comportamento da vazão uma válvula globo DN ½”	139
Figura 31 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma válvula globo DN ½”	141
Figura 32 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN ½”, em função do número de Reynolds	144
Figura 33 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN ½”, em função da temperatura	145
Figura 34 – Coeficiente adimensional da conexão em função do diâmetro e do número de conexões adjacentes	148
Figura 35 – Dimensão característica das conexões analisadas.....	150
Figura 36 – Coeficiente adimensional da conexão em função do número de conexões adjacentes	150
Figura 37 – Trechos com menor DN, referentes ao dimensionamento utilizando-se PVC/CPVC	154
Figura 38 – Trechos com menor DN, referentes ao dimensionamento utilizando-se PPR ...	154
Figura 39 – Estimativa de custo de implantação do SHP, por pavimento	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores representativos dos coeficientes de vazão em válvulas de controle [m ³ /h.bar ^{1/2}]	75
Tabela 2 – Nível total de pressão sonora, a 1 m de distância, devido ao acionamento	98
Tabela 3 – Valores da duração de descargas (por usuário e por uso), da vazão unitária dos aparelhos sanitários e uso <i>per capita</i> , utilizados na simulação do modelo de Gonçalves (1986)	121
Tabela 5 – Características físicas de conjuntos motobomba	123
Tabela 6 – Nível máximo de pressão sonora permitido para cada período	124
Tabela 7 – Nível médio de potência sonora de conjuntos motobomba	125
Tabela 8 – Diâmetros das tubulações analisadas	128
Tabela 9 – Propriedades físicas dos materiais analisados	135
Tabela 10 – Coeficiente de vazão de válvulas globo	138
Tabela 11 – Coeficiente adimensional de válvulas globo	140
Tabela 12 – Coeficiente adimensional de conexões fabricadas em PVC rígido roscável	143
Tabela 13 – Coeficiente adimensional de conexões, fabricadas em PVC rígido roscável, em função do número de conexões próximas	146
Tabela 14 – Coeficientes de segurança utilizados	153
Tabela 15 – Hidrômetros selecionados no último pavimento	155
Tabela 16 – Válvulas globo selecionadas para os chuveiros do último pavimento	156
Tabela 17 – Características do trecho 3-4 do SPAF fria do 7° pavimento tipo	157
Tabela 18 – Estimativa de custo do SHP da edificação analisada	159

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
SHP	Sistemas hidráulicos prediais
SPAQ	Sistema predial de água quente
SPAF	Sistema predial de água fria
DN	Diâmetro nominal
PVC	Policloreto de Vinila
CPVC	Policloreto de Vinila Clorado
PPR	Polipropileno Copolímero Random
VC	Volume de controle
SC	Superfície de controle
NPSH	Net Positive Suction Head
FCI	Fluid Controls Institute
ISA	International Society for Measurement and Control
IEC	International Electrotechnical Commission
LabMeFH	Laboratório de Mecânica dos Fluidos, Hidráulico e Hidrologia
FECIV	Faculdade de Engenharia Civil
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
LTAD	Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste
DI	Diâmetro Interno
LabEST	Laboratório de Estruturas
LabMAT	Laboratório de Materiais de Construção Civil
LCRH	Laboratório de Climatologia e Recursos Hídricos
IG	Instituto de Geografia
VBA	Visual Basic for Application
PN	Pressão Nominal
MMQ	Método dos Mínimos Quadrados

LISTA DE SÍMBOLOS

\vec{v}	Velocidade vetorial da partícula de fluido
v_x	Componente da velocidade vetorial na direção X
v_y	Componente da velocidade vetorial na direção Y
v_z	Componente da velocidade vetorial na direção Z
ρ	Massa específica do fluido
∂Vol	Volume infinitesimal da partícula de fluido dentro do volume de controle
∂t	Intervalo de tempo infinitesimal
$\partial \vec{A}$	Vetor de área diferencial que caracteriza a superfície de controle
Q	Vazão volumétrica instantânea
\bar{v}	Velocidade média do escoamento
A	Área transversal atravessada pelo escoamento
$\Sigma(\vec{F})$	Força resultante atuante no sistema de partículas
g	Aceleração gravitacional local
∂F_s	Forças superficiais que atuam no elemento de fluido
∂A	Área da superfície do elemento de fluido
G	Constante de gravitação universal
M_T	Massa da Terra
R_T	Raio da Terra
H	Altitude local
ω	Velocidade angular de rotação da Terra
λ	Latitude local
p	Pressão atuante no fluido
μ	Viscosidade absoluta do fluido

t	Instante de tempo
z	Cota altimétrica do ponto analisado
γ	Peso específico do fluido
Rey	Número de Reynolds
D_i	Diâmetro interno da tubulação
ν	Viscosidade cinemática do fluido
$\mu_{\text{água}}$	Viscosidade absoluta da água
$T_{\text{água}}$	Temperatura da água
$\rho_{\text{água}}$	Massa específica da água
\bar{v}_X	Média temporal da componente da velocidade vetorial na direção X
v_C	Velocidade na linha de centro da tubulação
y	Distância da linha de centro da tubulação ao ponto analisado
R	Raio da tubulação
n	Expoente para o perfil de velocidade
ΔH	Perda de carga total entre os pontos 1 e 2
ΔH_D	Perda de carga distribuída entre os pontos 1 e 2
ΔH_L	Perda de carga localizada entre os pontos 1 e 2
f	Fator de cisalhamento de Darcy-Weisbach
L	Comprimento da tubulação entre os pontos 1 e 2
ψ	Constante de integração
ε	Rugosidade absoluta do material
K	Coefficiente adimensional da conexão
ℓ	Comprimento da região de entrada de tubulação
α	Coefficiente de Coriolis
β	Coefficiente de Boussinesq
τ	Período da tubulação

C	Celeridade de propagação da onda de pressão
B	Módulo volumétrico do fluido
E	Módulo de elasticidade da tubulação
D_e	Diâmetro externo da tubulação
e	Espessura da parede da tubulação
$B_{\text{água}}$	Módulo volumétrico da água
$p_{s,m\acute{a}x}$	Sobrepresão máxima devida ao transiente hidráulico
Δt	Tempo de fechamento da válvula
p_{atm}	Pressão atmosférica local
H	Altitude local
$p_{v,\text{água}}$	Pressão de vapor da água
$NPSH_d$	NPSH disponível
$\gamma_{\text{água}}$	Peso específico da água
p_{est}	Pressão estática na entrada do conjunto motobomba
ΔH_s	Perda de carga no trecho de sucção do conjunto motobomba
K_v	Coefficiente de vazão
C_v	Coefficiente de vazão
$f(x)$	Curva característica da vazão na válvula
Δp	Perda de pressão absoluta na válvula
G_f	Densidade relativa do líquido com relação à água a 15 °C
x	Excursão da haste da válvula
$x_{m\acute{a}x}$	Excursão máxima da haste da válvula
R	Rangeabilidade da válvula
κ	Coefficiente de ajuste da válvula
DN_v	Diâmetro nominal da válvula
F_F	Fator de relação de pressão crítica do líquido

$p_{c,água}$	Pressão crítica líquido-vapor da água
F_P	Fator de geometria da tubulação
$\sum(\zeta)$	Somatório dos coeficientes adimensionais das conexões da válvula
F_{LP}	Fator de recuperação de pressão combinado do líquido
F_L	Fator de recuperação de pressão do líquido
$\sum(\zeta_1)$	Somatório dos coeficientes adimensionais das conexões à montante da válvula
F_d	Fator modificador do número de Reynolds da válvula
p_1	Pressão estática absoluta à montante da válvula
ρ_0	Massa específica da água à 15 °C
λ_v	Coefficiente corretivo da válvula
ω_N	Frequência angular natural de vibração, sem escoamento interno
I_f	Momento de inércia da tubulação em relação ao eixo no qual ocorre a flexão
M	Massa da tubulação e do fluido em seu interior, por unidade de comprimento
f_N	Frequência natural de vibração, sem escoamento interno
\bar{v}_c	Velocidade crítica do escoamento
ω_j	Frequência angular natural de vibração do j-ésimo modo
f_j	Frequência natural de vibração do j-ésimo modo
y	Amplitude dinâmica do movimento
δ	Amplitude estática do movimento
ω_0	Frequência de atuação da força excitadora
L_P	Nível de pressão sonora
P	Pressão sonora
P_0	Pressão sonora de referência
$L_{P,A}$	Nível de pressão sonora, ponderada A
$\Delta L_{P,A}$	Fator de ajuste para a curva A
R_A	Função de ponderação em A

f_s	Faixa de frequência da onda sonora
L_W	Nível de potência sonora
Pot	Potência sonora
Pot_0	Potência sonora de referência
L_I	Nível de intensidade sonora
I	Intensidade sonora
I_0	Intensidade sonora de referência
A_s	Área de uma superfície normal à direção de propagação da onda sonora
c	Velocidade de propagação da onda sonora
r	Distância da fonte ao ponto analisado
ρ_{ar}	Massa específica do ar
$\mathcal{M}_{ar,s}$	Massa molar do ar seco
ϕ	Umidade local
$\mathcal{M}_{\acute{a}gua}$	Massa molar da água
R	Constante universal dos gases
T_{ar}	Temperatura do ar
$c_{ar,s}$	Velocidade de propagação de uma onda sonora no ar seco
$\gamma_{ar,s}$	Coeficiente de expansão adiabática para o ar seco
$c_{ar,u}$	Velocidade de propagação de uma onda sonora no ar úmido
L_{wi}	Nível de potência sonora dentro da tubulação, à jusante da válvula
η_w	Fator de eficiência
$L_{wi}(f_c)$	Nível de potência sonora dentro da tubulação, relativo à frequência f_c
BN	Número da banda de oitava
f_c	Frequência central da n-ésima banda de oitava
$L_{we}(f_c)$	Nível de potência sonora fora da tubulação, relativo à frequência f_c
$TL(f_c)$	Perda de transmissão pela parede da tubulação, relativo à frequência f_c

c_L	Velocidade longitudinal da onda acústica na parede da tubulação
ρ_T	Massa específica do material da tubulação
c_2	Velocidade do fluido à jusante da válvula
f_r	Frequência do anel da tubulação
L_{wAe}	Nível de potência sonora fora da tubulação, ponderada A
L_{wAn}	Nível de potência sonora fora da tubulação, relativo à n-ésima banda de oitava
L_{pAe}	Nível de pressão sonora total fora da tubulação, ponderada A
L_0	Comprimento de referência
Pot_{mb}	Potência nominal do conjunto motobomba
μ_t	Duração média da descarga de um tipo de aparelho sanitário
t_{min}	Duração mínima da descarga de um tipo de aparelho sanitário
t_{prov}	Duração mais provável da descarga de um tipo de aparelho sanitário
t_{max}	Duração máxima da descarga de um tipo de aparelho sanitário
σ_t^2	Variância da duração da descarga de um tipo de aparelho sanitário
μ_T	Período médio entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário
N	Número de aparelhos sanitários, do mesmo tipo, instalados no ambiente sanitário
t_p	Período de pico considerado
A_{inf}	Área de influência do ambiente sanitário onde se encontram instalados aparelhos sanitários de um mesmo tipo
μ_u	Número médio de usos <i>per capita</i> de um tipo de aparelho sanitário, durante o período de pico
σ_u^2	Variância do número de usos <i>per capita</i> de um tipo de aparelho sanitário, durante o período de pico
μ_d	Densidade populacional média na área de influência, durante o período de pico
σ_d^2	Variância da densidade populacional média na área de influência, durante o período de pico
σ_T^2	Variância do período entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário
Pop	População da área de influência do ambiente sanitário

μ_Q	Vazão média que ocorre no trecho considerado
m	Número de aparelhos sanitários à jusante do trecho analisado
N_i	Número de aparelho sanitário, do tipo i , instalados à jusante do trecho analisado
$\mu_{P,i}$	Valor esperado da probabilidade do i -ésimo tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento
$\mu_{q,i}$	Vazão unitária do i -ésimo tipo de aparelho sanitário
σ_Q^2	Variância da vazão que ocorre no trecho considerado
$\sigma_{q,i}^2$	Variância da vazão unitária do i -ésimo tipo de aparelho sanitário
$\sigma_{P,i}^2$	Variância da probabilidade do i -ésimo tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento
μ_P	Probabilidade média de um tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento
σ_P^2	Variância da probabilidade de um tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento
$\mu_{Q/Q \neq 0}$	Ocorrência média de vazões não nulas no trecho considerado
$p_{0,i}$	Probabilidade de não ocorrência de vazões no trecho considerado, durante o período de pico, devido ao não funcionamento de aparelhos do i -ésimo tipo
$\sigma_{Q/Q \neq 0}^2$	Variância da ocorrência de vazões não nulas no trecho considerado
a_i	Parâmetro da função de probabilidade Beta
b_i	Parâmetro da função de probabilidade Beta
ε_L	Fator de falha local, do trecho de tubulação do sistema
ε_G	Fator de falha global, do trecho de tubulação do sistema
$\varepsilon_{L,max}$	Fator de falha local máximo admissível, do trecho de tubulação do sistema
p_0	Probabilidade de não ocorrência de vazões no trecho considerado, durante o período de pico
$f_{(Q/Q \neq 0)}$	Função de densidade de probabilidade da variável aleatória $Q/Q \neq 0$
λ_Q	Parâmetro de escala da função de densidade de probabilidade
r_Q	Parâmetro que determina a forma da função de densidade de densidade de probabilidade

z	Função de aproximação
y	Função de aproximação
A_0	Função de aproximação
A_1	Função de aproximação
A_2	Função de aproximação
A_3	Função de aproximação
Δh	Diferença de pressão entre as seções 1 e 2
K_{ap}	Fator de vazão do aparelho sanitário
p_{uti}	Pressão dinâmica atuante no ponto de utilização
C_c	Coefficiente de contração da veia líquida
K_0	Coefficiente adimensional da conexão para Rey superior à 50.000
ϵ	Coefficiente de turbulência
N_c	Número de conexões próximas

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	CENÁRIO NACIONAL.....	34
1.2	OBJETIVOS.....	35
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	36
2.1	EQUACIONAMENTO NORMATIVO.....	37
2.2	ESCOAMENTO HIDRÁULICO EM TUBULAÇÕES.....	38
2.2.1	EQUAÇÕES DO MOVIMENTO DE UM FLUIDO.....	38
2.2.1.1	Equação da Continuidade.....	39
2.2.1.2	Equação Geral do Movimento.....	41
2.2.1.3	Equação de Navier-Stokes.....	42
2.2.1.4	Equação de Euler.....	44
2.2.1.5	Equação de Bernoulli.....	44
2.2.2	EXPERIMENTO DE REYNOLDS.....	46
2.2.3	PERFIL DE ESCOAMENTO TURBULENTO DE UM FLUIDO.....	47
2.2.4	EXPERIMENTO DE NIKURADSE E O DIAGRAMA DE MOODY.....	51
2.2.5	PERDA DE CARGA.....	52
2.2.5.1	Perda de carga distribuída.....	53
2.2.5.2	Perda de carga localizada.....	56
2.2.6	FATORES DE CORREÇÃO.....	60
2.2.6.1	Correção da variação temporal.....	61
2.2.6.2	Correção da energia cinética.....	61
2.2.6.3	Correção da quantidade de movimento.....	62
2.2.7	TRANSIENTE HIDRÁULICO.....	64
2.2.8	FENÔMENO DE CAVITAÇÃO.....	68
2.2.8.1	Pressão de sucção positiva líquida (NPSH).....	71
2.2.9	FENÔMENO DE FLASHING.....	72
2.2.9.1	Seleção de válvulas de controle.....	74
2.3	VIBRAÇÃO EM TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS.....	82
2.4	RUÍDOS EM SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	89
2.4.1	RUÍDO PROVOCADO PELO FLUXO DE LÍQUIDO NO INTERIOR DE VÁLVULAS.....	94
2.4.2	RUÍDO PROVOCADO PELO ACIONAMENTO DE UM CONJUNTO MOTOBOMBA.....	97

2.5	DESGASTE MECÂNICO EM TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS	99
2.6	VAZÃO DE CONSUMO PROBABILÍSTICA	101
2.6.1	MÉTODO PROBABILÍSTICO DE GONÇALVES (1986)	103
3	MATERIAIS E MÉTODOS	113
3.1	EQUIPAMENTOS EMPREGADOS.....	114
3.1.1	MONTAGEM EXPERIMENTAL 01.....	115
3.1.2	MONTAGEM EXPERIMENTAL 02.....	117
3.2	PARÂMETROS A SEREM AVALIADOS	118
3.2.1	NÍVEIS DE PRESSÃO	118
3.2.2	VELOCIDADE MÉDIA DO ESCOAMENTO.....	119
3.2.3	VAZÃO DE PROJETO	120
3.2.4	NÍVEL DE VIBRAÇÃO.....	122
3.2.5	NÍVEIS DE RUÍDO.....	123
3.2.5.1	Nível de ruído em conjuntos motobomba	124
3.2.5.2	Nível de ruído em válvulas de controle	126
3.2.6	OBSERVAÇÃO DE PIMENTA (1981)	126
3.2.7	COEFICIENTE DE VAZÃO EM VÁLVULAS DE CONTROLE	127
3.3	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DOS MATERIAIS UTILIZADOS	127
3.4	EDIFICAÇÃO ANALISADA.....	132
4	RESULTADOS E ANÁLISES	134
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	134
4.1.1	PROPRIEDADES FÍSICAS DOS MATERIAIS	135
4.1.2	COEFICIENTE DE VAZÃO DE VÁLVULAS DE CONTROLE.....	138
4.1.3	COEFICIENTE ADIMENSIONAL DA CONEXÃO.....	142
4.1.4	ANÁLISE SOBRE A OBSERVAÇÃO DE PIMENTA (1981).....	146
4.2	COEFICIENTES DE SEGURANÇA ADOTADOS	152
4.3	EDIFICAÇÃO ANALISADA.....	153
4.3.1	MEDIÇÃO INDIVIDUALIZADA.....	154
4.3.2	VÁLVULAS GLOBO	155
4.3.3	LIMITE MÁXIMO DE VELOCIDADE	157
4.3.4	CUSTOS DE EXECUÇÃO	158
4.4	ROTEIRO DE APLICAÇÃO DO MÉTODO PROPOSTO	160
5	CONCLUSÕES	161
5.1	PROPOSTAS PARA ESTUDOS FUTUROS	162
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	164

APÊNDICE A – COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA.....	174
APÊNDICE B – MÉTODO DE CÁLCULO PROPOSTO	175
ANEXO A – PARÂMETROS ACÚSTICOS	176

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, no cenário nacional, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é muito deficiente no que diz respeito à normalização dos sistemas hidráulicos prediais (SHP). Dispondo da ABNT NBR 5626:1998 e da ABNT NBR 7198:1993, os profissionais devem dimensionar todos os SHP responsáveis por conduzir água fria e água quente, garantindo, ainda, o conforto, higiene, segurança e economia para os usuários das edificações. Porém, com cerca de duas décadas de defasagem, essas normas não conseguem mais atender à demanda do setor, que busca a execução de sistemas para o atendimento de populações elevadas (edifícios residenciais, hotéis, motéis, resorts etc.), aliados a um dimensionamento econômico, tendo em vista o elevado custo unitário das tubulações de maior diâmetro.

O problema é ainda mais grave, quando o assunto é relativo ao sistema predial de água quente (SPAQ). Devido à ABNT NBR 7198:1993 não acrescentar nenhum parâmetro de dimensionamento específico para os SPAQ, diversos projetistas utilizam os mesmos parâmetros de dimensionamento relativos ao sistema predial de água fria (SPAF), estabelecidos pela ABNT NBR 5626:1998. Isso acaba por elevar, drasticamente, o diâmetro das tubulações, elevando, conseqüentemente, o custo de implantação do SHP; além de provocar o dimensionamento de SHP que estão sujeitos a diversos problemas, como o elevado desperdício de água durante o banho, por conta do resfriamento da água presente no interior da tubulação.

Lutz (2012), observou que, nos SPAQ, há um desperdício tanto em energia (da ordem de 40%), quanto em volume de água (da ordem de 30%), durante o banho. Esse desperdício ocorre devido as perdas de energia térmica da água armazenada na tubulação, que, por sua vez, é desperdiçada até que a água quente (armazenada no reservatório térmico) atinja o chuveiro, de modo a iniciar-se a mistura com água fria, para, posteriormente, iniciar-se o banho.

Armstrong *et al.* (2014) apontam a relação entre as temperaturas da água armazenada em reservatórios térmicos e agentes patogênicos, tais como a *Legionella ssp.*, que se multiplicam

em água, com temperatura entre 25°C e 45°C. Segundo Levin (2006), a *Legionella pneumophila* (espécie mais comum) é causadora de pneumonia bacteriana, sendo responsável por 85% das infecções registradas.

Outro problema comum de ser encontrado, diz respeito à transmissão de vibração e ruído da tubulação hidráulica para a estrutura, ou alvenaria, relacionado com características de conforto acústico do usuário. Esse problema está, por sua vez, intimamente ligado com a técnica construtiva adotada, os processos de transmissão do ruído, a movimentação de água sob elevadas pressões, a variação brusca da direção da tubulação, a ocorrência de cavitação, dentre outros (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1998; AIDAR, 1998; LEAL, 2003).

Observa-se, então, que uma revisão das normas técnicas relativas aos SHP, deve ir muito além dos parâmetros de dimensionamento hidráulico, devendo-se levar em consideração, ainda, aspectos construtivos, sanitários, econômicos, dentre outros; sempre envolvendo diversos setores da sociedade.

Uma otimização do dimensionamento hidráulico predial, visando a utilização de tubulações com menor diâmetro nominal (DN), gerando uma redução nos custos de implantação, tem se tornado um ponto chave para diversas construtoras, principalmente após a sequência de crises econômicas que tem atingido alguns países, desde o início dos anos 2000, incluindo o Brasil.

1.1 CENÁRIO NACIONAL

No Brasil, a ABNT não dispõe, por exemplo, de uma norma técnica que trate sobre características da rede de recirculação da água quente, presente nos ramais de distribuição de água, ou, ainda, sobre parâmetros que busquem minimizar a possibilidade de contaminações dos usuários por agentes patogênicos (como a *Legionella ssp.*), e pouco se trata com relação ao controle de ruído e vibração nesses sistemas.

No mercado nacional atual, observa-se um custo¹ por metro de tubulação, que varia² entre R\$ 5,00 e R\$ 300,00. Apesar de, à primeira vista, parecer um valor relativamente baixo, os custos relativos aos SHP podem chegar a ordem de 10% do custo total da edificação, o que configura um impacto significativo no orçamento da mesma (BORGES, 2010; MARIANE, 2015).

Nesse cenário, estudos que apontam a necessidade de melhoria desses sistemas, onde, a falta de uma normalização nacional atualizada, por parte da ABNT, aliados à crescente necessidade do mercado em otimizar o dimensionamento, só têm a demonstrar o quanto as empresas e os usuários são prejudicados com sistemas de armazenamento, e distribuição de água, ineficientes. Essas melhorias, por sua vez, devem partir tanto do Foro Nacional de Normalização, quanto dos pesquisadores e da iniciativa privada, buscando, juntos, minimizar os custos e as irregularidades, otimizar os resultados e maximizar a eficiência dos SHP.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal, o desenvolvimento de um método para o dimensionamento de SHP (SPAF ou SPAQ), com base em níveis de conforto dos usuários da edificação, e na redução dos custos de implantação do mesmo. Para isso, é necessário o estabelecimento de um equacionamento criterioso e de fácil aplicação. Visando atingir o objetivo principal, diversos objetivos secundários foram traçados, como a definição de parâmetros para o controle dos níveis de vibração e ruído; a utilização de um procedimento para a determinação das vazões probabilísticas de dimensionamento; definição de parâmetros que evitem o surgimento de fenômenos físicos indesejáveis, como cavitação e flashing; a proposição de novos equacionamentos e a análise dos fenômenos físicos envolvidos, como desgastes mecânicos e turbulências, de modo a aprimorar os resultados obtidos pelo emprego do método proposto.

¹ Desconsiderando-se conexões, válvulas e demais acessórios, mão de obra etc.

² Foram analisados tubos de PVC e CPVC, com DN entre 15 mm e 114 mm, conforme especificado em catálogos de fabricantes nacionais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, serão abordados, de forma sequencial, os temas necessários para a completa formulação do método proposto neste trabalho. Primeiramente, será apresentado uma breve abordagem sobre o equacionamento normativo, realizando-se, posteriormente, uma abordagem sobre o equacionamento teórico acerca do movimento de fluidos no interior de tubulações, englobando, ainda, informações sobre perdas de carga (localizadas e distribuídas), correções da Equação de Bernoulli, fenômenos de cavitação e flashing, finalizando com uma abordagem sobre os efeitos de vibração, ruído e desgaste em tubulações.

Diversos autores definem os SHP como um conjunto de tubulações, conexões, válvulas e registros, interligados em várias direções, que abastecem as peças de utilização, aparelhos sanitários ou determinados equipamentos, visando a higiene, segurança, economia e conforto dos usuários. Essas tubulações longas³, de seção transversal circular, operam com seção plena sob pressão superior à atmosférica, se comportando como conduto forçado (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1993; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1998; MACINTYRE, 2011).

A ABNT NBR 5626:1998 foi elaborada com o objetivo de atender os SPAF, definidos como “[...] as instalações responsáveis por transportar a água em uma temperatura dada pelas condições do ambiente”, que, no Brasil, varia entre 18 e 28 °C, de acordo com Pereira *et al.* (2006).

ABNT NBR 7198:1993, por sua vez, foi elaborada com o objetivo de atender os SPAQ para consumo humano, com temperaturas de até 70 °C. Macintyre (2011) também define as sistemas de água gelada para o caso em que a água transportada esteja a uma temperatura entre 2 e 13 °C, normalmente presente em sistemas industriais.

³ Tubulações em que seu comprimento é superior a 4.000 vezes seu diâmetro (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998).

Como, a priori, os sistemas hidráulicos em questão são para emprego predial, e não industrial, limitar-se-á este estudo para uma faixa de temperatura entre 15 e 80 °C, buscando reproduzir situações cotidianas em edificações residenciais.

Também será estudado apenas tubulações fabricadas em materiais plásticos, como o policloreto de vinila (PVC) para os SPAF, o policloreto de vinila clorado (CPVC) para os SPAQ, e o polipropileno copolímero random (PPR) para ambos os sistemas.

2.1 EQUACIONAMENTO NORMATIVO

Embora a ABNT NBR 7198:1993 não faça qualquer recomendação acerca do equacionamento a ser empregado no dimensionamento dos SPAQ, a ABNT NBR 5626:1998, relativa aos SPAF, recomenda o emprego da Equação de Bernoulli, juntamente com o emprego da Equação de Darcy-Weisbach para determinação da perda de carga distribuída, enquanto a perda de carga localizada deve ser determinada pelo Método dos Comprimentos Equivalentes.

Apesar de ser uma equação estudada em todos os cursos nacionais de graduação em engenharia civil, e ser, possivelmente, a equação mais utilizada para cálculos hidráulicos em condutos forçados (para pequenos e grandes diâmetros), a Equação de Bernoulli é bastante restritiva, em função das simplificações presentes em sua dedução.

Após a determinação da Equação de Darcy-Weisbach, para o cálculo da perda de carga em escoamentos laminares e turbulentos, criou-se uma importante ferramenta para solucionar o aspecto de escoamentos hidráulicos, embora, entretanto, detalhes intrínsecos da turbulência não são possíveis de serem inferidos no equacionamento atual (SCHULZ, 2001).

Buscando, então, uma melhor compreensão da aplicabilidade das equações utilizadas no dimensionamento de SHP, foi realizada uma análise sobre cada uma destas.

2.2 ESCOAMENTO HIDRÁULICO EM TUBULAÇÕES

Segundo Streeter (1974, p. 109) “[...] a natureza do escoamento de um fluido real é muito complexa. As leis básicas que descrevem o movimento de um fluido não são de fácil formulação, nem de fácil manejo matemático, de forma que necessita-se de recursos experimentais”.

Ao longo dos anos, algumas equações matemáticas foram desenvolvidas para caracterizar e descrever o movimento de fluidos, tomando-se como base as Leis da Mecânica Clássica, como as Equações da Continuidade, a Equação de Bernoulli, a Equação de Navier-Stokes, dentre outras.

Existem outras abordagens para essa caracterização do movimento de fluidos, como o caso do matemático e físico francês Joseph Valentin Boussinesq⁴ (1842 - 1929), que buscou uma abordagem estatística, e o engenheiro brasileiro Harry Edmar Schulz⁵, que buscou uma abordagem tomando-se como base as Leis da Termodinâmica e o conceito de Entropia. Porém, de um modo geral, todas essas equações possuem algum tipo de limitação, seja quanto à aplicabilidade da equação, seja quanto às técnicas matemáticas necessárias para o emprego e solução das mesmas.

2.2.1 EQUAÇÕES DO MOVIMENTO DE UM FLUIDO

A Hipótese do Contínuo é uma simplificação fundamental, que permite a aplicação do Cálculo Diferencial e Integral no estudo do comportamento dos fluidos. Como, as menores características encontradas dos escoamentos são, tipicamente, muito maiores que a escala de comprimento molecular, tem-se a validade da aplicação dessa hipótese, admitindo que todas as características do fluido variam continuamente dentro do mesmo, de forma que todos os elementos que compõem o fluido apresentam suas propriedades bem definidas, sem a

⁴ Ver Boussinesq (1872).

⁵ Ver Schulz (2001).

presença de regiões vazias, como pode ser observado a nível molecular (STREETER, 1974; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; SOUZA *et al.*, 2011).

Segundo Munson, Young e Okiishi (2005, p. 95) “[em decorrência dessa hipótese], num dado instante, a descrição de qualquer propriedade do fluido [...] pode ser formulada em função da posição da partícula”, portanto, para se determinar os vários parâmetros que caracterizam o escoamento de um fluido, em função de variáveis espaciais e temporais, utilizar-se-á o campo de velocidades para ilustrar o escoamento do mesmo, representado pela Equação (1).

$$\vec{v} = (v_x)\vec{i} + (v_y)\vec{j} + (v_z)\vec{k} \quad (1)$$

Onde:

\vec{v} – Velocidade vetorial da partícula de fluido [m/s]

v_x – Componente da velocidade vetorial na direção X [m/s]

v_y – Componente da velocidade vetorial na direção Y [m/s]

v_z – Componente da velocidade vetorial na direção Z [m/s]

2.2.1.1 Equação da Continuidade

Segundo Munson, Young e Okiishi (2005, p. 119) “muitos problemas [...] podem ser resolvidos a partir da análise do comportamento do material contido numa região finita do espaço (um volume de controle)”. Com base nesta ideia, e partindo da aplicação do Princípio de Conservação de Massa⁶, pode-se observar que a massa de fluido em um determinado sistema, permanece constante enquanto o sistema se desloca num campo de escoamento. Desta forma, a Equação da Continuidade pode ser deduzida de três maneiras, representadas pela Equação (2).

⁶ Ver Keller, Gettys e Skove (2013, p. 417), Nussenzveig (2014, p. 32) e Alonso e Finn (2014, p. 287).

Cada uma das três maneiras em que a Equação (2) está escrita, buscam representar o mesmo fenômeno, porém, com formulações matemáticas diferentes. Apenas uma breve ressalva deve ser feita para a Equação (2c), que, por sua vez, não captura a variação temporal da massa específica do fluido, sendo aplicável em uma única seção transversal e em um único instante de tempo.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho \, \partial Vol \right) + \int_{SC} \rho \cdot \vec{v} \cdot \partial \vec{A} = 0 \quad (2a)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (2b)$$

$$Q = \bar{v} \cdot A \quad (2c)$$

Onde:

ρ	– Massa específica do fluido	[kg/m ³]
∂Vol	– Volume infinitesimal da partícula de fluido dentro do volume de controle	[m ³]
∂t	– Intervalo de tempo infinitesimal	[s]
$\partial \vec{A}$	– Vetor de área diferencial que caracteriza a superfície de controle	[m ²]
Q	– Vazão volumétrica instantânea	[m ³ /s]
\bar{v}	– Velocidade média do escoamento	[m/s]
A	– Área transversal atravessada pelo escoamento	[m ²]

A Equação da Continuidade pode ser aplicada a qualquer volume de controle (VC) finito, delimitado por uma superfície de controle (SC). Ela representa a taxa de variação temporal da massa de fluido contida no VC, e o fluxo líquido de massa identificado na SC, sendo uma equação de grande importância prática, válida tanto para escoamentos incompressíveis, quanto compressíveis, seja no regime de escoamento permanente ou transiente (MUNSON, YOUNG e OKIISHI, 2005; AZEVEDO NETTO, *et al.*, 1998).

A intensidade da velocidade média de escoamento das partículas de fluido, em uma determinada seção transversal, pode ser determinada pela Equação (3).

$$\bar{v} = \frac{\int_A \vec{v} \cdot \partial \vec{A}}{A} \quad (3)$$

2.2.1.2 Equação Geral do Movimento

Partindo do Princípio da Conservação da Quantidade de Movimento⁷ e da Segunda Lei de Newton, aplicadas a um sistema de partículas, juntamente com a presença de forças de campo devido, apenas, à atração gravitacional terrestre, pode-se deduzir a Equação Geral do Movimento de um fluido, dada pela Equação (4).

$$\sum(\vec{F}) = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \vec{v} \cdot \rho \partial Vol \right) + \int_{SC} \vec{v} \cdot \rho \cdot \vec{v} \cdot \partial \vec{A} \quad (4a)$$

$$\rho \cdot \vec{g} + \nabla \left(\frac{\partial F_s}{\partial A} \right) = \frac{D(\rho \cdot \vec{v})}{Dt} \quad (4b)$$

Onde:

$\Sigma(\vec{F})$ – Força resultante atuante no sistema de partículas [N]

g – Aceleração gravitacional local [m/s²]

∂F_s – Forças superficiais que atuam no elemento de fluido [N]

∂A – Área da superfície do elemento de fluido [m²]

A Equação Geral do Movimento fornece uma relação poderosa para a análise do escoamento de fluidos. Porém, antes de utilizar essa equação, deve-se estudar melhor as tensões que atuam no fluido, uma vez que o número de variáveis supera o número de equações

⁷ Ver Keller, Gettys e Skove (2013, p. 257), Nussenzveig (2013, p. 192) e Alonso e Finn (2014, p. 168).

disponíveis, tornando sua solução muito complexa (STREETER, 1974; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

Na ausência de dados precisos sobre a aceleração gravitacional local, pode-se estimá-la, por exemplo, pela Equação de Gamow⁸, ou por meio da aplicação de conceitos físicos⁹ da mecânica clássica (em um referencial não-inercial), que resultam na Equação (5), onde a parcela da aceleração devida à Aceleração de Coriolis foi desprezada.

$$g = \sqrt{\left[\frac{G \cdot M_T}{(R_T + H)^2} - \omega^2 \cdot (R_T + H) \cdot \cos^2(\lambda)\right]^2 + \left[\frac{\omega^2 \cdot (R_T + H) \cdot \sin(2 \cdot \lambda)}{2}\right]^2} \quad (5)$$

Onde:

G	– Constante de gravitação universal	[m ³ /kg.s ²]
M_T	– Massa da Terra	[kg]
R_T	– Raio da Terra	[m]
H	– Altitude local	[m]
ω	– Velocidade angular de rotação da Terra	[rad/s]
λ	– Latitude local	[°]

Para aplicação da Equação (5), adota-se um valor de $6,673 \cdot 10^{-11}$ m³/kg.s² para a constante de gravitação universal, $5,972 \cdot 10^{24}$ kg para a massa da Terra, $6,371 \cdot 10^6$ m para o raio da Terra e $7,292 \cdot 10^{-5}$ rad/s para a velocidade angular de rotação da Terra.

2.2.1.3 Equação de Navier-Stokes

A Equação de Navier-Stokes é o nome dado à Equação Geral do Movimento em sua forma diferencial – Equação (4b). Para um fluido newtoniano¹⁰, a relação entre as tensões atuantes

⁸ Ver Azevedo Netto et al. (1998, p. 7).

⁹ Ver Alonso e Finn (2014, p. 140).

¹⁰ Um fluido em que a velocidade da partícula de fluido varia linearmente com sua distância em relação à uma placa fixa; ver Keller, Gettys e Skove (2013, p. 423), Nussenzveig (2014, p. 48) Alonso e Finn (2014, p. 532).

e as taxas de deformação do fluido são lineares, portanto, os termos da Equação (4b) são reorganizados, obtendo-se a Equação de Navier-Stokes, dada pela Equação (6).

$$-\nabla(p) + \rho \cdot \vec{g} + \mu \cdot \nabla^2(\vec{v}) = \frac{D(\rho \cdot \vec{v})}{Dt} \quad (6)$$

Onde:

p – Pressão atuante no fluido [Pa]

μ – Viscosidade absoluta do fluido [N.s/m²]

t – Instante de tempo [s]

A Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – recebe esse nome em homenagem ao matemático francês Claude Louis Marie Henri Navier (1785 - 1836) e ao físico irlandês Sir George Gabriel Stokes (1819 - 1903), responsáveis pela formulação dessa equação no século XIX, juntamente com o físico francês Siméon Denis Poisson (1781 - 1840) e o engenheiro francês Adhémar Jean Claude Barré de Saint Venant (1797 - 1886), sendo considerada uma generalização da Equação de Euler.

Juntamente com a Equação da Continuidade – Equação (2b) – a Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – fornece uma descrição matemática completa do escoamento de um fluido newtoniano (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; HOSCH, 2009).

[...] a complexidade das equações de Navier-Stokes [...] impede a existência de muitas soluções analíticas. É importante ressaltar que apenas os escoamentos simples apresentam soluções analíticas. Entretanto, nestes casos, onde é possível obter soluções analíticas, a aderência entre as soluções e os dados experimentais é muito boa (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005, p. 216).

2.2.1.4 Equação de Euler

A Equação de Euler pode ser deduzida por meio de uma simplificação da Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – para o caso de um escoamento incompressível¹¹ de um fluido ideal¹² (STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; LOPES FILHO *et al.*, 2015). Neste caso, a Equação de Euler é dada pela Equação (7) .

$$-\nabla(p) + \rho \cdot \vec{g} = \rho \cdot \frac{D(\vec{v})}{Dt} \quad (7)$$

A Equação de Euler – Equação (7) – recebe esse nome em homenagem ao matemático suíço Leonhard Paul Euler (1707 - 1783), por ter sido um dos primeiros a apresentar a relação que existe entre a pressão e o movimento de um fluido.

Apesar de ser mais simples que a Equação Geral do Movimento – Equação (4) – e a Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – a Equação de Euler – Equação (7) – ainda não permite correlacionar a pressão e a velocidade do escoamento, ponto a ponto, devido à não linearidade de seus termos (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

2.2.1.5 Equação de Bernoulli

A Equação de Bernoulli pode ser deduzida por meio de uma simplificação da Equação de Euler – Equação (7) – para o caso de um escoamento em regime permanente¹³ e irrotacional¹⁴, ao longo de uma linha de corrente (STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005). Neste caso, a Equação de Bernoulli, aplicada entre dois pontos de uma linha de corrente, é dada pela Equação (8).

¹¹ Fluido em que a taxa de dilatação volumétrica é nula ($\partial\rho/\partial t = 0$) (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

¹² Fluido que não apresenta cisalhamento interno decorrente do movimento relativo de suas partículas, não se manifestando, portanto, os efeitos da viscosidade (STREETER, 1974; PORTO, 2006).

¹³ Fluido em que suas condições hidráulicas, em qualquer ponto, não variam com o tempo ($\nabla\vec{v} = 0$) (STREETER, 1974; PORTO, 2006).

¹⁴ Fluido em que suas partículas não sofrem rotação, uma vez que todas as forças são aplicadas no centro de massa de cada partícula de fluido (STREETER, 1974).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{v}_1^2}{2.g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2.g} \quad (8)$$

Onde:

z – Cota altimétrica do ponto analisado [m]

γ – Peso específico do fluido [N/m³]

A Equação de Bernoulli – Equação (8) – recebe esse nome em homenagem ao matemático suíço Daniel Bernoulli (1700 - 1782), por ter apresentado essa equação em sua obra *Hidrodinâmica*, publicada em 1738, descrevendo o comportamento de um fluido newtoniano, incompressível e ideal, movendo-se ao longo de uma linha de corrente, em um escoamento em regime permanente e irrotacional, onde a única força de campo atuante é a força de atração gravitacional terrestre.

Essa equação, é um exemplo de aplicação do Princípio de Conservação da Energia¹⁵, onde a energia total (energia potencial gravitacional, energia piezométrica e energia cinética) do fluido, permanece constante ao longo de seu movimento (STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; ENCYCLOPÆDIA BRITANNICA INC., 2011).

A pesar de ser uma equação de simples solução analítica (diferentemente das demais equações apresentadas na seção 2.2.1), a Equação de Bernoulli – Equação (8) – é uma equação teórica com, pelo menos, seis simplificações, o que afasta os resultados obtidos pela aplicação desta equação com medições experimentais.

“A viscosidade e o atrito externo são os principais responsáveis pela diferença [entre medições práticas e dados teóricos]; em consequência das forças de atrito, o escoamento somente ocorre com uma perda de energia: a perda de carga (a energia se dissipa sob a forma de calor)” (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998, p. 59).

¹⁵ Ver Keller, Gettys e Skove (2013, p. 230), Nussenzveig (2013, p. 161) e Alonso e Finn (2014, p. 227).

Segundo Souza *et al.* (2011), “[...] escoamentos turbulentos são sempre rotacionais. Isto significa que teorias bem estabelecidas de escoamento potencial (estritamente bidimensionais) não se aplicam ao estudo de turbulência”. Desta forma, embora a Equação de Bernoulli – Equação (8) – não possa ser utilizada para o estudo de turbulência, ela ainda desempenha um papel muito importante na análise global do escoamento de fluidos.

2.2.2 EXPERIMENTO DE REYNOLDS

O engenheiro e físico britânico Osbourne Reynolds (1842 - 1912) estudou, em 1883, o comportamento dos líquidos durante o escoamento em tubos longos. Com seu experimento, Reynolds concluiu que o melhor critério para se determinar o regime de escoamento do fluido em uma tubulação, é fruto de uma expressão adimensional, na qual considera-se, além da velocidade média do escoamento, a viscosidade cinemática do fluido e o diâmetro interno da tubulação. Posteriormente, essa expressão adimensional recebeu, em sua homenagem, o nome de Número de Reynolds, dado pela Equação (9).

$$Rey = \frac{\bar{v} \cdot D_i}{\nu} \quad (9)$$

Onde:

Rey – Número de Reynolds []

D_i – Diâmetro interno da tubulação [m]

ν – Viscosidade cinemática do fluido [m²/s]

A viscosidade cinemática do fluido pode ser calculada pela Equação (10). No caso da água, pode-se estimar sua viscosidade absoluta por meio da Equação (11) e sua massa específica por meio da Equação (12).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (10)$$

$$\mu_{\text{água}} = \frac{1,78 \cdot 10^{-3}}{1 + 0,0337 \cdot T_{\text{água}} + 0,000221 \cdot T_{\text{água}}^2} \quad (11)$$

$$\rho_{\text{água}} = 999,71704 + 0,07894 \cdot T_{\text{água}} - 0,00864 \cdot T_{\text{água}}^2 + 5,6752 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{água}}^3 - 1,94502 \cdot 10^{-7} \cdot T_{\text{água}}^4 \quad (12)$$

Onde:

$\mu_{\text{água}}$ – Viscosidade absoluta da água [N.s/m²]

$T_{\text{água}}$ – Temperatura da água [°C]

$\rho_{\text{água}}$ – Massa específica da água [kg/m³]

Admitindo-se que em situações cotidianas sempre exista uma causa perturbadora do sistema, pode-se verificar que o fluido apresenta um regime de escoamento turbulento para um número de Reynolds superior a 4.000, e um regime de escoamento laminar para número de Reynolds inferior a 2.000, sendo, entre esses limites, caracterizado o regime de escoamento de transição.

Mesmo não sendo possível definir precisamente as faixas de caracterização de cada regime de escoamento, segundo Munson, Young e Okiishi (1997) e Azevedo Netto *et al.*, (1998), os valores apresentados são apropriados. Segundo Azevedo Netto *et al.*, (1998, p. 113), entre esses limites, no regime de escoamento de transição, “[...] encontra-se uma zona crítica, na qual não se pode determinar com segurança a perda de carga nas canalizações”.

2.2.3 PERFIL DE ESCOAMENTO TURBULENTO DE UM FLUIDO

Segundo Munson, Young e Okiishi (1997), apesar do escoamento turbulento plenamente desenvolvido¹⁶ em tubulações, ser muito mais frequente, o mecanismo de turbulência ainda

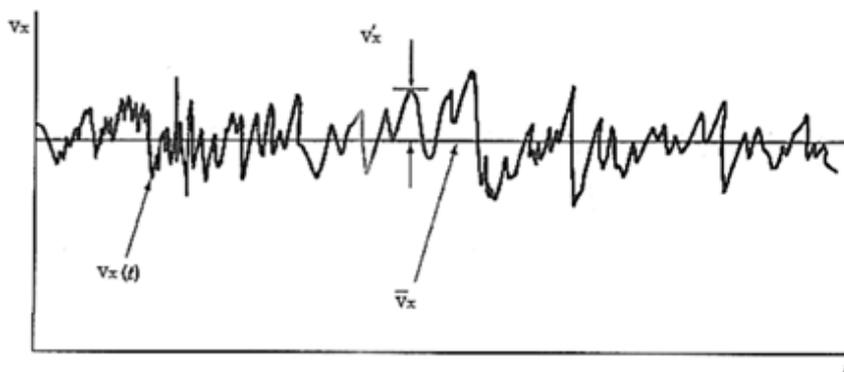
¹⁶ Região cuja velocidade média do escoamento é independente da posição, variando, apenas, com a distância do ponto analisado ao centro da tubulação (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997).

não é plenamente conhecido. Porém, ainda segundo os autores, resultados favoráveis podem ser obtidos por meio da aplicação da Equação de Bernoulli – Equação (8) – uma vez que os efeitos viscosos não são muito importantes, e pelo fato de se utilizar a velocidade média temporal do escoamento, na equação, embora:

Os cálculos da transferência de calor, da queda de pressão, e de muitos outros parâmetros não seriam possíveis sem a inclusão dos aparentemente “pequenos”, mas muito importantes, efeitos associados a aleatoriedade do escoamento (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997, p. 430).

Ao analisar melhor o movimento turbulento, e considerando o movimento tridimensional das partículas de fluido, percebe-se que a tensão de cisalhamento nos escoamentos turbulentos é maior que as tensões de cisalhamento presentes no escoamento laminar, devido à parcela de Tensões de Reynolds¹⁷, existentes por conta das flutuações aleatórias das componentes de velocidade (STREETER, 1974; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; POPE, 2010). A Figura 1 representa essa flutuação aleatória de uma das componentes da velocidade vetorial de uma partícula.

Figura 1 – Flutuação aleatória de uma componente da velocidade vetorial de uma partícula



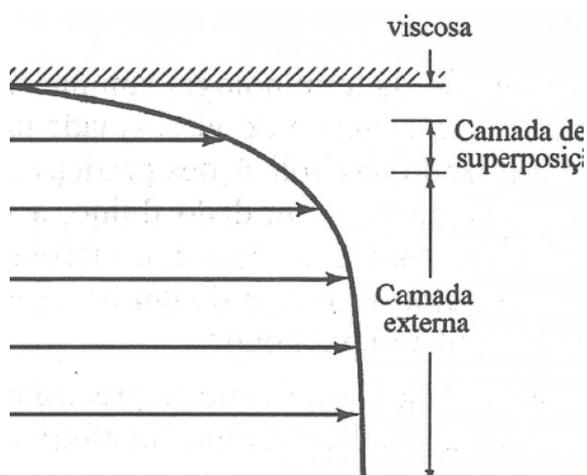
Fonte: Munson, Young e Okiishi (2005, p. 277), adaptado pelo autor.

[...] ainda não existe um modelo de turbulência geral e completo que descreva como varia a tensão de cisalhamento num campo de escoamento incompressível, viscoso e turbulento qualquer [...] [sendo] impossível integrar a equação de equilíbrio de forças para obter o perfil de velocidades turbulento e todas outras informações relevantes do escoamento [...] (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005, p. 279).

¹⁷ Ver Munson, Young e Okiishi (1997, p. 434).

Uma quantidade considerável de informações sobre perfis de escoamento turbulentos, têm sido obtidas através da utilização de análise dimensional, métodos empíricos e semi-empíricos e/ou dividindo o escoamento turbulento plenamente desenvolvido em três regiões: a região da subcamada laminar (ou viscosa), a região de transição (ou superposição) e a região da camada turbulenta externa (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997; PORTO, 2006; POPE, 2010). A Figura 2 representa a delimitação de cada uma dessas três regiões.

Figura 2 – Perfil de velocidade do escoamento turbulento num tubo



Fonte: Munson, Young e Okiishi (1997, p. 435), adaptado pelo autor.

A natureza e os fatores significativos na característica do escoamento em cada uma dessas três regiões, também são completamente diferentes. Entretanto, para se estimar o perfil de velocidade nessas regiões, pode-se utilizar uma relação logarítmica, ou uma relação exponencial (STREETER, 1974; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005; POPE, 2010).

De acordo com Munson, Young e Okiishi (1997) e Porto (2006), essas relações (logarítmica e exponencial) foram baseadas em três hipóteses formuladas pelo físico alemão Ludwig Prandtl (1875 - 1953). Apesar dessas hipóteses levarem a um equacionamento que apresenta algumas incoerências¹⁸, a teoria proposta por Prandtl não invalida as aplicações práticas, fornecendo uma aproximação razoável para os perfis de velocidade medidos na maior parte da tubulação,

¹⁸ Ver Munson, Young e Okiishi (1997, p. 438) e Porto (2006, p. 35).

como foi comprovado por Flint (1967), Zagarola e Smits (1997), Afzal (2001) e Afzal, Seena e Bushra (2007).

Por se tratar de uma análise com um número de Reynolds alto (maior que 4.000), por ser válida tanto na região da camada turbulenta externa, quanto na região da camada de superposição, aliado, ainda, ao fato da região da subcamada viscosa ser muito pequena¹⁹, pode-se utilizar a relação exponencial desenvolvida por Prandtl, em 1921, dada pela Equação (13) e (14) (STREETER, 1974; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997; ZAGAROLA; SMITS, 1997; AFZAL, 2001; AFZAL; SEENA; BUSHRA, 2007; POPE, 2010).

$$\frac{\bar{v}_X}{v_C} = \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/n} \quad (13)$$

$$n = \left(\frac{1,085}{\ln(Rey)} + \frac{6,535}{\ln^2(Rey)}\right)^{-1} \quad (14)$$

Onde:

\bar{v}_X – Média temporal da componente da velocidade vetorial na direção X [m/s]

v_C – Velocidade na linha de centro da tubulação [m/s]

y – Distância da linha de centro da tubulação ao ponto analisado [m]

R – Raio da tubulação [m]

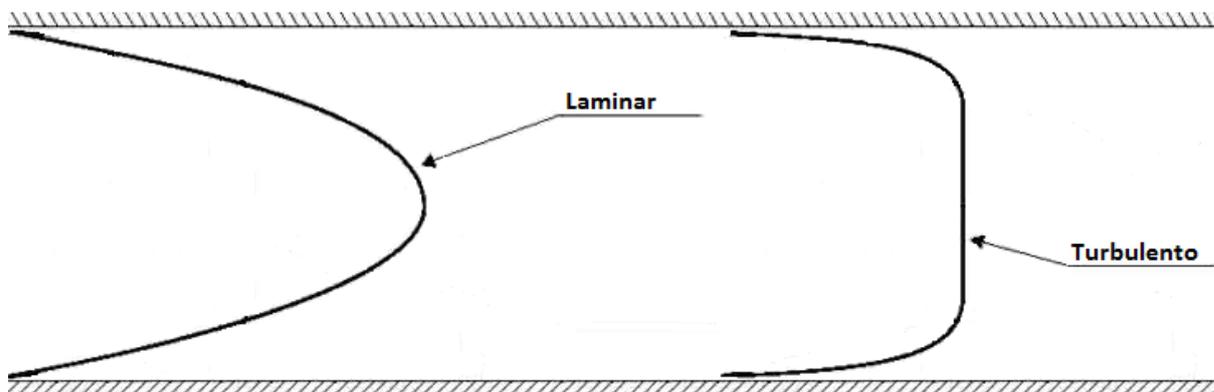
n – Expoente para o perfil de velocidade []

Uma análise da Equação (13) mostra que a mesma não é válida na região próxima à parede da tubulação (subcamada viscosa), uma vez que o gradiente de velocidade é nulo, o que gera uma tensão de cisalhamento nula, fisicamente incoerente. Da mesma forma, observa-se que a equação não é válida na região próxima ao eixo da tubulação, uma vez que o gradiente de velocidade não será nulo, existindo, portanto, tensões de cisalhamento nessa região, também fisicamente incoerente.

¹⁹ Inferior à 1 mm; ver Munson, Young e Okiishi (1997, p. 435) e Souza et al. (2011, p. 26).

Porém, segundo Munson, Young e Okiishi (1997, p. 438) “[...] esta equação fornece uma aproximação razoável para os perfis de velocidade medidos na maior parte do tubo”. A Figura 3 representa os perfis de velocidade de um escoamento laminar, e um escoamento turbulento (sem escala), ilustrando as diferenças de comportamento entre ambos.

Figura 3 – Perfil de velocidade de um escoamento laminar e turbulento, em um tubo



Fonte: Autor.

2.2.4 EXPERIMENTO DE NIKURADSE E O DIAGRAMA DE MOODY

O engenheiro e físico alemão Johann Nikuradse (1894 - 1979) realizou, em 1933, experimentos para a determinação do fator de cisalhamento em tubulações circulares. Para a realização dos experimentos, revestiu-se a parede interna de tubos lisos com grãos de areia, sensivelmente esféricos e com granulometria conhecida, criando-se uma rugosidade artificial e uniforme (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

Embora o tipo de rugosidade usado nestes ensaios seja diferente da rugosidade encontrada em tubos comerciais, em última análise consequência do processo industrial, o diâmetro do grão de areia é facilmente mensurável e o método serve para verificar, no fenômeno, o efeito da rugosidade, da subcamada limite laminar e da turbulência, representada pelo número de Reynolds (PORTO, 2006, p. 36).

Por meio de seu experimento, Nikuradse provou a validade do conceito de rugosidade relativa, demonstrando que o fator de cisalhamento é dependente do número de Reynolds e da rugosidade relativa da tubulação (STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998).

Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 164), “experiências mais recentes conduzidas pelo Instituto Tecnológico de Illinois, com tubos de rugosidade artificial (roscas), vieram mostrar que [o fator de atrito] f é também uma função da disposição, arranjo ou espaçamento das asperezas, assim como da sua forma.

Posteriormente, em 1944, o engenheiro americano Lewis Ferry Moody (1880 - 1953) estendeu, o trabalho realizado por Nikuradse, construindo um dos mais convenientes ábacos para a determinação do coeficiente de cisalhamento em tubulações comerciais (STREETER, 1974; PORTO, 2006).

Segundo Porto (2006, p. 48), “as rugosidades absolutas equivalentes dos diversos materiais utilizados na prática de condução de água são de difícil especificação, devido aos processos industriais e grau de acabamento da superfície, idade das tubulações etc.”. Contudo, esse problema pode ser contornado por meio da realização de ensaios para a determinação da rugosidade superficial interna dos materiais, determinado em função da linha média do perfil de rugosidade da peça (FILHO, 2011; ALMEIDA, 2013; KELLNER; AKUTSU; REIS, 2016).

2.2.5 PERDA DE CARGA

A Equação de Bernoulli – Equação (8) – foi deduzida para uma partícula de fluido newtoniano, incompressível e ideal, movendo-se ao longo de uma linha de corrente, em um escoamento em regime permanente e irrotacional, onde a única força de campo atuante é a força de atração gravitacional, conforme abordado na seção 2.2.1.5. Por conta dessas inúmeras simplificações, a experiência não confirma rigorosamente os resultados da aplicação desta equação, porque os fluidos reais se comportam de maneira diferente do modelo teórico proposto por Bernoulli, sendo a viscosidade do fluido, o efeito da turbulência e o cisalhamento externo com as paredes da tubulação, os principais responsáveis por essa divergência (PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998).

Como consequência das forças de atrito (interna e externa ao fluido) o escoamento ocorre com uma perda de energia sob a forma de calor, denominada perda de carga. Por conta disso,

faz-se necessário a introdução de um termo corretivo na Equação de Bernoulli – Equação (8) – dado pela Equação (16), buscando obedecer ao Princípio de Conservação da Energia. Logo, a Equação de Bernoulli passa a ser escrita na forma da Equação (15).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{v}_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2 \cdot g} + \Delta H \quad (15)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n (\Delta H_{D_i}) + \sum_{j=1}^m (\Delta H_{L_j}) \quad (16)$$

Onde:

ΔH – Perda de carga total entre os pontos 1 e 2 [mca]

ΔH_D – Perda de carga distribuída entre os pontos 1 e 2 [mca]

ΔH_L – Perda de carga localizada entre os pontos 1 e 2 [mca]

Em geral, para a determinação da perda de carga total entre os pontos analisados, deve-se recorrer a dados experimentais, que, junto com relações teóricas, possibilitam o cálculo das pressões e velocidades ao longo do movimento do fluido (STREETER, 1974; PIMENTA, 1981).

Vale ressaltar que todos os métodos apresentados nesta seção estão de acordo com as exigências da ABNT NBR 5626:1998 e da ABNT NBR 7198:1993, para a determinação da perda de carga em tubulações.

2.2.5.1 Perda de carga distribuída

Através de uma análise dimensional²⁰ é possível estabelecer a relação entre diversas grandezas, obtendo-se a Equação Universal da Perda de Carga, dada pela Equação (17), aplicável a condutos que apresentam fluidos em movimento permanente e uniforme. Essa equação também é denominada de Equação de Darcy-Weisbach, em homenagem ao

²⁰ Ver Streeter (1974, p. 203) e Munson, Young e Okiishi (2005, p. 279).

engenheiro francês Henry Philibert Gaspard Darcy (1803 - 1858), que modificou a Equação de Prony²¹, sofrendo modificações adicionais pelo matemático e engenheiro alemão Julius Ludwig Weisbach (1806 - 1871), em 1857 (PIMENTA, 1981; SCHULZ, 2001; HOGARTH *et al.*, 2005; VALIANTZAS, 2005).

$$\Delta H_D = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2 \cdot g} \quad (17)$$

Onde:

f – Fator de cisalhamento de Darcy-Weisbach []

L – Comprimento da tubulação entre os pontos 1 e 2 [m]

Posteriormente, Schulz (2001) demonstrou, que a Equação Universal da Perda de Carga é dada pela Equação (18).

$$\Delta H_D = \frac{f}{\psi} \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

Onde:

ψ – Constante de integração []

Schulz (2001) deduziu que a constante de integração teria valor unitário, buscando recuperar a forma da Equação (17). Porém, esse fato será abordado com mais ênfase na seção 2.2.5.2.

O fator de cisalhamento de Darcy-Weisbach pode ser determinado por diversas equações experimentais, como: Von Karmann, Prandtl, Hagen-Poiseuille, Balasius, Colebrook-White, Nikuradse, Swamee, Swamee-Jain etc.; sendo todas obtidas a partir de experimentos como o de Nikuradse e Moody, abordados na seção 2.2.4 (PIMENTA, 1981; ANDRADE; CARVALHO, 2001; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

²¹ Equação empírica formulada no século XIX pelo matemático e engenheiro francês Gaspard Clair François Marie Riche de Prony (1755 - 1839).

Dentre as equações existentes, e, ainda, apesar do Diagrama de Moody (seção 2.2.4) ser uma representação gráfica da Equação de Colebrook-White, Swamee (1993) deduz uma equação explícita, e geral²², dada pela Equação (19) (PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Rey} \right)^8 + 9,5 \cdot \left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{5,74}{Rey^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Rey} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (19)$$

Onde:

ε – Rugosidade absoluta do material [m]

A equação de Swamee – Equação (19) – permite a determinação do fator de cisalhamento de Darcy-Weisbach em tubulações comerciais que transportem qualquer líquido, reproduzindo os mesmos aspectos observados na Harpa de Nikuradse e no Diagrama de Moody (seção 2.2.4), englobando os resultados obtidos por meio da aplicação das equações de Hagen-Poiseuille, Balasius e Colebrook-White, com diferenças irrelevantes (menores que 2%) (PORTO, 2006; SOUSA; DANTAS NETO, 2014).

Embora a Equação Universal da Perda de Carga – Equação (18) – atenda muito bem à suas aplicações, ela apresenta algumas incoerências práticas. Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 117), “em escoamento turbulento [...] a perda de carga não varia exatamente com o quadrado da velocidade, mas sim com uma potência que varia normalmente entre 1,75 a 2”; ou ainda: “[...] a perda de carga é inversamente proporcional à 5a. potência do diâmetro, o que não se verifica na prática, pois as experiências demonstram que o expoente de (D) é próximo de 5,25”.

Porém, tais incoerências não invalidam a Equação (18), uma vez que, ainda segundo o autor, tais incoerências são contornadas corrigindo-se o valor do fator de cisalhamento de Darcy-Weisbach.

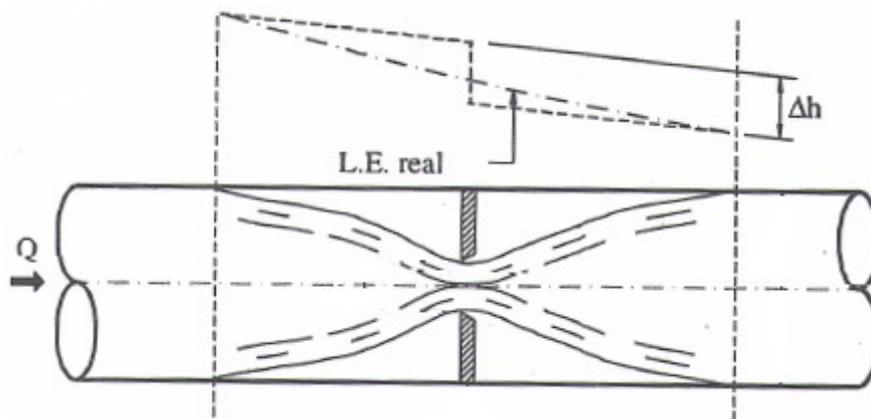
²² Válida para escoamentos laminares, turbulentos lisos, de transição e rugosos (SWAMEE, 1993, p. 163).

2.2.5.2 Perda de carga localizada

A presença de diversos acessórios nos SHP (válvulas, curvas, derivações e etc.), necessários para a operação do sistema, reflete em um acréscimo de turbulência no escoamento, produzindo perdas de cargas consideráveis, que devem ser agregadas às perdas de carga distribuídas (determinadas conforme seção 2.2.5.1). A essas perdas de carga, dá-se o nome de perdas de carga localizadas (PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

Segundo Porto (2006, p. 69), “a presença do acessório na tubulação altera a uniformidade do escoamento e, apesar da denominação perda de carga localizada, a influência do acessório sobre a linha de energia se faz sentir em trechos a montante e a jusante de sua localização”. Tal comportamento está representado na Figura 4.

Figura 4 – Perda de carga localizada em um estrangulamento



Fonte: Porto (2006, p. 70), adaptado pelo autor.

De maneira geral, as perdas de carga localizadas podem ser determinadas por meio da Equação (20).

$$\Delta H_L = K \cdot \frac{\bar{v}^2}{2 \cdot g} \quad (20)$$

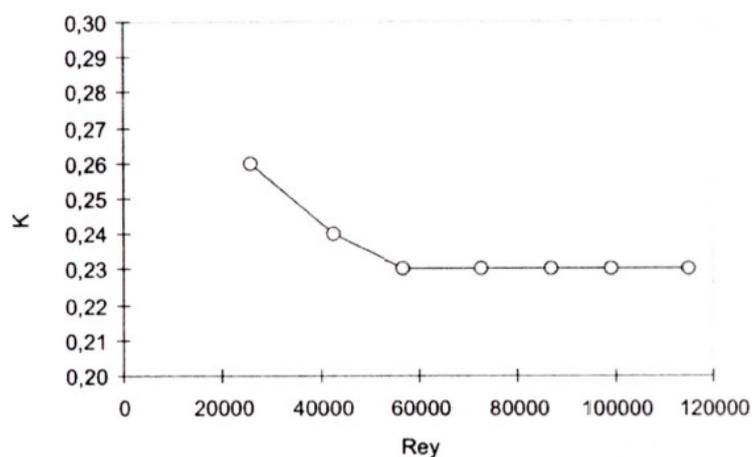
Onde:

K – Coeficiente adimensional da conexão

[]

O coeficiente adimensional da conexão, é um coeficiente determinado experimentalmente, e depende de diversos fatores, como as condições de instalação, a geometria da conexão, o número de Reynolds, a rugosidade da parede, as condições de escoamento etc. Para valores suficientemente elevados do número de Reynolds²³, observa-se que esse coeficiente assume um valor praticamente constante, conforme representado na Figura 5 (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

Figura 5 – Coeficiente adimensional de um joelho 45°



Fonte: Porto (2006, p. 70), adaptado pelo autor

A ABNT NBR 5626:1998 estabelece, em seu Anexo A, que “a perda de carga nas conexões que ligam os tubos, formando as tubulações, deve ser expressa em termos de comprimentos equivalentes desses tubos”. Desta forma, cada comprimento equivalente é adicionado ao comprimento real da tubulação, transformando o problema real em um problema simples, de perda de carga distribuída (PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

Por esse método, denominado de Método do Comprimento Equivalente, o comprimento equivalente é dado pela Equação (21), e a perda de carga total entre os pontos 1 e 2, passa a ser determinada pela Equação (22).

²³ Superiores à 50.000 (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998, p. 121).

$$L = \frac{K \cdot D \cdot \psi}{f} \quad (21)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n \left(\frac{f_i}{\psi_i} \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{\bar{v}_i^2}{2 \cdot g} \right) \quad (22)$$

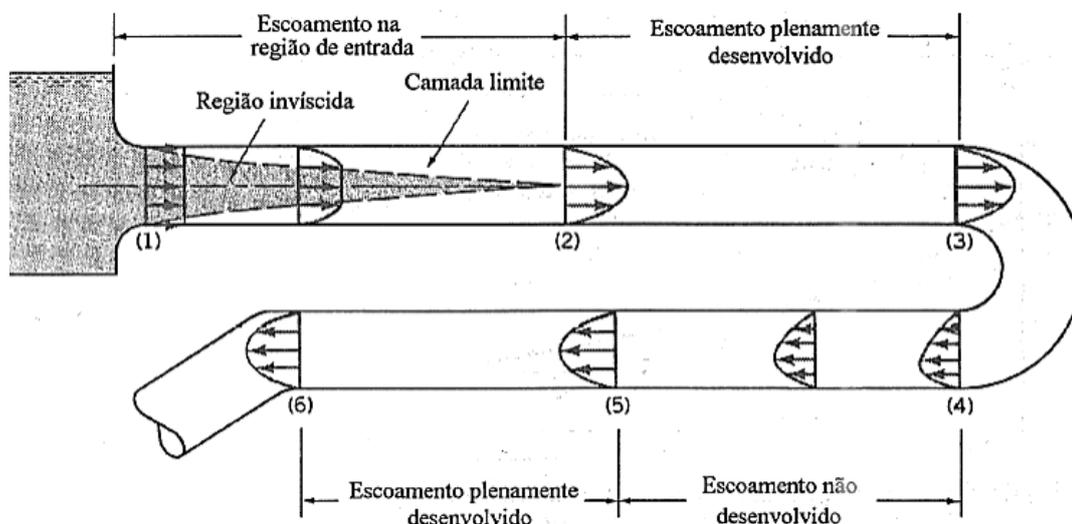
Este método, por sua vez, não é muito conveniente do ponto de vista teórico, uma vez que o comprimento equivalente – Equação (21) – é função das características físicas do escoamento. Desta forma, para o mesmo sistema, ao alterar-se a temperatura do fluido em análise, por exemplo, obter-se-á comprimentos equivalentes diferentes, o que pode ocasionar resultados super ou subestimados. Portanto, sem conhecer todas as características iniciais para a obtenção do comprimento equivalente, é impossível sua reprodutibilidade, e sua aplicabilidade torna-se arriscada.

Conforme discutido na seção 2.2.5.1, Schulz (2001) indica que a constante de integração da Equação (18) teria valor unitário, de modo a resultar na Equação Universal da Perda de Carga – Equação (17) – porém, segundo Pimenta (1981, p. 186), “[...] duas singularidades consecutivas e próximas não produzem a soma das perdas de carga localizadas em cada uma delas quando estudadas isoladamente”. Essa observação se dá pelo fato de o escoamento deixar de ser uniforme em trechos à montante e a jusante da conexão (conforme representação dada pela Figura 4), contrariando a premissa que resultou na Equação (17).

Portanto, como uma das hipóteses deste trabalho, presume-se que a constante de integração da Equação (18), e, conseqüentemente, da Equação (22), apresente valor unitário para escoamentos em regime permanente e uniforme, e que assuma valores diferentes para escoamentos em regime permanente e variado.

A situação observada por Pimenta (1981) é muito comum nos SHP, onde é frequente a presença de regiões com várias singularidades próximas umas às outras. Diante disso, o escoamento nessas regiões não pode ser encarado como plenamente desenvolvido (estando em regime permanente e variado), conforme ilustrado na Figura 6, e a constante de integração encontrada por Schulz (2001) deixa, a priori, de apresentar valor unitário.

Figura 6 – Desenvolvimento do escoamento numa tubulação



Fonte: Munson, Young e Okiishi (1997, p. 417), adaptado pelo autor.

Em muitos casos a tubulação é suficientemente longa, para que as regiões com escoamento plenamente desenvolvido sejam muito maiores do que aquelas onde ocorre o desenvolvimento do escoamento [...]. Em outros casos, a distância entre componentes da tubulação (curvas, tês, válvulas etc.) são tão pequenas que o escoamento plenamente desenvolvido nunca é atingido (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 1997, p. 417-418).

Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 175), “as fórmulas apresentadas para o escoamento em regime laminar e em regime turbulento não são válidas para a parte inicial dos encanamentos”, e ainda cita que a perda de carga suplementar nesse trecho é de, aproximadamente, $1,16 \cdot (\bar{v}^2 / 2 \cdot g)$, o que confirma o abordado na seção 2.2.5.2 e a necessidade de emprego da Equação (18) em situações de regime permanente e variado.

Ainda segundo o autor, no caso de escoamentos turbulentos, a distância necessária para se atingir as condições de equilíbrio na entrada de canalizações pode ser estimada pela Equação (23), sendo o comprimento da ordem de 10 a 30 diâmetros.

$$\ell = 0,8 \cdot Re^{0,25} \cdot D_i \quad (23)$$

Onde:

ℓ – Comprimento da região de entrada de tubulação [m]

Diante dessa situação, a simplificação da Equação de Euler para a Equação de Bernoulli (conforme abordado na seção 2.2.1.5) não é possível. Outro fato inconveniente, diz respeito à validade da aplicação do experimento de Reynolds (seção 2.2.2), a definição do perfil de velocidade de escoamento na tubulação (seção 2.2.3), os experimentos de Nikuradse e Moody (seção 2.2.4), além dos fatores experimentais para determinação da perda de carga ao longo da tubulação (seção 2.2.5), uma vez que todos esses dados/experimentos, foram realizados para a condição de regime de escoamento permanente e uniforme.

2.2.6 FATORES DE CORREÇÃO

A Equação de Bernoulli – Equação (15) – foi desenvolvida para análise do fluido ao longo de uma linha de corrente, conforme abordado na seção 2.2.1.5, porém, a presença de uma distribuição de velocidade não uniforme, em escoamentos turbulentos (conforme abordado na seção 2.2.3), faz com que haja a presença de diversas linhas de corrente distintas, que podem se distanciar do valor médio da seção transversal (STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

Segundo Porto (2006, p. 11) “[...] cada trajetória corresponde uma linha de energia, e interessa, do ponto de vista prático, definir uma linha de energia correspondente ao escoamento na totalidade da seção, através do uso do valor médio da velocidade”.

Desta forma, faz-se necessário a correção da energia cinética e da quantidade de movimento da massa de fluido, ao longo de um volume de controle, analisado para a dedução da Equação de Bernoulli – Equação (15) – que se move com uma distribuição de velocidade não uniforme.

Por conta de operações de abertura/fechamento de válvulas, por exemplo, também se faz necessário a inserção de um terceiro termo na Equação (15), que trata sobre o regime de escoamento transiente (STREETER, 1974; PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; SIMÕES; SCHULZ; PORTO, 2010).

2.2.6.1 Correção da variação temporal

Ao realizar a simplificação da Equação de Euler – Equação (7) – para o caso de um escoamento em regime transiente e rotacional, ao longo de uma linha de corrente, a Equação de Bernoulli passa a ser escrita pela Equação (24).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{v}_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2 \cdot g} + \Delta H + \frac{L}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \quad (24)$$

2.2.6.2 Correção da energia cinética

Ao relacionar a energia cinética da massa de fluido ao longo de um VC, que se move com uma velocidade média, com a soma das parcelas de energia cinética dos elementos de fluido, que se movem com uma determinada velocidade, obtém-se o fator de correção da energia cinética, dado pela Equação (25).

$$\alpha = \frac{\int_A \bar{v}_x^3 \partial A}{\bar{v}^3 \cdot A} \quad (25)$$

Onde:

α – Coeficiente de Coriolis []

O fator de correção da energia cinética também é chamado de Coeficiente de Coriolis, em homenagem ao engenheiro e matemático francês Gaspard-Gustave de Coriolis (1792 - 1843). Portanto, com a introdução do Coeficiente de Coriolis, a Equação de Bernoulli passa a ser escrita pela Equação (26).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{v}_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{v}_2^2}{2 \cdot g} + \Delta H + \frac{L}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \quad (26)$$

Ao analisar a Equação de Bernoulli – Equação (26) – percebe-se que embora a perda de carga – calculada pela Equação (22) – seja calculada por meio da velocidade média do escoamento, o Coeficiente de Coriolis não corrige essa parcela da Equação (26), devido à correção estar “embutida” no valor do coeficiente de cisalhamento de Darcy-Weisbach, conforme abordado na seção 2.2.5.1.

Utilizando-se a Equação (25), juntamente com a Equação (3), (13) e (14), o autor determinou uma relação entre o Coeficiente de Coriolis e o expoente para o perfil de velocidade de Prandtl, dada pela Equação (27), sendo válida para um regime de escoamento turbulento.

$$\alpha = \frac{(2 \cdot n + 1)^3}{(2 \cdot n + 3)} \cdot \frac{(n + 1)^3}{(n + 3)} \cdot \frac{1}{4 \cdot n^4} \quad (27)$$

Segundo Munson, Young e Okiishi (2005), o Coeficiente de Coriolis apresenta valor unitário para escoamentos com perfil de velocidade uniforme, e valores superiores à 1, para escoamentos com perfil de velocidade não uniforme. Tal afirmação está de acordo com os resultados obtidos por meio da aplicação da Equação (27).

2.2.6.3 Correção da quantidade de movimento

Analogamente, ao relacionar a quantidade de movimento da massa de fluido ao longo de um VC, que se move com uma velocidade média, com a soma das parcelas de quantidade de movimento dos elementos de fluido, que se movem com uma determinada velocidade, obtém-se o fator de correção da quantidade de movimento, dado pela Equação (28).

$$\beta = \frac{\int_A \bar{v}_x^2 \partial A}{\bar{v}^2 \cdot A} \quad (28)$$

Onde:

β – Coeficiente de Boussinesq []

O fator de correção da quantidade de movimento também é chamado de Coeficiente de Boussinesq, em homenagem a Joseph Valentin Boussinesq. Portanto, com a introdução do Coeficiente de Boussinesq, a Equação de Bernoulli passa a ser escrita pela Equação (29).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{v}_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{v}_2^2}{2 \cdot g} + \Delta H + \frac{L}{g} \cdot \frac{\partial(\beta \cdot v)}{\partial t} \quad (29)$$

Utilizando-se a Equação (28), juntamente com a Equação (3), (13) e (14), o autor determinou uma relação entre o Coeficiente de Boussinesq e o expoente para o perfil de velocidade de Prandtl, dada pela Equação (30), sendo válida para um regime de escoamento turbulento.

$$\beta = \frac{(2 \cdot n + 1)^2}{(2 \cdot n + 2)} \cdot \frac{(n + 1)^2}{(n + 2)} \cdot \frac{1}{2 \cdot n^2} \quad (30)$$

Segundo Porto (2006), o Coeficiente de Boussinesq apresenta valor unitário para escoamentos com perfil de velocidade uniforme, e valores superiores à 1, para escoamentos com perfil de velocidade não uniforme. Tal afirmação está de acordo com os resultados obtidos por meio da aplicação da Equação (30).

Porto (2006) e Pimenta (1981) apresentam, para tubulações com seção transversal circular, com perfil de escoamento laminar ou turbulento, uma relação, aproximada, entre o Coeficiente de Coriolis e o Coeficiente de Boussinesq, dada pela Equação (31).

$$\alpha = 3 \cdot (\beta - 1) + 1 \quad (31)$$

Embora não seja abordado tão frequentemente na literatura, a relação dada pela Equação (31) é dita aproximada devido à uma parcela de flutuação da velocidade, proveniente da não uniformidade do escoamento, ser desprezada²⁴. Os resultados obtidos por meio do emprego da Equação (27) e (30), também estão de acordo com os resultados obtidos por meio do emprego da Equação (31).

²⁴ Ver Pimenta (1981, p. 70).

2.2.7 TRANSIENTE HIDRÁULICO

A ABNT NBR 7198:1993, não contempla a análise de situações de regime transiente (como manobras de abertura e fechamento de válvulas, por exemplo) em projeto, enquanto a ABNT NBR 5626:1998, em seu item 5.3.5.4, apenas informa que “[...] sobrepressões devidas à transientes hidráulicos devem ser consideradas no dimensionamento das tubulações [...] desde que não superem o valor de 200 kPa”.

Desta forma, buscando obedecer ao disposto na ABNT NBR 5626:1998 e na ABNT 5648:2010 (para o caso de tubulações em PVC), na ABNT NBR 15884-1:2011 (para o caso de tubulações em CPVC) e na ABNT NBR 15813-1:2010 (para o caso de tubulações em PPR), os efeitos do transiente hidráulico (também denominado Oscilação de Massa no caso de transientes discretos, e Golpe de Aríete nos casos de transientes acentuados) devem ser levados em consideração, quando do dimensionamento de SHP (HELLER; PÁDUA, 2010).

Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 325), “[...] o fechamento [de válvulas] sempre leva algum tempo, por pequeno que seja, e a energia a ser absorvida transforma-se em esforços de compressão da água e deformação das paredes da tubulação”. Desta forma, o tempo em que uma onda de pressão leva para ir e voltar, de uma extremidade a outra da tubulação, denominado de período da tubulação, é dado pela Equação (32).

$$\tau = \frac{2 \cdot L}{C} \quad (32)$$

Onde:

τ – Período da tubulação [s]

L – Comprimento da tubulação entre a válvula e o reservatório [m/s]

C – Celeridade de propagação da onda de pressão [m/s]

De acordo com Silvestre (1982), Azevedo Netto *et al.* (1998) e Heller e Pádua (2010), a celeridade de propagação da onda de pressão pode ser calculada pela Equação (33), proposta em 1902 pelo engenheiro italiano Lorenzo Allievi (1856 - 1941).

$$C = \sqrt{\frac{\frac{B}{\rho}}{1 + \frac{B}{E} \cdot \frac{D_e}{e}}} \quad (33)$$

Onde:

B – Módulo volumétrico do fluido [Pa]

E – Módulo de elasticidade da tubulação [Pa]

D_e – Diâmetro externo da tubulação [m]

e – Espessura da parede da tubulação [m]

Ainda segundo Azevedo Netto *et al.* (1998), para o caso de um conduto em série, constituído de trechos com seções transversais de escoamento diferentes, pode-se considerar um conduto equivalente, uniforme e de área A_1 , com comprimento dado pela Equação (34).

$$L = \sum_{i=1}^n \left(\frac{L_i \cdot A_1}{A_i} \right) \quad (34)$$

Segundo Gomes (2012, p. 4), “[o módulo de compressibilidade volumétrico de um fluido] varia muito pouco com a pressão, entretanto, varia apreciavelmente com a temperatura”. Desta forma, embora alguns autores, como Keller, Gettys e Skove (2013), recomendem um valor constante de 2,2 GPa para o módulo volumétrico da água, de acordo com dados apresentados por Heller e Pádua (2010), o mesmo pode ser estimado por meio da Equação (35).

$$B_{\text{água}} = -9,61754 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{água}}^2 + 1,00461 \cdot 10^{-2} \cdot T_{\text{água}} + 2,02391 \quad (35)$$

Onde:

$B_{\text{água}}$ – Módulo volumétrico da água [GPa]

A perda de carga por cisalhamento ao longo da tubulação, contribui para o amortecimento dos sucessivos golpes de aríete, entretanto, este efeito foi desprezado na presente análise (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998).

O tempo de fechamento da válvula é um importante fator a ser analisado, pois indicará o tipo de manobra empregado. Caso o tempo de fechamento seja inferior ao período da tubulação, tem-se uma manobra rápida, caso contrário, tem-se uma manobra lenta.

Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998) e Heller e Pádua (2010), para o caso de manobras rápidas, o maior valor de sobrepressão se verifica junto à válvula, e pode ser determinado pela Equação (36), proposta em 1900 pelo cientista russo Nikolai Yegorovitch Jukovsk (1847 - 1921)

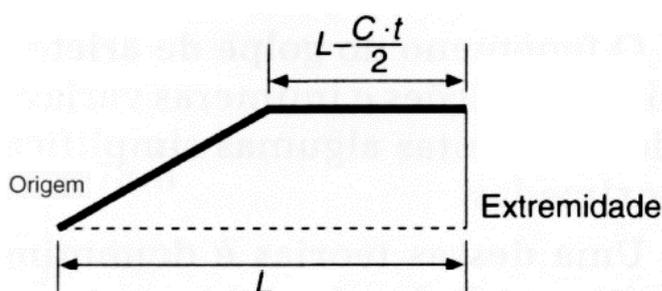
$$p_{s,máx} = \frac{C \cdot \bar{v}}{g} \quad (36)$$

Onde:

$p_{s,máx}$ – Sobrepressão máxima devida ao transiente hidráulico [mca]

Este valor, por sua vez, é suposto constante até uma certa distância da válvula, onde, a partir desta distância, decresce linearmente até zero na entrada da tubulação, conforme representado pela Figura 7.

Figura 7 – Diagrama de sobrepressão para uma manobra de fechamento rápido



Fonte: Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 329), adaptado pelo autor.

Ainda segundo os autores, para o caso de manobras lentas, o maior valor de sobrepressão também se verifica junto à válvula, e pode ser determinado pela Equação (37), proposta em 1878 pelo engenheiro suíço Gustave Michaud (1860 - 1924).

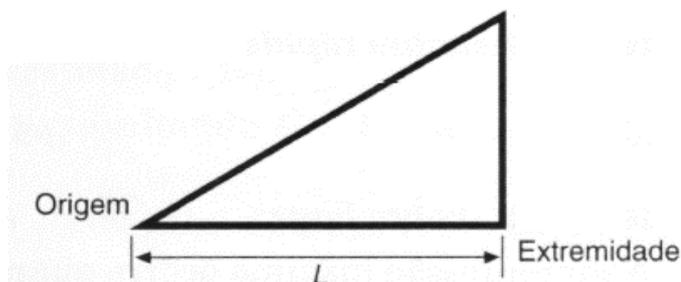
$$p_{s,máx} = \frac{2 \cdot L \cdot \bar{v}}{g \cdot \Delta t} \quad (37)$$

Onde:

Δt – Tempo de fechamento da válvula [s]

Este valor, por sua vez, decresce linearmente até zero na entrada da tubulação, conforme representado pela Figura 8, embora, segundo Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 330), “a fórmula de Michaud leva a valores superiores aos verificados experimentalmente”.

Figura 8 – Diagrama de sobrepressão para uma manobra de fechamento lento



Fonte: Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 330), adaptado pelo autor.

Segundo Silvestre (1982), a Equação (36) foi deduzida para o caso de tubulações horizontais, onde a força peso do fluido não irá interferir no cálculo da sobrepressão, enquanto segundo Camargo (1989), a Equação (37) foi deduzida a partir da Equação (36), sendo, portanto, válida nas mesmas condições. Desta forma, o emprego da Equação (36) e (37) deve ser feito com certa cautela.

Apesar de Silvestre (1982) e Azevedo Netto *et al.* (1998) apresentarem diversas outras equações empíricas para a estimativa da sobrepressão em golpes de aríete, segundo Deckert e Menezes (2013), o método proposto por Michaud é o mais confiável na hora de se determinar a sobrepressão, uma vez que ele apresentou (dentre as equações analisadas) menor desvio padrão em relação à dados coletados em campo, aliado ao fato de todos os demais métodos avaliados subestimarem a magnitude da sobrepressão oriunda do golpe de aríete.

Para o correto emprego do equacionamento apresentado, o termo transiente da Equação de Bernoulli – Equação (29) – deve ser substituído pelo valor da sobrepressão calculada conforme procedimento apresentado nesta seção, e posteriormente multiplicado pelo Coeficiente de Boussinesq.

2.2.8 FENÔMENO DE CAVITAÇÃO

Embora a cavitação tenha sido prevista por Euler, no ano de 1755, deve-se à Reynolds, nos anos de 1873 e 1874, a primeira descrição do fenômeno. Porém, esse fenômeno físico só recebeu a denominação atual, anos mais tarde, pelo engenheiro britânico Robert Edmund Froude (1846 - 1924). De maneira geral, o termo “cavitação” designa a formação de cavidades (ou bolhas de cavitação) no interior de uma massa líquida, a temperaturas normais (LOPES, 1944; STREETER, 1974; TOMÁS, 1986).

Segundo Streeter (1974) e Porto (2006), ainda não há uma explicação completa e satisfatória do fenômeno de cavitação, que envolve fenômenos oscilatórios, efeitos eletroquímicos, corrosivos, térmicos, pressões excessivas no colapso das bolhas de cavitação, fadiga dos materiais envolvidos dentre outros.

Apesar do fenômeno de cavitação possuir diversos mecanismos de formação (presença de um campo sonoro ou vibração de um corpo sólido mergulhado no líquido, por exemplo), a ocorrência de cavitação devido à efeitos hidrodinâmicos, como a redução local de pressão devido a um aumento da velocidade relativa de escoamento do fluido, é o mecanismo predominante em SHP (TOMÁS, 1986).

A cavitação hidrodinâmica, ou simplesmente cavitação, ocorre quando a pressão no fluido é reduzida à pressão de vapor, e o líquido evapora. Sempre que a pressão do fluido atingir esse limite crítico, as condições de operação do sistema tornam-se precárias e a mesma começa a vibrar e emitir ruídos elevados, em consequência do colapso (por implosão) das bolhas de cavitação em regiões de pressão mais elevada.

Esse processo é extremamente rápido (da ordem de centésimos de segundo), e seus efeitos são transmitidos para as estruturas próximas, chegando a reduzir o rendimento, e a vida útil, de conjuntos motobomba, podendo causar, ainda, sérios danos físicos aos materiais componentes do sistema (STREETER, 1974; TOMÁS, 1986; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2005).

Apesar de ser um fenômeno ainda não totalmente conhecido, existem diversos critérios para se analisar, e evitar, os efeitos oriundos do fenômeno de cavitação, como o Coeficiente de Cavitação de Thoma, e o Net Positive Suction Head – em português, pressão de sucção positiva líquida – (NPSH), sendo o último, frequentemente utilizado para especificar as condições mínimas de entrada em um conjunto motobomba. Em geral, ambos partem do pressuposto de uma pressão absoluta superior à pressão de vapor do fluido, em todos os pontos do sistema (LOPES, 1944; STREETER, 1974; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

Como, durante o dimensionamento de SHP, é comum a utilização de uma escala relativa de pressão para a análise dos resultados, faz-se necessário a determinação da pressão atmosférica local para se prever a não-ocorrência da cavitação. Porto (2006) apresenta uma equação para a determinação da pressão atmosférica local, válida para regiões com altitude acima do nível do mar e de até 2.000 m, dada pela Equação (38).

$$p_{atm} = 13,6 \cdot \left(\frac{760 - 0,081 \cdot H}{1000} \right) \quad (38)$$

Onde:

p_{atm} – Pressão atmosférica local [mca]

H – Altitude local [m]

Embora existam diversas tabelas na literatura, que indiquem o valor da pressão de vapor da água, pode-se estimar a mesma por meio da Equação de Antoine, derivada da relação de

Clausius-Clapeyron²⁵, apresentada em 1888, pelo engenheiro francês Louis Charles Antoine (1825 - 1897), sendo representada, para a água, pela Equação (39).

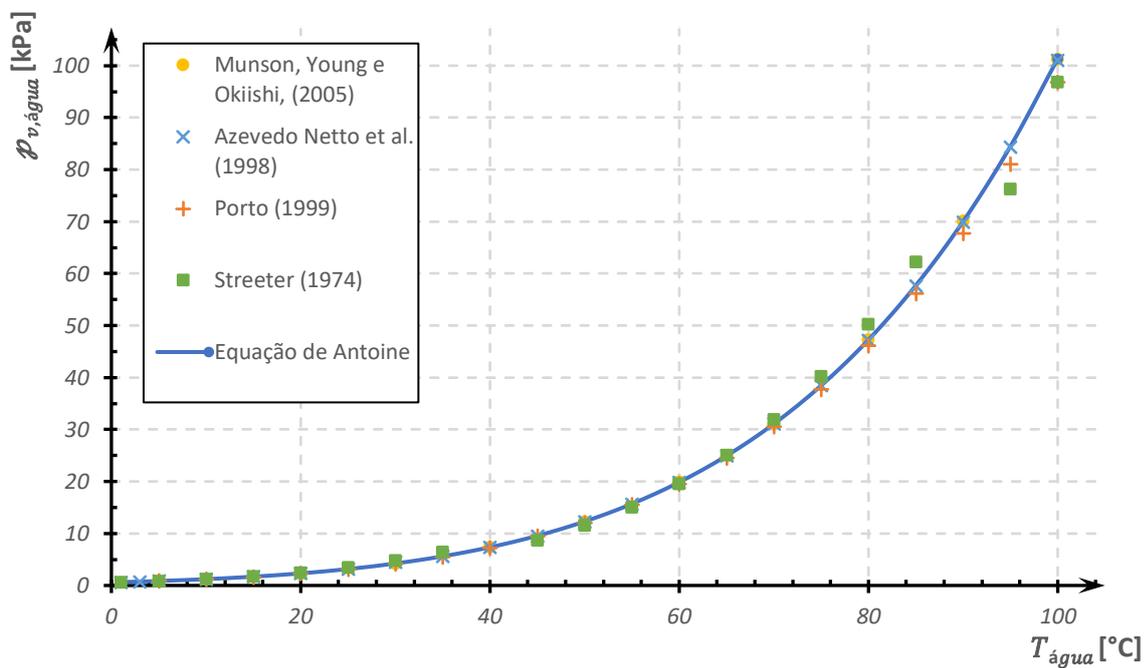
$$p_{v,água} = 10^{\left(8,07131 - \frac{1730,63}{233,426 + T_{água}}\right)} \quad (39)$$

Onde:

$p_{v,água}$ – Pressão de vapor da água [mmHg]

O gráfico da Figura 9 compara os valores teóricos obtidos pelo emprego da Equação de Antoine – Equação (39) – com os valores existentes na literatura.

Figura 9 – Pressão de vapor d'água segundo diversos autores.



Fonte: Autor.

Na literatura consultada, não foram encontrados estudos que tratem sobre a ocorrência do fenômeno de cavitação em conexões. Foram encontrados estudos sobre o fenômeno em conjuntos motobomba – realizados por Cao *et al.* (2013) –, em válvulas de controle – Wang *et*

²⁵ Criada pelo físico alemão Rudolf Julius Emanuel Clausius (1822 – 1888) e pelo físico francês Benoît Paul Émile Clapeyron (1799 – 1864), em 1834.

al. (2015) e Ferrarese *et al.* (2015) –, durante a ocorrência de golpe de aríete – Sadafi, Riasi e Nourbakhsh (2012) –, e estudos sobre os efeitos da cavitação por meio da utilização de modelos de escoamento de fluidos bifásicos (líquido-gás) – Wang *et al.* (2014).

Sobre a ocorrência do fenômeno em conexões, foram encontrados na literatura, apenas descrições sobre o desgaste provocado pela ocorrência do fenômeno, porém, em velocidades muito elevadas²⁶, o que é completamente inviável em SHP (LI; MORI; NINOKATA, 2012; NAITOH *et al.*, 2013).

Com relação à citação da ABNT NBR 5626:1998, em seu Anexo C, onde diz que “ainda que a cavitação seja frequente em peças de utilização, ela não é comum em tubulação porque, a pressões normais, é necessária uma velocidade média da água da ordem de 8 m/s para produzir cavitação em um cotovelo típico”, também não foram encontrados relatos na literatura sobre a ocorrência do fenômeno nessas condições.

Uma ressalva deve ser feita para o trabalho de Stutz e Reboud (1997), que investigaram a ocorrência do fenômeno em um canal retangular, com uma deflexão convergente de 18° e uma deflexão divergente de 8°, onde foi possível observar a ocorrência do fenômeno no ponto de inflexão, à uma velocidade da ordem de 8 m/s. Entretanto, esta situação não representa a geometria de conexões típicas em SHP.

Desta forma, a ocorrência desse fenômeno em conexões será desconsiderada neste trabalho, devido à ausência de relatos da ocorrência do mesmo na literatura consultada.

2.2.8.1 Pressão de sucção positiva líquida (NPSH)

A priori, existem dois tipos de NPSH a serem trabalhados, o NPSH disponível, e o NPSH requerido. De qualquer forma, o NPSH é uma grandeza empírica, que busca exemplificar as

²⁶ Da ordem de 400 m/s.

condições de entrada de um conjunto motobomba, sendo utilizado para evitar-se a ocorrência do fenômeno de cavitação (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

O NPSH disponível, é uma característica do sistema hidráulico, definida como “[...] a energia que o líquido possui em um ponto imediatamente antes do flange de sucção da bomba, acima de sua pressão de vapor. É a disponibilidade de energia que faz com que o líquido consiga alcançar as pás do rotor” (PORTO, 2006, p. 155). Esse, por sua vez, é dado pela Equação (40).

$$NPSH_d = \frac{p_{atm} - p_{v,água}}{\gamma_{água}} + p_{est} - \Delta H_s \quad (40)$$

Onde:

$NPSH_d$ – NPSH disponível [mca]

p_{atm} – Pressão atmosférica local [Pa]

$p_{v,água}$ – Pressão de vapor da água [Pa]

$\gamma_{água}$ – Peso específico da água [N/m³]

p_{est} – Pressão estática na entrada do conjunto motobomba [mca]

ΔH_s – Perda de carga no trecho de sucção do conjunto motobomba [mca]

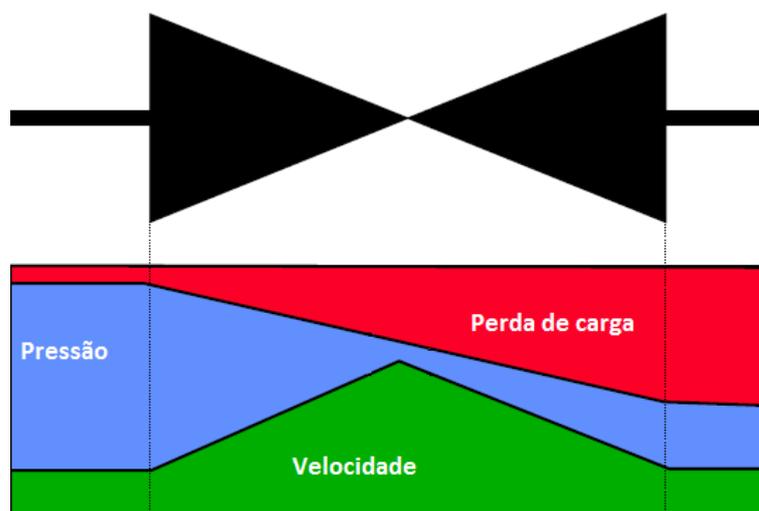
Já o NPSH requerido, é uma característica do conjunto motobomba fornecida pelo fabricante, definida como “[...] a energia requerida pelo líquido para chegar, a partir do flange de sucção e vencendo todas as perdas de carga dentro da bomba, ao ponto onde ganhará energia e será recalcado” (PORTO, 2006, p. 156). Desta forma, para que não ocorra o fenômeno de cavitação no conjunto motobomba, o NPSH disponível deverá ser sempre maior que o NPSH requerido pelo mesmo.

2.2.9 FENÔMENO DE FLASHING

Para o caso de válvulas de controle, além do fenômeno de cavitação, outro fenômeno que pode ocorrer, é denominado de “flashing”, ou, em português, “flasheamento”. Esse fenômeno

também caracteriza a vaporização do líquido ao atravessar uma válvula de controle, devido à redução na pressão do mesmo, porém, difere-se do fenômeno de cavitação por não haver ganho suficiente de pressão à jusante da válvula, desta forma, o líquido continua em seu estado gasoso. A Figura 10 representa a variação dos tipos de energia, dentro de uma válvula.

Figura 10 – Variação dos tipos de energia dentro de uma válvula

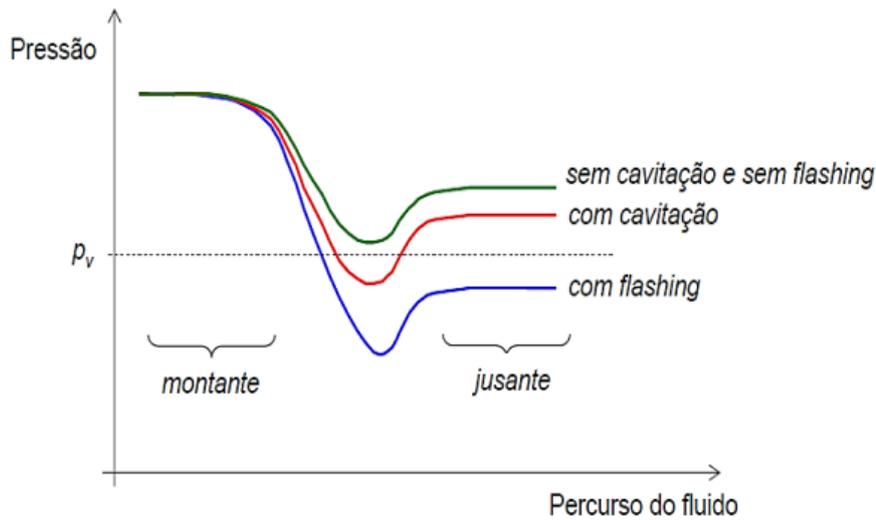


Fonte: Erhard (2008), adaptado pelo autor.

Pela Figura 10, observa-se que na região de contração do fluxo no interior da válvula, ocorre um aumento na velocidade do fluido – o que pode ser observado pelo simples emprego da Equação (2c) – e, conseqüentemente, uma diminuição na pressão do fluido – conforme previsto pela Equação (8) – sendo que, dependendo das condições de operação da válvula, pode-se observar a ocorrência de cavitação, ou flashing, no interior da mesma. A Figura 11 ilustra a diferença entre esses dois fenômenos.

Segundo Bojorge-Ramirez (2014), o ruído provocado em válvulas é o resultado da sobreposição de vários fatores, sendo os mais importantes a cavitação e o flashing, onde o primeiro apresenta maior significância.

Figura 11 – Variação da pressão em fenômenos de cavitação e flashing



Fonte: Bojorge-Ramirez (2014), adaptado pelo autor.

2.2.9.1 Seleção de válvulas de controle

Com relação à seleção de válvulas de controle, dois coeficientes são utilizados para representar a capacidade de vazão da mesma, diferenciando-se, apenas, em sua unidade de medida.

O primeiro (C_v), medido em galão por minuto (gpm), indica a capacidade de vazão da válvula (totalmente aberta), com água à 60 °F, quando o diferencial de pressão na válvula for de 1 psi. O segundo (K_v), medido em metro cúbico por hora (m^3/h), indica a capacidade de vazão da válvula (totalmente aberta), com água à 15 °C, quando o diferencial de pressão na válvula for de 1 bar. Desta forma, por conta da definição de cada coeficiente, ambos podem ser relacionados pela Equação (41), conforme descrito na norma IEC 60534-1-2005.

$$K_v = 0,865 \cdot C_v \quad (41)$$

Onde:

C_v – Coeficiente de vazão [gal/min.psi^{1/2}]

K_v – Coeficiente de vazão [m³/h.bar^{1/2}]

O primeiro coeficiente (C_v) foi criado pela empresa estadunidense Masoneilan, em 1944, sendo adotada, em 1962, pelo Fluid Controls Institute – Instituto de Controle de Fluidos, em português – (FCI 62-1), com o objetivo de padronização da expressão da capacidade de vazão em válvulas de controle²⁷, sendo normalizado pelo International Society for Measurement and Control – em português, Sociedade Internacional de Medição e Controle – (ISA) em 1975, e homologada pela norma ISA-75.01, em 1977 (TORREIRA, 1996; RIBEIRO, 1999; SAMPAIO, 2010).

A norma ISA-75.01.01-2012, apresenta um método para previsão da vazão de fluidos newtonianos (compressíveis e incompressíveis), em escoamento monofásico (não sendo válida para lamas e sólidos secos), através de válvulas de controle. Esse equacionamento será utilizado de modo a selecionar o diâmetro das válvulas de controle a serem utilizadas nos SHP.

Na ausência de informações a respeito do coeficiente de vazão da válvula selecionada, Ribeiro (1999) apresenta alguns dados retirados da norma ISA-75.01.01-1995, presentes na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores representativos dos coeficientes de vazão em válvulas de controle [$m^3/h.bar^{1/2}$]

DN [pol]	Válvula		
	Globo	Ângulo	Esfera
½	2	4	5
¾	5	8	12
1	10	15	22
1.¼	15	23	34
1.½	21	33	49
2	38	59	86
2. ½	59	92	135
3	86	132	195
4	152	235	346

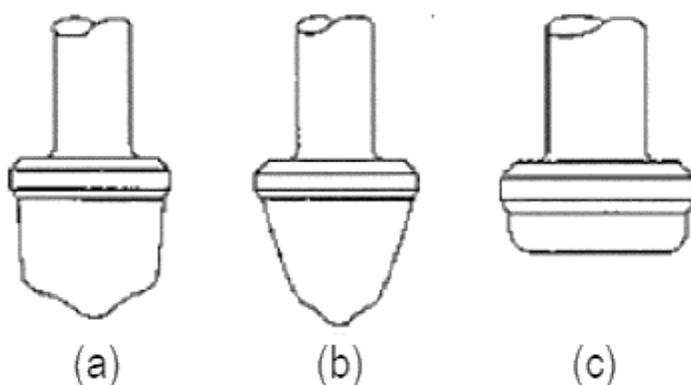
Fonte: Ribeiro (1999), adaptado pelo autor.

Os valores são referentes à válvula totalmente aberta, porém, conforme a respectiva norma, variações significativas nesses valores podem ocorrer, por conta de fechamento parcial da válvula, do tipo do obturador, tamanho de sede reduzido e por conta do fabricante da mesma.

²⁷ Válvula responsável por modular o escoamento, de modo a fornecer a pressão, vazão e/ou temperatura, desejados à jusante, (KARASSIK et al., 2001).

A Figura 12 representa a relação entre o tipo de válvula, e o tipo de obturador da mesma, sendo o obturador (a) para válvulas de igual percentagem, o obturador (b) para válvulas lineares e o obturador (c) para válvulas de abertura rápida.

Figura 12 – Obturadores de válvulas de controle



Fonte: Ribeiro (1999), adaptado pelo autor.

Ribeiro (1999) recomenda que a vazão máxima da válvula seja de 15 % a 50 % acima da máxima vazão requerida pelo processo, enquanto a rangeabilidade²⁸ da válvula esteja de acordo com a rangeabilidade do processo, e que o coeficiente de vazão da válvula seja, no mínimo, 10 % superior ao coeficiente de vazão calculado. Para um escoamento de uma única fase líquida, a vazão através da válvula é dada pela Equação (42).

$$Q = 10 \cdot f(x) \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{G_f}} \quad (42)$$

Onde:

Q – Vazão volumétrica instantânea [m³/h]

$f(x)$ – Curva característica da vazão na válvula []

Δp – Perda de pressão absoluta na válvula [kPa]

G_f – Densidade relativa do líquido com relação à água a 15 °C []

²⁸ Relação entre as vazões nominais máximas e mínimas controláveis com a mesma eficiência; ver Karassik et al. (2001, p. 7.21).

Segundo Ribeiro (1999), a curva característica da vazão na válvula, varia de acordo com as características do obturador da mesma. O conjunto de Equações (43) representam as curvas características para alguns tipos de válvulas, sendo: (43a) para válvula linear, (43b) para válvula de igual percentagem e (43c) para válvula de abertura rápida, adotando-se, geralmente, o coeficiente de ajuste da válvula igual à 2.

$$f(x) = x/x_{m\acute{a}x} \quad (43a)$$

$$f(x) = R^{(x/x_{m\acute{a}x})-1} \quad (43b)$$

$$f(x) = (x/x_{m\acute{a}x})^{1/\kappa} \quad (43c)$$

Onde:

x – Excursão da haste da válvula [mm]

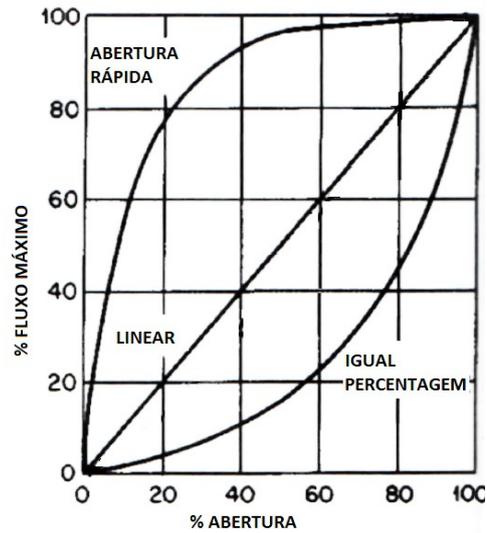
$x_{m\acute{a}x}$ – Excursão máxima da haste da válvula [mm]

R – Rangeabilidade da válvula []

κ – Coeficiente de ajuste da válvula []

Ainda segundo o autor, para válvulas lineares a rangeabilidade é em torno de 10:1, para válvulas de igual percentagem a rangeabilidade é em torno de 40:1, e para válvulas de abertura rápida a rangeabilidade é em torno de 3:1. O comportamento característico de alguns tipos de válvulas, é representado na Figura 13.

Figura 13 – Curvas características de válvulas de controle



Fonte: Karassik *et al.* (2001), adaptado pelo autor.

Segundo a norma ISA-75.01.01-2012, o método apresentado pela mesma fornece uma precisão razoável²⁹ para as válvulas de controle, caso o critério estabelecido pela Equação (44) seja obedecido.

$$\frac{K_v}{0,865 \cdot DN_v^2} < 0,047 \quad (44)$$

Onde:

DN_v – Diâmetro nominal da válvula [mm]

Desta forma, para o cálculo do coeficiente de vazão, deve-se calcular os fatores apresentados na Equação (45), (46) e (47), com auxílio da Equação (48) e (49), para as situações em que a válvula esteja totalmente aberta, apresente o mesmo diâmetro de entrada e saída, com fluxo turbulento em seu interior e com vazão não-chocada³⁰.

²⁹ Neste caso, a precisão estabelecida é de $\pm 5\%$.

³⁰ Vazão instantânea que depende das condições à jusante da válvula, como resultado da não-vaporização do líquido no interior da mesma (RIBEIRO, 1999).

$$F_F = 0,96 - 0,28 \cdot \sqrt{\frac{P_{v,\text{água}}}{P_{c,\text{água}}}} \quad (45)$$

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum(\zeta)}{1,60 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{K_v}{DN_v^2}\right)^2}} \quad (46)$$

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2 \cdot \sum(\zeta_1)}{1,60 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{K_v}{DN_v^2}\right)^2}} \quad (47)$$

$$\sum(\zeta) = 1,5 \cdot \left(1 - \frac{DN_v^2}{D_i^2}\right)^2 \quad (48)$$

$$\sum(\zeta_1) = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{DN_v^2}{D_i^2}\right)^2 + 1 - \left(\frac{DN_v}{D_i}\right)^4 \quad (49)$$

Onde:

F_F – Fator de relação de pressão crítica do líquido []

$P_{c,\text{água}}$ – Pressão crítica líquido-vapor da água [kPa]

F_P – Fator de geometria da tubulação []

$\sum(\zeta)$ – Somatório dos coeficientes adimensionais das conexões da válvula []

F_{LP} – Fator de recuperação de pressão combinado do líquido []

F_L – Fator de recuperação de pressão do líquido []

$\sum(\zeta_1)$ – Som. dos coeficientes adimensionais das conexões à montante da válvula []

No caso da água, a pressão crítica líquido-vapor ocorre em cerca de 374 °C, apresentando um valor de, aproximadamente, 22,1 MPa. Para o caso de SHP, o fator de recuperação de pressão do líquido (F_L) de válvulas globo, apresenta um valor típico de 0,9 para operações de abertura, e 0,8 para operações de fechamento, independentemente do tipo de obturador utilizado (INTERNATIONAL SOCIETY OF AUTOMATION, 2012).

Dessa forma, o coeficiente de vazão calculado da válvula, é determinado pela Equação (50).

$$K_v = 0,1 \cdot \frac{Q}{F_P} \sqrt{\frac{G_f}{\Delta p}} \quad (50)$$

Deve-se, ainda, verificar se o fluxo no interior da válvula é turbulento, por meio do critério estabelecido na Equação (51). Caso o critério não seja estabelecido, deve-se obedecer ao disposto no Anexo A da norma ISA-75.01.01-2012.

$$\frac{7,07 \cdot 10^{-2} \cdot F_d \cdot Q}{v \cdot \sqrt{K_v \cdot F_L}} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_v^2 \cdot F_L^2}{1,60 \cdot 10^{-3} \cdot DN_v^4} + 1} \geq 10.000 \quad (51)$$

Onde:

F_d – Fator modificador do número de Reynolds da válvula []

Para o caso de SHP, o fator modificador do número de Reynolds da válvula (F_d) de válvulas globo, apresenta um valor típico de 0,46 para operações de abertura, e 1,0 para operações de fechamento, independentemente do tipo de obturador utilizado (INTERNATIONAL SOCIETY OF AUTOMATION, 2012).

Determinado o coeficiente de vazão da válvula, deve-se atender o critério estabelecido na Equação (44), de modo a garantir a aplicabilidade do método proposto pela norma ISA-75.01.01-2012, além de garantir a correta seleção da válvula.

Para a validade desse método, deve-se verificar³¹ o critério de vazão não-chocada por meio do critério estabelecido na Equação (52), onde a perda de pressão absoluta na válvula é calculada por meio da Equação (20).

³¹ Caso o critério não seja verificado, deve-se adotar o método adequado de acordo com a norma ISA-75.01.01-2012.

$$\Delta p < \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 \cdot (p_1 - F_F \cdot p_v) \quad (52)$$

Onde:

p_1 – Pressão estática absoluta à montante da válvula [kPa]

Para cálculo o coeficiente adimensional da válvula, pode-se manipular a Equação (29), aplicada para o caso com descarga por meio de bocal cilíndrico com veia livre, juntamente com a Equação (41) e (42). Dessa forma, o autor obteve a Equação (53) e (54), de modo a possibilitar o cálculo da perda de pressão na válvula, e a aplicação da Equação (50).

$$K = \frac{0,162 \cdot \pi^2 \cdot D_i^4}{\rho_0 \cdot f(x)^2 \cdot K_v^2 \cdot F_P^2} - \lambda_v \quad (53)$$

$$K = \frac{0,217 \cdot \pi^2 \cdot D_i^4}{\rho_0 \cdot f(x)^2 \cdot C_v^2 \cdot F_P^2} - \lambda_v \quad (54)$$

Onde:

ρ_0 – Massa específica da água à 15 °C [kg/m³]

λ_v – Coeficiente corretivo da válvula []

O coeficiente corretivo da válvula leva em consideração as perdas de carga existentes durante o ensaio de determinação do coeficiente de vazão da mesma, garantindo a correta determinação de seu coeficiente adimensional.

A priori, o método descrito nesta seção não irá apresentar uma solução analítica direta, sendo assim, o cálculo deverá ser realizado de maneira iterativa, até que seja atingido uma precisão razoável. Neste caso, a norma ISA-75.01.01-2012 recomenda uma precisão de 0,00001.

2.3 VIBRAÇÃO EM TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS

Segundo Rao (2008, p. 6), “qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado *vibração* ou *oscilação*”, sendo que, para esses estudos, aplica-se a Teoria de Vibração, que possui, como base, as Leis da Mecânica Clássica.

No caso de sistemas hidráulicos, a passagem do fluido no interior da tubulação, irá provocar uma vibração no mesmo, devido à flutuação instantânea das componentes de velocidade (conforme abordado em 2.2.3), provocando, conseqüentemente, uma flutuação instantânea na pressão aplicada pelo fluido nas paredes da tubulação; a vibração decorrente desse mecanismo, é denominada de vibração auto-excitada³². Segundo Blevins (2001, p. 384, tradução nossa), “um fluxo de alta velocidade através de um tubo de paredes finas pode levar o tubo a fletir ou vibrar em grande amplitude”.

De acordo com Rao (2008), o modelo matemático utilizado para descrição do fenômeno vibratório deverá obedecer uma condição de estabilidade, para garantir que as forças restauradoras (devido à deformação elástica do material) superem as forças não-restauradoras (devido ao carregamento), de modo que a tubulação possa apresentar um movimento vibratório estável; além de garantir que a frequência de vibração da tubulação não fique próxima à sua frequência natural de vibração, evitando-se a ocorrência do efeito de ressonância³³.

Ainda segundo o autor, para o caso de vibrações auto-excitadas, o projetista também deverá garantir que a magnitude da força exercida sobre o sistema seja inferior à carga de ruptura estática da mesma; que a magnitude da força excitadora seja pequena, e que a frequência real de oscilação não cause falha, por fadiga do material, durante sua vida útil.

Blevins (2001) descreve que o engenheiro estadunidense George William Housner (1910 - 2008) foi o primeiro a derivar, corretamente, as equações de movimento governantes, e

³² *Sistemas em que a força excitadora é função dos parâmetros de movimento do sistema, como deslocamento, velocidade ou aceleração (RAO, 2008).*

³³ *Ver Rao (2008, p. 102) e Nussenzveig (2014, p. 101).*

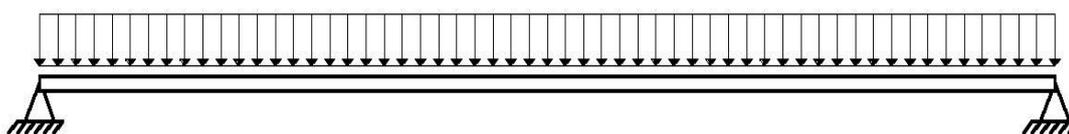
prever as instabilidades geradas pela passagem de um fluido no interior de uma tubulação, em 1952. Ainda segundo o autor, as instabilidades geradas irão depender das condições de apoio da tubulação, sendo que diversas soluções foram estabelecidas, desde a década de 1950, para vários casos distintos³⁴.

Um método particularmente interessante de ser trabalhado, é o método analítico desenvolvido por Blevins (1990), também apresentado por Blevins (2001), uma vez que, além de sua fácil manipulação matemática, diversos autores³⁵ verificaram de forma teórica e/ou experimental os resultados obtidos pelo emprego deste método, e obtiveram resultados semelhantes, e/ou calibraram/verificaram seus modelos com base no mesmo. Outros autores, como Chen (1972), Pak e Hong (1991) e Lee, Choi e Oh (1996), estenderam a análise para outros planos de vibração e tubulações curvas.

Em sua análise, Blevins (2001) desenvolveu um modelo matemático, com base no modelo de Housner (1952) e Paidoussis e Issid (1974), que consiste em analisar a tubulação com uma viga bi-apoiada, sujeita à uma solicitação uniformemente distribuída ao longo de seu comprimento.

Nesse modelo, a viga representa a tubulação, enquanto suas condições de apoio representam as conexões de extremidade (suportes de apoio, juntas soldadas ou rosqueadas, dentre outros), e a carga uniformemente distribuída representa o peso-próprio do fluido dentro da tubulação somado ao peso-próprio da tubulação; esse modelo está ilustrado na Figura 14.

Figura 14 – Modelo matemático empregado na análise de vibração



Fonte: Autor.

³⁴ Ver Blevins (2001, p. 384-385).

³⁵ Chieu (1963), Doods Jr. e Runyan (1965), Kohli e Nakra (1984), Chen (1991), Zhang, Gorman e Reese (1998), Sinha, Rao e Sinha (2005), Grant (2010), Liu e Xuan (2010) e Parada (2013).

Partindo do modelo apresentado na Figura 14, Blevins (2001) pressupõe que, após a tubulação apresentar uma pequena deformação inicial, por conta das forças auto-excitadoras, surge, com oconsequência, uma aceleração centrípeta em cada partícula de fluido em seu interior, por conta da mudança do raio de curvatura da tubulação. Dessa maneira, o autor conseguiu, a partir das equações governantes do movimento de um fluido (apresentado na seção 2.2.1.2), determinar um sistema de equações para o problema.

Como o sistema irá apresentar infinitas soluções (devido aos infinitos modos naturais de vibração), Blevins (2001) resolveu analisar apenas os dois primeiros modos de vibração, impondo que os demais sejam nulos³⁶. Desta forma, é possível determinar a frequência angular natural de vibração da tubulação (para o caso em que não há escoamento interno) pela Equação (55) e sua respectiva frequência natural de vibração pela Equação (56).

$$\omega_N = \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_f}{M}} \quad (55)$$

$$f_N = \frac{\omega_N}{2 \cdot \pi} \quad (56)$$

Onde:

ω_N – Frequência angular natural de vibração, sem escoamento interno [rad/s]

L – Comprimento da tubulação [m]

I_f – Momento de inércia da tubulação em relação ao eixo no qual ocorre a flexão [m⁴]

M – Massa da tubulação e do fluido em seu interior, por unidade de comprimento [kg/m]

f_N – Frequência natural de vibração, sem escoamento interno [Hz]

Contudo, à medida que o valor da velocidade média de escoamento aumenta, o tubo pode sofrer o fenômeno de flambagem, por conta de uma instabilidade estática, onde, segundo Blevins (2001, p. 391, tradução nossa), “[...] a força necessária para fazer o fluido se conformar

³⁶ Fato, esse, também observado por Chieu (1963), onde, para o i -ésimo modo de vibração, o coeficiente do modo normal de vibração (a_i) apresenta maior magnitude, enquanto os demais componentes ($\dots, a_{(i+2)}, a_{(i+1)}, a_{(i-1)}, \dots$) tem sua magnitude reduzida rapidamente, à medida que seu índice se distancia de i .

de acordo com o raio de curvatura da tubulação, resultante da pequena deformação sofrida, supera o limite de rigidez da tubulação". Desse modo, a velocidade média de escoamento responsável por criar essa instabilidade estática, é denominada de velocidade crítica, dada pela Equação (57).

$$\bar{v}_c = \frac{\pi}{L} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_f}{\rho \cdot A}} \quad (57)$$

Onde:

\bar{v}_c – Velocidade crítica do escoamento [m/s]

A frequência angular natural do primeiro, e do segundo modo de vibração, para todo valor de velocidade média de escoamento menor, ou igual, à velocidade crítica, pode ser determinada pela Equação (58) e (59). A frequência do primeiro, e do segundo modo de vibração, pode ser determinada pela Equação (60), enquanto, alternativamente, pode-se estimar a frequência angular do primeiro modo de vibração, pelo emprego da Equação (61).

$$\left(\frac{\omega_j}{\omega_N}\right)^2 = \alpha \pm \left\{ \alpha^2 - 4 \cdot \left[1 - \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_c}\right)^2 \right] \cdot \left[4 - \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_c}\right)^2 \right] \right\}^{1/2}, \text{ com } j \in \mathbb{N}: 1 \leq j \leq 2 \quad (58)$$

$$\alpha = \frac{17}{2} - \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_c}\right)^2 \cdot \left[2 - \left(\frac{128}{9 \cdot \pi^2}\right) \cdot \left(\frac{\rho \cdot A}{M}\right) \right] \quad (59)$$

$$f_j = \frac{\omega_j}{2 \cdot \pi} \quad (60)$$

$$\omega_1 = \omega_N \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_c}\right)^2} \quad (61)$$

Onde:

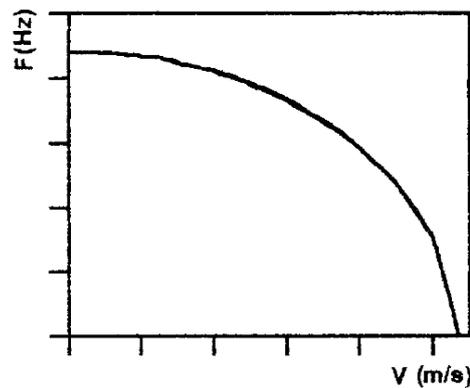
ω_j – Frequência angular natural de vibração do j-ésimo modo [rad/s]

f_j – Frequência natural de vibração do j-ésimo modo [Hz]

Segundo Blevins (2001), a estimativa da frequência angular do primeiro modo de vibração da tubulação, por meio do emprego da Equação (61), apresenta um erro de 2,6 % para situações em que $(\rho \cdot A/M) \leq 0,5$ e um erro de 12,8 % para $0,5 < (\rho \cdot A/M) < 1,0$.

Observa-se que, quando o fluido não apresenta escoamento interno ($\bar{v} = 0$), a frequência natural do primeiro modo de vibração da tubulação é igual à frequência natural de vibração da tubulação. Essa, por sua vez, diminui com o aumento da velocidade média de escoamento do fluido, sendo que, ao atingir a velocidade crítica do escoamento, a frequência natural do primeiro modo de vibração se torna nula, conforme representado na Figura 15.

Figura 15 – Frequência de vibração de uma tubulação, em função da velocidade do escoamento



Fonte: Lee, Choi e Oh (1996), adaptado pelo autor.

Considerando que o sistema apresente uma vibração excitada harmonicamente, a frequência de vibração da tubulação será igual à frequência de aplicação da força excitadora, sendo, sua resposta, função da mesma e de suas condições iniciais. Rao (2008) apresenta a Equação (62), para cálculo da máxima amplitude dinâmica do movimento.

$$y = \frac{\delta}{\left| 1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_1} \right)^2 \right|} \quad (62)$$

Onde:

y – Amplitude dinâmica do movimento [m]

δ – Amplitude estática do movimento [m]

ω_0 – Frequência angular de atuação da força excitadora [rad/s]

Entretanto de acordo com Chieu (1963) e Lee, Choi e Oh (1996), a influência da vibração sobre o sistema, em um fluxo de baixas velocidades, é insignificante, uma vez que a frequência de vibração da tubulação, devido ao fluxo interno de fluido, é muito menor que sua frequência natural de vibração, podendo-se desprezar essa possibilidade para a verificação da ressonância. Dessa forma, por meio da Equação (62), pode-se perceber que a tubulação irá apresentar uma amplitude de vibração próxima à sua amplitude estática, não gerando efeitos indesejáveis à tubulação.

Outro aspecto importante, observado por Chieu (1963), Doods Jr. e Runyan (1965), Lee, Choi e Oh (1996), Kohli e Nakra (1984) e Grant (2010), mostra que a probabilidade de ocorrência da instabilidade estática é baixa em SHP, uma vez que as velocidades médias de escoamento apresentam valores relativamente baixos, em comparação com as velocidades críticas do escoamento.

Além do mais, Chen (1972), Kohli e Nakra (1984), Pak e Hong (1991) e Lee, Choi e Oh (1996), observaram que em tubulações curvas, a vibração que ocorre fora do plano da tubulação apresenta frequências naturais superiores, em comparação com a vibração que ocorre no plano da tubulação. Entretanto, essa análise não será levada em conta, uma vez que, de acordo com Chen (1991), tubulações apoiadas em suportes elásticos (caso mais comum em SHP) apresentam uma elevação na sua frequência natural de vibração, reduzindo a probabilidade de ocorrência de instabilidades.

Portanto, com relação à vibração de tubulações hidráulicas, torna-se necessário evitar que conjuntos motobombas, e válvulas de controle, apresentem frequência de vibração, induzida pelo fluxo de água em seu interior, próxima à frequência natural da tubulação adjacente.

Segundo Rao (2008), a resposta de um sistema amortecido, devido ao desbalanceamento rotativo (caso de um conjunto motobomba em funcionamento), irá apresentar uma frequência de excitação igual à frequência de rotação do mesmo. Por outro lado, a excitação hidrodinâmica provocada pelo conjunto motobomba é dada pelo produto da rotação do conjunto com o número de pás do rotor.

Dessa forma, caso a frequência de funcionamento do conjunto motobomba, e a frequência de excitação hidrodinâmica, sejam suficientemente diferentes da frequência natural de vibração da tubulação, a possibilidade de ocorrência do efeito de ressonância é descartada.

Segundo Naudascher e Rockwell (1994, p. 233, tradução nossa) “dispositivos que controlam o fluxo do fluido através de pequenas aberturas estão susceptíveis à excitação induzida pelo movimento do mesmo, caso eles sejam dispositivos de redução de pressão e estejam expostos a grandes efeitos inerciais devido à passagem do fluido”.

Segundo Rao (2008, p. 141), “no estudo de vibrações de válvulas usadas em sistemas de controle hidráulicos, a válvula e sua haste elástica são modeladas como um sistema massa-mola amortecido”, sendo necessário, para a determinação da resposta do sistema (em regime permanente de escoamento), o comportamento temporal da pressão dentro da válvula, a constante elástica, a constante de amortecimento e a massa do obturador da válvula.

Entretanto, como esses valores são de difícil previsão prática, uma vez que as válvulas são adquiridas e essas informações não são fornecidas pelos respectivos fabricantes, sua verificação não será realizada no modelo proposto neste trabalho. Segundo apresentado por Rao (2008), pode-se perceber que, geralmente, a frequência natural de vibração da válvula é muito superior à frequência forçante à qual ela está submetida.

Caso haja necessidade, o projetista pode optar por sua verificação³⁷ e/ou pela adoção de técnicas de controle de vibração, de modo a evitar o fenômeno de ressonância e/ou a propagação da vibração na tubulação, adotando-se, por exemplo, o emprego de absorvedores de vibração em pontos críticos do sistema.

³⁷ Ver Naudascher e Rockwell (1994), Blevins (2001) e Rao (2008).

2.4 RUÍDOS EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

Com relação às ondas acústicas, o termo “ruído” caracteriza um som (ou um conjunto de sons) frequentemente desagradáveis ao serem captados pelo ouvido humano, independente do mecanismo que o originou. Segundo a ABNT NBR 15575-6:2013, o nível de pressão sonora máximo, medido em dormitórios, deverá ser de 42 dB(A)³⁸ para um nível de desempenho mínimo, 39 dB(A) para um nível de desempenho intermediário, e 36 dB(A) para um nível de desempenho superior.

O nível de pressão sonora pode ser calculado pela Equação (63), na qual a pressão sonora de referência é de $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^2 \right] \quad (63)$$

Onde:

L_p – Nível de pressão sonora [dB]

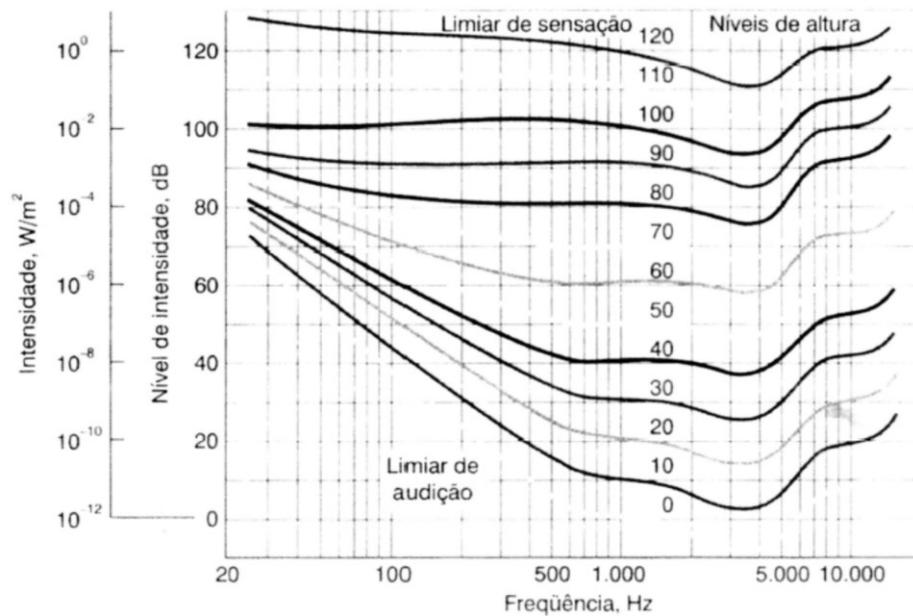
P – Pressão sonora [Pa]

P_0 – Pressão sonora de referência [Pa]

Como consequência biológica do aparelho auditivo, onde os seres humanos não escutam todas as frequências de modo linear (com a mesma intensidade), utilizam-se curvas de ponderação para corrigir esse efeito. A Figura 16 representa curvas isofônicas, ou curvas isoaudíveis, de modo a ilustrar essa característica biológica humana.

³⁸ Nível de pressão sonora, ponderada A, em decibel (dB), determinada pelo uso do circuito ponderado A, conforme norma IEC 61672-1-2002; ver Gerges (2000, p. 53).

Figura 16 – Curvas isofônicas



Fonte: Keller, Gettys e Skove (2013).

As curvas de ponderação foram definidas pela IEC 61672-1-2002, enquanto a ABNT NBR 15575-6:2013 determina que o nível de pressão sonora deve ser ponderado pela Curva A. Segundo Gerges (2000), a Curva A é largamente utilizada atualmente, pois aproxima-se da curva de audibilidade do ouvido humano, para baixos níveis de pressão sonora.

Pavanello (2014) também conclui que a pressão sonora ponderada na Curva A é adequada para caracterizar o ruído proveniente de aparelhos hidrossanitários, por expressar melhor a sensação do ouvinte, quando do acionamento desses aparelhos.

Para converter o nível de pressão sonora, para níveis de pressão sonora ponderado na curva A, pode-se utilizar a Equação (64), enquanto a determinação do fator de ajuste pode ser feita por meio da Equação (65) e (66), conforme IEC 61672-1-2002, ou pela Tabela A.1 do Anexo A.

$$L_{P,A} = L_P + \Delta L_{P,A} \quad (64)$$

$$\Delta L_{P,A} = 20 \cdot \log_{10}(R_A) + 2 \quad (65)$$

$$R_A = \frac{12194^2 \cdot f_s^4}{(f_s^2 + 20.6^2) \cdot \sqrt{(f_s^2 + 107.7^2) \cdot (f_s^2 + 737.9^2) \cdot (f_s^2 + 12194^2)}} \quad (66)$$

Onde:

$L_{P,A}$ – Nível de pressão sonora, ponderada A [dB(A)]

$\Delta L_{P,A}$ – Fator de ajuste para a curva A [dB(A)]

R_A – Função de ponderação em A [dB(A)]

f_s – Faixa de frequência da onda sonora [Hz]

O nível de potência sonora, e o nível de intensidade sonora, podem ser calculados por meio da Equação (67), com uma potência sonora de referência de 10^{-12} W, e pela Equação (68), com uma intensidade sonora de referência de 10^{-12} W/m².

$$L_W = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{Pot}{Pot_0} \right) \quad (67)$$

$$L_I = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (68)$$

Onde:

L_W – Nível de potência sonora [dB]

Pot – Potência sonora [W]

Pot_0 – Potência sonora de referência [W]

L_I – Nível de intensidade sonora [dB]

I – Intensidade sonora [W/m²]

I_0 – Intensidade sonora de referência [W/m²]

A relação entre a potência sonora e a intensidade sonora, é apresentada pela Equação (69), enquanto a relação entre pressão sonora e intensidade sonora é apresentada pela Equação (70).

$$I = \frac{Pot}{A_s} \quad (69)$$

$$P = \sqrt{I \cdot \rho \cdot c} \quad (70)$$

Onde:

A_s – Área de uma superfície normal à direção de propagação da onda sonora [m²]

c – Velocidade de propagação da onda sonora [m/s]

Dessa forma, por meio da Equação (63), (67), (68), (69) e (70), pode-se afirmar que os níveis de pressão, intensidade e potência sonora podem ser correlacionados por meio da Equação (71) e (72).

$$L_p = L_I - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P_0^2}{\rho \cdot c \cdot I_0} \right) \quad (71)$$

$$L_p = L_W - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{4 \cdot \pi \cdot P_0^2 \cdot r^2}{Pot_0 \cdot \rho \cdot c} \right) \quad (72)$$

Onde:

r – Distância da fonte ao ponto analisado [m]

Para o caso do ar, sua massa específica pode ser obtida pela mistura de dois gases ideais³⁹ (ar e vapor d'água), por meio da Equação (73), adotando-se um valor de 28,964 g/mol para a massa molar do ar seco, um valor de 18,015 g/mol para a massa molar da água, e um valor de 8,315 J/mol.K para a constante universal dos gases.

³⁹ Ver Keller, Gettys e Skove (2013) e Nussenzweig (2014).

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm} \cdot \mathcal{M}_{ar,s} + \phi \cdot p_{v,\acute{a}gua} \cdot (\mathcal{M}_{\acute{a}gua} - \mathcal{M}_{ar,s})}{R \cdot T_{ar}} \quad (73)$$

Onde:

ρ_{ar}	– Massa específica do ar	[kg/m ³]
p_{atm}	– Pressão atmosférica local	[Pa]
$\mathcal{M}_{ar,s}$	– Massa molar do ar seco	[kg/mol]
ϕ	– Umidade local	[]
$p_{v,\acute{a}gua}$	– Pressão de vapor da água	[Pa]
$\mathcal{M}_{\acute{a}gua}$	– Massa molar da água	[kg/mol]
R	– Constante universal dos gases	[J/mol.K]
T_{ar}	– Temperatura do ar	[K]

Embora Gerges (2000) e Bies e Hansen (2009), apresentem uma a equação para se determinar, de forma aproximada, a velocidade de propagação de uma onda acústica no ar seco, a mesma será determinada pela Equação (74), tomando-se como base o estudo ondulatório⁴⁰ da Mecânica Clássica, adotando-se um valor de 1,4 para o coeficiente de expansão adiabática para o ar seco.

$$c_{ar,s} = \sqrt{\frac{\gamma_{ar,s} \cdot R \cdot T_{ar}}{\mathcal{M}_{ar,s}}} \quad (74)$$

Onde:

$c_{ar,s}$	– Velocidade de propagação de uma onda sonora no ar seco	[m/s]
$\gamma_{ar,s}$	– Coeficiente de expansão adiabática para o ar seco	[]

Caso o projetista opte por considerar a variação da velocidade de propagação do som no ar, devido à umidade relativa local, pode-se utilizar a Equação (75), apresentada por Wong e Embleton (1985), válida para uma faixa de temperatura entre 0 e 30 °C.

⁴⁰ Ver Keller, Gettys e Skove (2013), Alonso e Finn (2014) e Nussenzveig (2014).

$$c_{ar,u} = c_{ar,s} \cdot \left[1 + \phi \cdot \left(9,66 \cdot 10^{-4} + 7,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ar} + 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ar}^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + 7,2 \cdot 10^{-8} \cdot T_{ar}^3 + 6,5 \cdot 10^{-11} \cdot T_{ar}^4 \right) \right] \quad (75)$$

Onde:

$c_{ar,u}$ – Velocidade de propagação de uma onda sonora no ar úmido [m/s]

T_{ar} – Temperatura do ar [°C]

Apesar de existirem equações para estimar o nível de ruído provocado pelo fluxo de líquido no interior de tubulações, como o modelo apresentado por Heitner (1968), o ruído provocado pelo fluxo de líquido no interior de tubulações será desprezado, pois, segundo Bies e Hansen (2009, p. 591, tradução nossa) “[...] o ruído provocado pelo escoamento de líquidos são geralmente insignificantes”. Dessa forma, serão analisados os ruídos provocados, apenas, pelo fluxo de líquidos no interior de válvulas de controle e pelo acionamento de conjuntos motobomba.

2.4.1 RUÍDO PROVOCADO PELO FLUXO DE LÍQUIDO NO INTERIOR DE VÁLVULAS

Bies e Hansen (2009) apresentam um método para estimativa do nível de ruídos em válvulas, devido, apenas, à processos hidrodinâmicos, válida para velocidade de jusante máxima de 10 m/s e comprimento de tubulação mínimo de 3 m. O método é apresentado pela norma IEC 60534-8-4-2015, e exclui influências provocadas por reflexão, possíveis partes soltas do sistema, ressonâncias e cavitação.

O nível de potência sonora dentro da tubulação, à jusante da válvula, pode ser estimado pela Equação (76), com um fator de eficiência igual à 10^{-8} .

$$L_{wi} = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\eta_w \cdot \bar{v} \cdot A \cdot \Delta p}{Pot_0} \right) \quad (76)$$

Onde:

L_{wi} – Nível de potência sonora dentro da tubulação, à jusante da válvula [dB]

η_w – Fator de eficiência []

O espectro de distribuição, para as bandas de oitava entre 500 e 8.000 Hz, é dado pela Equação (77), e a frequência central de cada banda de oitava é estabelecida conforme Equação (78), ou Tabela A.2 do Anexo A

$$L_{wi}(f_c) = L_{wi} - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{f_c}{500} \right) - 2,9 \quad (77)$$

$$f_c = \sqrt[10]{10^{BN}} \quad (78)$$

Onde:

$L_{wi}(f_c)$ – Nível de potência sonora dentro da tubulação, relativo à frequência f_c [dB]

BN – Número da banda de oitava []

f_c – Frequência central da n-ésima banda de oitava [Hz]

O nível de potência sonora fora da tubulação, não ponderado, para cada banda de oitava, pode ser estimado pelo emprego da Equação (79), (80), (81) e (82).

$$L_{we}(f_c) = L_{wi}(f_c) - 17,37 \cdot \left(\frac{L}{2 \cdot D} \cdot 10^{\frac{-TL(f_c)}{10}} \right) - TL(f_c) + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{4 \cdot L}{D} \right) \quad (79)$$

$$TL(f_c) = 10 + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{c_L \cdot \rho_T \cdot e}{c_2 \cdot \rho \cdot D} \right) + 10 \cdot \log_{10} \left\{ \left[\frac{f_r}{f_c} + \left(\frac{f_c}{f_r} \right)^{1,5} \right]^2 \right\} \quad (80)$$

Onde:

$L_{we}(f_c)$ – Nível de potência sonora fora da tubulação, relativo à frequência f_c [dB]

$TL(f_c)$ – Perda de transmissão pela parede da tubulação, relativo à frequência f_c [dB]

c_L – Velocidade longitudinal da onda acústica na parede da tubulação [m/s]

ρ_T – Massa específica do material da tubulação [kg/m³]

c_2 – Velocidade do fluido à jusante da válvula [m/s]

f_r – Frequência do anel da tubulação [Hz]

$$f_r = \frac{c_L}{\pi \cdot (D_i + e)} \quad (81)$$

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho_T}} \quad (82)$$

O nível de potência sonora fora da tubulação, ponderado na Curva A, é dado pela Equação (83), onde o nível de potência sonora fora da tubulação, relativo à n-ésima banda de oitava, é obtido aplicando-se a ponderação em A – Equação (64) – para cada nível de potência sonora fora da tubulação, não ponderado, relativa a mesma banda de oitava, obtida pelo emprego da Equação (79).

$$L_{wAe} = 10 \cdot \log_{10} \left[\sum_{n=1}^5 \left(10^{\frac{L_{wAn}}{10}} \right) \right] \quad (83)$$

Onde:

L_{wAe} – Nível de potência sonora fora da tubulação, ponderada A [dB(A)]

L_{wAn} – Nível de potência sonora fora da tubulação, relativo à n-ésima banda de oitava [dB]

O nível de pressão sonora total fora da tubulação, ponderado em A, medido 1 m à jusante da válvula, e a 1 m da tubulação, pode ser estimado pela Equação (84), tomando-se um comprimento de referência de 3 m.

$$L_{pAe} = L_{wAe} - 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\pi \cdot L}{L_0} \cdot \left(\frac{D_i}{D_e} + 1 \right) \right] \quad (84)$$

Onde:

L_{pAe} – Nível de pressão sonora total fora da tubulação, ponderada A [dB(A)]

L_0 – Comprimento de referência [m]

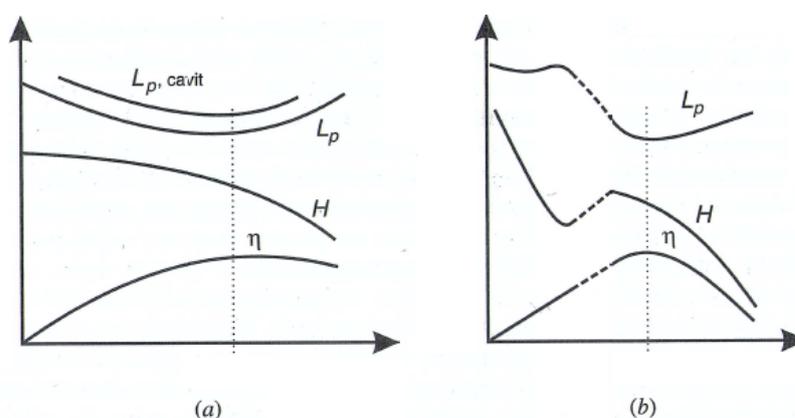
2.4.2 RÚIDO PROVOCADO PELO ACIONAMENTO DE UM CONJUNTO MOTOBOMBA

Segundo Crocker (2007), os ruídos gerados por conjuntos motobomba, em sistemas hidráulicos, consiste na união dos ruídos provocados pelo conjunto motobomba em si (seu motor de condução e o ventilador-cooler do mesmo), pelo sistema hidráulico, e, principalmente, os ruídos de origem hidráulica e mecânica, no local de instalação do mesmo.

Ainda segundo o autor, o ruído provocado por conjuntos motobomba dependem do tipo da bomba, seu tamanho e formato, e de suas condições de operação, sendo que, a maior parte dos ruídos são provenientes da interação entre as lâminas do rotor e as palhetas difusoras (no caso de bombas centrífugas), seguidos pelas flutuações de pressão devidas à turbulência do fluido, pelo cisalhamento provocado pela passagem do fluido no interior da bomba, pela separação de fluxos, e pelos vórtices que surgem no espaço livre interno da bomba.

A magnitude e frequência do ruído gerado, variam para cada conjunto motobomba, e são dependentes do valor de altura manométrica, e do quão distante o ponto de trabalho do conjunto motobomba está do seu ponto de eficiência máxima. Segundo Crocker (2007, p. 899, tradução nossa), “[...] [esse último] é especialmente importante para as bombas cinéticas⁴¹ que produzem o mínimo de ruído no ponto de eficiência máxima”. Esse comportamento, para as bombas centrífugas e axiais, está representado na Figura 17.

Figura 17 – Curvas características de: (a) bombas centrífugas e (b) bombas axiais



Fonte: Crocker (2007, p. 899), adaptado pelo autor.

⁴¹ Bombas que fornecem energia continuamente ao fluido que escoar em seu interior, como as bombas centrífugas, bombas axiais, bombas de fluxo misto, dentre outras (MATTOS; FALCO, 1998).

Analisando-se a Figura 17, pode-se observar um aumento no nível de pressão sonora quando a bomba centrífuga está sob o efeito da cavitação, o que confirma o descrito na seção 2.2.8, além se observar (para ambos os casos) a ocorrência do menor nível de pressão sonora no ponto de trabalho referente à máxima eficiência do conjunto motobomba.

Na ausência da curva de ruído em catálogos de fabricantes de conjuntos motobomba, pode-se estimar o nível de ruído gerado pela presença do mesmo. Segundo Azevedo Netto *et al.* (1998), em SHP, o tipo mais comum de conjunto motobomba instalado é composto por uma bomba centrífuga acionada por motores elétricos.

Crocker (2007) e Gerges (2000), apresentam diversas equações para a estimativa do nível de ruído de diversos tipos de conjuntos motobomba, porém, uma equação interessante de ser aplicada, segundo Oliveira Filho *et al.* (2009), é apresentada por Bies e Hansen (2009), por apresentar um melhor desempenho em relação aos demais métodos analisados pelos autores; o método apresentado por Bies e Hansen (2009), por sua vez, foi retirado do manual técnico TM 5-805-4:1983 do Departamento de Exército dos Estados Unidos.

O manual técnico TM 5-805-4:1995 apresenta, algumas equações para a previsão do nível total de pressão sonora, a 1 m de distância, provocado pelo acionamento de conjuntos motobomba; os dados estão apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Nível total de pressão sonora, a 1 m de distância, devido ao acionamento de conjuntos motobomba [dB(A)]

Faixa de velocidade [rpm]	Potência nominal do conjunto motobomba (Pot_{mb}) [hp]	
	Pot < 100	Pot > 100
3.000 – 3.600	$69 + 10 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$	$82 + 3 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$
1.600 – 1.800	$72 + 10 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$	$86 + 3 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$
1.000 – 1500	$67 + 10 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$	$81 + 3 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$
450 – 900	$65 + 10 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$	$79 + 3 \cdot \log_{10}(Pot_{mb})$

Fonte: Departments of the Army and the Air Force (1995), adaptado pelo autor.

Para a análise do nível de pressão sonora em outros pontos, pode-se utilizar o equacionamento apresentado na seção 2.4 para se estimar o mesmo.

2.5 DESGASTE MECÂNICO EM TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS

De acordo com Bhushan (1999, p. 479, tradução nossa), “desgaste é o dano superficial ou a remoção de material de uma ou ambas superfícies sólidas em deslizamento, rolamento, ou movimento de impacto relativo entre um e outro [...] [sendo] genericamente baseado na perda de material”. Ainda segundo o autor, os desgastes podem ocorrer, basicamente, de oito formas diferentes, sendo elas: adesivo, abrasivo, por fadiga, por impacto erosivo e/ou percussivo, por corrosão química, por cavitação e induzido por arco elétrico.

No caso dos SHP, como não há a aderência do fluido no material da tubulação, nem sua respectiva movimentação relativa sobre outro material sólido, nem a passagem de corrente elétrica pelo mesmo, não haverá a aparição dos mecanismos de desgaste adesivo, abrasivo, por fadiga e por indução por arco elétrico.

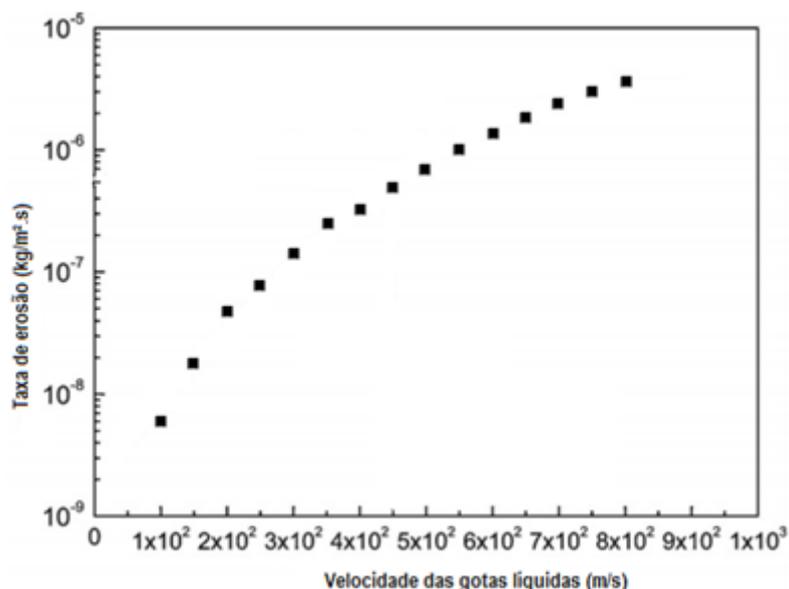
No caso do mecanismo de desgaste por corrosão química, para os três materiais em análise (PVC, CPVC e PPR), o mesmo não irá ocorrer, uma vez que os materiais são inertes à todas as substâncias dissolvidas na água potável (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2011; TIGRE, 2016).

No caso do desgaste provocado por passagem de líquido no interior da tubulação, existem três causas possíveis para ocorrência do mesmo, sendo: desgaste por impacto erosivo, desgaste por impacto líquido (erosivo e/ou corrosivo) e o desgaste por cavitação.

O primeiro ocorre pela eventual presença de material sólido em suspensão na água; o segundo ocorre pelo cisalhamento entre o fluido e as paredes da tubulação, que varia conforme os níveis de turbulência do mesmo; e o terceiro ocorre por conta do fenômeno de cavitação (BHUSHAN, 1999; FREITAS, 2012).

A intensidade da taxa de erosão em tubulações, em função da velocidade de escoamento do fluido, pode ser visualizada na Figura 18.

Figura 18 – Taxa de erosão em tubulações



Fonte: Li, Mori e Ninokata (2012), adaptado pelo autor.

Naitoh *et al.* (2013) citam que partículas carregadas com velocidades inferiores à 100 m/s, praticamente não causam desgaste na parede da tubulação; aliado a essa observação, de acordo com a Portaria n° 2914, de 12 de dezembro de 2011, do Ministério da Saúde, como padrão de aceitação para consumo humano, o valor máximo permitido para sólidos totais dissolvidos⁴² na água potável, é de 1.000 mg/L.

Dessa forma, como as partículas carregadas na água tratada, em SHP, se apresentam em pequenas quantidades, com pequenas dimensões, e baixas velocidades de carregamento, o efeito do desgaste por impacto erosivo torna-se desprezível.

De acordo com Springer (1976), o mecanismo de erosão por impacto de partículas líquidas não é igual ao mecanismo de erosão por impacto de partículas sólidas, enquanto, segundo Naitoh *et al.* (2013), velocidades de escoamento inferiores à 100 m/s, tornam o efeito de corrosão acelerada por fluxo, dominante. Esse efeito, por sua vez, também será desprezado por conta da não ocorrência de corrosão química nos materiais em estudo, conforme

⁴² Sólidos presentes na água tratada, que incluem os colóides e os sólidos efetivamente dissolvidos, que, por sua vez, apresentam uma dimensão máxima de 1,2 µm (HELLER; PÁDUA, 2010).

abordagem anterior. O desgaste por cavitação também não será considerado, pois, conforme abordado na seção 2.2.8, buscar-se-á evitar a formação deste fenômeno, em SHP.

Dessa forma, o fenômeno de desgaste mecânico, em SHP, não será analisado, devido às taxas desprezíveis de desgaste nas condições de operação do sistema, durante toda a vida útil de projeto.

2.6 VAZÃO DE CONSUMO PROBABILÍSTICA

Para o dimensionamento das tubulações componentes dos SHP, faz-se necessário a determinação da vazão de dimensionamento de cada trecho componente do sistema. Geralmente, dois tipos de consumo são avaliados para essa determinação, sendo o consumo simultâneo máximo possível e o consumo simultâneo máximo provável, os modelos de dimensionamento mais empregados por projetistas.

O consumo simultâneo máximo possível admite que todos os aparelhos de utilização estejam sendo utilizados simultaneamente, desta forma, as tubulações seriam dimensionadas com o maior valor de vazão possível, em cada trecho, de acordo com os aparelhos de utilização alimentados. Embora, a priori, seja um dimensionamento “antieconômico”, ele pode ser necessário em certos tipos de edificações, como: indústrias, internatos, quartéis, hotéis, motéis, dentre outros (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; MACINTYRE, 2011).

O consumo simultâneo máximo provável, segundo Macintyre (2011, p. 42), “baseia-se [...] no fato de ser pouco provável o funcionamento simultâneo dos aparelhos de um mesmo ramal [...] e em que a probabilidade de funcionamento simultâneo diminui com o aumento no número de aparelhos”.

Azevedo Netto *et al.* (1998, p. 566) apresentam três métodos usualmente empregados para a estimativa das vazões máximas prováveis, sendo: aplicação de curvas de uso simultâneo, obtidas por observação; aplicação da teoria das probabilidades; e aplicação dos critérios regulamentares, ou normativos.

No primeiro método, aplicam-se coeficientes de redução (ou ponderação) no valor da vazão de cada aparelho, de acordo com a probabilidade de uso simultâneo do mesmo, determinando-se o valor da vazão máxima provável para o dimensionamento dos ramais prediais.

No segundo método, aplicam-se cálculos matemáticos baseados na Teoria das Probabilidades, para determinar uma porcentagem do número de aparelhos que devem ser considerados sendo utilizados, simultaneamente, para a determinação do valor da vazão máxima provável. Enquanto no terceiro método, aplicam-se as recomendações estabelecidas pela legislação (atualmente a ABNT NBR 5626:1998 e a ABNT NBR 7198:1993).

[...] suponhamos que em um ramal haja m aparelhos. Por meio do cálculo das probabilidades, pode-se obter o número n de aparelhos, os quais, num intervalo de tempo T , funcionam no máximo uma vez durante um tempo de utilização t , ocorrido no período de tempo P de demanda máxima dos aparelhos (MACINTYRE, 2011, p. 42).

Desta forma, diversos métodos foram criados para se determinar a vazão máxima provável em SHP, como é o caso do método dos pesos, desenvolvido pelo físico americano Roy B. Hunter (1900 - 1961), em 1940; o método da raiz quadrada⁴³ (método alemão, adotado pela ABNT NBR 5626:1998); e o método desenvolvido pelo engenheiro brasileiro Orestes Marraccini Goncalves, em 1986, que analisou diversos métodos (empíricos e probabilísticos) e desenvolveu um modelo próprio.

Segundo Ilha, Oliveira e Gonçalves (2010), o método da raiz quadrada não é adequado, pois, não considera que as vazões de projeto são dependentes de características dos usuários (fisiológicas, regionais, culturais, sociais e climáticas), da edificação (tipo do edifício, população e organização espacial) e dos aparelhos de utilização (tipo do aparelho e número de aparelhos disponíveis).

⁴³ Ver Ferreira (2018, p. 161).

Ainda segundo os autores, o método adotado pelo projetista deve descrever as características de utilização dos usuários, para que a vazão máxima provável determinada seja o mais próximo possível da vazão real.

2.6.1 MÉTODO PROBABILÍSTICO DE GONÇALVES (1986)

Segundo Gonçalves (1986), a maioria dos modelos probabilísticos constam de procedimentos simplistas, fundamentados em considerações que nem sempre representam a complexidade do problema.

Nota-se a existência de uma leve tendência de diminuição das vazões de projeto, para menores valores de n_c [número de conjuntos de aparelhos sanitários], nos métodos propostos mais recentemente (GONÇALVES, 1986, p. 83).

Desta forma, o autor formulou um modelo aberto⁴⁴ para a determinação das demandas de água em SHP, buscando representar condições reais para cada situação de projeto. Outra característica importante deste modelo, diz respeito aos bons resultados obtidos pelo emprego do mesmo, quando comparado com outros modelos desenvolvidos posteriormente, conforme analisado por Ferreira (2018).

Apesar de o modelo ter sido, originalmente, desenvolvido para SPAF, no modelo proposto neste trabalho ele também será utilizado para SPAQ, uma vez que, além da temperatura e vazão de utilização, não há qualquer distinção entre ambos os sistemas.

No modelo proposto por Gonçalves (1986), as vazões em um SHP dependem da interação entre o usuário e o sistema de equipamentos sanitários, nos pontos de utilização. Essas variáveis são agrupadas no modelo, alterando-se a frequência de utilização do conjunto de aparelhos sanitários, e vazões unitárias de cada tipo de aparelho sanitário, sendo, essa última, representada por uma função de densidade de probabilidade do tipo Gama.

⁴⁴ Segundo Ilha, Oliveira e Gonçalves (2010, p. 180), “entende-se por modelo aberto aquele em que o projetista possa definir os parâmetros estatísticos de entrada para cada circunstância de projeto e estabelecer os fatores de falha admissíveis para o sistema predial de distribuição de água”.

A frequência de utilização do conjunto de aparelhos sanitários, por sua vez, é representada no modelo de Gonçalves (1986) pela duração da descarga de um aparelho sanitário, pelo intervalo de tempo entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário – utilizando-se um modelo de Teoria das Filas para a determinação dessa variável, sendo, ambas, representadas por uma função densidade de probabilidade do tipo Erlang (ou Exponencial) – e pelo número de aparelhos sanitários instalados à jusante do trecho de tubulação.

Segundo o modelo proposto por Gonçalves (1986), para cada aparelho sanitário, para uma determinada edificação, com usuários de determinadas características, pode-se optar por levantar os dados *in loco* e trata-los estatisticamente, ou estima-los por meio da Equação (85) e (86), propostas por Gaarslev (1969).

$$\mu_t = \frac{t_{min} + 3 \cdot t_{prov} + t_{max}}{5} \quad (85)$$

$$\sigma_t^2 = \frac{(t_{max} - t_{min})^2}{25} \quad (86)$$

Onde:

μ_t – Duração média da descarga de um tipo de aparelho sanitário [s]

t_{min} – Duração mínima da descarga de um tipo de aparelho sanitário [s]

t_{prov} – Duração mais provável da descarga de um tipo de aparelho sanitário [s]

t_{max} – Duração máxima da descarga de um tipo de aparelho sanitário [s]

σ_t^2 – Variância da duração da descarga de um tipo de aparelho sanitário [s²]

Para cada aparelho sanitário, a média, e a variância, do período entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário, da densidade populacional, do número de usos *per capita*, e a vazão unitária do mesmo, podem ser levantados *in loco* e tratados estatisticamente, ou pode-se optar por utilizar equações análogas à Equação (85) e (86). Para o período entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário, o mesmo pode ser determinado pela Equação (87) e (88).

$$\mu_T = \frac{N \cdot t_p}{A_{inf}} \cdot \left(\frac{1}{\mu_u} + \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^3} \right) \cdot \left(\frac{1}{\mu_d} + \frac{\sigma_d^2}{\mu_d^3} \right) \quad (87)$$

$$\sigma_T^2 = \left(\frac{N \cdot t_p}{A_{inf}} \right)^2 \cdot \left[\frac{\sigma_d^2}{\mu_d^4} \cdot \left(\frac{1}{\mu_u} + \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^3} \right)^2 + \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^4} \left(\frac{1}{\mu_d} + \frac{\sigma_d^2}{\mu_d^3} \right)^2 + \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^4} \cdot \frac{\sigma_d^2}{\mu_d^4} \right] \quad (88)$$

Onde:

- μ_T – Período médio entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário [s]
- N – Número de aparelhos sanitários, do mesmo tipo, instalados no amb. sanitário []
- t_p – Período de pico considerado [s]
- A_{inf} – Área de influência do ambiente sanitário onde se encontram instalados aparelhos sanitários de um mesmo tipo [m²]
- μ_u – Número médio de usos *per capita* de um tipo de aparelho sanitário, durante o período de pico [1/hab]
- σ_u^2 – Variância do número de usos *per capita* de um tipo de aparelho sanitário, durante o período de pico [1/hab²]
- μ_d – Densidade populacional média na área de influência, durante o período de pico [hab/m²]
- σ_d^2 – Variância da densidade populacional, na área de influência, durante o período de pico [hab²/m⁴]
- σ_T^2 – Variância do período entre descargas consecutivas de um aparelho sanitário [s²]

Caso a população, dentro da área de influência, seja conhecida e determinística⁴⁵, como é o caso de edificações residenciais, a Equação (87) e (88) é simplificada para a Equação (89) e (90).

⁴⁵ Variável independente, cujo valor é estabelecido claramente, sem aleatoriedades (MILONE, 2006).

$$\mu_T = \frac{N \cdot t_p}{Pop} \cdot \left(\frac{1}{\mu_u} + \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^3} \right) \quad (89)$$

$$\sigma_T^2 = \left(\frac{N \cdot t_p}{Pop} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_u^2}{\mu_u^4} \quad (90)$$

Onde:

Pop – População da área de influência do ambiente sanitário [hab]

A estimativa dos parâmetros relativos à vazão que ocorre em um trecho de tubulação, para um determinado tipo de edificação, e para usuários com uma determinada característica, pode ser realizada por meio da Equação (91) e (92).

$$\mu_Q = \sum_{i=1}^m (N_i \cdot \mu_{P,i} \cdot \mu_{q,i}) \quad (91)$$

$$\sigma_Q^2 = \sum_{i=1}^m \left\{ N_i \cdot \mu_{P,i} \cdot (1 - \mu_{P,i}) \cdot \mu_{q,i}^2 + [N_i^2 \cdot \mu_{P,i}^2 + N_i \cdot \mu_{P,i} \cdot (1 - \mu_{P,i})] \cdot \sigma_{q,i}^2 + \right. \\ \left. + N_i \cdot (N_i - 1) \cdot \sigma_{P,i}^2 \cdot (\mu_{q,i}^2 + \sigma_{q,i}^2) \right\} \quad (92)$$

Onde:

μ_Q – Vazão média que ocorre no trecho considerado [L/s]

m – Número de aparelhos sanitários à jusante do trecho analisado []

N_i – Número de aparelho sanitário, do tipo i , instalados à jusante do trecho analisado []

$\mu_{P,i}$ – Valor esperado da probabilidade do i -ésimo tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento []

$\mu_{q,i}$ – Vazão unitária média do i -ésimo tipo de aparelho sanitário [L/s]

σ_Q^2 – Variância da vazão que ocorre no trecho considerado [L²/s²]

$\sigma_{q,i}^2$ – Variância da vazão unitária do i -ésimo tipo de aparelho sanitário [L²/s²]

$\sigma_{P,i}^2$ – Variância da probabilidade do i -ésimo tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento []

O valor esperado, e a variância da probabilidade de um tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento, podem ser determinados pela Equação (93) e (94).

$$\mu_P = \frac{\mu_t}{\mu_T} + \frac{\mu_t}{\mu_T^3} \cdot \sigma_T^2 - \frac{\sigma_t^2}{\mu_T^2} \quad (93)$$

$$\sigma_P^2 = \left(\frac{\mu_t}{\mu_T}\right)^2 \cdot \left(\frac{\sigma_t^2}{\mu_t^2} + \frac{\sigma_T^2}{\mu_T^2} - 2 \cdot \frac{\sigma_t^2}{\mu_t \cdot \mu_T}\right) \quad (94)$$

Onde:

μ_P – Probabilidade média de um tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento []

σ_P^2 – Variância da probabilidade de um tipo de aparelho sanitário estar em funcionamento []

Faz-se necessário o cálculo da média, e variância, da variável aleatória $Q/Q_{\neq 0}$, que representa a ocorrência de vazões não nulas no trecho considerado, dadas pela Equação (95), (96), (97), (98) e (99).

$$\mu_{Q/Q_{\neq 0}} = \frac{\mu_Q}{1 - \prod_{i=1}^m (p_{0,i})} \quad (95)$$

$$\sigma_{Q/Q_{\neq 0}}^2 = \frac{\sigma_Q^2}{1 - \prod_{i=1}^m (p_{0,i})} - \frac{\prod_{i=1}^m (p_{0,i})}{(1 - \prod_{i=1}^m (p_{0,i}))^2} \cdot \mu_Q^2 \quad (96)$$

$$p_{0,i} = \frac{\Gamma(N_i + a_i) \cdot \Gamma(a_i + b_i)}{\Gamma(a_i + b_i + N_i) \cdot \Gamma(b_i)} \quad (97)$$

Onde:

$\mu_{Q/Q_{\neq 0}}$ – Ocorrência média de vazões não nulas no trecho considerado []

$p_{0,i}$ – Probabilidade de não ocorrência de vazões no trecho considerado, durante o período de pico, devido ao não funcionamento de aparelhos do i-ésimo tipo []

$\sigma_{Q/Q_{\neq 0}}^2$ – Variância da ocorrência de vazões não nulas no trecho considerado []

a_i – Parâmetro da função de probabilidade Beta []

b_i – Parâmetro da função de probabilidade Beta []

$$a_i = \frac{\mu_{P,i}^2}{\sigma_{P,i}^2} - \frac{\mu_{P,i}^3}{\sigma_{P,i}^2} - \mu_{P,i} \quad (98)$$

$$b_i = \frac{(1 - \mu_{P,i})}{\mu_{P,i}} \cdot a_i \quad (99)$$

O operador $\Gamma(z)$ é denominado função Gama, e foi definido por Euler, em 1729, na forma de um produtório infinito, dado pela Equação (100).

$$\Gamma(z) = \frac{1}{z} \cdot \prod_{n=1}^{\infty} \left[\left(1 + \frac{1}{n}\right)^z \cdot \left(1 + \frac{z}{n}\right)^{-1} \right] \quad (100)$$

No tratamento computacional da Equação (100), a função Gama pode atingir magnitudes muito elevadas, impossibilitando sua solução. Dessa forma, podemos utilizar a Fórmula de Stirling⁴⁶, criada pelo matemático escocês James Stirling (1668 - 1730), para a solução da Equação (100).

Gonçalves (1986) utiliza o conceito de fator de falha global, e fator de falha local, como medidas de desempenho do sistema.

O fator de falha global do trecho de tubulação do sistema predial de distribuição de água fria, pode ser definido como sendo a probabilidade de que a vazão de projeto seja ultrapassada durante o período de pico [...] [enquanto] o fator de falha local [pode ser definido] como sendo a probabilidade de que a vazão de projeto seja ultrapassada, considerando-se, apenas, os intervalos de tempo em que ocorrem vazões no trecho considerado ($Q/Q_{\neq 0}$), durante o período de pico (GONÇALVES, 1986, p. 148).

Afim de se evitar fatores de falha local muito elevados, o mesmo apresentará um limite superior, sendo, este, menor (ou no máximo igual) ao fator de falha global ($\varepsilon_{L,max} \leq \varepsilon_G$). Dessa forma, o fator de falha local, após definido um fator de falha global, e local máximo, é dado pela Equação (101).

⁴⁶ Ver Bellandi Filho (1985).

$$\varepsilon_L = \begin{cases} \frac{\varepsilon_G}{(1 - p_0)}, & 0 \leq p_0 \leq 1 - \frac{\varepsilon_G}{\varepsilon_{L,max}} \\ \varepsilon_{L,max}, & 1 - \frac{\varepsilon_G}{\varepsilon_{L,max}} < p_0 \leq 1 \end{cases} \quad (101)$$

Onde:

ε_L – Fator de falha local, do trecho de tubulação do sistema []

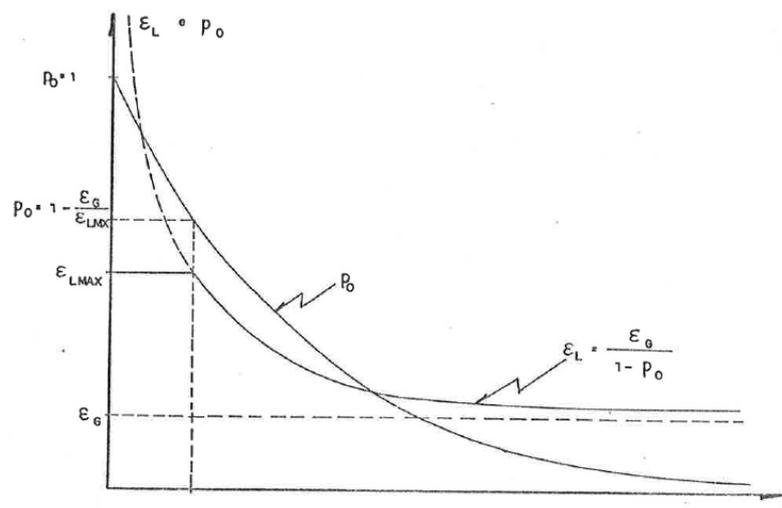
ε_G – Fator de falha global, do trecho de tubulação do sistema []

$\varepsilon_{L,max}$ – Fator de falha local máximo admissível, do trecho de tubulação do sistema []

p_0 – Probabilidade de não ocorrência de vazões no trecho considerado, durante o período de pico []

A Figura 19 apresenta, esquematicamente, a variação do fator de falha local, e da probabilidade de não ocorrência de vazões no trecho considerado, com o número de aparelhos sanitários instalados à jusante do trecho considerado.

Figura 19 – Comportamento do fator de falha local em função do número de equipamentos à jusante do trecho analisado



Fonte: Gonçalves (1986).

A variável aleatória $Q/Q_{\neq 0}$, é representada⁴⁷, adequadamente, na região específica definida pelo fator de falha local, por uma função de densidade de probabilidade do tipo Gama, representada pela Equação (102).

$$f_{(Q/Q_{\neq 0})} = \frac{\lambda_Q^{r_Q}}{\Gamma(r_Q)} \cdot (Q/Q_{\neq 0})^{r_Q-1} \cdot e^{-\lambda_Q \cdot (Q/Q_{\neq 0})}, \lambda_Q > 0 \text{ e } r_Q > 0 \quad (102)$$

Onde:

$f_{(Q/Q_{\neq 0})}$ – Função de densidade de probabilidade da variável aleatória $Q/Q_{\neq 0}$ []

λ_Q – Parâmetro de escala da função de densidade de probabilidade [s/L]

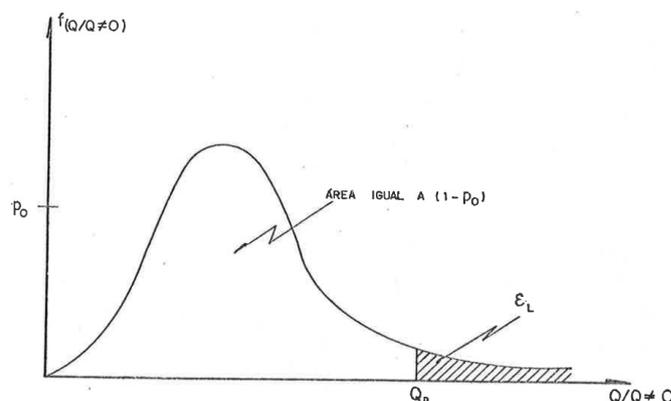
r_Q – Parâmetro que determina a forma da função de densidade de densidade de probabilidade []

Os parâmetros da Equação (102), são determinados pela Equação (103) e (104), enquanto o comportamento da Equação (102), é apresentado na Figura 20.

$$r_Q = \frac{\mu_{Q/Q_{\neq 0}}^2}{\sigma_{Q/Q_{\neq 0}}^2} \quad (103)$$

$$\lambda_Q = \frac{\mu_{Q/Q_{\neq 0}}}{\sigma_{Q/Q_{\neq 0}}^2} \quad (104)$$

Figura 20 – Comportamento da função de densidade de probabilidade da variável aleatória $Q/Q_{\neq 0}$



Fonte: Gonçalves (1986).

⁴⁷ Ver Gonçalves (1986, p. 153).

Dessa forma, utilizando-se a aproximação numérica apresentada por Gonçalves (1986), a vazão de projeto do trecho de tubulação analisado, é determinada por meio da Equação (105).

$$Q_P = \mu_{Q/Q_{\neq 0}} + z \cdot \sigma_{Q/Q_{\neq 0}} \quad (105)$$

Onde:

z – Função de aproximação []

A função de aproximação, por sua vez, é determinada por meio da Equação (106) e (107).

$$z = \begin{cases} y - \frac{\mu_{Q/Q_{\neq 0}}}{\sigma_{Q/Q_{\neq 0}}}, 0,5 < r_Q < 12 \text{ e } \varepsilon_L < 0,5 \\ 0,329618 - 1,32066 \cdot \varepsilon_L - 0,507301 \cdot \ln(\varepsilon_L) - 0,0154816 \ln^2(\varepsilon_L), r_Q \geq 12 \end{cases} \quad (106)$$

$$y = A_0 + A_1 \cdot \ln(\varepsilon_L) + A_2 \cdot \varepsilon_L^2 + A_3 \cdot \varepsilon_L \cdot \ln(\varepsilon_L) \quad (107a)$$

$$A_0 = 0,0106179 - 0,015685 \cdot r_Q^2 + 1,66011 \cdot \ln(r_Q) - 0,365992 \cdot \ln^2(r_Q) + 0,145241 \cdot r_Q \cdot \ln(r_Q) \quad (107b)$$

$$A_1 = -0,998223 - 0,00231704 \cdot r_Q^2 + 0,357714 \cdot \ln(r_Q) - 0,106577 \cdot \ln^2(r_Q) + 0,0201662 \cdot r_Q \cdot \ln(r_Q) \quad (107c)$$

$$A_2 = -1,48338 - 0,000741918 \cdot r_Q^2 + \frac{1,46426}{r_Q} - 0,206282 \cdot \ln(r_Q) \quad (107d)$$

$$A_3 = 2,76031 - 2,72033 \cdot r_Q - 0,0544844 \cdot r_Q^2 + 3,13504 \cdot \ln(r_Q) + 1,04851 \cdot r_Q \cdot \ln(r_Q) \quad (107e)$$

Onde:

y – Função de aproximação []

A_0 – Função de aproximação []

A_1 – Função de aproximação []

A_2 – Função de aproximação []

A_3 – Função de aproximação []

Segundo Gonçalves (1986), os cálculos efetuados por meio do método descrito nesta seção, apresentam pequenos desvios⁴⁸ em relação a simulações aleatórias de funcionamento do SHP, porém, apresentam (nos casos analisados pelo autor) resultados a favor da segurança.

Dessa forma, como o modelo proposto apresenta (tendo em vista a magnitude dos desvios observados pelo autor) resultados satisfatórios, aliado ao fato de ser um modelo probabilístico aberto, ele será utilizado neste trabalho em substituição ao modelo empírico alemão, apresentado pela ABNT NBR 5626:1998.

⁴⁸ Devidos ao número de iterações das simulações, erros de propagação e truncamento, além da aproximação de uma distribuição de probabilidade do tipo Gama para a variável aleatória $Q/Q_{\neq 0}$ (GONÇALVES, 1986).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para a elaboração do método de cálculo proposto neste trabalho, primeiramente, foi necessário a definição dos parâmetros que serão considerados no modelo hidráulico da edificação, não havendo distinção sobre a finalidade do sistema – SPAF ou SPAQ – uma vez que o fluido em análise não é alterado.

Os parâmetros analisados, buscam a definição de alguns critérios (tendo como base o nível de conforto do usuário da edificação, e visando a redução do custo de implantação desses sistemas), como: nível de vibração; nível de ruído; vazão de dimensionamento; dentre outros. Independentemente da quantidade de parâmetros analisados, buscou-se, sempre, o estabelecimento de um equacionamento criterioso e de fácil aplicação, haja visto a atual popularidade do uso de ferramentas computacionais, nos escritórios de engenharia.

Fixados os parâmetros a serem considerados, foi necessária a realização de algumas etapas experimentais, buscando avaliar o comportamento do sistema, a validação da observação⁴⁹ de Pimenta (1981), e a determinação de alguns parâmetros empíricos.

Na etapa de validação, foi realizada a comparação dos resultados obtidos pelo método de cálculo proposto pela ABNT NBR 5626:1998 e ABNT NBR 7198:1993, com os resultados obtidos pelo método proposto neste trabalho. Para isso, ambos foram aplicados para uma mesma edificação, comparando-se os resultados obtidos.

Seguindo essa abordagem, neste capítulo será, inicialmente, descrito os arranjos experimentais utilizados, e, posteriormente, descrito um breve relato sobre as variáveis analisadas neste trabalho.

⁴⁹ Ver seção 2.2.5.2.

Todos os experimentos realizados, tiveram os devidos tratamentos estatísticos com relação às incertezas das medições. Embora os mesmos não sejam descritos neste trabalho, todos os tratamentos, relativo às incertezas de medições, foram realizados conforme apresentado por Vuolo (1996) e Taylor (2012).

Todos os experimentos foram montados de acordo com o disposto na ABNT NBR 7372:1982, e demais recomendações dos respectivos fabricantes de tubos, conexões e demais acessórios utilizados.

3.1 EQUIPAMENTOS EMPREGADOS

Para a realização da etapa experimental, foram empregados alguns equipamentos do Laboratório de Mecânica dos Fluidos, Hidráulico e Hidrologia (LabMeFH) da Faculdade de Engenharia Civil (FECIV) da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), sendo, os demais, obtidos por fabricantes com sede nacional.

Para a medição das características geométricas da tubulação empregada, utilizou-se um paquímetro Mitutoyo, calibrado em 23/06/2017, com resolução de 0,02 mm e um erro máximo de 0,0001 mm. Para a medição da temperatura ambiente, e da água, utilizou-se um termômetro digital Full Gauge Penta Five Sensors, com resolução de 0,1 °C e um erro máximo de 0,5 °C. Ambos, foram gentilmente disponibilizados pela Solarium Aquecedores, uma empresa nacional, fabricante de aquecedores solares, com sede no município de Goiânia (GO).

Para a medição de diferenciais de pressão, utilizou-se um medidor de pressão diferencial Labtrix, modelo XL28.1, com resolução de 0,1 mca, e um erro máximo de 0,3 mca, e um manômetro de coluna Labtrix, modelo XL10, com resolução de 0,001 mca. Para a medição da vazão instantânea no trecho de tubulação, utilizou-se um tubo Venturi⁵⁰; todos existentes no LabMeFH.

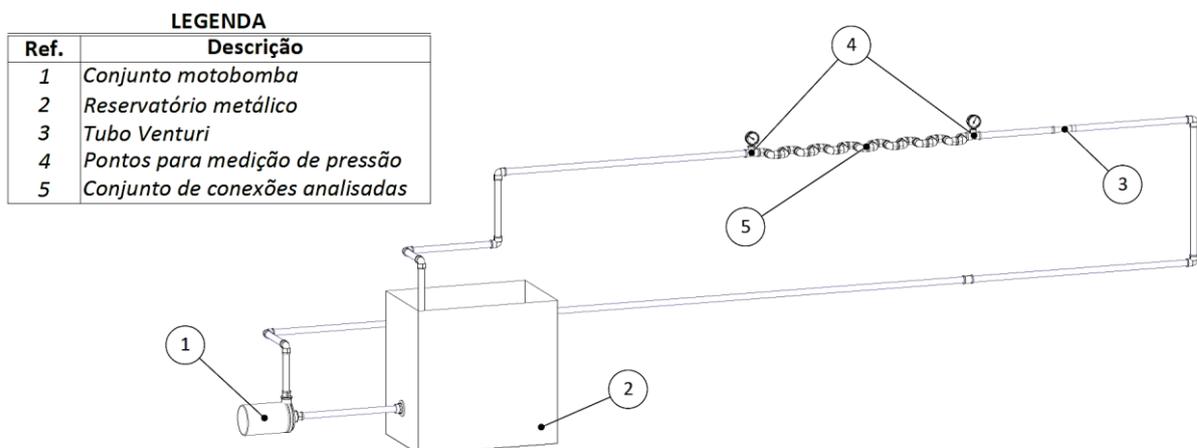
⁵⁰ Medidor de vazão inventado pelo engenheiro americano Clemens Herschel (1842 - 1930), em 1881, que leva o nome do físico italiano Giovanni Battista Venturi (1746 - 1822), devido ao fato de ter sido o primeiro a trabalhar com tubos divergentes.

3.1.1 MONTAGEM EXPERIMENTAL 01

Para a elaboração deste aparato experimental, foi realizada uma pequena modificação na bancada hidráulica existente no LabMeFH.

Foi elaborado um circuito fechado, com circulação realizada por meio do emprego de um conjunto motobomba Mark Grundfos NXDP2, com potência nominal de $\frac{1}{2}$ cv, existente no LabMeFH, onde a água é retirada de um reservatório metálico, transportada até um conjunto de conexões, retornando ao reservatório. A Figura 21 representa, de maneira esquemática, o experimento realizado.

Figura 21 – Montagem do experimento realizado na bancada hidráulico



Fonte: Autor.

Deste modo, foi possível a determinação da perda de carga em uma única conexão, determinando seu coeficiente adimensional de perda de carga. Posteriormente, acrescentando-se outras conexões imediatamente à jusante da primeira, foi possível a determinação a perda de carga total na linha, permitindo o confronto dos resultados experimentais com a observação de Pimenta (1981), discutida na seção 2.2.5.2.

Finalmente, variando-se a distância entre duas conexões consecutivas, pôde-se determinar a distância mínima na qual o escoamento torna-se, novamente, uniforme, evitando-se a não uniformidade do perfil de escoamento na entrada de conexões, e garantindo a aplicabilidade do equacionamento discutido neste trabalho.

Por meio da Equação (20) e (29), pode-se determinar a vazão volumétrica instantânea através do tubo Venturi, por meio da Equação (108), determinada pelo autor, onde a seção 1 refere-se à seção de entrada do tubo Venturi, e a seção 2 refere-se à seção contraída do mesmo.

$$Q = 250. \sqrt{\frac{2. g. \Delta h. \pi^2}{\left(\frac{\alpha_2}{D_{i,2}^4} + \frac{(K - \alpha_1)}{D_{i,1}^4}\right)}} \quad (108)$$

Onde:

Q – Vazão volumétrica instantânea [L/s]

Δh – Diferença de pressão entre as seções 1 e 2 [mca]

O coeficiente adimensional é determinado conforme descrito na seção 3.3, para o estreitamento gradual e relativo à seção de maior diâmetro (montante). Como o coeficiente de Coriolis (em ambas as seções), e o coeficiente adimensional de perda de carga, dependem da vazão volumétrica instantânea, o emprego da Equação (108) torna-se iterativo.

Vale ressaltar que, como a Equação (108), determinada pelo autor, é uma generalização da equação clássica existente na literatura, por levar em consideração as correções da energia cinética, descrita na seção 2.2.6, e as respectivas perdas de carga envolvidas. Desse modo, os resultados obtidos por meio da aplicação da Equação (108) não necessitam de correções adicionais, como os resultados obtidos por meio do equacionamento clássico, existente na literatura (PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

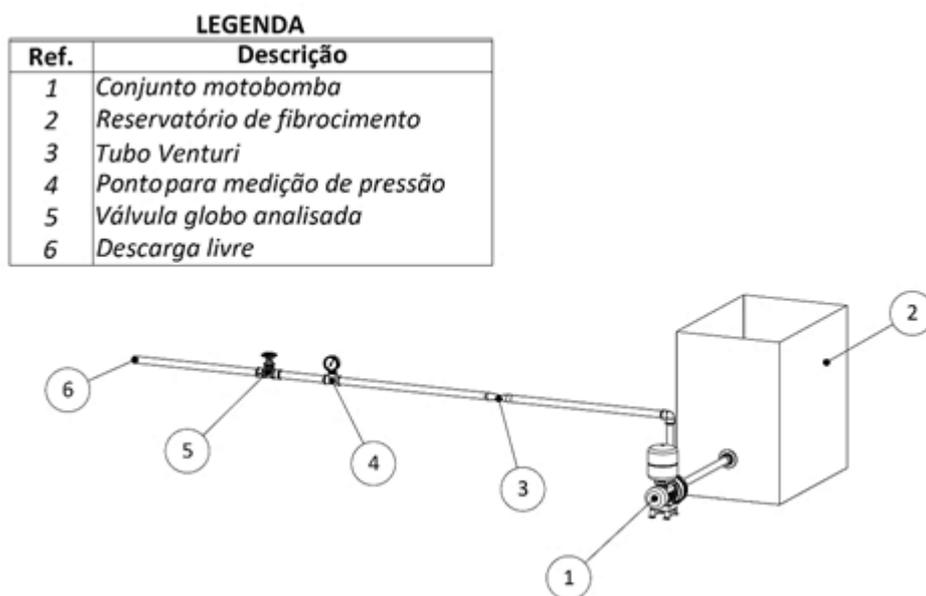
Esta montagem experimental foi repetida para diversos diâmetros e conexões, utilizando-se PVC rígido roscável, de modo a permitir o reaproveitamento das conexões e trechos de tubulação empregados.

3.1.2 MONTAGEM EXPERIMENTAL 02

Para a elaboração deste aparato experimental, foi montado um sistema hidráulico de modo a concordar com a definição do coeficiente de vazão, apresentada na seção 2.2.9.1.

Com o emprego de um pressurizador Schneider TAP-02 V, com potência nominal de $\frac{1}{2}$ cv, gentilmente disponibilizado pela Solarium Aquecedores, e um conjunto motobomba Thebe TH-16 BR, com potência nominal de 1 cv, existente no LabMeFH, pressurizou-se um pequeno trecho de tubulação, contendo uma válvula de controle, um ponto para tomada de pressão, e um tubo Venturi, instalados em série. A Figura 22 representa, de maneira esquemática, o experimento realizado.

Figura 22 – Montagem do experimento para determinação do coeficiente de vazão



Fonte: Autor.

À montante da válvula foi instalado, a uma distância equivalente a dois DN da tubulação, o ponto para tomada de pressão, conforme estabelecido pela norma ISA-75.01.01-2012. À jusante da válvula, à uma distância equivalente à seis DN da tubulação, posicionou-se a saída da tubulação, em descarga livre, de modo a atender a referida norma.

Dessa forma, quando a medição da pressão à montante da válvula for igual à 1 bar, realiza-se a determinação da vazão volumétrica instantânea por meio da Equação (109), determinada pelo autor, sendo, tal valor, equivalente ao valor do coeficiente de vazão da válvula.

$$K_v \equiv 900. \sqrt{\frac{2. g. \Delta h. \pi^2}{\left(\frac{\alpha_2}{D_{i,2}^4} + \frac{(K - \alpha_1)}{D_{i,1}^4}\right)}} \quad (109)$$

Como o coeficiente de Coriolis (em ambas as seções), e o coeficiente adimensional de perda de carga, dependem da vazão volumétrica instantânea, o emprego da Equação (109), determinada pelo autor, torna-se iterativo.

3.2 PARÂMETROS A SEREM AVALIADOS

Além dos parâmetros de cálculo, a ABNT NBR 5626:1998 e a ABNT NBR 7198:1993, definem outros aspectos dos SHP, porém, neste trabalho, não serão considerados os parâmetros qualitativos das mesmas, avaliando-se, apenas, os parâmetros quantitativos referentes ao dimensionamento dos sistemas hidráulicos e sistemas elevatórios.

3.2.1 NÍVEIS DE PRESSÃO

Por meio de uma análise da Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – percebe-se que os níveis de pressão dinâmica de um fluido são responsáveis por impulsionar o movimento do mesmo, por meio de um gradiente de pressão.

Por outro lado, os níveis de pressão devem ser controlados, de modo a evitar-se a formação dos fenômenos de cavitação e flashing, além de evitar níveis de ruído superiores aos limites máximos estabelecidos pela ABNT NBR 15575-6:2013, conforme abordado na seção 2.4.

Portanto, para fixar os limites de pressão do sistema, partiu-se dos níveis de desempenho acústico, estabelecidos pela ABNT NBR 15575-6:2013, e do conjunto de equações da seção 2.4, de modo que os níveis de ruído emitidos pelo sistema não superem os limites normativos, garantindo o conforto acústico dos usuários da edificação.

Em pontos cujo nível de ruído for inferior ao limite máximo normativo, o limite máximo de pressão (estática e dinâmica) dar-se-á, pela resistência mecânica da tubulação/acessório, levando-se em conta a presença de sobrepressões devidas à transientes hidráulicos, conforme abordado na seção 2.2.7.

O limite mínimo de pressão (estática e dinâmica) será estabelecido de modo que os fenômenos de cavitação e flashing não ocorram, além de garantir o correto funcionamento dos aparelhos de utilização, por meio do emprego das equações da seção 2.2.8 e 2.2.9.

Nos demais casos, adotar-se-á o disposto no item 5.3.5.2 da ABNT NBR 5626:1998 e 5.4.3 da ABNT NBR 7198:1993, de tal forma que a pressão dinâmica da água não seja inferior a 5 kPa. Tal adoção é feita como “coeficiente de segurança” do sistema, devido à diversas incertezas, relativas, principalmente, às previsões das perdas de carga localizadas.

3.2.2 VELOCIDADE MÉDIA DO ESCOAMENTO

Também por meio de uma análise da Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – percebe-se que os valores das componentes de velocidade das partículas de fluido, estão relacionados com as parcelas advectivas e difusivas do escoamento, sendo responsáveis, simultaneamente, por aumentar o grau de instabilidade do fluido, e por aumentar o grau dissipação de energia por cisalhamento.

Portanto, níveis de velocidade muito elevados, provocam, além de um aumento na perda de carga do escoamento, um aumento no nível de turbulência do mesmo, que, por sua vez, está relacionado com os níveis de ruído, vibração e desgaste que a tubulação irá apresentar. Sendo

assim, os níveis de velocidade devem ser controlados, de modo a minimizar efeitos indesejáveis nos SHP.

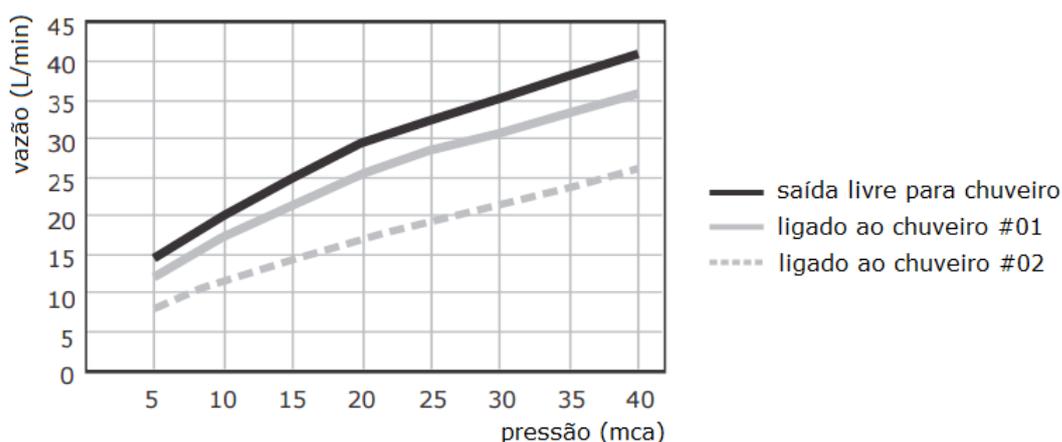
Desta forma, de acordo com o nível de desempenho acústico da edificação, estabelecidos pela ABNT NBR 15575-6:2013, e do conjunto de equações das seções 2.3 a 2.5, estabelece-se o limite máximo de velocidade, em todos os pontos críticos do sistema, de modo a atender o conforto acústico dos usuários, e os níveis mínimos de pressão para cada aparelho de utilização.

Em pontos em que tais níveis estejam dentro de seu limite operacional, a priori, não há motivos para se limitar a velocidade média do escoamento. Um limite mínimo para o valor da velocidade média do escoamento, torna-se necessário, apenas, para garantir que o escoamento no interior da tubulação seja turbulento, possibilitando a aplicabilidade do equacionamento utilizado.

3.2.3 VAZÃO DE PROJETO

A vazão demandada pelos aparelhos de utilização, dependem de diversos fatores, o que torna de difícil previsão um valor único de vazão para o dimensionamento de SHP. A Figura 23 ilustra a curva de Vazão-Pressão para um registro monocomando, com base na saída da instalação.

Figura 23 – Curva Vazão x Pressão para um registro monocomando



Fonte: Fabrimar (2013), adaptado pelo autor.

Matematicamente, o comportamento apresentado na Figura 23, pode ser expresso por meio da Equação (110).

$$Q = K_{ap} \cdot \sqrt{p_{uti}} \quad (110)$$

Onde:

Q – Vazão volumétrica instantânea [L/s]

K_{ap} – Fator de vazão do aparelho sanitário [L/s.kPa^½]

p_{uti} – Pressão dinâmica atuante no ponto de utilização [kPa]

Desta forma, observa-se que a determinação da vazão de dimensionamento de cada aparelho de utilização, não é uma tarefa simples. Aliado a esse fato, também faz-se necessário a determinação dos parâmetros relativos aos usuários da edificação.

Neste trabalho, esses parâmetros foram fixados, apenas com um caráter representativo, de modo a possibilitar o emprego do método descrito na seção 2.6.1. Os parâmetros utilizados são os mesmos apresentados por Ilha, Oliveira e Gonçalves (2010), e estão representados na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores da duração de descargas (por usuário e por uso), da vazão unitária dos aparelhos sanitários e uso *per capita*, utilizados na simulação do modelo de Gonçalves (1986)

Aparelho sanitário	Duração da descarga [s]			Vazão unitária [L/s]			Número de uso <i>per capita</i> [uso/hab]		
	Mín.	Prov.	Máx.	Mín.	Prov.	Máx.	Min.	Prov.	Máx.
Lavatório	15	25	30	0,05	0,07	0,10	1	1	2
Bacia sanitária	45	68	85	0,08	0,10	0,15	0	1	1
Chuveiro	300	480	900	0,05	0,09	0,12	0	1	1
Pia de cozinha	15	30	60	0,10	0,12	0,20	3	4	6
Máquina de lavar roupa	480	720	960	0,10	0,13	0,19	0	1	2
Tanque	20	30	40	0,10	0,15	0,20	0	1	1

Fonte: Ilha, Oliveira e Gonçalves (2010).

Sendo assim, para as faixas de vazão utilizadas, pode-se determinar a faixa de valores de pressão para garantir o funcionamento do aparelho de utilização. Os valores utilizados neste

trabalho foram fixados, também com um caráter representativo, sendo que todos os aparelhos apresentam uma pressão dinâmica mínima de 1 mca.

3.2.4 NÍVEL DE VIBRAÇÃO

Conforme abordado na seção 2.3, a influência da vibração sobre um SHP, em geral, é insignificante, uma vez que a frequência de vibração da tubulação (devido ao fluxo interno de fluido), é muito menor que sua frequência natural de vibração, e sua amplitude de vibração é próxima à sua amplitude estática, não gerando efeitos indesejáveis à tubulação.

Entretanto, existe a possibilidade de ocorrência de instabilidade estática, devido ao escoamento interno de fluido na tubulação, além da possibilidade de ocorrência do fenômeno de ressonância, devido à presença de conjuntos motobombas e válvulas de controle, que podem apresentar frequência de vibração próxima à frequência natural da tubulação adjacente. De qualquer modo, o controle dos efeitos vibratórios é realizado limitando-se o valor da velocidade média do escoamento no interior da tubulação, uma vez que a frequência de rotação do conjunto motobomba e as características físicas dos componentes das válvulas empregadas, não⁵¹ são passíveis de alterações.

A Schneider Motobombas, fabricante de conjuntos motobombas, com escritório localizado no município de Joinville (SC), forneceu, por meio de seu suporte técnico, dados referentes à alguns modelos existentes em seu catálogo. Essas informações foram organizadas, e estão apresentadas na Tabela 4.

⁵¹ Conforme abordado na seção 2.3.

Tabela 4 – Características físicas de conjuntos motobomba

Modelo	Rotação [rpm]	Número de pás no rotor	Modelo	Rotação [rpm]	Número de pás no rotor
<i>Solaris-100</i>	3.500	22	<i>BCR-2000</i>	3.500	4
<i>Solaris-200</i>	3.500	22	<i>BCR-2010</i>	3.500	6
<i>Solaris-300</i>	3.500	9	<i>BC-92 S-1A</i>	3.500	6
<i>BPR-9</i>	3.500	44	<i>BC-92 S-1B</i>	3.500	6
<i>BPR-12</i>	3.500	22	<i>TAP-02 C</i>	3.500	5
<i>BC-92 S/T</i>	3.500	6	<i>TAP-08 C/CPW</i>	3.500	5
<i>BC-98</i>	3.500	5	<i>TAP-20 C/CPW</i>	3.500	6

Fonte: Schneider Motobombas.

Desta forma, utilizar-se-á o disposto na seção 2.3, e os dados da Tabela 4, de modo a avaliar o nível de vibração do sistema e garantir um movimento vibratório estável à tubulação, e a não ocorrência do fenômeno de ressonância, de modo que o sistema projetado não promova efeitos indesejáveis aos usuários e à edificação.

3.2.5 NÍVEIS DE RUÍDO

Conforme abordado na seção 2.4, há a necessidade de se controlar o nível de ruído do sistema, de modo que o nível de pressão sonora externo à tubulação, não supere os limites normativos para a edificação.

Esse controle é realizado, limitando-se o valor da velocidade média do escoamento no interior da tubulação, e no interior de válvulas, por meio da alteração do DN das mesmas. Dessa forma, obedecendo-se o disposto nas seções 3.2.1 e 3.2.2, garantir-se-á o nível de conforto acústico dos usuários, de modo que o ruído emitido pelo sistema projetado não provoque efeitos indesejáveis aos usuários da edificação.

3.2.5.1 Nível de ruído em conjuntos motobomba

Conforme abordado na seção 2.2.8, a instalação de conjuntos motobomba fica sujeito à ocorrência do fenômeno de cavitação, além de provocarem ruídos, conforme descrito na seção 2.4.2.

Para evitar-se a ocorrência do fenômeno de cavitação, deve-se atender ao critério estabelecido na seção 2.2.8.1, onde o valor do NPSH disponível deverá ser superior ao valor do NPSH requerido. Sendo assim, a tubulação de sucção⁵² deverá ser dimensionada de modo a atender esse critério, além das demais recomendações qualitativas⁵³ desse tipo de sistema.

Com relação ao ruído provocado pelo funcionamento do conjunto motobomba, o mesmo deverá ser inferior ao limite estabelecido pela prefeitura de cada município, de acordo com a respectiva lei municipal. No caso da Prefeitura Municipal de Uberlândia, a Lei Municipal nº 10700, de 9 de março de 2011, determina que, para cada período, os níveis máximos de pressão sonora permitidos, são dados pelos valores apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Nível máximo de pressão sonora permitido para cada período

Período	Horário [h]	Nível máximo [dB(A)]
<i>Diurno</i>	<i>07:00 e 18:00</i>	<i>70</i>
<i>Vespertino</i>	<i>18:00 e 22:00</i>	<i>60</i>
<i>Noturno</i>	<i>22:00 e 07:00</i>	<i>50</i>

Fonte: Prefeitura Municipal de Uberlândia (2011), adaptado pelo autor.

A respectiva lei ainda estabelece, na Alínea I, do Art. 6º, da Seção I, do Capítulo II, do Título I, que: “[Para cada período, o nível máximo de pressão sonora] [...] proveniente de fonte poluidora, medido dentro dos limites reais da propriedade onde se dá o suposto incômodo, não poderá exceder 10 dB(A), além do nível do ruído de fundo existente no local, sem tráfego”.

⁵² Tubulação compreendida entre o poço de sucção e a entrada do conjunto motobomba (PORTO, 2006, p. 123).

⁵³ Ver Azevedo Netto et al. (1998, p. 279), Porto (2006, p. 149) e Macintyre (2011, p. 22).

No caso do fenômeno de cavitação, o mesmo é evitado ao diminuir a perda de carga na tubulação de sucção, ou alterando características físicas da instalação; em todo caso, alterar-se-á o valor do NPSH disponível, de modo a mantê-lo superior ao valor do NPSH requerido.

Para o caso do ruído, o mesmo é função do conjunto motobomba selecionado, sendo necessário, portando, evitar-se a utilização de conjuntos motobomba de grande potência nominal, além da busca de conjuntos motobomba que apresentem um ponto de trabalho próximo ao seu ponto de máximo rendimento, diminuindo-se o ruído provocado pelo mesmo.

A Schneider Motobombas, por meio de seu suporte técnico, forneceu dados referentes aos níveis médios de potência sonora emitidos por alguns de seus modelos. Essas informações foram organizadas, e estão apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Nível médio de potência sonora de conjuntos motobomba

Modelo	Nível médio de potência sonora [dB]	Modelo	Nível médio de potência sonora [dB]
<i>Solaris-100</i>	56	<i>BCR-2000</i>	60
<i>Solaris-200</i>	56	<i>BCR-2010</i>	60
<i>Solaris-300</i>	56	<i>BC-92 S-1A</i>	60
<i>BPR-9</i>	56	<i>BC-92 S-1B</i>	60
<i>BPR-12</i>	56	<i>TAP-02 C</i>	60
<i>BC-92 S/T</i>	56	<i>TAP-08 C/CPW</i>	60
<i>BC-98</i>	60	<i>TAP-20 C/CPW</i>	60

Fonte: Schneider Motobombas.

Para a ponderação do nível de pressão sonora, na Curva A, pode-se utilizar uma frequência em torno de 1.000 a 2.000 Hz, conforme recomendações do Departments Of The Army And The Air Force (1995).

Desta forma, utilizar-se-á o disposto na seção 2.4.2, e os dados da Tabela 6, de modo a avaliar o nível de ruído de conjuntos motobomba, comuns em SHP, de modo a garantir níveis de ruído inferiores aos limites normativos, durante seu período de funcionamento.

3.2.5.2 Nível de ruído em válvulas de controle

Conforme abordado na seção 2.2.8, a instalação de válvulas de controle fica sujeito à ocorrência dos fenômenos de cavitação e flashing, além de provocarem ruídos, conforme descrito na seção 2.4.1, onde, para evitar-se a ocorrência dos mesmos, deve-se atender ao critério apresentado na seção 2.2.9.

Sendo assim, as características de projeto à montante da válvula, além das características da própria válvula (tipo da válvula, coeficiente de vazão, abertura do obturador, etc.), deverão ser dimensionadas de modo a atender esse critério.

Com relação ao ruído provocado pela passagem do fluido no interior da válvula, o mesmo deverá ser inferior ao limite normativo, estabelecido pela ABNT NBR 15575-6:2013. Desta forma, utilizar-se-á o equacionamento descrito na seção 2.4.1, para estimar o nível de ruído emitido pelas válvulas do sistema, de modo a garantir níveis inferiores aos limites normativos.

No caso dos fenômenos de cavitação e flashing, os mesmos são evitados aplicando-se os critérios estabelecidos na seção 2.2.9.1, juntamente com o disposto nas seções 3.2.1 e 3.2.2.

3.2.6 OBSERVAÇÃO DE PIMENTA (1981)

Conforme abordado na seção 2.2.5.2, Pimenta (1981, p. 186), observou que “[...] duas singularidades consecutivas e próximas não produzem a soma das perdas de carga localizadas em cada uma delas quando estudadas isoladamente”.

Desta forma, a primeira montagem experimental, realizada conforme seção 3.1.1, foi elaborada de modo a avaliar esta observação, e buscar um possível ajuste na Equação (18) e (22), por meio da constante de integração, suposta unitária por Schulz (2001).

3.2.7 COEFICIENTE DE VAZÃO EM VÁLVULAS DE CONTROLE

Devido à ausência de informações, por parte dos fabricantes nacionais, é, praticamente, impossível determinar se a válvula instalada está de acordo com as exigências do sistema. Sendo assim, foram selecionadas algumas válvulas globo para serem testadas em laboratório, extraído-se seu respectivo coeficiente de vazão.

Para tal, a segunda montagem experimental, conforme seção 3.1.2, foi elaborada de modo a possibilitar a determinação dos coeficientes de vazão das válvulas selecionadas, permitindo o emprego do método apresentado na seção 2.2.9.1 e, conseqüentemente, o correto dimensionamento da mesma.

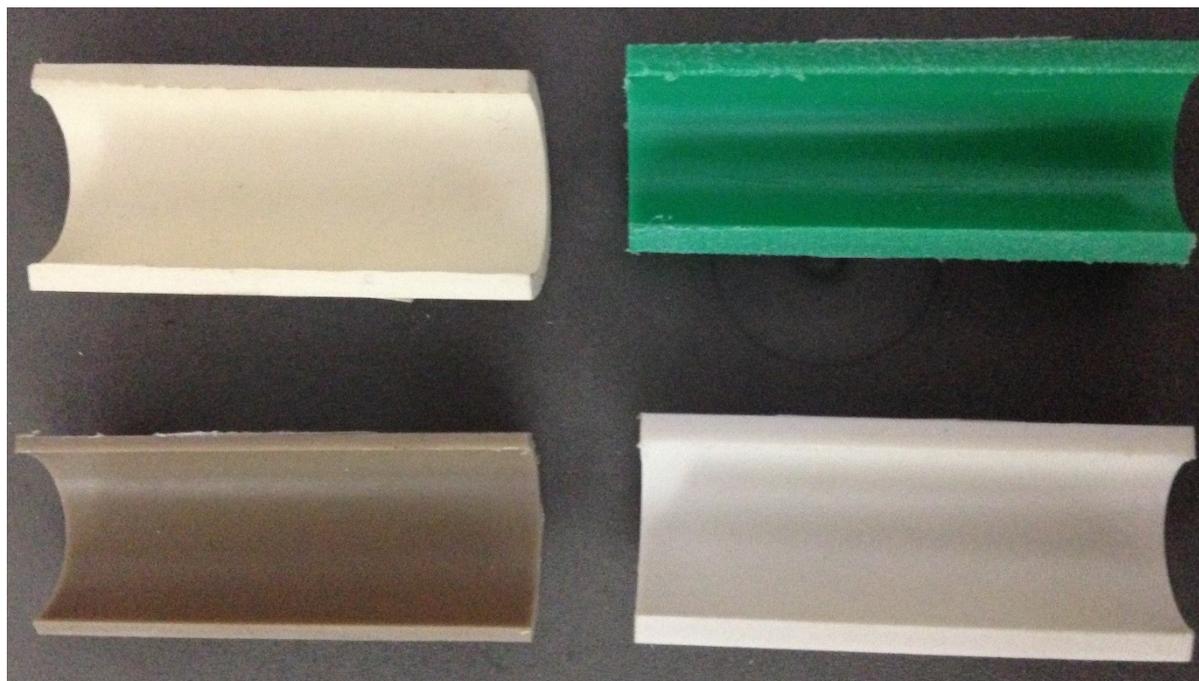
3.3 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DOS MATERIAIS UTILIZADOS

Além dos parâmetros avaliados na seção 3.2, para a execução dos cálculos hidráulicos, alguns parâmetros relativos às características físicas dos materiais componentes do sistema, também devem ser levantados, como diâmetro (interno e externo), rugosidade absoluta, dentre outros.

Com relação à rugosidade absoluta dos materiais analisados, foi realizado um ensaio para a determinação da mesma, executado pelo Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC) da UFU, sob a supervisão do Prof. Dr. Sinésio Domingues Franco, uma vez que os fabricantes nacionais não possuem essa informação disponível para seus clientes.

Para a realização do ensaio de determinação da rugosidade absoluta dos materiais, foram confeccionadas uma amostra, com 50 mm de comprimento, para cada material analisado, representadas na Figura 24.

Figura 24 – Amostras preparadas para o ensaio de determinação da rugosidade absoluta



Fonte: Autor.

Com relação aos diâmetros (nominal – DN – e interno – DI) das tubulações analisadas, os dados foram obtidos dos catálogos técnicos da Tigre S.A., uma fabricante de tubos e conexões multinacional, brasileira, com sede no município de Joinville (SC), sendo as informações organizadas e apresentadas na Tabela 7, em termos do DN de referência.

Tabela 7 – Diâmetros das tubulações analisadas

DN	DI [mm]					
	PVC rígido soldável	PVC rígido roscável	CPVC soldável	PPR termofusão		
				PN12	PN20	PN25
1/2	17,0	14,8	11,8	-	14,4	13,2
3/4	21,6	19,2	18,0	-	18,0	16,6
1	27,8	25,0	23,1	26,0	23,0	21,2
1. 1/4	35,2	32,6	28,5	32,6	28,8	26,6
1. 1/2	44,0	42,0	33,7	40,8	36,2	33,2
2	53,4	50,6	44,2	51,4	45,6	42,0
2. 1/2	66,6	65,6	59,9	61,2	54,2	50,0
3	75,6	75,4	72,8	73,6	65,0	60,0
4	97,8	100,0	93,6	90,0	79,8	73,8

Fonte: Tigre S.A.

Com relação às características físicas dos materiais das tubulações analisadas, foram realizados ensaios para a determinação do módulo de elasticidade, e da massa específica, dos materiais analisados neste trabalho, uma vez que essas informações variam conforme o fabricante, e não são completamente disponibilizadas pelos mesmos.

Os ensaios foram realizados, respectivamente, no Laboratório de Estruturas (LabEST) da FECIV/UFU, sob supervisão da Prof^a. Dr^a Andrielli Moraes de Oliveira, e no Laboratório de Materiais de Construção Civil (LabMAT) da FECIV/UFU, sob supervisão da Prof^a. Dr^a. Leila Aparecida de Castro Mota. Os ensaios para determinação do módulo de elasticidade foram realizados com base na norma ASTM D638-14, enquanto os ensaios de determinação da massa específica foram realizados de maneira similar ao disposto na ABNT NBR 9776:1987.

Com relação à perda de carga localizada nas conexões, utilizou-se os dados de comprimento equivalente para tubulações de PVC, apresentados por Macintyre (2011) e presentes, parcialmente, na ABNT NBR 5626:1998, possibilitando o cálculo do coeficiente adimensional das mesmas, por meio da Equação (21), adotando-se um valor unitário para a constante de integração. Os dados obtidos estão apresentados na Tabela A.1 do Apêndice A.

Para as reduções/alargamentos bruscos de seções transversais, utilizou-se a Equação (4a), corrigida pela Equação (28), juntamente com a Equação (20) e (29), para se determinar o respectivo coeficiente adimensional.

Os resultados obtidos pelo autor, em relação ao escoamento à montante da conexão, estão representados pela Equação (111) para alargamentos bruscos, e pela Equação (112) para estreitamentos bruscos, onde os índices 1 e 2 representam, respectivamente, as seções de montante e jusante.

$$K = \alpha_1 - 2. \beta_1. \left(\frac{D_{i,1}}{D_{i,2}}\right)^2 + (2. \beta_2 - \alpha_2). \left(\frac{D_{i,1}}{D_{i,2}}\right)^4 \quad (111)$$

$$K = \left(\frac{D_{i,1}}{D_{i,2}}\right)^4 . \left(2. \beta_2 - \alpha_2 - \frac{2. \beta_1}{C_c} + \frac{\alpha_1}{C_c^2}\right) \quad (112)$$

Onde:

C_c – Coeficiente de contração da veia líquida []

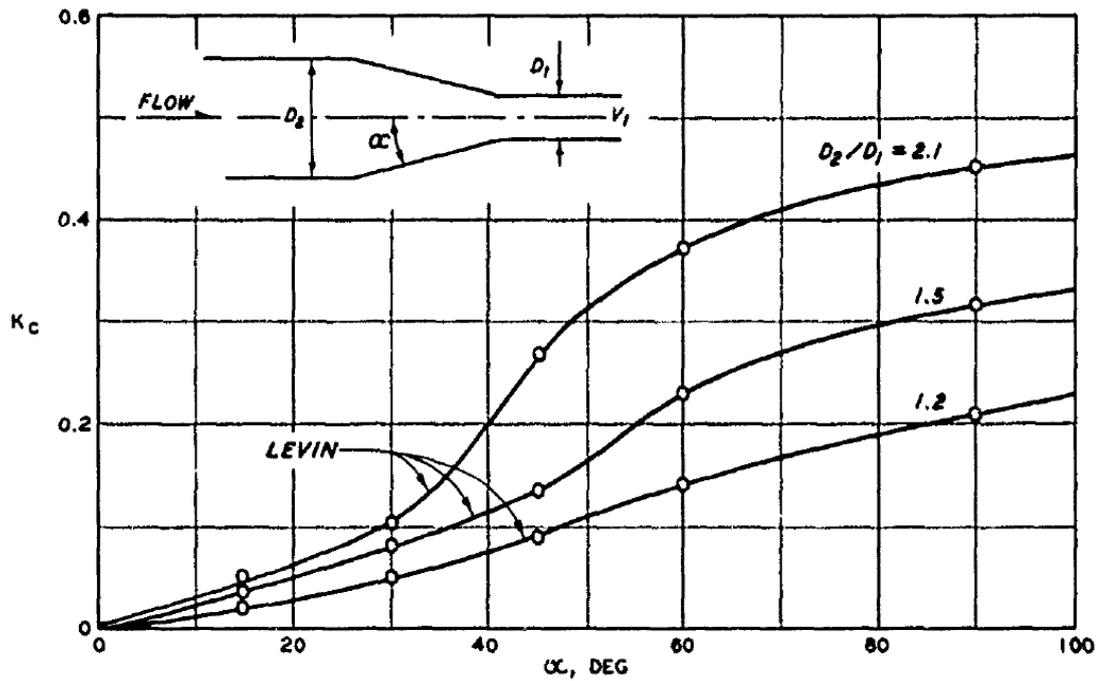
De acordo com os dados apresentados por Pimenta (1981), o coeficiente de contração da veia líquida, em estreitamentos bruscos, pode ser determinado pela Equação (113), obtida pelo autor.

$$C_c = 3,7736. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^{12} - 7,3827. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^{10} + 4,6617. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^8 - 0,6946. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^6 - 8,0093. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^4 + 0,1232. \left(\frac{D_{i,2}}{D_{i,1}}\right)^2 + 0,5988 \quad (113)$$

Vale ressaltar que a Equação (111) e (112), determinadas pelo autor, são uma generalização das equações clássicas da literatura, por levarem em conta as correções da energia cinética e da quantidade de movimento, descritas na seção 2.2.6 (PIMENTA, 1981; AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998; PORTO, 2006).

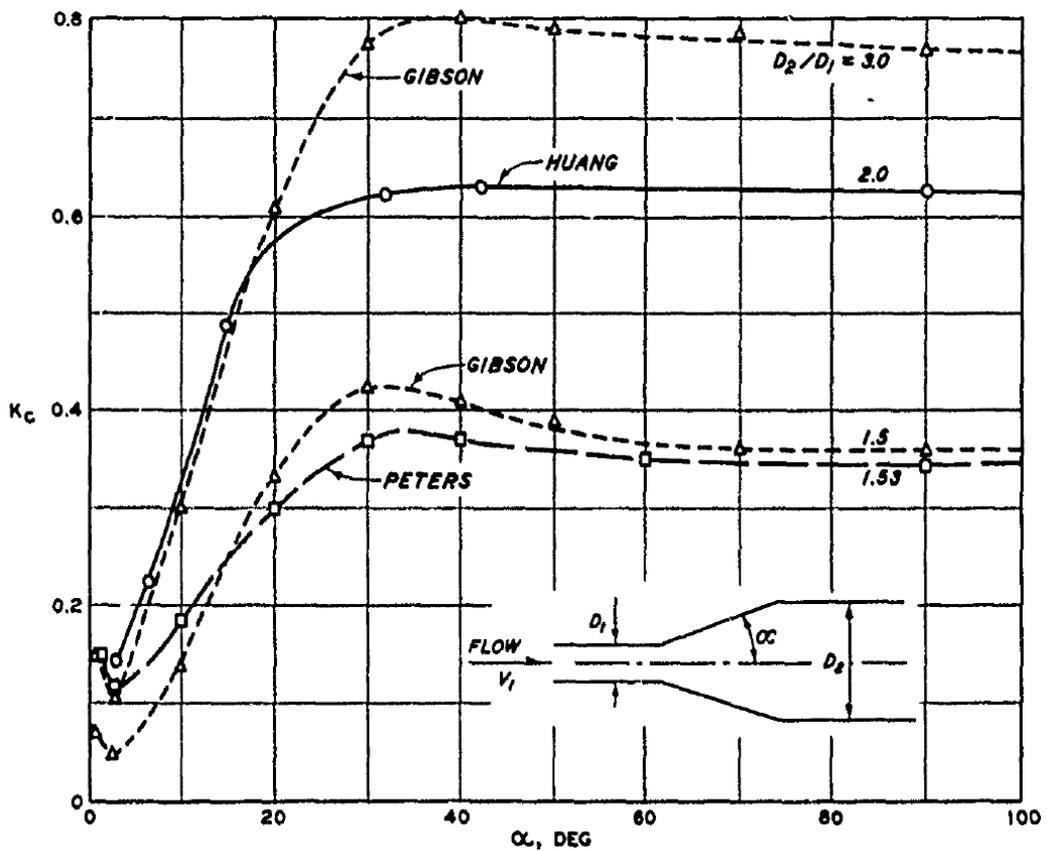
Para as reduções/alargamentos graduais, utilizou-se os resultados obtidos por Gibson (1914), Huang (1964), Peters (1934) e Levin (1973), apresentados por Department of the Army (1980). Seus resultados, em relação ao escoamento na seção de menor diâmetro, estão apresentados na Figura 25 e Figura 26.

Figura 25 – Coeficiente adimensional para estreitamentos graduais da seção transversal



Fonte: Department of the Army (1980), adaptado pelo autor.

Figura 26 – Coeficiente adimensional para alargamentos graduais da seção transversal



Fonte: Department of the Army (1980), adaptado pelo autor.

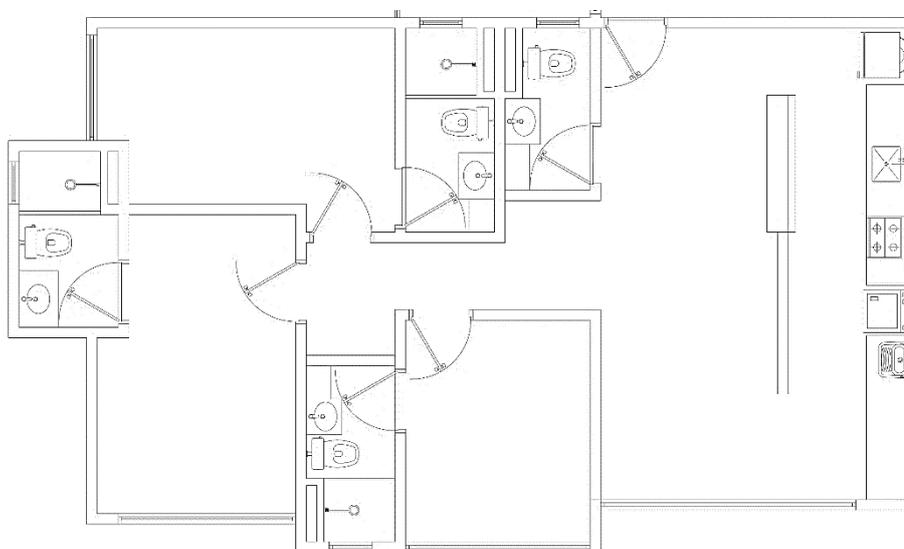
3.4 EDIFICAÇÃO ANALISADA

Buscando a aplicação do método proposto neste trabalho, e uma análise comparativa com o método apresentado pela ABNT NBR 5626:1998, foi selecionada uma edificação hipotética, de modo a possibilitar o dimensionamento de alguns trechos de tubulação, compreendidos entre os reservatórios (água fria e quente) e o apartamento crítico⁵⁴ do último pavimento tipo desta.

A edificação selecionada consiste em uma edificação residencial multifamiliar, com 18 pavimentos tipo, sendo 8 apartamentos por pavimento (apresentando medição individualizada para água fria e quente), e uma população de 32 habitantes por pavimento.

Para a análise neste trabalho, foram desconsideradas as áreas comuns da edificação, considerando-se, apenas, o consumo relativo aos apartamentos (supostos idênticos), e uma população determinística de 4 habitantes por apartamento. A Figura 27 representa a arquitetura do apartamento crítico, enquanto o traçado das tubulações, de água fria e quente, em planta, é apresentado na Figura 28.

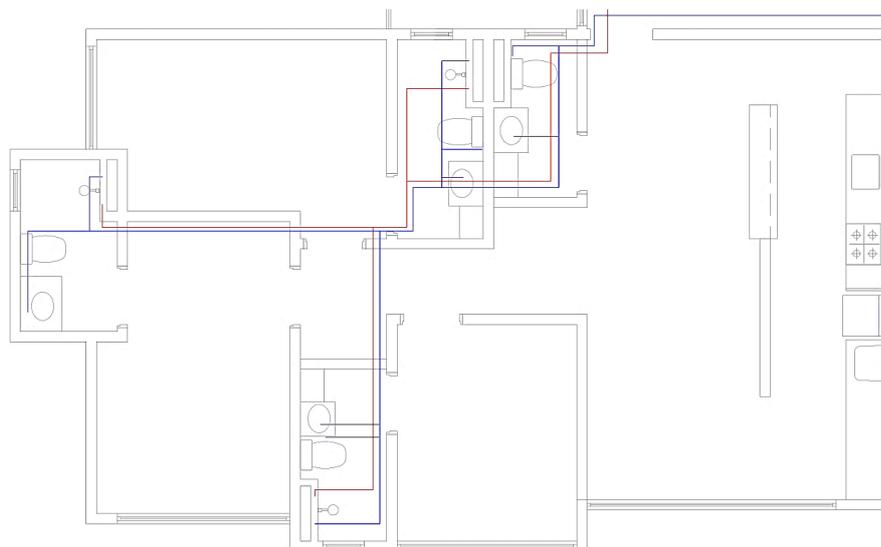
Figura 27 – Apartamento crítico da edificação analisada



Fonte: Autor.

⁵⁴ Apartamento que apresenta maior distância das prumadas de alimentação, maior população e maior número de aparelhos sanitários.

Figura 28 – Posição das tubulações, em planta, no apartamento crítico



Fonte: Autor.

Nesta edificação, o nível de água dos reservatórios de água fria está localizado na cota + 59,15 m, o nível de água dos reservatórios térmicos está localizado na cota + 57,95 m, e o último pavimento tipo está localizado na cota + 53,78 m, sendo 2,97 m a distância entre pavimentos. Foi considerada uma temperatura de 20 °C para o dimensionamento dos SPAF, e 50 °C para o dimensionamento dos SPAQ.

Também foi realizado um dimensionamento utilizando-se PVC Soldável (para o SPAF) e CPVC (para o SPAQ), e outro dimensionamento utilizando-se PPR-PN12 (para o SPAF) e PPR-PN20 (para o SPAQ), de modo a comparar os respectivos custos de implantação utilizando-se o método descrito na ABNT NBR 5626:1998 e o método descrito neste trabalho, para múltiplas situações de projeto.

A edificação hipotética, é considerada localizada nas coordenadas 18° 55' 8,98803" S e 40° 15' 21,77767" W, a uma altitude de 869,241 m, onde, segundo o Laboratório de Climatologia e Recursos Hídricos (LCRH) do Instituto de Geografia (IG) da UFU, a temperatura média da região é de 23,0 °C, e a umidade relativa média da região é de 61,0 %. O período de pico de consumo adotado foi de 2 h, com um fator de falha global de 1 %, e um fator de falha local máximo admissível de 5 %.

4 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo serão abordados todos os resultados obtidos com as etapas experimentais e de validação, realizadas conforme descrito no capítulo anterior. Inicialmente serão descritos os resultados experimentais relativos às características físicas dos materiais utilizados, seguidos pelos resultados experimentais relativos aos parâmetros avaliados com as montagens experimentais.

Posteriormente, serão abordados os resultados de dimensionamento obtidos com o emprego do método proposto neste trabalho, e o método descrito na ABNT NBR 5626:1998, com os respectivos custos de implantação de cada um. Finalmente, será descrito um breve roteiro para aplicação do método proposto neste trabalho, possibilitando sua aplicação futura pelos demais profissionais da área.

Vale ressaltar que todos os cálculos necessários foram realizados sem a utilização de *software* comercial de engenharia; todos os cálculos foram realizados manualmente pelo autor, utilizando-se, apenas, de planilhas eletrônicas e algoritmos de programação escritos em linguagem Visual Basic for Application (VBA).

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Após a realização dos ensaios, e de todo o tratamento estatístico de incertezas, conforme descrito na seção 3, foram aplicados o Teste de Chauvenet⁵⁵ e o Teste χ^2 -reduzido⁵⁶ de modo a avaliar a qualidade os dados obtidos. Todos os dados apresentados neste trabalho estão apresentados com uma incerteza expandida com confiança de 99 % (VUOLO, 1996; TAYLOR, 2012).

⁵⁵ Criado pelo matemático americano William Chauvenet (1820 - 1870), por volta de 1860, e utilizado para determinar se um valor amostral é discrepante em relação aos demais.

⁵⁶ Investigado inicialmente pelo matemático britânico Karl Pearson (1857 - 1936), em 1900, e utilizado para determinar se a função de ajuste escolhida é adequada, e se as incertezas estão corretamente estimadas.

4.1.1 PROPRIEDADES FÍSICAS DOS MATERIAIS

Os resultados dos ensaios relativos às propriedades físicas dos materiais, descritos na seção 3.3, estão representados na Tabela 8, obtidos com uma temperatura de referência de 25 °C.

Tabela 8 – Propriedades físicas dos materiais analisados

Material	Fabricante	ρ_T [kg/m ³]	E [MPa]	ε [μm]
<i>PVC rígido soldável</i>	A	1.447 ± 113	2.601 ± 42	28 ± 6
<i>PVC rígido roscável</i>	A	1.433 ± 144	2.819 ± 50	5 ± 1
	B	1.472 ± 100	---	11 ± 1
CPVC	A	1.516 ± 105	2.381 ± 47	13 ± 1
	B	1.468 ± 93	---	---
PPR-PN12		---	---	---
PPR-PN20	B	936 ± 62	738 ± 22	10 ± 1
PPR-PN25		958 ± 44	---	---

Fonte: Autor.

Com relação à massa específica dos materiais, não foi possível observar uma diferença estatisticamente significativa entre mesmos materiais, fabricantes, e classes de pressão nominal (PN) analisadas. Também não houve uma diferença estatisticamente significativa entre os valores obtidos experimentalmente e os valores existentes na literatura e/ou informado pelos respectivos fabricantes.

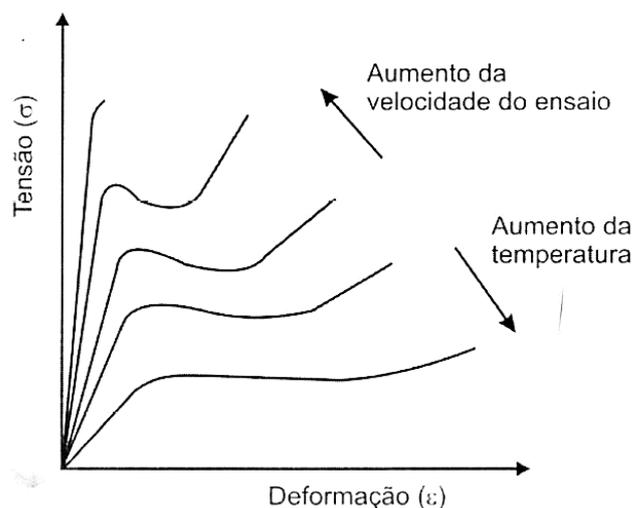
Ainda com relação à massa específica, a maior incerteza relativa⁵⁷ encontrada foi de 10 %. Embora, essa variação não seja representativa nas verificações relativas aos níveis de vibração e ruído do sistema, conforme métodos descritos nas seções 2.3 e 2.4, utilizar-se-á um coeficiente de minoração da mesma, com um valor de 1,10; dessa forma, os valores presentes na Tabela 8 deverão ser divididos pelo respectivo coeficiente de minoração, antes da realização do dimensionamento. Tal coeficiente tem o objetivo de englobar possíveis desvios desfavoráveis dos materiais utilizados, em relação aos valores médios obtidos experimentalmente.

⁵⁷ Ver Vuolo (1996, p. 106).

Com relação ao módulo de elasticidade dos materiais, não foi possível a comparação entre fabricantes e classes de PN, porém, foi possível a percepção de uma ligeira diferença entre os módulos de elasticidade do PVC rígido soldável e roscável. Com relação aos valores existentes na literatura e/ou informados pelos respectivos fabricantes, o CPVC apresentou um módulo de elasticidade 16 % menor que o esperado, o PPR apresentou um módulo de elasticidade 20 % maior que o esperado, enquanto o PVC apresentou um módulo de elasticidade dentro do esperado.

Tal diferença deve-se, possivelmente, pelo grande número de variáveis envolvidas na determinação do módulo de elasticidade em materiais plásticos, conforme representado pela Figura 29.

Figura 29 – Efeitos da temperatura e da velocidade de ensaio sobre o comportamento mecânico de um plástico dúctil



Fonte: Canevarolo Jr. (2003).

Com base nos resultados dos ensaios, segundo Canevarolo Jr. (2003), pode-se classificar o PVC e o CPVC como polímeros com elevado módulo de elasticidade, tensão de escoamento, tensão na ruptura e moderada alongação na ruptura; enquanto o PPR pode ser classificado como polímero com baixo módulo de elasticidade, baixa tensão de escoamento, porém com elevada alongação e tensão no ponto de ruptura.

Ainda com relação ao módulo de elasticidade, embora a maior incerteza relativa encontrada tenha sido de 3 %, utilizar-se-á um coeficiente de minoração do mesmo, com um valor de 1,20; dessa forma, os valores presentes na Tabela 8 deverão ser divididos pelo respectivo coeficiente de minoração, de maneira análoga ao realizado com a massa específica.

Com relação à rugosidade absoluta dos materiais, observa-se uma grande diferença entre materiais e fabricantes, embora não tenha sido possível a comparação entre diferentes classes de PN. Com relação aos valores existentes na literatura e/ou informado pelos respectivos fabricantes, houve diferenças bastante significativas; resultado esse, também observado por Almeida (2013) e Kellner, Akutsu e Reis (2016).

Embora Almeida (2013) e Kellner, Akutsu e Reis (2016) tenham utilizado o desvio aritmético médio do perfil (R_a) para a avaliação da rugosidade absoluta dos materiais, neste trabalho foi analisado a profundidade máxima de vale do perfil (R_v), por concordar com o conceito de rugosidade absoluta, utilizado em estudos de hidráulica e mecânica dos fluidos (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2002).

Entretanto, os dados obtidos por Almeida (2013), indicam uma variação da profundidade máxima de vale do perfil (R_v) – e conseqüentemente da rugosidade absoluta – do CPVC, para um mesmo fabricante, entre os anos de 2013 e 2018. Tal situação, aparentemente, indica uma alteração no processo produtivo entre os lotes de material analisados por Almeida (2013) e pelo autor. Sendo assim, observa-se a necessidade de fornecimento de dados relativos às características físicas dos materiais componentes das tubulações, atualizados, por parte dos fabricantes; situação, infelizmente, distante da realidade atual.

Ainda com relação à rugosidade absoluta, embora a maior incerteza relativa encontrada tenha sido de 24 %, utilizar-se-á um coeficiente de majoração da mesma, com um valor de 1,25; dessa forma, os valores presentes na Tabela 8 deverão ser multiplicados pelo respectivo coeficiente de majoração, antes da realização do dimensionamento. Tal coeficiente tem o objetivo de englobar possíveis desvios desfavoráveis dos materiais utilizados, aliados à falta de dados mais precisos na literatura, e englobar a previsão de efeitos indesejáveis à tubulação, oriundos do envelhecimento da mesma, por exemplo (AZEVEDO NETTO *et al.*, 1998).

4.1.2 COEFICIENTE DE VAZÃO DE VÁLVULAS DE CONTROLE

Os resultados dos ensaios relativos à determinação do coeficiente de vazão de válvulas globo, descrito na seção 3.1.2, estão representados na Tabela 9.

Tabela 9 – Coeficiente de vazão de válvulas globo

DN	K_v [m ³ /h.bar ^½]
½	2,48 ± 0,05
¾	3,3 ± 0,1
1	5,9 ± 0,1

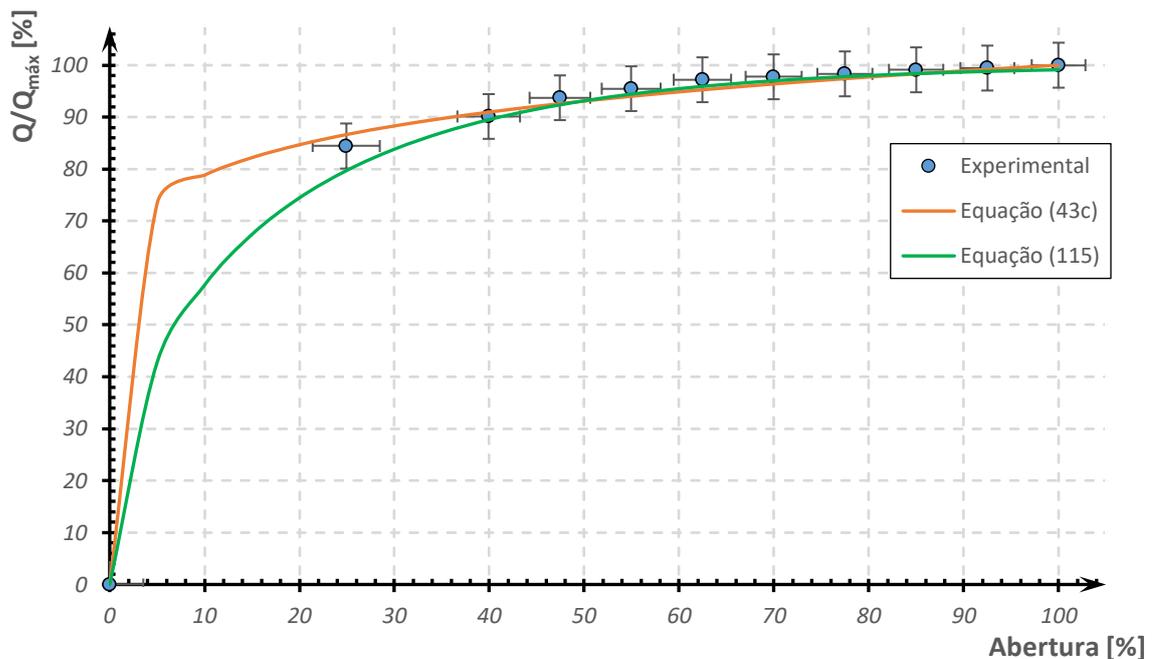
Fonte: Autor.

Com relação aos coeficientes de vazão das válvulas analisadas, percebe-se uma diferença significativa entre os dados experimentais e os dados presentes na Tabela 1, conforme seção 2.2.9.1. Sendo assim, embora os fabricantes nacionais não apresentem, em seus catálogos técnicos, os respectivos valores dos coeficientes de vazão de cada modelo de válvula, o emprego dos dados presentes na Tabela 1 deve ser realizado com muita cautela, sendo, o mais recomendado, a realização de ensaios (como o realizado com a montagem experimental 02, descrito na seção 3.1.2) para a determinação do mesmo.

Ainda com relação aos dados da Tabela 9, percebe-se uma tendência de aumento do coeficiente de vazão da válvula, com um aumento do DN da mesma; tendência, essa, também presente nos dados da Tabela 1.

As válvulas ensaiadas eram válvulas globo, com obturador do tipo (C), conforme Figura 12. O comportamento da válvula, de acordo com sua abertura, pôde ser medido experimentalmente, por meio da montagem experimental 01 (descrita na seção 3.1.1), sendo seus resultados representados na Figura 30.

Figura 30 – Comportamento da vazão uma válvula globo DN 1/2"



Fonte: Autor.

Pelo tipo de obturador, e pelo comportamento apresentado na Figura 30, observa-se o comportamento de uma válvula de controle do tipo abertura rápida (com um coeficiente de ajuste de 9,68), conforme curva característica apresentada pela Figura 13, coerente com o tipo de obturador presente na mesma, apesar de o coeficiente de ajuste estar distante do coeficiente de ajuste geralmente adotado.

Além do coeficiente de vazão, também foi possível a determinação do respectivo coeficiente adimensional da válvula, determinado de duas maneiras distintas: por meio da montagem experimental 01 (descrita na seção 3.1.1), e por meio do emprego da Equação (53).

Entretanto, para o emprego da Equação (53), tornou-se necessário uma avaliação detalhada acerca do coeficiente corretivo da válvula. Dessa forma, utilizando-se a Equação (29), e considerando a perda de carga distribuída no trecho analisado, a perda de carga localizada na válvula, e a perda de carga na saída da tubulação (jato livre), o autor obteve uma equação similar à Equação (53), onde o coeficiente corretivo da válvula é dado pela Equação (114); o índice 1 indica as características à montante da válvula de controle.

$$\lambda_v = 8.f + \frac{1}{C_d^2} - \alpha_1 \quad (114)$$

Onde:

C_d – Coeficiente de descarga para um bocal cilíndrico []

Os resultados dos ensaios relativos à determinação do coeficiente adimensional das válvulas, estão representados na Tabela 10, entretanto, os dados relativos ao coeficiente de descarga do bocal cilíndrico não foram investigados experimentalmente, sendo seu valor retirado da literatura⁵⁸.

Devido à alteração no conjunto motobomba utilizado para a realização dos ensaios, foi adotado um valor de 0,75 para a válvula com DN ½”, e um valor de 0,98 para as válvulas com DN ¾” e DN 1”, para o respectivo coeficiente de redução de velocidade, e um valor unitário para o coeficiente de contração da veia líquida, para as três válvulas analisadas.

Tabela 10 – Coeficiente adimensional de válvulas globo

DN	K []	
	Experimental	Teórico
½	14,7 ± 0,5	15,5 ± 0,9
¾	29,3 ± 0,7	27 ± 2
1	22,0 ± 0,6	22 ± 1

Fonte: Autor.

Com relação à ao coeficiente adimensional das válvulas analisadas, não foi possível observar uma diferença estatisticamente significativa entre os dados experimentais e teóricos, presentes na Tabela 10, o que indica um excelente resultado da análise que originou a Equação (114).

Ainda com relação aos dados da Tabela 10, observa-se uma tendência de aumento do coeficiente adimensional da válvula (tanto experimental, quanto teórico), com o aumento do

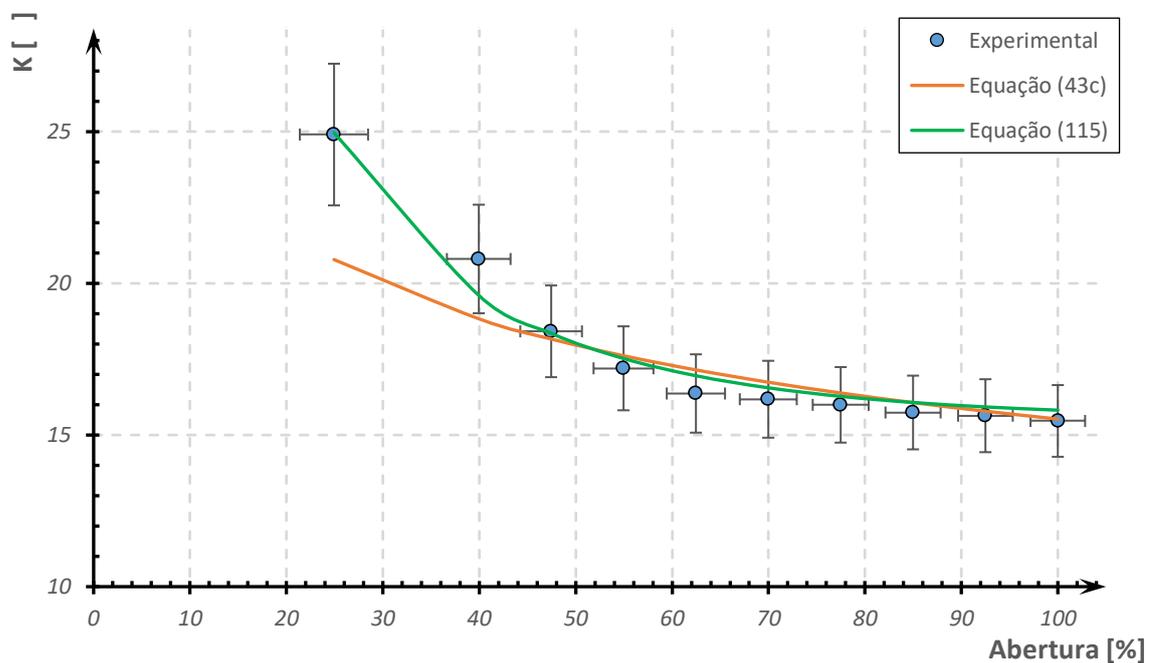
⁵⁸ Ver Azevedo Netto *et al.*(1998, p. 79).

DN da mesma; tendência, essa, não presente em dados encontrados na literatura, como os representados na Tabela A.1 do Apêndice A.

Durante a realização dos experimentos, também foi medido o comportamento do coeficiente adimensional da válvula com a alteração na abertura da mesma. Os dados desta análise estão representados na Figura 31, para uma válvula DN 1/2".

Entretanto, por meio da Figura 31, percebe-se que o coeficiente adimensional da válvula, calculado pela Equação (53), não se ajusta bem aos dados experimentais, possivelmente por conta de incompatibilidade com a curva característica de vazão na válvula – Equação (43c).

Figura 31 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma válvula globo DN 1/2"



Fonte: Autor.

De modo a corrigir a inconsistência observada por meio do emprego da Equação (43c), aliado ao fato de não existir uma curva padronizada para este tipo de válvula, o autor desenvolveu, de maneira empírica, a Equação (115).

$$f(x) = \sqrt{1 - e^{\left(-\frac{DN_v}{\pi} \cdot \frac{x}{x_{máx}}\right)}} \quad (115)$$

Onde:

DN_v – Diâmetro nominal da válvula [mm]

A Equação (115) mostrou-se ajustar de maneira bastante satisfatória tanto com os dados da Figura 30, quanto da Figura 31. Entretanto, devido à ausência de dados experimentais, uma busca detalhada deve ser realizada sobre a validade desta equação para demais válvulas de abertura rápida, virando-se o fabricante, modelo e DN destas.

Com relação ao uso de coeficientes de segurança, embora tenha-se observado uma incerteza relativa máxima de 3 % para o coeficiente adimensional da válvula, e de 4 % para o respectivo coeficiente de vazão, esses serão aplicados durante a seleção da válvula, conforme descrito na seção 2.2.9.1, onde “a vazão máxima da válvula seja de 15 % a 50 % acima da máxima vazão requerida pelo processo, enquanto a rangeabilidade da válvula esteja de acordo com a rangeabilidade do processo, e que o coeficiente de vazão da válvula seja, no mínimo, 10 % superior ao coeficiente de vazão calculado”.

Desta forma, após a realização dos cálculos, conforme descrito na seção 2.2.9.1, a vazão máxima da válvula será minorada em 40 %, e o coeficiente de vazão calculado será majorado em 10 %, seguindo as recomendações de Ribeiro (1999), de modo a evitar-se quedas de pressões excessivas nas mesmas, e buscar a não ocorrência de fenômenos indesejáveis (como a cavitação e o flashing).

4.1.3 COEFICIENTE ADIMENSIONAL DA CONEXÃO

Os resultados dos ensaios relativos à determinação do coeficiente adimensional das conexões analisadas, descrito na seção 3.1.1, estão representados na Tabela 11.

Tabela 11 – Coeficiente adimensional de conexões fabricadas em PVC rígido roscável

DN	Conexões			
	Joelho 90°	Curva 90°	Tê (passagem direta)	Tê (passagem lateral)
$\frac{1}{2}$	$3,8 \pm 0,2$	$3,5 \pm 0,2$	$1,3 \pm 0,1$	---
$\frac{3}{4}$	$3,1 \pm 0,2$	$1,4 \pm 0,2$	$1,4 \pm 0,2$	$4,6 \pm 0,2$
1	$2,1 \pm 0,4$	$0,4 \pm 0,1$	---	---

Fonte: Autor.

Dessa forma, de acordo com os dados presentes na Tabela 11, observa-se uma tendência do coeficiente adimensional de cada conexão reduzir com o aumento do DN; tendência, essa, presente em dados encontrados na literatura, como os representados na Tabela A.1 do Apêndice A.

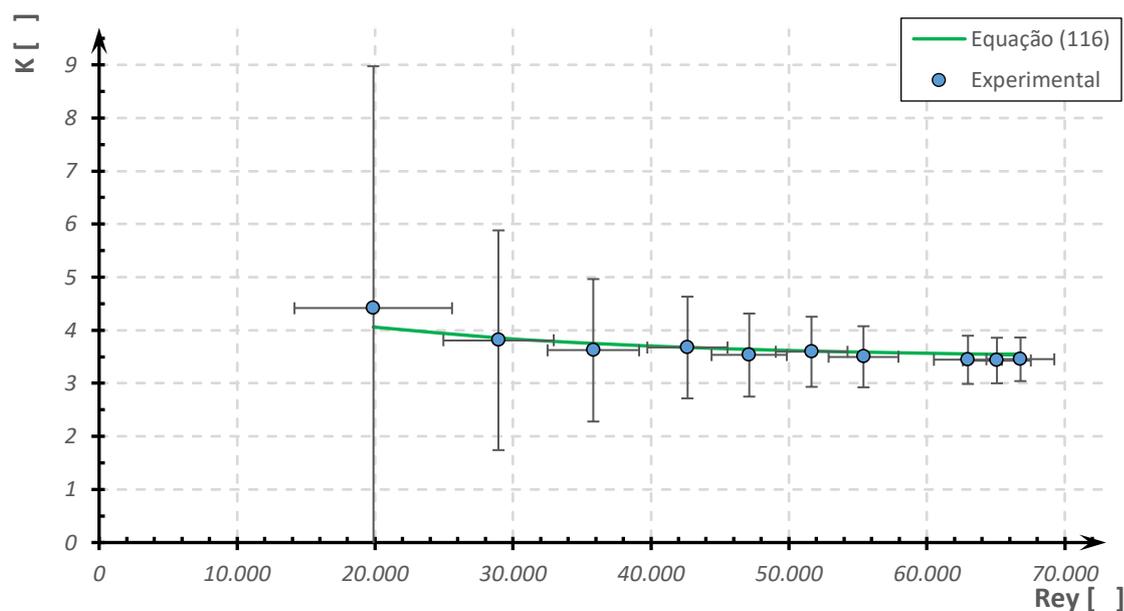
Ainda com relação aos dados presentes na Tabela 11, embora a maior incerteza relativa encontrada tenha sido de 28 %, utilizar-se-á um coeficiente de majoração da mesma, com um valor de 1,30; dessa forma, os valores presentes na Tabela 11 deverão ser multiplicados pelo respectivo coeficiente de majoração, antes da realização do dimensionamento.

Embora os dados presentes na Tabela 11 apresentem valores da mesma ordem de grandeza que dados presentes na Tabela A.1 do Apêndice A, a aplicação de um coeficiente de segurança visa englobar possíveis desvios desfavoráveis na previsão da perda de carga localizada, aliados à falta de dados mais recentes na literatura.

Durante a realização dos ensaios, observou-se o comportamento representado na Figura 5, em que o valor do coeficiente adimensional da conexão permanece praticamente constante para números de Reynolds superiores à 50.000.

Entretanto, tratando-se de SHP, não é sempre que esse valor é superado; dessa forma, é conveniente adequar o valor do respectivo coeficiente para a situação de projeto. A Figura 32 representa o comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN $\frac{1}{2}$ ", em função do número de Reynolds.

Figura 32 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN ½”, em função do número de Reynolds



Fonte: Autor.

Dessa forma, o autor desenvolveu, de maneira empírica, a Equação (116), de modo a corrigir o valor do coeficiente adimensional da conexão em função do número de Reynolds.

$$K = K_0 \cdot \left\{ 1 + \frac{2 \cdot \pi}{11} \cdot e^{\left[-1,7 \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{\frac{-1}{28}} \cdot Rey \right]} \right\} \quad (116)$$

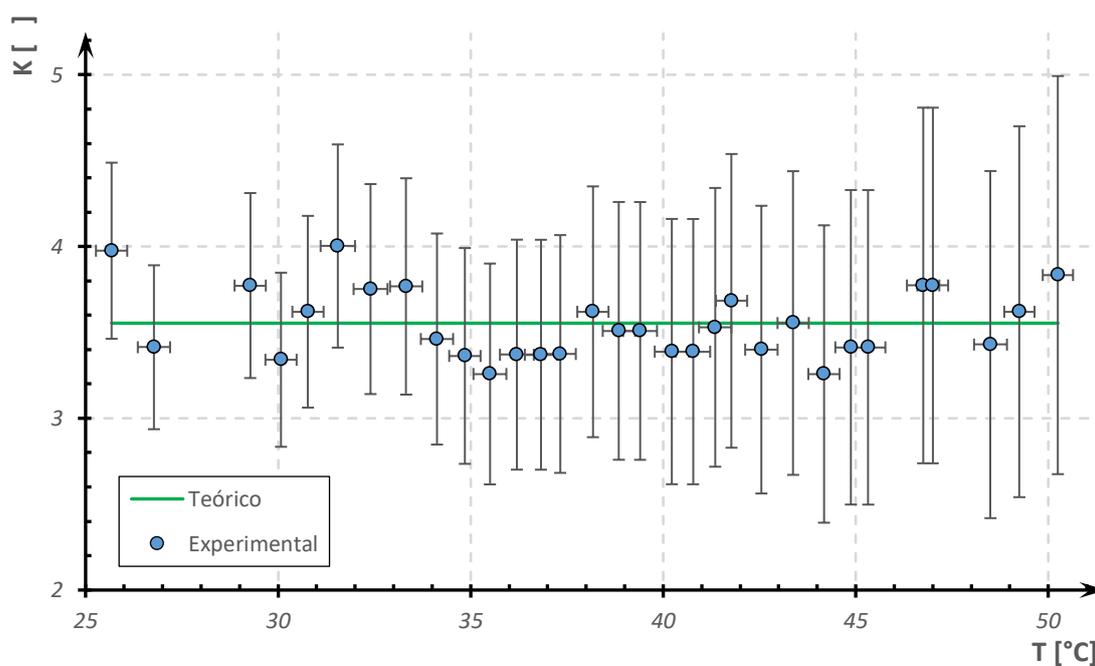
Onde:

K_0 – Coeficiente adimensional da conexão para Rey superior à 50.000 []

Observa-se, por meio da Figura 32, que os resultados obtidos pelo emprego da Equação (116) se ajustam de maneira bastante satisfatória com os dados obtidos experimentalmente. Por meio da Equação (116), também é possível observar uma tendência de redução no valor da constante adimensional da conexão com o aumento do DN, e uma tendência de redução no mesmo, com a redução da rugosidade absoluta do material. Entretanto, devido à ausência de dados experimentais, uma busca mais detalhada deve ser realizada sobre a validade desta equação para demais conexões, virando-se o tipo, fabricante, material e DN destas.

Outra investigação experimental realizada, buscou avaliar a relação entre o coeficiente adimensional da conexão e a temperatura da água em seu interior, mantendo o número de Reynolds praticamente constante, por meio do controle de vazão. A Figura 33 representa o comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN 1/2", para um número de Reynolds médio de 64.985 ± 626 .

Figura 33 – Comportamento do coeficiente adimensional de uma curva 90° DN 1/2", em função da temperatura



Fonte: Autor.

Entretanto, por meio da Figura 33, não é possível afirmar que o coeficiente adimensional da conexão sofra alterações com a temperatura da água em seu interior, uma vez que os dados não sofreram variações estatisticamente significativas, devido às elevadas incertezas associadas ao experimento; os dados coletados apresentaram uma incerteza relativa máxima de 58 %.

Sendo assim, com base no experimento realizado, não é possível afirmar, com precisão, que o coeficiente adimensional da conexão sofra variação com alterações na temperatura da água, entretanto, observa-se uma tendência dos dados se agruparem em torno de um valor central, conforme representado na Figura 33.

Esse valor central, obtido por meio da aplicação do Método dos Mínimos Quadrados⁵⁹ (MMQ), apresenta um valor de $3,6 \pm 0,1$. Observa-se que esse valor é estatisticamente igual ao valor presente na Tabela 11, porém, com uma incerteza relativa menor, o que sugere uma alternativa experimental para a determinação do coeficiente adimensional da conexão.

4.1.4 ANÁLISE SOBRE A OBSERVAÇÃO DE PIMENTA (1981)

Pimenta (1981, p. 185-186), partindo da análise dos efeitos de uma singularidade no escoamento do fluido, conforme representado na Figura 4, cita que em trechos à jusante, e à montante da conexão, as fórmulas para determinação da perda de carga, anteriormente apresentadas, não são aplicáveis, pelo fato de o escoamento deixar de ser uniforme nessa região; fato esse, responsável pela sua observação, descrita na seção 2.2.5.2. Esses efeitos também foram estudados na montagem experimental 01 (descrita na seção 3.1.1) para número de Reynolds superior à 50.000, e seus resultados estão representados na Tabela 12.

Tabela 12 – Coeficiente adimensional de conexões, fabricadas em PVC rígido roscável, em função do número de conexões próximas

DN	N	Conexões			
		Joelho 90°	Curva 90°	Tê (passagem direta)	Tê (passagem lateral)
1/2	1	$3,8 \pm 0,2$	$3,5 \pm 0,2$	$1,3 \pm 0,1$	---
	4	$2,37 \pm 0,09$	$1,24 \pm 0,03$	$0,89 \pm 0,03$	---
	8	$2,18 \pm 0,07$	$0,96 \pm 0,03$	$0,85 \pm 0,03$	---
	12	$2,22 \pm 0,07$	---	---	---
3/4	1	$3,1 \pm 0,2$	$1,4 \pm 0,2$	$1,4 \pm 0,2$	$4,6 \pm 0,2$
	4	$1,68 \pm 0,06$	$0,71 \pm 0,05$	$0,68 \pm 0,04$	$1,85 \pm 0,05$
	8	$1,60 \pm 0,04$	$0,75 \pm 0,03$	$0,57 \pm 0,02$	$1,85 \pm 0,04$
	12	$1,61 \pm 0,03$	---	---	---
1	1	$2,1 \pm 0,4$	$0,4 \pm 0,1$	---	---
	4	$1,3 \pm 0,1$	$0,4 \pm 0,1$	---	---
	8	$1,27 \pm 0,06$	$0,41 \pm 0,07$	---	---
	12	$1,25 \pm 0,04$	---	---	---

Fonte: Autor.

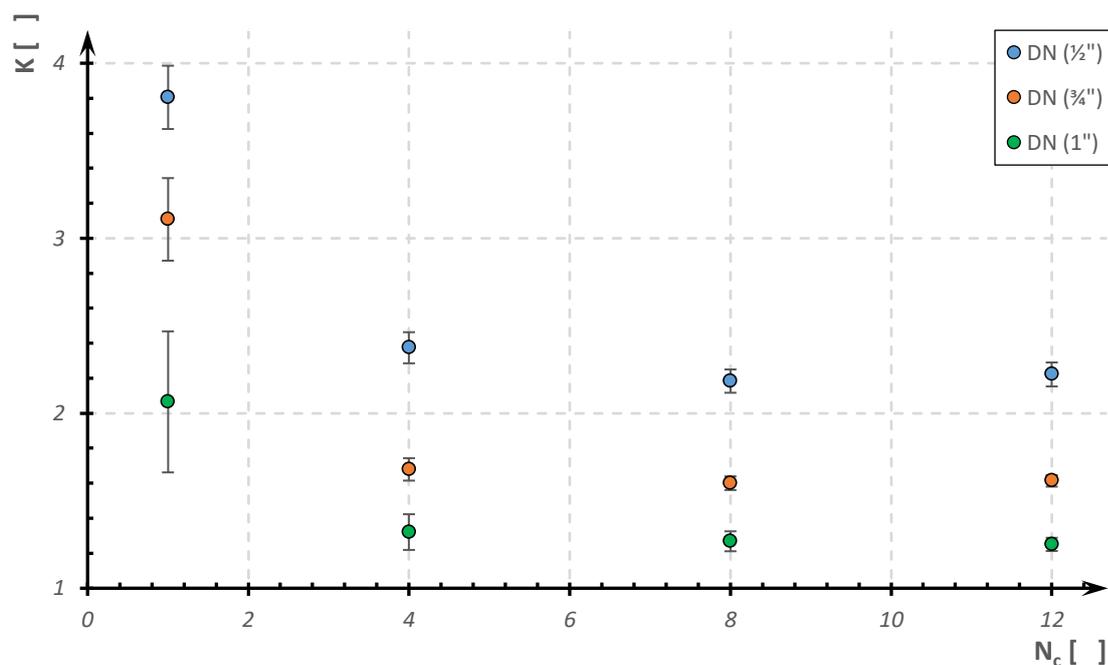
⁵⁹ Ver Vuolo (1996, p. 149) e Taylor (2012, p. 181).

Analisando os dados presentes na Tabela 12, observa-se claramente os efeitos da observação de Pimenta (1981), com uma diminuição do coeficiente adimensional da conexão à medida que aumenta-se o número de conexões próximas. Experimentalmente, também foi possível notar que tal redução deixa de ocorrer, quando as conexões estão instaladas à uma distância da ordem de grandeza, ou superior, do comprimento da região de entrada da tubulação, determinado pela Equação (23).

Sendo assim, observa-se que o efeito do grau de uniformidade do escoamento, quando na entrada de uma conexão, tem influência direta com a perda de carga em seu interior. Por meio da Equação de Navier-Stokes – Equação (6) – pode-se observar que, quanto maior for a alteração no perfil de escoamento, provocada pela presença da conexão, maior são os efeitos das parcelas advectivas e difusivas do escoamento, responsáveis, simultaneamente, por aumentar o grau de instabilidade, e por aumentar o grau dissipação de energia do fluido.

Entretanto, nota-se que as alterações sucessivas no perfil de escoamento, provocadas pela presença de conexões próximas, tendem a se estabilizar à medida que o fluido atravessa as diversas conexões próximas, tornando o grau de instabilidade, e o grau de dissipação de energia do fluido, constantes. A Figura 34 representa o comportamento do coeficiente adimensional de um joelho 90°, em função do número de conexões adjacentes e do DN da mesma.

Figura 34 – Coeficiente adimensional da conexão em função do diâmetro e do número de conexões adjacentes



Fonte: Autor.

Dessa forma, o autor desenvolveu, de maneira empírica, a Equação (117), de modo a corrigir o valor da constante de integração da Equação (18) e (22), suposta unitária por Schulz (2001), aplicável quando a distância entre conexões for inferior à distância calculada por meio do emprego da Equação (23).

$$\psi = \frac{1}{\epsilon} \cdot \left[e^{(1-N_c)} + \frac{1}{\epsilon} - 1 \right]^{-1} \quad (117)$$

Onde:

ψ – Função de ajuste para escoamentos permanentes e não-uniformes []

ϵ – Coeficiente de turbulência []

N_c – Número de conexões próximas []

Na Equação (117), o coeficiente de turbulência representa o maior acréscimo de energia dissipada por uma única conexão, ao alterar o regime de escoamento do fluido, estando intimamente ligado com sua inércia e com a geometria da conexão; sendo assim, deve

apresentar um valor sempre menor que 1. O restante da energia dissipada, por sua vez, ocorre devido à presença constante de turbilhonamentos dentro da conexão, oriundos também de sua geometria, e pelo cisalhamento das partículas de fluido (fluido-fluido e fluido-sólido).

Logo, analisando-se a Equação (117), percebe-se que a primeira parcela de energia dissipada, pode ser reduzida ao adicionar-se um número maior de conexões adjacentes, reduzindo-se o acréscimo de turbulência no escoamento do fluido. Entretanto, a segunda parcela de energia dissipada, inevitavelmente irá ocorrer, como pode ser observado pela convergência do coeficiente adimensional das conexões, representados na Figura 34, devido à presença constante de turbilhonamentos dentro da conexão e pelo cisalhamento das partículas de fluido.

A priori, o coeficiente de turbulência deve ser levantado experimentalmente, de modo a garantir a aplicação da Equação (117). Entretanto, na falta de levantamentos experimentais, o autor desenvolveu, de maneira empírica, a Equação (118), de modo a permitir uma estimativa do valor do coeficiente de turbulência da conexão.

$$\epsilon = \frac{K \cdot \sqrt{\mathcal{L} \cdot g}}{\bar{v}} \quad (118)$$

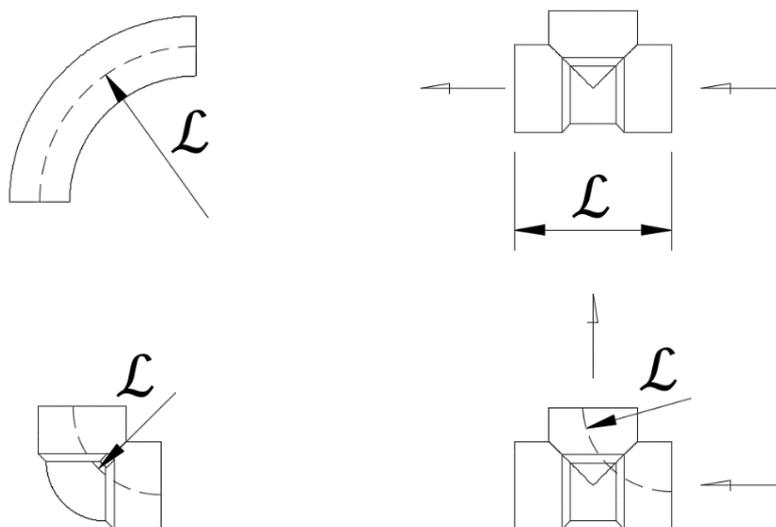
Onde:

\mathcal{L} – Dimensão característica da conexão [m]

Com base nas conexões analisadas, os resultados obtidos por meio da Equação (118), se ajustaram de maneira bastante satisfatória com os resultados obtidos experimentalmente, para conexões que apresentam a relação $(\mathcal{L}/D) > 2$.

Entretanto, para conexões cuja a relação $(\mathcal{L}/D) < 0,5$, os resultados obtidos por meio da Equação (118), foram ligeiramente superiores aos resultados encontrados experimentalmente, estando, inicialmente, o emprego desta, a favor da segurança. A Figura 35 ilustra a dimensão característica para cada uma das conexão analisadas.

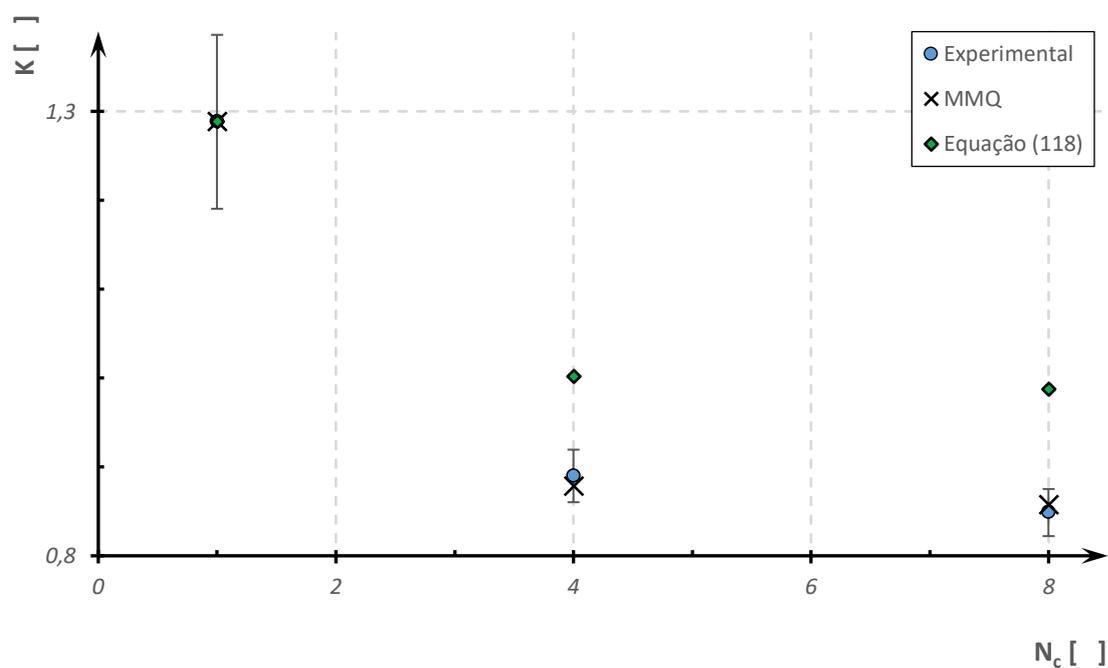
Figura 35 – Dimensão característica das conexões analisadas



Fonte: Autor.

A Figura 36 ilustra o valor dos coeficientes adimensionais de um tê passagem direta DN 1/2" (cuja a relação $(L/D) < 0,5$) obtidos experimentalmente, e por meio do emprego da Equação (117) e (118), em função do número de conexões adjacentes.

Figura 36 – Coeficiente adimensional da conexão em função do número de conexões adjacentes



Fonte: Autor.

Quando da análise de perda de carga em tubulações retilíneas, cujo comprimento for inferior ao calculado por meio do emprego da Equação (23), obedecer-se-á o disposto na seção 2.2.5.2, por meio da aplicação da Equação (117), com $N_c \rightarrow \infty$, e um valor de -0,16 para o coeficiente de turbulência.

O sinal negativo do coeficiente de turbulência se justifica pelo fato da tubulação retilínea oferecer grande resistência à tendência de movimento do fluido, forçando as linhas de fluxo a se acomodarem em um regime de escoamento uniforme, provocando um acréscimo na dissipação da energia do fluido, por meio de um acréscimo de turbulência nessa região. Diferentemente da situação em que várias conexões similares estão instaladas adjacentes, e não há grande resistência à tendência de movimento do fluido, situação essa que provoca uma redução na dissipação média de energia do fluido, por conexão, por não ser cumulativo o acréscimo no grau de turbulência, conforme demonstram os resultados experimentais.

Tratando-se de SHP, como os trechos retilíneos, na região do barrilete e prumadas de distribuição, são muito maiores que os comprimentos calculados por meio da Equação (23) – tomada como referência para garantir a uniformidade do perfil de escoamento – o tratamento desses trechos de tubulação, como variados, para efeitos de dimensionamento, torna-se pouco efetivo.

Por outro lado, os trechos retilíneos, na região dos ramais, sub-ramais e sistema de conjuntos motobomba, apresentam um elevado número de conexões próximas (ou adjacentes), sendo assim, o tratamento desses trechos de tubulação, como uniformes, para efeitos de dimensionamento, torna-se indesejável, uma vez que ocorrerá o superdimensionamento das perdas de carga nessas regiões.

Tal superdimensionamento pode provocar, além de um efeito antieconômico (ao elevar o DN dos trechos de tubulação), uma incorreta seleção de conjuntos motobomba, que por sua vez, podem apresentar, além de uma potência elevada, seu ponto de trabalho real em uma região fora da sua região de operação, provocando o superaquecimento, e até eventuais avarias, na mesma.

4.2 COEFICIENTES DE SEGURANÇA ADOTADOS

Conforme foi sendo abordado na seção anterior, o emprego de coeficientes de segurança faz-se necessário uma vez que a presença de uma variação estatisticamente relevante entre os parâmetros de cálculo, e os parâmetros reais, influenciam de maneira significativa nos resultados do dimensionamento; além de ser de difícil previsão, todas as solicitações que o sistema estará sujeita, ao longo de sua vida útil (mínima de 20 anos, conforme estabelecido pela ABNT NBR 15575-1:2013). Sendo assim, a adoção de tais coeficientes visa garantir o perfeito funcionamento do sistema, ao longo de sua vida útil de projeto.

Com relação à análise de vibração excessiva, buscando garantir um movimento vibratório estável e evitar a ocorrência de instabilidade estática nas tubulações, aplicar-se-á um coeficiente de minoração na velocidade crítica do escoamento, com um valor de 1,10.

Com relação à análise de ruídos excessivos, buscando sempre garantir o conforto acústico dos usuários da edificação, aplicar-se-á um coeficiente de majoração no nível de potência sonora (de válvulas e conjuntos motobomba), com um valor de 1,10.

Com relação à vazão de projeto, calculada conforme descrito na seção 2.6.1, buscando englobar eventuais mudanças nas características dos usuários da edificação, decorrentes de uma eventual venda do imóvel e/ou um aumento, permanente ou temporário, na população da edificação, por exemplo, aplicar-se-á um coeficiente de majoração na mesma, com um valor de 1,15.

Sendo assim, a Tabela 13 ilustra, de maneira sucinta, os coeficientes de segurança utilizados na aplicação do modelo de dimensionamento proposto neste trabalho. Vale ressaltar que esses valores são, apenas, recomendações técnicas tomadas com base em experiências de projeto e na análise, tanto do equacionamento utilizado quanto dos resultados experimentais obtidos.

Tabela 13 – Coeficientes de segurança utilizados

Variável	Coeficiente de majoração	Coeficiente de minoração
<i>Massa específica</i>	---	1,10
<i>Módulo de elasticidade</i>	---	1,20
<i>Rugosidade absoluta</i>	1,25	---
<i>Vazão máxima em válvulas</i>	---	1,40
<i>Coeficiente de vazão de válvulas</i>	1,10	---
<i>Coeficiente adimensional da conexão</i>	1,30	---
<i>Velocidade crítica</i>	---	1,10
<i>Nível de potência sonora</i>	1,10	---
<i>Vazão de projeto</i>	1,15	---

Fonte: Autor.

4.3 EDIFICAÇÃO ANALISADA

Devido ao número de dimensionamentos realizados, e o conseqüente elevado número de cálculos necessários para a realização dos mesmos, suas informações detalhadas não foram incluídas neste trabalho. Entretanto, algumas análises foram incluídas nesta seção para melhor elucidação dos resultados.

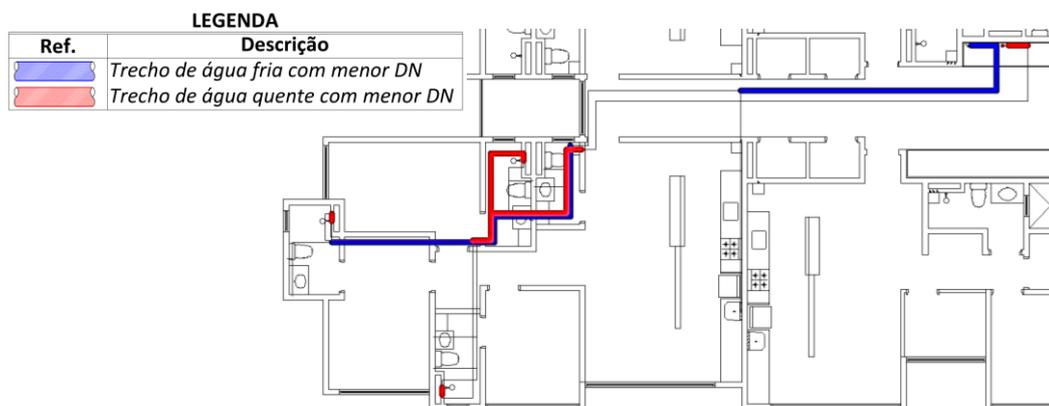
Dessa forma, de acordo com os resultados dos dimensionamentos realizados, observou-se uma tendência de redução do DN do sistema, com a utilização do método de cálculo apresentado neste trabalho, independente do material empregado; característica essa, intimamente ligada com o custo final do sistema. Entretanto, outras características também devem ser avaliadas.

Vale ressaltar que os dados apresentados nesta seção, referentes ao método de cálculo proposto neste trabalho, foram obtidos empregando-se os respectivos coeficientes de segurança (conforme abordado na seção 4.2), enquanto os dados referentes ao método de cálculo proposto pela ABNT NBR 5626:1998 foram obtidos sem o emprego de coeficientes de segurança.

A Figura 37 e a Figura 38 destacam os trechos em que o método de cálculo proposto neste trabalho resultou em tubulações com menor DN, em relação ao método de cálculo proposto

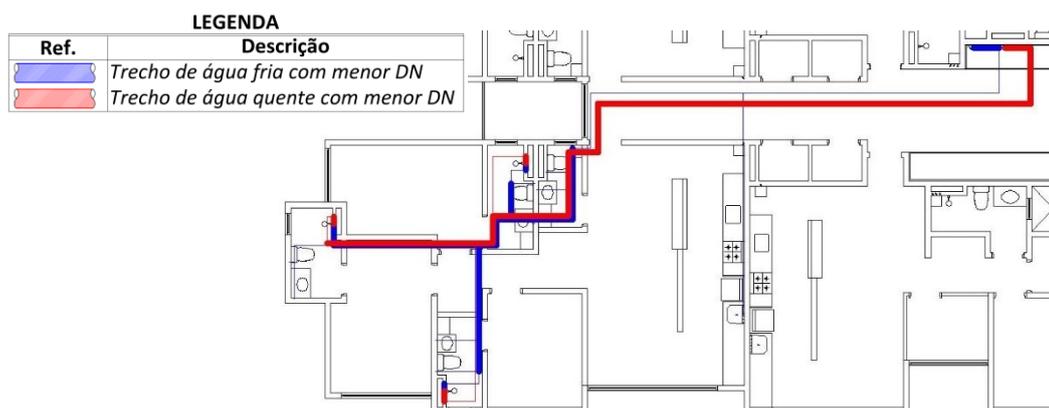
pela ABNT NBR 5626:1998, referentes ao dimensionamento do último pavimento da edificação, sendo que, nesta edificação, não houve a ocorrência de situações em que o método de cálculo proposto pela ABNT NBR 5626:1998 resultou em tubulações com DN inferior ao calculado pelo método de cálculo proposto neste trabalho.

Figura 37 – Trechos com menor DN, referentes ao dimensionamento utilizando-se PVC/CPVC



Fonte: Autor.

Figura 38 – Trechos com menor DN, referentes ao dimensionamento utilizando-se PPR



Fonte: Autor.

4.3.1 MEDIÇÃO INDIVIDUALIZADA

Com relação à medição individualizada dos apartamentos, os resultados do dimensionamento estão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Hidrômetros selecionados no último pavimento

Método de cálculo	Sistema	Hidrômetro [m ³ /h]	Vazão máxima [m ³ /h]	Perda de carga [mca]
ABNT NBR 5626:1998	PVC	10,0	2,6	0,7
	CPVC	7,0	1,2	0,3
	PPR-PN12	10,0	2,6	0,7
	PPR-PN20	10,0	1,2	0,1
Autor	PVC	7,0	1,3	0,5
	CPVC	7,0	0,6	0,1
	PPR-PN12	7,0	1,3	0,5
	PPR-PN20	7,0	0,6	0,1

Fonte: Autor.

Dessa forma, observa-se que o método proposto neste trabalho leva à seleção de hidrômetros com menor vazão nominal, gerando, conseqüentemente, uma redução no custo do sistema e uma melhor qualidade da medição efetuada pelos mesmos, conforme observado por Ilha, Oliveira e Gonçalves (2010).

Vale ressaltar que, nesta situação, a escolha de hidrômetros com vazão nominal muito superior à vazão máxima provável demandada pela edificação, foi efetuada de modo a reduzir a perda de carga localizada na singularidade, buscando uma redução dos custos com tubulações. Entretanto, outras soluções devem ser analisadas antes de afirmar que a solução analisada é, de fato, a solução mais econômica para a edificação.

4.3.2 VÁLVULAS GLOBO

Com relação à seleção de válvulas globo para os chuveiros dos apartamentos do último pavimento, os resultados do dimensionamento estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Válvulas globo selecionadas para os chuveiros do último pavimento

Método de cálculo	Sistema	DN_v [pol]	K []	ΔH [mca]	$K_{v,calc}$ [m ³ /h.vbar]	K_v [m ³ /h.vbar]
ABNT NBR 5626:1998	PVC	1	23,0	0,2	-	5,9
	CPVC	1	23,0	0,2	-	5,9
	PPR-PN12	1	23,0	0,3	-	5,9
	PPR-PN20	1	23,0	0,3	-	5,9
Autor	PVC	¾	54,6	0,3	4,9	3,3
	CPVC	¾	54,6	0,3	4,9	3,3
	PPR-PN12	¾	19,8	0,3	3,5	3,3
	PPR-PN20	¾	19,8	0,3	3,5	3,3

Fonte: Autor.

A adoção de válvulas globo com DN 1" no sistema dimensionado por meio do método de cálculo proposto pela ABNT NBR 5626:1998, deu-se pelo elevado diâmetro da tubulação neste trecho, necessário para atender a pressão mínima de funcionamento dos aparelhos, definida em 3.2.3. Dessa forma, o DN da válvula foi selecionado de modo a concordar com o DN da tubulação local.

Observa-se, por meio dos dados presentes na Tabela 15, que as válvulas selecionadas no método de cálculo proposto neste trabalho, apresentam coeficiente de vazão (estabelecido conforme Tabela 9) inferior ao coeficiente de vazão calculado para o trecho.

Sendo assim, a princípio, a válvula selecionada não está corretamente dimensionada para tal situação. Entretanto, devido à baixa estimativa de nível de ruído (realizada por meio do equacionamento apresentado neste trabalho), e devido à baixa probabilidade de ocorrência dos fenômenos de cavitação e/ou flashing (uma vez que a vazão máxima da válvula selecionada é mais de seis vezes superior à vazão de dimensionamento), não se espera grandes inconvenientes no sistema, devido ao emprego incorreto das mesmas.

Porém, a seleção de uma válvula globo com maior coeficiente de vazão, continua sendo a principal recomendação para este tipo de situação de projeto, uma vez que o emprego de válvulas globo com menor DN não pôde ser efetuado, por não obedecer ao critério de precisão estabelecido pela Equação (44), e o emprego de válvulas globo com maior DN não alterar a situação em análise.

4.3.3 LIMITE MÁXIMO DE VELOCIDADE

Conforme abordado no item 3.2.2, no método de cálculo proposto neste trabalho, um limite máximo para a velocidade média do escoamento é fixado para o trecho, apenas, para garantir os níveis de conforto acústico, de pressão mínima de funcionamento dos equipamentos, e níveis de vibração estáveis para o sistema.

Tais limites não geram problemas quando do dimensionamento do pavimento crítico da edificação, uma vez que a elevação do DN da tubulação (e a consequente redução da velocidade média do escoamento no trecho) é necessária para garantir os níveis de pressão mínima dos aparelhos de utilização. Entretanto, em alguns dos pavimentos inferiores da edificação, há a possibilidade de se utilizar, apenas, o DN mínimo existente no mercado, de modo a reduzir os custos do sistema.

Nesta situação, torna-se necessário a verificação do limite máximo de velocidade nos trechos do sistema, durante seu dimensionamento. Os dados presentes na Tabela 16 são referentes ao trecho 3-4 (localizado na região de instalação dos hidrômetros individuais) do SPAF do sétimo pavimento tipo, onde foi realizado uma verificação do limite de velocidade máxima no trecho, de modo a garantir o conforto acústico da edificação (devido à presença de uma válvula de esfera) e um movimento vibratório estável da tubulação, admitindo-se uma flecha dinâmica máxima de 10 mm, conforme recomendações do fabricante.

Tabela 16 – Características do trecho 3-4 do SPAF fria do 7º pavimento tipo

Método de cálculo	Sistema	<i>L</i> [m]	DN [mm]	\bar{v} [m/s]	\bar{v}_c [m/s]	<i>L_{pAe}</i> [dB(A)]	<i>y</i> [mm]
ABNT NBR 5626:1998	PVC	0,54	32	2,42	25,07	20	0,6
	PPR PN-12			2,77	33,8	22	0,5
Autor	PVC	0,54	20	4,65	16,88	25	1,4
	PPR PN-12			5,12	19,3	30	1,2

Fonte: Autor.

Dessa forma, por meio dos dados presentes na Tabela 16, não encontra-se justificativa para um aumento no DN da tubulação, de 20 mm para 32 mm, apenas pelo fato da velocidade média do escoamento exceder o valor de 3 m/s, conforme descrito na ABNT NBR 5626:1998.

Observa-se que o movimento vibratório da tubulação está dentro do limite estabelecido, além do nível de ruído estimado para a válvula de esfera, presente no trecho, estar dentro do limite máximo estabelecido para todos os períodos do dia (conforme dados da Tabela 5), e se enquadrar no nível de desempenho superior estabelecido pela ABNT NBR 15575-6:2013.

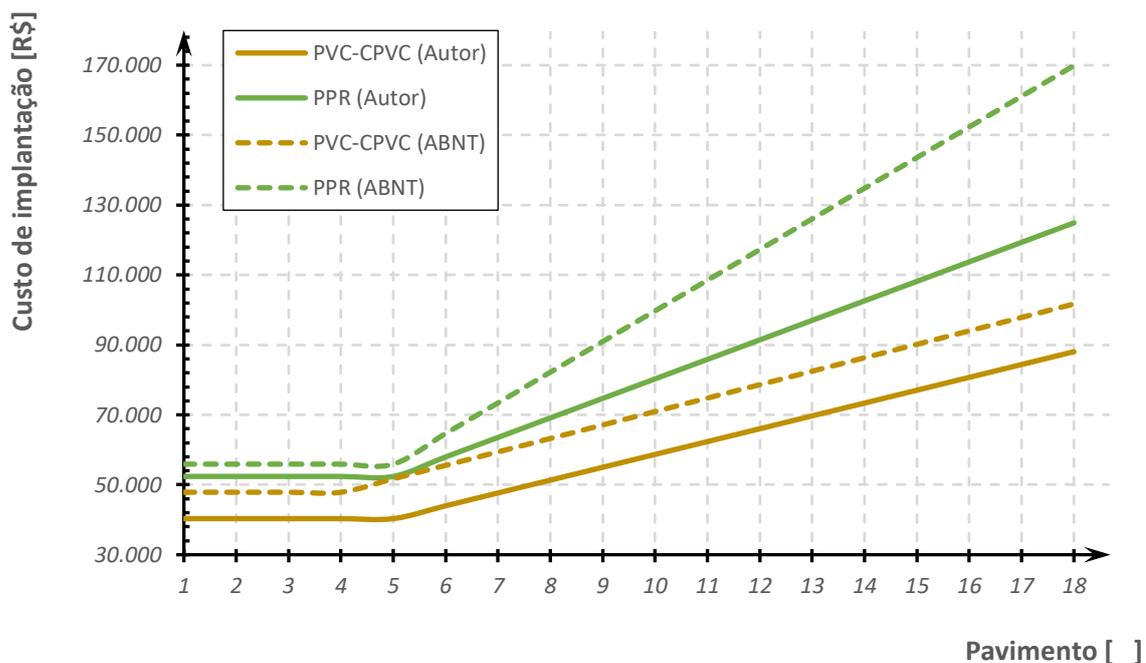
4.3.4 CUSTOS DE EXECUÇÃO

Com relação aos custos de execução dos sistemas dimensionados, foi realizado um levantamento unitário dos insumos necessários, e elaborado uma estimativa de custo de execução. O custo unitário dos insumos levantados entre o período de março/2018 e abril/2018, por sua vez, foi obtido por meio de consulta com oito fornecedores nacionais, localizados na região do Triângulo Mineiro, devido à dificuldade de se encontrar conexões com elevado DN no mercado, além da dificuldade de se encontrar fornecedores que trabalhem com tubos/conexões em PPR.

Todos os cálculos realizados foram elaborados com base nas composições unitárias apresentadas por PINI (2008), considerando-se encargos sociais de 159,8 %, e um BDI de 45,6 %, representativos para a região do Triângulo Mineiro.

Para a estimativa do custo total do SHP, foi realizado um orçamento relativo ao 18° pavimento, e um orçamento relativo ao pavimento mais econômico (utilizando-se os menores DN possíveis nos trechos do sistema), admitindo-se uma variação linear de custo entre ambos. Foram desconsiderados, nesta análise, a presença de acessórios especiais no sistema, como válvulas redutoras de pressão, e o seu respectivo posicionamento. A Figura 39 representa essa variação de custo, por pavimento, de acordo com o método de cálculo utilizado.

Figura 39 – Estimativa de custo de implantação do SHP, por pavimento



Fonte: Autor.

A Tabela 17 apresenta o custo total estimado para a edificação, de acordo com o material e método de cálculo utilizado.

Tabela 17 – Estimativa de custo do SHP da edificação analisada

Método de cálculo	Material	Custo Total [R\$]
ABNT NBR 5626:1998	PVC - CPVC	1.265.439,35
	PPR	1.804.042,76
Autor	PVC - CPVC	1.059.902,30
	PPR	1.450.720,74

Fonte: Autor.

Dessa forma, por meio dos dados da Tabela 17, observa-se que o dimensionamento da edificação, quando realizado pelo método de cálculo proposto neste trabalho, leva à uma redução no custo de execução do SHP da ordem de 16 %, utilizando-se PVC e CPVC, e uma redução da ordem de 20 %, utilizando-se PPR.

Por meio da Figura 39, é possível observar que o método de cálculo proposto neste trabalho gera uma redução no custo do SHP em todos os pavimentos da edificação,

independentemente do material utilizado no dimensionamento. Entretanto, essa diferença torna-se ainda mais significativa quando da utilização de PPR no dimensionamento, e a partir do 5° pavimento da edificação.

Também é possível observar, por meio dos dados presentes na Tabela 17, que, independentemente do método de cálculo utilizado, os sistemas dimensionadas com PPR apresentam uma elevação no custo de execução do SHP, da ordem de 40 %, quando comparadas com os sistemas dimensionadas com PVC e CPVC.

4.4 ROTEIRO DE APLICAÇÃO DO MÉTODO PROPOSTO

Para o emprego do método proposto neste trabalho, sugere-se a utilização do seguinte roteiro:

- a) Definição do traçado da tubulação e fabricante/material a ser empregado;
- b) Dimensionamento do sistema, conforme equacionamentos apresentados neste trabalho:
 - Empregar, inicialmente, tubulação com menor DN existente;
 - Determinação da vazão de projeto;
 - Não limitar a velocidade média do escoamento;
 - Verificar a presença de conexões próximas, e corrigir o valor do respectivo coeficiente adimensional de cada conexão.
- c) Realizar o dimensionamento e verificações de serviço:
 - Caso algum dos níveis de serviço não sejam obedecidos, elevar em um DN comercial, o DN do trecho de tubulação, e recalcular os respectivos coeficientes adimensionais.
- d) Repetir a alínea c, até que todos os níveis de serviço sejam atendidos.

Um fluxograma detalhado sobre o emprego do método proposto neste trabalho, está apresentado na Tabela B.1 do Apêndice B.

5 CONCLUSÕES

Dentre as contribuições deste trabalho, destaca-se a iniciativa em pesquisar sobre novos métodos de dimensionamento hidráulico, que contemplam a análise de parâmetros que não são exigidos pela normalização nacional atual, quando do dimensionamento de SHP.

Conhecer a maneira que um fluido se comporta, e a magnitude das diversas respostas decorrentes dessa movimentação (vibração, ruído, perdas de carga e etc.), incentiva engenheiros e pesquisadores a criarem novas soluções, e melhorar os critérios de dimensionamento existentes, gerando uma um aumento na eficiência do sistema, uma redução nos custos de execução, além de garantir a satisfação do usuário final, com dimensionamentos mais próximos das solicitações reais.

Além da proposta de um novo método de dimensionamento hidráulico, destaca-se também os resultados das análises experimentais referentes às perdas de carga em conexões próximas. Esses resultados, ainda não presentes na literatura, geram uma nova linha para pesquisas futuras, visando melhorar a compreensão física dos fenômenos envolvidos com o processo de perda de carga localizada.

A utilização de coeficientes de segurança, e equacionamentos abertos, dão ao projetista hidráulico um maior domínio sobre o dimensionamento realizado, abrindo a possibilidade de se executar cálculos mais próximos da realidade operacional do sistema.

Com isso, o sistema dimensionada passa a condizer com as reais necessidades dos usuários, passando a variar seus resultados de acordo com a localidade da edificação, e características intrínsecas aos usuários, por exemplo.

A elaboração de uma estimativa de custo de execução dos SHP dimensionados, gera uma aproximação entre o projetista – responsável por garantir a segurança e conforto dos usuários da edificação – e seu cliente, uma vez que a escolha do método de dimensionamento, e dos

materiais empregados, devem visar uma redução do custo de execução do sistema para o mesmo; além de permitir uma análise das práticas atuais de mercado, na região do Triângulo Mineiro, relativos aos SPAF e SPAQ.

Vale ressaltar que a redução de custo obtida como exemplo neste trabalho não é genérica, e representa apenas a resposta do dimensionamento frente a uma única edificação, com um único perfil de consumo por parte dos usuários, e pode não ser atingida em todos os casos, conforme também observado por Ferreira (2018).

De maneira similar ao proposto por Ferreira (2018) , o objetivo deste trabalho não é, apenas, de apresentar reduções nos custos do SHP projetado, quando comparado com o método proposto pela ABNT NBR 5626:1998, mas, sim, de propor um modelo que chegue o mais próximo possível de situações reais de uso do sistema, de maneira econômica.

Conclui-se que, apesar de existir uma diferença entre resultados de dimensionamento, de acordo com o método de dimensionamento empregado, este trabalho visa abordar um novo método de dimensionamento, utilizando-se equações consagradas na literatura e resultados experimentais, para a realização de um dimensionamento tecnicamente eficaz, econômico e próximo das condições de operação do sistema.

Esse método de dimensionamento, apesar de extenso, torna-se perfeitamente aplicável nos dias atuais, principalmente devido à presença de ferramentas computacionais em, praticamente, todos os escritórios de engenharia; uma vez, também, que não exige a presença de uma ferramenta computacional de elevado custo de aquisição/implantação.

5.1 PROPOSTAS PARA ESTUDOS FUTUROS

Como propostas para estudos futuros, pode-se citar:

- a) Realizar estudos com um número maior de corpos-de-prova, para:
 - Verificação das características físicas dos materiais componentes das tubulações;

- Verificação do coeficiente de vazão de válvulas globo, e o ajuste desses resultados com a Equação (115);
 - Verificação do coeficiente adimensional de conexões, para vários valores do número de Reynolds, e o ajuste desses resultados com a Equação (116);
 - Verificação do coeficiente adimensional de conexões, para várias conexões (idênticas e distintas) próximas, e o ajuste desses resultados com a Equação (117) e (118).
- b) Verificar, com um número maior de corpos-de-prova, a variação:
- Das características físicas desses materiais, com a alteração de fabricante, DN e classe de PN;
 - Do coeficiente de vazão dessas válvulas, com a alteração do fabricante, obturador e DN;
 - Do coeficiente adimensional da conexão, com a alteração do material, fabricante e DN.
- c) Verificar, com o emprego de equipamentos mais precisos, a influência da temperatura do fluido no coeficiente adimensional da conexão;
- d) Proposição de novos coeficientes de segurança, à medida que forem verificadas as alíneas anteriores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFZAL, N. Power law and log law velocity profiles in turbulent boundary-layer flow: Equivalent relations at large Reynolds numbers. **Acta Mechanica**, New York, v. 151, n. 3, p. 195-216, 2001.

<https://doi.org/10.1007/BF01246918>

AFZAL, N.; SEENA, A.; BUSHRA, A. Power law velocity profile in fully developed turbulent pipe and channel flows. **Journal of hydraulic engineering**, New York, v. 133, n. 9, p. 1080-1086, 2007.

[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9429\(2007\)133:9\(1080\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9429(2007)133:9(1080))

AIDAR, F. H. O incômodo ruído das tubulações hidráulicas. **Téchne**, São Paulo, n. 35, jul 1998.

ALMEIDA, G. M. **Estudo de coletores solares para a determinação da perda de carga interna**. Faculdade de Engenharia Civil-UFU. Uberlândia, p. 87, 2013.

ALONSO, M.; FINN, E. **Física: Um curso universitário**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2014.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **D638-14**: Standar test method for tensile properties of plastics. Philadelphia: ASTM, 2014.

ANDRADE, L.; CARVALHO, J. D. A. Análise da equação de Swamee-Jain para cálculo do fator de atrito. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 5, n. 3, p. 554-557, 2001.

<https://doi.org/10.1590/S1415-43662001000300030>

ARMSTRONG, P.; AGER, D.; THOMPSON, I.; MCCULLOCH, M. Domestic hot water storage: Balancing thermal and sanitary performance. **Energy Policy**, Surrey, v. 68, p. 334-339, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.enpol.2014.01.012>

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7372**: Execução de tubulações de pressão - PVC rígido com junta soldada, rosqueada, ou com anéis de borracha. Rio de Janeiro: ABNT, 1982.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 9776**: Agregados - Determinação da massa específica de agregados miúdos por meio do frasco Chapman. Rio de Janeiro: ABNT, 1987.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7198**: Projeto e execução de instalações prediais de água quente. Rio de Janeiro: ABNT, 1993.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5626**: Instalação predial de água fria. Rio de Janeiro: ABNT, 1998.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 4287**: Especificações geométricas do produto (GPS) - Rugosidade: Método do perfil - Termos, definições e parâmetros da rugosidade. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15813-1**: Sistemas de tubulações plásticas para instalações prediais de água quente e fria Parte 1: Tubos de polipropileno copolímero random (PP-R) tipo 3 — Requisitos. Rio de Janeiro: ABNT, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5648**: Tubos e conexões de PVC-U com junta soldável pra sistemas prediais de água fria - Requisitos. Rio de Janeiro: ABNT, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15884-1**: Sistemas de tubulações plásticas para instalações prediais de água quente e fria — Policloreto de vinila clorado (CPVC) Parte 1: Tubos - Requisitos. Rio de Janeiro: ABNT, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15575-1**: Edificações habitacionais - Desempenho - Parte 1: Requisitos gerais. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15575-6**: Edificações Habitacionais - Desempenho - Parte 6: Sistemas Hidrossanitários. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.

AZEVEDO NETTO, J. M.; FERNANDEZ, M. F.; ARAUJO, R.; ITO, A. E. **Manual de hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 1998.

BELLANDI FILHO, J. **Funções especiais**. Campinas: Papyrus, 1985.

BHUSHAN, B. **Principles and applications of tribology**. New York: Wiley, 1999.

BIES, D. A.; HANSEN, C. H. **Engineering noise control: Theory and practice**. 4. ed. New York: CRC Press, 2009.

BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibration**. 2. ed. New York: Van Nostrand Reinhold, 1990.

BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibration**. 2. ed. Malabar: Krieger Publishing Company, 2001.

BOJORGE-RAMIREZ, N. I. **Notas de aula: Válvulas de Controle: Dimensionamento e desempenho de válvula**. Niterói: UFF, 2014.

BORGES, A. C. **Prática das pequenas construções**. 6. ed. São Paulo: Blucher, v. 2, 2010.

BOUSSINESQ, J. V. **Théorie des ondes et des remous qui se propagent le long d'un canal rectangulaire horizontal, en communiquant au liquide contenu dans ce canal des vitesses sensiblement pareilles de la surface au fond**. 2. ed. Paris: Journal de mathématiques pures et appliquées, v. 17, 1872.

CAMARGO, L. A. O golpe de aríete em tubulações de recalque. Análise simplificada. **XV Encontro de Engenheiros de Assistência Técnica**, Joinville, 1989

CANEVAROLO JR., S. V. **Técnicas de caracterização de polímeros**. São Paulo: Artliber, 2003.

CAO, L.; WATANABE, S.; IMANISHI, T.; YOSHIMURA, H.; FURUKAWA, A. Experimental Analysis of Flow Structure in Contra-Rotating Axial Flow Pump Designed with Different Rotational Speed Concept. **Journal of Thermal Science**, New York, v. 22, n. 4, p. 345-351, 2013.
<https://doi.org/10.1007/s11630-013-0634-x>

CHEN, H. **Vibration of a pipeline containing fluid flow with elastic support**. Ohio University. Ohio, p. 58, 1991.

CHEN, S.-S. Vibration and stability of a uniformly curved tube conveying fluid. **Journal of the Acoustical Society of America**, Melville, v. 51, n. 1, p. 223-232, 1972.
<https://doi.org/10.1121/1.1912834>

CHIEU, C.-T. **Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid**. Taipei Institute of Technology. Taiwan, p. 45, 1963.

CROCKER, M. J. **Handbook of noise and vibration control**. 3. ed. New Jersey: Wiley, 2007.
<https://doi.org/10.1002/9780470209707>

DECKERT, M. E.; MENEZES, M. M. Estudo comparativo sobre golpe de aríete em tubulações de pequenas centrais hidrelétricas. **Unoesc & Ciência**, Joaçaba, v. 4, n. 2, p. 217-228, 2013.

DEPARTMENT OF THE ARMY. **Hydraulic design of reservoir outlet works**. Washington: US Army Corps of Engineers, 1980.

DEPARTMENTS OF THE ARMY AND THE AIR FORCE. **TM 5-8054/AFJMAN 32-1090: Noise and Vibration Control**. Washington: US Army and Air Force, 1995. 149 p.

DOODS JR., H. L.; RUNYAN, H. L. Effect of high-velocity fluid flow on the bending vibrations and static divergence of a simply supported pipe. **National Aeronautics And Space Administration**, Washington, p. 11, 1965.

ENCYCLOPÆDIA BRITANNICA INC. Bernoulli's theorem. **Britannica Academic**, 2011.
Disponível em: <<http://academic-eb-britannica.ez34.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/78866>>. Acesso em: 12 out 2016.

ERHARD. **Valve & pipeline cavitation**. Heidenheim: ERHARD, 2008.

FABRIMAR. **Catálogo de produtos e informações técnicas**. Rio de Janeiro: Fabrimar, 2013.

FERRARESE, G.; MESSA, G. V.; ROSSI, M. M. A.; MALAVASI, S. New method for predicting the incipient cavitation index by means of single-phase computational fluid dynamics model.

Advances in Mechanical Engineering, Beverly Hills, v. 7, n. 3, 2015.

<https://doi.org/10.1177/1687814015575974>

FERREIRA, T. D. V. G. **Modelo de simulação estocástica da demanda de água em edifícios residenciais**. São Paulo: USP, 2018.

FILHO, A. P. Rugosidade superficial. In: SEMINÁRIO DE METROLOGIA, 3., 2011, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: UFU, 2011. p. 41.

FLINT, L. F. On the velocity profile for turbulent flow in a straight pipe. **Chemical Engineering Science**, New York, v. 22, n. 8, p. 1127-1131, 1967.

[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(67\)80177-5](https://doi.org/10.1016/0009-2509(67)80177-5)

FREITAS, D. S. D. **Avaliação da integração e reabilitação de dutos: Corrosão fundamentos**. Rio de Janeiro: PUC, 2012.

GAARSLEV, A. Stochastic models to estimate the material handling systems in the construction industry. **Stanford University, Technical Report n° 111**, California, 1969

GERGES, S. N. Y. **Ruído: Funcamentos e controle**. 2. ed. Florianópolis: NR, 2000.

GIBSON, A. H. The conversion of kinetic to potential energy in the flow of water through passages having divergent boundaries. **Engineering**, Knowle, v. 93, p. 205, 1914.

GOMES, M. H. R. **Apostila de mecânica dos fluidos**. Juiz de Fora: UFJF, 2012.

GONÇALVES, O. M. **Formulação de modelo para o estabelecimento de vazões de projeto em sistemas prediais de distribuição de água fria**. São Paulo: EdUSP, 1986.

GRANT, I. **Flow induced vibration in pipes, a finite element approach**. Cleveland State University. Cleveland, p. 74, 2010.

HEITNER, I. How to estimate plant noises. **Hydrocarbon Processing**, Houston, v. 47, n. 12, p. 67-74, 1968.

HELLER, L.; PÁDUA, V. L. D. **Abastecimento de água para consumo humano**. 2. ed. Belo Horizonte: UFMG, v. 1, 2010.

HELLER, L.; PÁDUA, V. L. D. **Abastecimento de água para consumo humano**. Belo Horizonte: UFMG, v. 2, 2010.

HOGARTH, W. L.; PARLANGE, J. Y.; ROSE, C. W.; FUENTES, C.; HAVERKAMP, R.; WALTER, M. T. Interpolation between Darcy–Weisbach and Darcy for laminar and turbulent flows. **Advances in water resources**, Southampton, v. 28, n. 10, p. 1028–1031, jan 2005. <https://doi.org/10.1016/j.advwatres.2004.10.012>

HOSCH, W. L. Navier-Stokes equation. **Britannica Academic**, 2009. Disponível em: <<http://academic-eb-britannica.ez34.periodicos.capes.gov.br/levels/collegiate/article/471460>>. Acesso em: 28 set 2016.

HOUSNER, G. W. Bending vibrations of a pipe line containing flowing fluid. **Journal of Applied Mechanics**, New York, v. 19, p. 205-208, 1952.

HUANG, T. T. **Energy losses in pipe expansions**. Iowa: University of Iowa, 1964.

ILHA, M. S. D. O.; OLIVEIRA, L. H. D.; GONÇALVES, O. M. Sistemas de medição individualizada de água: como determinar as vazões de projeto para a especificação dos hidrômetros. **Engenharia Sanitária e Ambiental**, Rio de Janeiro, v. 15, n. 2, p. 177-186, 2010. <https://doi.org/10.1590/S1413-41522010000200010>

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 61672-1**: Electroacoustics - Sound level meters - Part 1: Specifications. Genebra: IEC, 2002.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 60534-1**: Industrial-Process Control Valves – Part 1: Control Valve Terminology And General Considerations. Geneve: IEC, 2005.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 60534-8-4**: Industrial-process control valves - Part 8-4: Noise considerations - Prediction of noise generated by hydrodynamic flow. Genebra: IEC, 2015.

INTERNATIONAL SOCIETY OF AUTOMATION. **ISA-75.01.01**: Industrial-Process Control Valves - Part 2.1: Flow capacity - Sizing equations for fluid flow under installed conditions. Washington: ANSI, 2012.

KARASSIK, I. J.; MESSINA, J. P.; COOPER, P.; HEALD, C. C. **Pump handbook**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2001.

KELLER, F. J.; GETTYS, W. E.; SKOVE, M. J. **Física**. São Paulo: Pearson, v. 1, 2013.

KELLNER, E.; AKUTSU, J.; REIS, L. F. R. Avaliação da rugosidade relativa dos tubos de PVC com vistas ao dimensionamento das redes de distribuição de água. **Engenharia Sanitária e**

Ambiental, Rio de Janeiro, v. 21, n. 2, p. 347-355, 2016.

<https://doi.org/10.1590/S1413-41522016141081>

KOHLI, A. K.; NAKRA, B. C. Vibration analysis of straight and curved tubes conveying fluid by means of straight beam finite elements. **Journal of Sound and Vibration**, London, v. 93, n. 2, p. 307-311, 1984.

[https://doi.org/10.1016/0022-460X\(84\)90314-6](https://doi.org/10.1016/0022-460X(84)90314-6)

LEAL, U. Ruídos em tubulações podem ter várias causas. **Téchne**, São Paulo, n. 72, 2003.

LEE, D.-M.; CHOI, M.-J.; OH, T.-Y. Transfer matrix modelling for the 3-dimensional vibration analysis of piping system containing fluid flow. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 10, n. 2, p. 180-189, 1996.

<https://doi.org/10.1007/BF02953657>

LEVIN, A. S. **Legionella hospitalar**. Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 34, 2006.

LEVIN, L. Study of peculiar head losses in conical convergences. **U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station**, Vicksburg, v. 73, n. 3, 1973.

LI, R.; MORI, M.; NINOKATA, H. A calculation methodology proposed for liquid droplet impingement erosion. **Nuclear Engineering and Design**, Amsterdam, v. 242, p. 157-163, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2011.10.004>

LIU, L.; XUAN, F. Flow-induced vibration analysis of supported pipes conveying pulsating fluid using precise integration method. **Mathematical Problems in Engineering**, New York, v. 2010, p. 1-15, 2010.

<https://doi.org/10.1155/2010/806475>

LOPES FILHO, M. C.; LOPES, H. J. N.; TITI, E. S.; ZANG, A. Approximation of 2D Euler equations by the second-grade fluid equations with Dirichlet boundary conditions. **Journal of Mathematical Fluid Mechanics**, v. 17, n. 2, p. 327-340, 2015.

<https://doi.org/10.1007/s00021-015-0207-8>

LOPES, G. L. A. **A cavitação nas turbinas hidráulicas**. Porto: FEUP, 1944.

LUTZ, J. D. Water and energy wasted during residential shower events: Findings from a pilot field study of hot-water distribution systems. **ASHRAE Transactions**, New York, v. 118, n. 1, p. 890-900, 2012.

MACINTYRE, A. J. **Manual de instalações hidráulicas e sanitárias**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

- MARIANE, A. Instalações elétricas e hidráulicas custam 20% da obra de residencial compacto. **Construção Mercado**, São Paulo, n. 168, 2015.
- MATTOS, E. E. D.; FALCO, R. D. **Bombas Industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.
- MILONE, G. **Estatística geral e aplicada**. 1. ed. São Paulo: Thomson Learning, 2006.
- MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Portaria nº 2914, de 12 de dezembro de 2011**. Brasília: Editora do Ministério da Saúde, 2011.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1997.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Uma introdução concisa à mecânica dos fluidos**. 1. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.
- NAITOH, M.; OKADA, H.; UCHIDA, S.; YUGO, H.; KOSHIZUKA, S. Evaluation method for pipe wall thinning due to liquid droplet impingement. **Nuclear Engineering and Design**, Amsterdam, v. 264, p. 195-202, 2013.
<https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2013.02.018>
- NAUDASCHER, E.; ROCKWELL, D. **Flow-induced vibrations: And engineering guide**. Mineola: Dover, 1994.
- NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de física básica: mecânica**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2013.
- NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de física básica: fluidos, oscilações, ondas e calor**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2014.
- OLIVEIRA FILHO, R. H. D.; GARCIA NETO, M. F.; MATEUS, D. A.; DUARTE, M. A. V. Desenvolvimento de um método para previsão dos níveis de potência sonora de motores elétricos TEFC. In: XIX POSMEC - Simpósio do Programa de Pós-graduação. **Anais...** Uberlândia: FEMEC, 2009. p. 2.
- PAIDOUSSIS, M. P.; ISSID, N. T. Dynamic stability of pipes conveying fluid. **Journal of Sound and Vibration**, London, v. 33, p. 267-294, 1974.
[https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(74\)80002-7](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(74)80002-7)
- PAK, C.-H.; HONG, S.-C. Out-of-plane vibrations of angled pipes conveying fluid. **Journal of the Korean Nuclear Society**, Seoul, v. 23, n. 3, p. 306-315, 1991.
- PARADA, J. O. **Vibrações não lineares em tubulações com fluido em escoamento**. UFG. Goiânia, p. 98, 2013.

PAVANELLO, L. R. **Investigação do ruído gerado por instalações hidrossanitárias em uma edificação multifamiliar**. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, p. 149, 2014.

PEREIRA, E. B.; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L. D.; RÜTHER, R. **Atlas brasileiro de energia solar**. 1. ed. São José dos Campos: INPE, 2006.

PETERS, H. Conversion of energy in cross-sectional divergences under different conditions in flow. **National Advisory Committee for Aeronautics**, Washington, n. 737, 1934.

PIMENTA, C. F. **Curso de hidráulica geral**. 4. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, v. 1, 1981.

PINI. **Tabela de composição de preços para orçamentos**. 13. ed. São Paulo: PINI, 2008.

POPE, S. B. **Turbulent flows**. 7. ed. New York: Cambridge University Press, 2010.

PORTO, R. M. **Hidráulica básica**. 4. ed. São Carlos: EESC-USP, 2006.

PREFEITURA MUNICIPAL DE UBERLÂNDIA. **Lei nº 10700, de 9 de março de 2011. Dispõe sobre a política de proteção, controle e conservação do meio ambiente, revoga a lei complementar nº 017, de 04 de dezembro de 1991 e suas alterações, e dá outras providências**. Uberlândia: PMU, 2011.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

RIBEIRO, M. A. **Válvulas de controle e segurança**. 5. ed. Salvador: Primavera, 1999.

SADAFI, M.; RIASI, A.; NOURBAKHS, S. A. Cavitating flow during water hammer using a generalized interface vaporous cavitation model. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 34, p. 190-201, 2012.

<https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2012.05.014>

SAMPAIO, P. S. **Coeficiente de vazão**. Araraquara: DHM Automação, 2010.

SCHULZ, H. E. **Alternativas em turbulência**. 1. ed. São Carlos: EdUSP, 2001.

SILVESTRE, P. **Hidráulica geral**. São Paulo: LTC, 1982.

SIMÕES, A. L. A.; SCHULZ, H. E.; PORTO, R. D. M. Escoamento laminar desenvolvido em seção genérica: Simulação numérica e cálculo do fator de resistência. In: CONGRESSO LATINOAMERICANO DE HIDRÁULICA, 24., 2010, Punta del Leste. **Anais...** Punta del Leste: UNESCO, 2010.

SINHA, J. K.; RAO, A. R.; SINHA, R. K. Prediction of flow-induced excitation in a pipe conveying fluid. **Nuclear Engineering and Design**, Amsterdam, v. 235, p. 627-636, 2005.

<https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2004.10.001>

SOUSA, J. S. C.; DANTAS NETO, J. Equação explícita para cálculo do fator de atrito de Darcy-Weisbach em projetos de irrigação pressurizada. **Irriga**, Botucatu, v. 19, n. 1, p. 137-148, 2014.

<https://doi.org/10.15809/irriga.2014v19n1p137>

SOUZA, J. F. A. D.; OLIVEIRA, L. R. D.; AZEVEDO, J. L. L. D.; SOARES, I. D.; MATA, M. M. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista brasileira de geofísica**, São Paulo, v. 29, n. 1, p. 21-41, 2011.

<https://doi.org/10.1590/S0102-261X2011000100002>

SPRINGER, G. S. **Erosion by Liquid Impact**. New York: Wiley, 1976.

STREETER, V. L. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: McGraw-Hill, 1974.

STUTZ, B.; REBOUD, J. L. Experiments on unsteady cavitation. **Experiments in Fluids**, Berlin, v. 22, n. 3, p. 191-198, 1997.

<https://doi.org/10.1007/s003480050037>

SWAMEE, P. Design of a submarine oil pipeline. **Journal of Transportation Engineering**, New York, v. 119, n. 1, p. 159-170, 1993.

[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-947X\(1993\)119:1\(159\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-947X(1993)119:1(159))

TAYLOR, J. R. **Introdução à análise de erros: O estudo de incertezas em medições físicas**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2012.

TIGRE. **Catálogo de produtos: Linha predial**. Joinville: Tigre, 2016.

TOMÁS, M. T. D. L. G. **Estudo do fenômeno da cavitação: Implementação de técnicas experimentais**. Porto: FEUP, 1986.

TORREIRA, R. P. **Bombas, válvulas e acessórios**. São Paulo: MCT, 1996.

VALIANTZAS, J. D. Modified Hazen–Williams and Darcy–Weisbach equations for friction and local head losses along irrigation laterals. **Journal of irrigation and drainage engineering**, New York, v. 131, n. 4, p. 342 -350, 2005.

[https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9437\(2005\)131:4\(342\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9437(2005)131:4(342))

VUOLO, J. H. **Fundamentos da teoria dos erros**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 1996.

WANG, Y.; QIU, L.; REITZ, R. D.; DIWAKAR, R. Simulating cavitating liquid jets using a compressible and equilibrium two-phase flow solver. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 63, p. 52-67, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2014.03.006>

WANG, Y.; QIU, L.; REITZ, R. D.; DIWAKAR, R. Experiment and numerical simulation of cavitation performance on a pressure-regulating valve with different openings. **International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow**, Beijing, v. 72, n. 4, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2014.03.006>

WONG, G. S. K.; EMBLETON, T. F. W. Variation of the speed of sound in air with humidity and temperature. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Melville, v. 77, n. 5, p. 1710-1712, 1985.

<https://doi.org/10.1121/1.391918>

ZAGAROLA, M. V.; SMITS, A. J. Scaling of the mean velocity profile for turbulent pipe flow. **Physical Review Letters**, New York, v. 78, n. 2, p. 239-242, 1997.

<https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.78.239>

ZHANG, Y. L.; GORMAN, D. G.; REESE, J. M. Analysis of the vibration of pipes conveying fluid. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of mechanical engineering science**, London, v. 213, p. 849-860, 1998.

<https://doi.org/10.1243/0954406991522455>

APÊNDICE A – COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA

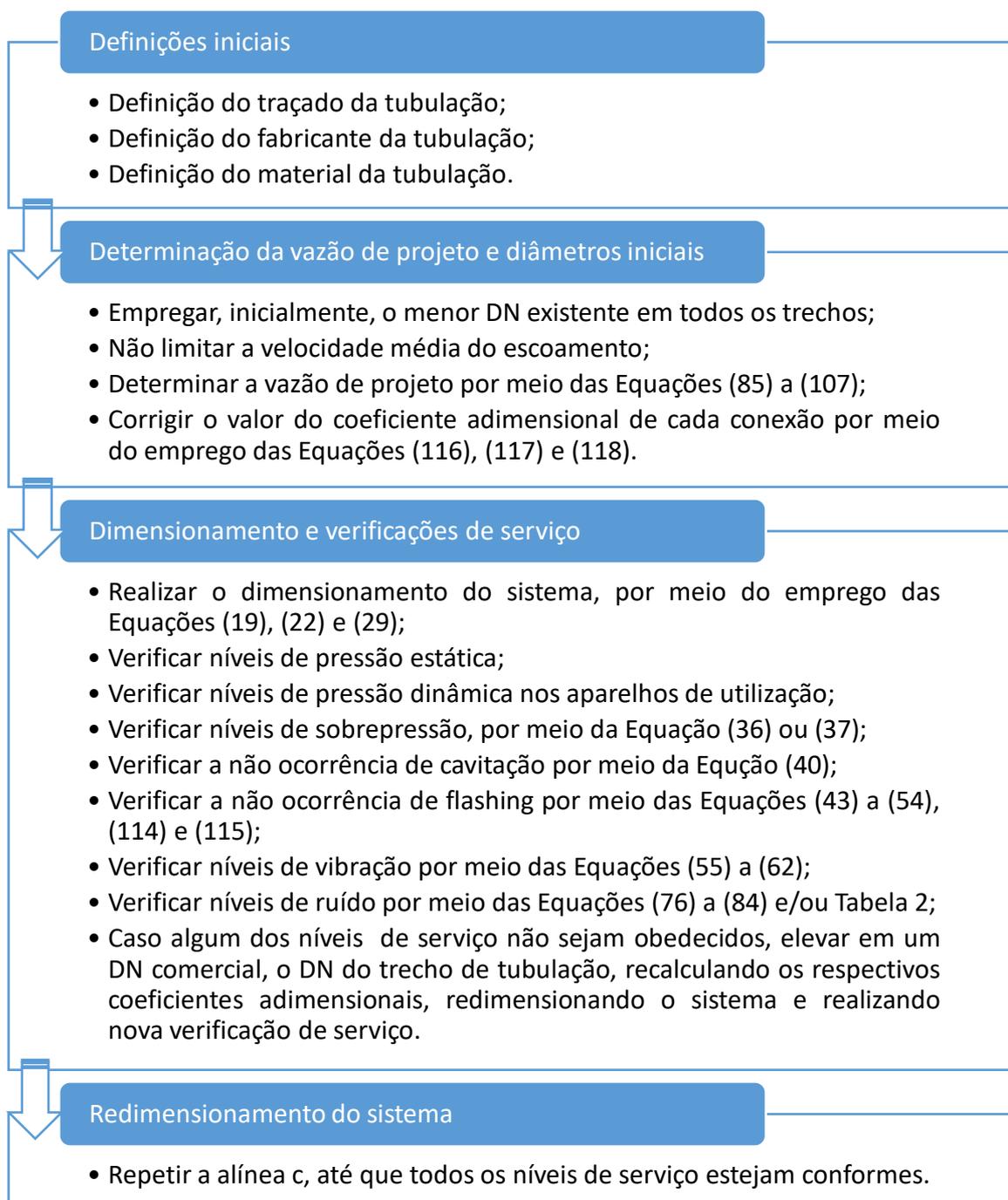
Tabela A.1 – Coeficiente adimensional da conexão.

Válvula de retenção (vertical)	10,8	8,8	8,9	8,3	7,6	7,0	6,1	5,9	4,8
Válvula de retenção (horizontal)	7,5	5,8	5,8	5,5	5,7	4,6	4,0	3,9	3,1
Saída de tubulação	2,4	1,9	2,0	1,6	2,7	2,1	1,7	1,5	1,2
Válvula de pé com crivo	24,2	20,4	20,4	17,3	15,3	15,4	12,2	11,1	8,6
Tê (passagem bilateral)	6,9	5,2	4,7	5,1	6,1	4,9	3,8	3,3	2,5
Tê (passagem lateral)	6,9	5,2	4,7	5,1	6,1	4,9	3,8	3,3	2,5
Tê (passagem direta)	2,1	1,7	1,4	1,7	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8
Válvula de ângulo	17,6	13,1	12,9	11,7	14,2	12,0	9,3	8,3	6,6
Válvula globo	33,2	24,5	23,0	24,6	29,8	24,5	18,5	16,6	12,7
Válvula de gaveta	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3
Entrada de borda	2,7	2,2	1,8	2,0	1,9	1,8	1,6	1,5	1,2
Entrada normal	0,9	0,9	0,8	0,7	0,8	1,0	0,8	0,8	0,7
Curva 45°	0,6	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3
Curva 90°	1,2	1,1	0,9	0,8	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5
Joelho 45°	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,0	0,8	0,8	0,6
Joelho 90°	3,3	2,6	2,3	2,2	2,7	2,2	1,8	1,6	1,3
DN	½	¾	1	1.¼	1.½	2	2.½	3	4

Fonte: Macintyre (2011, p. 24), adaptado pelo autor.

APÊNDICE B – MÉTODO DE CÁLCULO PROPOSTO

Tabela B.1 – Fluxograma de aplicação do método proposto neste trabalho



Fonte: Autor.

ANEXO A – PARÂMETROS ACÚSTICOS

Tabela A.1 – Atenuação da percepção auditiva A, B e C

Frequência [Hz]	ΔP [dB(A)]	ΔP [dB(B)]	ΔP [dB(C)]
10,0	-70,4	-38,2	-14,3
12,5	-63,4	-33,2	-11,2
16,0	-56,7	-28,5	-8,5
20,0	-50,5	-24,2	-6,2
25,0	-44,7	-20,4	-4,4
31,5	-39,4	-17,1	-3,0
40,0	-34,6	-14,2	-2,0
50,0	-30,2	-11,6	-1,3
63,0	-26,2	-9,3	-0,8
80,0	-22,5	-7,4	-0,5
100,0	-19,1	-5,6	-0,3
125,0	-16,1	-4,2	-0,2
160,0	-13,4	-3,0	-0,1
200,0	-10,9	-2,0	0,0
250,0	-8,6	-1,3	0,0
315,0	-6,6	-0,8	0,0
400,0	-4,8	-0,5	0,0
500,0	-3,2	-0,3	0,0
630,0	-1,9	-0,1	0,0
800,0	-0,8	0,0	0,0
1.000,0	0,0	0,0	0,0
1.250,0	0,6	0,0	0,0
1.600,0	1,0	0,0	-0,1
2.000,0	1,2	-0,1	-0,2
2.500,0	1,3	-0,2	-0,3
3.150,0	1,2	-0,4	-0,5
4.000,0	1,0	-0,7	-0,8
5.000,0	0,5	-1,2	-1,3
6.300,0	-0,1	-1,9	-2,0
8.000,0	-1,1	-2,9	-3,0
10.000,0	-2,5	-4,3	-4,4
12.500,0	-4,3	-6,1	-6,2
16.000,0	-6,6	-8,4	-8,5
20.000,0	-9,3	-11,1	-11,2

Fonte: Gerges (2000, p. 54).

Tabela A.2 – Bandas de frequência comuns (Hz)

Número da banda de oitava	Frequência de centro da banda de oitava	Frequência de centro do terço da banda de oitava	Limite da banda	
			Inferior	Superior
14		25,0	22	28
15	31,5	31,5	28	35
16		40,0	35	44
17		50,0	44	57
18	63,0	63,0	57	71
19		80,0	71	88
20		100,0	88	113
21	125,0	125,0	113	141
22		160,0	141	176
23		200,0	176	225
24	250,0	250,0	225	283
25		315,0	283	353
26		400,0	353	440
27	500,0	500,0	440	565
28		630,0	565	707
29		800,0	707	880
30	1.000,0	1.000,0	880	1.130
31		1.250,0	1.130	1.414
32		1.600,0	1.414	1.760
33	2.000,0	2.000,0	1.760	2.250
34		2.500,0	2.250	2.825
35		3.150,0	2.825	3.530
36	4.000,0	4.000,0	3.530	4.400
37		5.000,0	4.400	5.650
38		6.300,0	5.650	7.070
39	8.000,0	8.000,0	7.070	8.800
40		10.000,0	8.800	11.300
41		12.500,0	11.300	14.140
42	16.000,0	16.000,0	14.140	17.600
43		20.000,0	17.600	22.500

Fonte: Bies e Hansen (2009, p. 44).