

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Mara Nilza Estanislau Reis

**ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL PULSANTE
PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS EM
PLACAS DE ORIFÍCIO**

Belo Horizonte

2013

Mara Nilza Estanislau Reis

ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL PULSANTE PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS EM PLACAS DE ORIFÍCIO

Tese apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção de título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Sérgio de Morais Hanriot, D. Sc.

Belo Horizonte

2013

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

R375e Reis, Mara Nilza Estanislau
Escoamento incompressível pulsante para baixos números de Reynolds em placas de orifício / Mara Nilza Estanislau Reis. Belo Horizonte, 2013. 206f.:il.

Orientador: Sérgio de Moraes Hanriot
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Orifícios (Hidrodinâmica). 2. Escoamento. 3. Mecânica dos fluídos. 4. Pesquisa experimental. I. Hanriot, Sérgio de Moraes. II. Pontifícia Universidade Católica de Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 532.522

Mara Nilza Estanislau Reis

ESCOAMENTO INCOMPRESSÍVEL PULSANTE PARA BAIXOS NÚMEROS DE REYNOLDS EM PLACAS DE ORIFÍCIO

Tese apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção de título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D. Sc. – (Orientador) – PUC MINAS

Prof. Dr Ramón Molina Valle – UFMG

Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez – UFSJ

Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia – PUC MINAS

Prof. Dr. José Ricardo Sodré – PUC MINAS

Belo Horizonte, 1^o de novembro de 2013.

**Dedico este trabalho à minha querida mãe,
Lurdes e a minha irmã “Tita” (“*in memoriam*”).**

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a realização e conclusão deste trabalho, sendo que dentre elas gostaria de ressaltar:

A Deus, por recompensar o meu esforço e trabalho, sempre com bons frutos.

Ao meu marido, João Maurício de Ávila Reis e aos meus filhos Maria Luísa Estanislau Reis e João Vítor Estanislau Reis, pela paciência, apoio, compreensão e incentivo durante todas as fases deste trabalho... sem o incentivo e o apoio da minha família, eu nunca teria terminado.

Ao Prof. Sérgio de Moraes Hanriot pela orientação amiga, compreensiva, séria, segura, pelo estímulo e exigência crescente ao longo do trabalho.

Ao Prof. Rômulo Albertini Rigueira pela boa vontade em disponibilizar todos os recursos necessários para execução deste trabalho.

Ao Prof. Tarcísio José de Almeida, Prof. Denilson Laudares Rodrigues, Prof. Roberto Schirm, Prof. José Ricardo Sodré...

Aos funcionários: Carlos Eduardo dos Santos, Pedro Kapler, Marceliny Nardi, Valéria A. Gomes, Almir Acácio, Jomar D. Francisco, Daniel Walter dos Santos e da Secretaria de Recursos do IPUC...

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, CEFET-MG, Wanderlei F. de Freitas, Ezequiel da Costa Jr, Humberto Barros de Oliveira, Joel Romano Brandão, Rogério Felício dos Santos, Antônio Nereu Moreira, Cleide Barbosa Soares...

Ao Prof. Ramon Molina Valle, da UFMG, por todo o apoio e por disponibilizar a bancada por “tempo indeterminado” para a realização deste trabalho.

Ao Clayton M. D. de Carvalho da empresa Multitrônica Eletromedicina LTDA pela montagem eletroeletrônica do sistema de aquisição de dados, do desenvolvimento do programa de aquisição e pelas discussões pertinentes aos resultados obtidos experimentalmente.

Ao Márcio Portugal e Wagner Cristiano de Matos da empresa MEDIÇÃO, que disponibilizaram tempo e equipamentos para a calibração dos sensores de medição na PUC-MG.

A todos os meus alunos e amigos: Glauber Diniz César e Carvalho, Frederico Paulinelli Barros, Flávio de Almeida Mota, Thiago Augusto Soares, João Augusto Soares, Giovani Oliveira Ribeiro, Mateus Paresqui Berruezo, Márcio Júnior Nunes, Matheus Guzella, Eduardo Chaves, Luis Felipe Camargos Diaz Y Diaz, Cláudio dos Santos Melgaço, Brenno Rocha de Brito, Yuri Veríssimo Soares, Amanda Maria Araújo Mendes, Daniel Sena Braga, André Bragança, Humberto Bernardo Rodrigues, Leandro Augusto Silva de Oliveira, Laura Silva Macedo Lima... e mais tantos... pelas valiosas colaborações no decorrer do trabalho.

A todos profundo sentimento de gratidão, que palavras dificilmente traduziriam...

“Há pessoas que desejam saber só por saber, e isso é curiosidade; outras, para alcançarem fama, e isso é vaidade; outras, para enriquecerem com a sua ciência, e isso é negócio torpe; outras para serem edificadas, e isso é prudência; outras, para edificarem os outros, e isso é caridade. A medida do amor é amar sem medida”.
Santo Agostinho

RESUMO

Um escoamento pulsante é aquele cuja vazão está relacionada ao tempo, mas que mantém constante um valor médio durante certo período de tempo. Os escoamentos pulsantes são relativamente pouco estudados apesar de sua grande importância prática. Uma consequência particularmente importante de tais escoamentos ocorre na presença de placas de orifício, dispositivos que estão relacionados à determinação da vazão em tubulações. Com base em uma metodologia experimental e outra numérica, o presente trabalho apresenta um estudo sobre os efeitos das variações de pulsação e da inércia temporal no coeficiente de descarga. Os estudos foram realizados para frequências de 4 a 24 Hz para o escoamento transiente pulsante em placas de orifício concêntrico de canto vivo e para o escoamento em regime permanente em placas de orifício de entrada cônica. O trabalho compreendeu situações fora daquelas contidas nas normas, particularmente o escoamento de líquido em tubulações de pequenos diâmetros e baixos números de Reynolds. Os experimentos foram realizados em um arranjo denominado banco de fluxo capaz de produzir escoamentos pulsantes no interior de tubulações. Para o estudo experimental do escoamento transiente, a propagação de uma flutuação de vazão conhecida foi relacionada a uma flutuação de pressão, permitindo a calibração dinâmica do sistema de medição. A flutuação de vazão em torno de um escoamento médio, também conhecido, foi produzida pelo movimento harmônico de um êmbolo. A variação de pressão através do orifício foi determinada experimentalmente através de transdutores de pressão acoplados a um sistema de aquisição dinâmica de dados. Os resultados numéricos foram obtidos por meio de um programa computacional que utiliza o método das características e simula, em condição de escoamento unidimensional, o escoamento em regime permanente e transiente pulsante, em placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica. Os resultados mostraram que como os efeitos inerciais não são levados em conta para a determinação do coeficiente de descarga estático, este tem o maior valor entre os coeficientes de descarga. Em seguida, está o coeficiente de descarga quase permanente, pois, para a sua determinação, considera-se a equação de vazão em função da pressão para regime permanente, porém com os termos tanto de vazão quanto de pressão variando no tempo. Por último, tem-se o coeficiente de descarga dinâmico, o qual leva em consideração os termos inerciais, sendo o seu valor o menor entre os três.

Palavras-chave: Placa de orifício. Escoamento pulsante. Coeficiente de descarga dinâmico. Modelagem numérica. Metodologia experimental.

ABSTRACT

A pulsating flow is one whose flow is related to time, but while keeping a constant average value during a certain period of time. The pulsating flows are relatively under studied despite their great practical importance. A particularly important consequence of such a flow occurs in the presence of orifice plates, devices that are related to determining flow in pipes. Based on an experimental and numerical methodology, this paper presents a study of the effects of changes in pulsation and temporal inertia on the discharge coefficient. The studies were developed for frequencies 4-24 Hz in transient pulsating flow in concentric sharp edged orifice plates and steady flow in conical entrance orifice plates. The paper included situations beyond those contained in the standard, in particular liquid flow in pipes of small diameters and low Reynolds numbers. The experiments were performed in an arrangement called flow bench capable of producing pulsating flow inside pipes. For the experimental study of transient flow, the fluctuation propagation of a known flow was related to a fluctuation in pressure, allowing for the dynamic calibration of the measurement system. The fluctuating flow around an also known mean flow was produced by the harmonic motion of a piston. The variation of pressure through the orifice was determined experimentally by pressure transducers coupled to a dynamic data acquisition system. Numerical data were obtained using a computer program employing the method of characteristics and simulates in one-dimensional flow condition, steady and transient pulsating flow in concentric sharp edged orifice and conical entrance. The results showed that as the inertial effects are not taken into account for determining the discharge coefficient steady, this is the highest value among the coefficients of discharge. Immediately following, is the quasi-steady discharge coefficient, since for its determination considers the equation of flow in face of the pressure function, however the terms of both flow and pressure are time-varying. Finally, there is the dynamic discharge coefficient, which takes into account the inertial terms, and its value is the lowest amongst the three.

Keywords: Orifice plate. Pulsating flow. Dynamic discharge coefficient. Numerical modeling. Experimental methodology.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Placas de orifícios concêntrico, excêntrico e segmental, respectivamente...	52
Figura 2	– Esquema típico para medição de vazão através de orifícios.....	52
Figura 3	– Esquema da placa de orifício	79
Figura 4	– Gráfico da flutuação de vazão no cilindro e na placa de orifício - 14 Hz e $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	88
Figura 5	– Painel do Labview com as leituras dos transdutores de pressão e do sensor de proximidade.....	90
Figura 6	– Esquema de um transdutor de pressão com um tubo de ligação	91
Figura 7	– Esquema geral do banco de fluxo.....	94
Figura 8	– Fotografia do banco de fluxo	97
Figura 9	– Cadeia de aquisição e processamento dos sinais.....	99
Figura 10	– Esquema de um sistema do tipo garfo-escocês.....	102
Figura 11	– Fotos do gerador de pulsos de vazão utilizado.....	103
Figura 12	– Esquema da instalação hidráulica do banco de fluxo	105
Figura 13	– Esboço do ressonador em série no sistema com o pescoço na entrada do fluxo de óleo.....	105
Figura 14	– Esboço do ressonador em série no sistema com o pescoço na entrada das ondas de pressão.....	106
Figura 15	– Esquema do banco de fluxo com o ressonador em série na instalação, com o pescoço na entrada das ondas de pressão	107
Figura 16	– Placa de orifício concêntrico de canto vivo.....	109
Figura 17	– Placa de orifício de entrada cônica	110
Figura 18	– Esquema geral das tomadas de pressão e fixação das placas de orifício ...	111
Figura 19	– Detalhe da câmara piezométrica, rebaixas para o'ring e fixação da placa de orifício	111
Figura 20	– Foto do sistema de medição de vazão dinâmica.....	112
Figura 21	– Esquema geral do caminho percorrido pelo óleo durante a calibração estática das placas de orifício	113
Figura 22	– Curva de calibração estática da placa de orifício concêntrico de canto vivo	114
Figura 23	– Curva de calibração estática da placa de orifício de entrada cônica	114

Figura 24 – Teste do filtro passa-baixa para a frequência de 22 Hz	115
Figura 25 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 6 Hz	116
Figura 26 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 14 Hz	117
Figura 27 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 24 Hz	118
Figura 28 – Gráfico das retas características	127
Figura 29 – Linhas características no plano (x,t)	130
Figura 30 – Domínio de solução computacional.....	132
Figura 31 – “Network” criada no programa para representar o banco de fluxo	134
Figura 32 – $Q_0 \times \Delta P$ para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.....	137
Figura 33 – $Q_0 \times \Delta P$ para a placa de orifício de entrada cônica – EXP. x NUM.....	137
Figura 34 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício concêntrico de canto vivo em função da vazão – EXP. x NUM.....	138
Figura 35 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício de entrada cônica em função da vazão – EXP. x NUM	139
Figura 36 – Variação da pressão em função da posição dos transdutores de pressão para todas as vazões em regime permanente - c.c. SP1 e SP7.....	140
Figura 37 – Variação da pressão em função da posição dos transdutores de pressão para todas as vazões em regime permanente - c.c. Q_0 e SP7.....	141
Figura 38 – Curva de pressão diferencial transiente na placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 6 Hz – EXP. x NUM	142
Figura 39 – Análise espectral experimental e numérico da pressão a montante da placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 14 Hz.....	143
Figura 40 – Análise espectral experimental e numérico da pressão a jusante da placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 14 Hz.....	143
Figura 41 – Número de Strouhal versus número de Reynolds – EXP.	144
Figura 42 – Número de Womersley versus frequência – EXP.....	145
Figura 43 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 10 Hz – EXP.	145
Figura 44 – Vazão versus tempo para a vazão média de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 10 Hz – EXP.	146
Figura 45 – Razão de amplitudes x frequência para a vazão média de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.	147
Figura 46 – Razão de amplitudes x frequência - para todas as vazões – EXP	147

Figura 47 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 4 Hz – EXP.	148
Figura 48 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 16 Hz – EXP.	148
Figura 49 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 22 Hz – EXP.	149
Figura 50 – Comportamento do coeficiente de descarga dinâmico para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 6 Hz – EXP.	149
Figura 51 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus frequência para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.	151
Figura 52 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus frequência para a vazão média de $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.	151
Figura 53 – Coeficiente de descarga dinâmico versus pressão diferencial para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP. x NUM.	152
Figura 54 – Coeficiente de descarga dinâmico versus vazão para 12 Hz – EXP.	153
Figura 55 – Coeficiente de descarga dinâmico versus vazão para 18 Hz – EXP.	153
Figura 56 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – EXP.	154
Figura 57 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – NUM.	154
Figura 58 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – termo inercial – EXP. x NUM.	155
Figura 59 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para 8 Hz para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal – EXP.	156
Figura 60 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para 14 Hz para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal – EXP.	156
Figura 61 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para as frequências de 4, 12, 20 e 24 Hz – EXP.	157
Figura 62 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para as frequências de 4, 12, 20 e 24 Hz – NUM.	158

Figura 63	– Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para a frequência de 20 Hz – EXP. x NUM.....	159
Figura 64	– Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para a frequência de 24 Hz – EXP. x NUM.....	159
Figura 65	– Apresentação do LabVIEW 8.6.....	178
Figura 66	– Painel de testes	179
Figura 67	– Esquema do funcionamento do programa	180
Figura 68	– Calibração	181
Figura 69	– Filtro digital low pass	182
Figura 70	– Sample compression	183
Figura 71	– Dados de um tubo (pipe)	193
Figura 72	– Acessórios	194
Figura 73	– Características das placas de orifício.....	195
Figura 74	– Quadro de propriedades do óleo hidráulico Mobil	195
Figura 75	– Curva senoidal de vazão para uma frequência de 4 Hz.....	196
Figura 76	– “Network” criada no programa para representar o banco de fluxo	196
Figura 77	– Primeira condição de contorno.....	197
Figura 78	– Segunda condição de contorno	197
Figura 79	– Terceira condição de contorno	198
Figura 80	– Dados para controle da simulação	198
Figura 81	– Ferramenta Wizard	199
Figura 82	– Exemplo de erro alertado pelo programa	200
Figura 83	– Exemplo de um “Warning” dado pelo programa.....	200
Figura 84	– Resultados das simulações realizadas	201
Figura 85	– Resultados referentes a placa de orifício concêntrico de canto vivo	201

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Vazões médias pré-estabelecidas e temperaturas para os experimentos.....	100
Tabela 2 – Dimensões da placa de orifício concêntrico de canto vivo (mm)	109
Tabela 3 – Dimensões da placa de orifício de entrada cônica (mm)	110
Tabela 4 – Vazões médias pré-estabelecidas e número de Reynolds	136
Tabela 5 – Condições de contorno e valores numéricos e experimentais para a placa de orifício concêntrico de canto vivo.....	202
Tabela 6 – Condições de contorno e valores numéricos e experimentais para a placa de orifício de entrada cônica.....	203
Tabela 7 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício de entrada cônica – EXP. x NUM.	204
Tabela 8 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.	204
Tabela 9 – Coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase permanente para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.....	205
Tabela 10 – Coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.	206

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Faixa dos sensores e transmissores utilizados	98
Quadro 2 – Sinais gerados e grandezas medidas	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGA – American Gas Association

API – American Petroleum Institute

BS – British Standard Institution

FFT – Fast Fourier Transform

HWA – Hot Wire Anemometry

ISO – International Organization for Standardization

LDA – Laser Doppler Anemometry

LDV – Laser Doppler Velocimetry

PIV – Particle Image Velocimetry

rpm – Rotação por minuto

SP1 – Transdutor de pressão a montante da placa de orifício superior

SP2 – Transdutor de pressão a jusante da placa de orifício superior

SP3 – Transdutor de pressão na entrada do ressonador

SP4 – Transdutor de pressão na saída do ressonador

SP5 – Transdutor de pressão a montante da placa de orifício inferior

SP6 – Transdutor de pressão a jusante da placa de orifício inferior

SP7 – Transdutor de pressão a 1055 mm da placa de orifício inferior

SP8 – Transdutor de pressão dentro da cuba de medição da vazão

SPOS – Sensor de proximidade

TEMP – Termoresistência

UDV – Ultrasound Doppler Velocimetry

VG – Viscosity Grades

XOT – X-ray Optical Tomography

4 DIV – Vazão média de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

5 DIV – Vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

6 DIV – Vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

7 DIV – Vazão média de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

8 DIV – Vazão média de $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

SÍMBOLOS GREGOS

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Ângulo do chanfro.	grau
β	Relação entre os diâmetros do orifício e da tubulação.	
Γ	Relação entre os calores específicos do fluido.	
Δ	Diferença.	
ε	Fator de expansão do fluido.	
ξ	Razão de amortecimento.	
θ	Ângulo de acionamento do eixo motor ou ângulo de defasagem entre a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa placa de orifício e a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão.	rad
λ	Parâmetro qualquer.	
μ	Viscosidade dinâmica.	kg/m.s
ν	Viscosidade cinemática do fluido.	m ² /s, St
ρ	Massa específica do fluido.	kg/m ³
τ	Atraso no tempo da onda de vazão.	s
τ_{ω}	Tensão de cisalhamento.	Pa
ω	Frequência angular.	rad/s
ω_0	Frequência angular natural.	rad/s

SUBSCRITOS

Símbolo	Descrição
A	Parcela aleatória da incerteza.
FIE	Parcela que contém todas as incertezas causadas por fatores que influenciam o escoamento.
GEP	Parcela que contém todas as incertezas envolvendo as grandezas do elemento primário.
IEP	Parcela que contém todas as incertezas devidas à instalação do elemento primário.
S	Parcela sistemática da incerteza.

LISTAS DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
a	Constante obtida da calibração da placa de orifício.	
A	Área da seção reta a entrada da restrição (montante) ou área da seção interna do tubo de ligação.	m ²
A _c	Área da seção do cilindro do gerador de pulsos de vazão.	m ²
A _o	Área da seção do orifício da placa.	m ²
A ₁	Área da seção reta do tubo.	m ²
A ₂	Área da seção reta a saída da restrição na " <i>vena contracta</i> ".	m ²
B	Impedância.	
c	Velocidade de propagação da onda de pressão.	m/s
c _i	Velocidade de propagação da onda de pressão no fluido no conduto i.	m/s
C	Coefficiente de descarga ou número adimensional que depende das características elásticas do tubo.	
C ⁺ , C ⁻	Linhas características, positiva e negativa, respectivamente.	
C _c	Coefficiente de contração.	
C _d	Coefficiente de descarga estático.	
C _d (t)	Coefficiente de descarga dinâmico.	
d	Diâmetro do orifício ou diâmetro interno do tubo de ligação.	m
D	Diâmetro interno do tubo.	m
e	Espessura da parede do tubo.	m
E	Módulo de elasticidade de Young do material do tubo.	N/m ²
E _p	Erro devido à presença de pulsação no escoamento.	
f	Fator de atrito.	
f	Frequência de pulsação ou frequência cíclica medida pela rotação do motor de acionamento.	Hz
f _p	Frequência de pulsação.	Hz
F _h	Fator de correção para furo de dreno ou respiro.	

g	Aceleração da gravidade.	m/s ²
G	Incerteza de uma grandeza qualquer.	
H	Pressão expressa em altura de coluna de líquido ou carga piezométrica.	m
k	Constante obtida da calibração da placa de orifício.	
K	Módulo de elasticidade volumétrica do líquido.	N/m ²
K ₁ ,K ₂	Parâmetros definidos na teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal.	
L	Comprimento do tubo de ligação.	m
L _e	Comprimento efetivo da restrição.	m
L _E	Distância do sistema de medição de vazão dinâmica a partir do tubo inclinado.	m
L _i	Comprimento de trechos do conduto i.	m
L _G	Distância do sistema de medição de vazão dinâmica ao gerador de pulsos de vazão.	m
m	Razão entre as áreas $\left(\frac{A_2}{A_1}\right)$.	
\dot{m}	Vazão em massa.	kg/s
N	Número inteiro de divisões de cada canalização.	
N _i	Número de trechos do conduto i.	
p	Pressão.	Pa
p _d (t)	Pressão a jusante da placa de orifício.	Pa
p _i (t)	Pressão de entrada.	Pa
p _o (t)	Pressão de saída.	Pa
p _u (t)	Pressão a montante da placa de orifício.	Pa
Δp	Pressão diferencial na placa de orifício.	Pa
Δp (t)	Pressão diferencial transiente na placa de orifício.	Pa
$\overline{\Delta p}_p$	Pressão diferencial média medida durante a pulsação.	Pa
$\overline{\Delta p}_{ss}$	Pressão diferencial média medida sob condições estáticas.	Pa

Q	Vazão volumétrica.	m^3/s
$Q_a(t)$	Flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício.	m^3/s
Q_b	Vazão da bomba.	m^3/s
Q_{ideal}	Vazão volumétrica teórica.	m^3/s
$Q(t)$	Vazão volumétrica transiente.	m^3/s
$Q_{t_i}(t)$	Vazão transiente imposta.	m^3/s
Q_0	Vazão média.	m^3/s
$Q_p(t)$	Flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão.	m^3/s
r	Raio do excêntrico da manivela do gerador de pulsos de vazão.	m
R	Coeficiente de resistência.	
R	Raio interno do tubo.	m
Ra	Razão de amplitudes entre a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício e a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão.	
Re	Número de Reynolds.	
Re_D	Número de Reynolds referido ao diâmetro interno do tubo.	
S_{rd}	Número de Strouhal.	
t	Tempo.	s
Δt	Intervalo de tempo correspondente à defasagem entre as vazões.	s
u	Componente escalar do vetor velocidade na direção de x ou velocidade da partícula.	m/s
\bar{u}_d	Velocidade média no orifício.	m/s
V	Volume interno do transdutor de pressão.	m^3
W	Número de Womersley.	
ωt	Posição angular (ângulo no qual se encontra a manivela).	rad

x	Coordenada espacial.	
$x(t)$	Deslocamento do pistão.	m
$\dot{x}(t)$	Velocidade do pistão.	m/s

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	45
1.1	Objetivos	47
1.2	Justificativa	47
1.3	Apresentação do trabalho	48
2	REVISÃO DA LITERATURA	50
2.1	Descrição geral das placas de orifício	51
2.2	Considerações iniciais sobre escoamento em placas de orifício	53
2.3	Aplicação dos elementos primários	58
2.3.1	<i>Placas de orifício concêntrico de canto vivo para tubulações abaixo de 50 mm</i>	58
2.3.2	<i>Placas de orifício para baixos números de Reynolds</i>	59
2.3.2.1	<u>Placas de orifício de entrada cônica</u>	59
2.4	Estado da arte	59
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	78
3.1	Teoria do escoamento em regime quase permanente	78
3.2	Teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal	81
3.3	Caracterização do escoamento e modelo matemático	85
3.4	O tempo de resposta de um sistema de medição de pressão com um tubo de ligação	90
4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	94
4.1	Descrição geral e funcionamento do banco de fluxo	94
4.2	Sistemas de medição e aquisição de dados	97
4.3	A bancada hidráulica	101
4.4	O sistema de geração de pulsos de vazão	101
4.4.1	<i>O gerador de pulsos de vazão</i>	101
4.5	O motor elétrico e o sistema de controle de frequências (inversor de frequência)	104
4.6	O ressonador	104
4.7	Os sistemas de medição de vazão	108
4.7.1	<i>As placas de orifício</i>	109
4.7.2	<i>Tomadas de pressão e fixação das placas de orifício</i>	110
4.8	Obtenção das curvas de calibração das placas de orifício em regime permanente	112
4.9	Comprimentos dos tubos de ligação entre os transdutores de pressão e o sistema de medição de vazão dinâmica	115
4.10	Análise de incertezas	120
5	METODOLOGIA NUMÉRICA	121
5.1	Introdução	121
5.2	O modelo matemático – Generalidades	122
5.3	Solução pelo Método das Características	123
5.3.1	<i>Convergência e estabilidade</i>	129
5.3.2	<i>Incremento de tempo para sistemas de dois ou mais tubos</i>	131
5.3.3	<i>Condições de contorno</i>	131
5.4	Desenvolvimento do modelo numérico	132

6	RESULTADOS E ANÁLISES	136
6.1	Resultados para o regime permanente	136
6.2	Resultados para o regime transiente	141
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.....	163
7.1	Conclusões.....	163
7.2	Recomendações para futuros trabalhos	165
	REFERÊNCIAS	167
	APÊNDICES	178

1 INTRODUÇÃO

O escoamento pulsante ocorre em escoamentos compressíveis, incompressíveis, de uma fase, duas ou multifásicos. Os escoamentos pulsantes ocorrem em muitas situações práticas, desde escoamentos nas vias pulmonares e sanguíneas até escoamentos de marés e ondas em estuários. Entre as aplicações em engenharia, destacam-se os escoamentos nas tubulações de gás natural, petroquímica, nas tubulações de admissão e descarga de compressores alternativos ou rotativos, de bombas, de motores de combustão interna, e principalmente em sistemas hidráulicos e pneumáticos, onde há necessidade de medição de vazões para determinação de características dinâmicas em elementos como servomecanismos (FRAWLEY; GRACE, 2011). Outros dispositivos, tais como ventiladores, sopradores e jatos de alta velocidade podem causar flutuações no escoamento. Algumas formas de escoamento pulsante são favoráveis, como as que aumentam a eficiência de combustão em câmaras de combustão. Outras são prejudiciais, tais como, a pulsação associada com o aumento da instabilidade de um compressor, levando a um aumento dos níveis de ruído.

Existem pesquisas que remontam a década de 1920, que descrevem as dificuldades de observação no comportamento do escoamento pulsante e medições precisas na presença de pulsações. Os principais parâmetros que afetam o comportamento do escoamento pulsante são o número de Reynolds, o gradiente de velocidade, o gradiente de pressão e a frequência de pulsação (METWALLY, 2009).

Apesar de sua grande importância prática, os escoamentos pulsantes são relativamente pouco estudados, principalmente no que concerne à sua medição (BERREBI; DEVENTER; DELSING, 2004).

Um escoamento pulsante é aquele cuja vazão está relacionada ao tempo, mas que mantém um valor médio não nulo durante certo período de tempo. Este pode ser definido como um tempo constante da vazão média com sobrepostas variações cíclicas regulares. Estas variações podem ter alguma forma de onda, amplitude e frequência, desde que não variem com o tempo a uma condição de escoamento determinado. Este tipo de escoamento pode ser dividido em duas partes: um escoamento pulsante periódico e uma flutuação aleatória de vazão (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

Os escoamentos pulsantes são normalmente produzidos por: (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 2003).

- a) bombas, compressores, misturadores, coração ou qualquer outro dispositivo de deslocamento positivo;
- b) válvulas controladores de vazão e similares;
- c) movimento irregular de água ou óleo condensados na tubulação;
- d) oscilações hidrodinâmicas, como vórtices.

Desde a década de 20 vários esforços têm sido feitos na previsão e prevenção de escoamentos pulsantes (METWALLY, 2009). Neste período, os trabalhos limitaram-se a relatar o problema de escoamento pulsante, estudando a natureza da pulsação e encontrando métodos para eliminá-la. Os problemas relativos à medição de gases e líquidos em condições de escoamento pulsantes têm sido reconhecidos, desde o início deste século. A gravidade do escoamento pulsante depende das amplitudes de pulsação, da frequência e da forma de onda. Um escoamento invertido pode ocorrer sob severas condições pulsantes. A medição de escoamentos incompressíveis e compressíveis pode ser afetada quando realizada sob condições pulsantes. A medição de escoamentos pulsantes é extremamente difícil e os erros resultantes podem ser consideráveis e imprevisíveis (NABAVI; SIDDIQUI, 2010).

Os problemas associados com os efeitos de pulsações são particularmente graves com medidores de pressão diferencial, tais como a placa de orifício, venturi e bocais, uma vez que são os dispositivos mais comuns para a medição de vazão. Deste modo, busca-se normalizar a utilização de sistemas deprimogênicos de medição para essa situação. A maioria das investigações realizadas sobre os efeitos de pulsação têm se preocupado com o medidor de vazão do tipo placa de orifício, por causa de sua simplicidade e seu uso frequente na indústria (AMERICAN GAS ASSOCIATION, 2002; GRAVES, 2010).

O conhecimento dos mecanismos básicos associados a esse escoamento assim como das metodologias utilizadas na previsão de seus comportamentos tem exigido de pesquisadores e engenheiros constantes estudos. Dois métodos são usados para estudar este escoamento: investigação experimental e análise teórico-numérica.

Uma vez que soluções analíticas são praticamente impossíveis na maioria das situações de interesse da indústria, foram desenvolvidas técnicas de solução numéricas passíveis de serem implementadas em computador. Devido ao grande avanço tecnológico na área computacional, simulações numéricas podem ser feitas com descrição espacial detalhada das grandezas de interesse e sua evolução ao longo do tempo com rapidez e baixo custo, qualidades difíceis de serem obtidas nas simulações experimentais (GÜNDOĞDU; YILMAZ, 2010). A necessidade de criar sistemas seguros, confiáveis e eficientes através de uma gama

de aplicações é de suma importância dentro da indústria de petróleo e gás. O elevado custo de inatividade combinado com os requisitos de segurança levam as organizações a reduzir a incerteza com o uso de simulação.

Este trabalho visa o estudo experimental e numérico de escoamentos incompressíveis, laminares, em regime permanente e transiente pulsante, através de placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica. Os experimentos foram realizados em um arranjo denominado banco de fluxo capaz de produzir escoamentos pulsantes no interior de tubulações.

1.1 Objetivos

O objetivo do presente trabalho é analisar o escoamento em regime permanente e transiente pulsante em placa de orifício concêntrico de canto vivo e em regime permanente em placa de orifício de entrada cônica, em situações fora daquelas contidas nas normas, em especial o escoamento de líquido em tubulações de pequenos diâmetros e baixos números de Reynolds.

Para atingir o objetivo geral, consideram-se os seguintes objetivos específicos:

- a) modelar numericamente e analisar escoamentos incompressíveis, em regime permanente e transiente pulsante através de placa de orifício;
- b) avaliar numérica e experimentalmente o coeficiente de descarga para escoamentos incompressíveis, laminares, em regime permanente e transiente pulsante através de placa de orifício;
- c) avaliar numérica e experimentalmente os efeitos das variações de pulsação e os efeitos da inércia temporal no coeficiente de descarga para frequências de 4 a 24 Hz;
- d) avaliar numérica e experimentalmente os efeitos de pulsação em placas de orifício concêntrico de canto vivo.

1.2 Justificativa

Como escoamentos pulsantes são encontrados em muitas aplicações da engenharia, e levando-se em conta que existe uma lacuna de conhecimento a respeito da utilização de medidores de vazão do tipo placa de orifício para escoamento transiente pulsante de líquido em tubulações de pequenos diâmetros e baixos números de Reynolds, o presente trabalho

aborda uma metodologia numérica e outra experimental para estudar os escoamentos incompressíveis, laminares, em regime permanente e transiente pulsante por meio de um sistema de medição de vazão do tipo placa de orifício. A determinação do comportamento dinâmico do escoamento através de placas de orifício usando essa metodologia proporcionará informações a respeito da possibilidade de se utilizar esse medidor para a determinação de vazões dinâmicas e de estabelecer correlações para os coeficientes de descarga, para escoamentos tanto em regime permanente como em regime transiente pulsante.

Um modelo numérico, validado através de dados experimentais, será capaz de analisar a hidrodinâmica do escoamento que determina as características metrológicas do medidor, permitindo modificar parâmetros em diferentes situações.

Uma das lacunas no conhecimento dos efeitos da pulsação em medidores de vazão do tipo placa de orifício é o limite entre o escoamento em regime permanente e o transiente pulsante, de modo que a equação para escoamento em regime permanente possa ser aplicada em condições de transiente pulsante. É importante que esse limite possa ser definido em termos dos valores da amplitude de pulsação, dos efeitos do número de Strouhal e da variação do coeficiente de descarga. Por esse motivo, um estudo do comportamento do coeficiente de descarga que inclua os parâmetros transientes pulsantes é de grande interesse na avaliação do desempenho do medidor, principalmente quando este for instalado em condições diferentes daquelas nas quais foi calibrado.

A motivação para este estudo é obter um melhor entendimento do escoamento pulsante através de placas de orifício concêntrico de canto vivo e apresentar as variações no coeficiente de descarga da placa de orifício.

1.3 Apresentação do trabalho

O presente trabalho é apresentado na forma de capítulos e apêndices.

O capítulo 1 refere-se à introdução, apresentando aplicações do escoamento pulsante em diversas áreas, indicando a motivação para a execução deste trabalho, o objetivo geral e os objetivos específicos a serem atingidos.

O capítulo 2 mostra as considerações gerais e iniciais sobre medidores de vazão do tipo placa de orifício, aplicação das placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica para tubulações de pequeno diâmetro e os estudos referentes a escoamentos laminares, em regime permanente e transiente pulsante em diversas áreas para caracterizar o trabalho proposto.

O capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica. É apresentada a formulação matemática por meio de um modelo que mostra o comportamento permanente e dinâmico do escoamento através de placas de orifício.

O capítulo 4 apresenta a metodologia experimental utilizada para a obtenção dos resultados, descrevendo o funcionamento do banco de fluxo, detalhando todos os componentes e procedimentos do experimento.

O capítulo 5 apresenta a metodologia numérica, as equações governantes e as condições de contorno para simulação do escoamento.

No capítulo 6, são apresentados, discutidos e comparados os resultados experimentais.

No capítulo 7, estão descritas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

Finalmente citam-se as referências bibliográficas e apresentam-se os apêndices.

No apêndice A, são apresentados os passos utilizados para a aquisição de dados utilizando o programa LabVIEW.

No apêndice B, é apresentada a metodologia de cálculo para a análise de incertezas na medição de vazão através de placa de orifício.

No apêndice C, são apresentados os passos para simular e comparar os resultados obtidos experimentalmente utilizando o software FLOWMASTER V7.

No apêndice D, são mostrados os valores numéricos e experimentais dos coeficientes de descarga estáticos e dinâmicos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nas três últimas décadas tem-se desenvolvido uma infinidade de novos medidores de vazão utilizando tecnologias avançadas como, por exemplo, os medidores ultra-sônicos, controlados por microprocessadores que determinam o resultado da medida e fornecem, ao mesmo tempo, a incerteza de medição. Houve também grandes melhorias em outros tipos de medidores já existentes como, por exemplo, nos medidores magnéticos. No entanto, cada tipo de medidor tem as suas próprias vantagens específicas e limitações, de maneira que nenhum tipo de medidor possui ao mesmo tempo todas as características desejadas (WHITSON; STOBIE, 2009).

Dentre os medidores mais antigos e mais utilizados na atualidade encontram-se os medidores do tipo pressão diferencial, dentre os quais os mais difundidos são placa de orifício. Estima-se que 80% dos medidores de vazão instalados sejam do tipo pressão diferencial, distribuídos entre placas de orifício, venturis e bocais de fluxo. Dentre estes, se destaca, em primeiro lugar, a placa de orifício, devido à sua simplicidade, baixo custo e segurança universal. Estima-se que 40% a 42% dos medidores de vazão instalados na Europa e nos Estados Unidos sejam placas de orifício (READER-HARRIS; HODGES; RUSHWORTH, 2008; SHAH e outros, 2012). As geometrias, localização das tomadas de pressão e exigências de instalação para esses medidores são bem especificadas por normas técnicas internacionais para escoamento em regime permanente, com números de Reynolds superiores a 3150 e tubulações com diâmetros internos acima de 50 mm (DELMÉE, 2003). Devido à sua utilização muito difundida, muitos esforços têm sido realizados para conseguir menor incerteza nas medidas. No entanto, todas as melhorias conseguidas até agora para regime permanente foram baseadas na obtenção de novas fórmulas empíricas para cálculo mais exato dos coeficientes de descarga através da modificação dos parâmetros do orifício como vazão, pressão diferencial, perdas, etc., e comparados estes valores com os fornecidos pelas normas. Nos escoamentos em regime permanente e turbulento, o coeficiente de descarga é definido com base na equação de Bernoulli corrigida e a determinação experimental dos coeficientes de descarga é realizada conforme as normas. Como se pode observar, todo sucesso deste método consiste em obter relações experimentais que forneçam valores mais precisos para os coeficientes de descarga. Por outro lado, a instalação do medidor fora dos requisitos indicados pelas normas ou fora das condições de calibração tem sido parcialmente resolvida utilizando retificadores de fluxo em várias posições a montante dos medidores (MANSHOOR; NICOLLEAU; BECK, 2011). Estas tentativas têm sido aplicadas com o

objetivo de eliminar pulsações e outros efeitos irregulares, delineando condições de instalação adequadas às formas de calibração. Contudo, a medição correta de vazão utilizando um medidor de vazão do tipo placa de orifício depende de vários fatores e somente a redução dos erros apontados pelas novas determinações de coeficientes de descarga e retificadores de fluxos não são suficientes para garantir uma medição correta da vazão, principalmente quando se trata de fluidos caros como, por exemplo, gás natural e outros, onde 1% a mais de incerteza de medição pode representar perdas consideráveis (READER-HARRIS; HODGES; RUSHWORTH, 2008; GRAVES, 2010).

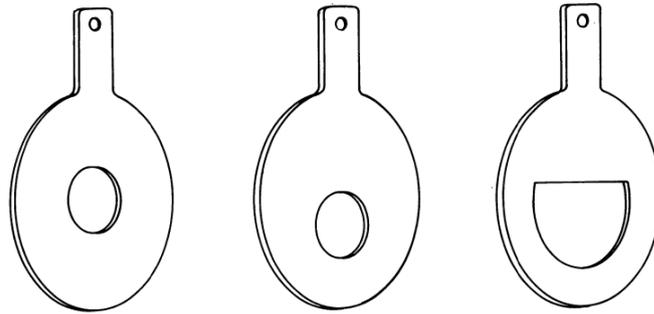
Levando em conta as inúmeras vantagens dos medidores do tipo placas de orifício, tais como: baixo custo, ampla aplicabilidade, facilidade de instalação e calibração, sem partes móveis, usados para fluidos corrosivos e qualquer medidas de linhas, boa confiabilidade, pode-se facilmente antever que eles continuarão sendo universalmente utilizados, embora novos tipos de medidores mais sofisticados, utilizando modernas tecnologias, possam surgir. Mas para isto, torna-se necessário reduzir ainda mais os possíveis erros de medição, através de pesquisa avançada, de maneira a torná-los ainda mais competitivos no mercado (MANSHOOR; NICOLLEAU; BECK, 2011). Neste sentido, pode-se afirmar que um maior conhecimento do fenômeno responsável pelo comportamento do instrumento pode-se refletir em ganhos adicionais significativos.

2.1 Descrição geral das placas de orifício

O princípio de funcionamento de uma placa de orifício consiste em introduzir uma restrição localizada na tubulação onde a medição deve ser feita. Esta restrição, no caso, é provocada por um orifício feito em uma placa de pequena espessura adequadamente colocada no tubo, de maneira a obrigar uma alteração na velocidade do fluido e, em consequência, provocar um diferencial de pressão que, devidamente medido e interpretado, é função da vazão.

Geralmente, o orifício da placa é concêntrico e circular, porém, dependendo de considerações acerca de impurezas no fluido medido e da possibilidade de acumulação das mesmas a montante da placa, orifícios excêntricos ou segmentais são usados, conforme a Figura 1 (DELMÉE, 2003).

Figura 1 – Placas de orifícios concêntrico, excêntrico e segmental, respectivamente



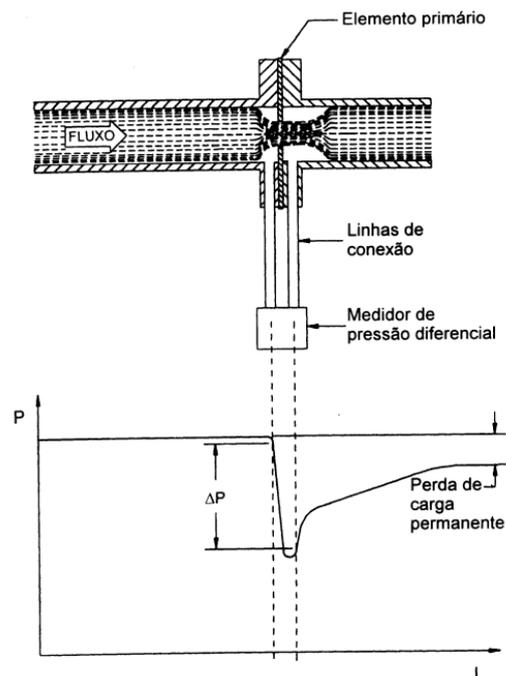
Fonte: DELMÉE, 2003, p. 128

Um sistema de medição de vazão através de orifício é constituído basicamente por um dispositivo gerador de pressão diferencial (orifício) inserido na tubulação, e instrumentos e acessórios destinados a medir a pressão diferencial.

Os dispositivos inseridos na tubulação são chamados de elementos primários. As tomadas de pressão também fazem parte do elemento primário. Todos os outros instrumentos e acessórios necessários para a medição são chamados de elementos secundários (MARTINS, 1998).

A Figura 2 mostra uma instalação típica para medição de vazão através de orifícios.

Figura 2 – Esquema típico para medição de vazão através de orifícios



Fonte: MARTINS, 1998, p. 2

2.2 Considerações iniciais sobre escoamento em placas de orifício

O escoamento de fluidos, através de restrições ou orifícios, em medidores de vazão do tipo pressão diferencial (sistemas deprimogênicos) constitui uma classe particular de problema em dinâmica de fluidos.

A função da placa de orifício, como qualquer outro sistema deprimogênio (venturi, bocal de fluxo, etc.), é criar uma diferença de pressão, Δp , que seja relacionada à vazão Q , através de uma equação do tipo da Equação (1) (DELMÉE, 2003):

$$Q = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (1)$$

onde o valor de k depende dos parâmetros próprios do elemento deprimogênio, da configuração física da instalação e das características do fluido medido. Em escoamentos turbulentos este parâmetro depende também das características de escoamento.

Em geral, o cálculo em regime permanente para uma placa de orifício consiste em encontrar o diâmetro de orifício partindo-se da vazão requerida, das propriedades do fluido, das características geométricas da tubulação e da pressão diferencial. Desta forma, a vazão em regime permanente através de uma placa de orifício é obtida a partir da diferença de pressão medida antes e depois do estreitamento e é dada por Martins (1998), Equação (2):

$$Q = \frac{\varepsilon \cdot C \cdot A_0 \cdot F_h}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

onde:

Q = vazão volumétrica (m^3/s);

ε = fator de expansão do fluido. Para fluidos incompressíveis, $\varepsilon = 1$;

F_h = fator de correção para furo de dreno ou respiro;

C = coeficiente de descarga, que depende da forma do furo e do fluido utilizado;

β = relação entre o diâmetro do orifício e o diâmetro da tubulação;

Δp = pressão diferencial na placa de orifício (Pa);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

A_0 = área da seção do orifício da placa (m^2).

Para qualquer medidor de vazão do tipo deprimogênio, a vazão é proporcional à raiz

quadrada da diferença de pressões.

É comum a utilização de um coeficiente de descarga, C_d , que leva em conta todos os demais fatores que influem na correta determinação da vazão (DELMÉE, 2003). Assim, na Equação (3) tem-se que:

$$Q = C_d \cdot Q_{ideal} = C_d \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

onde:

Q_{ideal} = vazão volumétrica teórica (m^3/s);

C_d = coeficiente de descarga estático;

A_0 = área da seção do orifício da placa (m^2);

Δp = pressão diferencial na placa de orifício (Pa);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3).

Pela Equação (3), tem-se que a cada vazão corresponde um coeficiente de descarga. Do ponto de vista teórico, o valor deste coeficiente somente é exato para a vazão utilizada para determiná-lo no momento da calibração. Na prática, porém, o coeficiente obtido abrange uma gama de vazões que a placa de orifício deve medir dentro da faixa calibrada, ainda que pequenos erros possam ocorrer. Esta era, inclusive, uma das principais limitações dos medidores de vazão do tipo placa de orifício, sendo necessária uma recalibração quando os valores de vazão a serem medidos se afastam dos limites para os quais a placa de orifício foi calibrada.

Para a correta determinação da vazão requerida, depende-se basicamente do valor do coeficiente de descarga, C_d , da densidade do fluido e da diferença de pressão medida. Assim, um dos principais problemas práticos que se tem está relacionado à incerteza presente na medição dos valores de pressão obtidos pelos transdutores utilizados na calibração. Esta incerteza é, em geral, dada em função do valor final da escala do instrumento, sendo geralmente da ordem de 0,25 a 1% do valor final de escala (BONNINGTON; ZANKER, 1960). Desta forma, como a pressão diferencial é proporcional ao quadrado da vazão, quando esta atingir 1/4 a 1/3 da vazão máxima, a pressão diferencial correspondente será 1/16 a 1/9 da diferença de pressão, Δp , máxima (DELMÉE, 2003). Assim, a incerteza relativa sobre o valor instantâneo da vazão passa a ser, neste caso, afetado pelos fatores 16 e 9, dando origem a

erros de medição relativamente grandes com respeito ao valor instantâneo medido. Por isso, quando se deseja medir vazões em uma faixa mais ampla, deve-se dividir este intervalo em faixas menores e fazer a calibração para cada faixa menor, utilizando-se transdutores na faixa de operação adequada (“*split range*”).

Outro problema é relativo à mudança do valor de coeficiente de descarga em função do número de Reynolds quando a faixa de variação da pressão do sistema é muito grande. O tipo de escoamento é definido pelo número de Reynolds de maneira que o coeficiente sofrerá variações significativas, principalmente quando a variação do número de Reynolds implica na passagem de um regime de escoamento para outro (laminar para turbulento ou vice-versa), já que a variação do regime de escoamento implica na variação do perfil de velocidade. Para a utilização de qualquer sistema deprimogênio, é indispensável a presença de um comprimento de tubo reto adequado a montante e a jusante do orifício. Isto é necessário para garantir um perfil de velocidades uniforme, o que não ocorre quando há transição de um tipo de escoamento para outro ou perturbações originadas pela presença de incrustações ou irregularidades na tubulação próxima ao elemento de medição. Assim, qualquer perturbação do escoamento que altere o perfil de velocidades modificará o coeficiente de descarga e, conseqüentemente, o valor da vazão. O coeficiente de descarga adequado deverá corrigir a equação teórica da influência do perfil de velocidade e dos parâmetros geométricos. Isto é, para um número de Reynolds menor que 2300, o escoamento é laminar na tubulação, mas pode ser turbulento na placa de orifício, dependendo do diâmetro e geometria do orifício. Isto cria também um problema sério na solução numérica do escoamento, dificultando a convergência do processo iterativo na medida em que o número de Reynolds cresce na faixa laminar (VALLE, 1994). Em regime permanente os coeficientes de descarga de todos os diferentes tipos de medidores primários são dependentes do perfil de velocidade para uma determinada vazão. A placa de orifício tende a ser, particularmente, sensível a variações no perfil de velocidade por causa do efeito da contração.

Quando o número de Reynolds é muito pequeno, a perda da pressão através do orifício é função principalmente das forças cisalhantes internas resultantes da viscosidade do fluido. Se o número de Reynolds aumentar, ocorrerá a separação na região a jusante do escoamento. Neste caso as forças de inércia dominam. Isto inviabiliza a obtenção de uma expressão empírica única para a obtenção dos coeficientes de descarga na faixa laminar de escoamento. Nesta faixa, o número de Reynolds pode alterar fortemente e de maneira diferente os valores dos coeficientes de descarga.

Mottram (1974); Mottram (1981); Mohammad e Mottram (1981) concluíram em

estudos experimentais de escoamentos incompressíveis, através de orifício, com pequenas variações da densidade e do fator de expansão, ε , sempre maior do que 0,99, na faixa de frequência de pulsações de 5-500 Hz, com o número de Strouhal menor que aproximadamente 0,02, que a vazão é quase permanente e pode ser determinada usando um orifício de coeficiente de descarga constante igual ao aplicável em condições de escoamento em regime permanente. Para altos valores do número de Strouhal o termo inércia temporal dá uma contribuição significativa na pressão diferencial instantânea e não é suficiente para eliminar o erro da raiz quadrada.

Segundo Valle (1994) e Gajan e outros (1992), para escoamentos em regimes transientes em placas de orifícios, a expressão para o cálculo da vazão pode ser escrita, da mesma forma que para o regime permanente, Equação (4):

$$Q(t) = C_d(t) \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p(t)}{\rho}} \quad (4)$$

onde:

$Q(t)$ = vazão volumétrica transiente (m^3/s);

$\Delta p(t) = p_u(t) - p_d(t)$;

$p_u(t)$ = pressão a montante da placa de orifício (Pa);

$p_d(t)$ = pressão a jusante da placa de orifício (Pa).

Desta forma, a obtenção experimental de $Q(t)$ e $\Delta p(t)$ possibilita a obtenção do coeficiente de descarga dinâmico, $C_d(t)$. Neste caso, além de prever a influência dos parâmetros geométricos e a variação do regime de escoamento, deve-se levar em conta também seus parâmetros transientes. Embora os coeficientes de descarga para escoamentos em regime permanente tenham sido medidos com precisão para números de Reynolds acima de 4500, as informações a respeito desses coeficientes para baixos números de Reynolds, notadamente menores que 2300 são limitadas. Menos informações têm-se ainda a respeito de coeficientes de descarga transientes para escoamentos a baixas velocidades (TRIP e outros, 2012).

Como a variação do regime de escoamento implica na variação do perfil de velocidade, pode-se dizer que a variação do coeficiente de descarga, quando o regime muda, deve-se principalmente a uma variação de vazão, mas também a uma variação do perfil de velocidade incidente. Desta forma, o número de Reynolds poderá alterar fortemente os

valores do coeficiente de descarga, dependendo da faixa de velocidades em que se está trabalhando. Assim, qualquer perturbação do escoamento que altere o perfil de velocidade e a magnitude da velocidade, modificará o coeficiente de descarga e, conseqüentemente, o valor da vazão instantânea.

Hollingshead (2011) estudou numericamente, usando o pacote computacional “FLUENT”, a relação entre o número de Reynolds e o coeficiente de descarga de vários medidores de vazão do tipo pressão diferencial: venturi, placa de orifício padrão, bocal de vazão. O estudo foi desenvolvido para o escoamento de fluidos viscosos, tais como o óleo e a água, em tubulações com números de Reynolds variando de 1 a 50×10^6 , variando o tamanho da tubulação e a geometria do medidor. Vários modelos foram gerados para cada tipo de medidor de vazão sendo analisados os efeitos do tamanho da tubulação e os valores da relação de diâmetros, β , no coeficiente de descarga. Todas as simulações numéricas foram comparadas com dados experimentais para validar os modelos. O estudo mostrou que o coeficiente de descarga diminui quando o número de Reynolds se aproxima de 1 para cada um dos medidores de vazão. No entanto, o intervalo do número de Reynolds, em que os coeficientes de descarga foram constantes, variou com o tipo do medidor. Para a placa de orifício padrão não observou-se o mesmo comportamento. O número de Reynolds diminui, o valor do coeficiente de descarga aumenta para um máximo antes de uma acentuada queda. O objetivo principal do estudo era obter uma maior compreensão do desempenho do coeficiente de descarga versus número de Reynolds para medidores de vazão do tipo pressão diferencial.

O coeficiente de descarga correto deverá ser capaz de corrigir a equação teórica da influência do perfil de velocidade e dos parâmetros geométricos, supondo que não haja nenhuma perda de energia entre as tomadas de pressão e nos locais de tomada da mesma. Considerando-se que o perfil de velocidade incidente depende não somente da variação do número de Reynolds, mas também dos parâmetros transientes e da presença de qualquer dispositivo perturbador a montante do orifício, pode-se afirmar categoricamente que a não consideração desses parâmetros no cálculo dos coeficientes de descarga implica na não redução de todos os erros possíveis existentes neste tipo de medidor. Em geral, devido à dificuldade existente no local de instalação, apenas os parâmetros geométricos fixos e a influência do número de Reynolds são considerados na calibração.

Conhecer as características do escoamento que permitam predizer o desempenho do medidor, baseado somente na geometria e no escoamento de entrada é de grande interesse do ponto de vista prático. Por outro lado, resultados deste tipo permitiriam uma maior precisão quando comparados com resultados obtidos pelos métodos tradicionais utilizados, onde os

parâmetros do orifício como vazão, pressão diferencial, perdas globais, etc., são modificados usando coeficientes de descarga baseados em equações ou tabelas empíricas.

Como visto anteriormente, são muitos os fatores hidrodinâmicos que afetam o coeficiente de descarga do escoamento em placas de orifício, originando erros de medições. Embora esses coeficientes de descarga para escoamentos em regime permanente tenham sido medidos com muita precisão para uma ampla faixa de condições as informações a respeito desses coeficientes para escoamentos turbulentos e transientes são bastante limitadas e de origem experimental.

2.3 Aplicação dos elementos primários

Esta parte trata dos elementos primários utilizados neste trabalho, de suas características essenciais, de sua parte construtiva, dos respectivos coeficientes e dos limites de aplicação e tolerâncias.

2.3.1 Placas de orifício concêntrico de canto vivo para tubulações abaixo de 50 mm

Podem ser usadas placas de orifício de canto vivo em tubulações cujos diâmetros estejam entre 25 e 50 mm, desde que tomados alguns cuidados. O efeito da rugosidade do tubo, do acabamento e condições da placa de orifício, da centralização da placa de orifício na tubulação e da posição e geometria das tomadas de pressão tornam-se mais críticos. A ISO/TR 15377 cobre esta situação, desde que sejam seguidas as seguintes recomendações (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007):

- a) a superfície interna do tubo deve possuir alto padrão de acabamento;
- b) deve-se utilizar tomadas de canto (“*corner taps*”);
- c) a relação de diâmetros, β , deve estar entre 0,23 e 0,7;
- d) número de Reynolds, $Re_D \geq 40000 \beta^2$ para $0,23 \leq \beta \leq 0,5$;
- e) número de Reynolds, $Re_D \geq 10000$ para $0,5 \leq \beta \leq 0,7$.

A incerteza do coeficiente de descarga é maior do que para placas de orifício para tubulações acima de 50 mm e os requisitos para o acabamento da superfície interna da tubulação são mais rigorosos, visto que o coeficiente de descarga é muito dependente da rugosidade interna do tubo.

Outra abordagem é dada em Bean (1994), que especifica que as placas de orifício

devem ser instaladas em um trecho de tubulação ultra retificado internamente. De acordo com esta publicação, as placas de orifício podem ser usadas em tubulações de diâmetro entre 12 e 40 mm e a incerteza dos coeficientes de descarga é comparável com as das placas de orifício para tubulações acima de 50 mm. As normas (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 2003; INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007; 2003; 1998) impõem um limite de 50 mm como diâmetro mínimo requerido para a utilização de placas de orifício na medição de vazão.

2.3.2 Placas de orifício para baixos números de Reynolds

As placas de orifício concêntrico de canto vivo não devem ser utilizadas para escoamentos com baixos números de Reynolds porque, nestes casos, há uma grande variação do coeficiente de descarga com o número de Reynolds (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007). Nessa situação, utilizam-se placas de orifício com entrada em quarto de círculo e com entrada cônica.

2.3.2.1 Placas de orifício de entrada cônica

As placas de orifício de entrada cônica mantêm constante o valor do coeficiente de descarga mesmo para baixos números de Reynolds, tornando-as adequadas para medir vazões de fluidos viscosos, como óleo. Outra característica presente nas placas de orifício de entrada cônica é que o coeficiente de descarga independe da relação de diâmetros β (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007). Devem-se utilizar tomadas de canto para placas de orifício de entrada cônica. Seu uso está limitado aos casos onde estão presentes as seguintes situações:

- a) $0,1 \leq \beta \leq 0,316$;
- b) $80 \leq Re_D \leq 2 \times 10^5 \beta$;
- c) diâmetro do orifício, $d \geq 6$ mm;
- d) diâmetro interno do tubo, $D \leq 500$ mm.

2.4 Estado da arte

Os métodos de medição de vazão através de dispositivos tipo orifício geradores de pressão diferencial são os mais empregados pela indústria. Estima-se que 80% de todas as medições de vazão empregam esses métodos (MARTINS, 1998).

A grande aceitação desses métodos de medição de vazão deve-se à facilidade de instalação e manutenção, boa confiabilidade e custo relativamente baixo, que compensam os seus inconvenientes, que são a não linearidade e a grande dependência das condições operacionais.

A medição de vazão através de orifícios remonta à antiguidade, mas os desenvolvimentos que levaram à utilização em larga escala dos vários tipos de elementos primários tiveram início no século XVII por Castelli e Torricelli.

Desde meados da década de 70 vários esforços têm sido feitos no sentido de se prever o comportamento de escoamentos pulsantes e, deste modo, normalizar a utilização de sistemas deprimogênicos de medição para essa situação.

A pulsação pode ser transmitida de um ponto a outro, tendo sua origem tanto em posições a montante como a jusante do medidor de vazão. Entretanto, as amplitudes podem ser pequenas e, dependendo da distância das fontes das pulsações para o medidor de vazão, podem ser atenuadas pelos efeitos de compressibilidade (tanto em líquidos quanto em gases) para níveis não detectáveis na localização do medidor de vazão. Para pequenas amplitudes levanta-se a questão da discriminação entre a pulsação e a turbulência (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

Visto que, em geral, os efeitos produzidos pela pulsação na medição de vazão não são levados em consideração, a determinação do erro na medição de escoamentos sujeitos à pulsação pode impedir prejuízos financeiros consideráveis para a indústria consumidora de um gás ou líquido ou para o fornecedor desse produto (MILLER, Michael, 2003; AMERICAN GAS ASSOCIATION, 2002). Na American Gas Association, por exemplo, 1% de 20 trilhões de pés cúbicos de gás natural não seriam quantificados por ano, representando uma perda de 7 milhões de dólares. Estudos mostram que incertezas significativas ocorrem mesmo em instalações corretas, o que colocou a exatidão dos medidores sob minuciosa observação. Esta atitude justifica-se, uma vez que as incertezas nas medidas podem transformar-se em cifras milionárias na indústria, onde o valor médio dos prejuízos atribuídos a incertezas aleatórias na medição de gás natural é da ordem de 250 milhões de dólares por ano (McKEE, 2009; AMERICAN GAS ASSOCIATION, 2002; MILLER, Richard, 1996).

A norma ISO/TR 3313 veio como uma primeira resposta a essa necessidade, fornecendo os parâmetros adequados para a correção dos valores de vazão obtidos na presença de pulsação (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998). Já a norma API MPMS 14.3.1, reconhece a influência da pulsação sobre a vazão e sugere os cuidados que devem ser tomados para tentar minimizar os efeitos da pulsação sobre

o escoamento (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 2003). Ainda de acordo com a ISO/TR 3313, a pulsação gera erros na vazão medida por sistemas deprimogênicos porque os gradientes médios de pressão estática e dinâmica são diferentes. Sistemas cujos elementos secundários possuem uma resposta lenta à variação de vazão são menos suscetíveis aos erros provocados pela variação na média da pressão diferencial dinâmica. Porém, tais dispositivos são incapazes de medir a vazão instantânea, pois o tempo de resposta normalmente recomendado nas normas é de pelo menos dez vezes o valor do período da flutuação (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

Novitskii (1996) deu ênfase aos erros de medição em placas de orifício pela alteração do gradiente de pressões na placa de orifício. O autor propõe uma nova geometria, já previamente arredondada, que compensaria os efeitos provocados pelo desgaste natural do canto vivo.

Uma grande atenção é dada aos efeitos provocados pela interferência no perfil de velocidades por dispositivos presentes a montante do elemento primário, bem como às considerações práticas impostas às instalações pelos grandes comprimentos de entrada requeridos pelas normas.

Mattingly e Yeh (1994) analisaram os desvios ocorridos no coeficiente de descarga de uma placa de orifício, com relação de diâmetro 0,5, instalada a diversas distâncias a jusante de uma curva de 90°. Tal configuração da instalação provocou uma distorção no perfil de velocidade que foi minimizado, de forma exponencial, com o aumento da distância entre a placa de orifício e a curva. Analisados quantitativamente, os resultados do estudo apresentaram um decréscimo de 2% no valor do coeficiente de descarga, quando a placa de orifício foi instalada a 2,8 D da curva. Este valor sofreu queda contínua, até que, a 90 D, os desvios foram quase nulos, indicando que o perfil de velocidade à entrada da placa de orifício apresentava-se totalmente desenvolvido. Pode-se então dizer que este comprimento de entrada foi suficiente para que todas as distorções no perfil de velocidade fossem dissipadas.

Morrison e outros (1995) constataram que algumas instalações que seguem a API 2530 apresentavam erros da ordem de 5% (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 1985). Os autores apresentaram um estudo detalhado do efeito rotacional das linhas de corrente sobre o coeficiente de descarga. As pesquisas indicaram que, para relações de diâmetro entre 0,43 e 0,65, o reflexo da recirculação sobre o coeficiente de descarga decresce com o aumento da relação de diâmetros. Para relações de diâmetro maiores que 0,65, a recirculação é mais sentida, com um aumento significativo dos desvios no coeficiente de descarga. Os autores estudaram os efeitos provocados por vórtices no escoamento e sua contribuição nos valores

obtidos para o coeficiente de descarga, C_d , que podem chegar a ser 25% maiores que os reais. Conclusão semelhante é encontrada no estudo de Branch (1995), que salientou, sobretudo, a influência da recirculação do escoamento quando em contato com o canto vivo do orifício.

Branch (1995) realizou testes sobre a localização da tomada de pressão e os comprimentos mínimos de entrada necessários para eliminar a influência de joelhos colocados na tubulação. Para tentar isolar esses efeitos, utilizou tubulações de acrílico, que além de serem de fácil usinagem, permitem excelente acabamento superficial. Seus resultados mostraram que joelhos próximos à placa de orifício fazem com que o coeficiente de descarga decresça de forma não linear, influenciando também os resultados obtidos quando as tomadas de pressão têm seu plano de atuação alterado.

Zimmermann (1999) conduziu testes sobre a influência de curvas colocadas antes de placas de orifício e concluiu que os comprimentos de entrada normalmente utilizados podem ser encurtados, já que muitas normas ainda se baseiam em dados obtidos há mais de 50 anos.

Jankowski e outros (2008) desenvolveram um modelo para prever a queda de pressão e o coeficiente de descarga para escoamento incompressível através de orifício com relação comprimento/diâmetro maior que zero numa vasta gama do número de Reynolds. A queda de pressão para o escoamento através de orifício foi representada por duas quedas de pressão consecutivas, isto é, uma queda de pressão para o escoamento através de orifício de cantos vivos e uma queda de pressão para o escoamento totalmente desenvolvido em trecho reto da tubulação. Estas duas quedas de pressão foram representadas no modelo utilizando-se correlações e dados experimentais para o escoamento desenvolvido e para o escoamento através de orifício de cantos vivos. O modelo e a análise numérica apresentaram uma boa concordância entre si para o escoamento laminar através de orifício com relação comprimento/diâmetro de até 15 e para número de Reynolds até 3000. Este trabalho não é somente útil como uma correlação de projeto para equipamentos que dependem de escoamento através de orifício, mas também para explicar algumas das dificuldades que autores anteriores encontraram quando compararam observações experimentais e teorias disponíveis. Este modelo pode ser facilmente estendido a fim de considerar certo número de efeitos geométricos como orifícios excêntricos e de entrada de raio de bordo diferente de zero.

Majid e Siddiqui (2010) estudaram as técnicas mais avançadas desenvolvidas nos últimos anos para as medições de velocidades em escoamentos pulsantes: Hot Wire Anemometry - HWA, Ultrasound Doppler Velocimetry - UDV, Laser Doppler Velocimetry - LDV, Particle Image Velocimetry - PIV e X-ray Optical Tomography - XOT. As vantagens e as limitações destas técnicas foram discutidas e apresentadas. Com base nesses estudos

perceberam que para a medição da velocidade em um ponto, o HWA apresenta uma faixa dinâmica superior e alta resolução espacial e é apropriado para a medição em altas frequências. Para medições não intrusivas e maior precisão no ponto de medição o LDV é o indicado. Para medição do campo total de velocidade, o PIV apresenta boa resolução temporal e espacial sendo adequado para várias aplicações em escoamentos pulsantes.

No caso de escoamentos turbulentos, pode-se deparar com o fator da recirculação, típica do próprio escoamento. Segundo Murakami e Kito (1980) esta alteração nas linhas de corrente pode afetar de forma significativa o coeficiente de descarga. Porém, a literatura mostra grande discrepância na apresentação de resultados. Enquanto o trabalho de Mottram e Rawat (1986) apresentou um aumento de 2% no coeficiente de descarga, valores maiores que 8% foram registrados por Brennan e outros (1989) para valores idênticos de número de Reynolds.

A instalação de condicionadores de fluxo, a fim de se obter linhas de corrente mais uniformes, é sugerida pela ISO 5167 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b). Autores como Karnik, Botros e Jungowski (1994) e Laws e Ouazzane (1995a) confirmaram a eficiência desses condicionadores e procuraram identificar uma distância ideal de instalação, seja em relação à placa de orifício, seja em relação ao ponto gerador do distúrbio. Trabalhos como o de Laws e Ouazzane (1995b), Zanker e Goodson (2000) e Manshoor, Nicolletau e Beck (2011) procuraram aperfeiçoar a geometria dos condicionadores a fim de minimizar ainda mais os desvios do coeficiente de descarga.

Outro aspecto que pode influir sobre o valor do coeficiente de descarga é a rugosidade da tubulação. Starret, Nottage e Halfpenny (1965) mostraram que pode haver uma considerável variação entre os coeficientes de descarga, obtidos quando a tubulação a montante da placa de orifício for de característica rugosa, em relação a uma lisa.

Como a rugosidade não é explicitamente considerada no cálculo do coeficiente de descarga são estabelecidos limites para a mesma, a fim de que os coeficientes de descarga sejam válidos dentro do grau de incerteza fornecido pelas normas.

A API 2530 indica que, para uma relação de diâmetro menor que 0,6, a rugosidade não pode exceder 300 micro-polegadas. Para a relação de diâmetro igual ou maior que 0,6, a rugosidade não pode ser maior que 250 micro polegadas (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 1985).

Brennan e outros (1989) indicaram que se as especificações da API 2530 a respeito da rugosidade forem seguidas, nenhum desvio significativo ocorre no coeficiente de descarga, quando a relação de diâmetros for menor que 0,5. Já para valores iguais ou maiores que 0,55 e

rugosidade acima de 150 micro-polegadas, foi constatado um desvio de aproximadamente 1% em relação aos valores indicados na norma (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 1985).

Pouco considerada em situações práticas, a variação das propriedades do fluido faz parte da realidade do processo. Na indústria de gás, por exemplo, apesar de a densidade ser controlada, poucas vezes as suas variações são levadas em conta quando do cálculo da vazão medida através de placas de orifício. Nestes casos, normalmente, apenas observa-se o valor da pressão nas tomadas se utilizado, na maior parte das vezes, um número de Reynolds fixo para a determinação do coeficiente de descarga. Daí ocorre erros que se configuram em prejuízos financeiros (SANNIKOV; FEDOROV, 2006).

Além da dificuldade de se manter as propriedades do fluido constantes, a presença de substâncias estranhas no fluido principal é responsável pelo agravamento dos desvios no coeficiente de descarga, o que, conseqüentemente, acarreta erros na leitura da vazão (READER-HARRIS; HODGES; BARTON, 2012).

Segundo Lansverck (1984), partículas de lubrificantes podem ser carregadas juntamente com o fluido quando problemas de vedação ocorrem em bombas, compressores ou outros dispositivos presentes na linha. A acumulação destas partículas sobre a superfície da placa de orifício muda as características da "*vena contracta*" que é formada quando o fluido passa através do orifício, alterando assim os valores do coeficiente de descarga. Além disto, segundo Witte (1999) partículas estranhas ao fluido podem causar obstruções no orifício das tomadas de pressão, alterando as leituras. Tratando-se de partículas abrasivas, o problema se localiza sobre as bordas do orifício. Segundo Novitskii (1996), desvios no coeficiente de descarga devido ao desgaste do canto vivo da placa de orifício podem ser de 1,5% a 2,5%, chegando a 6% quando a placa de orifício tiver pequeno diâmetro.

Os desvios no coeficiente de descarga devido a erros na localização de tomadas também estão diretamente relacionados com a relação de diâmetros. Bonnington e Zanker (1960) apontaram que enganos na instalação das tomadas são os maiores responsáveis por desvios em montagens que utilizam tomadas $D-D/2$. Compartilhando desta opinião, Branch (1995) foi além quando apontou como uma das causas prováveis dos desvios ocorridos no seu trabalho à utilização de tomadas $D-D/2$, ao invés de tomadas nos flanges.

Fatores relacionados mais particularmente com a própria placa de orifício podem também influir nos valores do coeficiente de descarga. A teoria da medição de vazão utilizando placas de orifício presume sua instalação em simetria axial em relação ao eixo do tubo (WITTE, 1999). Este é o princípio adotado pelas normas, no cálculo dos coeficientes de descarga. Porém, as mesmas normas indicam os valores máximos admissíveis para desvios na

excentricidade, para que as incertezas estejam dentro dos valores previstos.

Karnik, Botros e Jungowski (1994) também constataram que podem ocorrer diferenças nos valores de vazão obtidos pela simples mudança do plano onde as tomadas de pressão são posicionadas. Os autores analisaram a influência da turbulência e dos perfis de velocidade sobre o coeficiente de descarga, constatando que a principal causa de erros de medição está associada a escoamentos não plenamente desenvolvidos.

Dentro da literatura consultada, referente a escoamentos em regime permanente através de placas de orifício, muitos são os trabalhos que descrevem diferentes geometrias e condições de escoamento, baseados em pesquisa experimental e metodologias numéricas. A maioria desses trabalhos envolve escoamentos turbulentos, dentro da mesma faixa do número de Reynolds e diâmetros de linhas estabelecidas pelas normas, com o objetivo de poder validar seus resultados numéricos ou experimentais.

Para baixos números de Reynolds, as investigações experimentais realizadas por Johansen (1930) e Tuve e Sprenkle (1933) merecem ser mencionadas. Johansen, estudando o escoamento através de orifícios em tubos e usando técnicas de visualização, observou que o escoamento é completamente laminar para números de Reynolds menores que 150. Recirculações eram claramente visíveis quando o número de Reynolds se aproximava de 600. Para números de Reynolds acima de 1200 uma região de turbulência forte era formada a jusante do orifício.

Mills (1968) e Greenspan (1973) resolveram numericamente o escoamento através de placas de orifício de borda quadrada (canto vivo) para baixos números de Reynolds. Os autores usaram aproximações por diferenças finitas em coordenadas cartesianas para resolver as equações diferenciais. Embora obtivessem resultados numéricos coerentes para os coeficientes de descarga, esses valores não coincidiram com os resultados experimentais.

Strong, Nigro e Alpay (1977) apresentaram a solução numérica para três geometrias de placas de orifício, com várias relações de diâmetro e números de Reynolds diferentes. Os valores numéricos dos coeficientes de descarga foram comparados com resultados experimentais encontrados na literatura, considerando-se o escoamento laminar e incompressível.

Nigro (1977) utilizando o método dos volumes finitos em coordenadas curvilíneas ortogonais e as equações para a função de corrente e vorticidade, obteve a solução numérica do escoamento laminar incompressível para valores de número de Reynolds próximos de 2000, com relação ao diâmetro do orifício. Para números de Reynolds acima deste valor, os valores da função corrente e vorticidade oscilaram sem convergir. Nigro atribuiu esta

flutuação devido às condições de contorno para vorticidade e função corrente não serem adequadas para altos números de Reynolds, ou devido ao escoamento ter-se tornado fortemente turbulento na placa de orifício e as equações não representarem mais o fenômeno.

Sheikholeslami, Patel e Kothari (1988) estudaram o escoamento turbulento em regime permanente através de uma placa de orifício concêntrico com tomadas nos flanges, usando o modelo $k-\varepsilon$. Os valores numéricos dos coeficientes de descarga foram comparados com os valores empíricos fornecidos pela norma API/AGA. Para a obtenção dos resultados numéricos foi utilizado o pacote computacional “FLUENT”, e coordenadas ortogonais. Várias conclusões importantes foram tiradas deste trabalho:

- a) os resultados numéricos diferiram no máximo 2% dos resultados empíricos fornecidos pelas normas;
- b) os efeitos das condições de contorno a jusante são praticamente insignificantes;
- c) os efeitos das condições de contorno a montante influenciam significativamente o coeficiente de descarga;
- d) os efeitos da rugosidade da tubulação causaram uma queda máxima de 0,7% no valor do coeficiente de descarga;
- e) os efeitos causados pela instalação de uma redução ou de uma expansão não causam nenhuma mudança significativa.

Ho e Abdullah (1995) usando o código computacional “PHOENICS” apresentaram um modelo numérico para o escoamento através da placa de orifício de entrada cônica, que é usado essencialmente como um dispositivo de medição para baixos números de Reynolds. O modelo foi desenvolvido usando baixos números de Reynolds, modelo de turbulência $k-\varepsilon$ - o modelo de Lam e de Bremhorst. Resultados numéricos foram obtidos para relações de diâmetro de 0,1; 0,2 e de 0,3 e para números de Reynolds entre 80 a 60000. Os coeficientes de descarga obtidos numericamente foram comparados com os dados experimentais disponíveis e com o valor indicado em BS 1042 (BRITISH STANDARD INSTITUTION, 1992). Os resultados mostraram que o modelo desenvolvido é capaz de prever o valor do coeficiente de descarga da placa de orifício com entrada cônica com um erro de até $\pm 3\%$ para a escala das relações de diâmetros e dos números de Reynolds estudados com o valor estabelecido no padrão britânico.

Erdal e Andersson (1997) usaram um código computacional “PHOENICS”, que aplica a metodologia dos volumes finitos, para simular o escoamento através de uma placa com um

orifício, testando efeitos de malha, condições de contorno, esquemas de discretização e modelos de turbulência. Os cálculos foram realizados em duas dimensões. Os pesquisadores concluíram que os esquemas de discretização de diferenças centrais, de segunda ordem, para o termo da difusão, e o esquema upwind, de segunda ordem, para o termo advectivo, seriam os mais adequados para este tipo de cálculo. O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ tradicional com função de parede foi usado. Um estudo de dependência de malha foi feito para determinar a malha que fornecesse o melhor resultado. Os estudos mostraram que a perda de carga é muito dependente da malha, em especial da malha próxima à entrada do orifício. No estudo, foi determinado que, para obtenção de bons resultados, deve-se adotar uma razão de pelo menos mil elementos por diâmetro de duto no sentido axial próximo da entrada da placa de orifício e um refinamento da malha no sentido axial é muito mais importante que um refino no sentido radial. Os cálculos efetuados tiveram boa concordância com os dados experimentais, apresentando uma diferença de 0,5% entre os valores de perda de carga. Os valores obtidos para a energia cinética turbulenta foram super ou subestimados em certas regiões do escoamento, mas apresentaram boa concordância qualitativa com os resultados experimentais.

O problema transiente em processos hidrodinâmicos tem sido tratado por vários autores, fornecendo informações cada vez mais precisas à medida que as técnicas computacionais têm-se desenvolvido. Desta forma, escoamentos mais complexos passaram a ser tratados não somente de forma experimental, mas também numericamente. No entanto, embora o escoamento transiente através de placas de orifício tenha sido tratado sobre vários aspectos, a maioria desses trabalhos trata de casos com condições bem específicas, que dificultam a reprodução experimental ou numérica por falta de informações técnicas e detalhes construtivos. Dentre os trabalhos encontrados na literatura, que tratam de escoamentos transientes em dispositivos de medidores de vazão do tipo pressão diferencial, destacam-se: Trengrouse, Imrie e Male (1966); Wright, Wylie e Taplin (1983); Yokota e Nakano (1988); Pedroso (1988 e 1990); Bajura e Jones (1991); Botros, Jungowski e Petela (1992).

Trengrouse, Imrie e Male (1966) apresentaram um método experimental para produzir condições de escoamento transiente e mostraram que os coeficientes de descarga diferem, daqueles para regime permanente, de um valor máximo de 7%, mas sem definirem claramente as frequências utilizadas e as condições de trabalho.

Wright, Wylie e Taplin (1983) propuseram a utilização de coeficientes dinâmicos para quantificar escoamentos transientes, já que os coeficientes baseados na equação de Bernoulli são restritos a situações quase estáticas. Foram realizados testes para tentar controlar os

efeitos da flutuação de vazão na injeção de combustível. Através da aplicação de um conceito de impedância combinada, demonstraram que um pulso de vazão em um orifício é a combinação de parcelas estáticas e dinâmicas, relacionadas entre si por um coeficiente dinâmico.

Yokota e Nakano (1988) desenvolveram um novo tipo de sensor de vazão usando um estrangulamento cilíndrico para medir vazões transientes. Semelhante a uma placa de orifício, a relação dinâmica entre a queda de pressão através do estrangulamento e a vazão através do mesmo é utilizada para estimar a vazão transiente. A relação dinâmica entre queda de pressão e vazão é descrita por um sistema não linear de 1ª ordem. As pressões são determinadas experimentalmente e o medidor é calibrado utilizando-se outro medidor de vazão padrão.

Pedroso (1988 e 1990) propõe um modelo unidimensional incompressível utilizando dados experimentais para abordar os efeitos dissipativos devidos a escoamentos transientes. O autor trata especialmente dos problemas de natureza fluido-estrutura. Um escoamento transitório (oscilatório), provocado pelo movimento senoidal de um pistão é utilizado para obtenção dos dados experimentais.

Bajura e Jones (1991) analisaram o escoamento pulsante laminar através de um orifício usando aproximações de diferenças finitas para as equações de transporte de vorticidade e de função de corrente. Linhas de corrente e vorticidade foram plotadas para todos os casos e o coeficiente de descarga dinâmico foi avaliado proporcionalmente sobre um ciclo de pulsação. As soluções numéricas concordaram com os dados experimentais disponíveis para coeficientes de descarga em escoamento em regime permanente. Os resultados mostraram que os efeitos de pulsação no coeficiente de descarga podem ser correlacionados usando o produto dos números de Reynolds e Strouhal baseado no diâmetro do orifício e a relação entre a frequência crescente de pulsação e a pressão diferencial através dos orifícios.

Botros, Jungowski e Petela (1992) quantificaram experimentalmente distorções na diferença de pressão e na vazão mássica em escoamentos pulsantes através de placas de orifício pela linha de pressão conectada as tomadas com os transmissores de pressão diferencial, resultando em erros na medição da vazão. Apuraram que o erro na vazão mássica causado por uma moderada oscilação de pressão pode chegar a $\pm 5\%$, enquanto 2% podem ser atribuídos a erros de medição. Além disso, demonstraram que os acessórios na linha de pressão e blocos de válvulas que contém mudanças bruscas no diâmetro interno podem alterar a pressão diferencial média. Desta forma, recomendaram a linha de pressão mais curta e de diâmetro constante, acessórios e válvulas, em conjunto com um transmissor de pressão

diferencial de resposta rápida, minimizando os efeitos de oscilação de pressão causados pelos erros de medição se a correção da raiz quadrada for executada corretamente.

Situações fora daquelas previstas nas normas, em especial aquelas relacionadas a escoamentos transientes na bioengenharia, também têm sido estudadas. Sobre escoamentos dinâmicos, nota-se que alguns trabalhos apenas estudam dispositivos que, instalados na tubulação, possam reduzir a influência de efeitos ligados à pulsação na linha (MANHARTSGRUBER, 2008; YAKHOT; GRINBERG; NIKITIN, 2004).

Greppi (1978), usando um método numérico resolveu as equações de Navier-Stokes para um escoamento incompressível, bidimensional, pulsativo através de uma tubulação para simular o escoamento do sangue em junções da aorta-renal. Os resultados numéricos concordaram bem com os resultados experimentais obtidos em estudos anteriores.

Yu e Zhao (1999) conduziram testes a baixos números de Reynolds, na faixa de 400 a 1400, com escoamentos pulsantes em tubos com e sem protusão lateral, de forma a simular situações próximas àquelas presentes em caso de aneurisma. Através do uso de velocimetria por imagens de partículas (PIV), foram detectadas alterações na posição do centro dos vórtices formados quando o escoamento era pulsante, revelando que o comportamento estático pode apenas descrever parcialmente o dinâmico.

Em vários trabalhos foi possível constatar a preocupação sobre o elemento responsável pela excitação do sistema. Assim, Alpay (1971); Gajan e outros (1992); Stroll e outros (1993); Valle (1994); Jungowski e Weiss (1996); Washio e outros (1996); Addison e outros (1997); Beaulieu e outros (2011); Svete e outros (2012) utilizaram geradores de senoide em seus experimentos para gerar flutuações em torno de uma vazão conhecida.

Alpay (1971) conduziu experimentos sobre a influência de pulsações sobre um servo-válvula comercial, conseguindo quantificar a diferença entre o coeficiente de descarga estático e o dinâmico e a variação deste com o aumento da frequência. Foi observado que os efeitos dinâmicos influenciam os coeficientes de descarga, fazendo com que decresçam linearmente de 0,35% por Hz na faixa de 4 a 42 Hz.

Gajan e outros (1992) estudaram experimentalmente as influências no escoamento através de placas de orifício em presença de pulsações em um equipamento de fluxo de ar de 80 mm de diâmetro, um gerador de pulsação de pistão recíproco, com uma gama de frequências de 30-1000 Hz. Os parâmetros mais relevantes foram a relação da amplitude da velocidade de pulsação e a frequência de pulsação. Os autores mostraram que erros residuais devido aos efeitos da inércia temporal e as variações no coeficiente de descarga aumentam com a amplitude e frequência de pulsação. As equações relacionadas a erros na vazão em

condições pulsantes foram formuladas supondo que a vazão podia ser calculada usando um coeficiente constante de descarga através de um orifício, com valor igual ao que se aplica em condições de escoamento em regime permanente.

Stroll e outros (1993) estudaram experimentalmente e numericamente o escoamento laminar, pulsativo originado da ação do movimento de um pistão-cilindro. Para a obtenção dos resultados numéricos, a técnica dos volumes finitos com o conceito de malha deslocada e o algoritmo SIMPLE com o acoplamento pressão-velocidade foi utilizada. Neste experimento foi usada a técnica de anemômetro LDA (Laser Doppler Anemometry) para medições das componentes axial e radial das velocidades. Os resultados numéricos concordaram bem com os resultados experimentais, permitindo com precisão o cálculo de escoamento em um pistão-cilindro.

Valle (1994) realizou estudos detalhados sobre escoamentos laminares transientes em placas de orifício. No trabalho, o autor mostrou que embora o óleo seja considerado como incompressível do ponto de vista da mecânica dos fluidos, os escoamentos dinâmicos do mesmo devem ser tratados como escoamentos compressíveis. Além disso, o autor constatou que a influência dessa compressibilidade aumenta com a frequência, sendo inversamente proporcional ao nível de pressão do sistema. No entanto, os resultados foram obtidos apenas para frequências muito baixas de pulsação, inviabilizando as conclusões para frequências acima de 8 Hz.

Jungowski e Weiss (1996) conduziram experimentos sobre efeitos da pulsação sobre medidores de vazão tipo turbina. Através da imposição de sinais senoidais de vazão, conseguiram constatar que a amplitude da pulsação aumenta com a velocidade do pulso gerado, indicando que o coeficiente de correção que deve ser aplicado à turbina deve ser inversamente proporcional à amplitude do pulso.

Washio e outros (1996) compararam escoamentos em regime permanente com escoamentos periódicos, concluindo que podem ocorrer erros na obtenção do valor instantâneo da vazão devido à presença de histerese. Os autores constataram que a recuperação de pressão em escoamentos pulsantes em placas de orifício varia com a vazão quase com a relação estática, que é confirmada para pequenas frequências de pulsação. Porém, para frequências mais elevadas, acima de 90 Hz, é observada a presença crescente de histerese, indicando que as condições usadas para a medição de vazão se afastam do comportamento estático com o aumento da frequência de pulsação.

Addison e outros (1997) estudaram experimentalmente a influência do movimento dos vórtices sobre escoamentos pulsantes em placas de orifício de vários diâmetros de um tubo,

em regime laminar até a região de transição. Vários testes foram conduzidos para encontrar a frequência natural, isto é, sem pulsação, do vórtice de dissipação para cada placa de orifício usada na investigação experimental. O número de Strouhal foi calculado e permaneceu constante, para cada placa de orifício, sobre uma larga faixa do número de Reynolds até 1500.

Beaulieu e outros (2011) desenvolveram um modelo numérico para medição de escoamento pulsante para aplicação em sistemas respiratórios mecânicos utilizando um venturi. Os resultados foram validados experimentalmente, o protótipo foi testado com água, para escoamentos em regime quase permanente e pulsante utilizando uma bomba de pistão. Os perfis de velocidade foram medidos pela velocimetria por imagens de partículas (PIV) e o equipamento foi calibrado por comparação com um medidor ultra-sônico. O coeficiente de descarga do venturi foi determinado em função do número de Reynolds para escoamento em regime permanente e para baixas frequências (≤ 4 Hz) com boa concordância dos resultados.

Svete e outros (2012) construíram uma bancada de ensaio para investigações experimentais sobre os efeitos da pulsação senoidal em medidores de vazão utilizando como fluido a água, na frequência de 10 Hz a 1 kHz. As características dinâmicas experimentais do pulsador foram obtidas a partir das medições da pressão diferencial através de uma placa de orifício e foram comparadas com um modelo matemático usando o método das características. Com o desenvolvimento do pulsador com câmaras de amortecimento foi capaz de reproduzir o escoamento pulsante com propriedades definidas, como a frequência e a amplitude do pulso, mas com algumas limitações, dentre as quais, a variação no coeficiente de descarga.

Karnik e outros (1998) investigaram experimentalmente os efeitos das pulsações geradas por uma pá giratória e uma válvula de esfera parcialmente fechada, em condições normais de escoamento de um gás natural, com uma linha de pressão entre 4000-5000 kPa, em um duto, através de um medidor de vazão do tipo placa de orifício, com a relação de diâmetros, β , entre 0,3 e 0,75. O desempenho do medidor de teste foi avaliado comparando-o com um medidor ultra-sônico padrão. As pulsações geradas pela turbulência em condições normais de escoamento, não causaram erros de medição. Em ambos os casos, contudo os erros medidos são desprezíveis desde que o diferencial de amplitude de pressão normalizado não exceda 10%.

Ünsal e Durst (2006) e Durst e outros (2007) apresentaram uma técnica para medição da vazão mássica transiente em escoamentos pulsantes, e seu excelente desempenho foi demonstrado experimentalmente em bicos injetores de combustível. A aplicação da técnica de medição da vazão mássica é descrita para escoamentos pulsantes do ar. Os testes de desempenho foram realizados para as diferentes variações de tempo das pulsações da vazão

mássica. Os autores mostraram que a vazão mássica do escoamento médio e do escoamento pulsativo pode ser separada e ambas podem ser medidos com precisão.

Diante das inúmeras aplicações práticas dos escoamentos pulsantes, alguns trabalhos foram desenvolvidos (CATANIA; FERRARI, 2009; BRERETON; SCHOCK; BEDFORD, 2008). Os escoamentos periódicos podem ser divididos em dois tipos básicos: os escoamentos que possuem velocidade média nula (em geral denominados de oscilantes) e aqueles com velocidade média não nula (chamados pulsantes). Esta pesquisa focaliza os escoamentos do segundo tipo, no entanto a maior parte dos trabalhos em escoamentos periódicos se dedica aos escoamentos do primeiro tipo (ÇARPINLIOĞLU; GÜNDOĞDU, 2001; 1999a-b).

O comportamento dinâmico do escoamento depende da frequência de pulsação e é expresso pelo número de Womersley, W . O número de Womersley é usado para caracterizar a natureza periódica do escoamento, e representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas, mas enfatiza os termos dependentes do tempo em vez dos termos inerciais estacionários. Os escoamentos pulsantes são classificados em quase permanente e inércia dominante com respeito ao número de Womersley e os limites são indicadas por $W = 1,32$ e $W = 28$, respectivamente. Os valores citados para o número de Womersley são considerados valores críticos nos quais a natureza do escoamento mostra mudanças radicais (ALFREDSSON e outros, 2012; GÜNDOĞDU; YILMAZ, 2010).

Nos escoamentos oscilantes o fenômeno de turbulência está intimamente ligado ao fenômeno da transição. Isto se deve ao fato de que durante o período de reversão o escoamento é praticamente nulo e tende a se relaminarizar. A evolução do ciclo resulta em transição para turbulência novamente. Uma revisão sobre o fenômeno da transição sobre escoamentos oscilantes pode ser encontrada em Lin (1967); Kachanov (1994); Medeiros e Gaster (1999a); Medeiros e Gaster (1999b); Çarpınlioğlu (2003); Trip e outros (2012).

Os primeiros trabalhos teóricos da transição laminar turbulento em escoamentos oscilantes remontam aos anos 60. O protótipo deste tipo de escoamento é a camada oscilante de Stokes e este é o escoamento periódico mais estudado. Muitos trabalhos utilizam uma abordagem quase estática, na qual a teoria clássica de estabilidade hidrodinâmica é utilizada para análise dos perfis ao longo do ciclo sem considerar os efeitos de variação do perfil no tempo (COLLINS, 1963; VON KERCZEK; DAVIS, 1972). Abordagens mais recentes levam em conta os efeitos da variação do perfil no tempo utilizando teoria de Floquet (VON KERCZEK; DAVIS, 1974). Davis apresenta uma detalhada revisão dos resultados até o início dos anos 70 (DAVIS, 1976). Esses trabalhos visavam principalmente obter o valor do número de Reynolds crítico. Os resultados teóricos não concordam muito bem entre si com relação ao

valor do Reynolds crítico bem como quanto a possível influência da frequência de oscilação.

Uchida (1956) resolveu analiticamente o escoamento laminar, incompressível, e plenamente desenvolvido em canalizações, submetido a uma condição de pulsação no gradiente de pressão. A forma da pulsação foi descrita como uma série de Fourier de senos e cossenos, e o método de solução analítico da equação de Navier-Stokes nestas condições foi obtido via expansão em autofunções. Como resultados pode-se destacar a existência de um atraso na fase da variação da velocidade do escoamento em relação ao gradiente de pressão. Este atraso é zero para a condição estacionária e tende a 90° para uma pulsação de frequência infinita. Uchida (1956) constatou também que o perfil de velocidade do escoamento fica alterado em relação ao do plenamente desenvolvido. O trabalho de Uchida (1956) é útil para o entendimento do comportamento de escoamentos submetidos a condições transientes pulsantes. No entanto, deve-se notar que o regime turbulento prevalece em praticamente todas as aplicações tecnológicas. Como a turbulência não é possível de ser avaliada analiticamente, a modelagem numérica e a investigação experimental são as únicas alternativas possíveis.

Os trabalhos experimentais em escoamentos oscilantes iniciaram-se nos anos 50. Os primeiros experimentos utilizavam técnicas de visualização. Os resultados apontavam para valores de Reynolds crítico em torno de 500. Experimentos mais detalhados foram conduzidos por Merkli e Thomann (1975) que utilizaram anemometria a fio quente. Os resultados mostraram que na faixa de parâmetro estudada explosões turbulentas ocorriam no período de desaceleração do ciclo e eram seguidos pela relaminarização do escoamento. Este resultado concorda qualitativamente com resultados clássicos da teoria de instabilidade hidrodinâmica aplicada a escoamentos não oscilatórios com aceleração ou desaceleração. Experimentos realizados por Hino, Sawamoto e Takasu (1976) também utilizaram anemometria a fio quente e confirmaram resultados anteriores. Hino, Sawamoto e Takasu (1976) caracterizaram o fenômeno em três regimes distintos:

- a) laminar, sem a observação de instabilidades;
- b) fracamente turbulento, com a observação de perturbação de pequena amplitude;
- c) condicionalmente turbulento, com o aparecimento de explosões turbulentas nos períodos de desaceleração do escoamento.

Apesar da importância de escoamentos turbulentos pulsantes em várias aplicações tecnológicas, as informações disponíveis sobre a sua estrutura são ainda escassas. Mizushina, Maruyam e Hirasawa (1975; 1973) realizaram uma investigação experimental sobre

escoamentos pulsantes, como medições detalhadas de perfis de velocidade e de intensidade de turbulência em diferentes condições de frequência e número de Reynolds médio. Os autores encontraram que, acima de uma determinada frequência, as oscilações afetam de forma significativa o escoamento. Ramaprian e Tu (1980) observaram uma distorção do perfil de velocidade média provocada pelas oscilações do escoamento. Outra conclusão importante obtida num trabalho posterior de Ramaprian e Tu (1983a-b) foi a da não existência de um perfil de velocidade média na região da parede. Quantidades turbulentas, tais como tensões normais e cisalhantes de Reynolds, também se mostraram afetadas pelas oscilações impostas ao escoamento. Ohmi e outros (1985; 1982) investigaram o escoamento turbulento transiente oscilatório através de uma constrição e o comprimento de recolamento em condições experimentais de frequência de 1,03 Hz. Na fase onde a turbulência apareceu, a distribuição de velocidade concordou bem com o escoamento em regime permanente turbulento na mesma posição, exceto na vizinhança do orifício e a influência da aceleração na distribuição da velocidade pode ser negligenciado.

Para o caso de simulações numéricas do escoamento, o procedimento tem sido invariavelmente o de adotar modelos de turbulência desenvolvidos para a condição de regime permanente. Ronneberger e Ahrens (1977) e Mao e Hanratty (1986) verificaram que o modelo seguindo a hipótese do comprimento de mistura é inadequado para prever o comportamento da tensão na parede indicado pelas medições experimentais. Investigações com modelos de turbulência mais avançados foram realizadas por Blondeaux e Colombini (1985) e Cotton e Ismael (1991), considerando os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, Kebede, Launder e Younis (1985) com um modelo de transporte para as tensões de Reynolds. Todos esses trabalhos, no entanto se restringiram a uma faixa estreita de condições de oscilações. Cotton e Ismael (1996) realizaram uma investigação mais abrangente do problema, utilizando uma versão para baixos números de Reynolds do modelo $k-\varepsilon$, focalizando somente resultados de tensão cisalhante na parede.

Hayase, Cheng e Hayashi (1995) estudaram numericamente o escoamento transiente através de uma placa de orifício com consideração fundamental na dinâmica de uma válvula hidráulica. Cálculos de tempo-dependente para um gradiente de pressão imposto repentinamente mostraram duas constantes distintas de tempo características para o estado transiente. O primeiro tempo característico normalmente corresponde a variação da taxa do escoamento, enquanto o segundo, correspondente com a variação da estrutura do escoamento, não foi tratado em trabalhos prévios. A determinação final do escoamento é completada no segundo tempo característico que é quase dez vezes maior que a primeira sobre a condição

atual. Cuidados especiais devem ser tomados para medições precisas em escoamento transiente usando placa de orifício.

Burden e McLaury (2002) fizeram um estudo numérico, usando o código comercial ANSYS CFX, com validação experimental, de um escoamento em canal com redução e expansão brusca, com e sem arredondamento na entrada da redução. Foram medidos os perfis de velocidade e energia cinética turbulenta usando um LDV (Laser Doppler Velocimetry). Três modelos de turbulência foram avaliados: $k-\varepsilon$ padrão, $k-\varepsilon$ RNG e um modelo de tensão de Reynolds diferencial. Foram aplicados dois esquemas de discretização: híbrido (que mescla *upwind* de primeira ordem com diferenças centrais de segunda) e QUICK (*upwind* quadrático de terceira ordem). Foram feitos testes em malhas aplicando três refinamentos diferentes no sentido radial: 1,57; 3,15 e 6,30 elementos/mm. Resultados obtidos usando a pior malha como esquema QUICK se mostraram mais próximos dos valores experimentais do que os obtidos com a melhor malha usando o esquema híbrido. A malha mais refinada com o esquema QUICK foi escolhida para os cálculos. Os modelos $k-\varepsilon$ RNG e o da tensão de Reynolds diferencial apresentaram os melhores resultados, principalmente na entrada da redução. Os resultados experimentais e numéricos mostraram que a presença de um arredondamento reduz em aproximadamente seis vezes a energia cinética turbulenta na região da redução.

Ribas (2004) desenvolveu uma ferramenta numérica capaz de prever com qualidade o comportamento de escoamentos turbulentos, incompressíveis, pulsantes, plenamente desenvolvidos em canalizações. Para a avaliação das grandezas turbulentas foram testados três modelos de turbulência: o modelo $k-\varepsilon$ de Launder e Sharma, o modelo $k-\omega$ de Wilcox e o modelo de Durbin. No trabalho o autor considerou a modelagem de transientes associados aos escoamentos em sistemas de sucção/descarga de compressores alternativos e na folga entre pistão e placa de válvulas, durante o esvaziamento do cilindro. Para o caso de sistemas de sucção e descarga, a modelagem visou avaliar parâmetros do escoamento, tais como tensão de cisalhamento na parede e perfil de velocidade, sob diferentes níveis de transientes. As equações governantes foram discretizadas de acordo com a metodologia de volumes finitos e resolvidas através do algoritmo TDMA. Os resultados numéricos, validados através da comparação com dados experimentais, mostraram que os transientes provocam alterações significativas na tensão de cisalhamento na parede e outros parâmetros do escoamento.

Yakhot, Grinberg e Nikitin (2004) estudaram numericamente o escoamento laminar, incompressível, pulsativo através de um tubo com uma constrição (um orifício). O fluido é impulsionado por uma diferença de pressão variável imposta senoidalmente, $\Delta p(t)$, e governado pelo balanço entre a aceleração local, a inércia e as forças viscosas. Para o

escoamento pulsativo através do orifício no tubo, uma bolha de recirculação oscilante desenvolve-se atrás do orifício. A vazão induzida, $\Delta Q(t)$, o comprimento da bolha de recirculação, $L_b(t)$, bem como o ângulo de fase (ϕ_Q, ϕ_L), com relação a diferença de pressão imposta, foram computados para diferentes relações de diâmetro da constrição, número de Womersley e o número de Reynolds. Os resultados apresentados permitem distinguir os regimes com insignificamente efeitos não lineares e aqueles que podem ser consideradas como quase permanentes.

Lee e outros (2007) realizaram simulações numéricas para escoamento laminar senoidal pulsante em um tubo com uma constrição suave. O método dos volumes finitos de segunda ordem foi desenvolvido para resolver as equações governantes do problema. Os efeitos do número de Reynolds, do número de Womersley, da amplitude de pulsação, da relação de diâmetro e do comprimento da constrição no escoamento do fluido no tubo com uma constrição foi estudado. No trabalho, os autores demonstraram que a natureza dinâmica do escoamento pulsante depende fortemente da frequência e as zonas de recirculação ocorrem simultaneamente a montante e a jusante da constrição, quando a vazão instantânea se aproxima de zero para cada número de Womersley. A desaceleração do escoamento nos ciclos pulsantes tende a aumentar na região de recirculação, e este efeito torna-se mais significativo com o aumento da amplitude de pulsação.

Dobhoff e outros (2011) revisaram a base teórica da medição de escoamentos pulsantes através de placas de orifício, fornecendo um resumo dos trabalhos feitos neste campo e mostrando os limites das aplicações das teorias existentes. Uma atenção especial foi dada para a inércia temporal e a aplicação das respectivas expressões desenvolvidas anteriormente e encontradas na literatura. Outros fatores que influenciam na medição do escoamento pulsante através de placas de orifício, tais como a mudança de perfis de velocidades e os efeitos das montagens entre os transdutores de pressão e a placa de orifício foram analisados. Um experimento foi realizado para investigar a aplicação das teorias desenvolvidas e identificar a magnitude dos erros de medições, levando em consideração o escoamento reverso e a inércia temporal para o escoamento pulsante com amplitudes de pulsação relativa em torno de 1 e frequências entre 12,5 e 50 Hz. No trabalho, os autores verificaram que a equação sugerida anteriormente pode fornecer resultados aceitáveis se a razão entre a componente da velocidade de pulsação e o produto da frequência angular e o diâmetro do orifício, $(v'/\omega d/2)$, não for maior que 10. Para altas razões, os resultados não foram explicados pela equação sugerida. Os autores observaram que diferentes expressões teóricas relacionando a pressão diferencial com a vazão mássica através de placas de orifício

são encontradas em vários trabalhos divergindo apenas quantitativamente.

O interesse em se dominar o comportamento de sistemas dinâmicos nas últimas cinco décadas ficou bastante evidente. Desta forma, pode-se dizer que há quatro linhas distintas de investigação:

- a) aqueles voltados à atenuação, isolamento ou eliminação da pulsação na linha, onde são estudados os efeitos de pulmões ou retificadores de fluxo sobre a pulsação;
- b) aqueles que tentam classificar os escoamentos baseados na pulsação presente, definindo limites a partir do qual não é possível medir vazão com exatidão;
- c) aqueles que procuram um medidor de vazão que apresente características dinâmicas adequadas à quantificação da pulsação;
- d) aqueles que buscam um coeficiente de descarga dinâmico capaz de corrigir o valor de vazão medido pelos métodos estáticos considerando a influência de uma parcela transiente.

Esses trabalhos refletem o estado da arte no âmbito de placas de orifício. Ainda existem muitas questões a serem exploradas na comunidade científica, principalmente, no que diz respeito a metodologias numéricas e a necessidade de se explorar ainda mais o comportamento dos modelos de turbulência para esta situação de escoamento.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A equação utilizada para expressar a vazão com a pressão diferencial medida através de uma restrição é derivada a partir da equação unidimensional da quantidade de movimento. A equação contém um termo aceleração temporal e um termo aceleração convectiva e ambos os termos contribuem para a pressão diferencial. No entanto, é provável que a aceleração convectiva do fluido que passa através de uma restrição seja muito maior do que a aceleração temporal, considerando que as flutuações de vazão não sejam rápidas.

Uma análise matemática da teoria do escoamento em regime quase permanente é possível ser feita levando em consideração o termo aceleração temporal (também chamado inércia temporal). Entretanto, a teoria não leva em consideração os possíveis efeitos das pulsações sobre o coeficiente de descarga do medidor de vazão. Na teoria do escoamento em regime quase permanente presume-se que o coeficiente de descarga é constante e tem o valor determinado sob condições de escoamento em regime permanente. Na realidade, ele deve ter uma variação cíclica.

3.1 Teoria do escoamento em regime quase permanente

Esta teoria descreve que a relação entre a vazão e a pressão diferencial permanece constante durante o ciclo de pulsação (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

Se isto for assumido, a equação torna-se a relação para a teoria do escoamento em regime quase permanente, que é válida quando aplicada a um instante de tempo durante as condições de pulsação.

A equação unidimensional da quantidade de movimento é:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{1}{\rho}\right) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

A equação unidimensional de conservação de massa é:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

No escoamento em regime permanente os termos dependentes do tempo, $\frac{\partial u}{\partial t}$ na

equação da quantidade de movimento, e $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ na equação de conservação de massa são nulos.

Para escoamento pulsante estes termos podem ser desprezados se:

- a) se o termo aceleração temporal é muito menor que o termo aceleração convectiva:

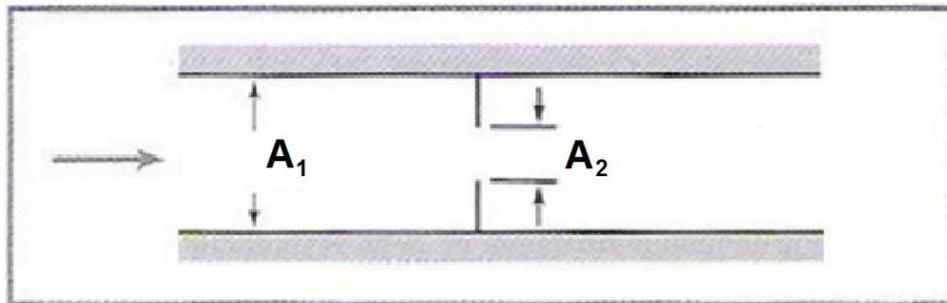
$$\frac{\partial u}{\partial t} \ll u \frac{\partial u}{\partial x} \quad (7)$$

- b) se o fluido é assumido como incompressível:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \ll \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} \quad (8)$$

Se o fluido é assumido como incompressível e o termo aceleração temporal é desprezado, então as equações da quantidade de movimento e da continuidade podem ser integradas ao longo do comprimento da restrição, conforme a Figura 3.

Figura 3 – Esquema da placa de orifício



Fonte: Elaborada pela autora

A Equação (5) torna-se:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{1}{\rho} \cdot (p_2 - p_1) = 0 \quad (9)$$

Da Equação (6) tem-se:

$$\dot{m} = \rho \cdot u_1 \cdot A_1 = \rho \cdot u_2 \cdot A_2 \quad (10)$$

onde:

\dot{m} = vazão em massa (kg/s);

A_1 = área da seção reta do tubo (m²);

A_2 = área da seção reta a saída da restrição na "*vena contracta*" (m²).

Combinando as Equações (9) e (10) obtém-se a Equação (11):

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}{1 - m^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

onde:

Δp = pressão diferencial instantânea medida através da restrição (Pa);

m = razão entre as áreas $\frac{A_2}{A_1}$.

A Equação (11) não leva em consideração as diferenças entre o escoamento unidimensional ideal e o escoamento real, tais como o perfil de velocidade não uniforme a jusante do medidor e a contração do jato no orifício. Estas diferenças são corrigidas para o escoamento unidimensional permanente usando o coeficiente de descarga e o fator de expansão. Estas variáveis podem ser tratadas como constante (não variam com o tempo) tendo os mesmos valores do escoamento em regime permanente para o escoamento em regime quase permanente (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

A Equação (11) torna-se:

$$\dot{m} = \varepsilon \cdot C_d \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}{1 - m^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

onde:

ε = fator de expansão do fluido;

C_d = coeficiente de descarga.

A Equação (12) fornece a vazão em massa em termos da raiz quadrada da pressão diferencial instantânea. A vazão em massa média é dada pela integração em relação ao tempo da Equação (13).

$$\overline{\dot{m}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \dot{m} dt = \varepsilon \cdot C \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho}{1 - m^2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \Delta p^{\frac{1}{2}} dt \quad (13)$$

$$\overline{\dot{m}} = \varepsilon \cdot C \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot \rho}{1 - m^2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \overline{\Delta p^{\frac{1}{2}}} \quad (14)$$

onde:

$$\overline{\Delta p^{\frac{1}{2}}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \Delta p^{\frac{1}{2}} dt \quad (15)$$

$$\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \Delta p^{\frac{1}{2}} dt \neq \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \Delta p dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

$$\overline{(\Delta p)^{\frac{1}{2}}} \neq \overline{(\Delta p^{\frac{1}{2}})} \quad (17)$$

A Equação (12) pode ser aplicada para escoamentos pulsantes, considerando condições de escoamento em regime quase permanente, a vazão em massa média será obtida utilizando o valor médio de $\Delta p^{\frac{1}{2}}$.

De fato, a consideração de escoamento em regime quase permanente somente é válida para frequências de pulsações muito baixas em fluidos incompressíveis. Para uma melhor compreensão do comportamento do escoamento pulsante através de placas de orifício é necessário considerar ainda efeitos da inércia temporal, efeitos da compressibilidade e fatores que afetam o coeficiente de descarga (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

3.2 Teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal

Para obter a equação da pressão diferencial instantânea, as Equações (5) e (6) são integradas em relação a x , ao longo do comprimento da restrição, assumindo o fluido como

incompressível, o comprimento da restrição é curto comparado com o comprimento de onda da pulsação e incluindo o termo aceleração temporal (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998):

$$\Delta p = \dot{m}^2 \cdot \frac{(1 - m^2)}{2 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}\right)^2} + \rho \cdot \int_1^2 \frac{\partial u}{\partial t} dx \quad (18)$$

Levando em consideração a contração do jato no orifício, um coeficiente de contração, C_c , é introduzido na Equação (18):

$$\Delta p = \dot{m}^2 \cdot \frac{(1 - C_c^2 \cdot \beta^4)}{2 \cdot \rho \cdot C_c^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)^2} + \rho \cdot \int_1^2 \frac{\partial u}{\partial t} dx \quad (19)$$

sendo:

$$C_c = \frac{A_2}{A} = \frac{d_2}{d} \quad (20)$$

onde:

A_2 = área da seção reta a saída da restrição na "vena contracta" (m²);

A = área da seção reta a entrada da restrição (montante) (m²).

O primeiro termo do lado direito da Equação (19) é a pressão diferencial associada com o termo aceleração convectiva do fluido através do orifício. É idêntica a expressão para a pressão diferencial para o escoamento em regime permanente. O segundo termo é a pressão diferencial associada com o termo aceleração temporal do fluido. Sua grandeza aumenta com a frequência de pulsação e é zero para o escoamento em regime permanente.

Se assumir que o comprimento da restrição é pequeno comparado com o comprimento de onda da pulsação, a variação da velocidade de escoamento ao longo da restrição é dada pela equação da continuidade:

$$u = u_2 \cdot \frac{A_2}{A} \quad (21)$$

Usando a Equação (21), tem-se:

$$\rho \cdot \int_1^2 \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right) dx = \rho \cdot \frac{du_2}{dt} \cdot \int_1^2 \frac{A_2}{A} dx = \rho \cdot \frac{du_2}{dt} \cdot L_e \quad (22)$$

onde:

L_e = comprimento efetivo da restrição (m).

Se substituir a velocidade u_2 por $\frac{\dot{m}}{\rho \cdot C_c \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}$ na Equação (22), a Equação (19) torna-se:

$$\Delta p(t) = \dot{m}^2 \cdot \frac{(1 - C_c^2 \cdot \beta^4)}{2 \cdot \rho \cdot C_c^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)^2} + \left[\frac{L_e}{C_c \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \right] \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (23)$$

Se o escoamento for regime permanente com a mesma vazão em massa, a pressão diferencial pode ser dada pela Equação (24):

$$\Delta p_s = \overline{\dot{m}^2} \cdot \frac{(1 - C_c^2 \cdot \beta^4)}{2 \cdot \rho \cdot C_c^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)^2} \quad (24)$$

A Equação (23) pode ser reescrita conforme a Equação (25):

$$\frac{\Delta p(t)}{\rho} = K_1 \cdot \frac{dQ(t)}{dt} + K_2 \cdot Q(t)^2 \quad (25)$$

onde:

$Q(t)$ = vazão volumétrica transiente (m^3/s);

$\Delta p(t)$ = pressão diferencial transiente na placa de orifício (Pa).

Na Equação (25), o primeiro termo do lado direito corresponde à inércia temporal do fluido entre as duas tomadas de pressão e o segundo termo é o termo da inércia convectiva, que pode ser associado ao coeficiente de descarga (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998). O termo inércia temporal é função da frequência adimensional, conhecido como número de Strouhal, S_{rd} , definido no diâmetro do orifício, Equação (26):

$$S_{rd} = \frac{f_p \cdot d}{\overline{u_d}} \quad (26)$$

onde:

f_p = frequência de pulsação (Hz);

$\overline{u_d}$ = velocidade média no orifício (m/s).

Na teoria do escoamento em regime quase permanente assume-se que a influência da inércia do fluido é desprezível e o parâmetro K_2 mantém o valor do escoamento em regime permanente, que está diretamente ligado ao coeficiente de descarga. Assim, em qualquer momento do ciclo de pulsação, a vazão volumétrica transiente é deduzida a partir da pressão diferencial dinâmica correspondente à Equação (27):

$$Q(t) = \sqrt{\frac{\Delta p(t)}{K_2 \cdot \rho}} \quad (27)$$

sendo:

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^4)}{2 \cdot C_d^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)^2} \quad (28)$$

onde:

β = relação entre os diâmetros do orifício e da tubulação;

d = diâmetro do orifício (m).

Na teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal, a pulsação não afeta o valor do coeficiente K_2 durante o ciclo, mas o termo da aceleração temporal não é desprezado, sendo assumido como constante e uma função da geometria do orifício, Equação (29):

$$K_1 = \frac{4 \cdot Le}{\pi \cdot d^2 \cdot C_c} \quad (29)$$

onde:

d = diâmetro do orifício (m);

C_c = coeficiente de contração;

Le = comprimento efetivo da restrição (m).

O comprimento efetivo da restrição foi considerado igual ao diâmetro do orifício, d .

O comportamento dinâmico do escoamento depende da frequência de pulsação e é expresso pelo número de Womersley, W . O número de Womersley é usado para caracterizar a natureza periódica do escoamento, e representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas, mas enfatiza os termos dependentes do tempo em vez dos termos inerciais estacionários, Equação (30):

$$W = R \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot \omega}{\mu}} \quad (30)$$

onde:

R = raio interno do tubo (m);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

μ = viscosidade dinâmica (kg/m.s);

ω = frequência angular (rad/s).

3.3 Caracterização do escoamento e modelo matemático

O banco de fluxo consiste em uma bancada experimental para estudo dos escoamentos laminares e turbulentos, em regime permanente e transiente pulsante, incompressíveis em um sistema de medição de vazão do tipo placa de orifício. O escoamento em questão se dá em uma tubulação de acrílico de pequeno diâmetro ($D < 50$ mm). Duas placas de orifício são utilizadas, uma placa de orifício concêntrico de canto vivo e uma de entrada cônica. Um gerador de pulsos de vazão é utilizado para criar uma onda senoidal de vazão em torno de um escoamento médio, onde são utilizados transdutores de pressão com características dinâmicas, os quais permitem acompanhar as flutuações de pressão no tempo. Para tal estudo, a propagação de uma flutuação de vazão conhecida é relacionada a uma flutuação de pressão, permitindo a calibração dinâmica do sistema de medição. A flutuação de vazão em torno de um escoamento médio, também conhecido, é produzida pelo movimento harmônico de um

pistão. A variação de pressão através da placa de orifício é determinada experimentalmente através de transdutores de pressão acoplados a um sistema de aquisição dinâmica de dados.

As flutuações de vazão em várias frequências são produzidas pelo movimento harmônico de um pistão, acionado por um motor elétrico com frequência angular controlada. O gerador de pulsos de vazão utiliza um mecanismo do tipo garfo escocês (“*scotch yoke*”), capaz de gerar ondas senoidais de vazão em torno do escoamento médio, Q_0 . Tal valor é fornecido pela bomba de palhetas e é medido por uma cuba de medição da vazão ou pelo sistema de medição de vazão estática. A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, é produzida pelo gerador de pulsos de vazão, acionado pelo motor elétrico. A vazão volumétrica transiente, $Q(t)$, constituída pela flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, e pela vazão média, Q_0 , é medida pelo sistema de medição de vazão dinâmica.

A vazão transiente imposta, $Q_{t_i}(t)$, que passa pela placa de orifício do sistema de medição de vazão dinâmica é dada pela soma da flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, e a vazão média, Q_0 , medida na placa de orifício do sistema de medição de vazão estática. Desta forma, na Equação (31) tem-se:

$$Q_{t_i}(t) = Q_p(t) + Q_0 \quad (31)$$

A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, e a vazão média, Q_0 , são valores impostos ao sistema.

Pela teoria do escoamento em regime quase permanente, a medição da vazão volumétrica transiente, $Q(t)$, é obtida experimentalmente por meio do sistema de medição de vazão dinâmica, medindo-se a pressão diferencial transiente na placa de orifício, $\Delta p(t)$, e utilizando a Equação (32).

$$Q(t) = k \cdot [\Delta p(t)]^a \quad (32)$$

onde:

k = constante obtida da calibração da placa de orifício;

a = constante obtida da calibração da placa de orifício.

Esta relação é semelhante àquela normalmente usada para a medição de vazão em regime permanente. A diferença está na dependência temporal da vazão e da pressão.

O limite de aplicação da Equação (32) para regime transiente dependerá das características dinâmicas dos transdutores de pressão, sendo que quando o transdutor não for capaz de acompanhar as variações de pressão no tempo, esta equação não tem mais sentido. De acordo com a norma ISO/TR 3313, o transdutor adequado para medir vazões dinâmicas deve possuir um tempo de resposta que seja pelo menos dez vezes menor que o período da pulsação presente no escoamento. O tempo de resposta dos transdutores de pressão utilizados é de 1ms. Como a pulsação máxima estudada possui período de 41,67ms (aproximadamente 24 Hz), tem-se assegurado que os transdutores utilizados são capazes de acompanhar a variação de pressão na placa de orifício para a faixa de frequências estudada, podendo ser adotada a mesma relação utilizada para as vazões estáticas (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

Devido à compressibilidade do sistema e a distância existente entre o gerador de pulsos de vazão e o sistema de medição de vazão dinâmica, a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, sofre um amortecimento e atraso no tempo, até atingir o sistema de medição de vazão dinâmica. Este amortecimento é caracterizado por uma queda na amplitude e um atraso no tempo da onda de vazão gerada, τ , ou seja, a onda de vazão que chega à placa de orifício terá um valor menor que $Q_p(t)$ e atingirá a placa de orifício instante depois que $Q_p(t)$ for gerado no gerador de pulsos de vazão.

A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, é dada pela Equação (33):

$$Q_p(t) = A_c \cdot r \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (33)$$

onde:

A_c = área da seção do cilindro do gerador de pulsos de vazão (m^2);

r = raio do excêntrico da manivela do gerador de pulsos de vazão (m);

ω = frequência angular (rad/s);

t = tempo (s);

ωt = posição angular (ângulo no qual se encontra a manivela) (rad).

A flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, pode ser dada pela Equação (34):

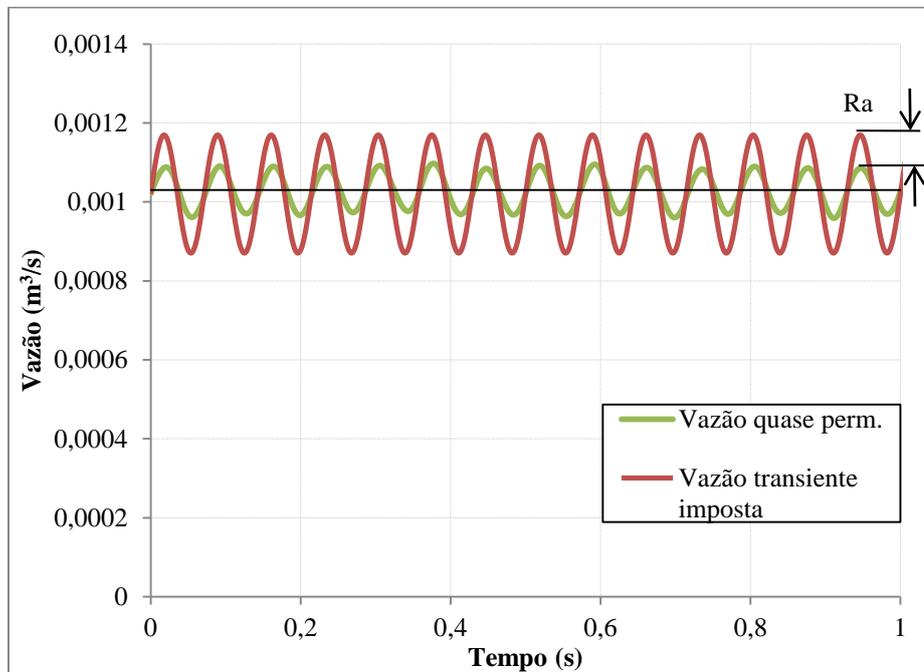
$$Q_a(t) = Ra \cdot A_c \cdot r \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t + \theta) \quad (34)$$

onde:

Ra = razão de amplitudes entre a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, e a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$.

A determinação experimental do parâmetro Ra é obtida graficamente, através da comparação das curvas obtidas pelas Equações (31) e (32), e para uma determinada frequência e um valor específico de vazão média, Q_0 , conforme a Figura 4.

Figura 4 – Gráfico da flutuação de vazão no cilindro e na placa de orifício - 14 Hz e $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$



Fonte: Elaborada pela autora

A defasagem, θ , entre a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, e a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, dada pela Equação (35), é obtida experimentalmente utilizando-se o sensor de proximidade, instalado no eixo do gerador de pulsos de vazão. O intervalo de tempo correspondente à defasagem é determinado comparando-se o instante de tempo no qual o pistão do gerador de pulsos de vazão atinge a sua velocidade máxima com o instante de tempo no qual ocorre o valor máximo da pressão diferencial transiente na placa de orifício, $\Delta p(t)$, captado pelos transdutores de pressão com características dinâmicas.

$$\theta = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta t \quad (35)$$

onde:

f = frequência cíclica medida pela rotação do motor de acionamento (Hz);

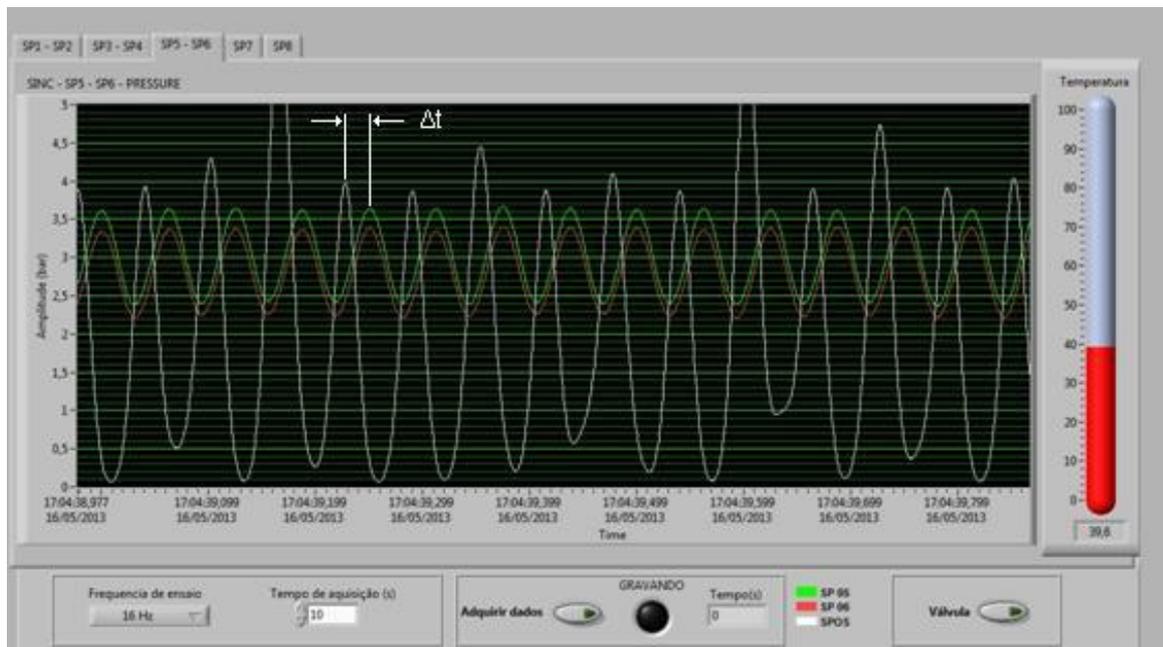
Δt = intervalo de tempo correspondente à defasagem entre as vazões (s).

Sabe-se que, no mecanismo gerador de pulsos de vazão, a velocidade máxima do pistão ocorre no instante em que ele se encontra na posição correspondente à metade do seu curso. Nesse instante, a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, também deverá ser máxima ou mínima, dependendo do sentido da velocidade. Ao mesmo tempo, a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, deverá corresponder a um máximo ou mínimo, dependendo do sentido da velocidade, se não houver nenhuma defasagem na aquisição do sinal. Como, de fato, esta defasagem ocorre na aquisição dinâmica de sinais, os valores do tempo, t , correspondentes aos máximos do sinal referente à flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, são diferentes dos correspondentes ao sinal referente à flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$.

Um sensor de proximidade, instalado no eixo do gerador de pulsos de vazão, indica a posição do valor máximo do pulso, equivalente à metade do curso do pistão. Comparando-se o instante de tempo em que ocorre o valor máximo do pulso dentro do cilindro com o instante de tempo em que ocorre o valor máximo do pulso na placa de orifício, obtém-se o valor do atraso no tempo da onda de vazão, τ .

A Figura 5 ilustra esta situação para uma das frequências de trabalho.

Figura 5 – Painel do Labview com as leituras dos transdutores de pressão e do sensor de proximidade



Fonte: Elaborada pela autora

3.4 O tempo de resposta de um sistema de medição de pressão com um tubo de ligação

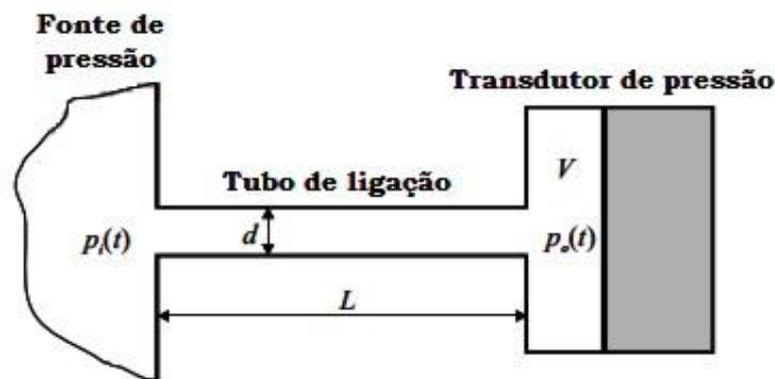
Por causa dos efeitos adversos de pulsações existentes em muitas instalações com medidores do tipo placas de orifício e outros tipos de medidores de vazão, existe a necessidade de eliminar ou diminuir a amplitude de pulsação na tubulação. O tratamento mais comum e eficaz para o controle de pulsação é a concepção e instalação de filtros acústicos. No entanto, a maioria dos filtros projetados não é eficaz e é cara para operar, por causa de perdas de queda de pressão (BLODGETT; McKEE, 1994). Um tubo de ligação entre o objeto medido e o transdutor de pressão é um componente comum de sistemas de medição de pressão (BOTROS; JUNGOWSKI; PETELA, 1992; CLARK, 1992; READER-HARRIS; McNAUGHT, 2005). As características dinâmicas de um sistema de medição são importantes nas medições de grandezas variáveis no tempo. As características dinâmicas resultantes do escoamento pulsante podem influenciar significativamente as magnitudes dos erros de medição dinâmica.

Para tirar um melhor proveito do transdutor de pressão com características dinâmicas, a correta localização é exatamente sobre o objeto de medição, no ponto em que a pressão medida ocorre. Isto não é, no entanto, possível em todos os casos, e um tubo, que liga o objeto medido e o transdutor de pressão, é geralmente aceito como um componente do sistema de medição de pressão (READER-HARRIS; McNAUGHT, 2005). Em termos físicos, as

características dinâmicas do tubo de ligação são modeladas como um oscilador de fluido, isto é, ressonador Helmholtz.

A Figura 6 apresenta um diagrama esquemático de um transdutor de pressão de um determinado volume interno V , ligado com a fonte de pressão por um tubo de ligação com diâmetro interno d e comprimento L . O sistema é um oscilador de fluido típico. Uma das formas básicas de osciladores de fluido é o ressonador Helmholtz, que consiste de uma cavidade com um pescoço estreito (BAJSIĆ; KUTIN; ŽAGAR, 2007).

Figura 6 – Esquema de um transdutor de pressão com um tubo de ligação



Fonte: Elaborada pela autora

Quando as dimensões da cavidade de um sistema acústico são pequenas comparadas com o comprimento de onda, o movimento do meio no sistema é análogo a um sistema mecânico de um grau de liberdade, que tem um conjunto de elementos mecânicos: massa, rigidez e amortecimento.

O fluido no tubo de ligação funciona como o elemento de massa do oscilador, enquanto o fluido na cavidade atua como elemento de rigidez (a mola) do oscilador. A análise fundamental de ressonadores Helmholtz baseia-se sobre os pressupostos da rigidez de todas as paredes, da ausência de ondas estacionárias (comprimentos de onda de pressão significativamente menor do que qualquer dimensão característica) e da velocidade do fluido na cavidade ser significativamente menor do que a velocidade do fluido no tubo. Assim, o oscilador de fluido pode ser tratado como um sistema dinâmico de um grau de liberdade, o qual (com o amortecimento do sistema levado em conta) produz a seguinte relação entre o tubo de ligação e o transdutor de pressão, Equação (36) (BAJSIĆ; KUTIN; ŽAGAR, 2007):

$$\frac{d^2 p_0}{dt^2} + 2\xi\omega_0 \frac{dp_0}{dt} + \omega_0^2 \cdot p_0 = \omega_0^2 \cdot p_i \quad (36)$$

onde:

$p_i(t)$ = pressão de entrada;

$p_0(t)$ = pressão de saída;

$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$ = frequência angular natural;

ξ = razão de amortecimento.

A frequência natural ou fundamental do ressonador Helmholtz pode ser expressa como na Equação (37):

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot c \cdot \sqrt{\frac{A}{L \cdot V}} \quad (37)$$

onde:

c = velocidade de propagação da onda de pressão;

L = comprimento do tubo de ligação;

V = volume interno do transdutor de pressão;

$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ = área da seção interna do tubo de ligação.

Segundo Whitmore (1990), a Equação (38) para a frequência natural é obtida através da solução da equação de onda:

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot c \cdot \sqrt{\frac{A}{L \cdot V_{eff}}} \quad (38)$$

onde:

$$V_{eff} = V + \frac{L \cdot A}{2} \quad (39)$$

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot \overline{f_0} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (40)$$

Bem como uma estimativa da razão de amortecimento:

$$\xi = \frac{2 \cdot \mu}{\overline{f_0} \cdot \rho \cdot A} \quad (41)$$

onde:

ξ = razão de amortecimento;

μ = viscosidade dinâmica;

ρ = massa específica do fluido.

Na Equação (41), a razão de amortecimento leva em conta as perdas de pressão no tubo de ligação, assumindo o escoamento laminar.

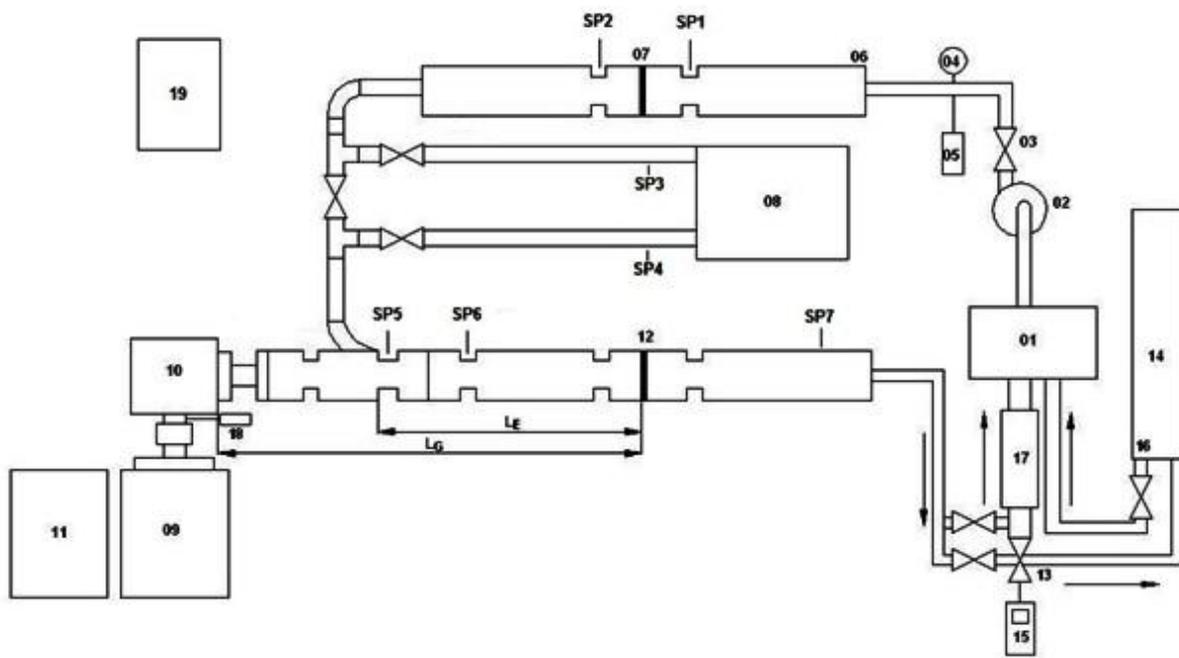
4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A metodologia experimental desenvolvida tem a finalidade de corroborar os resultados obtidos a partir da metodologia numérica e também conhecer as características do escoamento em estudo.

4.1 Descrição geral e funcionamento do banco de fluxo

O esquema geral do sistema estático e dinâmico construído é mostrado na Figura 7. A descrição do funcionamento do banco de fluxo é realizada com o auxílio da Figura 7.

Figura 7 – Esquema geral do banco de fluxo



Fonte: Elaborada pela autora

- | | |
|---|---|
| 1. Reservatório; | 11. Inversor de frequência; |
| 2. Bomba de palhetas de vazão variável; | 12. Sistema de medição de vazão dinâmica; |
| 3. Válvula reguladora de vazão; | 13. Válvula direcional; |
| 4. Manômetro; | 14. Cuba de medição da vazão Q_o ; |
| 5. Acumulador; | 15. Temporizador; |
| 6. Tubulação de acrílico; | 16. Termoresistência; |
| 7. Sistema de medição de vazão estática Q_o ; | 17. Trocador de calor; |
| 8. Ressonador; | 18. Sensor de proximidade; |
| 9. Motor elétrico; | 19. Sistema de aquisição de dados. |
| 10. Gerador de pulsos de vazão; | |

O óleo contido no reservatório (1) é bombeado pela bomba de palhetas (2) a uma vazão constante, Q_b . A vazão da bomba é controlada por uma válvula reguladora de vazão com compensação de pressão e temperatura (3), a qual permite a alteração da vazão da bomba, Q_b para uma vazão média, Q_0 , ainda constante. Um acumulador (5) utilizando gás nitrogênio a 4 bar de pressão é responsável pela minimização da pulsação provocada pela bomba na linha. O óleo segue pela tubulação de acrílico (6) até o sistema de medição de vazão estática (7). Este sistema é constituído por uma placa de orifício de entrada cônica e dois transdutores de pressão. A finalidade deste sistema é comprovar que o comprimento de tubo reto utilizado no sistema de medição de vazão dinâmica é grande o bastante para não interferir nos valores de vazão encontrados em regime permanente. Depois de passar pelo ressonador (8), o óleo entra em contato com o gerador de pulsos de vazão (10) através de uma ramificação presente na tubulação. O gerador de pulsos de vazão (10) é acionado por um motor de corrente alternada (9), sendo sua rotação alterada pelo uso de um inversor de frequência (11). Em seguida, o óleo segue para o sistema de medição de vazão dinâmica (12), constituído por uma placa de orifício concêntrico de canto vivo e três transdutores de pressão com características dinâmicas. Quando o gerador de pulsos de vazão está desligado, ambos os sistemas de medição, (7) e (12), enviam sinais de tensão correspondentes a um valor de diferença de pressão equivalente à vazão média, Q_0 . Quando o gerador de pulsos de vazão é acionado, o sistema (12) indica uma diferença de pressão que equivale a uma vazão média, Q_0 , acrescida de uma flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$. O ressonador (8), associado à inclinação do tubo que leva o óleo ao sistema de medição de vazão dinâmica, tem como finalidade impedir a propagação desta flutuação para o sistema de medição (7). A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, sofre um atraso e um amortecimento, de modo que a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, é determinada pela Equação (34). Depois de passar pelo sistema de medição de vazão dinâmica (12), o óleo passa por uma válvula direcional (13), que alterna o caminho percorrido pelo óleo entre a cuba de medição da vazão (14) e o reservatório (1). Para a calibração dos sistemas de medição em regime permanente e determinação da vazão média, Q_0 , utiliza-se um temporizador (15), que atua sobre a abertura da válvula direcional, permitindo a entrada do óleo circulante para a cuba durante um determinado intervalo de tempo. A temperatura do óleo é medida dentro da cuba por uma termoresistência (16). Para manter a temperatura do óleo dentro do reservatório (1) na temperatura desejada, coloca-se em funcionamento o trocador de calor (17).

As flutuações de vazão em várias frequências são produzidas pelo movimento harmônico de um pistão, acionado por um motor elétrico com frequência angular controlada. O gerador de pulsos de vazão utiliza um mecanismo do tipo garfo escocês (“*scotch yoke*”), capaz de gerar ondas senoidais de vazão em torno do escoamento médio, Q_0 . Tal valor é fornecido pela bomba de palhetas (2) e é medido por uma cuba de medição da vazão ou pelo sistema de medição de vazão (7). A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, é produzida pelo gerador de pulsos de vazão (10), acionado pelo motor elétrico (9). A vazão volumétrica transiente, $Q(t)$, constituída pela flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, e pela vazão média, Q_0 , é medida pelo sistema de medição de vazão dinâmica (12). Um ressonador em série (8) impede a propagação da flutuação de pressão em direção à placa de orifício superior, que é utilizada para medir a vazão média, Q_0 .

O sistema de medição de vazão dinâmica (12) é instalado a uma distância igual a 590 mm do gerador de pulsos de vazão, L_G , e a uma distância igual a 315 mm de tubo reto a partir do tubo inclinado, L_E . Esta distância influencia a onda de vazão produzida pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, a qual chega amortecida e defasada na placa de orifício, $Q_a(t)$, depois de percorrer a distância L_G .

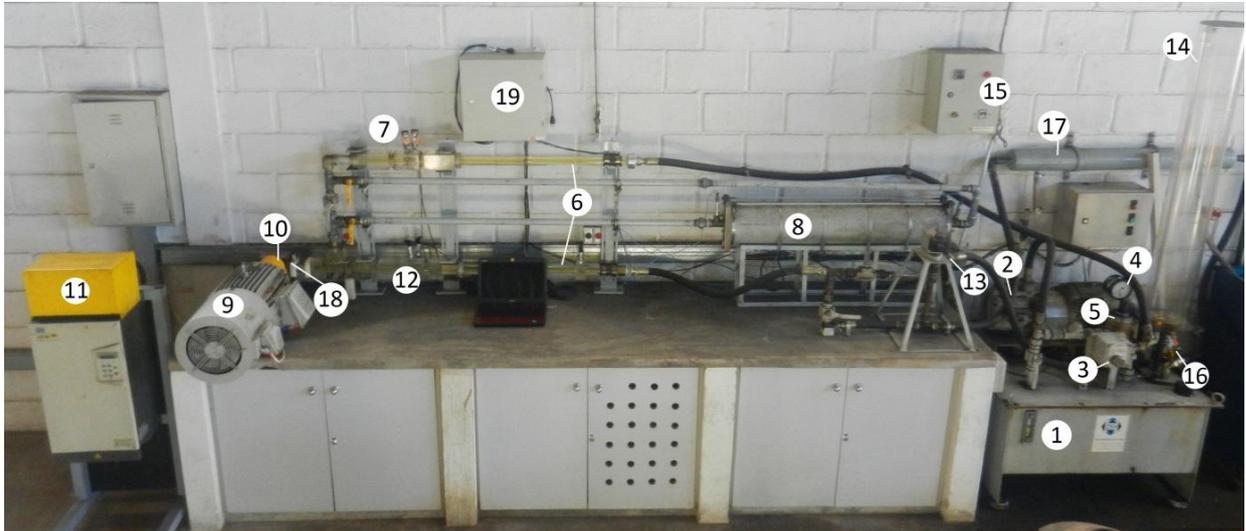
A metodologia experimental consiste em medir diretamente a vazão volumétrica transiente, $Q(t)$, por meio de um sistema de medição de vazão do tipo placa de orifício. Neste caso, os efeitos dissipativos da flutuação estão implícitos nos valores da vazão volumétrica transiente, $Q(t)$, obtidos experimentalmente. A vazão média, Q_0 , é medida instantaneamente pelo sistema de medição de vazão estática (7).

O fluido utilizado no banco de fluxo foi o óleo hidráulico Mobil DTE 24 (ISO VG 32). O óleo hidráulico pode trabalhar até temperaturas abaixo do seu ponto de fulgor, no entanto, como todo produto de petróleo, o ideal é não se trabalhar a temperaturas acima de 65°C, pois acima desta temperatura, acelera-se a oxidação do mesmo; a pressão máxima de trabalho deste óleo é de 70 kgf/cm² não existindo restrições para pressão mínima. Sua escolha se deve às suas aplicações comuns, principalmente nos sistemas hidráulicos industriais, onde situações de escoamentos pulsantes similares às estudadas neste trabalho estão sempre presentes (MOBIL LUBRIFICANTES – OilXplorer Support - Qualidade & Tecnologia).

A massa específica (ρ) e a viscosidade cinemática (ν) do óleo são 857,61kg/m³ e 31,5cSt, respectivamente (MOBIL LUBRIFICANTES – OilXplorer Support - Qualidade & Tecnologia). No presente trabalho, a temperatura do óleo foi mantida a (40 ± 1) °C.

A Figura 8 mostra uma fotografia do banco de fluxo com todos os componentes mostrados no esquema geral.

Figura 8 – Fotografia do banco de fluxo



Fonte: Foto da autora

- | | |
|---|---|
| 1. Reservatório; | 11. Inversor de frequência; |
| 2. Bomba de palhetas de vazão variável; | 12. Sistema de medição de vazão dinâmica; |
| 3. Válvula reguladora de vazão; | 13. Válvula direcional; |
| 4. Manômetro; | 14. Cuba de medição da vazão Q_o ; |
| 5. Acumulador; | 15. Temporizador; |
| 6. Tubulação de acrílico; | 16. Termoresistência; |
| 7. Sistema de medição de vazão estática Q_o ; | 17. Trocador de calor; |
| 8. Ressonador; | 18. Sensor de proximidade; |
| 9. Motor elétrico; | 19. Sistema de aquisição de dados |
| 10. Gerador de pulsos de vazão; | |

4.2 Sistemas de medição e aquisição de dados

Para o funcionamento do sistema de medição dinâmica, além da vazão fornecida pela bomba e dos parâmetros relativos à placa de orifício (dimensões e geometria), é necessário o conhecimento de várias grandezas:

- pressão diferencial estática e dinâmica na placa de orifício;
- frequência angular do gerador de pulsos de vazão;
- temperatura do óleo;
- posição do pistão do gerador de pulsos de vazão.

O Quadro 1 apresenta as faixas dos sensores e transmissores ajustados e calibrados para os experimentos.

Quadro 1 – Faixa dos sensores e transmissores utilizados

Sensor/transmissor	Parâmetro	Faixa calibrada
Termoresistência ECIL PT-100	Temperatura TEMP	0 °C a 100 °C
Transdutor de pressão IFM PN 3003	Pressão SP1/SP2	0 a 25 bar
Transdutor de pressão P&R PT-L3	Pressão SP3/SP4	0 a 3 bar
Transdutor de pressão PCB1501	Pressão SP5/SP6	0 a 13,8 bar
Transdutor de pressão PCB1501	Pressão SP7	0 a 20 bar
Transdutor de pressão IFM PA 3023	Pressão SP8	0 a 25 bar
Sensor de proximidade ALLEN-BRADLEY872CD2NN8E2	Posição SPOS	0 a 2 mm

Fonte: Elaborada pela autora

O valor da frequência angular do gerador de pulsos de vazão é fornecido diretamente pelo indicador de rotação do inversor de frequência. Os sinais gerados e as respectivas grandezas obtidas são mostrados no Quadro 2.

Quadro 2 – Sinais gerados e grandezas medidas

Sensor/transmissor	Sinal Gerado no sensor	Sinal Gerado na placa de orifício	Grandeza Medida
Termoresistência ECIL PT-100	Corrente	Tensão	Temperatura
Transdutor de pressão IFM PN 3003	Tensão	Tensão	Pressão relativa (estática)
Transdutor de pressão P&R PT-L3	Tensão	Tensão	Pressão relativa (dinâmica)
Transdutor de pressão PCB 1501	Tensão	Tensão	Pressão relativa (dinâmica)
Transdutor de pressão IFM PA 3023	Corrente	Tensão	Pressão relativa (estática)
Sensor de proximidade ALLEN-BRADLEY 872CD2NN8E2	Tensão	Tensão	Posição do pistão

Fonte: Elaborada pela autora

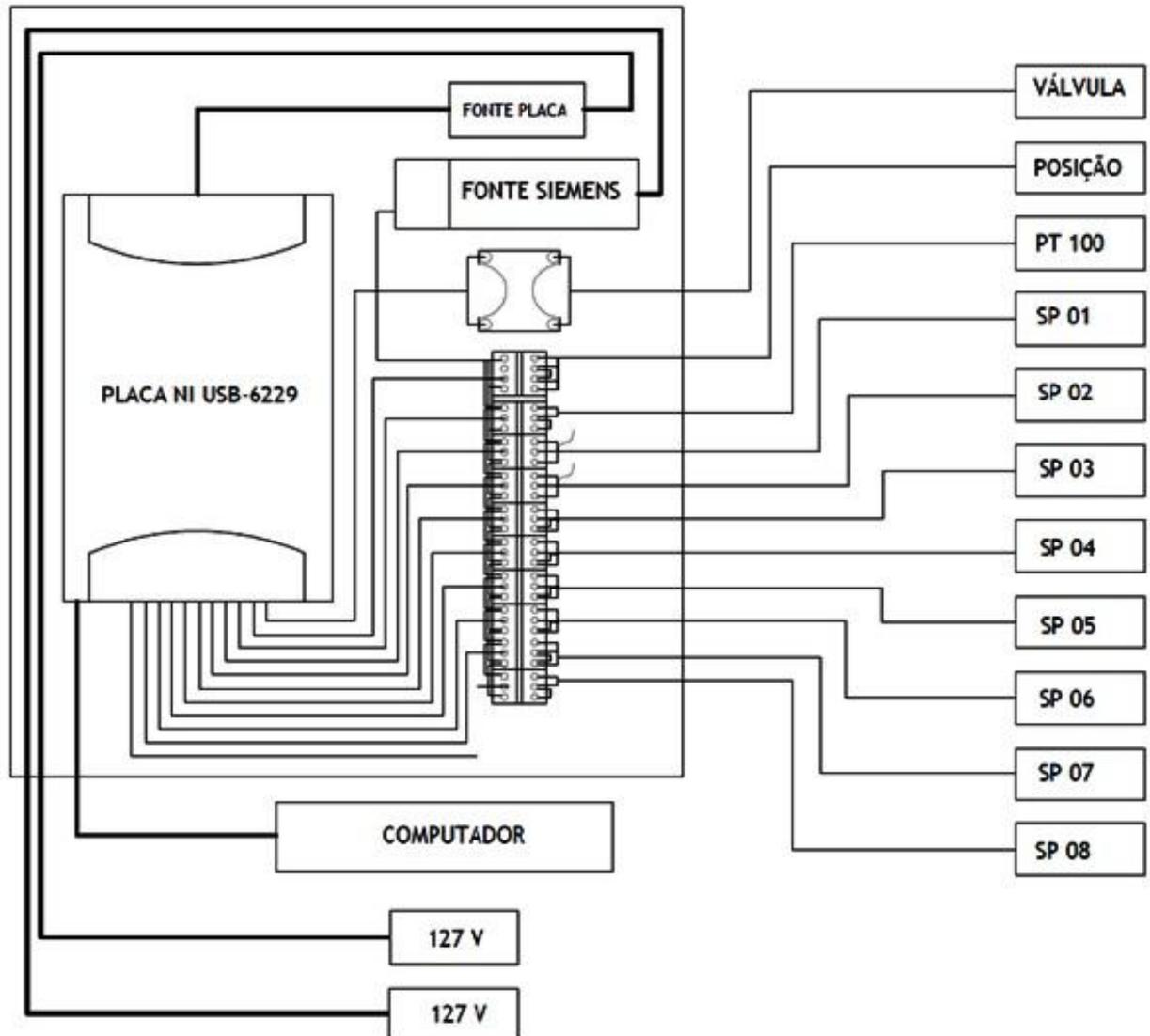
O sensor de proximidade é um sensor indutivo, do tipo normalmente aberto e está posicionado sobre o eixo do gerador de pulsos de vazão. Sua função é assinalar a posição correspondente à metade do curso do pistão, na qual ocorre a sua velocidade (e pressão) máxima. Nesse instante, o sensor que emitia um sinal de 5,29 V fornece uma queda de tensão de 0,65 V.

Para alimentar os transdutores de pressão e o sensor de proximidade foi utilizada uma fonte de tensão de 24 V/2,5 A, fabricante SIEMENS. A colocação de um resistor em série entre a

fonte e os sensores permite obter uma tensão de saída de 1 a 5 V.

A aquisição dos sinais é feita conforme o esquema da Figura 9.

Figura 9 – Cadeia de aquisição e processamento dos sinais



Fonte: Elaborada pela autora

A placa de aquisição de dados utilizada é da marca NATIONAL INSTRUMENTS, modelo NI USB-6229, com 16 entradas analógicas diferenciais ou 32 “single-ended”, 16 entradas digitais, 4 saídas analógicas, 32 saídas digitais, 2 entradas para frequências, faixa de tensão de (-10 V a 10 V), resolução do conversor A/D de 16 bits, resolução de tempo de 50 ns e taxa de amostragem de 250 kS/s.

A aquisição de sinais foi realizada por meio de um sistema transdutores-placa de aquisição-computador, através de um programa de aquisição desenvolvida em linguagem

LabVIEW versão 8.6 (2008), Professional Edition da NATIONAL INSTRUMENTS. O LabVIEW é uma linguagem de programação que possibilita grande facilidade na confecção de softwares para instrumentação virtual. Sua programação é realizada por diagrama de blocos preestabelecidos ou criados pelo usuário. As etapas da programação estão descritas no Apêndice A. A taxa de coleta de dados praticada foi de 1500 dados por segundo. O tempo de aquisição adotado foi de 12 segundos. Devido ao elevado número de amostras armazenadas em cada ensaio (cerca de 18000 amostras por arquivo gerado), utilizou-se uma duração de apenas 12 segundos para cada grupo de amostras coletadas.

A medição da vazão volumétrica foi realizada utilizando um sistema com um circuito eletrônico, que ao receber um comando enviado pelo computador (sinal digital), permite a passagem de corrente elétrica no solenoide da válvula direcional. Com o acionamento do solenoide a válvula direcional muda de posição permitindo ao óleo passar por ela enchendo uma cuba graduada em litros. Após o enchimento da cuba, o volume de óleo coletado é então medido e a vazão volumétrica determinada; a temperatura do óleo é medida por uma termoresistência, PT100, instalada na cuba.

A Tabela 1 apresenta os valores de vazões médias e temperaturas pré-estabelecidos para os experimentos.

Tabela 1 – Vazões médias pré-estabelecidas e temperaturas para os experimentos

Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	Temperatura (°C)
4 divisões	0,430±0,005	40 ± 1
5 divisões	0,620±0,005	40 ± 1
6 divisões	0,810±0,005	40 ± 1
7 divisões	1,020±0,005	40 ± 1
8 divisões	1,250±0,005	40 ± 1

Fonte: Elaborada pela autora

Para medir a vazão, ativa-se a válvula direcional e dispara-se o cronômetro, fazendo com que o óleo escoe para a cuba de medição da vazão. Após 10 segundos, desativa-se a válvula direcional, e faz-se a medição do volume na cuba, possibilitando a medição indireta da vazão.

Oito medições foram realizadas para cinco valores de vazão, de 0,430 x 10⁻³ m³/s a 1,250 x 10⁻³ m³/s, sendo que para cada vazão foram utilizadas 11 frequências de pulsação, num intervalo entre 4 e 24 Hz, com um aumento gradativo de frequência de 2 em 2 Hz.

4.3 A bancada hidráulica

A bancada hidráulica é composta por um reservatório, uma bomba de palhetas de vazão variável, um acumulador a gás (Ni puro), uma válvula reguladora de vazão com compensação de pressão e temperatura, um trocador de calor, uma cuba de medição da vazão e uma válvula direcional ligada a um temporizador para enchimento da cuba.

A bomba utilizada é da marca BOSCH RACINE, mod. WI 53406, $P_{\text{máx}} = 140$ bar, $V_{\text{máx}} = 45 \text{ cm}^3/\text{rev.}$, $Q_{\text{máx}} = 80$ lpm (com motor de 1760 rpm).

O trocador de calor tem capacidade de troca de até 20 kW e foi instalado no retorno do circuito ao reservatório, para estabilização da temperatura do óleo durante a realização dos testes.

4.4 O sistema de geração de pulsos de vazão

Para a calibração dinâmica das placas de orifício e obtenção dos valores de atraso e amortecimento da onda senoidal de vazão, é necessário utilizar um dispositivo que forneça um sinal periódico de vazão conhecido. Deste modo, utilizou-se um sistema de geração de pulsos de vazão composto por um compressor, um motor elétrico e um inversor de frequências.

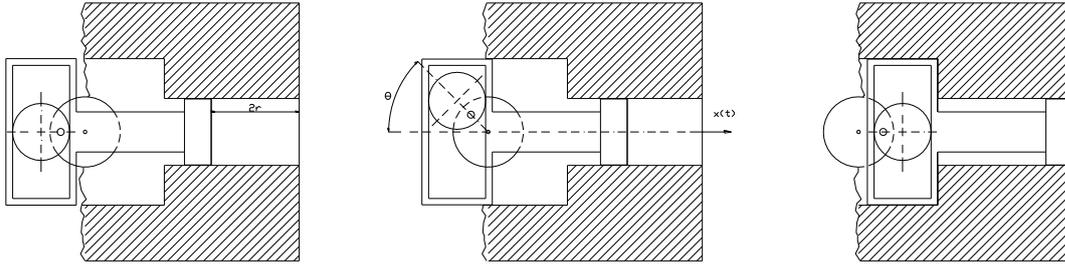
4.4.1 O gerador de pulsos de vazão

Conforme descrito por Valle (1994), um sistema do tipo biela-manivela, embora forneça um sinal periódico de vazão, não gera um movimento harmônico, cuja velocidade de deslocamento do pistão seja descrita por uma equação do tipo da Equação (42):

$$\dot{x}(t) = r \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (42)$$

Para um sistema do tipo biela-manivela, apenas uma biela muito grande aproximaria a equação da velocidade do pistão a mostrada na Equação (42). Porém, uma biela muito comprida pode tornar o sistema instável. Assim, optou-se pela utilização de um dispositivo conhecido como garfo escocês (“*scotch yoke*”). Este mecanismo gera um movimento senoidal do pistão, como o representado pela Equação (42). O esquema do mecanismo que gera este pulso senoidal é mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Esquema de um sistema do tipo garfo-escocês



Fonte: Elaborada pela autora

Com este dispositivo, o pistão desloca-se em movimento alternativo obedecendo à lei do seno, conforme a Equação (43):

$$x(t) = C_1 \cdot \text{sen}(\theta) + C_2 \cdot \text{cos}(\theta) + C_3 \quad (43)$$

onde C_1 , C_2 e C_3 são constantes a determinar e $\theta = \omega t$ é o ângulo de acionamento do eixo motor.

Para a obtenção das constantes, têm-se as seguintes condições de contorno dadas pela Equação (44):

$$\theta = 0 \rightarrow x(t) = 0$$

$$\theta = \frac{\pi}{2} \rightarrow x(t) = r \quad (44)$$

$$\theta = \pi \rightarrow x(t) = 2 \cdot r$$

Resolvendo-se o sistema gerado pela substituição da Equação (44) na Equação (43), obtém-se o deslocamento, dado pela Equação (45):

$$x(t) = r \cdot (1 - \cos \theta) = r \cdot (1 - \cos \omega t) \quad (45)$$

A velocidade é obtida derivando-se a Equação (45), obtendo-se uma senoide pura da forma dada pela Equação (42).

Desta forma, a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, dada pela Equação (33), pode ser então escrita como Equação (46):

$$Q_p(t) = A_c \cdot \dot{x}(t) = A_c \cdot r \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (46)$$

onde:

A_c = área da seção do cilindro do gerador de pulsos de vazão (m²);

$A_c = 3,46 \times 10^{-4}$ m²;

r = raio do excêntrico da manivela do gerador de pulsos de vazão (m);

$r = 4,91 \times 10^{-3}$ m;

ω = frequência angular (rad/s);

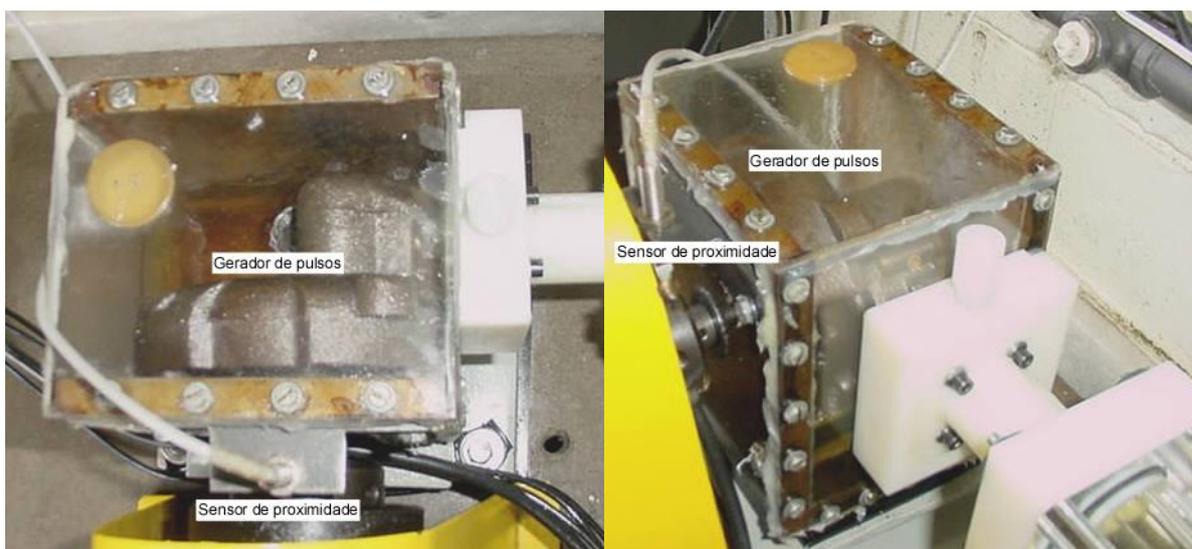
t = tempo (s);

ωt = posição angular (ângulo no qual se encontra a manivela) (rad).

A Equação (46) representa a onda de vazão produzida pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$. Posteriormente, este pulso deverá ser corrigido em módulo e fase na placa de orifício, para considerar os efeitos dissipativos da flutuação que ocorrem na canalização existente entre o gerador de pulsos e a placa de orifício.

A Figura 11 mostra o gerador de pulsos de vazão utilizado.

Figura 11 – Fotos do gerador de pulsos de vazão utilizado



Fonte: Fotos da autora

4.5 O motor elétrico e o sistema de controle de frequências (inversor de frequência)

Um motor elétrico de corrente alternada de 30 cv, trifásico, aliado a um inversor de frequência modelo CFW-06, fabricante WEG, foi utilizado. Este sistema permite variar as rotações entre 120 a 3600 rpm, varrendo toda a faixa de frequências prevista. O inversor de frequência tem ganho 2, assim, a velocidade no eixo do motor é o dobro da velocidade configurada para o inversor de frequência. Optou-se por um motor com elevados valores de potência e torque de modo a garantir que a onda senoidal de vazão entregue ao sistema pelo gerador de pulsos de vazão não sofra deformações nas situações de maior solicitação.

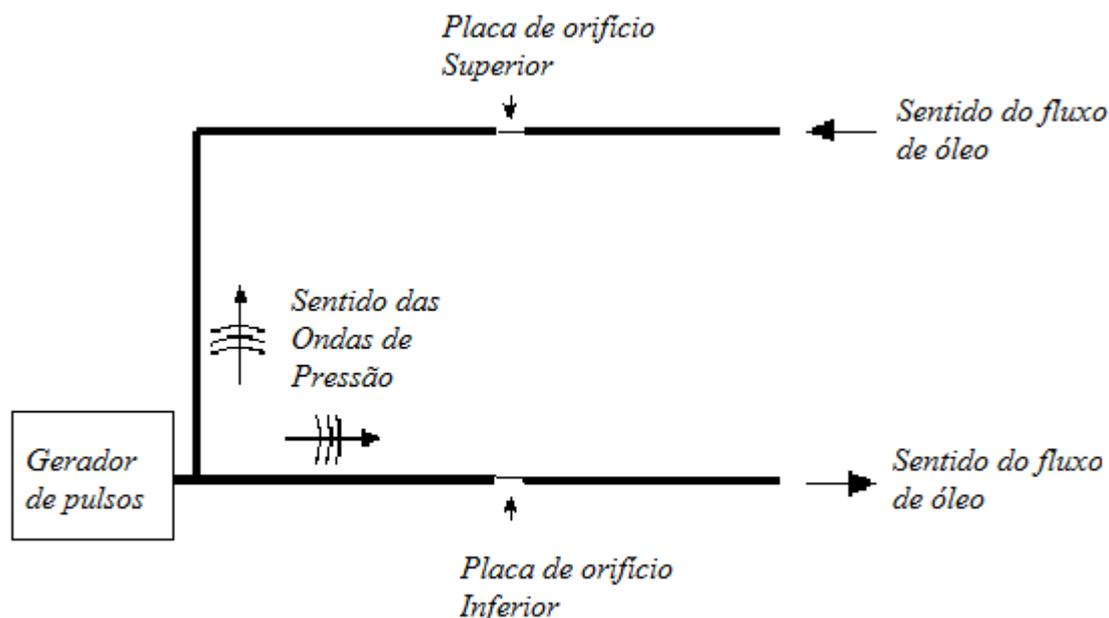
4.6 O ressonador

Ressonadores e filtros acústicos são largamente utilizados para controle de ruídos, especialmente para atenuação de ruído de frequências discretas (tons puros) em processos industriais, exaustão de veículos, coletores de admissão de motores de combustão interna, entre outros. Quando as considerações de um projeto tais como limitações do espaço e do material fazem com que a resposta acústica degrade o desempenho do sistema e/ou crie um ruído excessivo, a solução pode ser adicionar um ressonador ao sistema, melhorando, portanto, sua resposta. As características acústicas dos silenciadores reativos são determinadas apenas por sua forma geométrica (sem uso de material de absorção acústica), sendo projetados de forma a deixar passar um fluido, reduzindo-lhe fortemente sua energia sonora.

O princípio desses silenciadores é baseado na reflexão das ondas para a fonte, isto é, as ondas, ao passarem pelo silenciador, encontram uma mudança de impedância acústica para valor muito grande ou muito pequeno. Então, uma parcela pequena de energia propaga através do silenciador e a maior parte é refletida de volta para a fonte. Esses silenciadores são econômicos e com baixa perda de pressão do fluido carregado (GERGES, 2000).

Especificamente para sistemas hidráulicos, é comum encontrar em instalações, ressonadores em série no sistema. Os ressonadores instalados em série reduzem substancialmente os problemas associados aos pulsos de pressão de altas frequências, sejam eles causados pela característica pulsativa de bombas, por fechamento rápido de válvulas ou mudanças bruscas na direção ou velocidade do escoamento. A Figura 12 representa a instalação hidráulica do banco de fluxo em questão.

Figura 12 – Esquema da instalação hidráulica do banco de fluxo

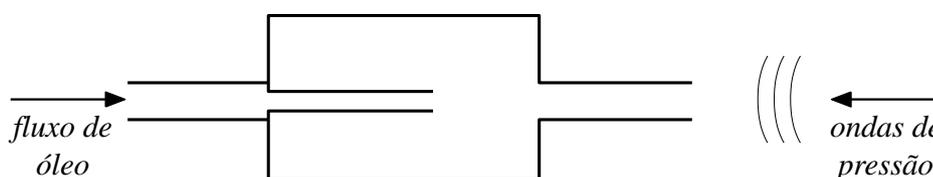


Fonte: Elaborada pela autora

Pela Figura 12, observa-se que as ondas de pressão criadas pelo gerador de pulsos de vazão se propagam na tubulação inferior e na superior. Nas tubulações inferiores, o sentido de propagação dessas ondas é igual ao sentido do fluxo do óleo hidráulico. Já nas tubulações superiores, o sentido de propagação das ondas de pressão é contrário ao sentido do fluxo hidráulico.

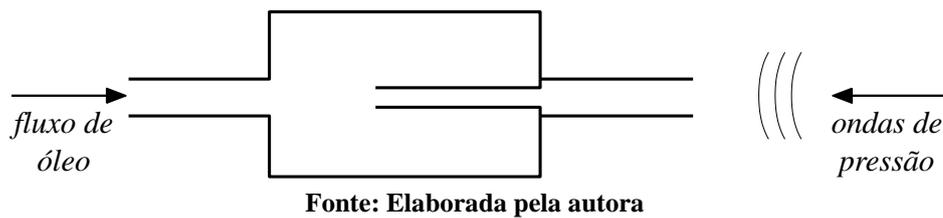
O ressonador em série na instalação já é utilizado em sistemas hidráulicos, porém em nenhuma bibliografia pesquisada verificou-se sua utilização para ondas de pressão se propagando em sentido contrário ao fluxo de óleo hidráulico. Dessa forma, existem duas configurações diferentes que podem alterar completamente o funcionamento do ressonador: a primeira é a colocação do pescoço/restrição na entrada do fluxo de óleo conforme a Figura 13 e a segunda é a colocação desse mesmo pescoço/restrição na entrada das ondas de pressão, conforme a Figura 14.

Figura 13 – Esboço do ressonador em série no sistema com o pescoço na entrada do fluxo de óleo



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 14 – Esboço do ressonador em série no sistema com o pescoço na entrada das ondas de pressão



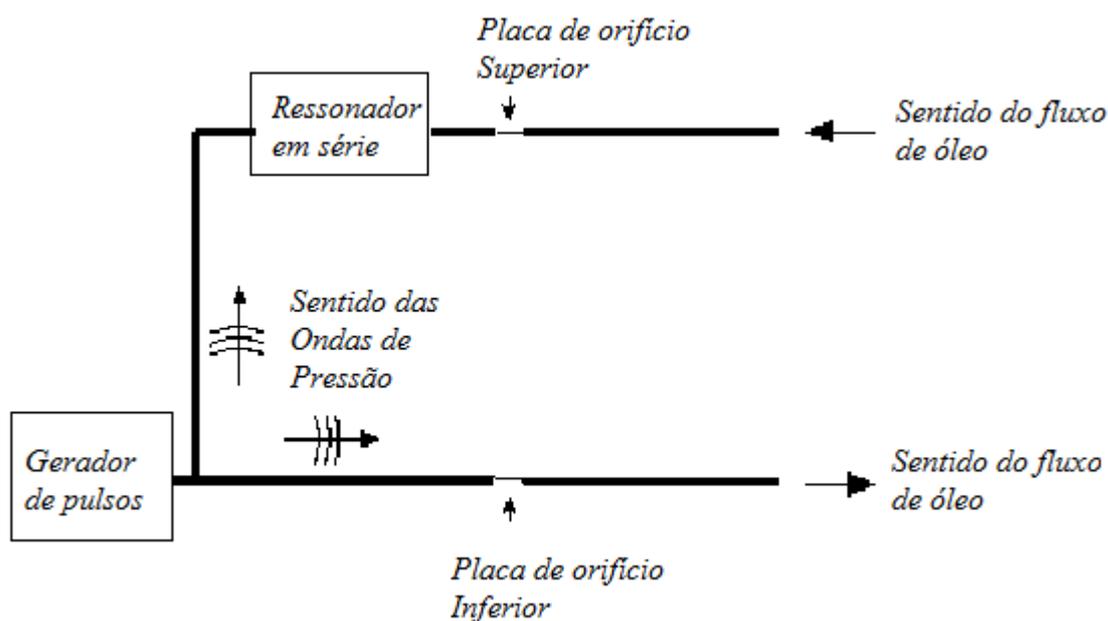
As duas configurações de posicionamento do pescoço para análise da funcionalidade das mesmas foram estudadas. O funcionamento do sistema hidráulico sem o ressonador foi comparado com os resultados do sistema com o ressonador em série. Essa comparação mostrou a influência da instalação do ressonador na resposta de todo o sistema.

A instalação do ressonador em série com o pescoço na entrada do fluxo de óleo reduz fortemente a amplitude das ondas de pressão em todo o sistema, tanto a montante como a jusante do mesmo não atendendo os objetivos. Para o funcionamento do banco de fluxo, é necessário que as ondas de pressão a montante do ressonador sejam pouco influenciadas pelo mesmo e, a jusante, sejam absorvidas ao máximo de modo que se obtenha um escoamento próximo ao escoamento em regime permanente. Esse ressonador é mais indicado para atenuação das ondas de pressão em mais de 90% numa vasta banda de frequências em instalações hidráulicas em que a alteração da resposta do sistema a montante do ressonador não causa prejuízos ao funcionamento da instalação.

Com o estudo do ressonador em série com o pescoço na entrada das ondas de pressão, observou-se que, a montante do ressonador, não são grandes as alterações da resposta do sistema. Já a jusante, a amplitude das ondas de pressão foi bastante reduzida. Portanto, a instalação desse ressonador permitiu ao banco de fluxo um escoamento pulsante a montante do mesmo e um escoamento próximo ao escoamento em regime permanente a jusante.

A partir de testes experimentais realizados, verificou-se que o ressonador em série no sistema hidráulico com pescoço na entrada das ondas de pressão é o dispositivo mais adequado para atenuação das ondas de pressão no banco de fluxo, onde o sentido das ondas de pressão é contrário ao sentido do fluxo do óleo. Esse ressonador é capaz de amortecer as ondas de pressão que passam por ele sem, no entanto, criar grandes alterações na resposta do sistema a jusante do mesmo. O esquema de sua instalação no banco de fluxo é representado pela Figura 15.

Figura 15 – Esquema do banco de fluxo com o ressonador em série na instalação, com o pescoço na entrada das ondas de pressão



Fonte: Elaborada pela autora

O ressonador em série na instalação e com o pescoço na entrada das ondas de pressão modifica relativamente pouco a resposta do sistema a montante do ressonador. Dessa forma, a montante do ressonador, as ondas de pressão provenientes do gerador de pulsos de vazão não devem sofrer alterações ou, no máximo, sofrer pequenas alterações de modo a manter as características do escoamento pulsante. A jusante, as ondas de pressão devem ser amortecidas ao máximo afim de que o escoamento na tubulação superior seja em regime permanente ou, pelo menos, o mais próximo disto. A jusante acontece uma grande absorção das ondas de pressão a partir de certa frequência (frequência de corte), se comportando como um filtro passa-baixa.

Um ressonador com transdutores de pressão na saída, SP4, e na entrada, SP3, foi instalado entre a tubulação superior e inferior para reduzir ou eliminar as ondas de pressão que se propagam em sentido da placa de orifício superior, mantendo uma pressão constante neste sistema de medição, conforme mostra a Figura 7.

O modelo físico do ressonador é constituído basicamente por uma cavidade de 30 litros e uma pequena abertura (pescoço), com diâmetro interno de 15 mm e comprimento de 0,83 m que estará em contato com o fluido do sistema hidráulico.

Assim, é possível um escoamento pulsante passando pela placa de orifício inferior do banco de fluxo e escoamento em regime permanente passando pela placa de orifício superior.

4.7 Os sistemas de medição de vazão

O sistema de medição de vazão foi projetado baseado no tipo de escoamento estudado neste trabalho, que é caracterizado por:

- a) escoamento em tubulações de pequenos diâmetros ($D < 50\text{mm}$);
- b) escoamento pulsante;
- c) baixo número de Reynolds.

As placas de orifício concêntrico são normalmente utilizadas em tubulações de diâmetro interno não inferior a 50 mm. Para tubulações de diâmetro entre 25 e 50 mm podem ser usadas placas de orifício de cantos vivos desde que observados cuidados especiais. A incerteza do coeficiente de descarga é maior do que para placas de orifício para tubulações acima de 50 mm e os requisitos para o acabamento da superfície interna da tubulação são mais rigorosos, porque o coeficiente de descarga é muito dependente da rugosidade interna do tubo. As placas de orifício devem ser instaladas em um trecho de tubulação ultra retificado internamente, podem ser usadas em tubulações de diâmetro entre 12 e 40 mm e a incerteza dos coeficientes de descarga é comparável com as placas de orifício para tubulações acima de 50 mm (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b).

Para escoamentos em tubulações de pequeno diâmetro, a ISO/TR 15377 recomenda a utilização de tomadas de canto (“*corner taps*”) e um excelente acabamento da superfície interna da tubulação. Por este motivo, além da utilização de tomadas de canto, optou-se pela utilização de acrílico como material empregado na construção da tubulação, já que este material permite obter com muita facilidade um alto padrão de acabamento superficial (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007).

Os trechos retos a montante e a jusante das placas de orifício respeitaram os limites recomendados nas normas consultadas. Para o sistema de medição de vazão em regime permanente, foram utilizados comprimentos de tubo reto de 1070 mm a montante para o transdutor de pressão SP1 e 260 mm a jusante para o transdutor de pressão SP2. Para o sistema de medição de vazão dinâmica, estes valores foram de 380 mm a montante para o transdutor de pressão SP5 e 1035 mm a jusante para o transdutor de pressão SP6 e 1055 mm para o transdutor de pressão SP7.

4.7.1 As placas de orifício

Duas placas de orifício foram utilizadas com dois tipos de orifício de mesmo diâmetro ($d = 11,6$ mm), com mesma relação de diâmetros $\beta = 0,53$. A primeira placa de orifício, montada no sistema de medição de vazão dinâmica, possui orifício concêntrico de canto vivo e foi construída conforme a norma ISO 5167, como mostrado na Figura 16 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b).

A segunda placa de orifício, montada no sistema de medição de vazão estática, possui orifício de entrada cônica, construída segundo a norma ISO/TR 15377, sendo esta adequada para escoamentos a baixo número de Reynolds. As Tabelas 2 e 3 contêm as dimensões das placas de orifício utilizadas no experimento (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007).

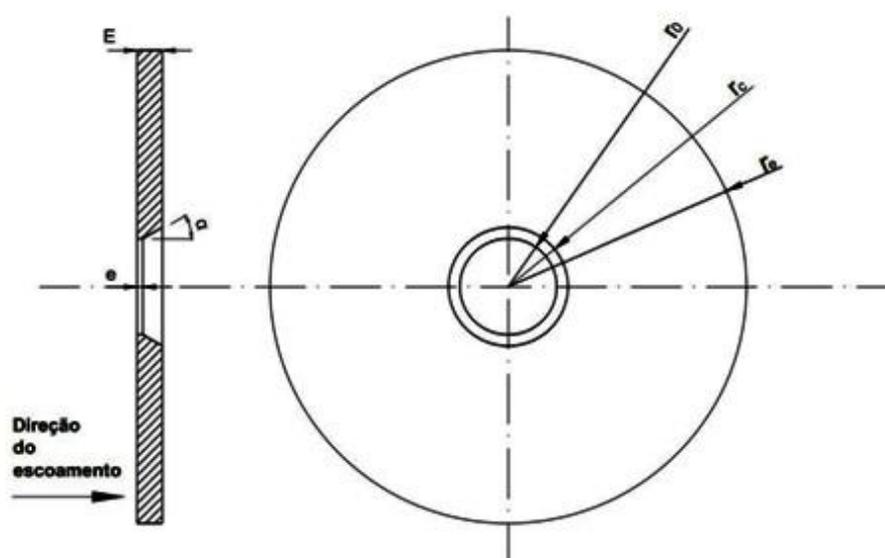
As Figuras 16 e 17 mostram as placas de orifício utilizadas.

Tabela 2 – Dimensões da placa de orifício concêntrico de canto vivo (mm)

Placa de orifício concêntrico de canto vivo						
β	r_0	r_e	E	e	α	r_c
0,53	5,8085	28,5119	3,0124	0,6986	30,252°	7,1580

Fonte: Laboratório de Metrologia – SENAI Euvaldo Lodi

Figura 16 – Placa de orifício concêntrico de canto vivo

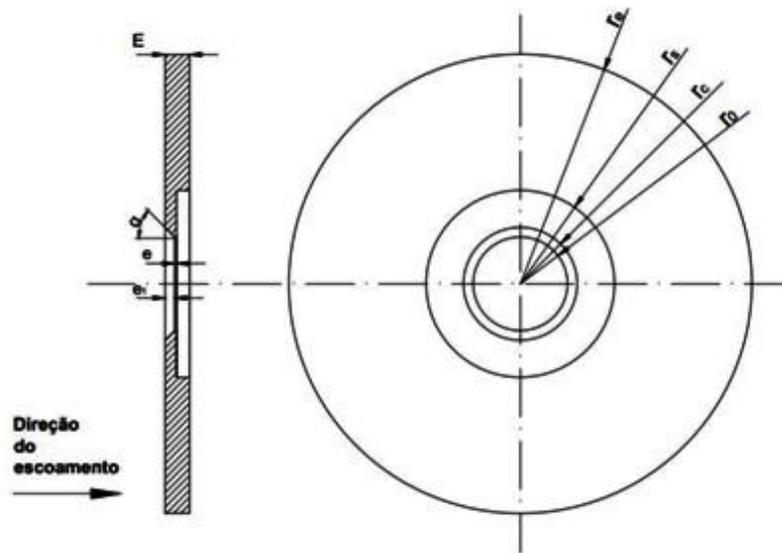


Fonte: Elaborada pela autora

Tabela 3 – Dimensões da placa de orifício de entrada cônica (mm)

Placa de orifício de entrada cônica								
β	r_0	r_e	E	e	e_1	α	r_c	r_s
0,53	5,8148	28,5000	3,0342	0,2374	1,1866	44,967°	7,0000	11,6086

Fonte: Laboratório de Metrologia – SENAI Euvaldo Lodi

Figura 17 – Placa de orifício de entrada cônica

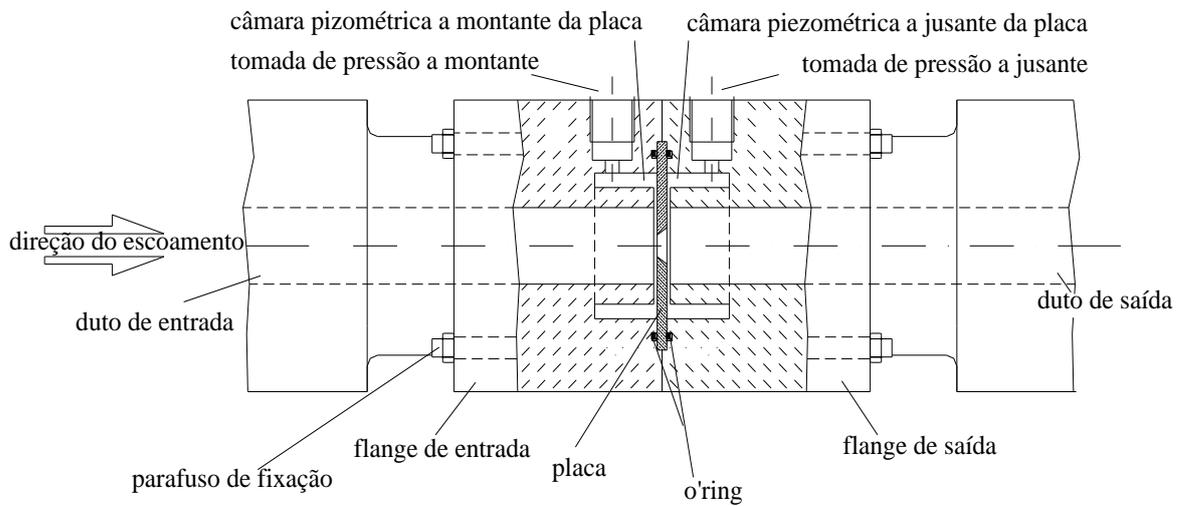
Fonte: Elaborada pela autora

As placas de orifício são feitas de aço inoxidável e foram lapidadas até se obter uma superfície espelhada do lado frontal. Todas as outras especificações indicadas em norma, como espessura mínima, tolerância sobre diâmetros, etc., foram respeitadas.

4.7.2 Tomadas de pressão e fixação das placas de orifício

As normas recomendam o uso de tomadas de canto (“corner taps”) como o tipo de tomada de pressão mais indicada para instalações cujas tubulações possuem pequenos diâmetros (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007). Esta tomada de pressão foi feita como recomendado por Delmée (2003), fazendo ranhuras anelares e formando câmaras piezométricas de cada lado da placa de orifício. A fixação das placas de orifício foi feita com auxílio de flanges de acrílico, nos quais foram colocadas as tomadas de pressão em ambos os lados da placa de orifício. A Figura 18 mostra o esquema geral de fixação das placas de orifício com as tomadas de pressão.

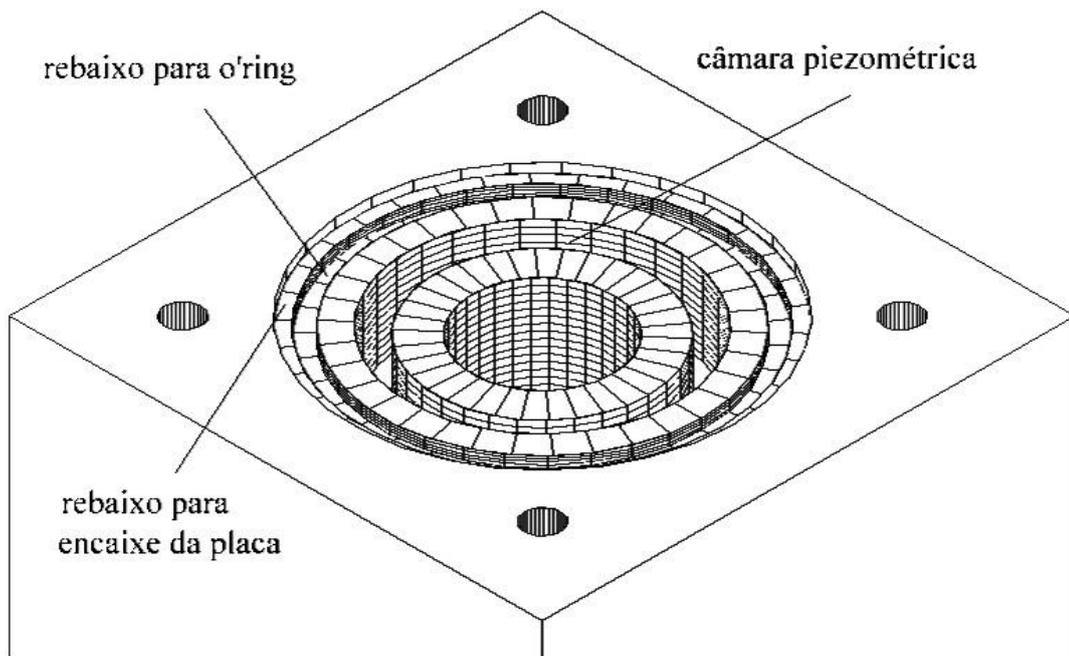
Figura 18 – Esquema geral das tomadas de pressão e fixação das placas de orifício



Fonte: Elaborada pela autora

Um detalhe da câmara piezométrica e uma fotografia da instalação do sistema de medição de vazão utilizada são mostrados nas Figuras 19 e 20, respectivamente. Todas as demais especificações recomendadas por Delmée (2003) referentes às tomadas de pressão foram respeitadas.

Figura 19 – Detalhe da câmara piezométrica, rebaixos para o'ring e fixação da placa de orifício



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 20 – Foto do sistema de medição de vazão dinâmica

Fonte: Foto da autora

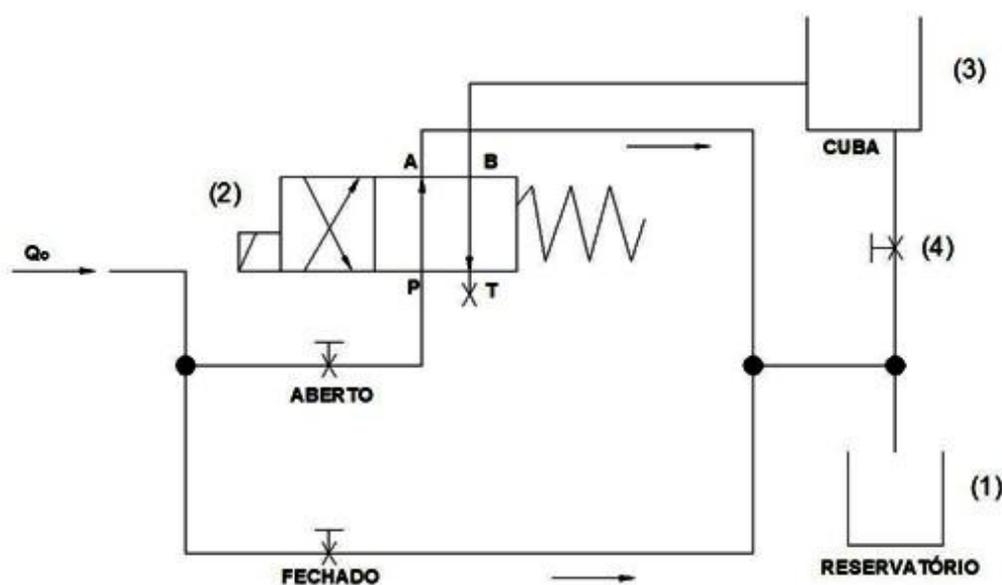
4.8 Obtenção das curvas de calibração das placas de orifício em regime permanente

A calibração das placas de orifício em regime permanente consiste na determinação experimental de uma função transferência que relacione a vazão que se deseja medir com a diferença de pressão medida na placa de orifício. Os transdutores de pressão fornecem sinais de corrente e/ou tensão em resposta à deformação imposta pelo fluido, esses foram calibrados antes de se calibrar as placas de orifício.

Após a determinação da função transferência do sistema efetuou-se a calibração em regime permanente das placas de orifício. Com o gerador de pulsos de vazão desativado, impôs-se uma vazão média, Q_0 , ao sistema, selecionando-se um tempo de coleta de fluido no programa de 12 segundos, conforme a Tabela 1.

O programa desenvolvido possibilita quando ativado o modo AQUISIÇÃO DE DADOS, iniciar a aquisição de dados temporizada com a atuação da válvula direcional (2), fechando o retorno para o reservatório (1) e permitindo a passagem do óleo para a cuba de medição da vazão (3), que deve estar com a válvula de descarga (4) fechada. Um marcador soldado ao eixo do gerador de pulsos de vazão é identificado pelo sensor de proximidade, garantido que todas as aquisições de dados iniciem com o pistão na mesma posição. Após o tempo de coleta de 10 segundos, o programa pára o cronômetro (temporizador) e aciona novamente a válvula direcional, impedindo a entrada de óleo na cuba e abrindo o retorno para o reservatório. O volume de fluido coletado na cuba é então medido. Em seguida, procede-se a retirada por gravidade do óleo presente na cuba, retornando-o para o reservatório. Após alguns instantes, reinicia-se o processo de coleta e medição, de modo a se obter valores de vazão para toda a faixa de trabalho. A Figura 21 mostra um esquema do caminho percorrido pelo óleo durante a calibração das placas de orifício.

Figura 21 – Esquema geral do caminho percorrido pelo óleo durante a calibração estática das placas de orifício



Fonte: Elaborada pela autora

Para determinação da vazão volumétrica, 8 medições foram realizadas em condições idênticas para cada escala da bomba. Considera-se como erro sistemático um erro máximo de leitura correspondente à metade do valor de uma divisão de escala, como o valor é de 0,1 litros, o erro sistemático constante máximo é de 0,05 litros em cada leitura.

Desta forma, são obtidas as duas funções que relacionam a vazão média, Q_0 , à diferença de pressão nas duas placas de orifício.

Através da utilização da Equação (3), podem-se determinar os coeficientes de descarga para regime permanente a partir da equação de Bernoulli, obtendo-se a Equação (47):

$$C_d = \frac{Q_0}{A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} = \frac{k(\Delta p)^a}{A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} \quad (47)$$

onde:

C_d = coeficiente de descarga estático;

Q_0 = vazão média, medida em regime permanente (m^3/s);

A_0 = área da seção do orifício da placa (m^2);

Δp = pressão diferencial na placa de orifício, obtida experimentalmente (Pa);

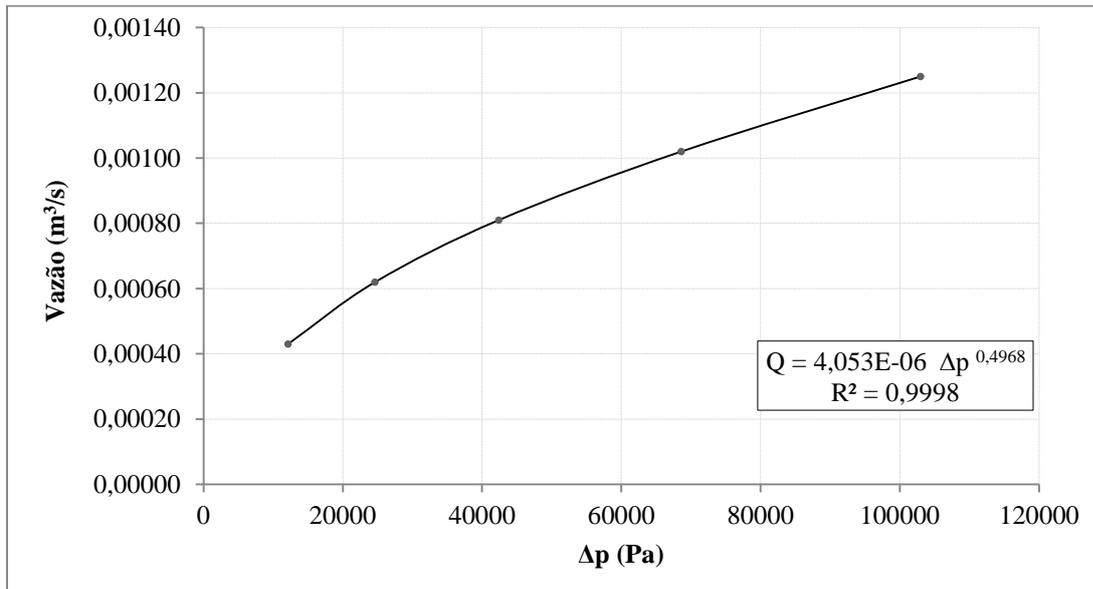
ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

k = constante obtida da calibração da placa de orifício;

a = constante obtida da calibração da placa de orifício.

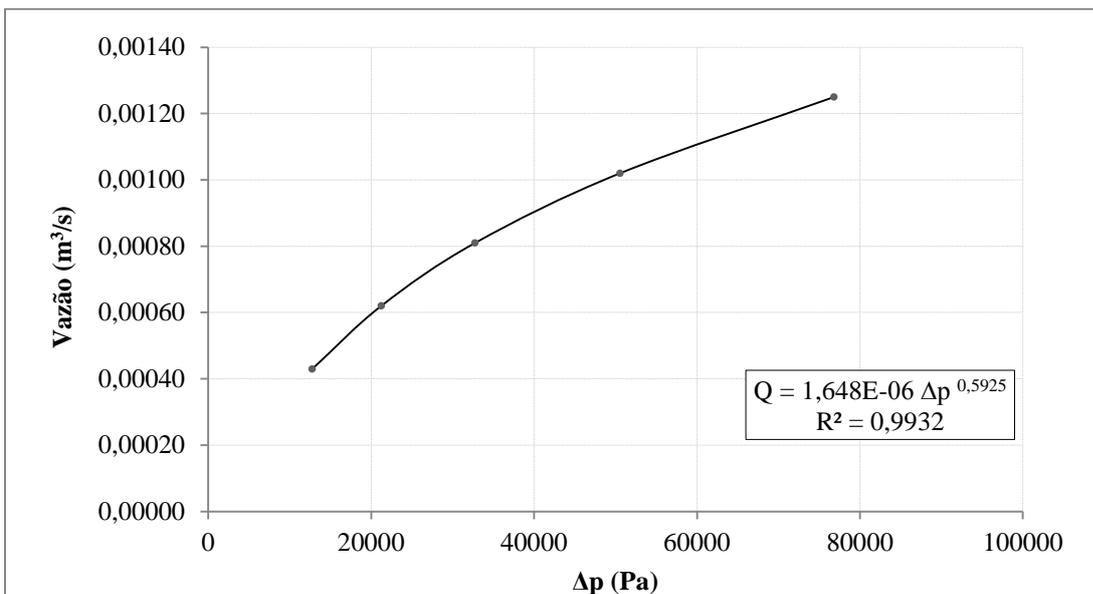
As curvas de calibração estática das placas de orifício são dadas nas Figuras 22 e 23. A temperatura do óleo durante a calibração permaneceu entre $(40 \pm 1)^\circ\text{C}$.

Figura 22 – Curva de calibração estática da placa de orifício concêntrico de canto vivo



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 23 – Curva de calibração estática da placa de orifício de entrada cônica



Fonte: Elaborada pela autora

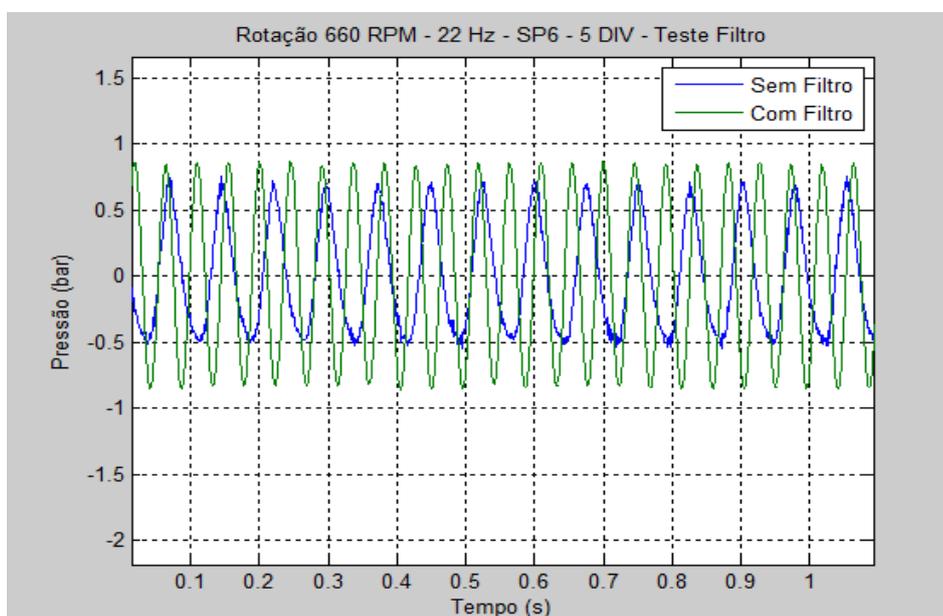
4.9 Comprimentos dos tubos de ligação entre os transdutores de pressão e o sistema de medição de vazão dinâmica

Para uma medição correta da pressão transiente, não somente o transdutor de pressão deve ter uma resposta rápida, mas todo o sistema consistindo do transdutor de pressão e os tubos de ligação conectando os transdutores com o orifício. Ressonâncias podem ocorrer no sistema como um todo, o que pode distorcer seriamente a função de transferência do transdutor de pressão, chamadas de ondas estacionárias no interior dos tubos de ligação e ressonâncias de Helmholtz no sistema completo (DOBLHOFF e outros, 2011).

É importante projetar o sistema de medição de pressão de modo que as frequências de ressonância do sistema dada na Equação (40) sejam muito maiores do que a frequência de pulsação no escoamento, senão a ressonância irá distorcer a função de transferência do transdutor de pressão (METWALLY, 2009; AMERICAN GAS ASSOCIATION, 2002). A frequência de ressonância do sistema foi de 292 Hz.

O sinal da pressão diferencial foi filtrado com uma ordem de filtro passa-baixa com uma frequência de corte de aproximadamente 50 Hz. Isso foi necessário devido às distorções da função de transferência do sistema de medição de pressão a frequências mais altas, conforme mostrado na Figura 24. O filtro passa-baixa foi aplicado para evitar grandes distorções nas medidas da pressão diferencial, não eliminando as pulsações, mas reduzindo os efeitos das pulsações na leitura dos transdutores.

Figura 24 – Teste do filtro passa-baixa para a frequência de 22 Hz



Fonte: Elaborada pela autora

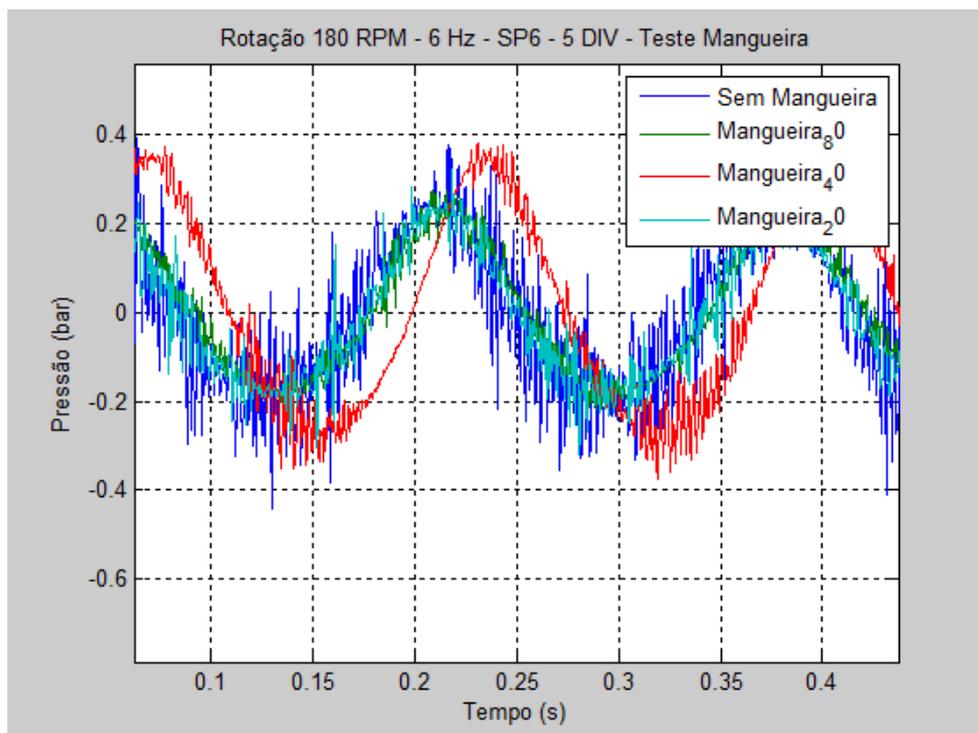
Um estudo experimental das características dinâmicas do sistema de medição de pressão da conexão de tubos de ligação de diferentes comprimentos foi realizado. Para o estudo foi montada entre a tomada de pressão e o transdutor de pressão SP6, a jusante da placa de orifício inferior, uma mangueira flexível resistente até 30 bar, com diâmetro de 1/4 polegada (6,35 mm) e três comprimentos diferentes, $L = \pm 0,2$ m (curta); $\pm 0,4$ m (média) e $\pm 0,8$ m (longa) para uma vazão de $0,61 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e nas frequências de 6,14 e 24 Hz. Conforme a norma ISO 2186 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2007) recomenda-se o uso de diâmetros internos de 4 a 25 mm para os tubos de ligação.

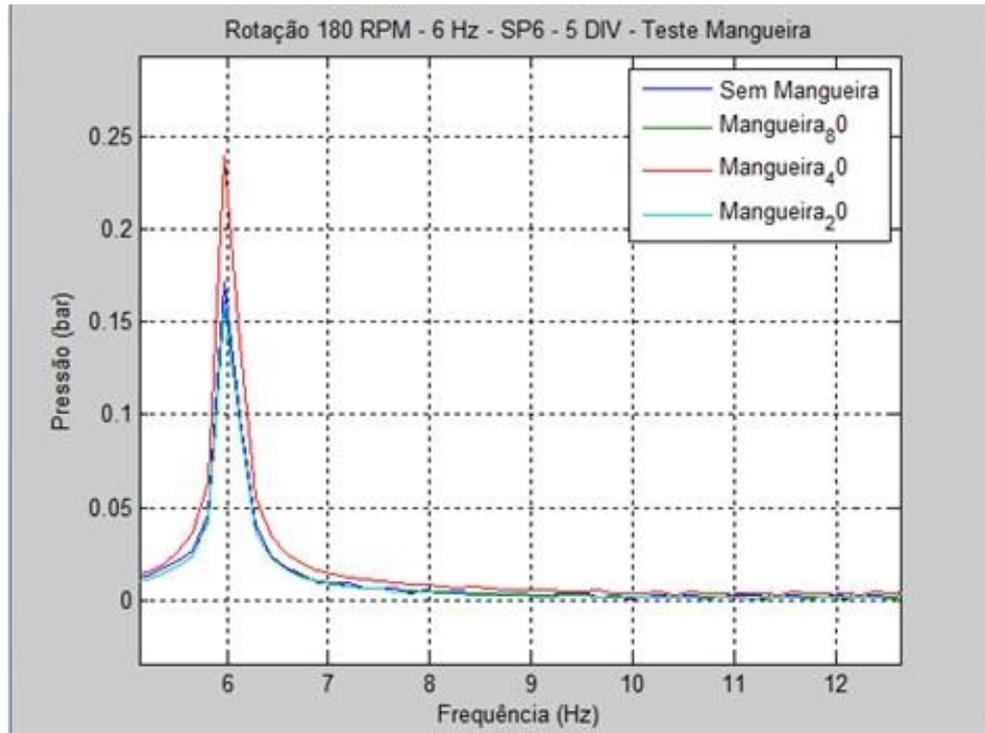
Oito ciclos de medições foram realizados para cada comprimento da mangueira e para cada frequência, e os resultados foram comparados com as medições sem a mangueira nas mesmas condições.

Para frequências abaixo de 14 Hz, os diversos comprimentos da mangueira pouco influenciaram na amplitude de pressão, mantendo-se praticamente a mesma. Os resultados das medições com e sem mangueira e a FFT são mostrados nas Figuras 25 e 26 para as frequências de 6 e 14 Hz, na vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, respectivamente.

A análise espectral das pressões foi realizada com o objetivo de se comprovar as frequências da fonte excitante. As análises espectrais mostradas nas Figuras 25, 26 e 27 indicam o perfil corresponde ao de uma senoide.

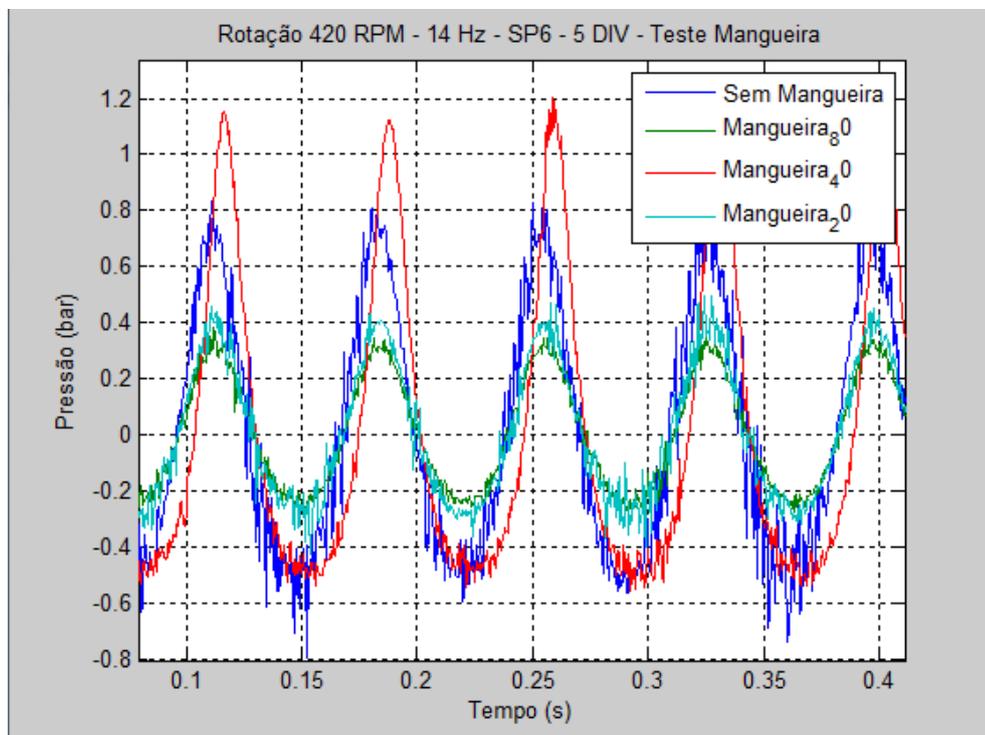
Figura 25 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 6 Hz

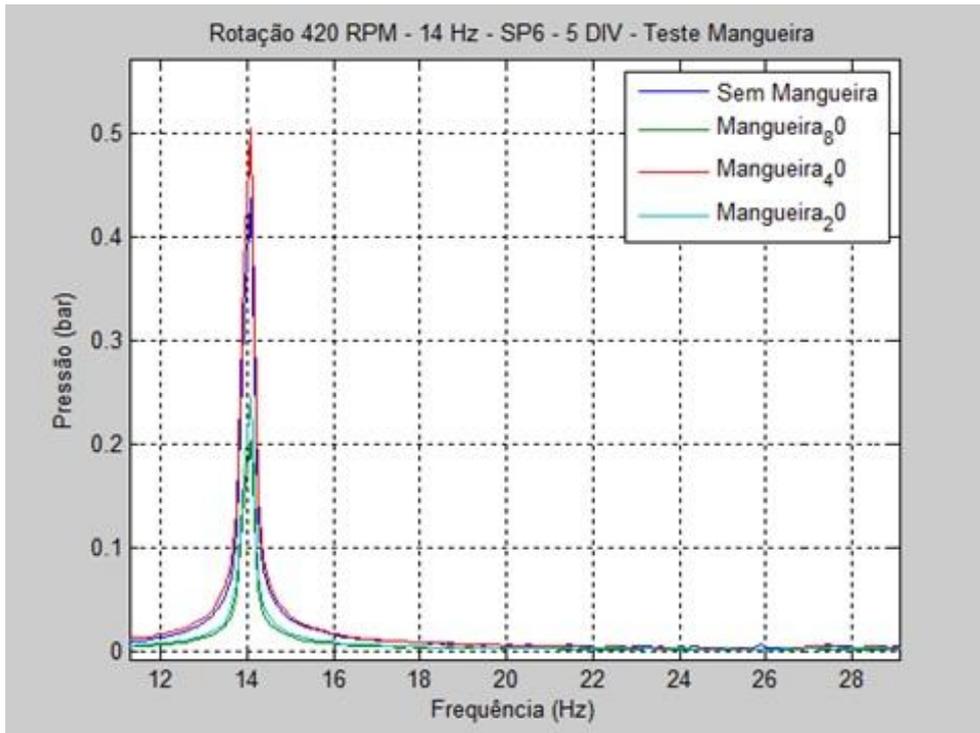




Fonte: Elaborada pela autora

Figura 26 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 14 Hz

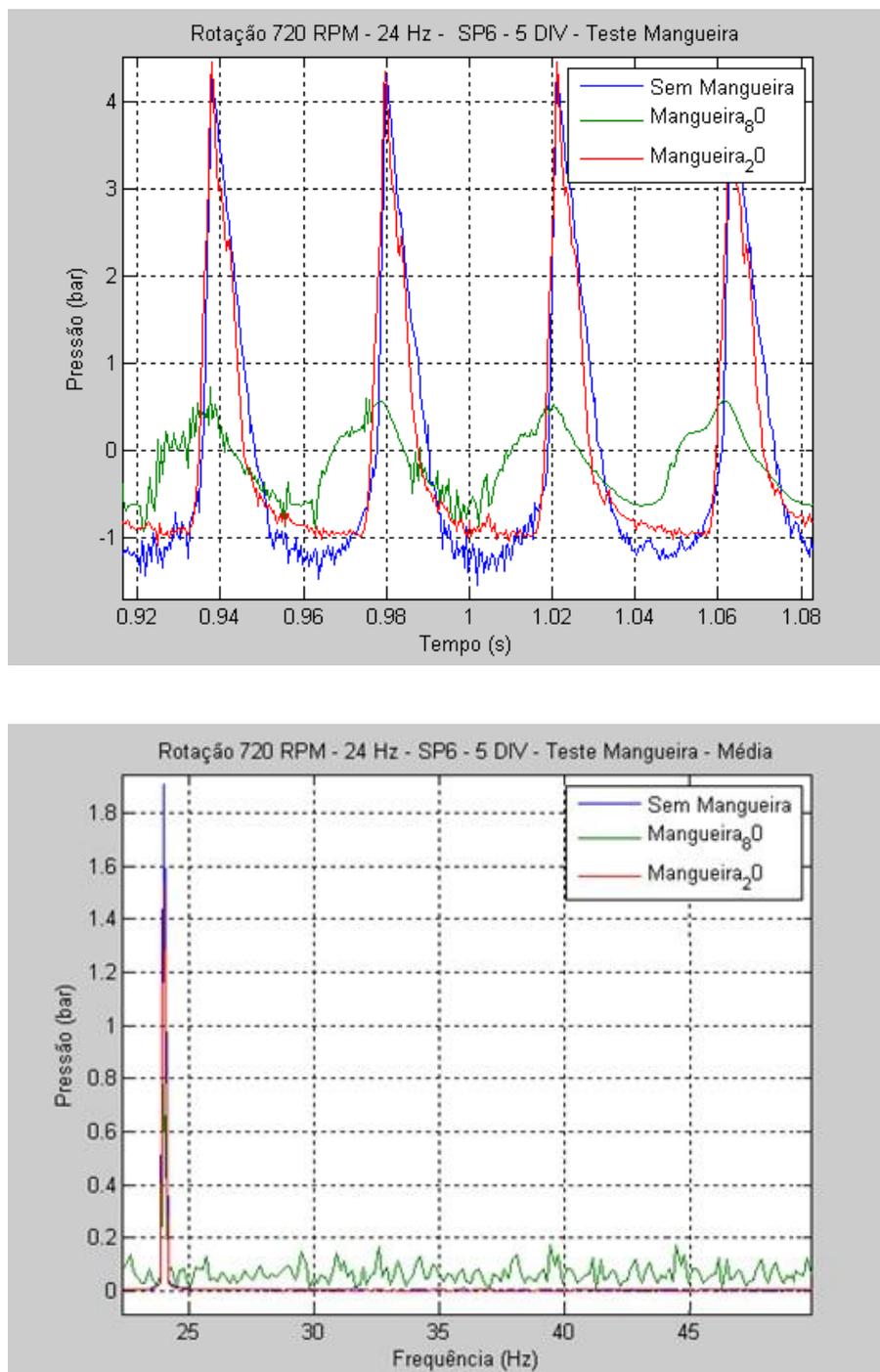




Fonte: Elaborada pela autora

Devido à vibração do sistema, para frequências a partir de 14 Hz, os transdutores de pressão apresentavam uma distorção na amplitude de pressão, atingindo valores fora de sua faixa de medição, provocando danos no elemento piezoelétrico. Os comprimentos menores de mangueira pouco atenuaram os picos de pressão. Para toda a faixa de frequência estudada, ou seja, de 4 a 24 Hz, principalmente para a frequência máxima de 24 Hz, a mangueira de 0,8 m de comprimento atenuou a distorção evitando grandes amplitudes de pressão. Os resultados das medições com e sem mangueira e a FFT para a frequência de 24 Hz, na vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, são mostrados na Figura 27.

Figura 27 – Teste do comprimento da mangueira para a frequência de 24 Hz



Fonte: Elaborada pela autora

Para as medições de pressão, a montante e a jusante da placa de orifício inferior, entre as tomadas de pressão e os transdutores de pressão, SP5 e SP6, foi utilizada uma mangueira de 0,8 m de comprimento e com diâmetro de 1/4 polegada (6,35 mm).

A análise do sistema de medição de pressão mostra a importância de minimizar as pulsações no transdutor de pressão, da seleção apropriada das dimensões do comprimento e

do diâmetro interno dos tubos de ligação para manter as características dinâmicas do sistema de medição.

4.10 Análise de incertezas

Embora este trabalho trate da medição de vazão em escoamentos transientes, torna-se necessária uma análise das fontes de incerteza nas medições em regime permanente, já que estas também existirão nas medições em escoamentos pulsantes.

A metodologia de cálculo para a análise de incertezas está descrita em detalhes no Apêndice B. Além disso, durante os ensaios, todos os cuidados necessários para minimizar quaisquer efeitos que pudessem interferir na correta determinação da vazão foram tomados.

Todos os erros relativos ao sistema de medição de pressão e temperatura foram quantificados através da calibração dos transdutores. Os certificados de calibração dos transdutores de pressão e temperatura foram emitidos pela MEDIÇÃO – Soluções Metrológicas Integradas.

As medições das dimensões da placa de orifício foram feitas no Laboratório de Metrologia – SENAI Euvaldo Lodi, em ambiente controlado e com instrumentos devidamente calibrados.

Para o presente trabalho, o padrão utilizado na calibração estática das placas de orifício foi um sistema composto por uma válvula direcional, um temporizador e uma cuba de medição da vazão.

Para a coleta de fluido na calibração das placas de orifício, a válvula direcional altera o caminho percorrido pelo óleo, desviando-o para a cuba de medição da vazão. A quantidade de óleo que entra na cuba num determinado intervalo de tempo é a vazão média, Q_0 . Assim, a vazão medida está diretamente ligada ao tempo de resposta do conjunto válvula direcional / temporizador. Não foi possível estimar a incerteza devida à atuação do conjunto. Porém, como o temporizador possui um excelente tempo de resposta (da ordem de 10ms), espera-se que a atuação do conjunto forneça uma incerteza baixa.

A parcela de incerteza da cuba de medição da vazão pode ser estimada como sendo à metade da resolução do valor de uma divisão de escala, que representa $\pm 1,2\%$ dos valores volumétricos médios utilizados nos ensaios para a menor vazão e $\pm 0,4\%$ para a maior vazão.

A incerteza global na medição de vazão por placa de orifício pode ser calculada pela combinação de todas as parcelas de incertezas envolvidas, considerando que as parcelas são independentes umas das outras, conforme o Apêndice B.

5 METODOLOGIA NUMÉRICA

Neste capítulo serão apresentados o modelo matemático e o método numérico empregados no desenvolvimento do trabalho. O programa numérico FLOWMASTER V7, utilizando o “método das características” foi utilizado com a inserção dos dados experimentais como condições de contorno.

5.1 Introdução

Em sistemas hidráulicos, constituídos de tubulação com água ou qualquer outro líquido sob pressão, ocorrem com frequência alterações nas condições de escoamento caracterizadas pela variação de pressão e de velocidade de escoamento do fluido em função do tempo, ocasionando regimes variados. Tais regimes, chamados de transientes ou transitórios hidráulicos, acontecem durante a passagem de um regime permanente para outro regime permanente devido à alteração das condições de contorno.

Uma classe de equações diferenciais que tem interesse em Mecânica dos Fluidos são aquelas chamadas de problemas de valores de contorno. Neste caso a solução procurada deve satisfazer não só o interior do domínio, mas também as condições que delimitam o domínio. Pelas suas características, são as condições de contorno que caracterizam o problema.

Para a análise dos transientes hidráulicos deve-se resolver simultaneamente as equações da continuidade e da quantidade de movimento, equações que fornecem a pressão e as vazões numa determinada posição da tubulação em função do tempo. Essas equações formam um sistema de equações diferenciais parciais do tipo hiperbólico quase linear, cuja solução analítica exata não é disponível, contudo, desprezando ou linearizando os termos não lineares, diversos métodos gráficos, analíticos e numéricos foram desenvolvidos para se chegar a uma solução aproximada. Atualmente, diversos métodos numéricos são utilizados para analisar os transientes hidráulicos. Tais métodos substituíram os métodos algébricos e gráficos, que devido à sua menor aproximação não devem ser utilizados para análise de grandes sistemas ou sistemas tendo condições de contorno complexas. Dos vários métodos numéricos atualmente utilizados destacam-se: o método das características, o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos, o método dos volumes finitos, método espectral e o método dos elementos de contorno (CHAUDHRY, 1987).

O método das características é um método tanto numérico (ROMÃO; MOURA; SILVA, 2008) quanto analítico (SARRA, 2003) de solução de equações diferenciais

parciais. Os problemas relativos a movimento de ondas em Mecânica dos Fluidos são governados por equações diferenciais parciais do tipo hiperbólicas (ROMÃO; MOURA; SILVA, 2008). Muitos são os fenômenos que podem ser descritos pela equação da onda. Ela governa o movimento das ondas eletromagnéticas, ondas em água, fluidos supersônicos, pulsação, golpe de aríete, ondas elásticas em sólidos e vibração de cordas e membranas (GREENBERG, 1998).

A análise 1-D de escoamentos transientes é a forma mais comum e popular de tratar escoamentos transientes, utilizando como ferramenta o método das características.

Dentre os diversos métodos, o método das características tornou-se popular e extensivamente usado. Para a solução de problemas transientes unidimensionais, o método vem mostrando ser superior aos outros métodos em muitos aspectos. Segundo Chaudhry (1987), o método apresenta correta simulação da propagação de ondas, é eficiente e as condições de contorno podem ser as mais diversas.

As vantagens do método das características decorrem do fato do fenômeno transitório seguir uma lei de propagação de ondas que associa o tempo t com a abscissa x definida ao longo da tubulação através da velocidade de propagação da onda de pressão no fluido, c .

5.2 O modelo matemático – Generalidades

Modelos fluido dinâmicos consideram o fluido um meio contínuo (fluido dinâmica clássica). As equações da conservação de massa e quantidade de movimento constituem o modelo. O ponto central desse modelo é a solução das equações acima citadas, em sua condição mais geral, levando-se em conta a tridimensionalidade, não estacionariedade e a viscosidade do fluido. Entretanto, é praticamente impossível a solução se não levar em conta algumas hipóteses restritivas, seja analiticamente ou numericamente. É necessário introduzir as hipóteses restritivas do problema fluido dinâmico em questão, como por exemplo, a consideração de escoamento unidimensional. Tais modelos utilizam um sistema de equações diferenciais parciais hiperbólicas, não lineares, que permitem a obtenção da solução do escoamento incompressível, levando-se em conta as perturbações de pressão ocasionadas pelo movimento alternativo do pistão do gerador de pulsos de vazão. Estas perturbações produzem diferentes valores de pressão ao longo da tubulação. O estudo físico mais importante nesse caso é aquele da propagação da onda de pressão no interior da tubulação. Pode-se iniciar a análise considerando primeiramente um modelo unidimensional: em cada seção transversal da tubulação as grandezas pressão, viscosidade e temperatura são uniformes e o fluido

incompressível. As equações são, geralmente, limitadas na análise unidimensional, não sendo possível a determinação dos campos bi ou tridimensional de velocidade e pressão do fluido no interior da tubulação (HANRIOT, 2001).

As equações da conservação da massa e quantidade de movimento, considerando escoamento incompressível, unidimensional, são escritas como (BENSON, 1986):

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (48)$$

Equação da Quantidade de Movimento:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4}{D} f \frac{u^2}{2 |u|} = 0 \quad (49)$$

onde o fator de atrito em termos da tensão de cisalhamento, τ_w , é dado por:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad (50)$$

As Equações (48) e (49) representam um escoamento transiente, unidimensional, hiperbólico, incompressível, e não linear, e não possui solução analítica.

Um método para a solução de tais equações é o chamado método das características.

O modelo matemático consiste basicamente nas equações da continuidade e da quantidade de movimento. Para a utilização do método das características, as equações são transformadas em um conjunto de equações que são funções somente da velocidade de propagação da onda de pressão, c , e da velocidade da partícula, u .

5.3 Solução pelo Método das Características

As equações a serem consideradas na resolução de transientes em redes de tubulações são a equação da continuidade e a equação da quantidade de movimento, cujo desenvolvimento e aplicação foram baseados em Miller, Don (2008).

Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (51)$$

onde:

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

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

H = pressão expressa em altura de coluna de líquido ou carga piezométrica (m);

Q = vazão volumétrica (m^3/s);

t = tempo (s);

x = comprimento do tubo (m).

sendo:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \rho \cdot g \frac{\partial H}{\partial t} \quad (52)$$

sendo c a velocidade de propagação da onda de pressão no fluido que é dada por: (MILLER, Don, 2008).

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D \cdot C}{e \cdot E}}} \quad (53)$$

onde:

K = módulo de elasticidade volumétrica do líquido (N/m^2);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

D = diâmetro interno do tubo (m);

e = espessura da parede do tubo (m);

E = módulo de elasticidade de Young do material do tubo (N/m^2);

C = número adimensional que depende das características elásticas do tubo. Seu valor é tomado como a unidade sem erro significativo em muitos casos.

Equação da Quantidade de Movimento:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g \cdot A \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (54)$$

Essas equações devem ser resolvidas para se determinar a pressão expressa em altura de coluna de líquido ou carga piezométrica, H , e a vazão Q em uma dada seção x como função do tempo t . Como não existe uma solução explícita para estas equações, é necessário que as variáveis dependentes H e Q sejam expressas como função das variáveis independentes x e t . Através de uma solução numérica, a solução é obtida para valores discretos de x e t .

Desta forma, as Equações (52) e (54) podem ser escritas conforme as Equações (55) e (56):

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + g \cdot A \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (55)$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (56)$$

As Equações (55) e (56) são as equações diferenciais de derivadas parciais, não lineares, do movimento e da continuidade, para fluidos incompressíveis que escoam em tubulações de material com comportamento elástico (MILLER, Don, 2008). As equações possuem duas variáveis dependentes Q e H , e duas independentes x e t . As propriedades do fluido e da tubulação são consideradas através da velocidade de propagação da onda de pressão no fluido, c . Fazendo-se uma combinação linear com as duas equações, tem-se:

$$L = L_1 + \lambda \cdot L_2 \quad (57)$$

Sendo λ um parâmetro qualquer, com a substituição de valores e operações convenientes, obtém-se:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda \cdot c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda \cdot g \cdot A \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (58)$$

Sendo as funções $Q = Q(x, t)$ e $H = H(x, t)$ soluções das Equações (55) e (56). Analisando a Equação (58) verifica-se que o primeiro termo entre parênteses é a derivada

total $\frac{dQ}{dt}$, se $\lambda \cdot c^2 = \frac{dx}{dt}$, já que:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda \cdot c^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \quad (59)$$

Analogamente, o segundo termo entre parênteses é a derivada total $\frac{dH}{dt}$, se $\frac{1}{\lambda} = \frac{dx}{dt}$,

pois:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \quad (60)$$

Para que as Equações (59) e (60) estejam corretas, tem-se que:

$$\frac{dx}{dt} = \lambda \cdot c^2 = \frac{1}{\lambda} \quad (61)$$

ou então:

$$\lambda = \pm \frac{1}{c} \quad (62)$$

Assim,

$$\frac{dx}{dt} = \pm c \quad (63)$$

Substituindo-se as Equações (59), (60) e (62) na Equação (58), obtém-se a Equação (64):

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{g \cdot A}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (64)$$

se:

$$\frac{dx}{dt} = c \quad (65)$$

ou, obtém-se a Equação (66):

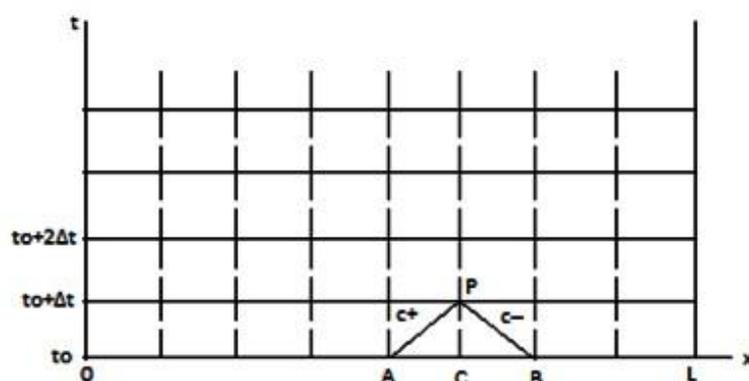
$$\frac{dQ}{dt} - \frac{g \cdot A}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0 \quad (66)$$

se:

$$\frac{dx}{dt} = -c \quad (67)$$

As equações de continuidade e quantidade de movimento, Equações (55) e (56), formam um par de equações diferenciais parciais hiperbólicas quase lineares, em termos de duas variáveis dependentes, a vazão Q e a pressão expressa em altura de coluna de líquido ou carga piezométrica H e duas variáveis independentes, a distância ao longo da tubulação x e o tempo t . Estas equações são transformadas em quatro equações diferenciais ordinárias pelo método das características resultando nas Equações (64) a (67). Essas equações representam o fenômeno hidráulico de maneira similar às Equações (55) e (56), diferenciando-se somente pelo fato de serem válidas apenas se as Equações (65) e (67) forem satisfeitas. Pode-se chamar o conjunto de Equações (64) e (65) de C^+ e o conjunto de Equações (66) e (67) de C^- , ou seja, converteram-se as Equações diferenciais parciais (51) e (54) em duas equações diferenciais totais, Equações (64) e (66), ambas restritas à validade das Equações (65) e (67), respectivamente. A Figura 28 mostra o gráfico das Equações (65) e (67).

Figura 28 – Gráfico das retas características



Fonte: Streeter e Wylie, 1979

Como o parâmetro c geralmente é constante para um determinado tubo, o resultado do gráfico no plano (x,t) é uma reta para cada equação, uma com inclinação $+1/c$ e outra com inclinação $-1/c$. Estas linhas no plano (x,t) são as linhas características ao longo das quais as

Equações (64) a (66) são válidas. Estas equações são conhecidas como equações de compatibilidade, válidas apenas na linha característica apropriada. A subdivisão do plano (x,t) na malha $(\Delta x, \Delta t)$ convenientemente obedece a condição $\Delta t = \Delta x/c$, onde tem-se:

$$x_P - x_A = c \cdot (t_P - t_A) \Rightarrow \Delta x = c \cdot \Delta t \quad (68)$$

$$x_P - x_B = -c \cdot (t_P - t_B) \Rightarrow \Delta x = -c \cdot \Delta t \quad (69)$$

O que faz com que as linhas características a partir de A e B, chamadas de C^+ e C^- , se cruzem em P, conforme mostra a Figura 28. Como não foi feita nenhuma aproximação matemática nestas transformações, cada solução para os conjuntos C^+ e C^- será uma solução para o sistema original dado pelas Equações (55) e (56). Multiplicando-se as Equações (64) e (66) por $c \cdot \frac{dt}{g \cdot A}$, pode-se isolar o termo dH , colocando estas equações numa forma apropriada para integração ao longo das linhas C^+ e C^- :

$$\int_{H_A}^{H_B} dH + \frac{c}{g \cdot A} \cdot \int_{Q_A}^{Q_B} dQ + \frac{f}{2 \cdot D \cdot A^2} \cdot \int_A^B Q \cdot |Q| dx = 0 \quad (70)$$

A variação de Q em função de x na integral do último termo é desconhecida, a priori. O termo de atrito em geral é pequeno e nele faz-se Q constante e igual ao valor conhecido que tinha no ponto A. Essa hipótese simplificadora é denominada aproximação de primeira ordem e satisfaz a maioria dos problemas (MILLER, Don, 2008). A integração da Equação (70), que corresponde à linha característica C^+ e uma integração similar para a linha característica C^- geram:

$$H_P - H_A + \frac{c}{g \cdot A} \cdot (Q_P - Q_A) + \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \cdot Q_A \cdot |Q_A| = 0 \quad (71)$$

$$H_P - H_B - \frac{c}{g \cdot A} \cdot (Q_P - Q_B) + \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \cdot Q_B \cdot |Q_B| = 0 \quad (72)$$

Estas duas equações de compatibilidade são relações algébricas básicas que descrevem a propagação do transiente de pressão e o escoamento em um tubo (MILLER, Don, 2008). Resolvendo estas equações para H_P , elas podem ser escritas como:

$$C^+: H_P = H_A - B \cdot (Q_P - Q_A) - R \cdot Q_A \cdot |Q_A| \quad (73)$$

$$C^-: H_P = H_B + B \cdot (Q_P - Q_B) - R \cdot Q_B \cdot |Q_B| \quad (74)$$

onde:

a impedância é:

$$B = \frac{c}{g \cdot A} \quad (75)$$

e o coeficiente de resistência:

$$R = \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} \quad (76)$$

A equação característica C^+ se aplica ao longo da linha AP, Figura 28, e a equação característica C^- se aplica ao longo da linha BP. Os parâmetros dependem das condições de contorno no instante $t = t_0$ e servem de base para determinação dos mesmos no instante $t = t_0 + \Delta t$.

5.3.1 *Convergência e estabilidade*

Segundo Chaudhry (1987), um esquema de diferenças finitas é instável quando o erro acumulado cresce à medida que a solução progride e que, para se obter convergência e estabilidade, deve-se atender a uma relação entre os intervalos Δx e Δt . Os critérios para determinação da convergência e estabilidade são muito difíceis de serem obtidos, contudo, critérios podem ser obtidos linearizando ou negligenciando os termos não lineares. A adoção de tal critério não acarreta problemas, pois os termos não lineares são relativamente pequenos.

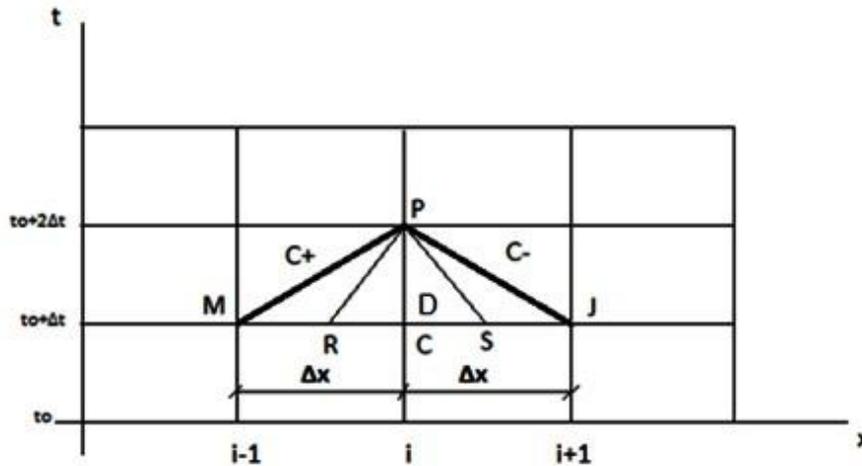
De acordo com Chaudhry (1987), para que método das características seja estável, a seguinte inequação, conhecida como condição de estabilidade de COURANT-FRIEDRICH-LEWY, deve ser satisfeita:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} \geq c \quad (77)$$

Geometricamente, esta condição exige que as linhas características positiva e negativa,

que passam por P, interceptem a linha MJ entre MC (R) e JC (S), respectivamente, conforme a Figura 29.

Figura 29 – Linhas características no plano (x,t)



Fonte: Streeter e Wylie, 1979

Chaudhry (1987), Streeter e Wylie (1979) mostram que soluções mais acuradas são obtidas quando se faz:

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = c \quad (78)$$

Em sistemas em que o valor da perda de carga é predominante, o emprego da aproximação de primeira ordem pode ter como consequência uma instabilidade na solução. Para estas circunstâncias existe o critério de estabilização indicado por Streeter e Wylie (1979):

$$\frac{f \cdot \Delta x \cdot \bar{Q}}{4 \cdot D \cdot A} \leq 1 \quad (79)$$

Segundo Chaudhry (1987), Streeter e Wylie (1979), para os casos em que tal condição não for satisfeita, os valores em R e S podem ser obtidos com a utilização de um processo de interpolação numérica através das condições conhecidas em M, C e J, conforme a Figura 29. Contudo, ainda segundo os autores, tal procedimento pode provocar a atenuação dos picos transientes e dispersão numérica.

5.3.2 *Incremento de tempo para sistemas de dois ou mais tubos*

Quando se tem dois ou mais diferentes condutos em um mesmo sistema, é necessário que se utilize o mesmo incremento de tempo Δt para todos os condutos. Com isso pode-se utilizar as condições de contorno nas junções e determinar as incógnitas para um dado instante.

Deve-se então escolher cuidadosamente o incremento de tempo Δt e o número inteiro de divisões N de cada canalização. De modo a obedecer à condição de COURANT deve-se ter:

$$\Delta t = \frac{L_i}{c_i \cdot N_i} \quad (80)$$

onde N_i é o número de trechos do conduto i ; L_i e c_i o comprimento e a velocidade de propagação da onda de pressão no fluido no conduto i .

Para sistemas que possuem condutos de comprimentos diferentes, um pequeno ajuste na velocidade de propagação da onda de pressão no fluido, para se garantir a condição da Equação (78), tem produzido resultados bastante satisfatórios (STREETER e WYLIE, 1979). Esses ajustes são aceitáveis já que a velocidade de propagação da onda de pressão no fluido não é precisamente conhecida.

5.3.3 *Condições de contorno*

Sistemas complexos podem ser tratados como uma combinação de sistemas simples, de maneira que as ondas transientes são transferidas de um sistema simples para outro.

Um sistema hidráulico complexo é dividido em trechos contínuos interligados pelas condições de contorno em cada extremidade. Nas seções desses trechos contínuos, chamadas seções internas, as funções que relacionam as diversas grandezas não possuem descontinuidades, sendo seu comportamento descrito pelas Equações (64) e (66). Nos contornos apenas uma equação característica é possível de ser utilizada, assim, uma ou mais equações relacionando Q e/ou H com o tempo devem ser fornecidas para solucionar o problema. Como as equações C^+ e C^- , respectivamente em cada extremidade, estabelecem uma relação entre duas incógnitas, então surge a necessidade de uma condição adicional que represente, através das mesmas variáveis, a interação entre o contorno e o fluido, de forma a surgir a solução.

De modo geral, a aplicação do método das características na solução de problemas de propagação de ondas, apresenta bons resultados na demonstração da forma da onda. No entanto, a grande dificuldade deste método é a necessidade de que os pontos M e J estejam sempre o mais próximo possível, aumentando assim a eficiência do método, conforme a Figura 29 (ROMÃO; MOURA; SILVA, 2008).

5.4 Desenvolvimento do modelo numérico

O modelo numérico, utilizando as vazões transientes, obtidas pela metodologia experimental, como condições de contorno de entrada, determina os gradientes de pressão e os coeficientes de descarga dinâmicos na placa de orifício. A comparação com os dados experimentais dos parâmetros tais como gradientes de pressão, obtidos para várias vazões e condições de escoamento, permite a validação do modelo numérico proposto.

A solução numérica é obtida considerando que o pistão está imediatamente antes da placa de orifício, gerando um pulso senoidal de vazão, conforme a Figura 30.

Figura 30 – Domínio de solução computacional



Fonte: Elaborada pela autora

Para o regime permanente, os parâmetros de entrada do programa computacional são as vazões estáticas obtidas da calibração das placas de orifício e as pressões obtidas experimentalmente.

Para o regime transiente, as condições de contorno na entrada do programa computacional são a vazão média, Q_0 , a vazão senoidal gerada pelo gerador de pulsos, Q_p , e as pressões transientes obtidas experimentalmente. O modelo numérico, utilizando as vazões transientes, obtidas pela metodologia experimental, como condições de contorno de entrada, determina os gradientes de pressão e dos coeficientes de descarga dinâmicos da placa de orifício. A velocidade média, o número de Reynolds, o coeficiente de descarga e os demais

parâmetros são calculados da mesma forma que no regime permanente, com a diferença que agora passam a ser funções do tempo.

As hipóteses admitidas na solução do escoamento são as seguintes:

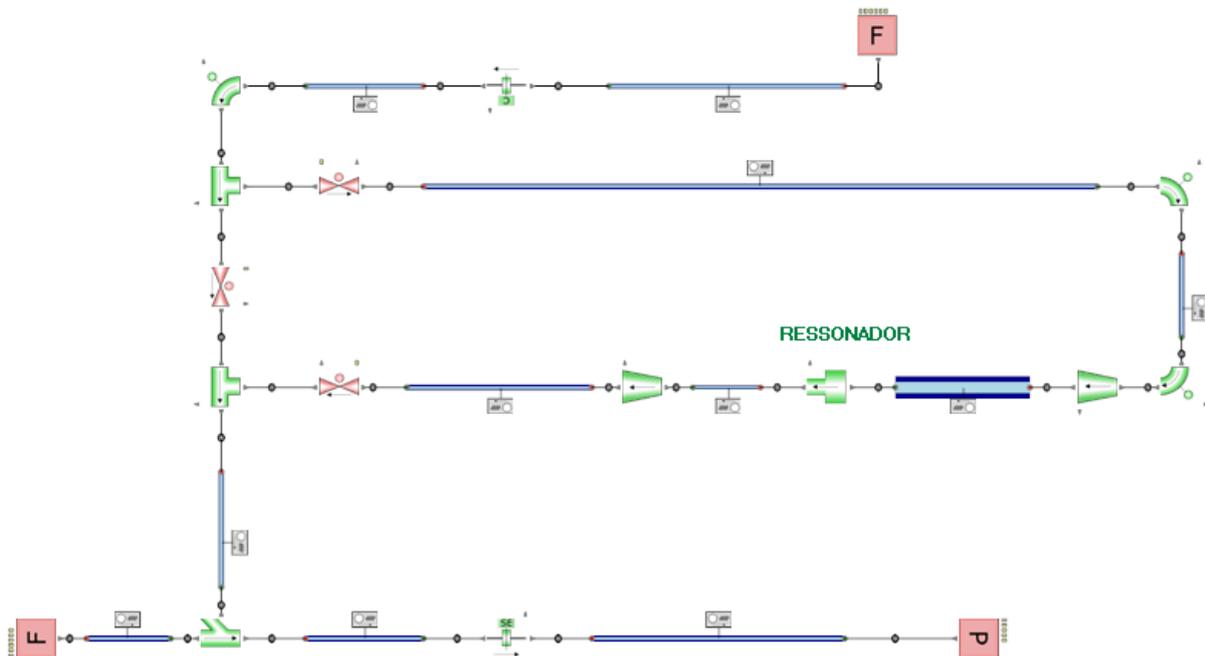
- a) escoamento laminar, isotérmico;
- b) fluido Newtoniano;
- c) viscosidade constante;
- d) condição de não deslizamento nas paredes;
- e) a seção do tubo é circular, as paredes do tubo são paralelas e rígidas.

A análise numérica do escoamento é realizada e avaliada através da solução das equações de conservação utilizando-se o FLOWMASTER V7, que é um software de simulação em 1-D, desenvolvido pela Flowmaster inc., que permite a simulação numérica de sistemas térmicos e de fluidos. O software FLOWMASTER V7 é uma ferramenta computacional para simulação do comportamento de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor, e outros processos físicos correlacionados. Tal técnica consiste na resolução das equações que regem o escoamento de fluidos sobre uma dada região de interesse, com condições de contorno previamente especificadas. O software oferece uma ferramenta para investigar onda de pressão, queda de pressão, vazão, temperatura e tempos de resposta do sistema, de forma rápida e fácil.

O software é capaz de resolver problemas em regime permanente e transiente, laminar e turbulento, utilizando fluidos compressíveis ou incompressíveis, incluindo os fenômenos relacionados à transferência de calor, entre outros. Uma das vantagens da modelagem 1-D é a robustez em lidar com problemas envolvendo transientes rápidos como golpe de aríete, propagação de ondas, escoamentos pulsantes e etc., uma vez que a solução é rápida em relação à modelagem 3-D, e não depende de computadores de alta performance tipo HPC ou clusters, mesmo quando se está modelando um sistema complexo, com muitos componentes. Ele também permite obter uma gama de resultados em qualquer ponto do sistema, plotar curvas, obter gráficos, tabelas, superfícies, animações e etc., permitindo que se conheça seu comportamento, e como cada componente influencia o resto do sistema.

Uma rede (“*Network*”) foi criada a fim de reproduzir as condições reais e prever o comportamento do sistema, Figura 31 e Apêndice C.

Figura 31 – “Network” criada no programa para representar o banco de fluxo



Fonte: Elaborada pela autora

O banco de fluxo consiste em um arranjo de tubos alimentados por uma vazão oriunda de uma bomba, que é representada na “*Network*” como uma tomada de vazão conhecida ou pressão, SP1, tornando-se a primeira condição de contorno do sistema. A segunda condição de contorno se refere à pressão indicada pelo transdutor de pressão, SP7, instalado após a placa de orifício concêntrico de canto vivo. Para o regime transiente, uma terceira condição de contorno, a vazão senoidal gerada pelo gerador de pulsos instalado na bancada foi considerada.

Para o regime permanente, a primeira condição de contorno é a vazão média, Q_0 , e a segunda condição de contorno é a pressão indicada pelo transdutor de pressão, SP7 obtida experimentalmente.

Para o regime transiente, a primeira condição de contorno é a vazão média, Q_0 , e a segunda condição de contorno é a pressão indicada pelo transdutor de pressão, SP7 obtida experimentalmente. A terceira condição de contorno é a vazão senoidal gerada pelo gerador de pulsos, Q_p .

O programa fornece como resultados as pressões, as vazões, os números de Reynolds e as velocidades ao longo do sistema. Para determinação dos coeficientes de descarga estático e dinâmico foram usados os resultados de saída do programa.

O coeficiente de descarga estático foi determinado usando a Equação (47).

O coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase

permanente foi determinado usando as Equações (27), (28) e (32).

O coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal foi determinado usando as Equações (25), (29) e (31).

Durante as simulações, os resultados referentes às pressões nos nós e às vazões nos tubos foram comparados com os valores experimentais.

No próximo capítulo os resultados obtidos e as análises acerca dos mesmos serão apresentados.

6 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos neste trabalho e suas respectivas análises e discussões para cada uma das etapas descritas nas metodologias. Os resultados obtidos tanto para o regime permanente quanto para o regime transiente são apresentados em função dos diversos parâmetros envolvidos, comparando-se os resultados para as duas placas de orifício em estudo e caracterizando-se os sistemas de medição de vazão utilizados.

6.1 Resultados para o regime permanente

Os principais parâmetros obtidos no regime permanente são analisados para as duas placas de orifício utilizadas com orifício de mesmo diâmetro, com mesma relação de diâmetros. A primeira placa de orifício, montada no sistema de medição de vazão dinâmica, possui orifício concêntrico de canto vivo, e a segunda placa de orifício, montada no sistema de medição de vazão estática, possui orifício de entrada cônica.

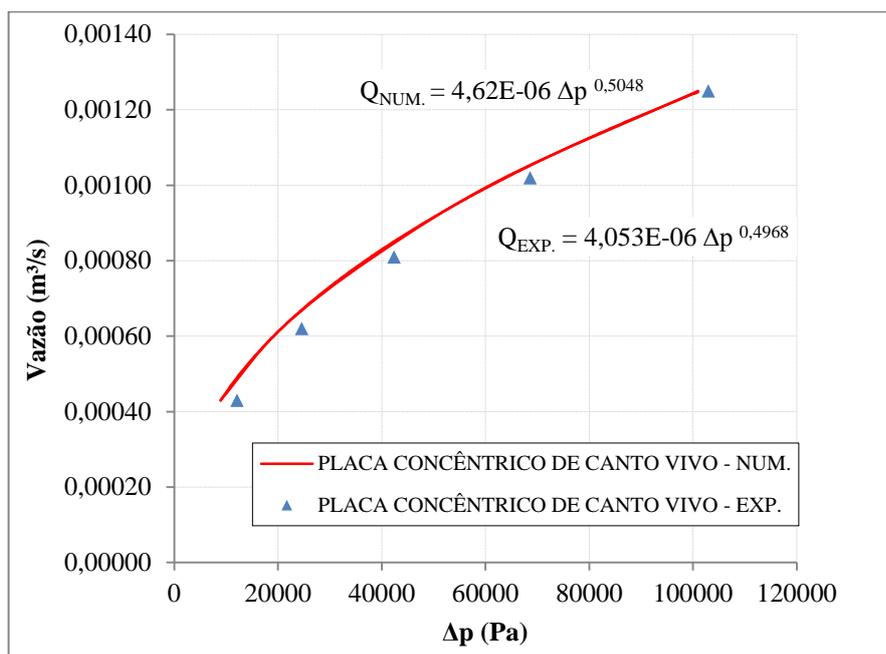
A calibração estática das placas de orifício, mostradas nas Figuras 22 e 23, pode ser realizada com os gradientes de pressão obtidos numericamente. As Figuras 32 e 33 mostram os gradientes de pressão numéricos e experimentais na placa de orifício em função das vazões utilizadas. Essa faixa de vazões corresponde a uma faixa do número de Reynolds que vai de 1498 a 4356, quando baseada no diâmetro do orifício, ou de 794 a 2308, quando baseada no diâmetro da tubulação, conforme a Tabela 4. As diferenças encontradas entre os valores numéricos e experimentais representam porcentagens menores que as incertezas dos sistemas de medição correspondentes, obtidas experimentalmente. As incertezas das medições são mostradas no Apêndice B.

Tabela 4 – Vazões médias pré-estabelecidas e número de Reynolds

Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	Re baseado no diâmetro da tubulação	Re baseado no diâmetro do orifício
4 divisões	0,430±0,005	794	1498
5 divisões	0,620±0,005	1145	2160
6 divisões	0,810±0,005	1496	2822
7 divisões	1,020±0,005	1883	3554
8 divisões	1,250±0,005	2308	4356

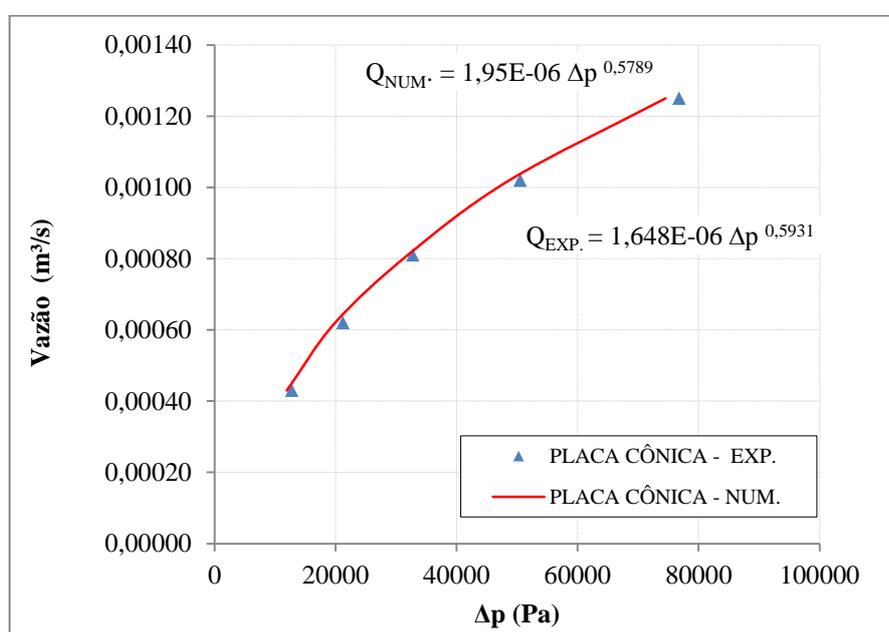
Fonte: Elaborada pela autora

Figura 32 – Q_0 x ΔP para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 33 – Q_0 x ΔP para a placa de orifício de entrada cônica – EXP. x NUM.



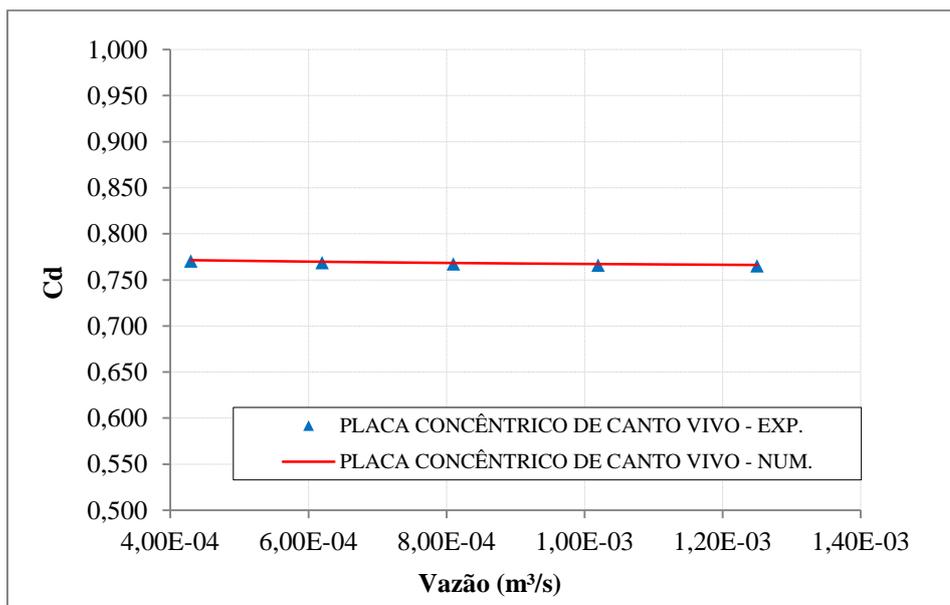
Fonte: Elaborada pela autora

Em escoamentos em regime permanente, o coeficiente de descarga é definido com base na equação de Bernoulli, e a determinação experimental dos coeficientes de descarga é realizada para situações estáticas e altos números de Reynolds. Os coeficientes de descarga de todos os diferentes tipos de medidores primários são dependentes do perfil de velocidade para uma determinada vazão. A placa de orifício tende a ser particularmente sensível a variações

no perfil de velocidade, por causa do efeito da contração.

As curvas relativas aos coeficientes de descarga estáticos para as duas placas utilizadas em função da vazão são mostradas nas Figuras 34 e 35. Comparando-se as curvas mostradas na Figura 34, pode-se perceber que os valores numéricos encontram-se próximos dos valores experimentais, dentro da incerteza do sistema de calibração de vazão utilizado para a placa de orifício concêntrico de canto vivo, Apêndice D. Os erros para os coeficientes de descarga estáticos variam entre 0,64%, para a menor vazão, e 0,17%, para a maior vazão, usando-se a condição de contorno de entrada SP1. Utilizando-se a vazão como condição de contorno de entrada, os erros variaram entre 0,33%, para a menor vazão, e 0,14%, para a maior vazão, como mostrado no Apêndice D.

Figura 34 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício concêntrico de canto vivo em função da vazão – EXP. x NUM.

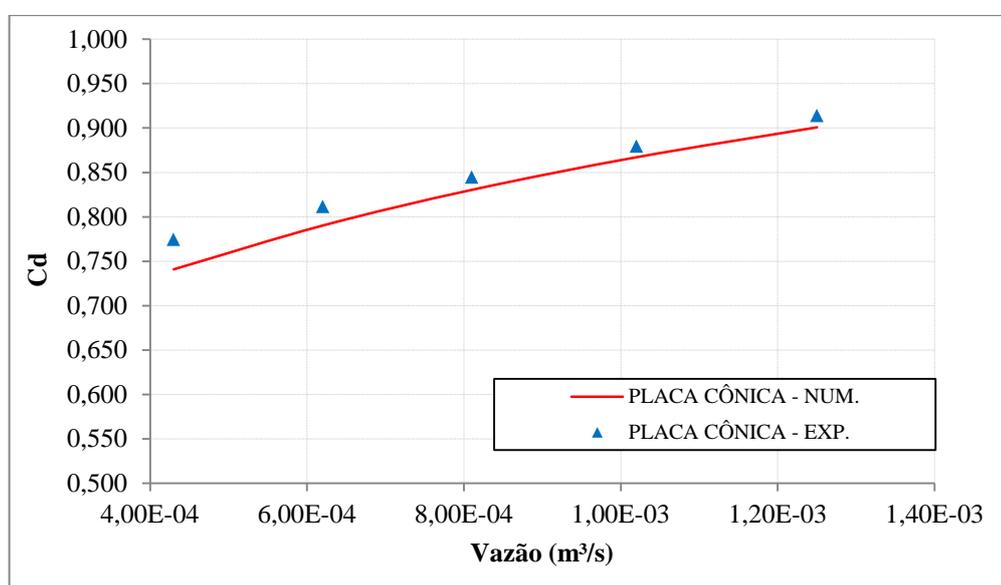


Fonte: Elaborada pela autora

Pelos resultados obtidos, o coeficiente de descarga da placa de orifício concêntrico de canto vivo não apresentou grande variação para a faixa do número de Reynolds utilizada. De acordo com as normas consultadas, as placas de orifício concêntrico de canto vivo podem ser usadas em tubulações cujos diâmetros estejam entre 25 e 50 mm, desde que tomados alguns cuidados especiais com a rugosidade do tubo, com o acabamento da placa de orifício, com a centralização da placa na tubulação e com a posição e geometria das tomadas de pressão. Consequentemente, o uso da placa de orifício concêntrico de canto vivo para a medição de fluidos de alta viscosidade, a exemplo do óleo, foi satisfatório.

Para as curvas mostradas na Figura 35, pode-se perceber que os valores experimentais encontram-se ligeiramente acima dos valores numéricos, mas dentro da incerteza do sistema de calibração de vazão utilizado para a placa de orifício de entrada cônica. Os erros para os coeficientes de descarga estáticos variam entre 17,14%, para a menor vazão, e 2,16%, para a maior vazão, usando-se a condição de contorno de entrada SP1, Apêndice D. Utilizando-se a vazão como condição de contorno de entrada, os erros variaram entre 4,33%, para a menor vazão, e 1,46%, para a maior vazão, Apêndice D.

Figura 35 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício de entrada cônica em função da vazão – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

A placa de orifício de entrada cônica forneceu uma maior variação do coeficiente de descarga, apesar de ser mais adequada para escoamentos em tubulações de pequenos diâmetros com menores números de Reynolds. A diferença entre o coeficiente de descarga previsto nas normas consultadas e os resultados experimentais obtidos pode ter sido causada, em parte, pelo fato de a geometria das tomadas de pressão e das tolerâncias das dimensões das placas de orifício não serem exatamente iguais às especificadas nas normas.

O ângulo de chanfro da placa de orifício tem influência no coeficiente de descarga (SINGH; SESHADRI, 2010). O valor médio do coeficiente de descarga para o ângulo do chanfro de 45 graus (placa de orifício de entrada cônica) foi maior do que o valor correspondente para o ângulo do chanfro de 30 graus (placa de orifício concêntrico de canto vivo).

Na literatura, encontram-se poucos estudos relacionados ao coeficiente de descarga

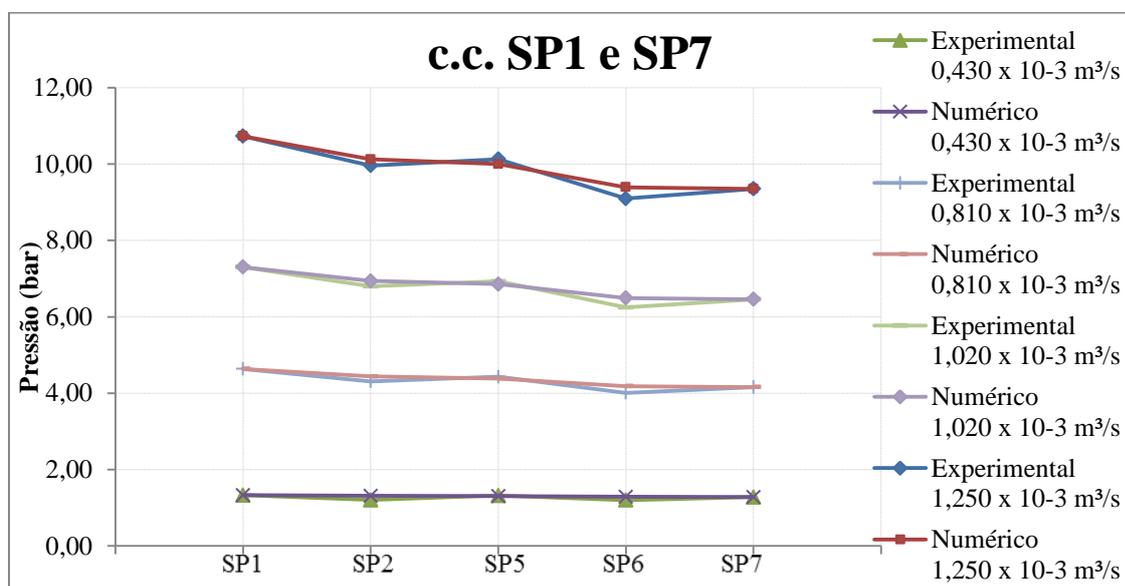
para fluidos mais viscosos e com baixos números de Reynolds, especialmente em regime laminar. Os valores do coeficiente de descarga apresentados na literatura e nas normas consultadas, são para altos números de Reynolds, para regime turbulento, para tomadas D-D/2 e para tomadas nos flanges, e não para tomadas de canto (“corner taps”).

O intervalo do número de Reynolds para o qual os dados experimentais foram obtidos é pequeno em comparação com a gama de dados utilizados na literatura e nas normas consultadas.

As Figuras 36 e 37 mostram a variação da pressão ao longo da tubulação, nos pontos onde estão instalados os transdutores de pressão, SP1 a SP7, em regime permanente para vazões médias, Q_0 , de $0,430 \times 10^{-3}$ a $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

As pressões obtidas experimentalmente com o transdutor de pressão SP1 e com o transdutor de pressão SP7 foram utilizadas como dados de entrada no programa computacional, e são mostradas na Figura 36 e no Apêndice C. Dessa forma, obtiveram-se numericamente as pressões ao longo da tubulação. Quanto maior a vazão média, maior a pressão requerida ao longo da tubulação e menor a queda da pressão através dos transdutores de pressão. Nota-se que os valores numéricos da variação da pressão aproximam-se bem dos obtidos experimentalmente, com um erro máximo de 8,5%, para SP2, e de 6,8 %, para SP6, na menor vazão média. Para a maior vazão média, o erro máximo foi de 1,6%, para SP2, e de 3,1%, para SP6.

Figura 36 – Variação da pressão em função da posição dos transdutores de pressão para todas as vazões em regime permanente - c.c. SP1 e SP7

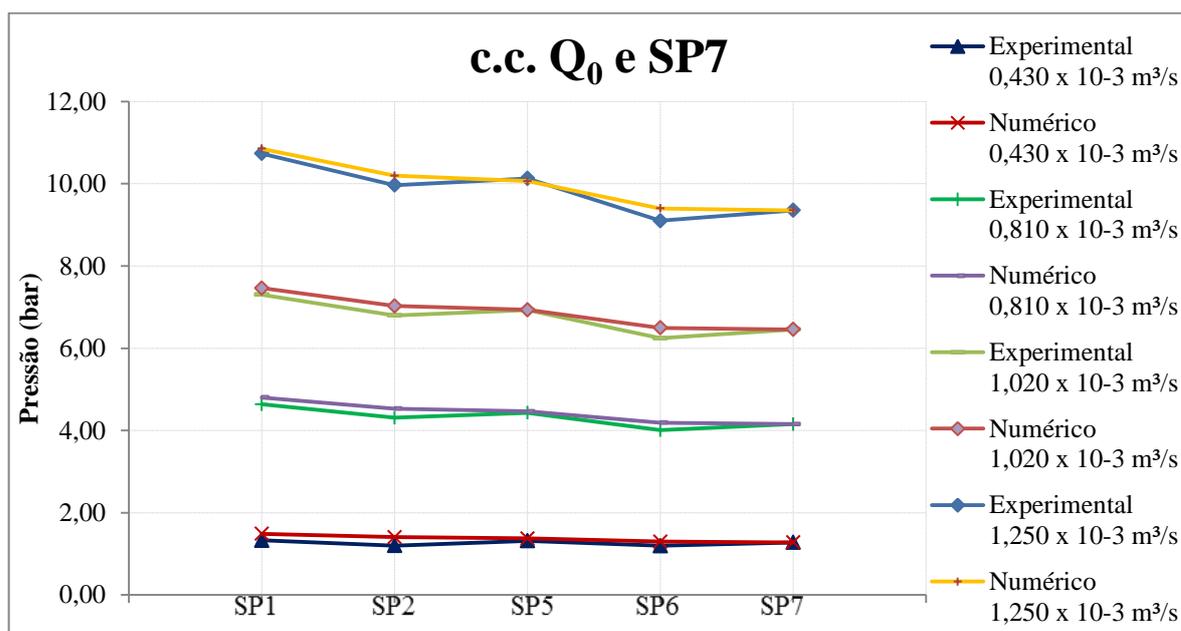


Fonte: Elaborada pela autora

As vazões médias, Q_0 , e a pressão obtida experimentalmente pelo transdutor de pressão SP7 também foram utilizadas como condição de contorno para o programa computacional, com um erro máximo de 10,7%, para SP1, e de 7,6 %, para SP6, na menor vazão média. Para a maior vazão média, o erro máximo foi de 1,1%, para SP1, e de 3,2%, para SP6, conforme mostrado na Figura 37 e no Apêndice C.

Os valores obtidos foram utilizados para o cálculo dos coeficientes de descarga numéricos. Para a validação do modelo numérico, é suficiente apenas a comparação das pressões com os valores experimentais. No entanto, as vazões instantâneas, os números de Reynolds e os coeficientes de descarga são também comparados com os valores experimentais.

Figura 37 – Variação da pressão em função da posição dos transdutores de pressão para todas as vazões em regime permanente - c.c. Q_0 e SP7



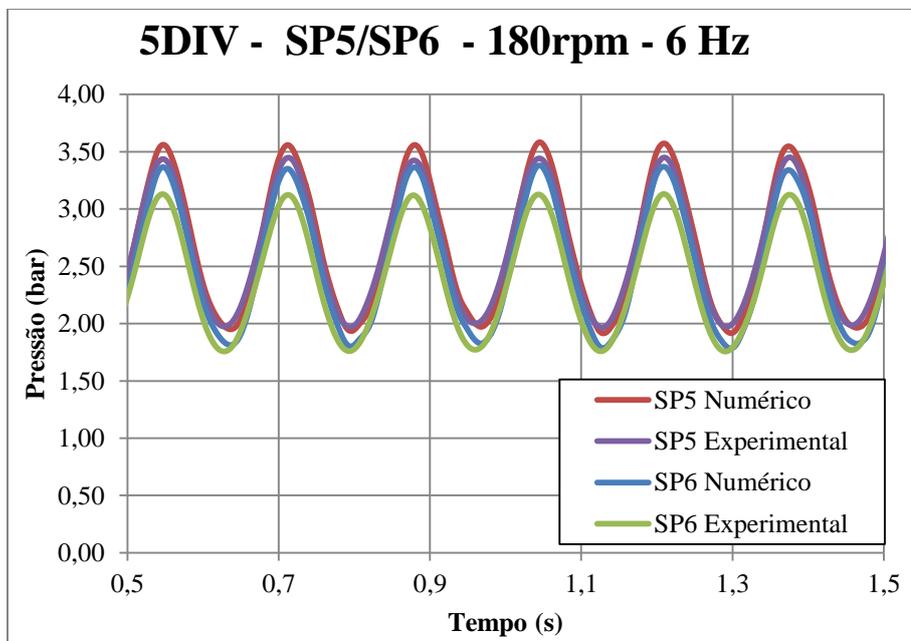
Fonte: Elaborada pela autora

6.2 Resultados para o regime transiente

Para o regime transiente, foram determinadas diversas curvas com o intuito de caracterizar o comportamento da medição da vazão pulsante. Os resultados transientes apresentados referem-se apenas à placa de orifício concêntrico de canto vivo, montada no sistema de medição de vazão dinâmica, devido à sua confiabilidade comprovada em uma variedade de aplicações na indústria e em estudos científicos.

Primeiramente, as curvas de pressão diferencial transiente, experimental e numérica, para a frequência de pulsação de 6 Hz e a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ são mostradas na Figura 38. Essas curvas mostram a variação da pressão no sistema de medição de vazão dinâmica provocada pelo gerador de pulsos de vazão, e a montante e a jusante da placa de orifício e os transdutores de pressão SP5 e SP6, respectivamente. A Figura 38 mostra que as pressões obtidas com o modelo numérico aproximam-se dos resultados experimentais. O maior afastamento entre os valores numéricos e experimentais ocorre nos pontos de velocidades máximas ou mínimas do pistão.

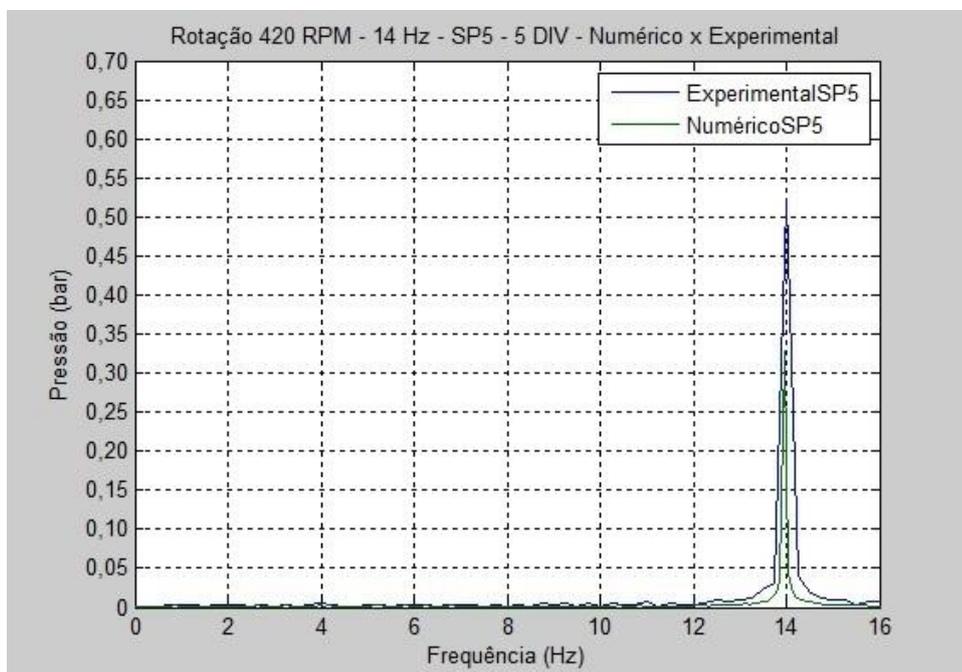
Figura 38 – Curva de pressão diferencial transiente na placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 6 Hz – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

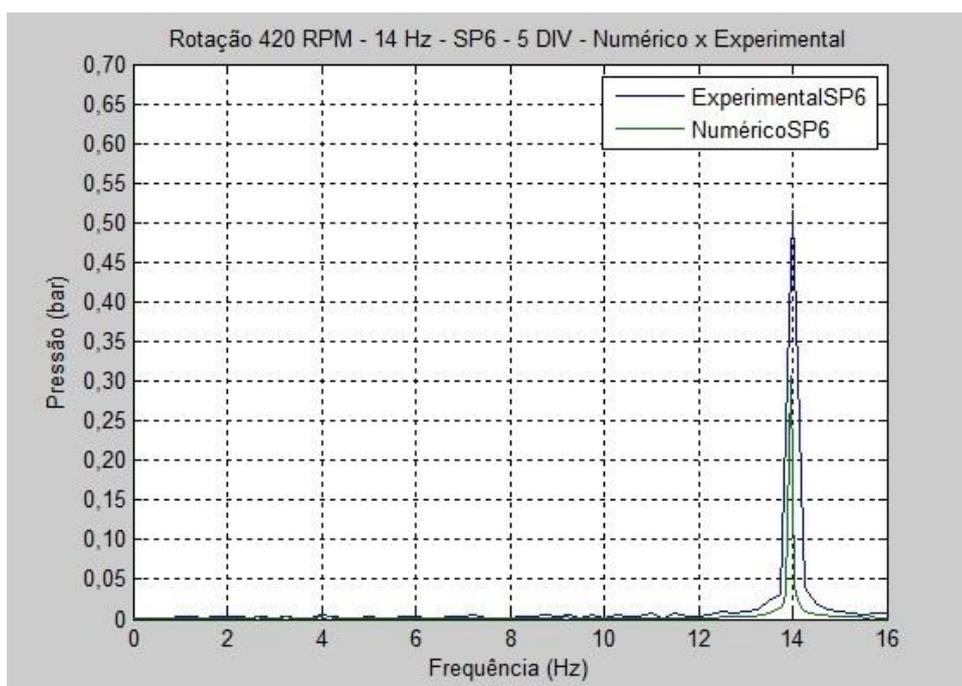
A análise espectral das pressões a montante e a jusante da placa de orifício foi realizada com o objetivo de se comprovar as frequências da fonte excitante. As análises espectrais mostradas nas Figuras 39 e 40 indicam o perfil corresponde ao de uma senoide. A frequência espectral foi gerada para a frequência de pulsação de 14 Hz e para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Os resultados numéricos mostraram que o modelo reproduz o comportamento dos resultados experimentais, com algumas diferenças em amplitude e fase. Na maioria dos casos, essas diferenças são relativamente pequenas, mantendo-se dentro da faixa de incerteza calculada experimentalmente para as grandezas envolvidas.

Figura 39 – Análise espectral experimental e numérico da pressão a montante da placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 14 Hz



Fonte: Elaborada pela autora

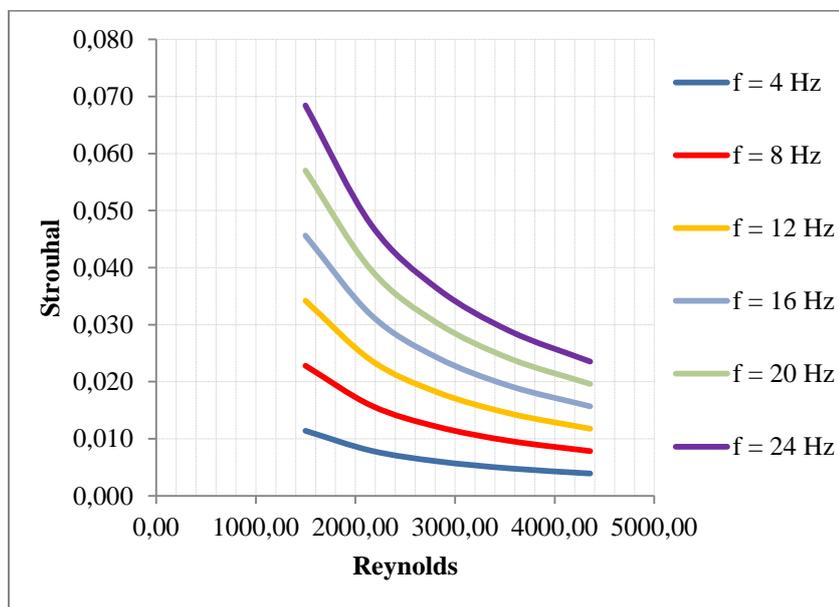
Figura 40 – Análise espectral experimental e numérico da pressão a jusante da placa de orifício para a vazão média de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 14 Hz



Fonte: Elaborada pela autora

O comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds para toda a faixa de frequência utilizada é mostrado na Figura 41. Pode-se observar que o número de Strouhal apresentou um comportamento decrescente em relação ao número de Reynolds, em que os efeitos da inércia tornam-se significantes, devido às variações na velocidade do escoamento, pois o termo aceleração temporal torna-se mais importante em relação ao termo aceleração convectiva. O número de Strouhal foi calculado a partir da velocidade de escoamento e do diâmetro do orifício, d , situando-se entre 0,024 e 0,068.

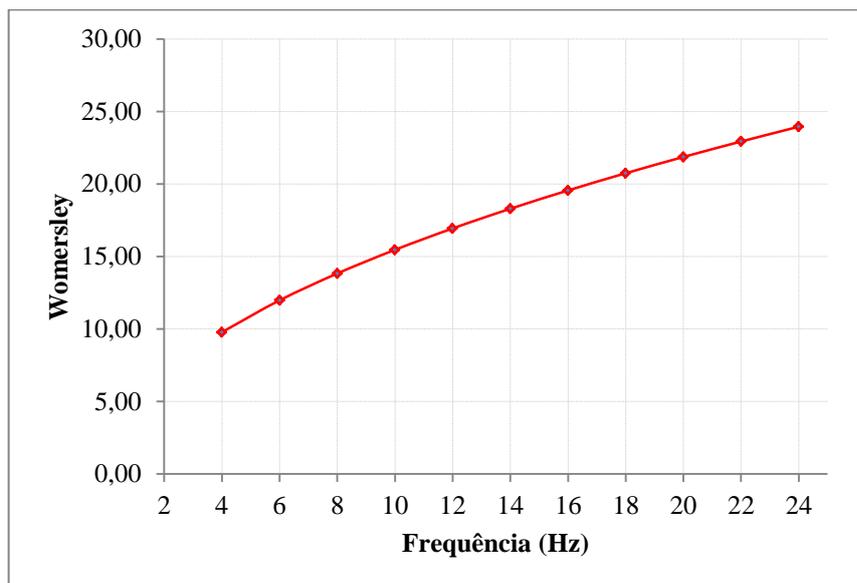
Figura 41 – Número de Strouhal versus número de Reynolds – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

O comportamento dinâmico do escoamento depende da frequência de pulsação expresso pelo número de Womersley, que é usado para caracterizar a natureza periódica do escoamento e representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. Com o aumento da frequência de pulsação, é de se esperar um aumento do número de Womersley, de modo que as forças de inércia tornaram-se predominantes em relação às forças viscosas, conforme mostra a Figura 42. O número de Womersley ficou compreendido entre 9,75 e 23,95, faixa em que as forças inerciais estão presentes (ALFREDSSON e outros, 2012; GÜNDOĞDU; YILMAZ, 2010).

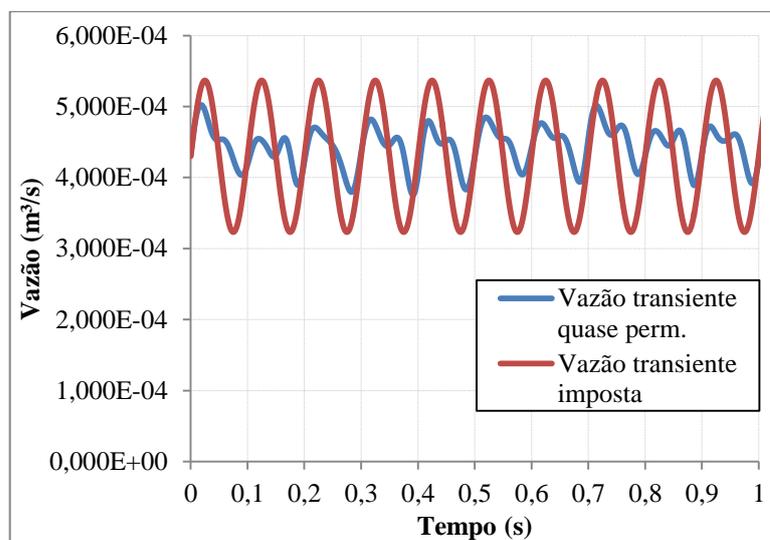
Figura 42 – Número de Womersley versus frequência – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

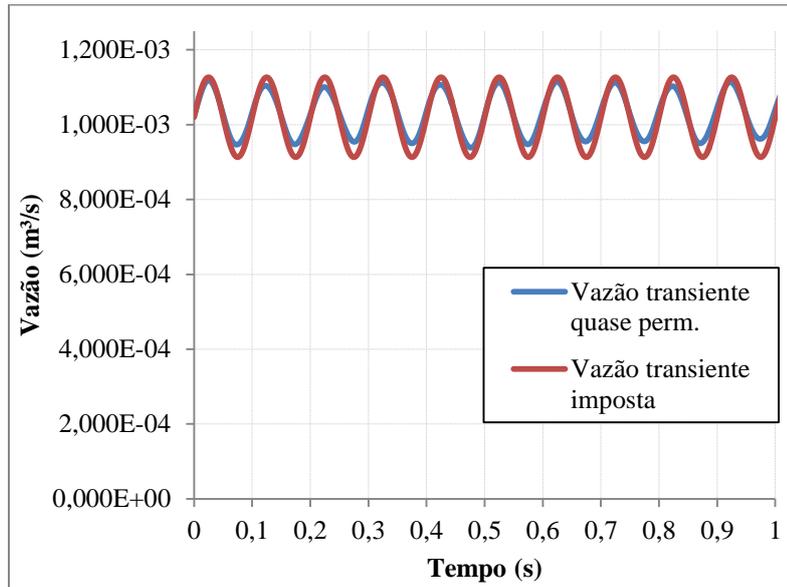
A partir dos valores de pressão experimentais, foram geradas as curvas de vazão dinâmica, utilizando a Equação (31). Pelos resultados obtidos, ficou claro que há uma limitação da vazão média mínima, Q_0 , imposta ao sistema. Abaixo desse limite, que equivale à vazão de $0,620 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, as curvas de vazão em função do tempo apresentam-se completamente deformadas para maiores frequências de pulsação, conforme observa-se na Figura 43. A Figura 44 mostra o mesmo sinal para uma vazão de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Nota-se, nesta última, uma menor deformação da curva de vazão.

Figura 43 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 10 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 44 – Vazão versus tempo para a vazão média de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 10 Hz – EXP.



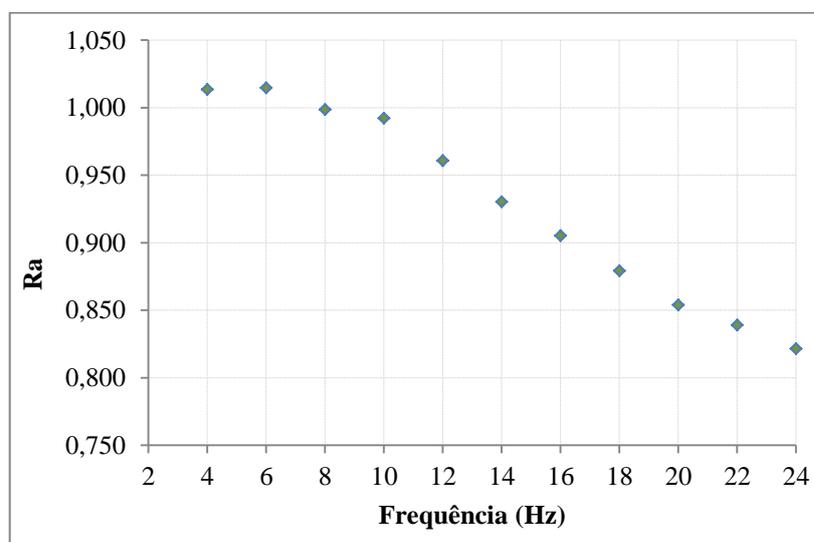
Fonte: Elaborada pela autora

Oito medições foram realizadas para cinco valores de vazão, de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ a $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, sendo que para cada vazão foram utilizadas 11 frequências de pulsação, num intervalo entre 4 e 24 Hz, com um aumento gradativo de frequência de 2 em 2 Hz.

Na literatura consultada, encontram-se resultados para frequências abaixo de 10 Hz para fluidos incompressíveis e acima de 50 Hz utilizando o ar como fluido. Portanto, foi possível quantificar os valores da razão de amplitudes entre a flutuação de vazão amortecida e defasada que realmente passa pela placa de orifício, $Q_a(t)$, e a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$ de modo a determinar a variação desse parâmetro com a frequência de pulsação presente no escoamento para toda a faixa de valores de vazão utilizada.

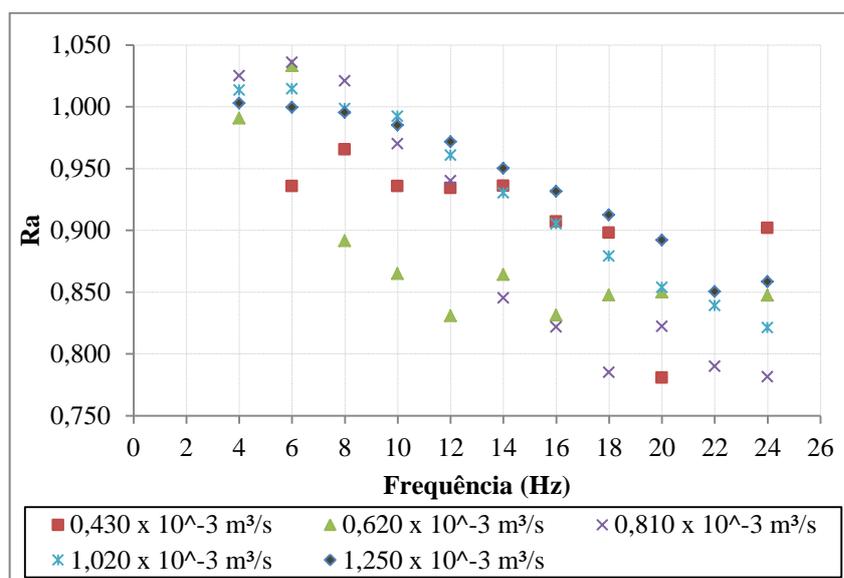
Em todos os testes realizados, constatou-se que esse parâmetro decresceu com o aumento da frequência, não variando significativamente com a vazão média, Q_0 , conforme mostrado nas Figuras 45 e 46.

Figura 45 – Razão de amplitudes x frequência para a vazão média de $1,020 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 46 – Razão de amplitudes x frequência – para todas as vazões – EXP.

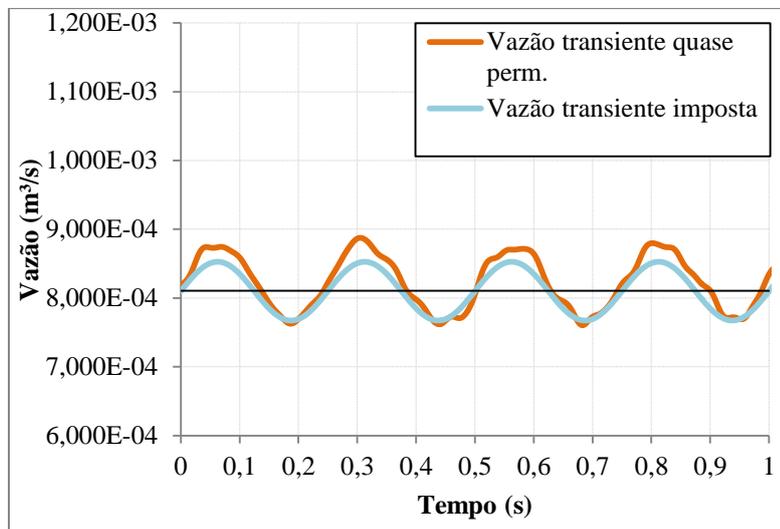


Fonte: Elaborada pela autora

A distância percorrida pela onda é pequena e a velocidade de propagação da onda de pressão é da ordem de 934,4 m/s (MOBIL LUBRIFICANTES – OilXplorer Support - Qualidade & Tecnologia), portanto a onda leva um tempo de $6,15 \times 10^{-4}$ s para chegar até a placa de orifício. Não foi possível quantificar o tempo que a flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, leva para percorrer a distância existente entre o gerador de pulsos de vazão e o sistema de medição de vazão dinâmica, ou seja, o atraso no tempo da onda de vazão, τ .

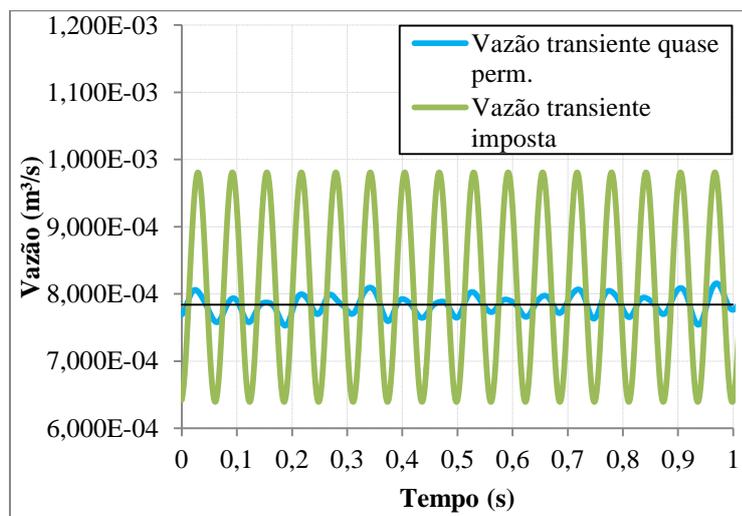
As Figuras 47 a 49 mostram algumas das curvas de vazão obtidas na placa de orifício concêntrico de canto vivo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, com a respectiva curva da vazão transiente imposta. Pela Figura 47, observa-se que, para uma frequência de 4 Hz, o sinal de entrada aproxima-se muito da vazão na placa, mostrando que a onda encontra-se em fase e com um pequeno amortecimento na placa de orifício. Nas Figuras 48 e 49, percebe-se claramente o aumento do amortecimento da onda na medida em que a frequência aumenta. Quando a vazão média é aumentada, o correspondente aumento de pressão do sistema torna a geração do pulso experimental mais estável.

Figura 47 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 4 Hz – EXP.



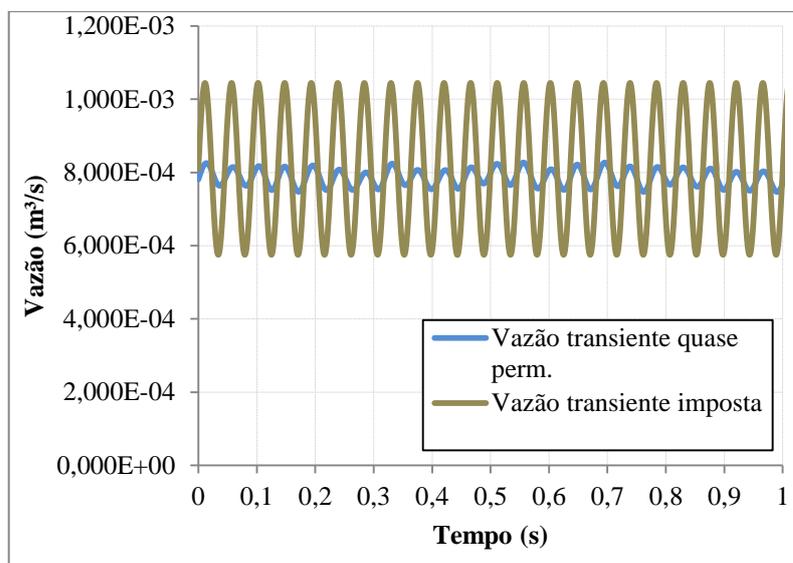
Fonte: Elaborada pela autora

Figura 48 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 16 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

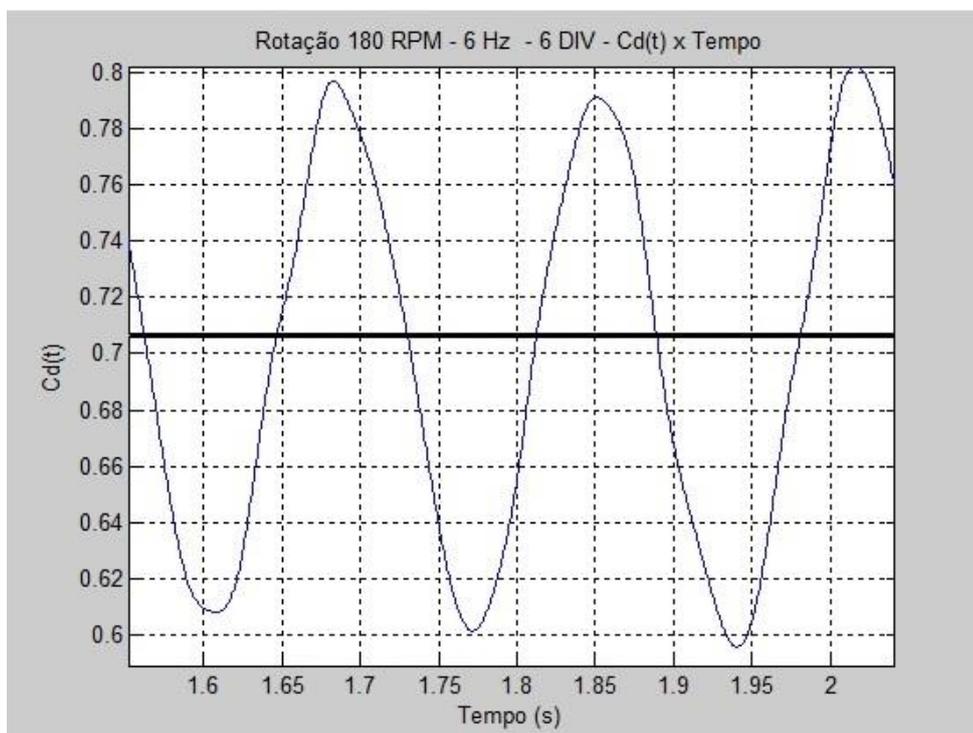
Figura 49 – Vazão versus tempo para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 22 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

A Figura 50 mostra os efeitos da pulsação no coeficiente de descarga dinâmico e o valor médio correspondente, para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 6 Hz.

Figura 50 – Comportamento do coeficiente de descarga dinâmico para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e 6 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

Todos os resultados apresentados a seguir referem-se ao coeficiente de descarga dinâmico médio, obtido a partir da Equação (81).

$$Cd(t)_{med} = \frac{1}{T} \int_{t_i}^{t_f} Cd(t) dt \quad (81)$$

onde:

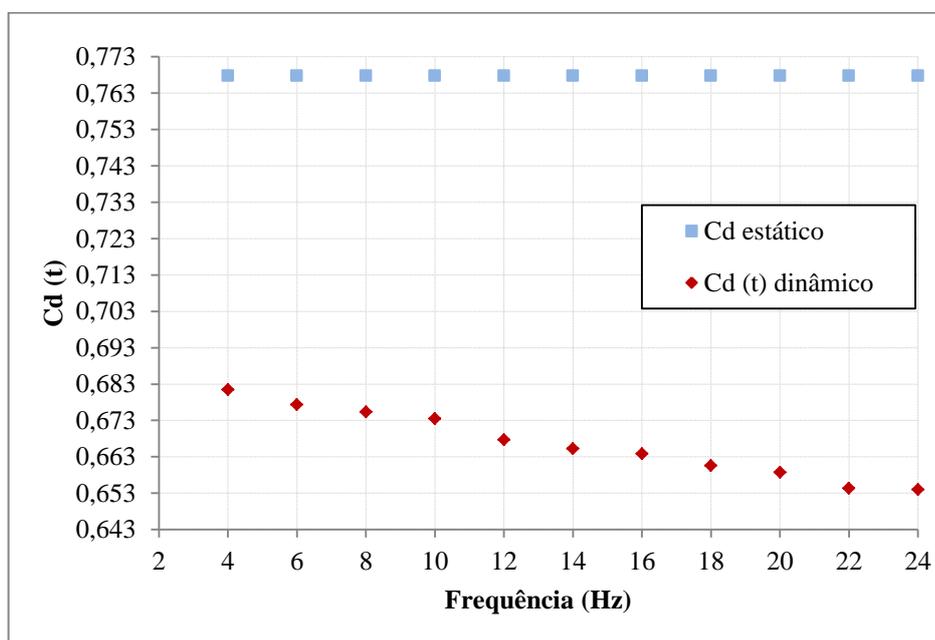
T = período (s);

t_i = tempo inicial (s);

t_f = tempo final (s).

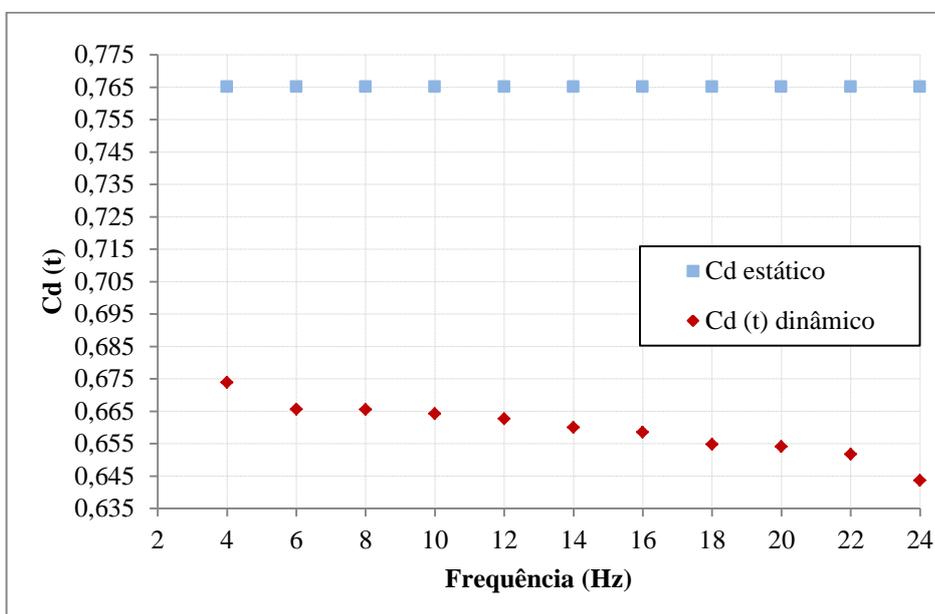
Nas Figuras 51 e 52, os coeficientes de descarga, dinâmico médio e estático, são plotados para as vazões médias de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e de $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, respectivamente, para todas as faixas de frequências trabalhadas. Com o aumento da frequência (altos números de Strouhal), o coeficiente de descarga dinâmico diminui, porque a pressão diferencial transiente através da placa de orifício aumenta. Quando o número de Womersley e de Strouhal são pequenos, os efeitos da inércia temporal são desprezados. Quando a frequência aumenta, o termo inercial torna-se significativo e não pode ser eliminado, apresentando um peso importante no valor do coeficiente de descarga dinâmico.

Figura 51 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus frequência para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 52 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus frequência para a vazão média de $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP.

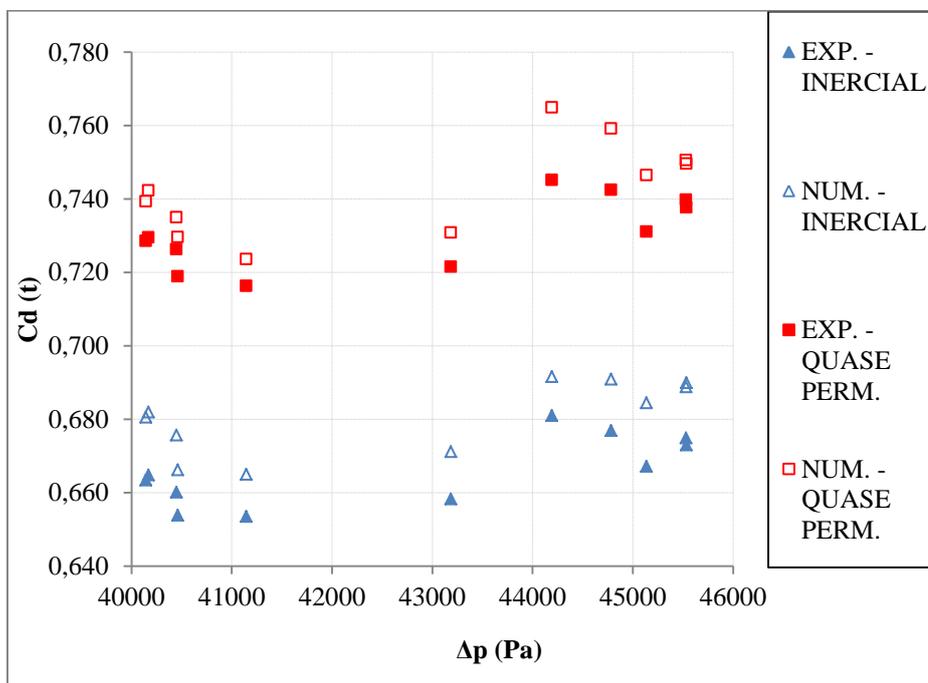


Fonte: Elaborada pela autora

O coeficiente de descarga dinâmico varia com as condições de escoamento e com a pressão diferencial transiente. O termo dependente do tempo na Equação (25) representa os efeitos de aceleração e desaceleração do fluido entrando e saindo do orifício.

A Figura 53 mostra a variação do coeficiente de descarga dinâmico, experimental e numérico para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal, em função da pressão diferencial para a vazão de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ e para toda a faixa de frequência estudada. Observa-se que a variação da curva numérica acompanha a curva experimental, e que a simulação numérica apresenta valores maiores que a curva experimental.

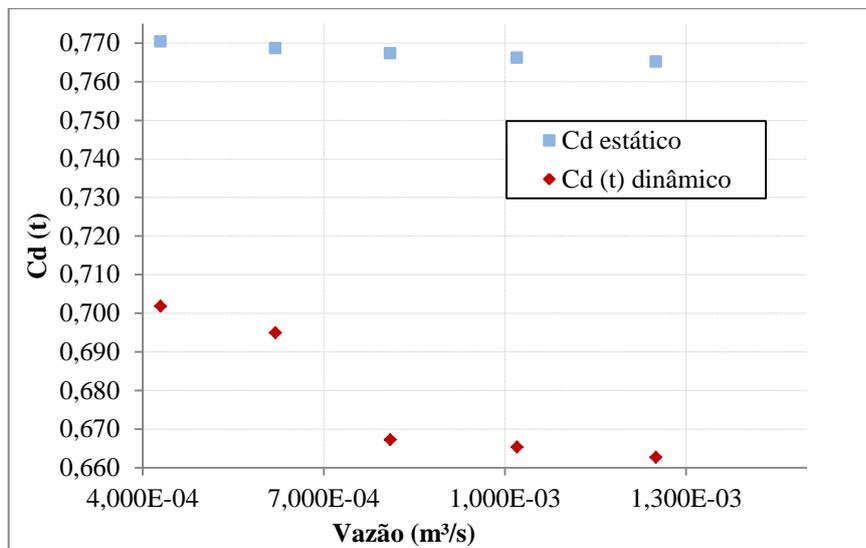
Figura 53 – Coeficiente de descarga dinâmico versus pressão diferencial para a vazão média de $0,810 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

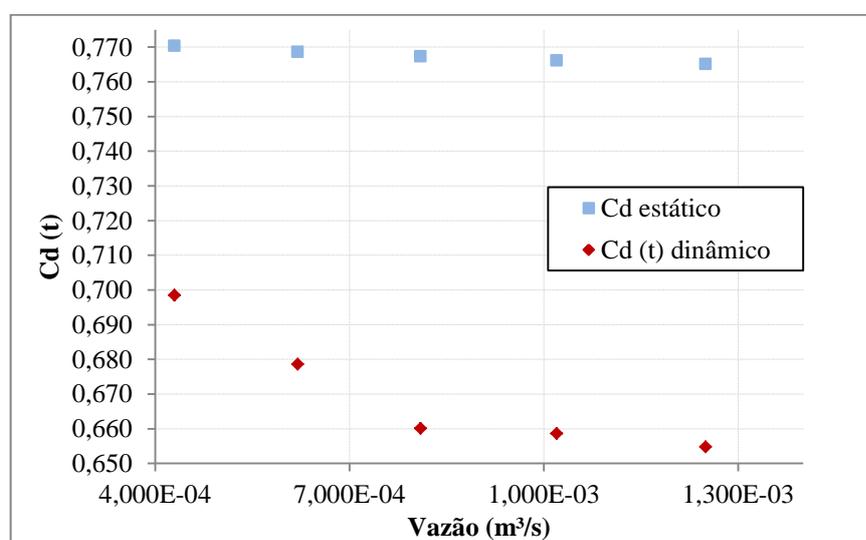
Nas Figuras 54 e 55 pode-se observar que, com o aumento da vazão, o coeficiente de descarga dinâmico diminui devido ao aumento da pressão diferencial e à queda de pressão correspondente à aceleração do fluido. Quando a vazão diminui, o coeficiente de descarga dinâmico aumenta devido à recuperação de pressão resultante da desaceleração do fluido. A diferença de pressão é resultado da energia requerida para acelerar e desacelerar o fluido através do orifício.

Figura 54 – Coeficiente de descarga dinâmico versus vazão para 12 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 55 – Coeficiente de descarga dinâmico versus vazão para 18 Hz – EXP.

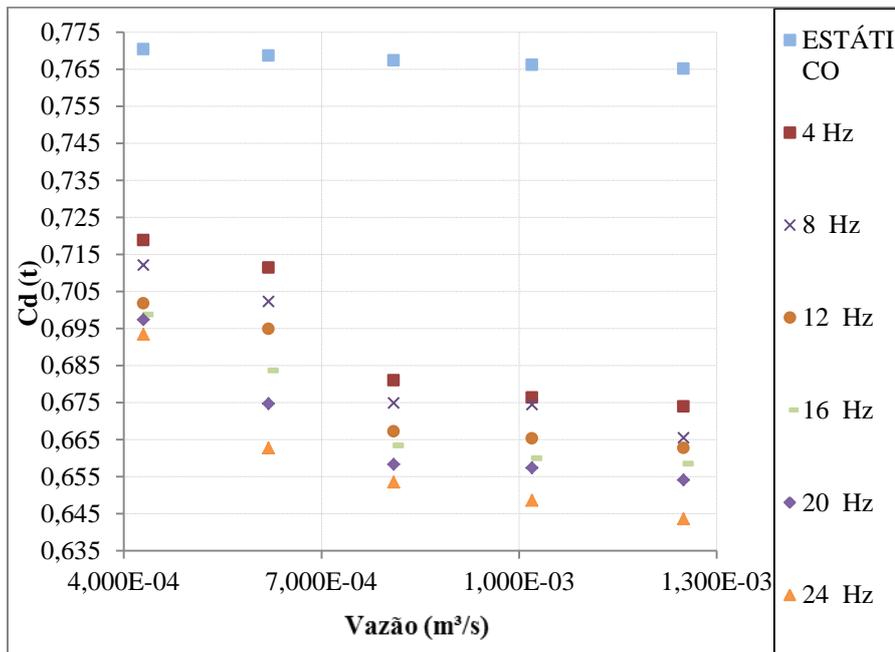


Fonte: Elaborada pela autora

As Figuras 56 e 57 mostram o comportamento do coeficiente de descarga dinâmico, experimental e numérico para toda a faixa de frequência e vazão estudada. O coeficiente de descarga dinâmico diminuiu com o aumento da frequência e da vazão em comparação com o coeficiente de descarga estático. Nas Figuras 56 e 57, pode-se observar que o coeficiente de descarga dinâmico para todas as faixas de vazão é menor para as maiores frequências de

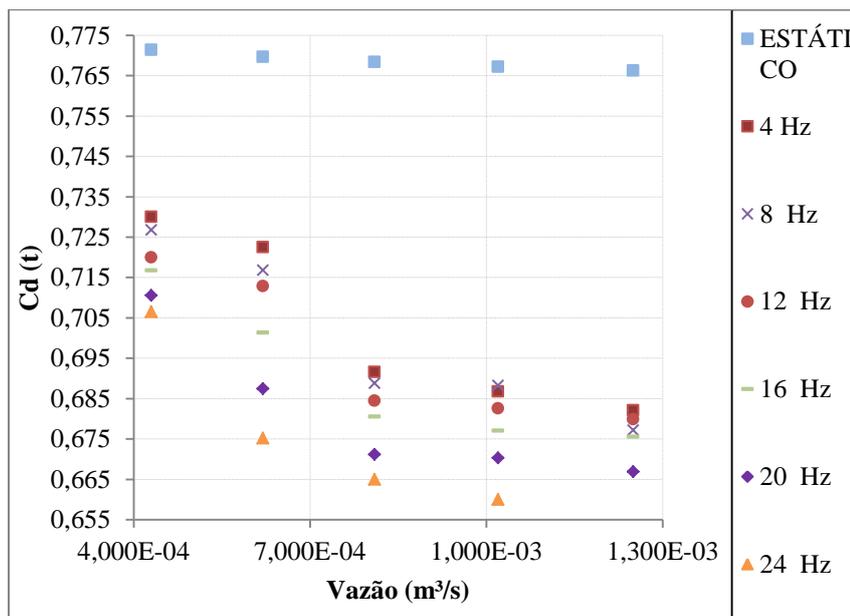
pulsção. Observa-se que o comportamento das curvas é similar e que a simulação numérica apresenta valores maiores que a curva experimental.

Figura 56 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

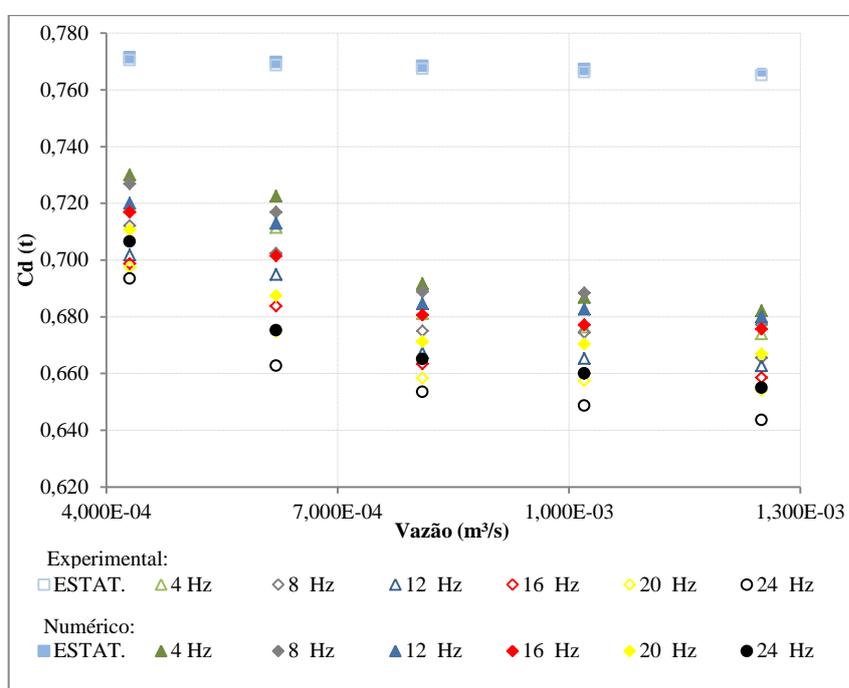
Figura 57 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

A Figura 58 mostra a comparação entre os coeficientes de descarga dinâmico e estático, numérico e experimental, usando a teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal, para toda a faixa de frequência e vazão estudada. Observa-se o mesmo comportamento entre eles, ou seja, a diminuição do coeficiente de descarga dinâmico com o aumento da frequência de pulsação e com as vazões. O comportamento dos coeficientes de descarga dinâmico e estático numérico acompanha o experimental.

Figura 58 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para todas as frequências – termo inercial - EXP. x NUM.

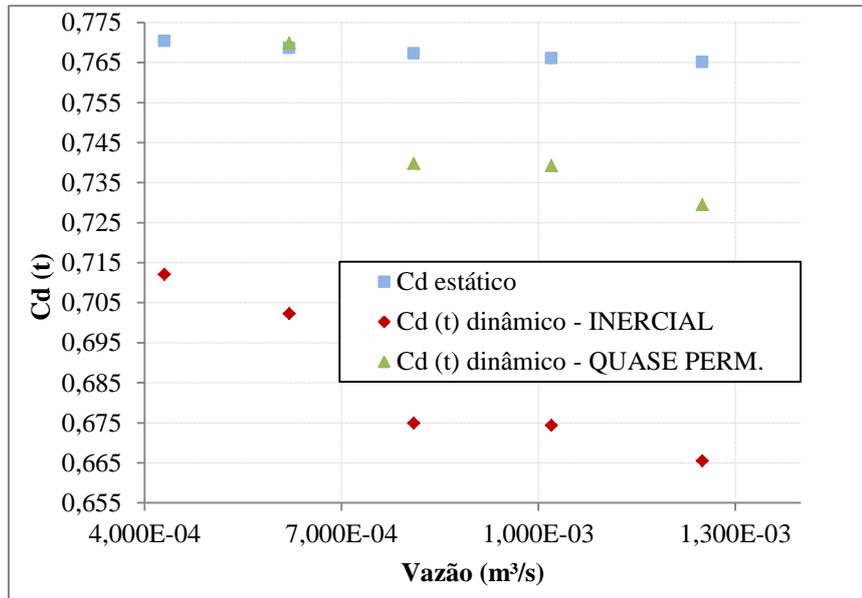


Fonte: Elaborada pela autora

Nas Figuras 59 e 60, são mostrados os coeficientes de descarga para escoamento em regime permanente (coeficiente estático), para a teoria do escoamento em regime quase permanente (coeficiente quase permanente), e para regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal (coeficiente dinâmico), a uma dada frequência de pulsação, variando a vazão média. Os efeitos inerciais não são levados em conta para a determinação do coeficiente de descarga estático, sendo o seu valor o maior entre os três, Equação (47). Em seguida, é mostrado o coeficiente de descarga quase permanente, isto é, aquele em que se considera a equação de vazão em função da pressão, Equação (27), para regime permanente, mas com os termos tanto de vazão quanto de pressão variando no tempo. Por último, mostra-se o coeficiente de descarga dinâmico, em que se levam em consideração os termos inerciais,

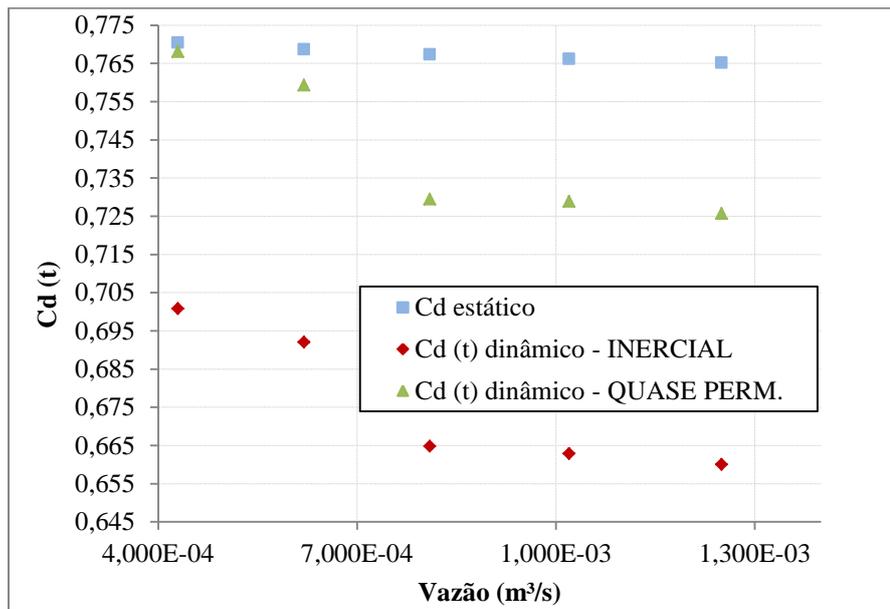
sendo o seu valor o menor entre os três, Equação (25).

Figura 59 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para 8 Hz para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

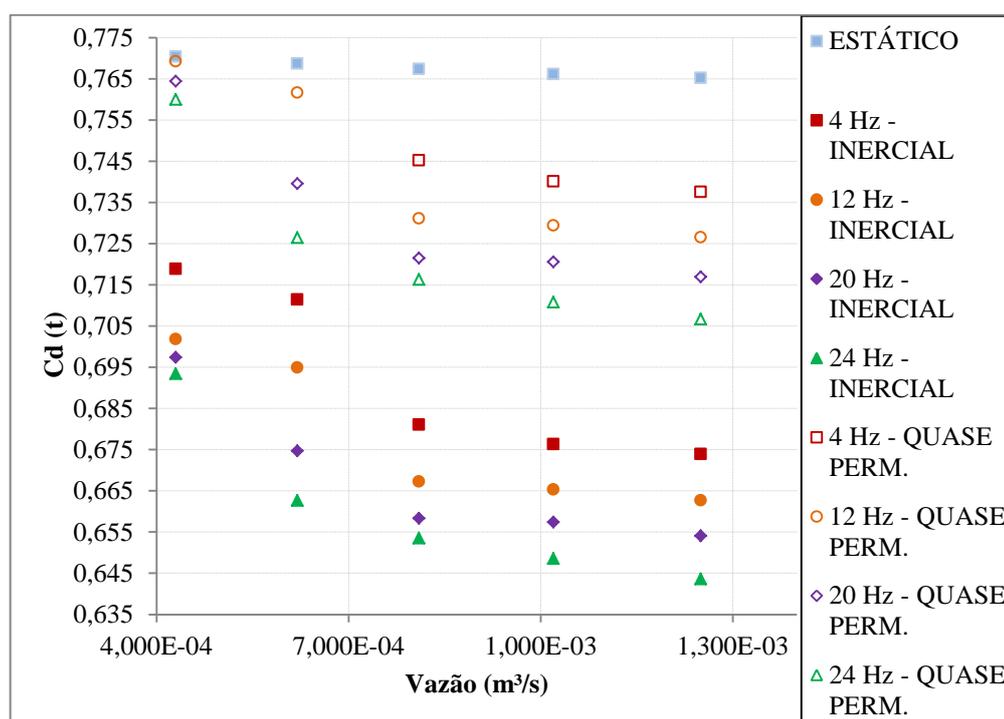
Figura 60 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para 14 Hz para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

A Figura 61 mostra como o coeficiente de descarga dinâmico experimental diminuiu progressivamente a partir do seu valor de coeficiente de descarga estático quando a frequência aumentou ao longo das faixas de frequências investigadas. Com o aumento da frequência de pulsação, mais energia foi requerida para acelerar e desacelerar o fluido, resultando num decréscimo da energia para mover o fluido através do orifício.

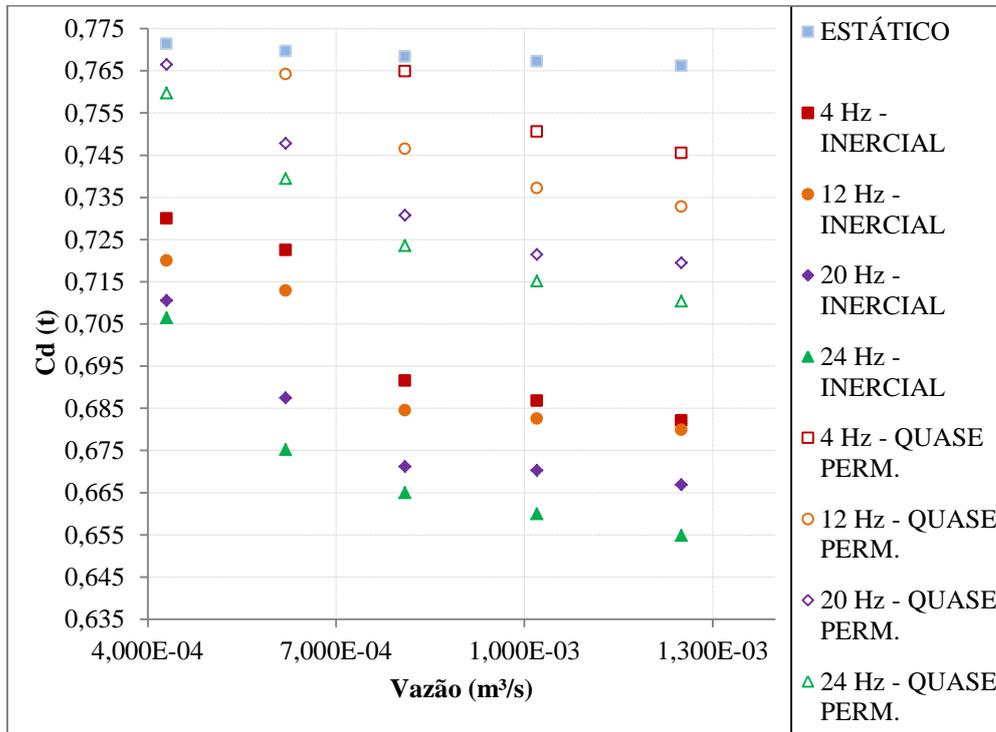
Figura 61 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para as frequências de 4, 12, 20 e 24 Hz – EXP.



Fonte: Elaborada pela autora

A Figura 62 mostra o mesmo comportamento para os coeficientes de descarga dinâmico numérico e estático, para as frequências de 4, 12, 20 e 24 Hz.

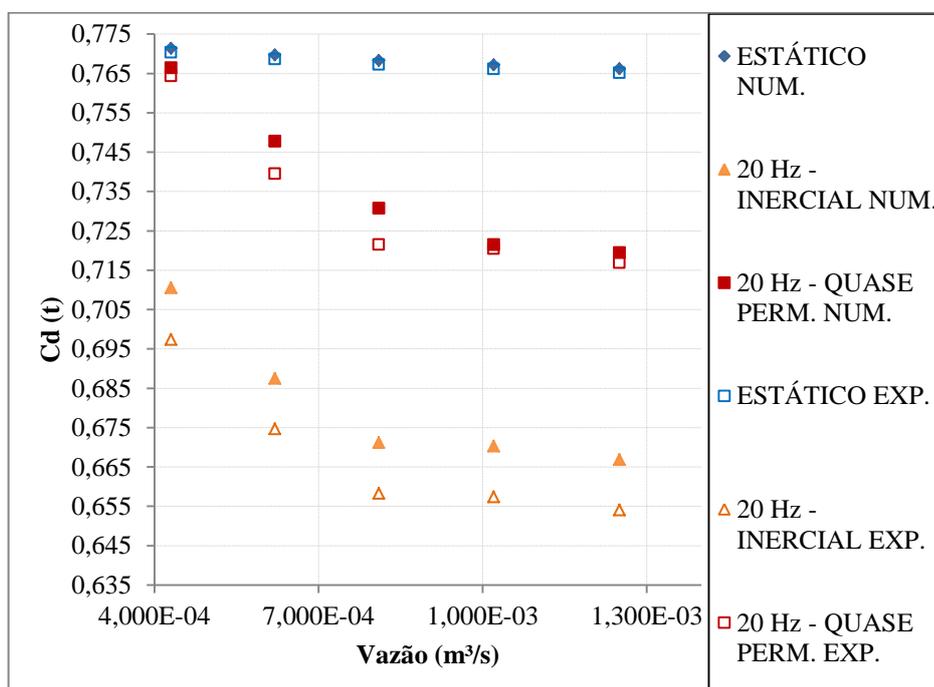
Figura 62 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para as frequências de 4, 12, 20 e 24 Hz – NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

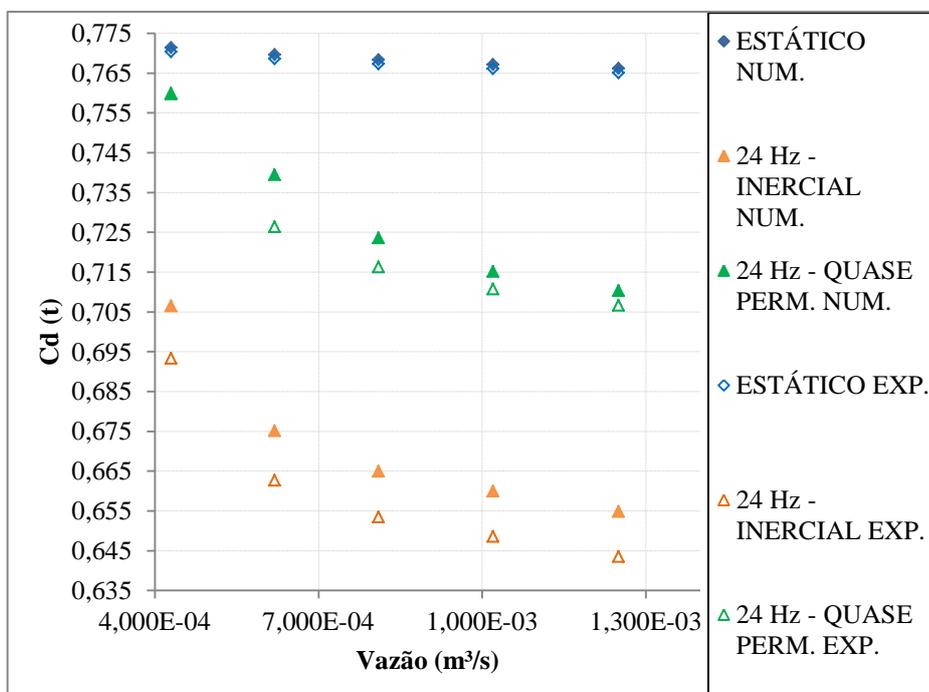
As Figuras 63 e 64 mostram uma comparação entre os valores dos coeficientes de descarga obtidos experimentalmente e numericamente para as teorias do escoamento em regime quase permanente e em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal para as frequências de 20 e 24 Hz. As figuras apresentadas mostram que as diferenças encontradas nos coeficientes de descarga experimentais e numéricos são relativamente pequenas, mantendo-se dentro da faixa de incerteza calculada experimentalmente para as grandezas envolvidas.

Figura 63 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para a frequência de 20 Hz – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

Figura 64 – Coeficientes de descarga dinâmico e estático versus vazão para a frequência de 24 Hz – EXP. x NUM.



Fonte: Elaborada pela autora

O escoamento em placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica foi analisado sob condições ainda não apresentadas na literatura consultada, basicamente entre as frequências de pulsação de 4 a 24 Hz e vazões entre $0,430 \times 10^{-3}$ a $1,250 \times 10^{-3}$ m³/s, para baixos números de Reynolds e líquidos mais viscosos. Na literatura consultada, encontram-se resultados para frequências abaixo de 10 Hz para fluidos incompressíveis e acima de 50 Hz, utilizando o ar como fluido.

Todos os resultados transientes pulsantes, experimentais e numéricos apresentados referem-se apenas à placa de orifício concêntrico de canto vivo. A placa de orifício de entrada cônica é a recomendada pelas normas consultadas para escoamentos a baixos números de Reynolds e para diâmetros de tubulações menores que 40 mm. Por esse motivo, essa geometria foi analisada no presente trabalho somente no sistema de medição estática.

No presente trabalho foram comparados os dados obtidos experimentalmente com os resultados da simulação numérica. As vazões e as pressões obtidas experimentalmente foram utilizadas como dados de entrada no programa computacional. Dessa forma, obtiveram-se numericamente as pressões a montante e a jusante da placa de orifício, as vazões, o número de Reynolds e os coeficientes de descarga para a placa de orifício concêntrico de canto vivo. Ainda para efeitos de comparação, foram avaliados os parâmetros, como pressão a montante e a jusante, as vazões, o número de Reynolds e os coeficientes de descarga. A metodologia numérica apresentada foi capaz de reproduzir todos os parâmetros característicos do sistema de medição de vazão estática e dinâmica. De uma forma geral, pode-se dizer que o modelo, mesmo sendo unidimensional, foi capaz de reproduzir o escoamento pulsante estudado. Observa-se, ainda, que o programa computacional é de fácil implementação e fornece resultados bastante próximos dos reais. Assim, conhecendo-se as propriedades do fluido, as vazões desejadas e as dimensões das tubulações, pode-se obter numericamente os coeficientes de descarga estáticos para o escoamento laminar. A utilização do programa e sua validação reduzem o número de experimentos realizados e, conseqüentemente, o alto custo de operação.

O intervalo do número de Reynolds para o qual os dados experimentais foram obtidos é pequeno em comparação com a gama de dados utilizados na literatura e nas normas consultadas.

A maior lacuna no conhecimento dos efeitos da pulsação em medidores de vazão do tipo placa de orifício é a variação do coeficiente de descarga com relação aos diversos parâmetros de pulsação em um dado sistema de escoamento.

A aproximação prática do cálculo da vazão em condições de escoamento pulsante consiste em utilizar um valor constante do coeficiente de descarga, de preferência o mesmo

valor usado em condições de escoamento em regime permanente.

Para escoamentos com baixos números de Reynolds, mesmo em regime permanente, não existe nenhuma normalização, e a maioria dos trabalhos encontrados na literatura apresenta resultados para condições bem específicas de escoamento.

Nas normas consultadas, não há referência a coeficientes de descarga dinâmicos. Os resultados encontrados na literatura são bastante limitados. São apresentados coeficientes de incerteza, que corrigem os valores de vazão obtidos por medidores convencionais devido à influência de pulsação na linha. Esses coeficientes baseiam-se em valores médios quadráticos de pressão diferencial e velocidade do escoamento, e na frequência de pulsação.

O comportamento dinâmico do escoamento depende das variações ligadas à inércia do fluido e dos efeitos da pulsação que alteram o gradiente de pressões e o perfil de velocidades. O atrito (forças viscosas) tende a diminuir o coeficiente de descarga, bem como as forças de inércia. No escoamento em regime permanente, somente as forças viscosas tendem a influenciar a determinação do coeficiente de descarga, enquanto em situação pulsante, tanto as forças devido à inércia quanto à pulsação do fluido devem ser consideradas. Observa-se que o aparecimento dessas forças tende a diminuir o coeficiente de descarga que corresponde a um aumento da resistência total, de maneira a reduzir a vazão.

Uma das principais suposições da teoria quase permanente é que o coeficiente de descarga pode ser constante e ter o mesmo valor sob as condições de escoamento em regime permanente. A teoria não leva em consideração os possíveis efeitos das pulsações sobre o coeficiente de descarga do medidor de vazão. Percebe-se, a partir dos resultados mostrados, que essa consideração pode apresentar resultados discrepantes.

A influência da pulsação usando as teorias de escoamento, principalmente no que se refere ao coeficiente de descarga, foi analisada no presente trabalho. O principal resultado da investigação foi que, sob a influência dos efeitos dinâmicos, o coeficiente de descarga dinâmico, $C_d(t)$, diminuiu progressivamente a partir do seu valor de coeficiente de descarga estático ao longo da faixa de vazão e das frequências investigadas, sendo dependente da frequência de pulsação.

Com o aumento da frequência de pulsação, aumentou-se o número de Womersley e de Strouhal, de modo que as forças de inércia tornaram-se predominantes em relação às forças viscosas, pois o termo de aceleração temporal tornou-se mais importante em relação ao termo de aceleração convectiva.

Para uma medição correta da pressão transiente, não somente o transdutor de pressão deve ter uma resposta rápida, mas todo o sistema consistindo do transdutor de pressão e dos

tubos de ligação conectando os transdutores com o orifício. Os comprimentos dos tubos de ligação devem ser curtos comparados com um quarto do comprimento da onda de pulsação, de forma a não produzirem ressonâncias que podem distorcer seriamente a indicação dos transdutores de pressão. Um método para reduzir os efeitos da ressonância é a colocação de filtros eletrônicos durante a aquisição dos sinais de pressão, não eliminando as pulsações, mas reduzindo os efeitos das pulsações na leitura dos transdutores.

Os valores numéricos e experimentais dos coeficientes de descarga estáticos e dinâmicos são mostrados no apêndice D.

Após a descrição e a análise dos resultados obtidos, no próximo capítulo, são apresentadas as conclusões relativas aos mesmos, bem como as recomendações para futuros estudos e trabalhos.

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Neste capítulo são apresentadas as conclusões acerca dos resultados experimentais e numéricos obtidos por este estudo, além de sugerir pesquisas futuras que possam agregar e proporcionar avanços na compreensão sobre o tema abordado.

As conclusões se referem ao estudo experimental e numérico cujo objetivo é analisar o escoamento em regime permanente e transiente pulsante em placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica, em situações fora daquelas contidas nas normas consultadas, em especial o escoamento de líquido em tubulações de pequenos diâmetros e baixos números de Reynolds.

7.1 Conclusões

Na literatura, encontram-se poucos estudos relacionados ao coeficiente de descarga para fluidos mais viscosos e com baixos números de Reynolds, especialmente em regime laminar. Os valores do coeficiente de descarga apresentados na literatura e nas normas consultadas são para altos números de Reynolds, para regime turbulento, para tomadas $D-D/2$ e para tomadas nos flanges, e não para tomadas de canto (“*corner taps*”).

Para altos valores de Reynolds e em regime permanente, o coeficiente de descarga para a placa de orifício concêntrico de canto vivo está definido com base na equação de Bernoulli, chegando a ser quase uma constante. Entretanto, para a medição de fluidos de alta viscosidade e em regime transiente pulsante para baixos valores de Reynolds, não existe nenhuma normalização quanto ao uso da placa de orifício concêntrico de canto vivo, e nem mesmo em regime permanente, e a maioria dos trabalhos encontrados na literatura apresenta resultados para condições bem específicas de escoamento. O uso do valor do coeficiente de descarga estático, em situações de escoamentos transientes pulsantes, apresenta erros significantes.

Pode-se afirmar que, de modo geral, a metodologia numérica reproduziu adequadamente os resultados experimentais, dentro da incerteza de medição obtida experimentalmente.

O coeficiente de descarga dinâmico varia sob os efeitos da frequência de pulsação, da pressão diferencial e do número de Reynolds, de Strouhal e de Womersley, e não deve ser considerado constante e ter o mesmo valor sob as condições de escoamento em regime permanente. Como as variações do perfil de velocidade de escoamento afetam a diferença de

pressão através do orifício, é importante medi-las, para que seja possível analisar a sua influência sobre o coeficiente de descarga dinâmico e, conseqüentemente, sobre o valor da vazão.

O coeficiente de descarga dinâmico de uma placa de orifício em escoamento pulsante é diferente do coeficiente de descarga estático, e deve ser levado em consideração para a medição da vazão.

- a) o coeficiente de descarga estático da placa de orifício concêntrico de canto vivo não apresentou grande variação para a faixa do número de Reynolds utilizada, e nem para a tubulação com diâmetro menor que o recomendado pelas normas consultadas, desde que tomados alguns cuidados especiais com a rugosidade do tubo, com o acabamento da placa de orifício, com a centralização da placa na tubulação e com a posição e geometria das tomadas de pressão;
- b) a placa de orifício de entrada cônica forneceu uma maior variação do coeficiente de descarga estático, apesar de ser mais adequada para escoamentos em tubulações de pequenos diâmetros com menores números de Reynolds. A diferença entre o coeficiente de descarga previsto nas normas consultadas e os resultados experimentais obtidos pode ter sido causada, em parte, pela geometria e pelo fato de as tolerâncias das dimensões das placas de orifício não serem exatamente iguais às especificadas;
- c) com o aumento da frequência de pulsação, ocorreu um aumento do número de Womersley e de Strouhal, de modo que as forças de inércia tornaram-se predominantes em relação às forças viscosas, devido às variações na velocidade do escoamento, pois o termo aceleração temporal tornou-se mais importante em relação ao termo aceleração convectiva. Quando o número de Womersley e de Strouhal foram pequenos, os efeitos da inércia temporal foram desprezados. Quando a frequência aumentou, o termo inercial tornou-se significativo e não pôde ser eliminado, possuindo um peso importante no valor do coeficiente de descarga dinâmico;
- d) o aumento da frequência provocou a diminuição do coeficiente de descarga dinâmico, porque a pressão diferencial transiente através da placa de orifício aumentou. Com o aumento da vazão, o coeficiente de descarga dinâmico diminuiu, devido ao aumento da pressão diferencial e da queda de pressão correspondente à aceleração do fluido. Quando a vazão diminuiu, o coeficiente de descarga

aumentou, devido à recuperação de pressão resultante da desaceleração do fluido. A diferença de pressão foi resultado da energia requerida para acelerar e desacelerar o fluido através do orifício;

- e) o coeficiente de descarga dinâmico diminuiu progressivamente a partir do seu valor de coeficiente de descarga estático, quando a frequência aumentou, ao longo das faixas de frequências investigadas. Com o aumento da frequência de pulsação, mais energia foi requerida para acelerar e desacelerar o fluido, resultando num decréscimo da energia para mover o fluido através do orifício;
- f) o maior dos coeficientes foi o estático, porque não levou em consideração os efeitos inerciais. Em seguida, foi o quase permanente, que considerou a equação de vazão em função da pressão para regime permanente, mas com os termos tanto de vazão quanto de pressão variando no tempo. Por último, o dinâmico, que levou em consideração os termos inerciais, sendo o seu valor o menor entre os três;
- g) a simulação numérica apresentou valores maiores que os experimentais para os coeficientes de descarga dinâmico.

7.2 Recomendações para futuros trabalhos

A partir dos estudos realizados sugere-se que os seguintes tópicos sejam objetos de trabalhos futuros:

- a) analisar os efeitos do tamanho da tubulação, dos valores da relação de diâmetros, da espessura, dos ângulos do chanfro da placa de orifício concêntrico de canto vivo no coeficiente de descarga estático e dinâmico, para baixos números de Reynolds e para fluidos mais viscosos;
- b) utilizar um anemômetro a fio quente para monitorar a velocidade de escoamento a montante e a jusante da placa de orifício concêntrico de canto vivo e determinar a vazão instantânea correspondente para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;
- c) analisar a influência do número de Womersley e de Strouhal, com o perfil de velocidade para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;
- d) utilizar técnicas computacionais de fluido dinâmicos em conjunto com a anemometria a fio quente para determinação do coeficiente de descarga dinâmico

com relação de diâmetros elevados, para baixos números de Reynolds e fluidos mais viscosos para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;

- e) analisar a influência da relação de diâmetros e das tomadas de pressão nos efeitos da inércia temporal e no coeficiente de descarga dinâmico para baixos números de Reynolds e fluidos mais viscosos para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;
- f) analisar o comportamento de diferentes medidores de pressão diferencial variando o número de Reynolds com fluidos de viscosidades diferentes em diferentes temperaturas;
- g) analisar a influência da instalação de ressonadores a montante da placa de orifício para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;
- h) analisar o comportamento do coeficiente de descarga dinâmico para placas de orifícios em escoamentos compressíveis com baixas frequências de pulsação;
- i) analisar o fenômeno da cavitação em placas de orifícios;
- j) analisar a influência acústica para escoamentos pulsantes, incompressíveis com baixas frequências de pulsação;
- k) analisar o comportamento de placas de orifício e outros medidores de pressão diferencial em escoamentos pulsantes não senoidais;
- l) analisar o comportamento de outros tipos de medidores, incluindo os eletromagnéticos, ultrassônicos e Coriolis em escoamentos pulsantes.

REFERÊNCIAS

- ADDISON, P. S. et al. An experimental investigation into the breakdown of low Reynolds number pulsed flows at a pipe orifice. **Journal of Fluids Engineering**, v.119, n.2, p. 347-353, June 1997.
- ALFREDSSON, P. H. et al. A flow facility for the characterization of pulsatile flows. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.26, p. 10-17, 2012.
- ALPAY, S. A. The flow coefficient of a hydraulic control valve under dynamic conditions, 1971, University of Waterloo. p. 1227-1234.
- AMERICAN GAS ASSOCIATION. Pulsation effects on orifice meters. Presented at the Operations Conference. Chicago, Illinois, May, 2002.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 2530**: Orifice metering of natural gas and other related hydrocarbon fluids. 2nd ed. Washington: API, 1985.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API MPMS 14.3.1**: Manual of petroleum measurement standards - Chapter 14 - Natural Gas Fluids Measurement - Section 3 - Concentric, Square-Edged Orifice Meters. 3th ed. reaffirmed. Washington: API, 2003.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 3. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2003.
- BAJSIĆ I.; KUTIN J.; ŽAGAR T. The response time of a pressure measurement system with a connecting tube. **Instrumentation Science and Technology**, v.35, p. 399-409, 2007.
- BAJURA, R. A.; JONES, E. H. A numerical analysis of pulsating laminar flow through a pipe orifice. **Journal of Fluids Engineering**, v.113, n.2, p. 199-205, June 1991.
- BEAN, Howard S. **Fluids meters: their theory and application: report of ASME research committee on fluid meters**. 6th ed. reprinted. New York: Ed. American Society of Mechanical Engineers, 1994. 273 p.
- BEAULIEU A. et al. A flowmeter for unsteady liquid flow measurements. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.22, n.2, p. 131-137, 2011.
- BENSON, R. S. **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines**. Oxford: Clarendon Press, 1986. 655 p.
- BERREBI, J.; DEVENTER, J. van; DELSING, J. Reducing the flow measurement error caused by pulsations in flows. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.20, p. 1-5, May 2004.
- BLODGETT, L. E.; MCKEE, R. J. Pulsation reduction by acoustic filters for metering applications. In: PROCEEDINGS OF THE 29th ANNUAL AMERICAN SCHOOL OF GAS MEASUREMENT TECHNOLOGY, 1994, Houston, Texas. p. 265-268.

BLONDEAUX, P.; COLOMBINI, M. Pulsative turbulent pipe flow. In: 5th SYMPOSIUM ON TURBULENT SHEAR FLOWS, 1985, NY. **Proceedings** (A86-30201 13-34), Pennsylvania State University, p. 16.15-16.21.

BONNINGTON, S. T.; ZANKER, K. J. Flow measurement errors. **Chemical and Process Engineering**, p. 537-540, Dec. 1960.

BOTROS, K. K.; JUNGOWSKI, W. M.; PETELA, G. Gauge line effects and DP transmitter response to flow pulsation through orifice plate. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.3, n.3, p. 130-144, 1992.

BRANCH, J. C. The effects of an upstream short radius elbow and pressure tap location on orifice discharge coefficients. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.6, n.3, p. 157-162, July 1995.

BRENNAN, J. A. et al. The influence of swirling flow on orifice and turbine flowmeter performance. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.1, n.1, p. 5-8, Oct. 1989.

BRERETON, G. J.; SCHOCK, H. J.; BEDFORD, J. C. An indirect technique for determining instantaneous flow rate from centerline velocity in unsteady duct flows. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.19, p. 9-15, Aug. 2008.

BRITISH STANDARD INSTITUTION. **BS 1042**: Measurement of fluid flow in closed conduits - Part 1: Pressure differential devices - Section 1.4 Guide to the use of devices specified in Sections 1.1 and 1.2. 2nd ed. UK: BS, 1992.

BURDEN, T. L.; MCLAURY, B. S. Laser doppler velocimeter measurements to characterize turbulence in a constriction with sharp and rounded inlets. **Experiments in Fluids**, v.32, n.4, p. 472-480, 2002.

ÇARPINLIOĞLU, Melda. An approach for transition correlation of laminar pulsatile pipe flows via frictional field characteristics. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.14, n.6, p. 233-242, Dec. 2003.

ÇARPINLIOĞLU, Melda; GÜNDOĞDU, Mehmet Y. A critical review on pulsatile pipe flow studies directing towards future research topics. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.12, n.3, p. 163-174, June 2001.

ÇARPINLIOĞLU, Melda; GÜNDOĞDU, Mehmet Y. Present state of art on pulsatile flow theory. Part 1: Laminar and transitional flow regimes. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.42, n.3, p. 384-397, 1999a.

ÇARPINLIOĞLU, Melda; GÜNDOĞDU, Mehmet Y. Present state of art on pulsatile flow theory. Part 2: Turbulent flow regime. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.42, n.3, p. 398-410, 1999b.

CATANIA, A. E.; FERRARI, A. Development and assessment of a new operating principle for the measurement of unsteady flow rates in high-pressure pipelines. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.20, p. 230-240, Aug. 2009.

CHAUDHRY, M. H. **Applied hydraulic transients**. 2nd ed. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1987. 266 p.

CLARK, C. The measurement of dynamic differential pressure with reference to the determination of pulsating flows using DP devices. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.3, p. 145-150, 1992.

COLLINS, J. I. Inception of turbulence at the bed under periodic gravity waves. **Journal Geophysical Research**, vol.68, n.21, p. 6007-6014, 1963.

COTTON, M. A.; ISMAEL, J. O. An examination of periodic turbulent pipe flow using a low Reynolds number k-epsilon turbulence model. In: 8th SYMPOSIUM ON TURBULENT SHEAR FLOWS TECHNICAL, 1991, Germany, Technical University of Munich, p. III.6.1-III.6.2.

COTTON, M. A.; ISMAEL, J. O. Calculations of the wall shear stress in harmonically oscillated turbulent pipe flow using a low Reynolds number k- ϵ model. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, n.1, p. 189-194, 1996.

DAVIS, S. H. The stability of time-periodic flows. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v.8, p. 57-74, Jan. 1976.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. 3. ed. rev. e atual. São Paulo: Edgard Blücher, 2003. 366 p.

DOBLHOFF-DIER, K. et al. Time resolved measurement of pulsating flow using orifices. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.22, n.2, p. 97-103, Apr. 2011.

DURST, Franz et al. Method for defined mass flow variations in time and its application to test a mass flow rate meter pulsating flows. **Measurement Science and Technology**, v.18, p. 790-802, 2007.

ERDAL, A.; ANDERSSON, H. I. Numerical aspects of flow computation through orifices. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.8, n.1, p. 27-37, Feb. 1997.

FIGLIOLA, R. S; BEASLEY, D. E. **Theory and design for mechanical measurements**. 4th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. 542 p.

FLOWMASTER V7: MENTOR GRAPHICS CORPORATION, 2012

FRAWLEY, P.; GRACE, Andrew. Experimental parametric equation for the prediction of valve coefficient for choke valve trims. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v.88, p. 109-118, 2011.

GAJAN, P. et al. The influence of pulsating flows on orifice plate flowmeters. **Flow Measurement and Instrumentation**, Toulouse, v.3, n.3, p. 118-129, 1992.

GERGES, S. N.Y. **Ruído: fundamentos e controle**. 2 ed. Florianópolis: NR Consultoria e Treinamento, 2000. 700 p.

GONÇALVES, JR. A. A. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. São Paulo: Editora Manole, 2008. 407 p.

GRAVES, D. Effects of abnormal conditions on orifice measurement accuracy. **Pipeline & Gas Journal**, v.237, n.7, p. 1-4, July 2010.

GREENBERG, M. D. **Advanced engineering mathematics**, 2nd ed. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 1324 p.

GREENSPAN, D. Numerical studies of viscous incompressible flow through an orifice for arbitrary Reynolds number. **International Journal Numerical Methods in Engineering**, v.6, p. 489-496, 1973.

GREPPI, Mauro. Numerical solution of a pulsatile flow problem. **Meccanica**, v.13, n.4, p. 230-237, 1978.

GÜNDOĞDU, Mehmet Y.; YILMAZ, Fuat. Experimental and computational investigation of velocity field for intermediate region of laminar pulsatile pipe flow. **Journal of Thermal Science and Technology**, v.30, n.2, p. 21-35, 2010.

HANRIOT, Sérgio de Moraes. **Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna**. 2001. 197 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

HAYASE, Toshiyuki; CHENG, Ping; HAYASHI, Satoru. Numerical analysis of transient flow through a pipe orifice (time constant for settling flow). **JSME International Journal**, v.38, n.2, p. 157-163, 1995.

HINO, M.; SAWAMOTO, M.; TAKASU, S. Experiments on transition to turbulence in oscillatory pipe flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v.75, n.2, p. 193-207, 1976.

HO, Y. S.; ABDULLAH, F. Modelling the conical-entrance orifice plate flow sensor. *Transactions of the Institute of Measurement & Control*, v.17, n.3, p. 155-160, June 1995.

HOLLINGSHEAD, Colter L. **Discharge coefficient performance of venturi, standard concentric orifice plate, v-cone, and wedge flow meters at small Reynolds numbers**. 2011. 93f. Thesis (Master of Science) – Utah State University, Civil and Environmental Engineering, Logan, Utah.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2186**: Fluid flow in closed conduits - Connections for pressure signal transmissions between primary and secondary elements. 2nd ed. Switzerland: ISO, 2007.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5167-1**:

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5167-2**:

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO/TR 15377:** Measurement of fluid flow by means of pressure-differential devices – Guidelines for the specification of orifice plates, nozzles and Venturi tubes beyond the scope of ISO 5167. Switzerland: ISO, 2007.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO/TR 3313:** Measurement of fluid flow in closed conduits – Guidelines on the effects of flow pulsations on flow-measurement instruments. 3th ed. Switzerland: ISO, 1998.

JANKOWSKI, T. A. et al. A series pressure drop representation for through orifice tubes. **Journal of Fluids Engineering**, v.130, n.5, p. 1-7, May 2008.

JOHANSEN, F.C. Flow through pipe orifices at low Reynolds numbers. **Proc. Royal Soc.**, London, v.126, p. 231-245, 1930.

JUNGOWSKI, W. M.; WEISS, M. H. Effects of flow pulsating on a single-rotor turbine meter. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, n.1, p. 198-201, Mar. 1996.

KACHANOV, Y. Physical mechanisms of laminar boundary layer transition. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v.26, p. 411-482, Jan. 1994.

KARNIK, U. et al. Pulsation effects on orifice meter performance. In: 9th INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLOW MEASUREMENT: FLOMEKO'98, 1998, Scotland. p. 417-422.

KARNIK, U; BOTROS, K. K.; JUNGOWSKI, W. M. Effect of turbulence on orifice meter performance. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, v.116, p. 77-85, May 1994.

KEBEDE, W.; LAUNDER, B. E.; YOUNIS, B. A. Large amplitude periodic pipe flow: a second moment closure study. In: 5th SYMPOSIUM ON TURBULENT SHEAR FLOWS, 1985, NY. **Proceedings** (A86-30201 13-34), Pennsylvania State University, p. 16.23-16.29.

LANSVERCK, N. B. Effects of abnormal conditions on accuracy of measurement. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON MICROELECTRONICS, Sep. 1984, Texas.

LAWS, E. M.; OUAZZANE, A. K. A further investigation into flow conditioner design yielding compact installations for orifice plate flow metering. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.6, n.3, p. 217-224, 1995a.

LAWS, E. M.; OUAZZANE, A. K. A preliminary study into the effect of length on the performance of the Etoile flow straightener. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.6, n.3, p. 225-233, 1995b.

LEE, T. S. et al. Numerical study on sinusoidal fluctuated pulsatile laminar flow through various constrictions. **Communications in Computational Physics**, v.2, n.1, p. 99-122, Feb. 2007.

LIN, C. C. **The theory of hydrodynamic stability**. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1967. 155 p.

MANHARTSGRUBER, B. Instantaneous liquid flow rate measurement utilizing the dynamics of laminar pipe flow. **Journal of Fluids Engineering**, v.130, n.12, p. 1-8, Dec. 2008.

MANSHOOR, B.; NICOLLEAU, F. C. G. A.; BECK, S. B. M. The fractal flow conditioner for orifice plate flow meters. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.22, p. 208-214, Feb. 2011.

MAO, Z. X.; HANRATTY, T. J. Studies of the wall shear stress in a turbulent pulsating pipe flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v.170, p. 545-564, 1986.

MARTINS, Nelson. **Manual de medição de vazão: através de placas de orifício, bocais e venturis**. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobrás, 1998. 297 p.

MATTINGLY, G. E.; YEH, T. T. Pipeflow downstream of a reducer and its effects on flowmeters. **Flow Measurement and Instrumentation**, Gaithersburg, v.5, n.3, p. 181-187, July 1994.

McKEE, R. J. Pulsation effects on orifice metering considering primary and secondary elements. Gulf Coast Measurement Short course, Houston, Texas, **Southwest Research Institute**, p. 1-10, September 2009.

Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – part 1: General principles and requirements. 2nd ed. Switzerland: ISO, 2003a.

Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – part 2: Orifice plates. Switzerland: ISO, 2003b.

MEDEIROS, M. A. F.; GASTER, M. The influence of phase on the nonlinear evolution of wavepackets in boundary layers. **Journal of Fluid Mechanics**, v.397, p. 259-283, 1999a.

MEDEIROS, M. A. F.; GASTER, M. The production of sub-harmonics in the nonlinear evolution of wavepackets in boundary layers. **Journal of Fluid Mechanics**, v.399, p. 301-318, 1999b.

MERKLI, P.; THOMANN H. Transition to turbulence in oscillating pipe flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v.68, p. 567-576, 1975.

METWALLY, M. Review of compressible pulsating flow effects on system performance. In: 13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY, ASAT-13, 2009, Cairo, Egypt. p. 1-21.

MILLER, Don S. **Internal flow systems**, 2nd ed. Bedford, UK: Miller Innovations, 2008. 396 p.

MILLER, Michael R. Minimizing the effects of pulsation. **Appalachian Gas Measurement Short Course**, p. 125-131, 2003.

MILLER, Richard W. **Flow Measurement Engineering Handbook**, 3th ed. New York, United States of America: McGraw-Hill Publishing Company, 1996. 1168 p.

MILLS, R. D. Numerical solutions of viscous flow through of a pipe orifice at low Reynolds numbers. **Journal Mechanical Engineering Science**, v.10, n.2, p. 133-140, 1968.

MIZUSHINA, T.; MARUYAM, T.; HIRASAWA, H. Structure of the turbulence in pulsating pipe flow. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, v.8, p. 210-216, 1975.

MIZUSHINA, T.; MARUYAM, T.; SHIOZAKI, Y. Pulsating turbulent flow in a tube. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, v.6, p. 487-494, 1973.

MOBIL LUBRIFICANTES – OilXplorer Support - Qualidade & Tecnologia. Cosan Lubrificantes e Especialidades S.A. [mensagem pessoal]. Mensagens recebidas por: <mar.nilza@terra.com.br> em 09 maio 2012.

MOHAMMAD, W. A.; MOTTRAM, R. C. High frequency pulsating effects on orifice meter accuracy. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN FLOW MEASUREMENT TECHNIQUE, University of Warwick, BHRA Fluid Engineering, 1981.

MORRISON, G. L. et al. Beta ratio, axisymmetric flow distortion and swirl effects upon orifice flow meters. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.6, n.3, p. 207-216, July 1995.

MOTTRAM, R. C. Measuring pulsating flows with a differential pressure meter. In: 2nd INT. SYMP. ON FLUID FLOW MEASUREMENT, 1981, St. Louis, v.2, p. 347-361.

MOTTRAM, R. C. **The behaviour of orifice and venturi-nozzle meters in pulsating flow**. 1971. 266f. Thesis (Doctor of Philosophy) – University of Surrey, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Guildford.

MOTTRAM, R. C. The measurement of pulsating flows using orifice plate meters. In: FLOW, ITS MEASUREMENT AND CONTROL IN SCIENCE AND INDUSTRY, 1974, Pittsburgh, v.1, p. 197-208.

MOTTRAM, R. C.; RAWAT, M. S. The swirling damping properties of pipe roughness and the implications for orifice meter installation, proceedings of flows measurement. In: THE MID 80's INTERNATIONAL CONFERENCE, 1986, National Engineering Laboratory, Scotland. p. 1-29.

MURAKAMI, M.; KITO, O. Effects of swirling flow component on discharge coefficients of constriction meters in case of orifice. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.23, n.175, p. 34-42, Jan. 1980.

NABAVI, Majid; SIDDIQUI, Kamran. A critical review on advanced velocity measurement techniques in pulsating flows. **Measurement Science and Technology**, v.21, p. 1-19, 2010.

NIGRO, F. E. B. **Flow through round-edged spool-valve constrictions and orifice plates: numerical solution of the viscous flow in natural coordinates and conformal mapping solutions of the inviscid flow.** 1977. Ph.D. Thesis - University of Waterloo, Department of Mechanical Engineering, Canada.

NOVITSKII, P. V. Correction the error of a flow meter by blunting the edge of the orifice plate. **Measurement Techniques**, New York, v.39, n.11, p. 1115-1118, 1996.

OHMI, M. et al. Transition to turbulence and velocity distribution in oscillating pipe flow. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.25, n.201, p. 365-371, 1982.

OHMI, M. et al. Velocity distribution and reattachment length in an oscillatory pipe flow through a plate orifice. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.28, n.235, p. 54-61, Jan. 1985.

PEDROSO, J. L. Estudo experimental da atenuação de ondas orientado aos transitórios ocasionados pela reação explosiva sódio-água em reatores rápidos, In: 6^o SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE TUBULAÇÕES E VASOS DE PRESSÃO, 1990, Rio de Janeiro, n. 18, p. 303-321.

PEDROSO, J. L. Experimental investigation of the pressure loss through perforated structures in unsteady flow. **Journal of Structural Mechanics**, VTT, Finland, v.21, n.1, p. 42-54, 1988.

RAMAPRIAN, B. R.; TU, S. W. An experimental study of oscillatory pipe flow at transitional Reynolds numbers. **Journal of Fluid Mechanics**, v.100, p. 513-544, 1980.

RAMAPRIAN, B. R.; TU, S.W. Fully developed periodic turbulent pipe flow, Part 1: Main experimental results and comparison with predictions. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 137, p. 31-58, 1983.

RAMAPRIAN, B. R.; TU, S.W. Fully developed periodic turbulent pipe flow, Part 2: The detailed structure of the flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v.137, p. 59-81, 1983.

READER-HARRIS, M.; HODGES, D.; RUSHWORTH, Ronnie. The effect of drain holes in orifice plates on the discharge coefficient. In: 26th INTERNATIONAL NORTH SEA FLOW MEASUREMENT WORKSHOP, Oct. 2008, p. 1-19.

READER-HARRIS, M.; HODGES, G.; BARTON, N. The effect of contaminated orifice plates on the discharge coefficient. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.25, p. 2-7, June, 2012.

READER-HARRIS, M.; McNAUGHT J. M. Impulse lines for differential-pressure flowmeters. Disponível em: < http://www.idc-online.com/technical_references/pdfs/instrumentation/Differential%20pressure%20meters_n1.pdf>. Acesso em: 24 jan.2010.

READER-HARRIS, M.; NICHOLSON, I. G. Ageing effects on orifice metering systems. 2002. 36f. **National Engineering Laboratory**, Project n: FDDP02, Report n: 2002/76, London.

- RIBAS, F. A. J. **Análise Numérica de Escoamentos Transientes em Compressores**. 2004. 122f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis.
- ROMÃO, E.C; MOURA, L. F. M.; SILVA, J. B. C. Método das características na solução de problemas de propagação de ondas de amplitude finita. In: CONGRESSO NACIONAL DE MATEMÁTICA APLICADA E COMPUTACIONAL, 2008, Belém-PA. Anais do CNMAC 2008, 2008. v. 1, p. 327-331.
- RONNEBERGER, D.; AHRENS, C. D. Wall shear stress caused by small amplitude perturbations of turbulent boundary-layer flow: an experimental investigation. **Journal of Fluid Mechanics**, v.83, p. 433-464, 1977.
- SANNIKOV, M. S.; FEDOROV, A. V. Study of pressure drop pulsations in a standard orifice device of measurements systems for natural gas. **Measurement Techniques**, v.49, n.6, p. 592-598, 2006.
- SARRA, S. A. The method of characteristics with applications to and conservation laws. **Journal of Online Mathematics and Applications (JOMA)**, v. 3, 2003.
- SHAH, Manish S. et al. Analysis of flow through an orifice meter. **Chemical Engineering Science**, v.71, p. 300-309, 2012.
- SHEIKHOLESLAMI, M. Z.; PATEL, B. R.; KOTHARI, K. Numerical modeling of turbulent flow through orifice meters – a parametric study. In: 2nd INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLOW MEASUREMENT, 1988, London, UK. p. 67-89.
- SINGH, R. K.; SESHADRI, V. Performance evaluation of orifice plate assemblies under non-standard conditions using CFD. **Indian Journal of Engineering & Materials Sciences**, v.17, p. 397-406, Dec. 2010.
- STARRET, P. S.; NOTTAGE, H. B.; HALFPENNY, P. F. **Survey of information concerning the effects of non-standard approach conditions upon orifice and venturi meters**. ASME 65-WA/FM-5, 1965.16 p.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. **Fluid transients**. New York: McGraw Hill Editora, 1979.
- STROLL, H. et al. Study of laminar, unsteady piston-cylinder flows. **Journal of Fluids Engineering**, v.115, n.4, p. 687-693, Dec. 1993.
- STRONG, A. B.; NIGRO, F. E. B.; ALPAY, S. A. The use of natural coordinates in the numerical solution of viscous flow problems. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON PHYSICAL CHEMISTRY AND HYDRODYNAMICS, 1977, Oxford, UK.
- SVETE, A. et al. Development of a liquid flow pulsator. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.23, p. 1-8, 2012.

TRENGROUSE, G. H.; IMRIE, B. W.; MALE, D. H. Comparison of unsteady flow discharge coefficients for sharp-edged orifices with steady flow values. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v.8, n.3, p. 322-329, Sept. 1966.

TRIP, R. et al. An experimental study of transitional pulsatile pipe flow. **American Institute of Physics - Physics of fluids**, v.24, p. 1-17, Jan. 2012.

TUVE, G. L.; SPRENKLE, R. E. Orifice discharge coefficients for viscous liquids. **Instruments & Control Systems**, v.6, p. 201-206, 1933.

UCHIDA, S. The pulsating viscous flow superposed on the steady laminar motion of incompressible fluid in a circular pipe. **Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)**, v.7, n.5, p. 403-422, 1956.

ÜNSAL, Bülent; DURST, Franz. Pulsating flows: experimental equipment and its application. **Japan Society of Mechanical Engineers**, v.49, n.4, p. 980-987, 2006.

VALLE, Ramón Molina. **Escoamento laminar em placas de orifício: análise teórica e experimental em regime permanente e transiente**. 1994. 250f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis.

VON KERCZEK, C.; DAVIS, S. H. Linear stability theory of oscillatory stokes layer. **Journal of Fluid Mechanics**, v.62, p. 753-773, 1974.

VON KERCZEK, C.; DAVIS, S. H. The stability of oscillatory stokes layers. **Studies in Applied Mathematics**, v.51, p. 239-252, Sept. 1972.

WASHIO, S. et al. Study of unsteady orifice flow characteristics in hydraulic oil lines. **Journal of Fluids Engineering**, v.118, n.4, p. 743-748, 1996.

WHITMORE, S.A. et al. Experimental characterization of the effects of pneumatic tubing on unsteady pressure measurements, NASA Technical Memorandum 4171, 1990. Disponível em: <http://www.nasa.gov/centers/dryden/pdf/88178main_H-1538.pdf>. Acesso em: 24 jan. 2010.

WHITSON, Richard J.; STOBIE, Gordon J. An overview of non-invasive flow measurements methods. In: THE AMERICA WORKSHOP, Feb. 2009. p. 1-23.

WITTE, J. N. Proper orifice meter test must include plate, tube inspection – error producing conditions can be overlooked by routine focus on secondary instrument calibration. **Pipeline & Gas Industry**, v.82, n.12, 1999.

WRIGHT, S. J; WYLIE, E. B; TAPLIN, L. B. Matched impedance to control fluid transients. **Journal of Fluids Engineering**, v.105, n.2, p. 219-224, June 1983.

YAKHOT, A.; GRINBERG, L.; NIKITIN, N. Simulating pulsatile flows through a pipe orifice by an immersed-boundary method. **Journal of Fluids Engineering**, v.126, p. 911-918, 2004.

YOKOTA, S.; NAKANO, K. On extending the intelligent potential of a cylindrical choke type instantaneous flow meter. In: 2nd INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLOW MEASUREMENT, 1988, London, UK. p. 35-46.

YU, S.C.M.; ZHAO, J.B. Steady and pulsating flow characteristics in straight tubes with and without a lateral circular protusion. **Experiments in Fluids**, v. 26, p. 505-512, 1999.

ZANKER, K.; GOODSON, D. Qualification of a flow conditioning device according to the new API 14.3 procedure. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.11, p. 79-87, Jan. 2000.

ZIMMERMANN, H. Examination of disturbed pipe flow and its effects on flow measurement using orifice plates. **Flow Measurement and Instrumentation**, v.10, n.4, p. 223-240, Dec. 1999.

ZUCROW, M. J. Gas Dynamics. USA: John Wiley & Sons, 1976. 784 p.

APÊNDICE A - PROGRAMA PARA A AQUISIÇÃO DE DADOS UTILIZANDO O SOFTWARE LABVIEW

A aquisição de sinais foi realizada por meio de um sistema transdutores-placa de aquisição-computador, através de um programa de aquisição desenvolvida em linguagem LabVIEW versão 8.6 (2008), Professional Edition da NATIONAL INSTRUMENTS Figura 65. O LabVIEW é uma linguagem de programação que possibilita grande facilidade na confecção de softwares para instrumentação virtual. Sua programação é realizada por diagrama de blocos preestabelecidos ou criados pelo usuário.

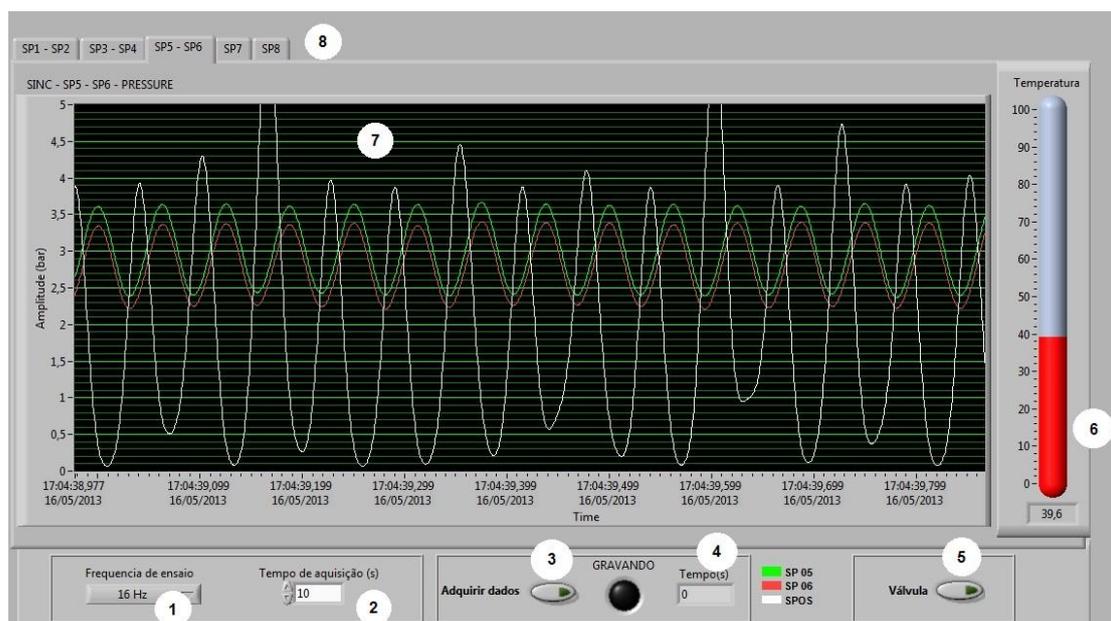
Figura 65 – Apresentação do LabVIEW 8.6



Fonte: Elaborado pela autora

Esse programa permite tanto coletar a massa de dados e armazenar no computador quanto visualizar as condições do sistema em tempo real por meio do painel de testes, mostrado na Figura 66.

Figura 66 – Painel de testes

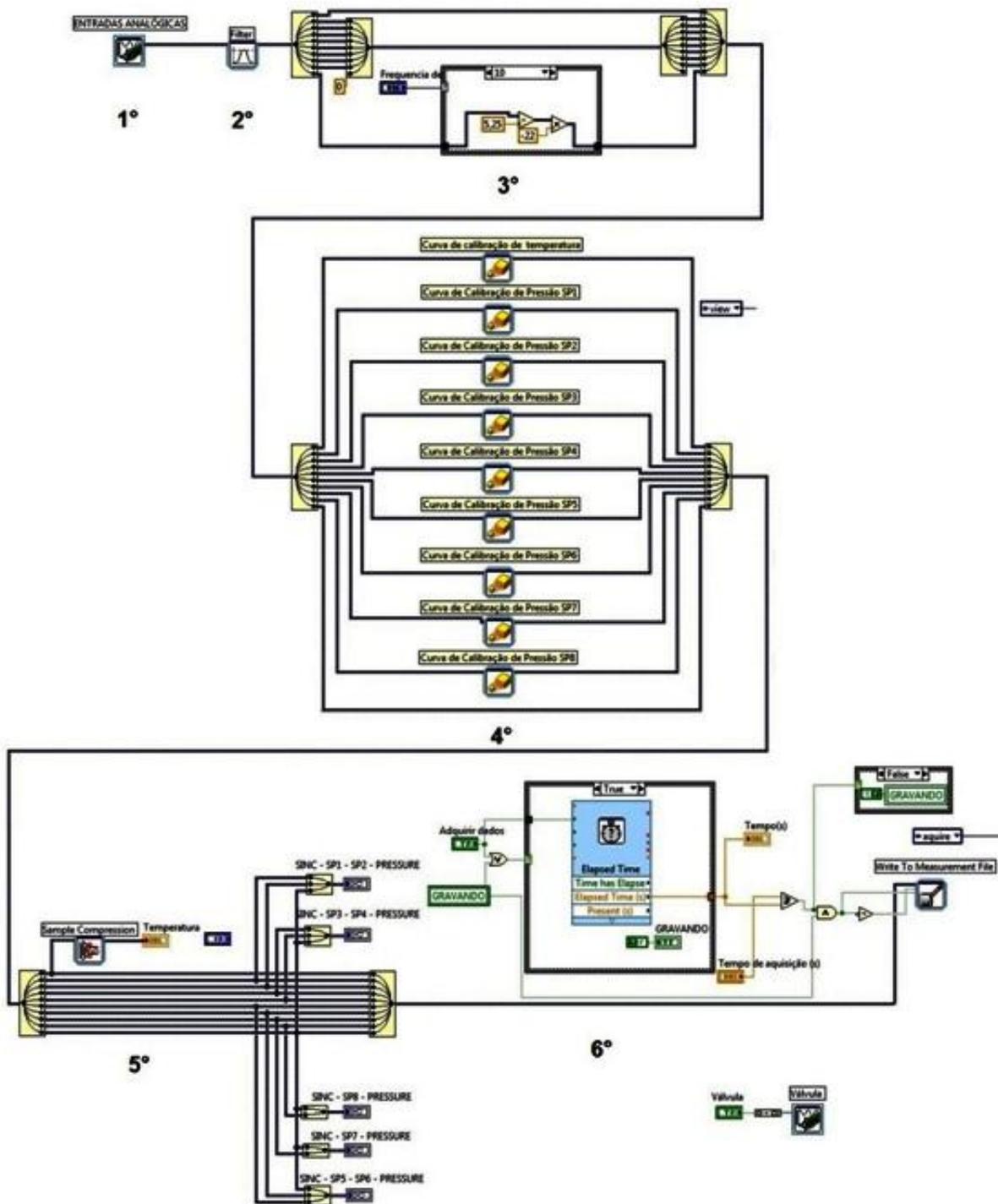


Fonte: Elaborado pela autora

1. Seleção da frequência do inversor;
2. Seleção do tempo de aquisição;
3. Botão de aquisição de dados;
4. Cronômetro da aquisição;
5. Botão de acionamento da válvula solenoide;
6. Mostrador de temperatura;
7. Gráfico Pressão x Tempo em tempo real;
8. Abas para seleção dos gráficos dos transdutores de pressão.

Como mostrado na Figura 67, a programação é baseada em seis etapas. Primeiramente é realizada a coleta de dados nos canais de aquisição da placa de orifício (1ª etapa). Logo após a coleta, todos os dados passam por um filtro digital (filtro passa baixa) com a finalidade de reduzir a interferência do ruído (2ª etapa). Em seguida, o sinal do sensor de proximidade passa por uma amplificação, facilitando a visualização dos pulsos quando comparados, na mesma tela, as ondas de pressão (3ª etapa). Depois de todos os dados serem filtrados, os sinais de cada canal passam pelas suas curvas de calibração, estas convertem o sinal que vem da placa de orifício em forma de tensão ou corrente para pressão (bar) no caso dos transdutores de pressão e para temperatura (°C) no caso do sensor PT-100 (4ª etapa). Logo em seguida, os dados já convertidos são exibidos nos gráficos e no mostrador de temperatura, localizados no painel de testes (5ª etapa). Por último, a massa de dados é gravada em um local específico do computador (6ª etapa).

Figura 67 – Esquema do funcionamento do programa

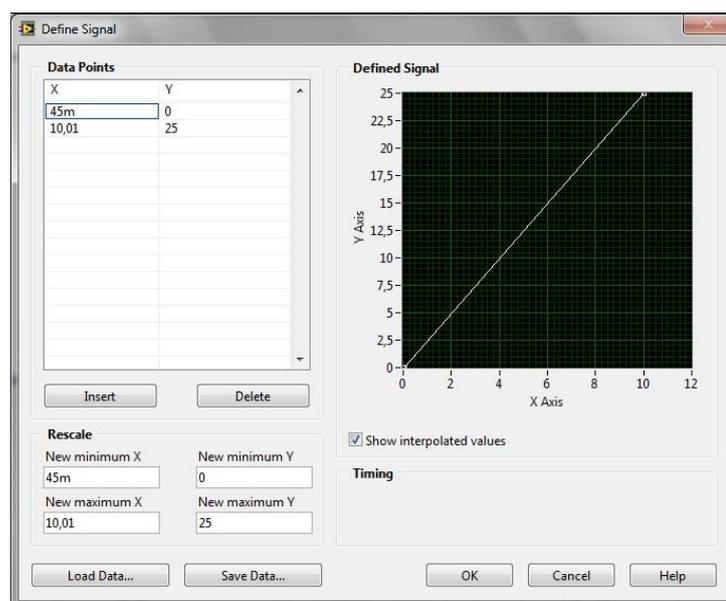
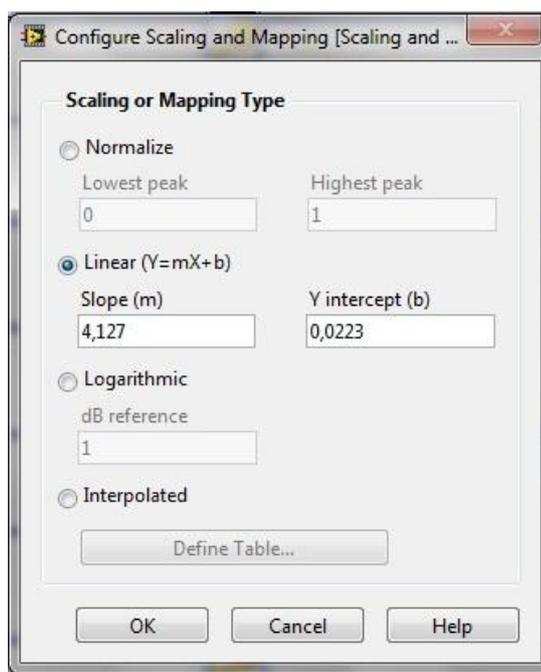


Fonte: Elaborado pela autora

A Calibração

A calibração dos sensores pode ser feita por dois modos neste programa, através da equação da curva de calibração ou pela inserção direta de valores de tensão ou corrente correspondentes para cada pressão, conforme ilustrado na Figura 68.

Figura 68 – Calibração

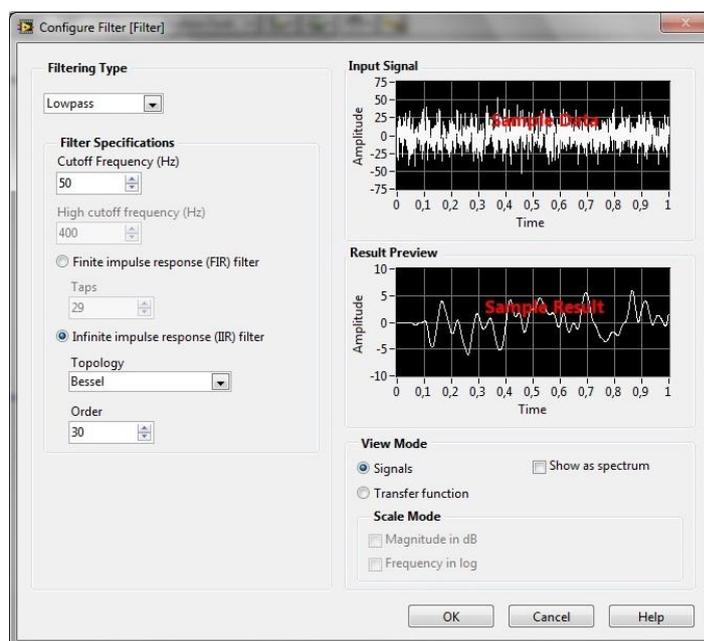


Fonte: Elaborado pela autora

O filtro

Inicialmente, os dados coletados pelos sensores vinham com grande interferência de ruído gerado principalmente pelo inversor de frequência, prejudicando a qualidade e a confiabilidade dos resultados. Como solução, a frequência em que o ruído ocorre foi identificada e utilizado um filtro do tipo passa baixa, Figura 69, que elimina digitalmente sinais de frequências acima de 50 Hz, resultando em dados seguros para serem analisados.

Figura 69 – Filtro digital low pass

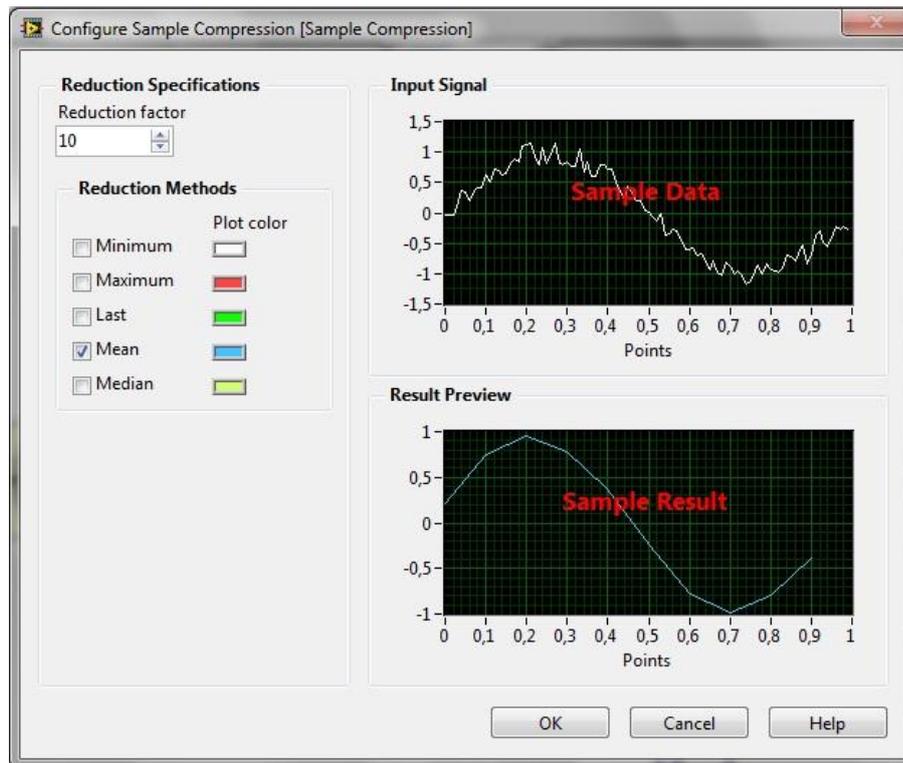


Fonte: Elaborado pela autora

Sample Compression

No caso do sensor de temperatura, os dados exibidos apresentavam uma oscilação muito grande, prejudicando a leitura em tempo real. A solução foi utilizar a ferramenta Sample Compression, Figura 70, que faz automaticamente o cálculo da média aritmética a cada dez medições. Com isso a oscilação do mostrador digital foi reduzida e melhorou-se a precisão na leitura dos dados.

Figura 70 – Sample compression



Fonte: Elaborado pela autora

APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS

O objetivo básico em qualquer medição é estabelecer o valor ou tendência de alguma grandeza. Para isso, depende-se do valor fornecido pelo instrumento de medição. Porém, é necessário que esse valor possua confiabilidade suficiente para que a grandeza medida possa ser assumida como a mais próxima possível da real. Assim, torna-se necessário identificar a dependência entre as diversas variáveis presentes no processo de medição para que se possa quantificar a confiabilidade dos valores que representam a grandeza medida. Os cálculos das incertezas dos resultados obtidos nos testes foram referenciados na ISO 5167 (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b), cujo capítulo 8 da norma, busca esclarecer e orientar toda a metodologia para obtenção dos resultados experimentais visando minimizar os possíveis erros decorrentes destes resultados.

Nenhuma medida de uma grandeza física está isenta de incertezas, pois estas são decorrentes de erros sistemáticos ou da dispersão aleatória dos resultados de uma medição. Os erros sistemáticos não podem ser reduzidos através de repetidos testes uma vez que são inerentes das próprias características dos equipamentos de medição, instalação e das características do escoamento. No entanto uma redução do erro aleatório pode ser obtida pela repetição das medições, isto é, uma média de “n” resultados é “n” vezes menor que o erro aleatório de um resultado individual, (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b).

No desenvolvimento da parte experimental deste trabalho foram realizadas várias medições, sendo necessária uma análise das incertezas acerca dos resultados obtidos.

Para desenvolver tal análise foram avaliados os sistemas de medição (características metrológicas), os procedimentos adotados para execução das medições e tratamento dos dados, e a ação das grandezas de influência mais significativas.

A incerteza é normalmente expressa em termos da incerteza padrão, da incerteza combinada ou da incerteza expandida. A incerteza padrão de um dado aleatório corresponde a estimativa equivalente a um desvio padrão da ação desse efeito sobre a indicação. A incerteza combinada de um processo de medição é estimada considerando a ação simultânea de todas as fontes de incerteza e ainda corresponde a um desvio padrão da distribuição resultante. A incerteza expandida, associada a um processo de medição, é estimada a partir da incerteza combinada multiplicada pelo coeficiente de “*Student*” apropriado. Ela reflete a faixa de dúvidas ainda presente nesta medição para uma probabilidade de enquadramento definitiva, geralmente de 95% (GONÇALVES JR., 2008).

Conforme Gonçalves Jr. (2008), a incerteza combinada de várias grandezas de entrada estatisticamente independentes é dada pela Equação (82):

$$u_c = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right]^2} \quad (82)$$

onde:

u_c = incerteza padrão combinada;

n = quantidade de grandezas de entrada;

f = função que relaciona as grandezas de entrada com a grandeza G ;

x_i = i ésima grandeza de entrada;

$u(x_i)$ = incerteza padrão associada à grandeza de entrada x_i .

Quando a função f for dada por soma(s) / subtração(ões) ou multiplicação(ões) / divisão(ões), a Equação (82) pode ser particularizada resultando na Equação (83) para soma(s) / subtração(ões), e Equação (84) para multiplicação(ões) / divisão(ões) (GONÇALVES JR., 2008).

$$u_c = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n [u(x_i)]^2} \quad (83)$$

$$u_c = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{u(x_i)}{x_i} \right]^2} \quad (84)$$

Para se obter as incertezas padrões de cada grandeza de entrada foram determinadas as principais fontes de incerteza e suas influências sistemáticas e aleatórias.

Em posse das incertezas padrões foram então calculadas as incertezas padrões combinadas, e, em seguida, as incertezas expandidas para nível de confiança de 95%. A incerteza expandida é dada pela Equação (85): (GONÇALVES JR., 2008).

$$U_{95\%} = k_{95\%} \cdot u_c \quad (85)$$

onde:

$U_{95\%}$ = incerteza expandida para nível de confiança de 95%;

$k_{95\%}$ = fator de abrangência para nível de confiança de 95%.

No caso da grandeza de entrada ser a própria grandeza avaliada, a incerteza combinada é a própria incerteza padrão da grandeza em estudo.

Com base nos conceitos apresentados, são mostradas a seguir as análises de incertezas dos diversos parâmetros medidos.

A incerteza na medição de vazão através de dispositivos geradores de pressão diferencial é estimada, na prática, pela combinação das incertezas das diversas variáveis que entram direta ou indiretamente na equação utilizada para o cálculo da vazão, na suposição de que estas incertezas são independentes. Assume-se, além disto, que as incertezas têm uma distribuição normal ou gaussiana (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b). Para se estimar a incerteza da vazão por este procedimento, é necessário estimar-se a incerteza das diversas variáveis envolvidas.

Incertezas na medição de vazão devido às grandezas envolvendo os elementos primários

A equação básica para o cálculo da vazão através de orifícios, segundo Martins (1998), é dada pela Equação (3).

As variáveis que entram nesta Equação (3) não são independentes. Por exemplo, o coeficiente de descarga (C_d) é normalmente função do diâmetro do orifício (d), diâmetro da tubulação (D) e do número de Reynolds referido ao diâmetro interno do tubo (Re_D). No entanto, para a maior parte das aplicações, a experiência tem mostrado que é suficiente assumir que as incertezas de pressão diferencial na placa de orifício (ΔP), massa específica do fluido (ρ) e fator de expansão do fluido (ε) são independentes umas das outras e também independentes das incertezas de C , d e D (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003a-b).

Desta forma, o cálculo da incerteza para os elementos primários pode ser obtido pela combinação quadrática das incertezas dos elementos envolvidos, da seguinte forma:

$$\left(\frac{\partial Q}{Q}\right) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4} \frac{\partial d}{d}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta^4}{1-\beta^4} \frac{\partial D}{D}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho}{\Delta \rho}\right)^2} \quad (86)$$

Normalmente, a única variável medida diretamente é a pressão diferencial, para a qual podem ser realizadas várias medidas para calcular a parcela aleatória da incerteza de medição. As demais variáveis envolvidas geralmente dependem dos dados fornecidos pelo fabricante da placa de orifício e contém, na maioria das vezes, apenas a parcela sistemática da incerteza. Desta forma, a estimativa da incerteza fornecerá apenas uma indicação sobre a faixa de dispersão em que se pode esperar que esteja o valor verdadeiro da vazão. Isto significa que, se forem feitas numerosas medições de vazão e as mesmas forem comparadas com um padrão, os valores obtidos não necessariamente estarão distribuídos aleatoriamente em torno do ponto médio da faixa de dispersão encontrada.

Se para todas as grandezas primárias envolvidas na medição de vazão forem realizadas numerosas medições, a incerteza obtida será a combinação das incertezas sistemática e aleatória. Assim, por exemplo, a incerteza de uma grandeza G calculada desta forma é dada por: (FIGLIOLA; BEASLEY, 2006).

$$\frac{\partial G}{G} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial G}{G}\right)_S^2 + \left(\frac{\partial G}{G}\right)_A^2} \quad (87)$$

onde os índices S e A referem-se às parcelas sistemáticas e aleatórias da incerteza. Cada uma destas parcelas pode envolver várias fontes de erro, podendo ser calculadas também por uma combinação de incertezas.

Cálculo da incerteza global

A incerteza global na medição de vazão por placa de orifício pode ser finalmente calculada pela combinação de todas as parcelas de incertezas envolvidas, considerando que as parcelas são independentes umas das outras, ou seja:

$$\frac{\partial Q}{Q} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{GEP}^2 + \left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{FIE}^2 + \left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{IEP}^2} \quad (88)$$

A primeira parcela, $\left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{GEP}^2$, contém todas as incertezas envolvendo as grandezas do elemento primário, sendo dada pela Equação (86).

A segunda parcela, $\left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{FIE}^2$, contém todas as incertezas causadas por fatores que influenciam o escoamento. Estas incertezas são mais difíceis de ser estimadas e dependem das características de construção, instalação e operação dos componentes do sistema de medição.

A terceira parcela, $\left(\frac{\partial Q}{Q}\right)_{IEP}^2$, envolve todas as incertezas devidas à instalação do elemento primário. Estas incertezas dependem também das características construtivas e de montagem do sistema primário.

Neste trabalho foram realizadas oito medições para cinco valores de vazão, de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ a $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, sendo que para cada vazão foram induzidas 11 frequências de pulsação, num intervalo entre 4 e 24 Hz, com um aumento gradativo de frequência de 2 em 2 Hz.

Incerteza para o sistema de medição de pressão

A incerteza da pressão diferencial pode ser causada por várias fontes de erros provenientes dos sistemas de medição utilizados e das condições de instalação e operação dos mesmos.

Os transdutores de pressão, denominados SP1 e SP2, possuem faixa de 0 a 25 bar e os denominados SP5 e SP6, possuem faixa de 0 a 13,8 bar, com incerteza de medição fornecida pelo fabricante igual a $\pm 0,25\%$ do valor final de escala. Considerando que o intervalo de pressões medidas foi entre 1,19 a 10,75 bar, e de acordo com o certificado de calibração, a faixa de incerteza na medição de pressão é de 5,58%, do valor medido para a menor pressão até 0,74%, do valor medido para a maior pressão.

Incerteza para a cuba de medição da vazão

Para o presente trabalho, o padrão utilizado na calibração estática das placas de orifício foi um sistema composto por uma válvula direcional, um temporizador e uma cuba de medição da vazão.

Para a coleta de fluido na calibração das placas de orifício, a válvula direcional altera o caminho percorrido pelo óleo, desviando-o para a cuba de medição da vazão. A quantidade de

óleo que entra na cuba num determinado intervalo de tempo é a vazão média, Q_0 . Assim, a vazão medida está diretamente ligada ao tempo de resposta do conjunto válvula direcional / temporizador. Não foi possível estimar a incerteza devida à atuação do conjunto. Porém, como o temporizador possui um excelente tempo de resposta (da ordem de 10ms), espera-se que a atuação do conjunto forneça uma incerteza baixa.

A parcela de incerteza da cuba de medição da vazão pode ser estimada como sendo à metade da resolução do valor de uma divisão de escala, que representa $\pm 1,2\%$ dos valores volumétricos médios utilizados nos ensaios para a menor vazão e $\pm 0,4\%$ para a maior vazão.

Incertezas no coeficiente de descarga ($\delta C_d/C_d$)

Os coeficientes de descarga para os diversos tipos de elementos primários são determinados experimentalmente através de uma grande quantidade de ensaios, compilados, e apresentados nas normas sob a forma de equações e gráficos. Os dados dos ensaios permitem estabelecer estatisticamente a incerteza desse coeficiente. Essas incertezas dependem de tolerâncias de fabricação, da instrumentação utilizada nos ensaios, etc.

A incerteza no cálculo dos coeficientes de descarga foi encontrada por meio da equação:

$$\left(\frac{\partial C_d}{C_d}\right) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho}{\Delta \rho}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4} \frac{\partial d}{d}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta^4}{1-\beta^4} \frac{\partial D}{D}\right)^2} \quad (89)$$

Os termos decorrentes da incerteza do fator de expansão, $\left(\frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon}\right)$, da incerteza na massa específica, $\left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho}{\Delta \rho}\right)$, incerteza do diâmetro do orifício $\left(\frac{\partial d}{d}\right)$, incerteza do diâmetro da tubulação $\left(\frac{\partial D}{D}\right)$ não foram considerados.

A incerteza combinada para o coeficiente de descarga dinâmico foi calculada usando a Equação (B.8). No intervalo de vazão, de $0,430 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ a $1,250 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, e no intervalo das frequências de pulsação entre 4 a 24 Hz, a incerteza foi de $\pm 0,028$, para a menor vazão e frequência, correspondente a 3,9% e a incerteza foi de $\pm 0,015$, para a maior vazão e frequência, correspondente a 2,2%.

Incerteza para o inversor de frequência

A incerteza da rotação do conjunto inversor de frequência e motor elétrico é igual a $\pm 0,1$ Hz para toda a faixa de operação, que equivale a ± 6 rpm . Como a faixa de operação foi entre 240 e 1440 rpm, ou seja, entre 4 e 24 Hz, o maior erro é na frequência de 4 Hz, equivalente a 2,5 %.

Incerteza para a temperatura

A incerteza para a temperatura, de acordo com o certificado de calibração, é de $\pm 1^\circ\text{C}$.

Incerteza devida ao escoamento pulsante ($\delta V/V$)

A medição de escoamentos pulsantes é extremamente difícil e os erros resultantes podem ser consideráveis e imprevisíveis. As pulsações são geralmente provocadas por bombas volumétricas, compressores alternativos, máquinas recíprocas, mas também podem ser geradas por válvulas de retenção ou ainda, sem a influência de partes mecânicas móveis por auto ressonância de um sistema, etc. Em escoamentos pulsantes, quando a amplitude do pulso é muito pequena, devem-se utilizar pulmões para minimizar a flutuação de vazão (DELMÉE, 2003).

De acordo com a norma ISO/TR 3313, a pulsação gera erros na vazão medida por sistemas deprimogênios porque os gradientes médios de pressão estática e dinâmica são diferentes (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

A norma ISO/TR 3313 sugere o emprego da Equação (B.9) para o cálculo do erro devido à presença de pulsação no escoamento onde se assume que não existem erros na instrumentação secundária (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998).

$$E_p = \left(\frac{\Delta \bar{p}_p}{\Delta \bar{p}_{ss}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (90)$$

onde:

E_p = Erro devido à presença de pulsação no escoamento;

$\Delta \bar{p}_p$ = pressão diferencial média medida durante a pulsação, em Pa;

$\Delta \bar{p}_{ss}$ = pressão diferencial média medida sob condições estáticas, em Pa.

A norma ISO/TR 3313 recomenda que sejam observados alguns itens para a utilização das equações anteriores quando há presença de pulsação no escoamento (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1998):

- a) o diâmetro da tomada de pressão deve ser uniforme e não muito pequeno;
- b) o comprimento da tomada de pressão deve ser menor que um quarto do comprimento de onda da flutuação;
- c) o tempo de resposta do transdutor de pressão deve ser no mínimo dez vezes menor que o período da flutuação;
- d) deve-se utilizar o mesmo tipo de transdutor de pressão a montante e a jusante do medidor de vazão.

De modo a assegurar que a vazão média, Q_0 , medida pelo sistema de medição de vazão estática não era influenciada pela pulsação criada pelo gerador de pulsos de vazão, foram realizadas medições em condições idênticas antes e depois de se iniciar cada bateria de testes dinâmicos. A vazão medida pelo sistema de medição de vazão estática durante os testes dinâmicos não foram diferentes daquelas obtidas em regime permanente, de modo que a pulsação influenciou apenas a vazão medida pelo sistema de medição de vazão dinâmica. O erro devido à presença de pulsação no escoamento médio foi calculado através da Equação (90). O erro máximo calculado foi de 3,9%, para a menor vazão média e menor frequência de pulsação e 1,02%, para a maior vazão média e maior frequência de pulsação.

Os erros aumentaram com o aumento da frequência de pulsação e a diminuíram com o aumento da vazão média dentro da faixa de vazões analisada. Para vazões médias mais elevadas e, conseqüentemente, para níveis de pressão mais altos, os erros totais obtidos começam a apresentar um comportamento decrescente para frequências mais altas.

Compreender as características dinâmicas do sistema de medição permite prever o comportamento do instrumento de medição para medir as quantidades que variam no tempo e para estimar a magnitude do erro de medição dinâmica, bem como para ajustar adequadamente o processo de medição. As características dinâmicas de um sistema de medição são importantes nas medições de grandezas variáveis no tempo. O desvio de uma grandeza medida do seu valor verdadeiro, resultando em uma característica dinâmica não ideal do sistema de medição, é descrito pelo erro de medição dinâmica. Em geral, a sua magnitude varia no tempo e depende tanto das características dinâmicas do sistema de medição e da grandeza medida. Esses erros não foram levados em consideração por não se

dispor de padrões dinâmicos para a calibração. No entanto, acredita-se que esses erros foram pequenos na medida em que, para a obtenção das grandezas dinâmicas, transdutores com uma frequência natural bem acima da faixa de frequência de trabalho foram usados.

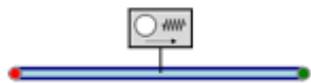
APÊNDICE C - A SIMULAÇÃO NO SOFTWARE FLOWMASTER V7

No trabalho, o software FLOWMASTER V7 foi utilizado para simular e comparar os resultados obtidos experimentalmente.

Uma rede (“*Network*”) foi criada a fim de reproduzir as condições reais e prever o comportamento do sistema.

A “*Network*” é composta por tubos e acessórios, disponíveis em um amplo catálogo, que utilizados, possibilitam inserir os dados reais dos dispositivos em uma aba de informações exclusivas. Nas tubulações, por exemplo, foram lançados os dados referentes ao comprimento, diâmetro, rugosidade absoluta e fator de atrito na tubulação, Figura 71.

Figura 71 – Dados de um tubo (pipe)



24: Pipe: Cylindrical Elastic	
Property	Value
Pipe: Cylindrical	Sub Form ...
Length	0,37 m
Friction Data	Sub Form ...
Diameter	0,02189 m
Vapour Pressure	0,02062 bar
Wave Speed	934,4 m/s

24: Sub-Form: 'Friction Data'	
Property	Value
Friction Option	1. <1>::Colebrook-White Equa...
Unsteady Friction Option	Not Set
Absolute Roughness	0,0025 mm
Hazen-Williams Friction Coeffi...	110

Fonte: Elaborada pela autora

Para a montagem da “*Network*” foram utilizados cotovelos, junções, difusores, estrangulamentos, válvulas do tipo esfera, etc., Figura 72.

Figura 72 – Acessórios

15: Bend: Circular	
Property	Value
Bend: Circular	Sub Form ...
Deflection Angle	90,0002 deg
Radius/Diameter	2
Roughness	0,114207 mm
Diameter	0,02189 m
Vapour Pressure	0,02062 bar
Weighting Factor	Not Set
Component Expansion	Sub Form ...
Correction for Re>10000	Bend Reynolds Number Correction...
Correction for Re<=10...	Laminar/Turbulent Loss Coefficient...
Bend Loss Coefficient	Loss Coefficient for Circular Cross-...

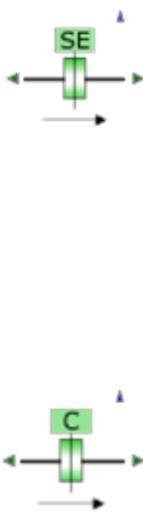
24: Junction: T (90°)	
Property	Value
Junction: T (90°)	Sub Form ...
Through Pipe Diameter	0,02189 m
Branch Pipe Diameter	0,02189 m
Angle between Arms 1 ...	90,0002 deg
Reference Angle of Ba...	90,0002 deg
K21 Symmetric Combin...	Symmetric Combining 90° T (E...
K23 Backward Dividing	Dividing 45 to 90° T Loss Coef...
K32 Forward Dividing	Dividing 45 to 90° T Loss Coef...
K12 Symmetric Dividing	Symmetric Dividing 90° T (Equ...
Correction for Re<=10...	Laminar/Turbulent Loss Coeffi...

17: Valve: Ball	
Property	Value
Valve: Ball	Sub Form ...
Diameter	0,02189 m
Valve Opening	100 %
Loss Coefficient v Opening	Ball Valve Loss Coefficient ...
Correction for Re<=10000	Laminar/Turbulent Loss Co...
Flow Coefficient v Valve O...	Not Set
Results On/Off	1. On

Fonte: Elaborada pela autora

As características das placas de orifícios, tais como, tipo, diâmetro de orifício, foram lançadas, Figura 73.

Figura 73 – Características das placas de orifício



22: Orifice: Sharp-edged (Standard Orifice Plate)	
Property	Value
Orifice: Sharp-edged (Standard Or...	Sub Form ...
Pipe Diameter	0,02189 m
Orifice Diameter	0,0116 m
Vapour Pressure	0,02062 bar
Forward Contraction Coefficient	Orifice Contraction Coefficient 90° ...
Reverse Contraction Coef	Orifice Contraction Coefficient 90° ...
Correction for Re<=10000	Laminar/Turbulent Loss Coefficient...

22: Orifice: Sharp-edged (Conical)	
Property	Value
Orifice: Sharp-edged (Conical)	Sub Form ...
Pipe Diameter	0,02189 m
Orifice Diameter	0,0116 m
Vapour Pressure	0,02062 bar
Forward Contraction Coefficient	Orifice Forward Contraction Coeffici...
Reverse Contraction Coef	Orifice Reverse Contraction Coeffici...
Correction for Re<=10000	Laminar/Turbulent Loss Coefficient f...

Fonte: Elaborada pela autora

O programa fornece ao usuário um banco de dados com uma série de fluidos, permitindo também inserir outros fluidos de acordo com o próprio sistema a partir de suas especificações técnicas. Deste modo, o fluido utilizado no banco de fluxo, o óleo hidráulico Mobil DTE 24 (ISO VG 32), foi inserido no programa a partir das suas especificações, como densidade, viscosidade e módulo de compressibilidade, Figura 74.

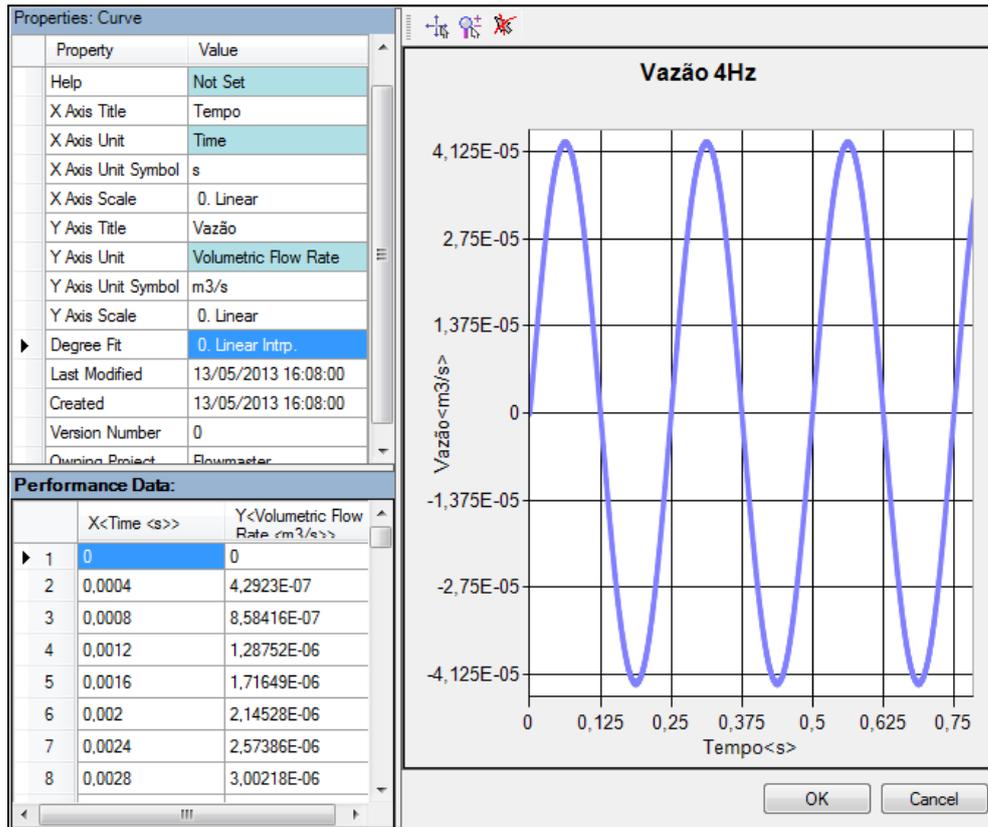
Figura 74 – Quadro de propriedades do óleo hidráulico Mobil DTE 24 (ISO VG 32)

45: Standard Liquid Template	
Property	Value
Material Title	Sub Form ...
Reference Temperature	40 °C
Reference Density	857,61 kg/m ³
Bulk Modulus	1,35 GN/m ²
Vapour Pressure	0,0002 bar
Reference Dynamic Viscosity	0,0270146 N s/m ²
Thermal Conductivity	0,000132009 kW/m K

Fonte: Elaborada pela autora

A flutuação gerada pelo gerador de pulsos de vazão, $Q_p(t)$, que varia de 4 a 24 Hz também foi criada, Figura 75.

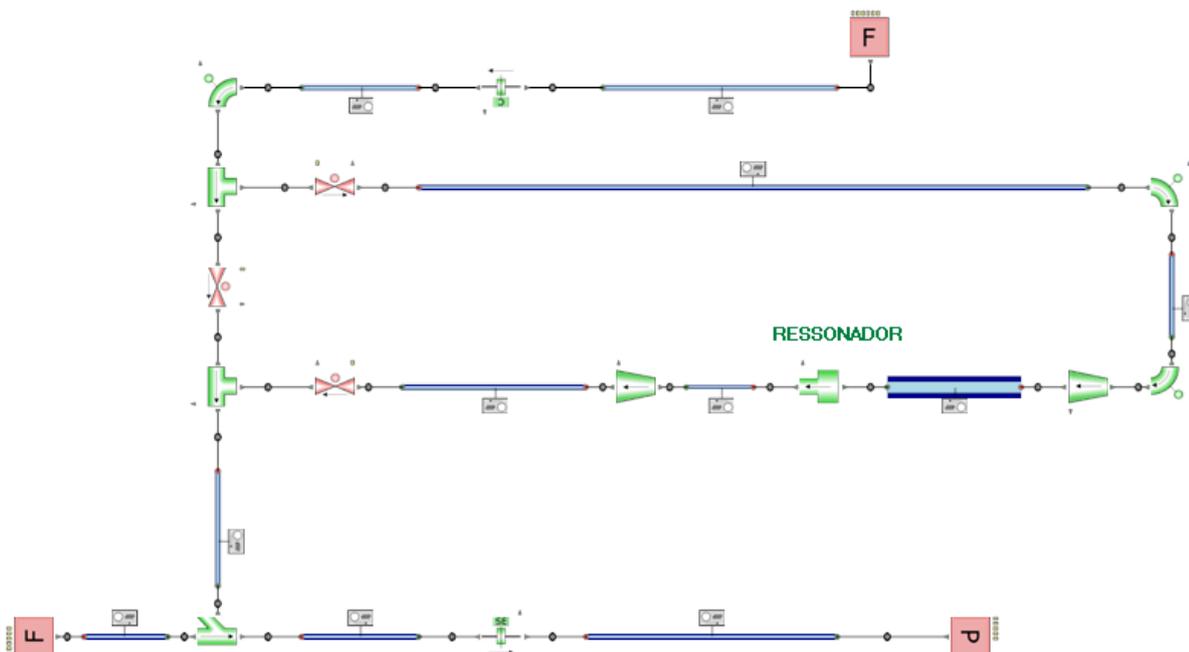
Figura 75 – Curva senoidal de vazão para uma frequência de 4 Hz



Fonte: Elaborada pela autora

Com o auxílio do catálogo de acessórios do programa, foi utilizado o esquema real do sistema com todos acessórios e tubos com suas respectivas especificações, **Figura 76**.

Figura 76 – “Network” criada no programa para representar o banco de fluxo



Fonte: Elaborada pela autora

O banco de fluxo consiste em um arranjo de tubos alimentados por uma vazão oriunda de uma bomba, que é representada na “*Network*” como uma tomada de vazão conhecida ou pressão, SP1, tornando-se a primeira condição de contorno do sistema, Figura 77. A segunda condição de contorno se refere à pressão indicada pelo transdutor de pressão, SP7, instalado após a placa de orifício concêntrico de canto vivo, Figura 78. Para o estado transiente, uma terceira condição de contorno, a vazão senoidal gerada pelo gerador de pulsos instalado na bancada foi considerada, Figura 79.

Figura 77 – Primeira condição de contorno



25: Source: Flow	
Property	Value
Source: Flow	Sub Form ...
Liquid Type	Óleo bancada inferior
Volumetric Flow Rate	0,00062 m ³ /s
Visualiser and Segmenter Data	Sub Form ...

24: Source: Pressure	
Property	Value
Source: Pressure	Sub Form ...
Liquid Type	Óleo bancada inferior
Total Pressure v Time	SP1 x Tempo [4DIV/420rpm]
Visualiser and Segmenter Data	Sub Form ...

Fonte: Elaborada pela autora

Figura 78 – Segunda condição de contorno



22: Source: Pressure	
Property	Value
Source: Pressure	Sub Form ...
Liquid Type	Óleo bancada inferior
Pressure defined at:	Not Set
Visualiser and Segmenter Data	Sub Form ...
Total Pressure	2,212 bar
Reference Diameter	0,02189 m

Fonte: Elaborada pela autora

Figura 79 – Terceira condição de contorno



4: Source: Flow	
Property	Value
Source: Flow	Sub Form ...
Liquid Type	Óleo bancada inferior
Volumetric Flow Rate v Time	Vazão Senoidal 4Hz
Visualiser and Segmenter Data	Sub Form ...

Fonte: Elaborada pela autora

Após criar a “Network” e inserir todos os dados referentes aos tubos e acessórios foi possível realizar a simulação do sistema. Para tanto, existe no programa uma aba própria onde se tem o controle de toda simulação, Figura 80.

Figura 80 – Dados para controle da simulação

Network General Data and Simulation Control	
Property	Value
Simulation Type	1. Incompressible Steady State
Component Interaction Enabled	2. No
Segmentation Analysis Enabled	2. No
Simulation Title	4DIV/SR PERMANENTE
Ambient Conditions	Sub Form ...
Default Materials	Sub Form ...
Output Control	Sub Form ...
Convergence & Tolerance Criteria	Sub Form ...
Initialisation Script	Not Set
Post Processing Script	Not Set
Fluid Property Caching	Sub Form ...
Pipe Profiling Data	Sub Form ...

Network General Data and Simulation Control	
Property	Value
Simulation Type	3. Incompressible Transient
Segmentation Analysis Enabled	2. No
Simulation Title	5DIV/720rpm SR
Time Step	9.57552e-05 s
Simulation Start Time	0 s
Simulation End Time	4 s
Ambient Conditions	Sub Form ...
Default Materials	Sub Form ...
Output Control	Sub Form ...
Restart Data	Sub Form ...
Convergence & Tolerance Criteria	Sub Form ...
Initialisation Script	Not Set
Post Processing Script	Not Set
Fluid Property Caching	Sub Form ...
Pipe Profiling Data	Sub Form ...

Sub-Form: 'Convergence Tolerance Criteria'	
Property	Value
% Pressure Tolerance	0,05
Min. Pressure Tolerance	1e-05 bar
% Flow Tolerance	0,05
Min. Flow Tolerance	5,8301e-07 m3/s
Maximum Number of Iterations	100

Fonte: Elaborada pela autora

Nesta aba é possível escolher o tipo da simulação, como por exemplo: incompressível permanente, incompressível transiente, compressível permanente, dentre outros, fornecendo informações referentes ao tipo de simulação escolhida. No caso de se trabalhar com uma simulação transiente incompressível insere-se um valor para o “*Time Step*”, bem como um tempo de início e de fim para a simulação.

O programa fornece uma ferramenta que se chama “*Wizard*”, para a obtenção do “*Time Step*” mais adequado para determinada “*Network*”, com base no menor comprimento de tubo, na velocidade de propagação de onda de pressão no fluido, Figura 81.

Figura 81 – Ferramenta Wizard

Step 1: Specify the Calculation Criteria

The time-step calculator wizard calculates the 'best' time step for all of the elastic pipes in the network based on minimum pipe length, wave speed, allowed wave speed adjustment, minimum number of reach lengths in a pipe and convergence factor. Set the parameters below, and click Next to view and update the pipe data.

Criteria:

Default wave speed: m/s

Allowed % diff in wave speed:

Minimum number of reach lengths:

Minimum pipe length: m

Convergence Factor:

Maximum number of nodes:

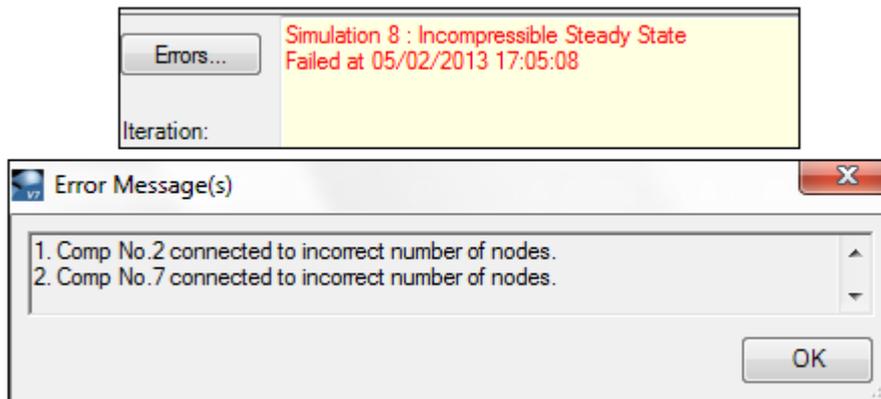
Help:

< Previous Next > Finish Cancel

Fonte: Elaborada pela autora

Após realizar a simulação, o programa pode alertar o usuário apresentando erros ou advertências referentes a “*Network*”, como informações importantes não inseridas ou inseridas incorretamente. Caso ele apresente ERRO, a simulação é encerrada e o erro é indicado na parte inferior da aba de simulação, Figura 82.

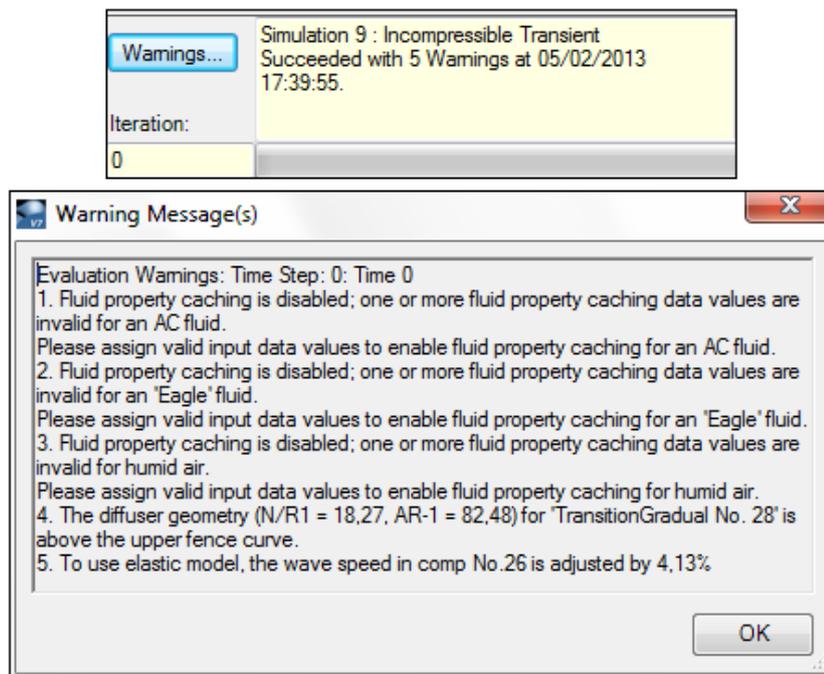
Figura 82 – Exemplo de erro alertado pelo programa



Fonte: Elaborada pela autora

Caso alguma informação ou dado não seja adequado para o programa, o mesmo pode emitir um “*Warning*” na qual esclarece qual raciocínio foi realizado, prosseguindo com a simulação, Figura 83.

Figura 83 – Exemplo de um “Warning” dado pelo programa



Fonte: Elaborada pela autora

Caso o “*Warning*” emitido pelo programa satisfaça a solução desejada ou a simulação ocorra sem quaisquer “*Warnings*” é possível avançar para a Aba de Resultados, que armazena todas as informações e detalhes referentes aos resultados obtidos. Para ter acesso aos dados obtidos, basta selecionar o resultado desejado e escolher qual informação obtida se tem

interesse, selecionando o componente em questão, Figuras 84 e 85, respectivamente.

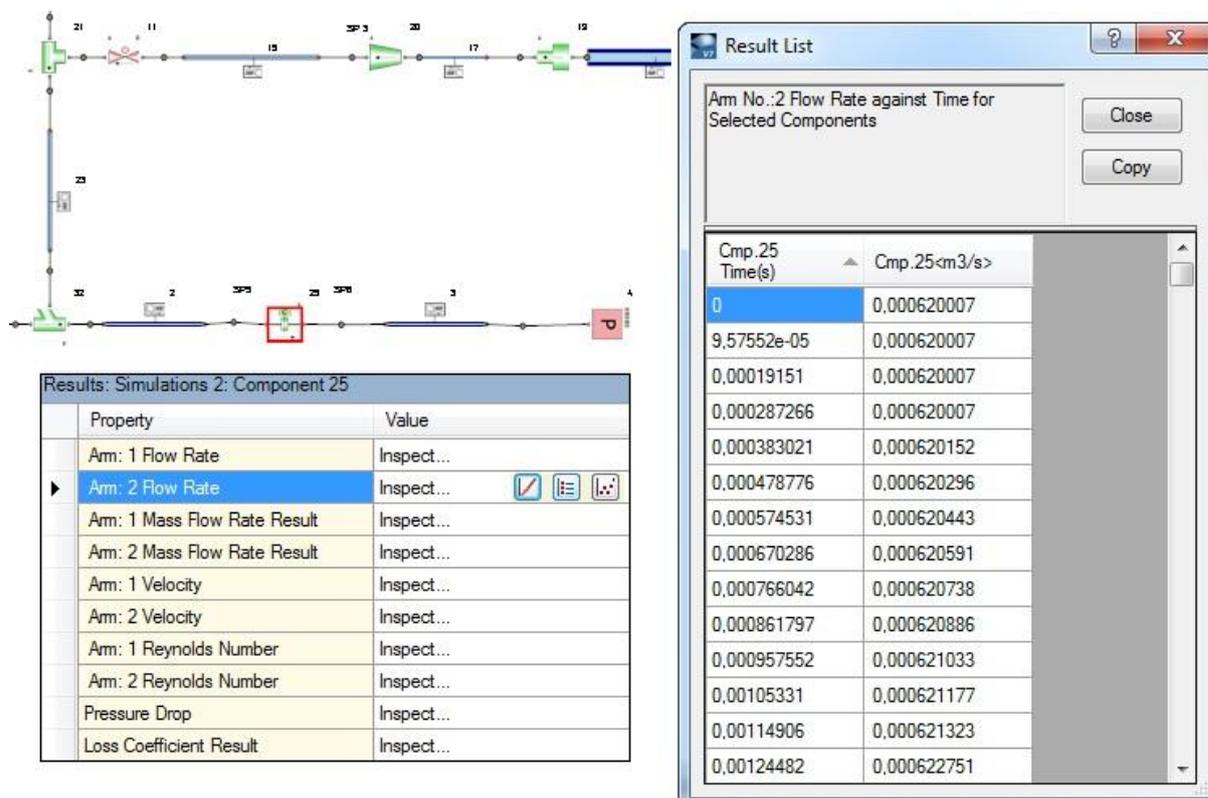
Figura 84 – Resultados das simulações realizadas

Network View						
Data		Var.Params.		Simulation Data		Result Sets/Audit
Result No.	Signoff	Results State	Simulation Type	Description	Date Time	Success?
9			Incompressible ...	Result 9	05/02/2013 ...	Success
8			Incompressible ...	Result 8	21/12/2012 ...	Success
7			Incompressible ...	Result 7	19/12/2012 ...	Success

Result Set: 9:	
Property	Value
Simulation Type	Incompressible Transient
Description	Inspect...
Creator	Admin
Start Date Time	05/02/2013 17:39:31
End Date Time	05/02/2013 17:39:55
OK?	Yes
Observations	Inspect...
Component Interaction	No
Thermal Expansion	No
Segmentation Flag	No
Signoff	0. No
Version	7.9.0.0.107
Result Size	43,328125 MB

Fonte: Elaborada pela autora

Figura 85 – Resultados referentes a placa de orifício concêntrico de canto vivo



Fonte: Elaborada pela autora

As Tabelas 5 e 6 mostram os valores usados para a primeira e a segunda condição de contorno para o escoamento em regime permanente para as placas de orifício concêntrico de canto vivo e de entrada cônica. Os valores numéricos e experimentais são apresentados para cada situação.

Tabela 5 – Condições de contorno e valores numéricos e experimentais para a placa de orifício concêntrico de canto vivo

		1 ^a c.c. entrada: Vazão (Q ₀)		2 ^a c.c. entrada: SP7				
PLACA DE ORIFÍCIO CONCÊNTRICO DE CANTO VIVO								
Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	SP5 (bar)		SP6 (bar)		(SP5-SP6) Pa		SP7 ±0,06 (bar)
		EXP. (±0,06)	NUM.	EXP. (±0,06)	NUM.	EXP.	NUM.	
4 divisões	0,430±0,005	1,32	1,38	1,20	1,29	12116,91	8916,91	1,28
5 divisões	0,620±0,005	2,67	2,72	2,42	2,51	24626,92	20626,92	2,53
6 divisões	0,810±0,005	4,43	4,46	4,01	4,08	42402,96	38402,96	4,16
7 divisões	1,020±0,005	6,93	6,93	6,24	6,30	68618,90	63618,90	6,46
8 divisões	1,250±0,005	10,11	10,06	9,08	9,05	102992,19	100992,19	9,35

		1 ^a c.c. entrada: SP1		2 ^a c.c. entrada: SP7				
PLACA DE ORIFÍCIO CONCÊNTRICO DE CANTO VIVO								
Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	SP5 (bar)		SP6 (bar)		(SP5-SP6) Pa		SP7 ±0,06 (bar)
		EXP. (±0,06)	NUM.	EXP. (±0,06)	NUM.	EXP.	NUM.	
4 divisões	0,430±0,005	1,32	1,30	1,20	1,28	12116,91	1675,00	1,28
5 divisões	0,620±0,005	2,67	2,64	2,42	2,55	24626,92	8981,73	2,53
6 divisões	0,810±0,005	4,43	4,38	4,01	4,18	42402,96	19890,00	4,16
7 divisões	1,020±0,005	6,93	6,86	6,24	6,49	68618,90	36558,00	6,46
8 divisões	1,250±0,005	10,11	10,00	9,08	9,39	102992,19	60962,00	9,35

Fonte: Elaborada pela autora

Tabela 6 – Condições de contorno e valores numéricos e experimentais para a placa de orifício de entrada cônica

		1 ^a c.c. entrada: Vazão (Q ₀)		2 ^a c.c. entrada: SP7				
PLACA DE ORIFÍCIO DE ENTRADA CÔNICA								
Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	SP1 (bar)		SP2 (bar)		(SP1-SP2) Pa		SP7 ±0,06 (bar)
		EXP. (±0,06)	NUM.	EXP. (±0,06)	NUM.	EXP.	NUM.	
4 divisões	0,430±0,005	1,33	1,49	1,20	1,37	12774,22	11919,00	1,28
5 divisões	0,620±0,005	2,76	2,92	2,55	2,72	21236,35	19899,41	2,53
6 divisões	0,810±0,005	4,64	4,80	4,31	4,48	32763,44	31898,00	4,16
7 divisões	1,020±0,005	7,30	7,46	6,80	6,97	50546,85	48698,35	6,46
8 divisões	1,250±0,005	10,72	10,85	9,95	10,11	76820,31	74514,81	9,35

		1 ^a c.c. entrada: SP1		2 ^a c.c. entrada: SP7				
PLACA DE ORIFÍCIO DE ENTRADA CÔNICA								
Escala da Bomba	Vazão x 10 ⁻³ (m ³ /s)	SP1		SP2		(SP1-SP2) Pa		SP7 ±0,06 (bar)
		EXP. (±0,06)	NUM.	EXP. (±0,06)	NUM.	EXP.	NUM.	
4 divisões	0,430±0,005	1,33	1,33	1,20	1,31	12774,22	1618,00	1,28
5 divisões	0,620±0,005	2,76	2,76	2,55	2,67	21236,35	8597,00	2,53
6 divisões	0,810±0,005	4,64	4,63	4,31	4,44	32763,44	19721,00	4,16
7 divisões	1,020±0,005	7,30	7,30	6,80	6,94	50546,85	36313,00	6,46
8 divisões	1,250±0,005	10,72	10,73	9,95	10,13	76820,31	60640,00	9,35

Fonte: Elaborada pela autora

**APÊNDICE D - VALORES DOS COEFICIENTES DE DESCARGA - NUMÉRICO E
EXPERIMENTAL**

**Tabela 7 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício de entrada cônica –
EXP. x NUM.**

PLACA DE ORIFÍCIO DE ENTRADA CÔNICA				
Q (m³/s)	c.c. entrada: VAZÃO		c.c. entrada: PRESSÃO	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,774	0,741	0,774	0,640
0,620±0,005	0,812	0,790	0,812	0,747
0,810±0,005	0,845	0,830	0,845	0,806
1,020±0,005	0,879	0,867	0,879	0,853
1,250±0,005	0,914	0,901	0,914	0,894

Fonte: Elaborada pela autora

**Tabela 8 – Coeficiente de descarga estático para a placa de orifício concêntrico de canto
vivo – EXP. x NUM.**

PLACA DE ORIFÍCIO CONCÊNTRICO DE CANTO VIVO				
Q (m³/s)	c.c. entrada: VAZÃO		c.c. entrada: PRESSÃO	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,770	0,771	0,770	0,775
0,620±0,005	0,769	0,770	0,769	0,771
0,810±0,005	0,767	0,768	0,767	0,769
1,020±0,005	0,766	0,767	0,766	0,768
1,250±0,005	0,765	0,766	0,765	0,766

Fonte: Elaborada pela autora

A incerteza foi de $\pm 0,023$, para a menor vazão e frequência, e de $\pm 0,005$, para a maior vazão e frequência.

Tabela 9 – Coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase permanente para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.

COEFICIENTE DE DESCARGA DINÂMICO PARA A TEORIA DO ESCOAMENTO EM REGIME QUASE PERMANENTE												
Q (m ³ /s)	PERM.		FREQUÊNCIA DE PULSAÇÃO									
			4 Hz		6 Hz		8 Hz		10 Hz		12 Hz	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,770	0,771	0,786	0,799	0,782	0,790	0,781	0,789	0,770	0,786	0,769	0,781
0,620±0,005	0,769	0,770	0,779	0,781	0,773	0,779	0,770	0,771	0,765	0,768	0,762	0,764
0,810±0,005	0,767	0,768	0,745	0,765	0,743	0,759	0,740	0,751	0,738	0,750	0,731	0,747
1,020±0,005	0,766	0,767	0,740	0,751	0,740	0,749	0,739	0,741	0,731	0,739	0,729	0,737
1,250±0,005	0,765	0,766	0,738	0,746	0,730	0,740	0,730	0,740	0,728	0,735	0,727	0,733

COEFICIENTE DE DESCARGA DINÂMICO PARA A TEORIA DO ESCOAMENTO EM REGIME QUASE PERMANENTE														
Q (m ³ /s)	PERM.		FREQUÊNCIA DE PULSAÇÃO											
			14 Hz		16 Hz		18 Hz		20 Hz		22 Hz		24 Hz	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,770	0,771	0,768	0,779	0,766	0,775	0,766	0,770	0,764	0,767	0,761	0,760	0,760	0,760
0,620±0,005	0,769	0,770	0,759	0,758	0,749	0,754	0,743	0,750	0,740	0,748	0,732	0,741	0,726	0,740
0,810±0,005	0,767	0,768	0,730	0,742	0,729	0,739	0,726	0,735	0,722	0,731	0,719	0,730	0,716	0,724
1,020±0,005	0,766	0,767	0,729	0,734	0,727	0,732	0,725	0,730	0,721	0,722	0,718	0,720	0,711	0,715
1,250±0,005	0,765	0,766	0,726	0,731	0,725	0,726	0,721	0,721	0,717	0,720	0,709	0,717	0,707	0,710

Fonte: Elaborada pela autora

A incerteza foi de $\pm 0,025$, para a menor vazão e frequência, e de $\pm 0,011$, para a maior vazão e frequência.

Tabela 10 – Coeficiente de descarga dinâmico para a teoria do escoamento em regime quase permanente incluindo os efeitos da inércia temporal para a placa de orifício concêntrico de canto vivo – EXP. x NUM.

COEFICIENTE DE DESCARGA DINÂMICO PARA A TEORIA DO ESCOAMENTO EM REGIME QUASE PERMANENTE COM TERMO INERCIAL												
Q (m ³ /s)	PERM.		FREQUÊNCIA DE PULSAÇÃO									
			4 Hz		6 Hz		8 Hz		10 Hz		12 Hz	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,770	0,771	0,719	0,730	0,713	0,728	0,712	0,727	0,703	0,724	0,702	0,720
0,620±0,005	0,769	0,770	0,711	0,723	0,704	0,719	0,702	0,717	0,698	0,719	0,695	0,713
0,810±0,005	0,767	0,768	0,681	0,692	0,677	0,691	0,675	0,689	0,673	0,690	0,667	0,685
1,020±0,005	0,766	0,767	0,676	0,687	0,675	0,689	0,674	0,688	0,667	0,684	0,665	0,683
1,250±0,005	0,765	0,766	0,674	0,682	0,666	0,681	0,666	0,680	0,664	0,679	0,663	0,677

COEFICIENTE DE DESCARGA DINÂMICO PARA A TEORIA DO ESCOAMENTO EM REGIME QUASE PERMANENTE COM TERMO INERCIAL														
Q (m ³ /s)	PERM.		FREQUÊNCIA DE PULSAÇÃO											
			14 Hz		16 Hz		18 Hz		20 Hz		22 Hz		24 Hz	
	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.	EXP.	NUM.
0,430±0,005	0,770	0,771	0,701	0,719	0,699	0,717	0,699	0,712	0,697	0,711	0,694	0,707	0,693	0,707
0,620±0,005	0,769	0,770	0,692	0,710	0,684	0,701	0,679	0,691	0,675	0,688	0,667	0,680	0,663	0,675
0,810±0,005	0,767	0,768	0,665	0,682	0,663	0,681	0,660	0,676	0,658	0,671	0,654	0,666	0,654	0,665
1,020±0,005	0,766	0,767	0,663	0,680	0,660	0,677	0,659	0,674	0,657	0,670	0,653	0,665	0,649	0,660
1,250±0,005	0,765	0,766	0,660	0,677	0,659	0,676	0,655	0,670	0,654	0,667	0,652	0,664	0,644	0,655

Fonte: Elaborada pela autora

A incerteza foi de $\pm 0,028$, para a menor vazão e frequência, e de $\pm 0,015$, para a maior vazão e frequência.