

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA

GABRIEL BIANCOLIN MOIMÁS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DINÂMICA DE VÁLVULAS TIPO PALHETA
USADAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Ilha Solteira

2018

Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM

GABRIEL BIANCOLIN MOIMÁS

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA DINÂMICA DE VÁLVULAS TIPO PALHETA USADAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Dissertação apresentada à Faculdade de Ilha Solteira - UNESP como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof. Dr. José Luiz Gasche
Orientador

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

M712a Moimás, Gabriel Biancolin.
Análise experimental da dinâmica de válvulas tipo palheta usadas em compressores de refrigeração / Gabriel Biancolin Moimás. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2018
100 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2018

Orientador: José Luiz Gasche
Inclui bibliografia

1. Refrigeração. 2. Compressor. 3. Válvula. 4. Interação fluido-estrutura. 5. Dinâmica da válvula.

Raiane da Silva Santos
Raiane da Silva Santos


CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

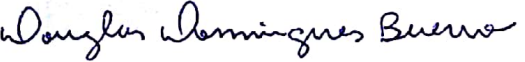
TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Análise Experimental da Dinâmica de Válvulas Tipo Palheta usadas em Compressores de Refrigeração

AUTOR: GABRIEL BIANCOLIN MOIMAS

ORIENTADOR: JOSE LUIZ GASCHE

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: CIÊNCIAS TÉRMICAS pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. DOUGLAS DOMINGUES BUENO
Departamento de Matemática / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. CLAYTON RODRIGO MARQUI
Departamento de Desenvolvimento Tecnológico / Embraer SA

Ilha Solteira, 28 de maio de 2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, por estar presente em minha vida e ter me dado condições de realizar esse trabalho.

Gostaria de agradecer a minha família, em especial aos meus pais Marcelo e Regina, que me apoiaram durante todo o trabalho independentemente do momento ser bom ou ruim e que me fizeram acreditar no meu trabalho e na minha competência.

Agradeço também aos meus amigos, principalmente aos quais com quem convivi na república durante esses anos, por me ajudarem diretamente na execução do trabalho e pela parceria do dia-a-dia, que com certeza sentirei falta daqui para frente.

Agradeço ao meu orientador pela oportunidade de realizar esse trabalho e também ao professor Douglas D. Bueno, que mesmo não sendo meu coorientador, ajudou muito no desenvolvimento do trabalho e me fez aprender bastante sobre o tema estudado.

Agradeço também aos meus avós, Edi e Abele, pela convivência e ensinamentos compartilhados e que, infelizmente, me viram começar esse trabalho, entretanto não puderam me ver finalizando-o.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica e a Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista, pela possibilidade de crescimento.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro, que possibilitou a execução deste trabalho.

RESUMO

Compressores herméticos alternativos são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno e médio porte. O sistema de válvulas automáticas utilizadas para controlar os processos de sucção e descarga é um componente importante deste tipo de compressor. O estudo experimental ou analítico/numérico destes processos é bastante complexo devido, principalmente, à interação fluido-estrutura entre as válvulas e o escoamento de fluido refrigerante. Uma revisão de literatura mostra que este tema ainda merece muita atenção dos pesquisadores, em particular daqueles que necessitam de dados experimentais acurados para validação de metodologias numéricas. Este é o contexto deste trabalho, cujo objetivo é descrever a dinâmica do movimento de um modelo de válvula usada neste tipo de compressor. Sensores ópticos foram utilizados para medir o deslocamento instantâneo de modelos de válvulas fabricadas em aço mola SAE 1070 com 0,4 e 0,5 mm de espessura. Os testes foram realizados para escoamentos com números de Reynolds variando de 1.500 a 19.000. A descrição da dinâmica da válvula foi apresentada pela sua amplitude, frequência, pressão máxima à montante do escoamento da válvula e pelo coeficiente de restituição no impacto entre a válvula e o assento. De uma maneira geral, identificamos que a dinâmica da válvula depende significativamente de sua rigidez, do valor de força de pré-carga que está sujeita e do número de Reynolds do escoamento que incide sobre sua superfície. O impacto entre válvula e assento também altera significativamente a dinâmica do movimento.

Palavras-chave: Refrigeração. Compressor. Válvula. Interação fluido-estrutura. Dinâmica da válvula.

ABSTRACT

Hermetic reciprocating compressors are widely used in small and medium size vapor compression refrigeration systems. An important component of this type of compressor is the automatic valve system used for controlling the suction and discharge processes. The experimental or analytical/numerical study of this system is complex due to the fluid-structure interaction between the valves and the refrigerant flow. A literature review suggests that this theme still deserves attention from the researchers, in particular for those who need accurate experimental data to validate numerical methodologies. We aim to describe the dynamics of a suction valve model used in this type of compressor. Optical sensors were used to measure the instantaneous displacement of a spring-steel SAE 1070 valve model with 0.4 and 0.5 mm thickness. The tests were performed for Reynolds number of the flow ranging from 1,500 to 19,000. We present the dynamic behavior of the valve by its amplitude, frequency, maximum upstream pressure of the valve, and coefficient of restitution of the impact between valve and seat. Generally, we identify that the valve dynamics depends significantly on its stiffness, precharging force and Reynolds numbers of the flow. The impact between valve and seat also significantly change the dynamics of the movement.

Palavras-chave: Refrigeration. Compressor. Valve. Fluid-structure interaction. Valve dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Distribuição de perdas para um compressor hermético	15
Figura 2	Distribuição de perdas termodinâmicas	16
Figura 3	Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo - (A) vista geral e (B) detalhe do sistema de sucção e descarga . . .	17
Figura 4	Exemplo de uma placa válvula de um compressor hermético	18
Figura 5	Deslocamento e vazão mássica em válvulas de sucção e descarga .	18
Figura 6	Influência da rigidez no comportamento dinâmico das válvulas . .	19
Figura 7	Bancada experimental	25
Figura 8	Seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em válvulas	26
Figura 9	Modelo da válvula do tipo palheta testada	27
Figura 10	Efeito da pré-carga nas válvulas	30
Figura 11	Configurações para estabelecer as condições iniciais dos testes . . .	32
Figura 12	Medição da força de pré-carga	33
Figura 13	Seção de testes para a determinação dos parâmetros estruturais das válvulas	35
Figura 14	Geometrias utilizadas para o cálculo do volume das válvulas	36
Figura 15	Deslocamento e velocidade reamostrados	38
Figura 16	Ciclos de fechamento da válvula utilizados para o cálculo do im- pacto	38
Figura 17	Resultados obtidos a partir dos testes de martelo de impacto para a Válvula 1 de 0,4 mm de espessura com pré-carga	41
Figura 18	Deslocamento instantâneo das válvulas 1 e 2 para as quatro con- figurações testadas	44

Figura 19	Região de comportamento sem impacto entre a válvula e o assento - Válvula 2	46
Figura 20	Média das aberturas máximas das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas	47
Figura 21	Média das pressões máximas à montante das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas	48
Figura 22	Modelo massa-mola-amortecedor do sistema	50
Figura 23	Diferentes comportamentos dinâmicos da válvula de acordo com o amortecimento do sistema	51
Figura 24	Reamostragem do deslocamento instantâneo da válvula	53
Figura 25	Frequência aeroelástica das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas	54
Figura 26	Coeficientes de restituição para a Válvula 1 - testes com e sem pré-carga	55
Figura 27	Coeficiente de restituição válvula 2 - testes com e sem pré-carga	56
Figura 28	Deslocamento instantâneo da Válvula 3 de 0,5 mm de espessura para as três configurações testadas	58
Figura 29	Deslocamento instantâneo da Válvula 4 de 0,5 mm de espessura para as duas configurações testadas	60
Figura 30	Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as configurações sem pré-carga	62
Figura 31	Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4 para as configurações sem pré-carga	62
Figura 32	Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as configurações com pré-carga	64
Figura 33	Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4 para as configurações com pré-carga	64

Figura 34	Média das aberturas máximas da Válvula 3 para as configurações com e sem pré-carga	65
Figura 35	Média das pressões máximas à montante da Válvulas 3 para as configurações com e sem pré-carga	66
Figura 36	Média das aberturas máximas da Válvula 4 para as configurações com e sem pré-carga	66
Figura 37	Média das pressões máximas à montante da Válvulas 4 para as configurações com e sem pré-carga	67
Figura 38	Frequência aeroelástica das válvulas 3 e 4 para as cinco configurações testadas	68
Figura 39	Coeficiente de restituição da Válvula 3 - testes com e sem pré-carga	69
Figura 40	Coeficiente de restituição da Válvula 4 - testes com e sem pré-carga	70
Figura 41	Aparato experimental utilizado para a aferição do sensor ótico . . .	79
Figura 42	Dados da exatidão do sensor ótico	80
Figura 43	Curva de fabricação do sensor ótico	80
Figura 44	Comportamento da incerteza absoluta de viscosidade ($\delta\mu$) em função da viscosidade	84
Figura 45	Comportamento da incerteza relativa de viscosidade ($\%\delta\mu$) em função da viscosidade	84
Figura 46	Comportamento da incerteza absoluta de número de Reynolds (δRe) em função do número de Reynolds	86
Figura 47	Comportamento da incerteza relativa de número de Reynolds ($\%\delta Re$) em função do número de Reynolds	86
Figura 48	Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as cinco configurações testadas	96
Figura 49	Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4 para as cinco configurações testadas	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Parâmetros para a obtenção da massa das válvulas 1 a 4 por meio do método 1	41
Tabela 2	Parâmetros estruturais das válvulas 1 a 4	42
Tabela 3	Folgas iniciais e forças de pré-cargas estimadas para as configurações testadas	43
Tabela 4	Cálculo da constante β	52
Tabela 5	Médias e incertezas - testes das Válvulas 1 e 2 sem pré-carga	89
Tabela 6	Médias e incertezas - testes das Válvulas 1 e 2 com pré-carga	91
Tabela 7	Médias e incertezas - testes das Válvulas 3 e 4 sem pré-carga	92
Tabela 8	Médias e incertezas - testes das Válvulas 3 e 4 com pré-carga	93
Tabela 9	Parâmetros utilizados para o cálculo do coeficiente de restituição - testes das Válvulas 1 a 4 sem pré-carga	97
Tabela 10	Parâmetros utilizados para o cálculo do coeficiente de restituição - testes das Válvulas 1 a 4 com pré-carga	98

LISTA DE SÍMBOLOS

Abreviaturas

AA	- Aumento abrupto da vazão
AG	- Aumento gradual da vazão
BTU	- <i>British Thermal Unit</i>
CMOS	- <i>Complementary Metal Oxide Semiconductor</i>
CCD	- <i>Charged Coupled Device</i>
COP	- Coeficiente de Performance
CPC	- Com pré-carga
IBGE	- Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
INMETRO	- Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
LDV	- <i>Laser Doppler Velocimetry</i>
NFFT	- <i>Non-uniform Fast Fourier Transform</i>
SAE	- <i>Society of Automotive Engineers</i>
SPC	- Sem pré-carga

Letras Latinas

$Amortecimento_{total}$	- Coeficiente de amortecimento total do sistema [$kg.s^{-1}$]
A	- Máxima abertura da válvula [mm]
A_{max}	- Máxima abertura da válvula [mm]
c	- Coeficiente de amortecimento [$kg.s^{-1}$]
d	- Deslocamento da válvula medido pelo sensor [mm]
D	- Diâmetro do tubo de orifício [mm]
e_{rf}	- Coeficiente de restituição
$Erro\%_F$	- Erro percentual do cálculo da força de pré-carga [%]
f	- Frequência do movimento [s^{-1}]
F	- Força de pré-carga [$kg.m.s^{-2}$]
F_{num}	- Força de pré-carga obtida numericamente [$kg.m.s^{-2}$]
F_{num}	- Força de pré-carga obtida experimentalmente [$kg.m.s^{-2}$]
F_{num}	- Força de entrada do martelo de impacto [$kg.m.s^{-2}$]
g	- Aceleração da gravidade [$m.s^{-2}$]
H	- Distância lida pelo sensor com a válvula fechada [mm]
K	- Rigidez estrutural do sistema [$kg.s^{-2}$]
m_{exp}	- Massa adicionada para a retirada da folga inicial [g]

m_{real}	- Massa da válvula que apresenta comportamento dinâmico [g]
m_{total}	- Massa total da válvula [g]
\dot{m}	- Vazão mássica [$kg.s^{-1}$]
N	- Número de amostras para o cálculo da incerteza
P	- Distância entre o assento e o pico inferior do deslocamento da válvula [m]
P_{max}	- Máxima pressão à montante da válvula [$kg.m^{-1}.s^{-2}$]
R	- Constante ideal dos gases [$m^2.s^{-2}.K^{-1}$]
$R(x_1, x_2, \dots, x_n)$	- Variável genérica para o cálculo da propagação de incertezas
Re	- Número de Reynolds
$s(t)$	- Deslocamento considerando como referência o assento [mm]
s	- Desvio padrão
t	- Tempo [s]
t_p	- Coeficiente t-student
T	- Temperatura absoluta [K]
T_c	- Temperatura de condensação [K]
T_e	- Temperatura de evaporação [K]
u	- Deslocamento da válvula [mm]
\dot{u}	- Velocidade da válvula [$mm.s^{-1}$]
\ddot{u}	- Aceleração da válvula [$mm.s^{-2}$]
V	- Velocidade média do escoamento [$mm.s^{-1}$]
V_a	- Velocidade da válvula antes do choque [$m.s^{-1}$]
V_d	- Velocidade da válvula depois do choque [$m.s^{-1}$]
V_{real}	- Volume da válvula que apresenta comportamento dinâmico [m^3]
V_{total}	- Volume total da válvula [m^3]
x_1	- Distância do micrômetro [mm]
y_1	- Distância do sensor ótico [mm]

Letras Gregas

α	- Superfície que encosta no assento na medição do H
β	- Constante proporcional à força aeroelástica na válvula [$kg.s^{-1}$]
δ	- Abertura inicial da válvula [mm]
δA	- Incerteza referente à máxima abertura da válvula [mm]
δD	- Incerteza referente ao diâmetro do tubo de orifício [mm]
δf	- Incerteza referente à frequência do movimento [s^{-1}]
δP_{max}	- Incerteza referente à pressão máxima à montante [$kg.m^{-1}.s^{-2}$]
δRe	- Incerteza referente ao número de Reynolds
δT	- Incerteza referente à temperatura do escoamento [K]

δX	- Incerteza final do parâmetro x
δX_m	- Incerteza de medição do parâmetro x
δX_{sensor}	- Incerteza de medição do sensor
$\delta \mu$	- Incerteza de referente à viscosidade absoluta [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
μ	- Viscosidade absoluta [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
ν	- Número de graus de liberdade
ρ	- Massa específica [$kg.m^{-3}$]
ω	- Primeiro harmônico fundamental [s^{-1}]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Motivação	14
1.2	Válvulas em compressores alternativos	16
1.3	Estado da Arte	19
1.4	Objetivos	22
2	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	24
2.1	Bancada Experimental	24
2.2	Seção de Testes	25
2.3	Instrumentação Utilizada	28
2.4	Procedimento Experimental e Redução de Dados	29
2.4.1	<i>Testes para descrever o comportamento dinâmico das válvulas sob ação de escoamentos com vazão constante</i>	29
2.4.2	<i>Testes para determinar os parâmetros estruturais das válvulas</i>	34
2.4.3	<i>Impacto entre a válvula e o assento</i>	37
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	40
3.1	Parâmetros estruturais	40
3.2	Dinâmica das válvulas	42
3.2.1	<i>Folga inicial e força de pré-carga</i>	42
3.2.2	<i>Comportamento dinâmico das válvulas quando sujeitas a ação do escoamento</i>	43
4	CONCLUSÃO	73
	REFERÊNCIAS	76
	APÊNDICE A - CALIBRAÇÃO SENSOR ÓTICO	79

APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS	81
APÊNDICE C - TABELAS DE INCERTEZAS	89
APÊNDICE D - RESULTADOS PARA AS VÁLVULAS 3 E 4	96
APÊNDICE E - CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE RESTITUIÇÃO	97

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

De acordo com a Eletrobrás (2007), 22% da energia elétrica no país é consumida pelo setor residencial, dos quais 22% são consumidos pelos refrigeradores domésticos, 20% por aparelhos de ar condicionado e 5% por *freezers*. Além disso, pesquisas do IBGE constataram que de 1995 para 2009 o número de casas que possuíam refrigeradores aumentaram de 75% para 93,5%, havendo uma estimativa de 99,5% em 2016. Isto indica claramente a necessidade de aumentar a eficiência desses equipamentos para reduzir o seu consumo de energia.

A grande maioria destes equipamentos utiliza o ciclo de refrigeração por compressão a vapor para produzir o efeito de resfriamento desejado, sendo o compressor alternativo hermético um dos mais utilizados neste ciclo. Possamai e Todescat (2004) apontaram que houve um aumento de 60% na eficiência dos compressores de 1984 a 2004 (Figura1). Mesmo assim, apenas cerca de 50% da eficiência do ciclo real fora atingida em comparação com a eficiência do ciclo ideal - semelhante a um ciclo de Carnot, mas considerando como temperaturas dos reservatórios as temperaturas do refrigerante no condensador e evaporador, ou seja, desconsiderando as diferenças de temperatura entre o refrigerante escoando no ciclo e o meio.

Possamai e Todescat (2004) mediram uma eficiência térmica de 1,85 para um compressor alternativo operando com R134a em uma temperatura de evaporação (T_e) de -27°C (para uma temperatura do espaço refrigerado de -15°C) e uma temperatura de condensação (T_c) de 42°C (para uma temperatura do meio externo de 32°C). Um ciclo ideal de Carnot operando entre as mesmas temperaturas possui uma eficiência térmica de 3,57 ($T_e/(T_c-T_e)$). A partir da eficiência medida, os autores elaboraram um mapa de perdas de ciclo e perdas do compressor (Figura 1).

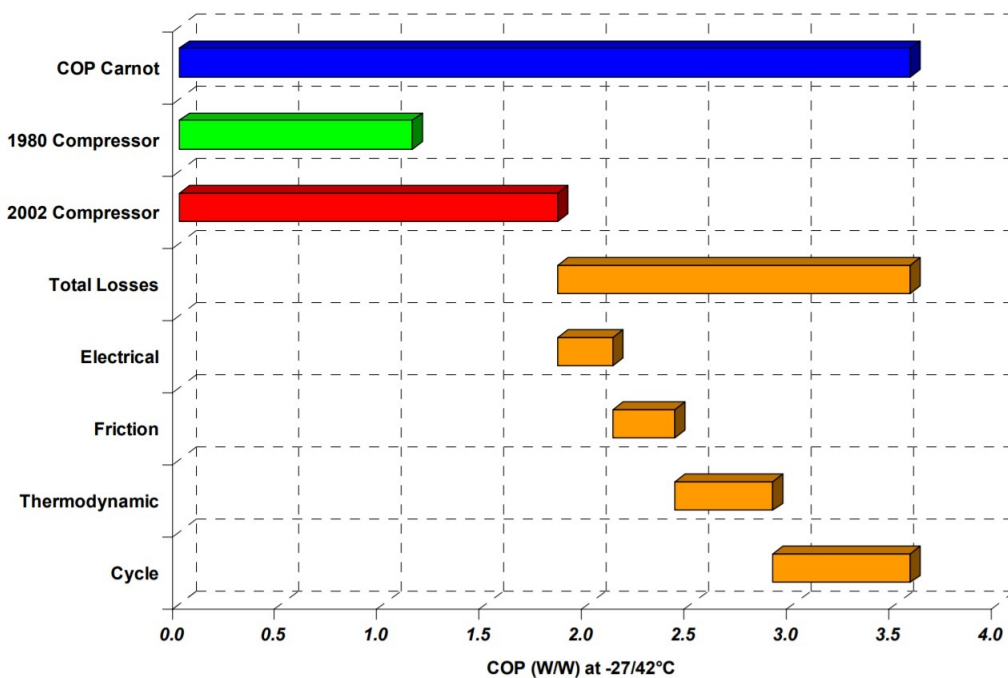
Os autores classificam como perdas de ciclo aquelas que ocorrem nos processos de expansão e compressão. Enquanto no ciclo de Carnot o trabalho produzido no processo de expansão é usado, no ciclo de compressão de vapor a expansão é isentálpica, ou seja, sem produção de trabalho. No ciclo de Carnot o processo de compressão é isentrópico até a temperatura de condensação - na região de vapor superaquecido - e, então, deve haver um processo de compressão isotérmico até a pressão de condensação - isto deve ocorrer para que todo o processo no condensador seja isotérmico (ciclo de Carnot). Entretanto, no ciclo de compressão de vapor, o processo de compressão é considerado pelos autores como um processo de compressão isentrópico até a pressão de condensação. Os autores encontraram perdas de ciclo da ordem de 40% das perdas

totais.

Na verdade, o processo de compressão real é politrópico, com o coeficiente politrópico dependendo da termodinâmica do gás e do projeto do compressor (POSSAMAI; TODESCAT, 2004). Os autores atribuem as diferenças entre o processo de compressão isentrópico até a pressão de condensação e o processo real politrópico a perdas termodinâmicas - cerca de 30% das perdas totais. Além dessas perdas, também existem as perdas por atrito - cerca de 15% das perdas totais - e perdas elétricas - cerca de 15% das perdas totais.

As perdas por atrito têm suas origens no atrito dos componentes mecânicos envolvidos no funcionamento do compressor. As perdas elétricas ocorrem no motor elétrico e seus equipamentos auxiliares. As perdas termodinâmicas, por sua vez, são atribuídas ao escoamento do refrigerante dentro do compressor, ou seja, superaquecimento do refrigerante na sucção, perdas viscosas, retorno de gás e vazamentos.

Figura 1 – Distribuição de perdas para um compressor hermético



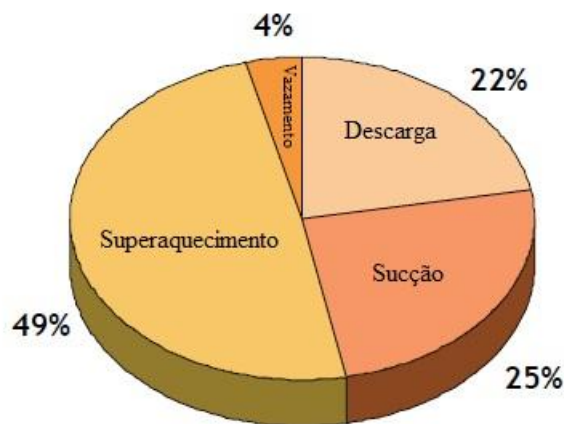
Fonte: Possamai e Todescat (2004)

Uma análise semelhante para as perdas de compressor de alta eficiência com capacidade de 900BTU/h, operando com fluido refrigerante R134a, foi realizado por Ribas et al. (2008). Nessa análise, os autores dividiram a eficiência geral do compressor em: eficiência elétrica, mecânica e termodinâmica, sendo esta última a de menor valor - usualmente entre 80% e 83% -, demonstra que ainda existe espaço para melhorias nesta área. Segundo os autores, as principais perdas termodinâmicas são referentes ao

superaquecimento e aos processos de sucção e descarga (Figura 2). Os dados ainda indicam que o escoamento pelas válvulas de sucção e descarga é responsável por grande parte das perdas termodinâmicas neste tipo de compressor (47%).

As perdas nos processos de sucção e descarga têm sido alvos de muitas investigações e, apesar da complexidade geométrica das válvulas e da forte interação fluido-estrutura existente no escoamento pelas válvulas dificultarem a modelagem do problema, muitos avanços já foram obtidos na última década, mas ainda há espaço para novas conquistas em termos de eficiências dos sistemas de válvulas. O foco atual da maioria das pesquisas está em prever, com menor incerteza, a dinâmica das válvulas levando em consideração o problema de interação fluido-estrutura.

Figura 2 – Distribuição de perdas termodinâmicas



Fonte: Adaptado de Ribas et al. (2008)

1.2 Válvulas em compressores alternativos

Atualmente, os compressores mais utilizados em sistemas de refrigeração doméstica são os compressores herméticos alternativos (YESILAYDIN; ERBAY, 2015), cujo motor e mecanismo de compressão são montados dentro de um recipiente rígido hermético, com o objetivo de evitar vazamentos de fluido refrigerante para o ambiente (RIBAS et al., 2008) - Figura 3. Devido à facilidade de fabricação e ao baixo custo, válvulas do tipo palheta - que são simplesmente lâminas engastadas - são utilizadas neste tipo de compressor. Além do baixo custo, a vedação e a rigidez obtidas em um único componente reduzem o número de peças do compressor. Seu funcionamento é regido apenas pela diferença de pressão entre as duas câmaras que ela separa (YOSHIZUMI et al., 2014), não necessitando de acionamentos externos, o que permite denominá-las de válvulas automáticas. O escoamento pela válvula de sucção ocorre quando a pressão na câmara de sucção é superior à pressão no interior do cilindro. Em contrapartida, o

processo de descarga é ocasionado quando a pressão no interior do cilindro supera a pressão existente na câmara de descarga. Na Figura 4 é possível visualizar os detalhes de uma válvula tipo palheta usada em compressores herméticos alternativos.

Para que o compressor tenha um bom funcionamento, é necessário que as válvulas atendam alguns requisitos, tais como: possuir resposta rápida às variações de pressão, permitir uma vazão elevada de fluido quando abertas, provocar a menor perda de carga possível, evitar retorno de refrigerante e possuir resistência às solicitações mecânicas. A obtenção dessas características no sistema de válvulas é um passo fundamental para se conseguir um bom desempenho termodinâmico e uma boa confiabilidade no compressor. Por isso, entender o funcionamento das válvulas é fundamental no projeto de um compressor eficiente e confiável (MANTRI et al., 2014; BHAKTA; MANTRI; TAMMA, 2014).

Entretanto, em contrapartida à simplicidade de fabricação de válvulas tipo palheta, conseguir todos esses requisitos é um grande desafio, principalmente devido ao problema de interação fluido-estrutura - além da força do escoamento causar o movimento da palheta (estrutura), o movimento da palheta interfere no escoamento do fluido. Além desse tipo de interação, o impacto entre palheta e assento é outro fenômeno presente no problema, o que também dificulta seu entendimento.

Figura 3 – Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo - (A) vista geral e (B) detalhe do sistema de sucção e descarga

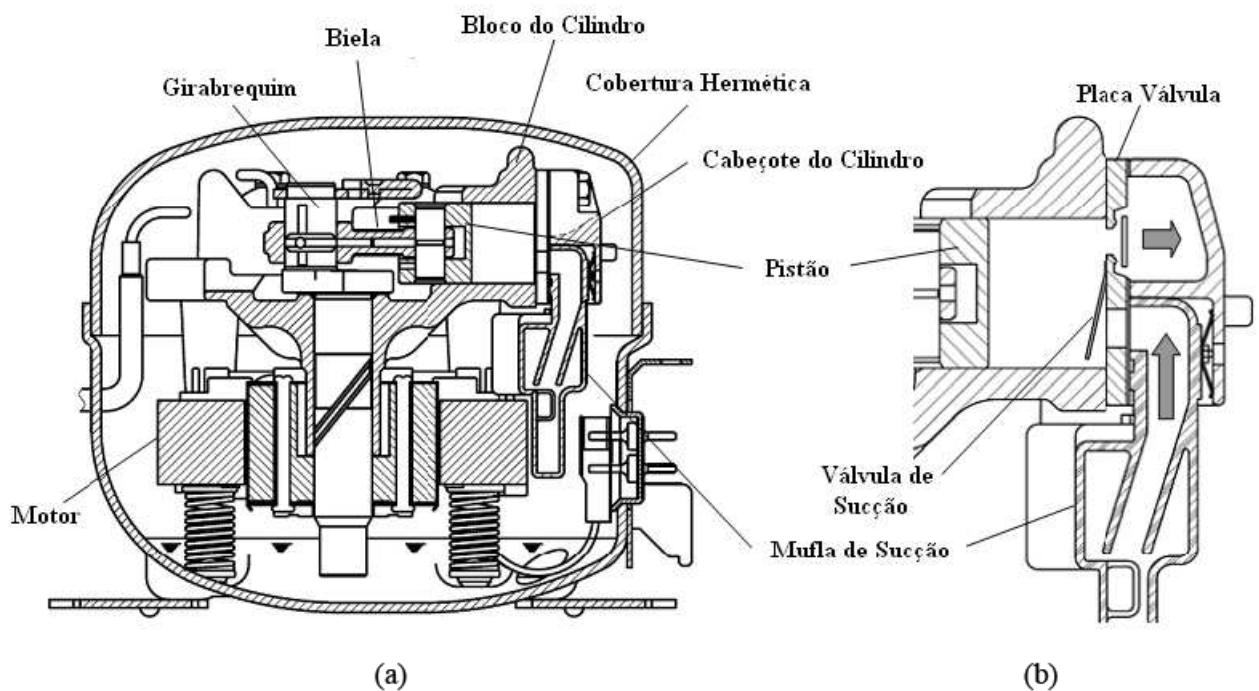
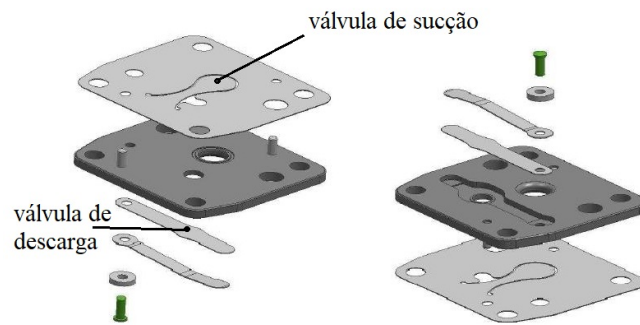


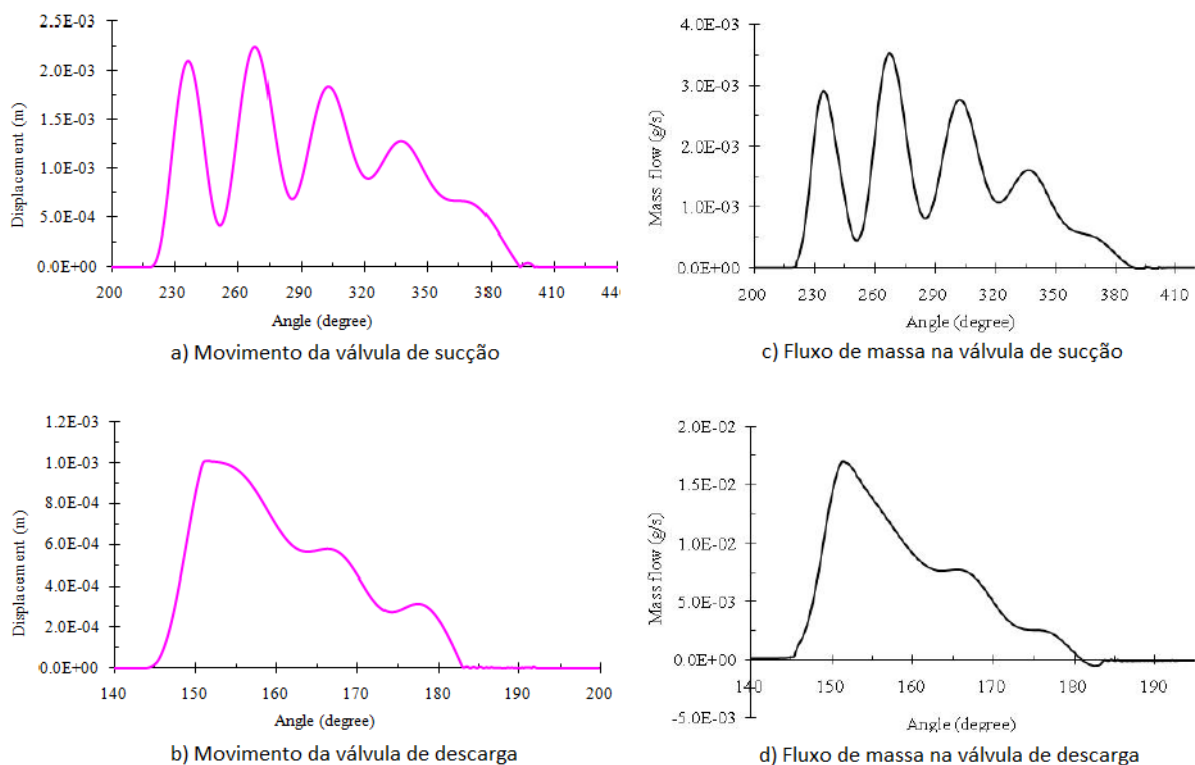
Figura 4 – Exemplo de uma placa válvula de um compressor hermético



Fonte: Arantes (2013)

O problema de interação fluido-estrutura é particularmente importante em válvulas de sucção devido às maiores oscilações - denominadas de flutter - que ocorrem durante o processo de sucção, como mostrado por Wu e Wang (2014) - Figura 5. Nessa figura, observamos que durante o ciclo de sucção, na qual a válvula deveria permanecer completamente aberta para possibilitar a entrada de refrigerante na câmara de compressão, a válvula oscila várias vezes, reduzindo sua abertura e, conseqüentemente, a vazão de refrigerante succionado. Isso reduz a eficiência termodinâmica do compressor. O mesmo fenômeno ocorre com menor magnitude na válvula de descarga.

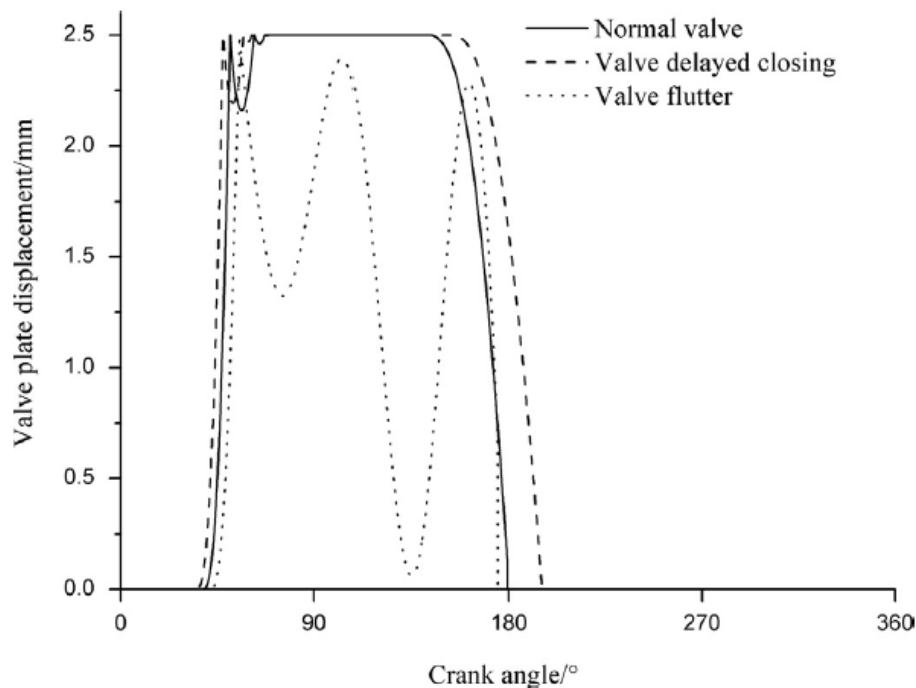
Figura 5 – Deslocamento e vazão mássica em válvulas de sucção e descarga



Fonte: Adaptado de Wu e Wang (2014)

O fenômeno de flutter é influenciado pela rigidez do sistema (WANG et al., 2015). Os autores mostram que em sistemas mais rígidos - linha tracejada da figura -, a válvula demora mais para abrir e fechar em relação à válvula denominada de normal. Entretanto, para sistemas menos rígidos - linha pontilhada da figura -, o fenômeno de flutter é acentuado.

Figura 6 – Influência da rigidez no comportamento dinâmico das válvulas



Fonte: Wang et al. (2015)

O comportamento dinâmico dos sistemas de válvulas também é influenciado por outros parâmetros: coeficiente de amortecimento (LOHN et al., 2016), diâmetro do orifício de alimentação, máxima abertura da válvula e volume morto da câmara de compressão (RIGOLA; PÉREZ-SEGARRA; OLIVA, 2005) e condições de operação do compressor (LEMKE et al., 2016). Aqui, estamos interessados em analisar a influência da rigidez e da força de pré-carga no comportamento dinâmico de válvulas. Trabalhos envolvendo a análise da força de pré-carga não foram encontrados na literatura pesquisada.

1.3 Estado da Arte

O sistema de válvula, por ser importante do ponto de vista de eficiência do compressor, tem sido um dos elementos mais pesquisados nos últimos 30 anos. Uma revisão bibliográfica mostra a existência de trabalhos experimentais e de simulação numérica envolvendo tanto válvulas em funcionamento no compressor, como modelos de

válvulas testadas fora do compressor.

Um dos modelos de válvulas mais utilizados é a geometria denominada de difusor radial. Uma revisão bibliográfica abrangente até o ano de 2002 sobre estudos experimentais, analíticos e numéricos envolvendo diversos aspectos do escoamento em difusores radiais foi apresentada por Souto (2002), que citou trabalhos realizados desde 1960. Em função de sua simplicidade, a geometria do difusor radial continuou sendo muito utilizada para o estudo de válvulas após 2002, principalmente nos estudos analíticos e de simulação numérica. Por não ser o foco deste trabalho, estes estudos não serão aqui abordados.

Um levantamento bibliográfico dos trabalhos envolvendo geometrias reais de válvula de compressores evidencia alguns trabalhos puramente de modelagem e solução numérica e outros com resultados de solução numérica, mas com algum tipo de validação experimental. Alguns poucos trabalhos são dedicados à investigação puramente experimental do comportamento dinâmico das válvulas, quando em funcionamento normal durante a operação do compressor. Ainda assim, a metodologia experimental não é explicitada com o rigor e detalhes necessários na grande maioria destes trabalhos. Um número ainda menor de trabalhos apresentam investigações experimentais em modelos de válvulas instaladas em bancadas experimentais - fora do ambiente do compressor - onde pode existir um maior controle sobre os parâmetros de interesse.

Prater e Hnat (2003) descreveram uma metodologia experimental para medir a frequência natural e a razão de amortecimento em válvula usando um sensor ótico para medir o deslocamento da válvula. As medições foram realizadas em uma válvula de descarga usada em compressores do tipo pistão rolante. O sistema de placa válvula do compressor foi adaptado para possibilitar a investigação da pré-carga aplicada à válvula, viscosidade do óleo lubrificante e torque do parafuso de fixação da válvula. A desvantagem do método utilizado é que o movimento da válvula foi produzido manualmente (vibração livre da válvula), ou seja, o movimento da válvula não é provocado pela ação de um escoamento, o que não modela corretamente o fenômeno que ocorre no funcionamento da válvula no compressor.

Um trabalho experimental cuidadoso em válvulas de compressores foi desenvolvido por Habing e Peters (2006). Neste trabalho, os autores desenvolveram um método experimental para validar teorias usadas para investigar o comportamento transiente de válvulas de compressores. A bancada experimental desenvolvida permitiu a medição simultânea do deslocamento instantâneo da válvula (obtido por um sensor ótico), vazão instantânea do escoamento e queda de pressão instantânea na válvula. Uma desvantagem do trabalho é a geometria na forma de anel adotada para válvula, pois não é uma geometria usual de válvulas de compressores de refrigeração de pequeno e

médio porte.

Burgstaller et al. (2008) investigaram experimentalmente a influência dos principais parâmetros da válvula de sucção (frequência natural, pré-carga e geometria da área de entrada da válvula) na eficiência global de um compressor hermético. A influência dos parâmetros da válvula foi investigada pela medição da eficiência do compressor em funcionamento em um calorímetro. O deslocamento instantâneo da válvula foi medido usando LDV (*Laser Doppler Velocimetry*). Os resultados experimentais foram usados como dados de entrada para um programa de simulação global do compressor (a modelagem do compressor não foi apresentada). Como o foco principal do trabalho foi dado ao processo de simulação do compressor, a descrição da metodologia experimental foi muito superficial, o que não permite uma análise mais criteriosa dos resultados.

Em outro artigo publicado pelos mesmos autores citados no parágrafo anterior (NAGY et al., 2008), a técnica do LDV foi usada novamente para medir o movimento de válvulas de sucção e descarga de compressores alternativos em condições reais de operação. Os resultados das medições foram usados para validar um modelo unidimensional de simulação global do compressor. Um tema importante abordado pelos autores é a dificuldade de medir alguns dos parâmetros que devem ser usados na modelagem da dinâmica das válvulas, indicando que é preciso medir o movimento da válvula com elevada exatidão para evitar qualquer distúrbio nos fenômenos físicos que ocorrem no interior do compressor, ou seja, as medições devem ser pouco intrusivas. Ainda comentam que no passado qualquer técnica de medição dificilmente foi capaz de fazer estas medições sem influenciar significativamente as condições de funcionamento do compressor. A apresentação da metodologia experimental usada também não é completa neste trabalho, ou seja, não é possível reproduzir os resultados apenas com as informações fornecidas.

Um trabalho experimental cuidadoso em dinâmica de válvula de descarga de compressor de CO₂ foi desenvolvido por Ma et al. (2012). O movimento da válvula foi descrito durante a operação real do compressor. Um sensor de corrente (*eddy current sensor*) foi especialmente desenvolvido para as medições do movimento da válvula. Os autores investigaram a influência da pressão de descarga, distância do limitador (*valve lift*), rigidez da válvula e rotação do compressor sobre o comportamento dinâmico da válvula. A medição do movimento da válvula durante a operação real do compressor é a desvantagem da metodologia proposta, uma vez que não é possível isolar efeitos indesejados, tais como a presença do óleo lubrificante e efeitos de retroação dos mediadores.

Com o objetivo de investigar a relação entre a velocidade de operação do compres-

sor e a vibração de válvulas de compressores alternativos usados em refrigeradores e *freezers*, Lenz et al. (2010) usou LDV para medir a velocidade em um ponto da válvula da sucção. Os dados de velocidade foram integrados numericamente para fornecer o deslocamento da válvula em função do ângulo de manivela do compressor. Os autores reconhecem as limitações no uso de LDV devido à presença de óleo na região de medição, além da reflexão de luz e do tratamento superficial da superfície. A metodologia experimental também não foi apresentada em sua completitude.

Nagata, Nozaki e Akizawa (2010), assim como Lenz et al. (2010), também investigaram o efeito da rotação do compressor sobre a dinâmica do movimento da válvula de sucção para um compressor alternativo hermético operando entre 1500 e 4000 rpm. Entretanto, os autores usaram extensômetros para medir o deslocamento da válvula. Como já comentado anteriormente, o problema de usar extensômetros neste tipo de medição é a calibração do sensor, uma vez que o tipo de carregamento que ocorre na operação real da válvula é diferente do carregamento no processo de calibração. A metodologia experimental é descrita com mais cuidado, mas ainda assim é difícil reproduzir os dados experimentais com a descrição apresentada.

A revisão bibliográfica apresentada sugere que resultados experimentais sobre a dinâmica de válvulas de compressores (sucção ou descarga) ainda merecem atenção por duas razões. A primeira é que a maioria dos pesquisadores investigou o comportamento dinâmico das válvulas durante a operação real do compressor, o que não permite isolar efeitos indesejados durante as medições. A segunda razão é que a descrição da metodologia experimental empregada pelos pesquisadores, na grande maioria dos trabalhos publicados, não é realizada de forma adequada, não permitindo uma avaliação criteriosa dos resultados divulgados.

Portanto, este tema ainda merece muita atenção dos pesquisadores, principalmente daqueles que necessitam de dados experimentais acurados para validação de metodologias numéricas. Este é o contexto deste trabalho, cujo objetivo principal é modificar a seção de testes (local de instalação da válvula) de uma bancada experimental já existente para estudar o comportamento dinâmico de válvulas usadas em compressores de refrigeração.

1.4 Objetivos

O objetivo geral do trabalho é descrever a dinâmica do movimento de um modelo de válvula usada em compressores de refrigeração de pequeno e médio porte, quando sujeita à interação fluido-estrutura. Os objetivos específicos do trabalho são:

- medir o deslocamento da válvula usando um sensor ótico;

- avaliar a influência do número de Reynolds do escoamento na dinâmica da válvula;
- avaliar a influência da rigidez da estrutura na dinâmica da válvula;
- identificar e analisar a influência da pré-carga da estrutura na dinâmica da válvula.

2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste Capítulo apresentamos a bancada experimental e o procedimento experimental usados para analisar o comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em função do número de Reynolds do escoamento. Descrevemos também a metodologia usada para obter as características dinâmicas das válvulas - massa, rigidez e amortecimento. Além disso, mostramos o procedimento de redução de dados.

2.1 Bancada Experimental

A Figura 7 mostra o esquema da bancada experimental que foi construída por Andreotti (2013) para estudar o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo e móvel, assim como em modelos de válvula do tipo palheta (*reed valve*). Neste esquema, é possível observar a configuração de montagem dos principais equipamentos e dispositivos usados.

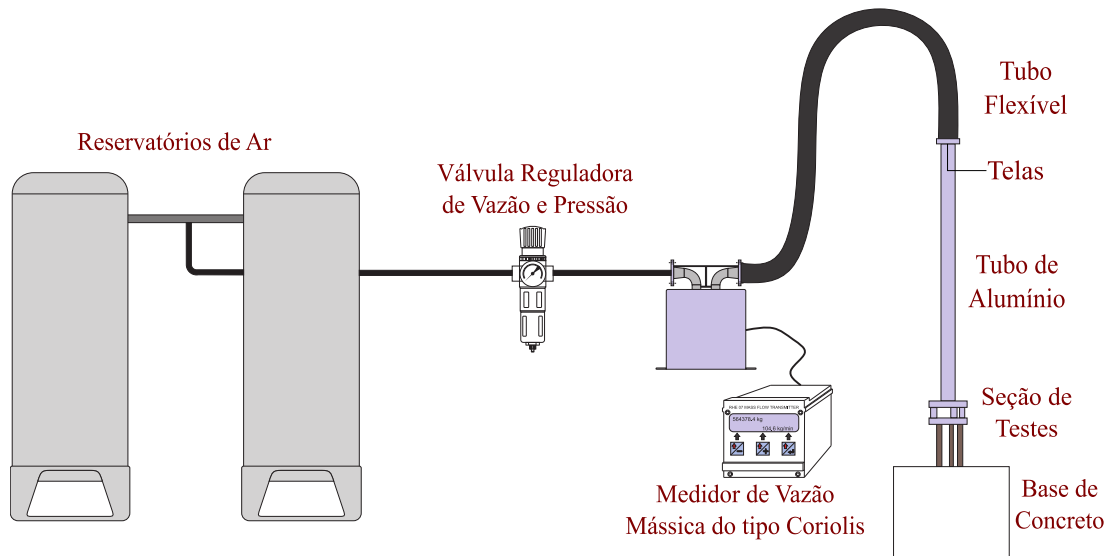
A bancada experimental é composta por dois reservatórios de ar comprimido, um medidor de vazão, uma mangueira flexível, um tubo de alumínio, duas válvulas de esfera, uma válvula reguladora de vazão, pela seção de testes, pelo sensor de deslocamento óptico e pelos instrumentos de medição.

A bancada experimental, projetada para operar com ar comprimido, foi instalada em uma sala com condicionamento de ar para possibilitar a realização dos testes numa temperatura aproximadamente constante. O ar é inicialmente armazenado em dois reservatórios de 500 litros de capacidade conectados em paralelo. A pressão de armazenamento é escolhida de maneira a proporcionar uma vazão de ar constante durante a aquisição de dados. Um compressor alternativo de dois estágios da marca *Wayne*[®], modelo *w7208 - H*, série 62865 com pressão máxima de 12 bar é usado para abastecer os dois reservatórios.

O ar escoar dos reservatórios para o sistema de controle do escoamento, que é constituído pela válvula reguladora de vazão e pressão e pelo medidor de vazão do tipo Coriolis. Esta válvula possui duas funções, a de filtrar possíveis impurezas do ar e parte de sua umidade, assim como a de manter constante a pressão de saída do escoamento. Desta forma, é possível manter uma vazão constante na seção de testes, apesar da redução de pressão nos reservatórios de ar comprimido, à medida que ocorre o seu esvaziamento. A partir das medições de vazão e temperatura obtidas pelo medidor de vazão do tipo Coriolis, calculamos o número de Reynolds do escoamento.

Após escoar pelo medidor de vazão, o ar é transportado para a seção de testes por

Figura 7 – Bancada experimental



Fonte: Moimas, Abrego e Gasche (2017)

meio de uma mangueira flexível e um tubo de alumínio com 2 m de comprimento, 34,9 mm de diâmetro interno e 38,1 mm de diâmetro externo. Na entrada do tubo de alumínio são instaladas duas telas de malha fina com o objetivo de iniciar a regularização do perfil de velocidade do escoamento. Esta regularização é completada com o uso do tubo de 2 m de comprimento, cuja função é produzir um escoamento com perfil de velocidade completamente desenvolvido na entrada da seção de testes.

2.2 Seção de Testes

A seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em geometrias reais de válvula do tipo palheta é mostrada na Figura 8. A peça base é montada em uma base de concreto para minimizar os efeitos de vibração transmitida por fontes externas. O disco anterior, que representa o assento do sistema de válvulas, é montado na peça base por meio de três espaçadores de 28 mm de comprimento, distanciados de 120° um do outro. O disco anterior possui um orifício com diâmetro interno de 34,9 mm, diâmetro externo de 130 mm e altura de 30 mm. O orifício foi projetado de maneira a se ajustar ao diâmetro externo do tubo e assegurar que a face externa do assento seja perpendicular à linha de centro do tubo. O escoamento incide na superfície da válvula causando seu deslocamento, que é medida por meio de um sensor óptico localizado na posição indicada na Figura 8. O eixo y representa o sentido de deslocamento da palheta adotado na análise dos resultados.

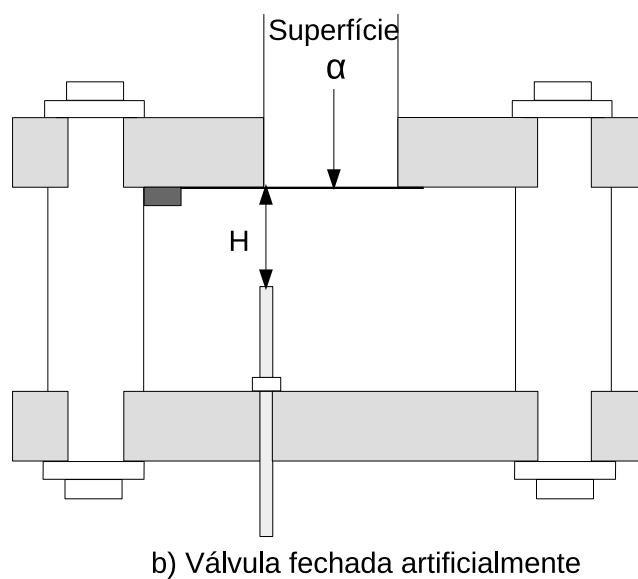
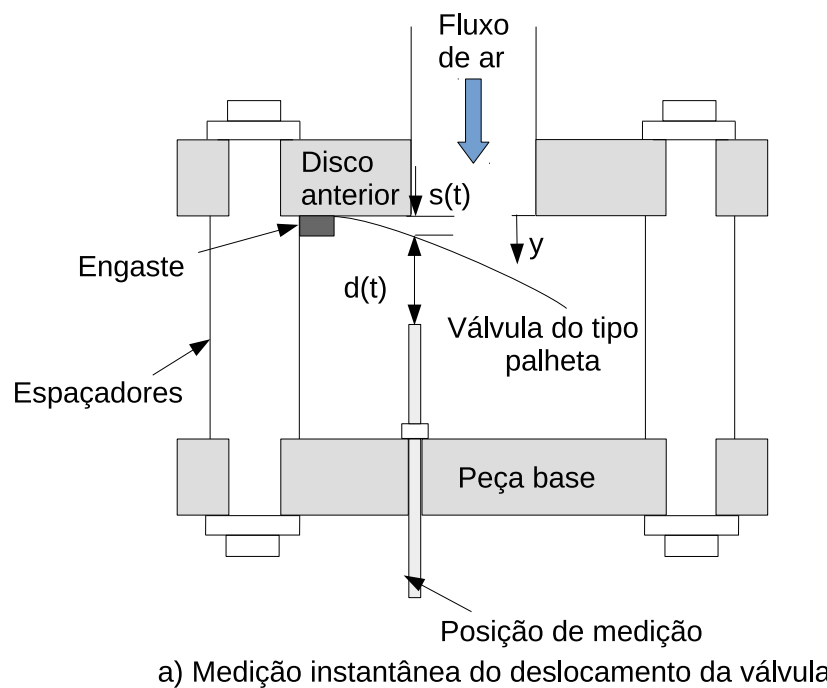
O deslocamento instantâneo da válvula medido pelo sensor óptico, $d(t)$, é referente à distância entre a extremidade do sensor e a superfície inferior da válvula (9 a). O

deslocamento instantâneo da válvula em relação ao assento, $s(t)$, é determinado por:

$$s(t) = H - d(t) \quad (1)$$

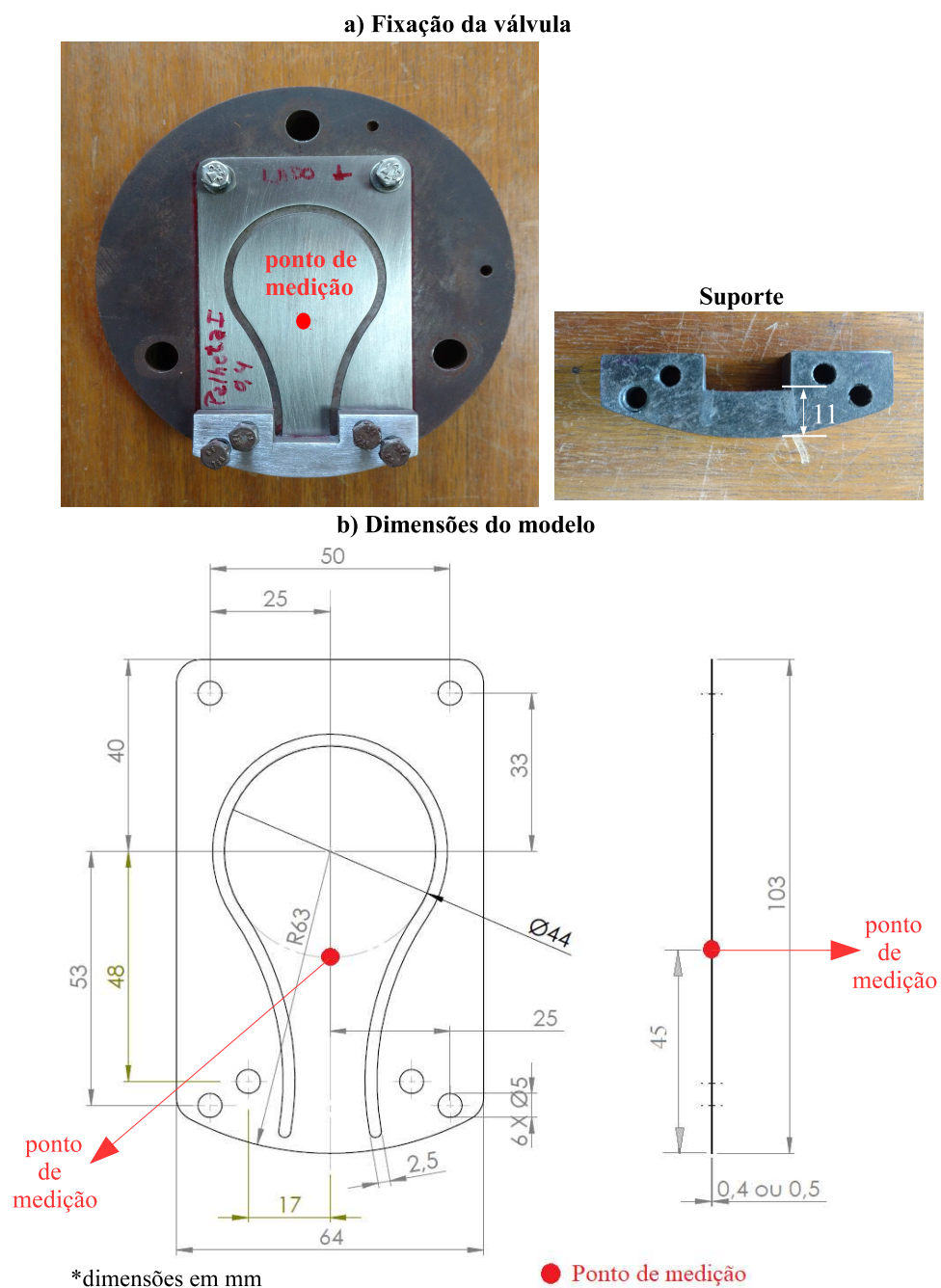
onde H é a distância medida pelo sensor quando a válvula está encostada no assento - válvula fechada (9 b). O parâmetro $s(t)$ é usado para descrever a dinâmica das válvulas no Capítulo 3.

Figura 8 – Seção de testes para o estudo da interação fluido-estrutura em válvulas



O modelo anterior da válvula do tipo palheta testado por Arantes (2013) era uma lâmina engastada em uma das extremidades por meio de dois parafusos. Este método de engaste foi alterado para garantir uma menor incerteza na determinação da posição de engaste. Este é um parâmetro que se mostrou importante na solução numérica do problema, pois pequenas diferenças (da ordem de 1 mm) podem causar diferenças significativas na amplitude e frequência do movimento da palheta.

Figura 9 – Modelo da válvula do tipo palheta testada



Fonte: Próprio autor

Atualmente, a válvula do tipo palheta é um modelo em escala ampliada de um tipo de válvula de sucção utilizada em compressores de refrigeração (Figura 9). Uma peça extra denominada de suporte é usada para demarcar com maior precisão a região de engaste da válvula. Isso permite que a posição do engaste seja identificada precisamente em modelos numéricos de simulação do problema. Os furos e o contorno da válvula foram realizados por corte a laser, visando atender as tolerâncias geométricas e dimensionais e, também, o melhor acabamento superficial. Neste trabalho, foram utilizadas duas válvulas de 0,4 mm e duas válvulas de 0,5 mm de espessura, todas de aço mola SAE 1070. As dimensões das válvulas são descritas na Figura 9b.

2.3 Instrumentação Utilizada

Durante a realização de um teste são medidos os seguintes parâmetros: temperatura do ar, pressão à montante da seção de testes, vazão do escoamento, pressão atmosférica e deslocamento instantâneo da palheta em relação ao assento.

A medição da pressão atmosférica foi realizada por meio de um barômetro marca *Feingerätebau Fischer*[®], com incremento de escala de 0,1 kPa. A pressão manométrica do escoamento à montante da válvula foi medida por um transdutor de pressão da marca *Honeywell*[®], com fundo de escala de 0,035 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. Os transdutores de pressão foram aferidos por meio da utilização de um manômetro de coluna de água, mostrando o bom funcionamento dos transdutores. Por esta razão e pela ausência de padrões de calibração de maior exatidão, optou-se por usar os dados de incerteza fornecidos pelo fabricante.

A vazão e a temperatura do ar foram medidas por um medidor de vazão do tipo Coriolis, modelo RHM 04 do fabricante *RHEONIK*[®] com as seguintes características: pressão de trabalho de até 250 bar, faixa de medição de 0,1 kg/min até 5 kg/min, menor valor de medição de 0.05 kg/min, resposta temporal de 30 ms e erro máximo de 0,2% do valor medido.

O deslocamento instantâneo da palheta foi medido por um sensor ótico *PHILTEC*[®], modelo mcDMS-RC100-T2, cuja curva de calibração é apresentada no Apêndice A. O sensor foi aferido usando um micrômetro, mostrando o funcionamento correto do sensor (Apêndice A). No entanto, a curva de calibração fornecida pelo fabricante foi utilizada no tratamento dos dados.

Os sinais dos instrumentos de medição de pressão, vazão e temperatura, com exceção do barômetro, foram conduzidos a um sistema de aquisição de dados da *National Instruments*[®]. O sistema consiste de duas placas de conversão Analógico/Digital, sendo uma delas modelo NI9215 (com quatro canais para a aquisição de pressão) e a

outra do modelo NI9203 (com oito canais para a aquisição da vazão) e de um chassi *NICompactDAQ* – 9178. O monitoramento e registro dos dados são tratados pelo software *LabView*[®].

Os sinais de deslocamento instantâneos obtidos por meio do sensor ótico foram conduzidos a um sistema próprio de aquisição do *Laser*, sendo os dados monitorados por meio de um *software* cedido pela empresa fabricante do sensor - *PHILTEC*[®]. Os dados sobre o deslocamento foram registrados e salvos em planilhas no formato *.TXT* ou *.XLS*.

2.4 Procedimento Experimental e Redução de Dados

A seguir descrevemos os procedimentos adotados para a realização dos testes das válvulas sob a ação de escoamentos com vazão constante e para a determinação dos parâmetros estruturais das válvulas - massa, rigidez equivalente, coeficiente de amortecimento e frequência natural.

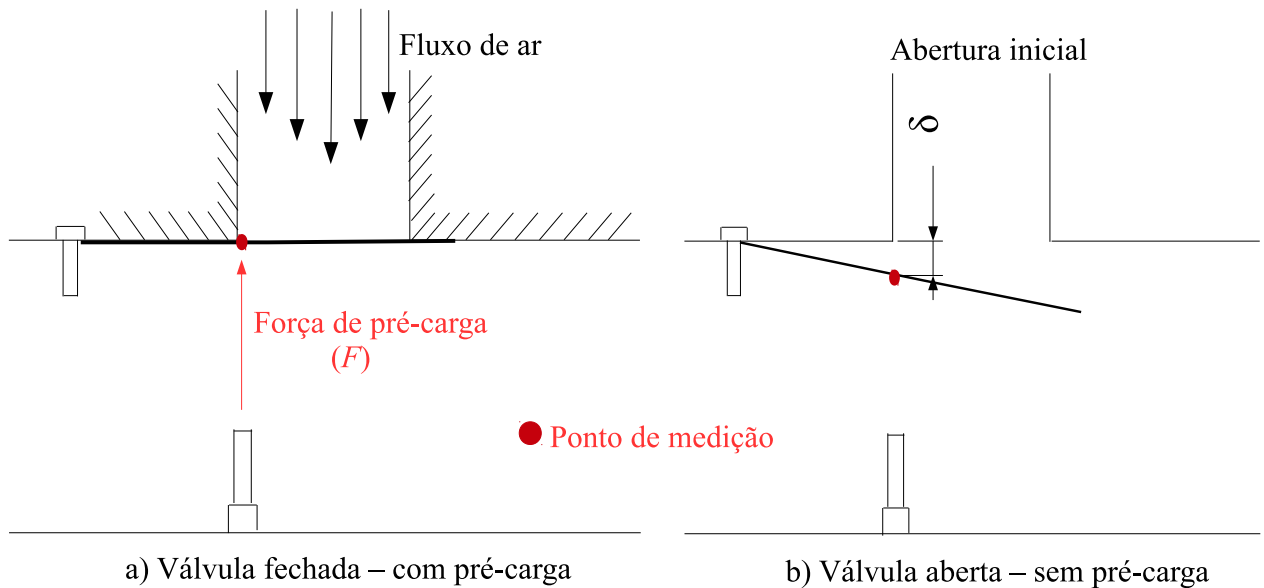
2.4.1 Testes para descrever o comportamento dinâmico das válvulas sob ação de escoamentos com vazão constante

Os testes para descrever o comportamento dinâmico foram realizados em quatro válvulas fabricadas em aço do tipo mola SAE 1070: duas válvulas de espessuras iguais a 0,4 mm e duas válvulas de espessuras iguais a 0,5 mm - as duas espessuras diferentes permitem estudar a influência da rigidez das válvulas em seus comportamentos dinâmicos.

Na montagem das válvulas na seção de testes observamos a existência de uma abertura, δ , entre as válvulas e o assento quando montadas de um lado e a ausência desta abertura quando montadas do lado oposto devido à falta de planicidade das peças. Atribuímos essa ausência de planicidade ao processo de fabricação a laser usado para a confecção das válvulas. Os testes preliminares das válvulas indicaram discrepâncias significativas entre os resultados dependendo do lado de montagem das válvulas - com abertura ou sem abertura. Como as válvulas montadas sem abertura permanecem pressionadas contra o assento, passamos a denominar os testes nestas condições como testes com pré-carga. Consequentemente, denominamos os testes realizados com abertura entre as válvulas e o assento como testes sem pré-carga (Figura 10).

Portanto consideramos a realização de testes em 4 válvulas: válvulas 1 e 2 de 0,4 mm de espessura com e sem pré-carga; válvulas 3 e 4 de 0,5 mm de espessura com e sem pré-carga.

Figura 10 – Efeito da pré-carga nas válvulas



Fonte: Próprio autor

Em compressores herméticos alternativos reais, se emprega a montagem sem pré-carga com a intenção de facilitar a equalização das pressões de descarga e sucção no início de funcionamento do compressor. No entanto, a montagem com pré-carga também merece atenção, uma vez que propicia uma melhor vedação do sistema, diminui o vazamento e refluxo do fluido refrigerante através dos orifícios das válvulas e proporciona respostas mais rápida das válvulas ao se fecharem.

Os testes foram realizados para escoamentos com números de Reynolds constantes variando de 1.500 a 19.000 quando possível, o que dependeu do fundo de escala do sensor ótico - 5 mm - e da vazão máxima possível do escoamento, limitada pelo valor máximo de pressão nos reservatórios de ar comprimido - 12 bar. O cálculo do número de Reynolds do escoamento foi realizado usando parâmetros no orifício de entrada do assento da válvula:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2)$$

onde V é a velocidade média do escoamento, D é o diâmetro do orifício (34,9 mm) e ρ e μ a massa específica e viscosidade absoluta do ar respectivamente. A massa específica foi calculada usando a equação de estado de gás ideal,

$$\frac{P}{\rho} = R_{ar} T \quad (3)$$

e a viscosidade absoluta foi calculada por:

$$\mu = \mu(T) = (k_1 + k_2T - k_3T^2) \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s} \quad (4)$$

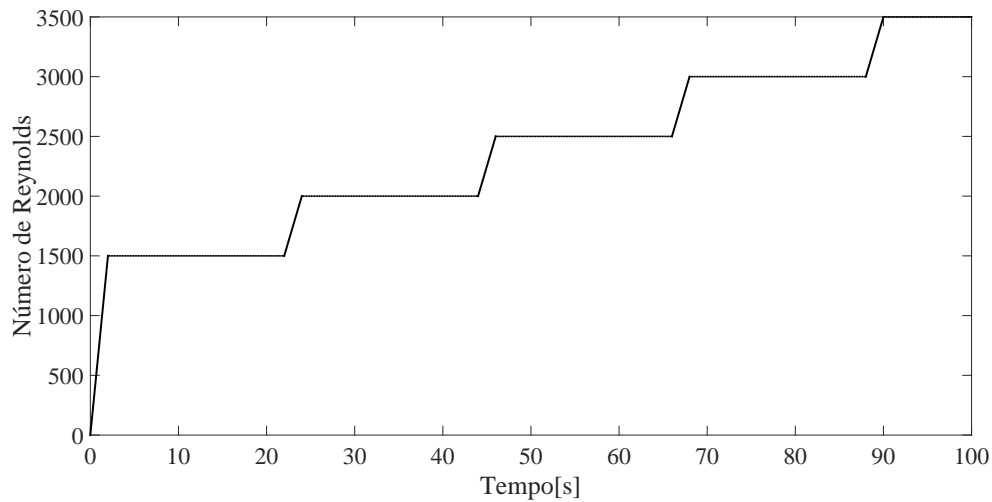
onde $k_1 = 0,872381 \text{ Pa.s}$, $k_2 = 7,028571 \cdot 10^{-2} \text{ Pa.s.K}^{-1}$, $k_3 = 3,81 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s.K}^{-2}$ e T a temperatura absoluta em *Kelvin* (BEAN, 1971).

Como os testes preliminares indicaram a sensibilidade do comportamento dinâmico em função das condições iniciais dos testes, aplicamos duas condições iniciais para o ajuste do número de Reynolds desejado em um determinado teste: aumento gradual do número de Reynolds até o valor desejado e aumento abrupto do número de Reynolds até o valor desejado (Figura 11).

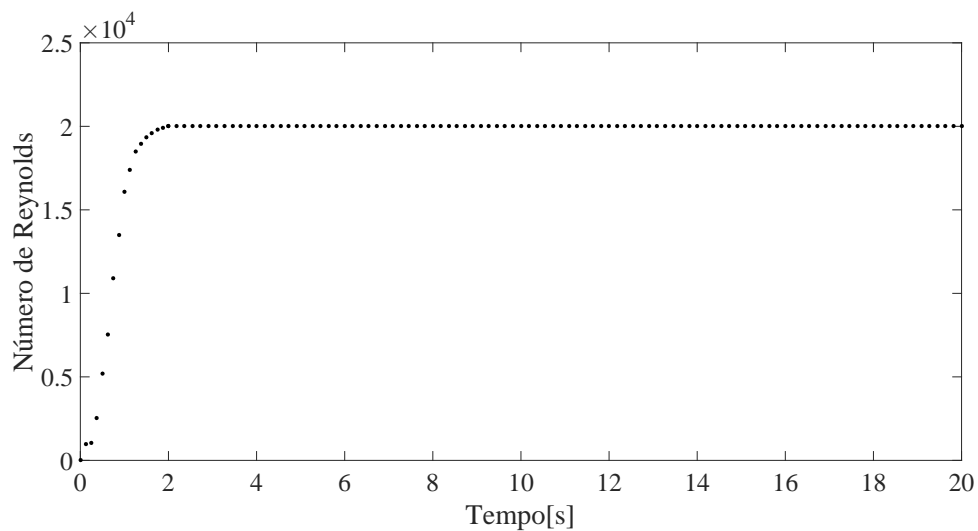
- aumento gradual: aumentamos a vazão do escoamento lentamente até o número de Reynolds desejado; registramos o deslocamento instantâneo da válvula para esse número de Reynolds; seguimos aumentando a vazão do escoamento lentamente até o próximo número de Reynolds desejado, fazendo a aquisição dos dados para esse número de Reynolds; e repetimos esse procedimento até o número de Reynolds final possível de ser atingido (Figura 11a);
- aumento abrupto: ajustamos a vazão do escoamento para o número de Reynolds desejado em um teste preliminar; fechamos as válvulas de bloqueio (válvulas de esfera) para interromper o escoamento e, após um intervalo de tempo, abrimos as válvulas de bloqueio rapidamente para produzir o escoamento instantaneamente (Figura 11b).

Para as válvulas 1 e 2 de 0,4 mm de espessura e para a válvula 4 de 0,5 mm de espessura realizamos 10 testes usando o procedimento de aumento gradual da vazão e apenas 1 teste usando o procedimento de aumento abrupto de vazão, para toda faixa de número de Reynolds. Este procedimento foi adotado pois não observamos variações significativas nos resultados do teste usando o aumento abrupto do número de Reynolds. Entretanto, para a válvulas 3 de 0,5 mm de espessura as variações de amplitude e frequência foram maiores, dependendo das condições iniciais. Portanto, realizamos 5 testes aumentando gradualmente a vazão e 11 testes aumentando bruscamente a vazão até o número de Reynolds desejado, em toda faixa de número de Reynolds.

Figura 11 – Configurações para estabelecer as condições iniciais dos testes



(a) aumento gradual



(b) aumento abrupto

Fonte: Próprio autor.

O principal parâmetro obtido em todos os testes foi o deslocamento instantâneo da válvula, $s(t)$, a partir do qual obtivemos a amplitude e a frequência do seu movimento. A medição da pressão à montante da válvula auxiliou na discussão dos Resultados.

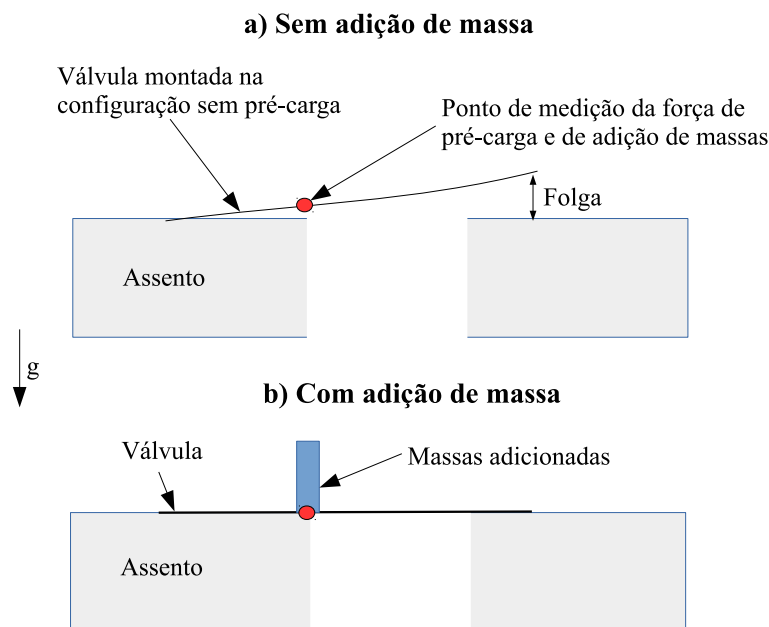
A abertura inicial, δ , foi medida para as válvulas 1 e 2 (0,4 mm de espessura) e 3 e 4 (0,5 mm de espessura) na configuração denominada de sem pré-carga. Nessa configuração, a montagem da válvula com uma das suas superfícies voltada contra o assento - superfície α na Figura 8 - produz naturalmente a abertura inicial. A medição dessa abertura foi realizada sem atuação do escoamento, antes de cada teste. Portanto, obtivemos 11 valores para cada válvula e o valor médio foi usado para caracterizar esse parâmetro. A abertura inicial, δ , foi calculada pela Equação 1 considerando $t = 0$, ou seja,

$$\delta = s(t=0) = H - d(t=0) \quad (5)$$

Quando a válvula é montada com a superfície oposta à superfície α voltada contra o assento, a válvula pressiona o assento e $\delta = 0$. A força da válvula contra o assento é denominada aqui de pré-carga. Para estimar a força de pré-carga, usamos o método de elementos finitos implementado no programa *Ansys*[®]. Para isso, a geometria com abertura é implementada numericamente e a força necessária para empurrar e manter a válvula contra o assento (sem abertura) é calculada.

Com o intuito de verificar os valores obtidos numericamente, medimos a força de pré-carga experimentalmente. Para isto, montamos a válvula na configuração sem pré-carga (com abertura inicial) e colocamos pequenas massas concentradas na região de implementação da força de pré-carga obtida numericamente - ponto de medição do laser (Figura 12a). A adição de massa foi feita até que não houvesse abertura entre a válvula e o assento (Figura 12b). Medimos 11 vezes a massa adicionada nas válvulas 1 a 4 - m_{exp} - em uma balança *Marte*[®] modelo AD5002 de incerteza igual a 0,01 g.

Figura 12 – Medição da força de pré-carga



Fonte: Próprio autor

Como as forças de pré-carga são de pequena ordem, devemos considerar a massa da própria válvula, m_{real} , para o cálculo da força de pré carga, F . O cálculo da massa da

válvula é explicado na Subseção 2.4.2. A força de pré-carga é dada por:

$$F = (m_{exp} + m_{real}) g \quad (6)$$

onde m_{exp} é a massa adicionada, m_{real} é a massa da válvula e g é a aceleração da gravidade ($9,81m/s^2$).

2.4.2 Testes para determinar os parâmetros estruturais das válvulas

Para descrever e apresentar adequadamente o comportamento dinâmico das válvulas é importante estabelecer claramente qual é o objeto de estudo. Neste caso, isso foi realizado pela determinação dos parâmetros estruturais das válvulas: rigidez, massa e frequência natural do primeiro modo de vibração. O conhecimento desses parâmetros também é de fundamental importância para descrever o modelo físico necessário para a implementação de uma metodologia analítica/numérica de solução do problema.

A princípio esses testes foram realizados visando determinar a frequência natural dos primeiros modos de vibração do sistema, entretanto se descobriu para os testes realizados que para as forças aplicadas nos testes de martelo de impacto, a válvula apresentou um comportamento não linear - presença de harmônicos na relação entrada / saída (Figura 17). Portanto, foram determinados os harmônicos fundamentais do sistema ao invés das frequências naturais do primeiro modo de vibração.

a) Determinação do harmônico fundamental

A determinação dos harmônicos fundamentais das válvulas foi realizada por meio dos resultados obtidos em testes com a válvula engastada livre - sem a ação de escoamento -, como mostrado na Figura 13. A mesma posição de engaste foi utilizada nesses testes. A válvula foi golpeada pelo martelo de impacto em sua base (Figura 13), de modo a evitar o efeito de repique, comum em estruturas delgadas. O movimento livre da válvula foi medido por um *Laser Polytec*[®] na posição central da válvula com o auxílio de um espelho, devido à dificuldade de posicionar o sensor na direção perpendicular da superfície da válvula (Figura 13). Segundo o fabricante, o erro de medição do *Laser* é de 0,001 mm/s.

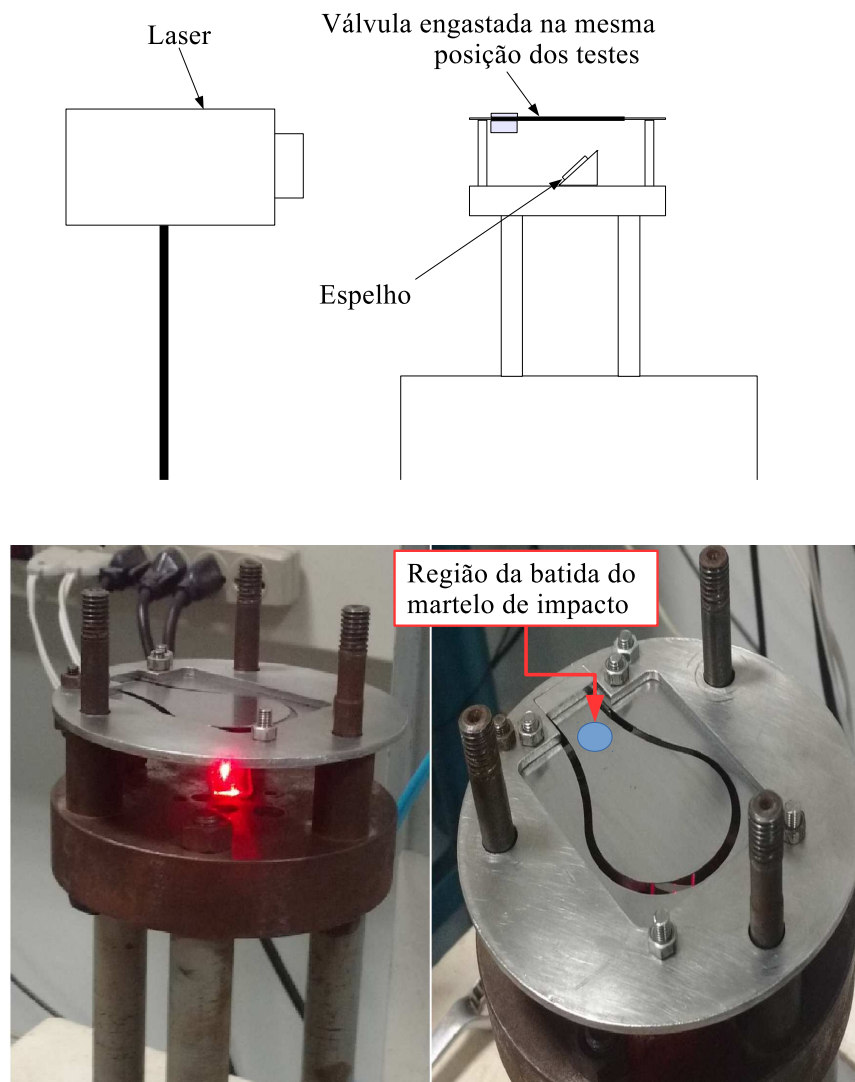
Realizamos 5 testes para cada uma das 2 configurações possíveis das 4 válvulas: testes com e sem pré-carga para as válvulas 1 e 2 de 0,4 mm de espessura e testes com e sem pré-carga para as válvulas 3 e 4 de 0,5 mm de espessura. Para cada 1 desses testes, utilizamos a média de 5 batidas na válvula, sendo que para cada medida consideramos um *trigger* a partir do nível de força do martelo. O tempo de aquisição de cada batida

foi 4 s.

Nesses testes foram usadas taxas de amostragem de 2048 Hz e 4096 pontos e janelamento do tipo retangular - parâmetros suficientes para a leitura do harmônico fundamental da válvula, que é de aproximadamente 40 Hz. Um filtro analógico anti-aliasing de 1000 Hz foi usado para evitar a influência de frequências superiores.

Durante os testes, medimos a força de entrada do martelo de impacto ($F_i(t)$) e a velocidade no centro da válvula ($V(t)$). A partir desses valores, calculamos a relação entre a entrada - força do martelo de impacto - e saída - velocidade no centro da válvula, sendo possível determinar o harmônico fundamental da válvula engastada livre (ω).

Figura 13 – Seção de testes para a determinação dos parâmetros estruturais das válvulas



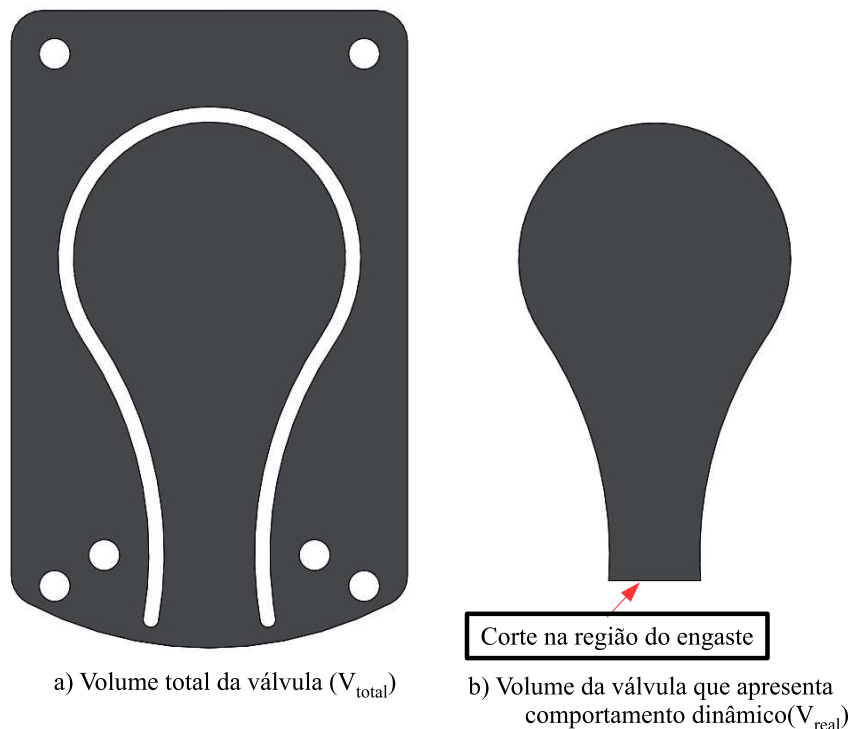
Fonte: Próprio autor

b) Determinação da massa e rigidez

Para a determinação da massa e rigidez das válvulas utilizamos dois métodos:

- método 1: calculamos o volume total da peça que contém a válvula, V_{total} , por meio do programa *Solidworks*[®] (Figura 14a) e medimos 11 vezes a massa total da peça, m_{total} utilizando uma balança *Marte*[®] modelo *AD5002* de incerteza igual a 0,01 g. Com isso, calculamos a densidade do material das válvulas, ρ , por meio da relação massa-volume. Medimos, também, o volume da válvula (Figura 14b), V_{real} , por meio do programa *Solidworks*[®] e, usando a densidade do material, calculamos a massa da válvula, m_{real} ;
- método 2: cortamos uma válvula de 0,5 mm de espessura com mesma geometria da Figura 14b), porém de material diferente - aço inoxidável AISI 304. Então medimos a massa da válvula na mesma balança 11 vezes. Como a densidade do aço não varia consideravelmente, estimamos que o valor da massa medida não seja significativamente diferente da massa calculada pelo método 1. Este método foi utilizado para verificar o resultado obtido por meio do método 1.

Figura 14 – Geometrias utilizadas para o cálculo do volume das válvulas



Fonte: Próprio autor

A rigidez das válvulas foram calculadas da seguinte relação entre massa e frequên-

cia natural, (RAO; YAP, 2011), sendo a frequência natural o primeiro harmônico fundamental calculado:

$$K = \omega^2 m_{real} \quad (7)$$

onde K é a rigidez do sistema e ω é primeiro harmônico fundamental do sistema.

Os coeficientes de amortecimento foram obtidos por meio do método de decremento logarítmico (RAO; YAP, 2011) da função de resposta ao impulso obtida por meio do teste de martelo de impacto com a válvula engastada livre:

$$\delta_k = \frac{1}{k} \ln \left(\frac{x_1}{x_k} \right) \quad (8)$$

$$\zeta = \frac{\delta_k}{2\pi} \quad (9)$$

onde δ_k é o decremento logarítmico, x é a amplitude do pico, k é o número de picos selecionados e ζ é o fator de amortecimento.

2.4.3 Impacto entre a válvula e o assento

Para as válvulas de maiores valores de rigidez - Válvulas 1 e 2 de 0,5 mm - notamos uma grande influência do impacto entre as válvulas e o assento em seus comportamentos dinâmicos. O impacto foi identificado por meio da determinação da velocidade antes (V_a) e depois do impacto (V_d) e do coeficiente de restituição (e_{rf}). Para isso, calculamos a velocidade usando os dados de deslocamento instantâneo das válvulas, usando a seguinte equação:

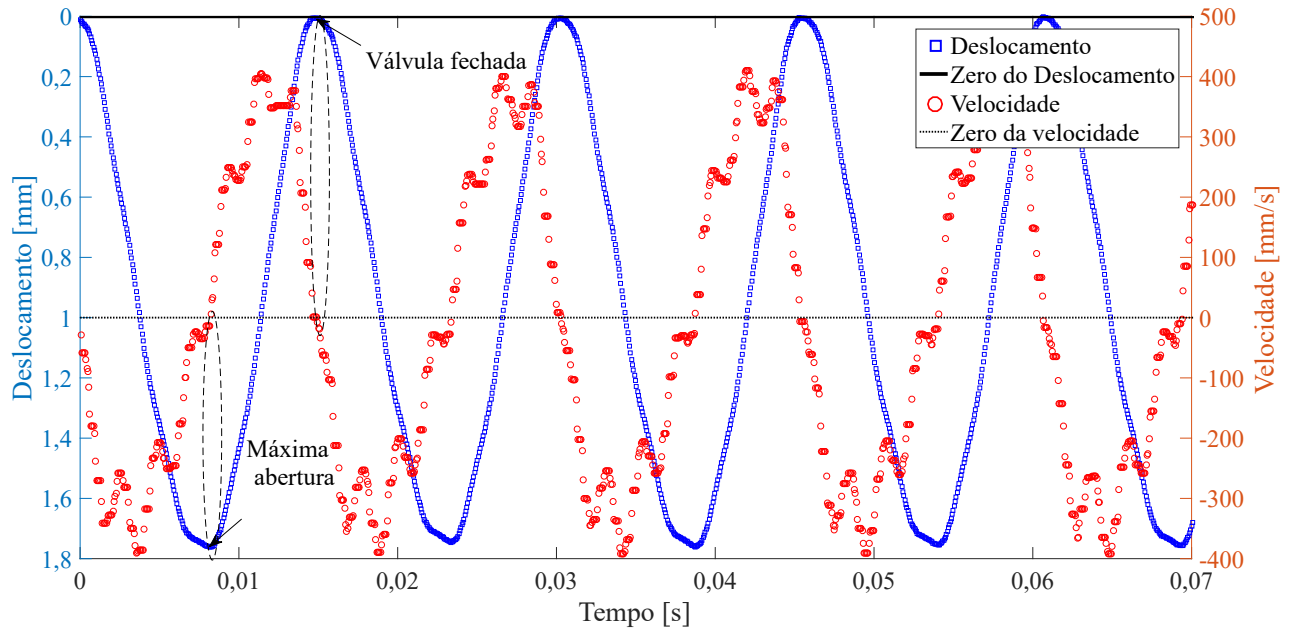
$$V_k = \frac{(s_{k+1} - s_k)}{(t_{k+1} - t_k)} \quad (10)$$

onde V_k é a velocidade entre dois pontos consecutivos k e $k + 1$, do deslocamento: s_k é o primeiro ponto e s_{k+1} é o ponto seguinte do deslocamento, a diferença $(t_{k+1} - t_k)$ é o intervalo de tempo percorrido entre o ponto k e $k + 1$ do deslocamento.

Na Figura 15 mostramos uma comparação entre o deslocamento e a velocidade para a Válvula 2 de 0,5 mm de espessura, considerando o lado sem pré carga, para

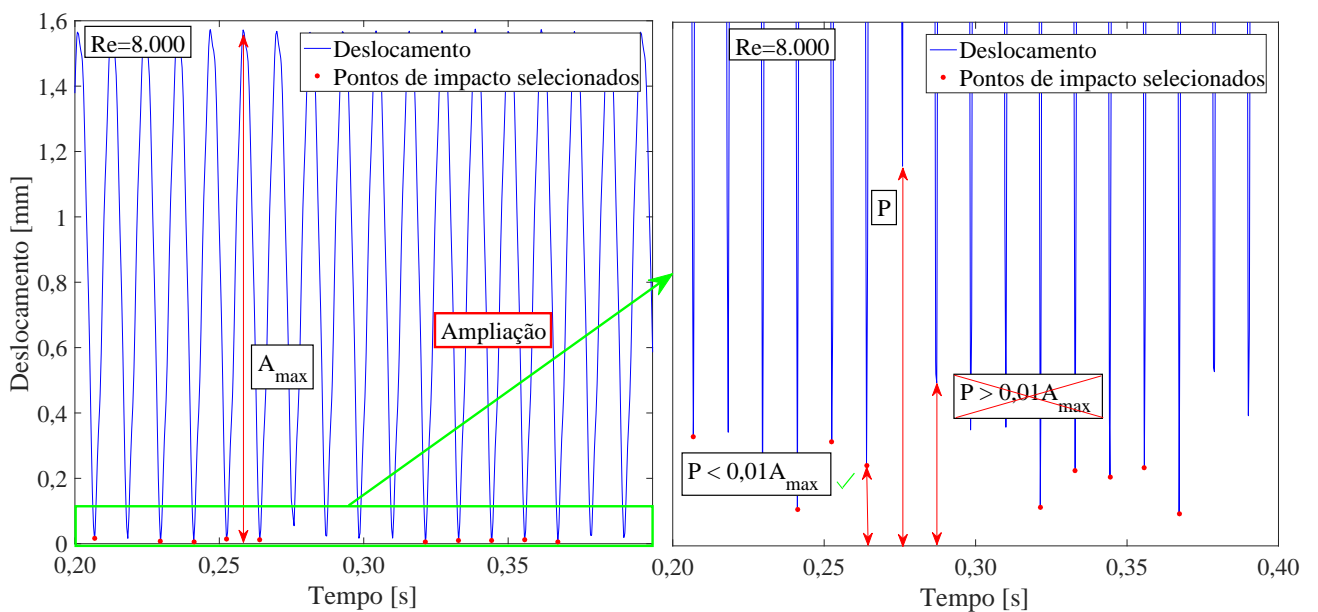
o número de Reynolds de 8.000. Nessa figura, notamos que a velocidade se anula quando a válvula atinge o disco anterior (assento) e também quando a sua abertura é máxima.

Figura 15 – Deslocamento e velocidade reamostrados



Fonte: Próprio autor

Figura 16 – Ciclos de fechamento da válvula utilizados para o cálculo do impacto



Fonte: Próprio autor

Devido ao impacto da válvula contra o assento ocorrer em um intervalo de tempo muito pequeno, nem todos os ciclos de fechamento da válvula apresentam dados identificando claramente o momento do impacto. Com isso, os dados referentes a velocidade antes e depois do impacto e o coeficiente de restituição proveniente destas velocidades podem gerar resultados não confiáveis. Portanto, consideramos apenas os ciclos de fechamento que apresentaram uma distância em relação ao assento (P) menor do que 0,5% da máxima abertura (A_{max}) para as Válvulas de 0,4 mm de espessura e menor do que 1% da máxima abertura para as Válvulas de 0,5 mm.

Esses valores de P foram escolhidos visando determinar coeficientes de restituição confiáveis, uma vez que pontos distantes do assento não representam adequadamente o impacto e, também que poucos picos ultrapassam ou se encontram próximos ao impacto entre o assento e a válvula, dificultando uma análise estatística. Então, consideramos valores de P intermediários que são diferentes de acordo com a espessura da válvula - consideramos maiores valores de P para as válvulas mais rígidas em vista do impacto mais intenso. Na Figura 16 é possível observar os ciclos de fechamento selecionados para a Válvula 2 do lado com pré-carga.

O coeficiente de restituição (e_{rf}) foi obtido a partir da razão entre as médias das velocidades antes (V_a) e depois do impacto (V_d) para os ciclos de fechamento selecionados (Equação 11). As médias das velocidades antes e depois do impacto foram calculadas para 20.000 pontos - aproximadamente 6,9 segundos. Nesses 20.000 pontos, calculamos a amplitude máxima (A_{max}) e selecionamos os ciclos de fechamento que apresentaram $P < 0,005A_{max}$ para as válvulas de 0,4 mm de espessura e $P < 0,01A_{max}$ para as válvulas de 0,5 mm de espessura. Nesses ciclos calculamos a velocidade antes e depois do impacto e a partir de todas as velocidades antes e depois do impacto calculamos as respectivas médias e, conseqüentemente o coeficiente de restituição.

$$e_{rf} = -\frac{V_d}{V_a} \quad (11)$$

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo apresentamos os resultados obtidos para as 8 configurações de válvulas testadas. Inicialmente apresentamos os resultados dos parâmetros estruturais obtidos nos testes de vibração livre, ou seja, quando as válvulas não estão submetidas a ação do escoamento.

Em seguida, mostramos os resultados da dinâmica das válvulas quando estão sujeitas a ação do escoamento. Primeiramente, mostramos os resultados para a abertura inicial, para as válvulas sem pré-carga, e para a força de pré-carga, quando as válvulas são instaladas na posição inversa. Posteriormente, apresentamos os resultados do deslocamento instantâneo em função do tempo, $s(t)$. A partir desses resultados, apresentamos os comportamentos da amplitude e da frequência em função do número de Reynolds do escoamento. O fenômeno de impacto entre a válvula e o assento também foi analisado pelo estudo das velocidades das válvulas antes e após o impacto, culminando com a determinação do coeficiente de restituição. Paralelamente, para auxiliar na discussão dos resultados, plotamos o comportamento da pressão do escoamento à montante da válvula.

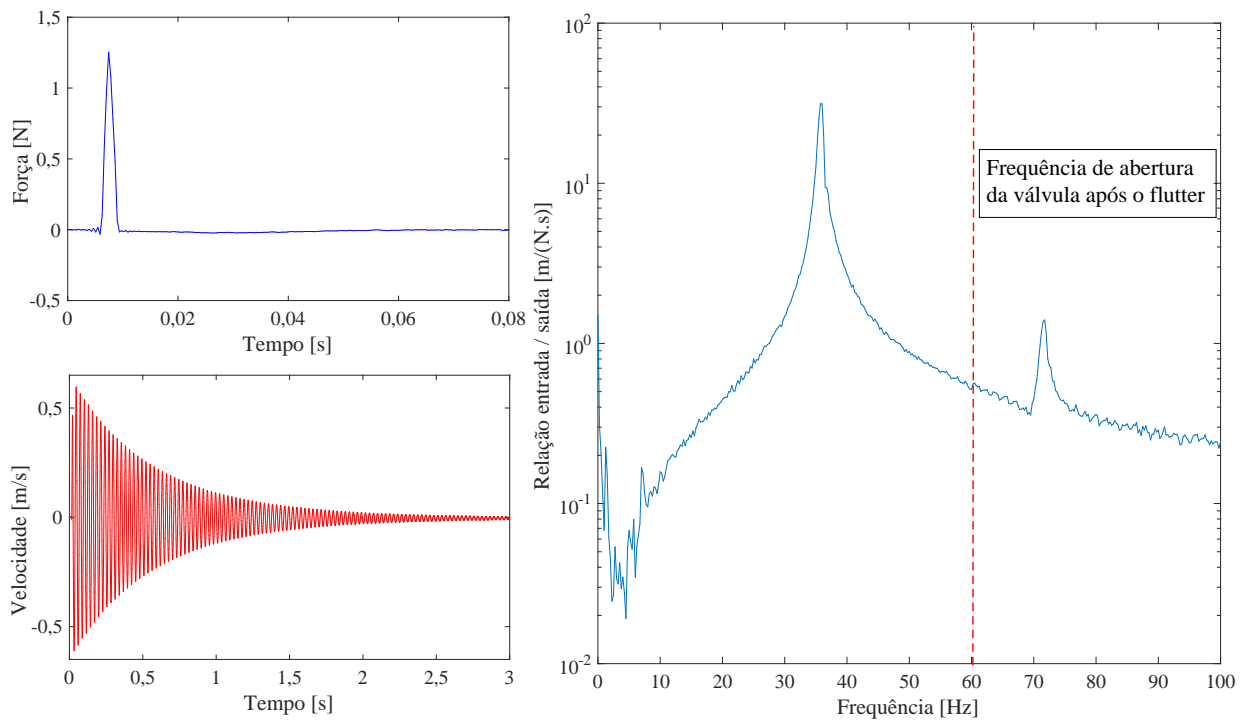
3.1 Parâmetros estruturais

Como exemplo de resultado, apresentamos na Figura 17 os dados de força do martelo de impacto, velocidade do movimento e da relação entre entrada e saída obtida dos dados, para um dos testes da válvula 1 de 0,4 mm de espessura com pré-carga.

Por meio da relação entre entrada e saída dos testes de martelo de impacto (Figura 17), observamos picos em frequências múltiplas da frequência do primeiro pico (harmônicos), o que caracteriza um sistema não-linear para os níveis de excitação empregados - para Válvula da Figura 17, o primeiro pico ocorre em 35,75 Hz e o segundo em 71,75 Hz. Esse comportamento foi visualizado em todos os testes para todas as configurações testadas, o que indica um comportamento não-linear da própria estrutura para os níveis de excitação empregados.

O nível de excitação foi verificado por meio dos maiores deslocamento das válvulas nos testes com martelo de impacto, integrando a velocidade medida pelo sensor. Esses deslocamentos máximos mostram que a própria estrutura da válvula apresenta comportamento não-linear quando se encontra na Região 3 após o mecanismo de *valve flutter* nos testes com escoamento (Figura 23), como veremos a frente. Para as Válvulas de 1 e 2 de 0,4 mm de espessura, deslocamentos a partir de 1,3 mm apresentaram não-linearidades, enquanto que para as Válvulas 3 e 4 de 0,5 mm de espessura, a partir de 1 mm de deslocamento as válvulas apresentaram harmônicos.

Figura 17 – Resultados obtidos a partir dos testes de martelo de impacto para a Válvula 1 de 0,4 mm de espessura com pré-carga



Fonte: Próprio autor

Para a determinação da rigidez precisamos da massa da válvula. Na Tabela 1 apresentamos os parâmetros utilizados para o cálculo da massa da válvula que apresenta comportamento dinâmico, m_{real} , por meio do método 1 descrito no Capítulo anterior.

Tabela 1 – Parâmetros para a obtenção da massa das válvulas 1 a 4 por meio do método 1

Método 1				
Parâmetros	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3	Válvula 4
$V_{total}(mm^3)$	2314	2314	2893	2893
$m_{total}(g)$	$17,61 \pm 0,01^*$	$17,76 \pm 0,01$	$22,22 \pm 0,01$	$22,26 \pm 0,01$
$\rho(kg/m^3)$	7612 ± 4	7676 ± 4	7680 ± 3	7696 ± 3
$V_{real}(mm^3)$	838	838	1048	1048
$m_{real}(g)$	$6,38 \pm 0,01$	$6,44 \pm 0,01$	$8,05 \pm 0,01$	$8,07 \pm 0,01$

Nota: * Incerteza de 11 testes realizados - t-student 95% de confiança (ver Apêndice B)

Fonte: Próprio autor

Usando o método 2, obtivemos uma massa de $8,12 \pm 0,02$ g para a válvula de 0,5 mm de espessura e aço inoxidável AISI304. Comparando com as massas das válvulas 3 e 4 obtidas por meio do método 1, temos uma diferença menor do que 1%, ou seja,

podemos considerar o método 1 confiável para a determinação da massa das válvulas.

Conhecendo a massa e o primeiro harmônico fundamental das válvulas, determinamos os valores de rigidez por meio da Equação 7. Os resultados obtidos mostram que os efeitos da força de pré-carga e da abertura inicial sobre os parâmetros estruturais são significativos, mesmo para os testes com válvulas em vibração livre (Tabela 2). Por exemplo, quando comparamos os valores de rigidez dos testes com e sem pré-carga, notamos que a força de pré-carga aumenta a rigidez do sistema em até 10%.

Como as massas das válvulas de mesma espessura são aproximadamente iguais, o comportamento da rigidez está associado diretamente ao primeiro harmônico fundamental (Equação 7). Este comportamento é nítido quando comparamos os testes da válvula 3 sem pré-carga (3 – 05SPC) e os testes da válvula 4 com pré-carga (4 – 05CPC) - há uma diferença de 10% na frequência e 17% na rigidez.

Tabela 2 – Parâmetros estruturais das válvulas 1 a 4

Válvulas de 0,4 mm de espessura			
Válvula	ω_n (Hz)	m_{real} (g)	K (N/m)
1-04SPC - $\delta = 0,34 \pm 0,03$ mm	$34,7 \pm 0,7^*$	$6,38 \pm 0,01^{**}$	$303,5 \pm 0,2$
1-04CPC - F=320 mN ***	$35,7 \pm 0,2$	$6,38 \pm 0,01$	$321,2 \pm 0,2$
2-04SPC - $\delta = 0,25 \pm 0,02$ mm	$36,2 \pm 1,4$	$6,44 \pm 0,01$	$333,1 \pm 0,2$
2-04CPC - F=235 mN	$37,9 \pm 0,2$	$6,44 \pm 0,01$	$365,1 \pm 0,2$
Válvulas de 0,5 mm de espessura			
3-05SPC - $\delta = 0,29 \pm 0,01$ mm	$42,3 \pm 0,3$	$8,05 \pm 0,01$	$568,8 \pm 0,2$
3-05CPC - F=530 mN	$43,4 \pm 0,2$	$8,05 \pm 0,01$	$598,7 \pm 0,2$
4-05SPC - $\delta = 0,43 \pm 0,02$ mm	$44,8 \pm 1,1$	$8,07 \pm 0,01$	$639,3 \pm 0,2$
4-05CPC - F=780 mN	$46,3 \pm 0,3$	$8,07 \pm 0,01$	$682,8 \pm 0,2$

Notas: * Incerteza de 5 testes realizados - t-student 95% de confiança

** Incerteza de 11 testes realizados - t-student 95% de confiança

*** Forças obtidas por elementos finitos no Ansys

Fonte: Próprio autor

3.2 Dinâmica das válvulas

3.2.1 Folga inicial e força de pré-carga

Após a montagem de uma determinada válvula na seção de testes e antes da realização dos testes com a ação do escoamento na válvula, medimos a abertura inicial existente entre a válvula e o assento, δ , que surge devido ao seu processo de fabrica-

ção. Esse procedimento é realizado após cada uma das 11 montagens de uma mesma válvula - esse é o número de repetições dos testes de cada válvula (Tabela 3).

Quando a válvula é montada com a superfície oposta voltada contra o assento, essa abertura desaparece. Entretanto, como nessa montagem a válvula fica pressionando o assento, essa configuração é denominada de teste com pré-carga. As forças de pré-carga foram estimadas de duas formas, pelo método de elementos finitos implementados no programa *Ansys*, F_{num} , e experimentalmente pela adição de massas, F_{exp} , sendo ambas apresentadas na Tabela 3. Os valores entre parênteses da tabela referem-se às incertezas dos 11 testes para a distribuição t-student com 95% de confiança. Nesta tabela também comparamos os valores das duas forças, F_{num} e F_{exp} , através do desvio calculado, $Desvio_F\%$, pela seguinte equação:

$$Desvio_F\% = \frac{|F_{num} - F_{exp}|}{F_{num}} \quad (12)$$

Tabela 3 – Folgas iniciais e forças de pré-cargas estimadas para as configurações testadas

Válvula	δ (mm)	F_{num} (mN)	F_{exp} (mN)	$Desvio_F\%$
1-04SPC	0,34 ± 0,03*	-	-	-
1-04CPC	-	320 ± 37	339 ± 1	5,8
2-04SPC	0,25 ± 0,02	-	-	-
2-04CPC	-	235 ± 17	270 ± 1	15,0
3-05SPC	0,29 ± 0,01	-	-	-
3-05CPC	-	530 ± 13	581 ± 1	9,6
4-05SPC	0,43 ± 0,02	-	-	-
4-05CPC	-	780 ± 29	824 ± 1	5,7

Nota:* Incerteza de 11 testes realizados - t-student 95% de confiança

Fonte: Próprio autor

Os desvios referentes às duas formas de calcular a força de pré-carga, $Desvio_F\%$, mostram que a metodologia de elementos finitos usada para o cálculo da força de pré-carga fornece resultados aceitáveis.

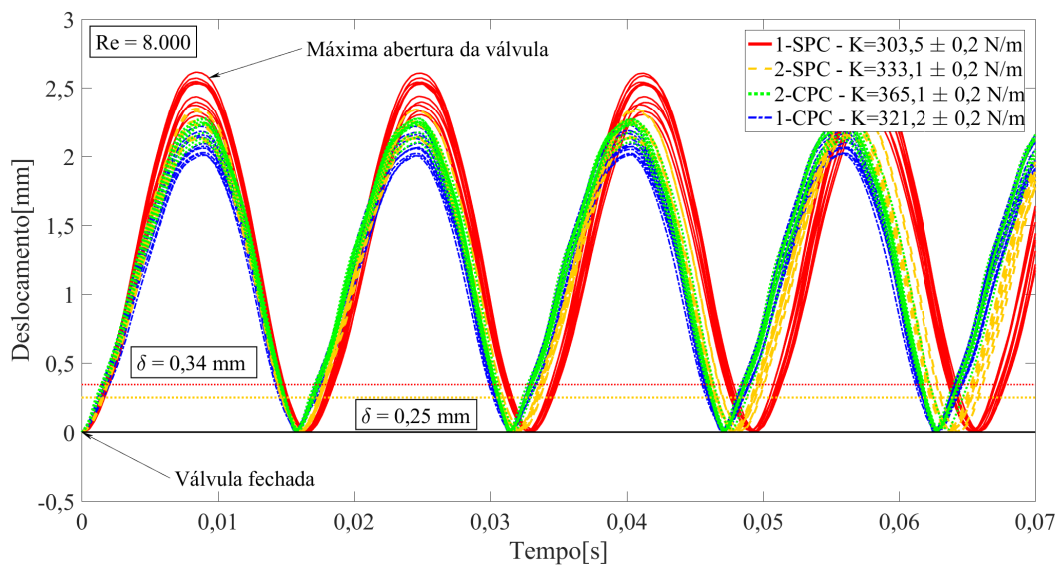
3.2.2 Comportamento dinâmico das válvulas quando sujeitas a ação do escoamento

a) Válvulas 1 e 2 de 0,4 mm de espessura

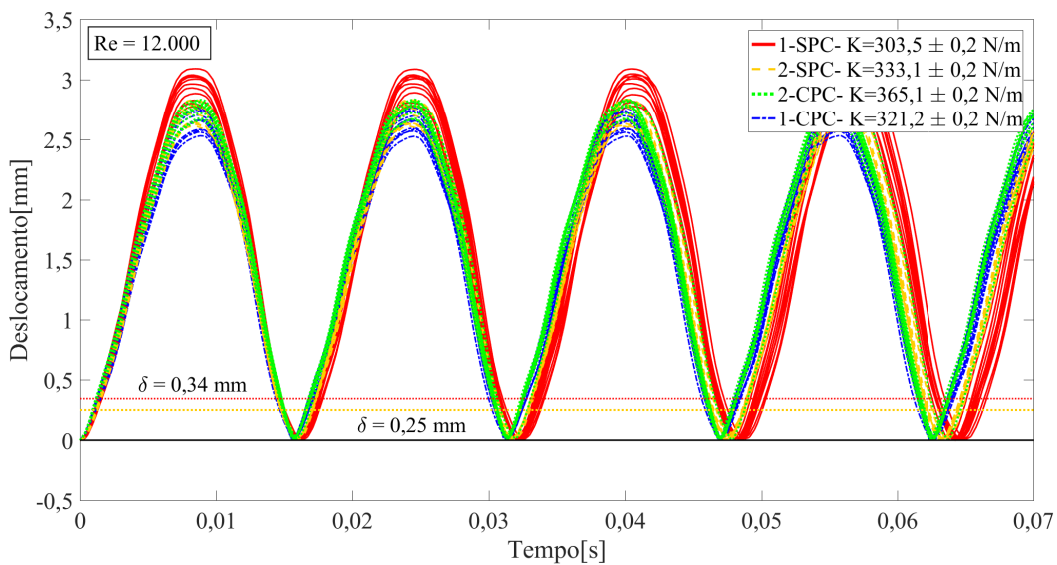
Deslocamento instantâneo - $s(t)$

Considerando que a válvula é desmontada e remontada a cada teste realizado, os resultados do deslocamento instantâneo, $s(t)$, para escoamentos com números de Reynolds iguais a 8.000, 12.000 e 18.000 são exemplos típicos que atestam a boa repetibilidade dos dados (Figura 18).

Figura 18 – Deslocamento instantâneo das válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas

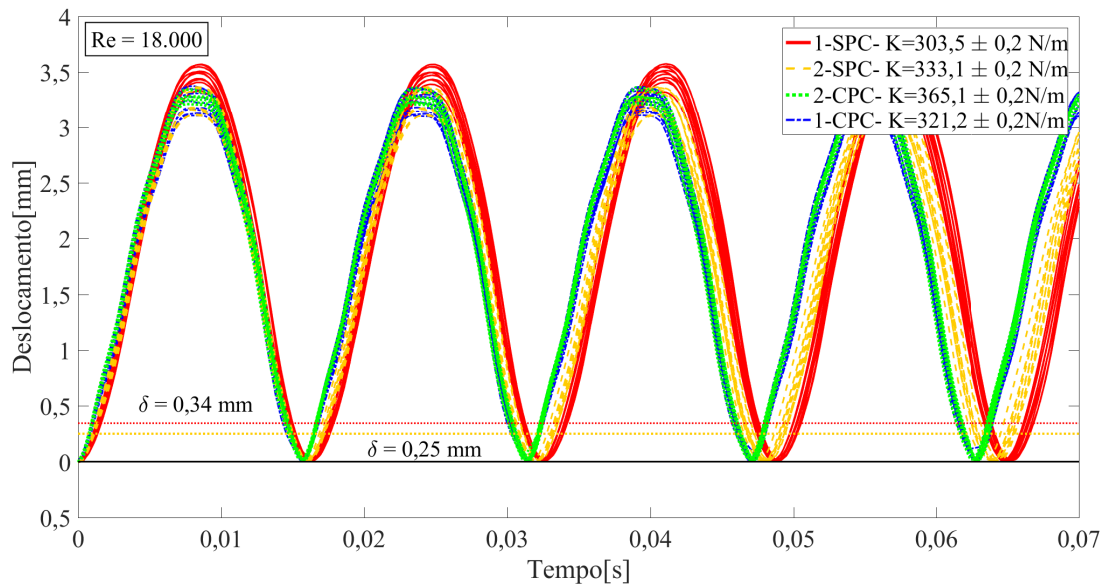


(a) $Re = 8.000$



(b) $Re = 12.000$

Figura 18 - Continuação

(c) $Re = 18.000$

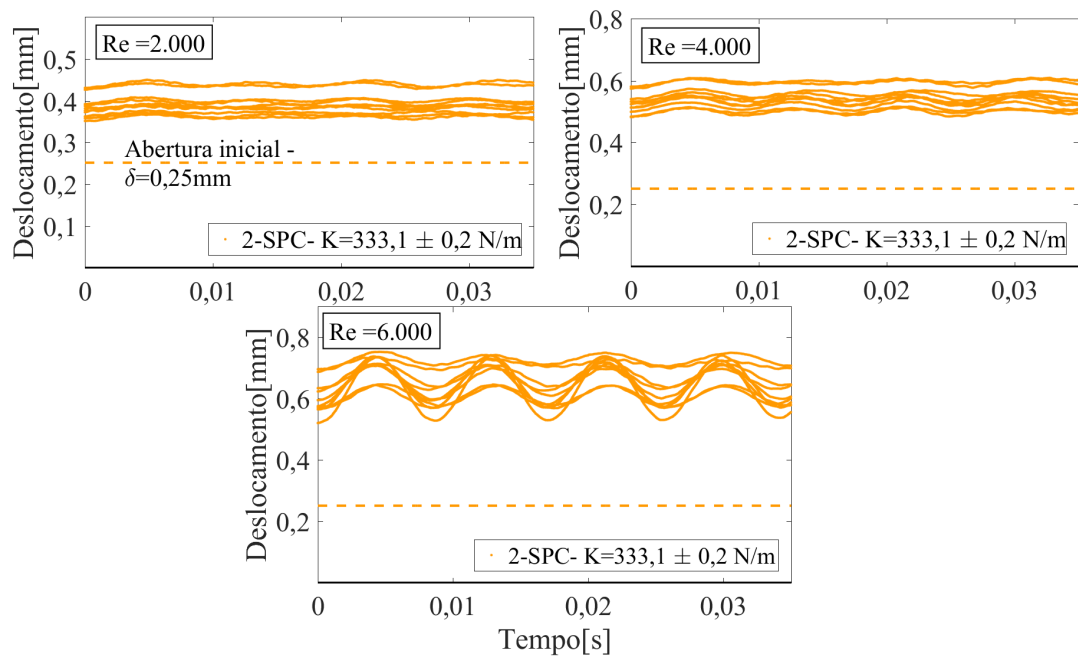
Fonte: Próprio autor

Esses dados mostram uma característica importante da dinâmica dessas duas válvulas, independentemente da existência da abertura inicial ou do valor da força de pré-carga: a válvula sempre encosta no assento, ou seja, $s(t) = 0$ para vários valores de t .

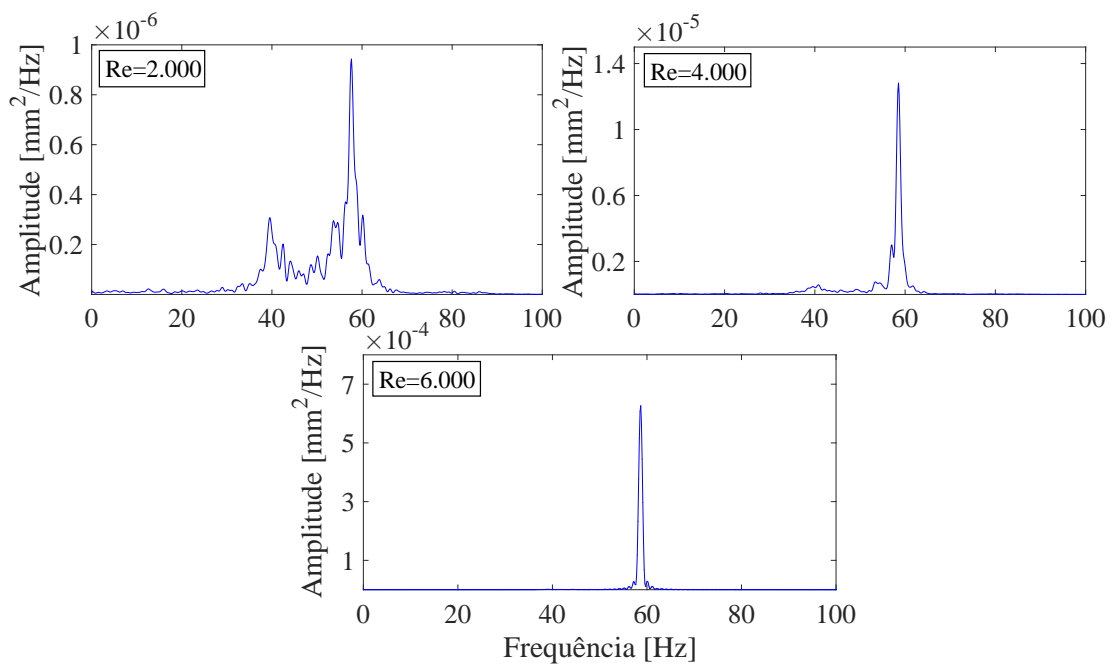
Entretanto esse comportamento nem sempre ocorre. Para baixos números de Reynolds, as válvulas montadas com abertura inicial (sem pré-carga) não encostam no assento e apresentam pequenas amplitudes de movimento (Figura 19a). Para escoamentos com os menores números de Reynolds - por exemplo, $Re = 2.000$ - a frequência do movimento não é bem caracterizada (Figura 19b).

O comportamento da máxima abertura média das válvulas 1 e 2, com e sem pré-carga, para todos os testes realizados, é apresentado na Figura 20. As barras indicam as incertezas dos 11 testes considerando a distribuição t-student e 95% de confiabilidade - os cálculos das incertezas estão no Apêndice B. Observamos inicialmente que a máxima abertura das válvulas com pré-carga aumenta monotonicamente com o aumento do número de Reynolds devido ao aumento da força exercida pelo escoamento atuando na superfície das válvulas. Em todos os testes observamos o contato entre a válvula e o assento, o que produz o aumento da pressão do escoamento à montante da válvula (Figura 21) e, conseqüentemente, da força que atua na sua superfície.

Figura 19 – Região de comportamento sem impacto entre a válvula e o assento - Válvula 2



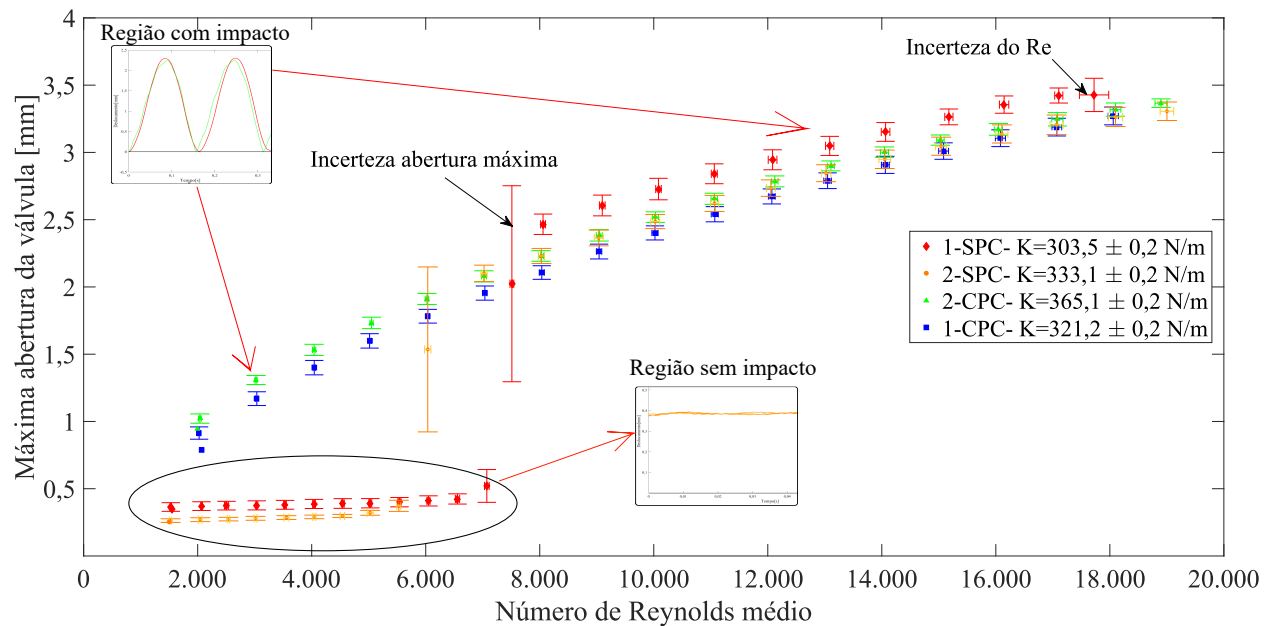
(a) Deslocamento do sistema aeroelástico - todos os testes - Válvula 2



(b) Frequência do sistema aeroelástico - Teste 5 - Válvula 2

Fonte: Próprio autor

Figura 20 – Média das aberturas máximas das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas



Nota:* A determinação da incerteza da máxima abertura é apresentada no Apêndice C.

Fonte: Próprio autor

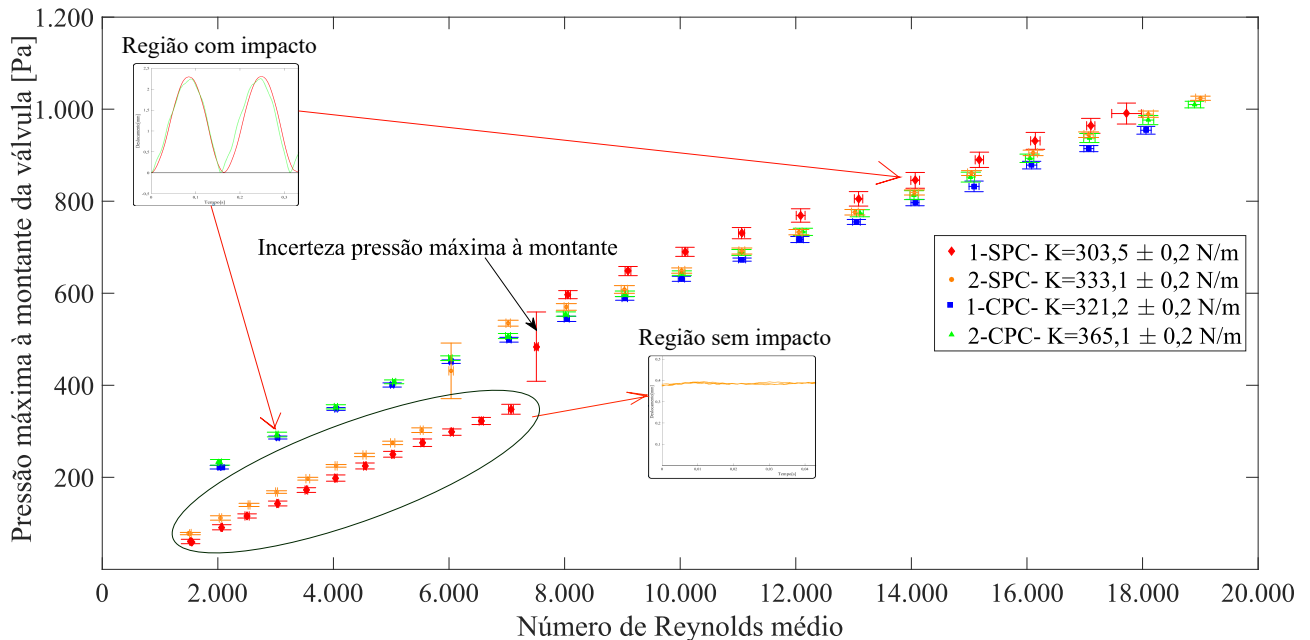
Esse comportamento não se repete para as válvulas sem pré-carga (com abertura inicial após a montagem). Para escoamentos com baixos números de Reynolds - até aproximadamente 6.000, no caso da válvula 1, e até aproximadamente 8.000, no caso da válvula 2 - não existe contato entre a válvula e o assento (Figura 19). Por isso, a pressão à montante da válvula e, conseqüentemente, a força do escoamento atuando sobre a superfície da válvula, é menor, o que produz movimentos de pequena amplitude (Figura 19a). Para esses casos, a máxima abertura aumenta monotonicamente e lentamente com o aumento do número de Reynolds.

Para escoamentos com números de Reynolds variando de 6.000 a 8.000, aproximadamente, existe uma região de transição na qual a máxima abertura aumenta brusca-mente com o aumento do número de Reynolds. Uma possível explicação para a ocorrência desta região de transição é apresentada posteriormente por meio de um modelo simplificado para o sistema.

Para escoamentos com números de Reynolds maiores que aproximadamente 8.000, a força causada pelo escoamento é suficiente para aumentar a amplitude do movimento a ponto de produzir o contato entre a válvula e o assento. Esse fechamento momentâneo da válvula produz o aumento da pressão à montante da válvula (Figura 21) - e, conseqüentemente da força sobre a válvula -, o que promove o aumento da máxima abertura. A partir deste ponto, a máxima abertura volta a aumentar monoto-

nicamente com o aumento do número de Reynolds.

Figura 21 – Média das pressões máximas à montante das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas



Nota: * A determinação da incerteza da pressão à montante é apresentada no Apêndice C.

Fonte: Próprio autor

Para um mesmo valor de número de Reynolds, observamos que a Válvula 1 sem pré-carga apresenta os maiores valores de abertura em relação à válvula 2 sem pré-carga devido ao seu menor valor de rigidez ($K = 303,5$ N/m contra $333,1$ N/m da Válvula 2 sem pré-carga). Isso ocorre em toda faixa de número de Reynolds. Esse resultado é coerente visto que, para uma mesma força do escoamento - mesmo número de Reynolds -, o deslocamento do sistema é inversamente proporcional à sua rigidez. Entretanto, o comportamento oposto ocorre para as válvulas com pré-carga. A válvula com a maior rigidez (Válvula 2 - $K = 365,1$ N/m) apresenta maiores aberturas. Nesse caso, um outro parâmetro torna-se importante: o valor da força de pré-carga. A Válvula 2 apresenta as maiores aberturas devido ao seu menor valor de pré-carga (235 mN contra 320 mN da Válvula 1). Portanto, nesse caso, o efeito da força de pré-carga é maior do que o efeito da rigidez do sistema.

O comportamento da pressão à montante da válvula acompanha o comportamento da abertura máxima para todos os casos, exceto para as Válvulas sem pré-carga na faixa de número de Reynolds onde não ocorre o impacto da válvula contra seu assento (números de Reynolds até aproximadamente 6.000). Acreditamos que esse comportamento ocorra devido ao fenômeno de impacto, ou seja, quanto maior é a abertura da válvula, maior é o seu impacto, produzindo uma onda de pressão que aumenta a

pressão à montante. Entretanto, essa hipótese deve ser confirmada em trabalhos futuros, visto que os dados de pressão plotados na Figura 21 são baseados na média das pressões.

Esse comportamento da pressão não se repete quando a válvula não impacta o assento, o que ocorre para números de Reynolds menores do que aproximadamente 6.000 (Figura 21). Nesse caso, as pressões à montante são maiores para os menores valores de abertura máxima. Aqui, como as válvulas permanecem abertas com pequenas oscilações, o efeito do atrito viscoso do escoamento são preponderantes. Quanto menor a abertura da válvula, maior é o atrito viscoso e, conseqüentemente, maior é o valor da pressão à montante.

Modelo massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade

Com o objetivo de fornecer uma explicação fenomenológica para a existência dos três comportamentos distintos da abertura máxima das Válvulas 1 e 2 em função do número de Reynolds, elaboramos um modelo simplificado unidimensional massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade para o sistema.

A Figura 22 apresenta um esquema do modelo adotado, onde a força causada pelo escoamento é substituída por uma força aerodinâmica proporcional ao número de Reynolds do escoamento e à velocidade da válvula, \dot{u} . A proporcionalidade é representada pela constante β .

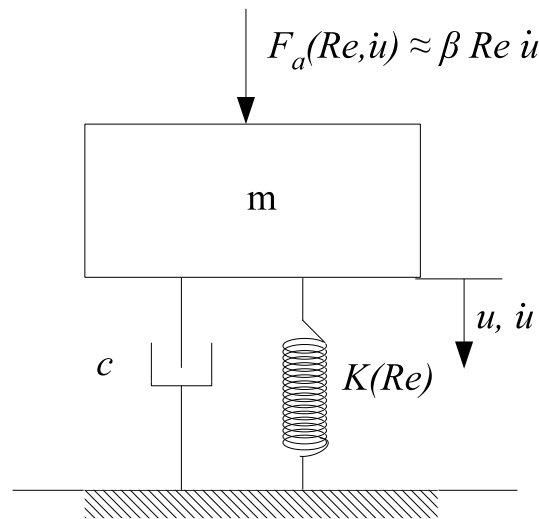
A segunda lei de Newton aplicada ao sistema fornece a seguinte equação para o movimento do sistema:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + K(Re)u = F_a(Re, \dot{u}, \beta) \quad (13)$$

onde m é a massa do sistema, c é o coeficiente de amortecimento estrutural do sistema e K é a rigidez do sistema.

A rigidez está em função do número de Reynolds, pois como veremos à frente, existem variações da frequência de abertura da válvula a partir de diferentes números de Reynolds na região em que a válvula permanece aberta (Figura 25). Essas alterações na rigidez do sistema provavelmente se devem a força aerodinâmica. Entretanto, o modelo adotado desconsidera a rigidez aerodinâmica do sistema. Essa foi uma aproximação adotada que deve ser testada futuramente quanto a sua acurácia.

Figura 22 – Modelo massa-mola-amortecedor do sistema



Fonte: Próprio autor

Essa equação pode ser reescrita da seguinte forma

$$m\ddot{u} + (c - \beta Re)\dot{u} + K(Re)u = 0 \quad (14)$$

onde $c - \beta Re$ representa o amortecimento total do sistema.

A força aerodinâmica, F_a , funciona como um amortecimento aerodinâmico, que varia de acordo com o número de Reynolds. Dependendo do número de Reynolds, ou seja, do amortecimento aerodinâmico, o amortecimento total do sistema (Equação 14) pode apresentar valores positivos, negativos ou nulos, uma vez que o amortecimento estrutural, c , é constante para cada montagem da válvula - com e sem pré-carga - e o amortecimento aerodinâmico é proporcional ao número de Reynolds. A constante β representa características geométricas, de montagem, etc.

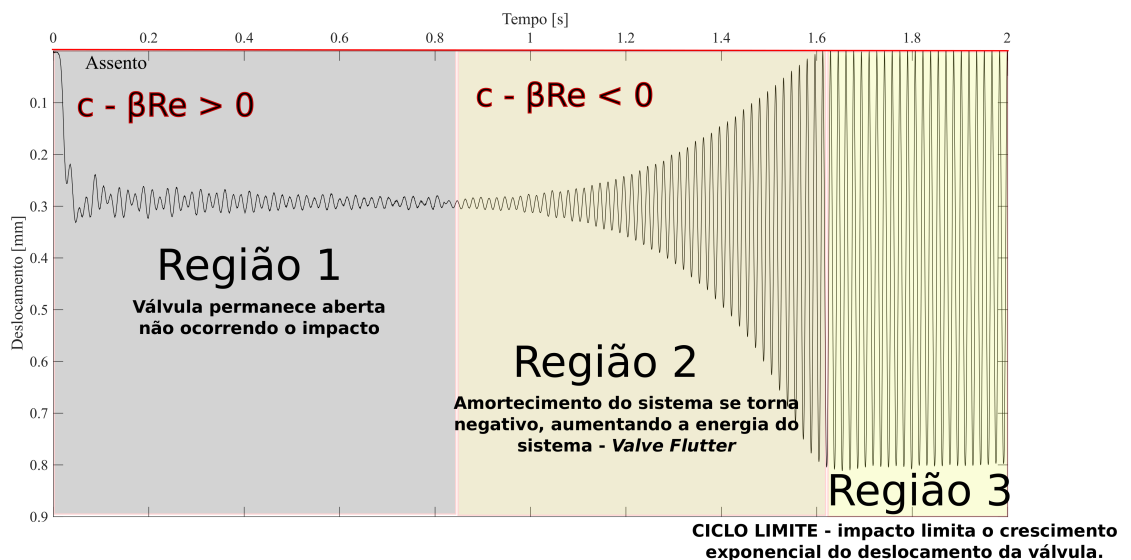
Para valores de amortecimento total positivos, o sistema funciona como um modelo massa-mola amortecido excitado harmonicamente, no qual a resposta é proporcional a força aerodinâmica - que nesse caso se apresenta como uma força harmônica de pequena amplitude que ocasiona pequenas oscilações da válvula (Região 1 da Figura 23). Os valores positivos de amortecimento total do sistema estão presentes em testes com abertura inicial (montagem sem pré-carga) em que o número de Reynolds é pequeno (número de Reynolds até aproximadamente 6.000).

À medida em que o número de Reynolds do escoamento aumenta, o amortecimento total do sistema se torna negativo. Nesse caso, ao invés de ocorrer o amortecimento total do sistema, a força aerodinâmica funciona como uma autoexcitação do

sistema, fazendo com que a amplitude aumente monotonicamente e exponencialmente (Região 2 da Figura 23). Este fenômeno é conhecido como *flutter*, se tornando um sistema de vibração induzido pelo escoamento. Portanto, a região de transição mostrada na Figura 20 ($6.000 \leq Re \leq 8.000$) é uma região em que está ocorrente o *flutter* da válvula.

O aumento exponencial da amplitude da válvula ocorre até esta atingir o assento, limitando o seu movimento. Então, a força sobre a válvula aumenta devido à ação do escoamento, que aumenta a energia do sistema, mantendo o movimento periódico. Ao entrar neste ciclo, a válvula apresenta o mesmo comportamento dinâmico, aumentando sua máxima abertura monotonicamente de acordo com a vazão aplicada. Esse fenômeno é denominado de ciclo limite (Região 3 da Figura 23) e explica o funcionamento da válvula quando o impacto está presente.

Figura 23 – Diferentes comportamentos dinâmicos da válvula de acordo com o amortecimento do sistema



Fonte: Próprio autor

A Equação 14 representa apenas a Região 1 da Figura 23 (região em que há estabilidade aeroelástica), uma vez que nas Regiões 2 e 3 existem instabilidades aeroelásticas, i.e. não-linearidades que devem ser incluídas na equação. Na Região 2 temos não-linearidades que ocasionam o *valve flutter*, provavelmente devido a influência de amortecimento e rigidez aerodinâmica conforme aumento de velocidade do escoamento; e na Região 3 há a presença de impacto, que ocasiona uma não-linearidade da rigidez. Além disso, seria importante verificar para números de Reynolds maiores os valores de números de Mach, pois os efeitos não lineares de compressibilidade podem afetar e ser incluídos no modelo aerodinâmico.

Com o intuito de determinar empiricamente a constante β para os casos em que

ocorre a transição da região 1 para a região 3 - válvula 1 e 2 sem pré-carga -, utilizamos o número de Reynolds do escoamento da região de transição - $Re = 7.500$ para a válvula 1 sem pré-carga e $Re = 6.000$ para a válvula 2 sem pré-carga - e os seus respectivos amortecimentos estruturais. O cálculo foi baseado na Equação 14, sendo que a transição ocorre quando o amortecimento estrutural é igual ao amortecimento do escoamento. O amortecimento estrutural foi calculado por meio da técnica do decremento logarítmico através da função de resposta ao impulso (RAO; YAP, 2011) para os 5 testes realizados com o martelo de impacto. Os resultados e as suas respectivas incertezas considerando a distribuição t-student e 95% de confiança são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Cálculo da constante β

Válvula	Fator de amortecimento	c ($kg.s^{-1}$)	Re de transição	Constante β 10^{-6} ($kg.s^{-1}$)
1-04SPC	$0,008 \pm 0,0005$	$0,022 \pm 0,002$	7500	$2,97 \pm 0,22$
2-04SPC	$0,006 \pm 0,001$	$0,018 \pm 0,003$	6000	$2,93 \pm 0,55$

Notamos que a transição para o ciclo limite da Válvula 2 inicia-se para menores números de Reynolds, pois a abertura inicial é menor - 0,25 mm. Folgas menores favorecem a transição para o ciclo limite devido à menor distância a ser atingida pela válvula antes do impacto.

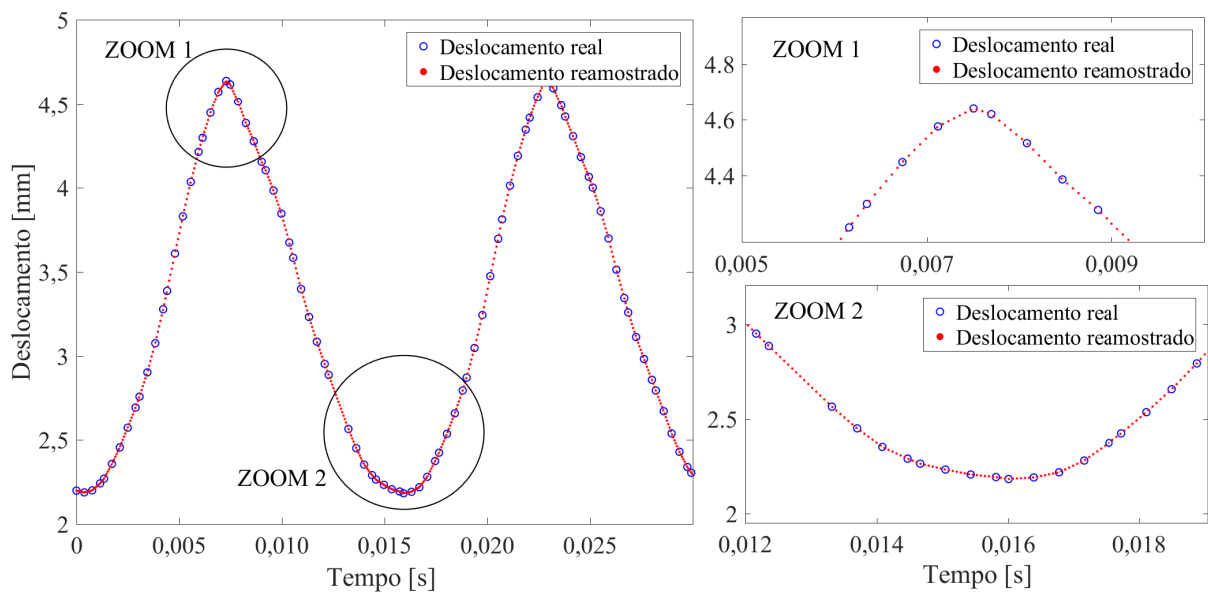
Uma outra explicação para válvulas com menores aberturas apresentarem transição para o ciclo limite com menores números de Reynolds se dá devido a relação entre a força sobre a válvula e a velocidade da válvula. Autores como Boswirth (1990), Courtois et al. (2002) e Ninkovic et al. (2012) consideram a força sobre a válvula diretamente proporcional à velocidade da mesma. Portanto, sistemas em que a velocidade da válvula é maior, estão sujeitos a maiores forças e, conseqüentemente, a uma transição para o ciclo limite com menores números de Reynolds. Para um mesmo número de Reynolds, as velocidades calculadas antes e depois do impacto apontam que a Válvula 2 sem pré-carga apresenta maiores velocidades que a Válvula 1 sem pré-carga (ver Apêndice E), levando-nos a crer que a força aerodinâmica sobre a Válvula 2 apresente maior magnitude do que a força aerodinâmica sobre a Válvula 1, fazendo com que a transição para a região de ciclo limite ocorra para menores números de Reynolds.

Frequência aeroelástica

O *Software* de aquisição do deslocamentos instantâneo da válvula não permite uma taxa de aquisição constante - frequência de aquisição varia de 1040 à 5200 Hz -, entretanto, apresenta uma frequência de aquisição suficiente para a medição da frequência de oscilação da válvula, que atinge no máximo 90 Hz.

Para calcularmos a frequência do movimento da válvula precisamos de um intervalo de tempo constante de ponto a ponto. Então, a partir dos resultados medidos originalmente pelo sensor ótico, realizamos uma interpolação linear para obter o deslocamento instantâneo da válvula, $s(t)$, a partir de um intervalo de tempo constante. Para isso escolhemos uma frequência de reamostragem de 16384 Hz . Na Figura 24, há uma comparação entre a medida original do deslocamento instantâneo da válvula e o reamostrado. Cada teste foi realizado durante aproximadamente 20 segundos.

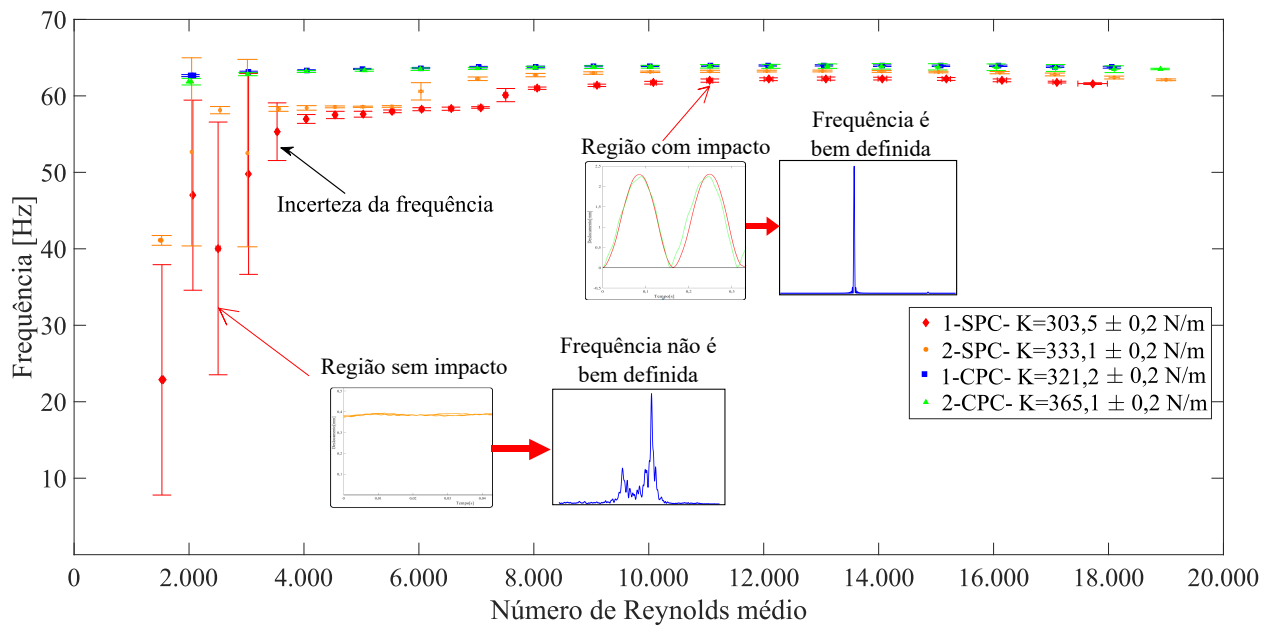
Figura 24 – Reamostragem do deslocamento instantâneo da válvula



Fonte: Próprio autor

Usando os dados de deslocamento instantâneo reamostrados, $s(t)$, calculamos a frequência do sistema aeroelástica das válvulas (Figura 25) por intermédio do periodograma de Welch, que nos possibilita aplicar o janelamento e sobrepor os intervalos de estimação do espectro. Para o periodograma utilizamos o janelamento *Boxcar* (16384 pontos), com 50% de *NOVERLAP* (número de amostras utilizadas para sobrepor de seção a seção), *NFFT* (número de pontos utilizados para calcular a estimativa do periodograma de Welch) igual ao tamanho da amostra e 16384 pontos para a realização da transformada rápida de Fourier.

Figura 25 – Frequência aeroelástica das Válvulas 1 e 2 para as quatro configurações testadas



Nota:* A determinação da incerteza da frequência é apresentada no Apêndice C.

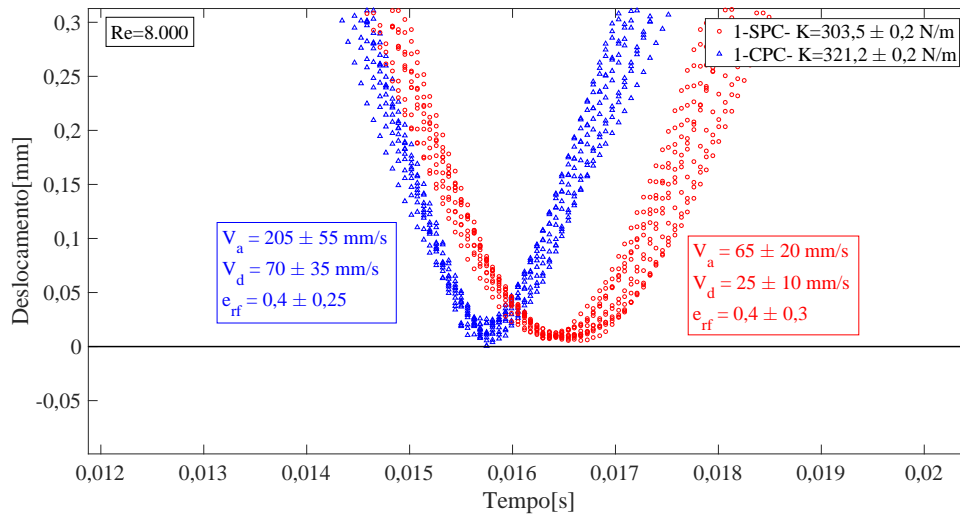
Fonte: Próprio autor

Os resultados da frequência refletem de certa forma o comportamento observado nos resultados de abertura máxima. Para as Válvulas 1 e 2 com pré-carga, a frequência permanece praticamente constante em toda faixa de número de Reynolds, em torno de 64 Hz. Para as Válvulas 1 e 2 sem pré-carga também observamos a região de transição com o aumento brusco da frequência para $6.000 \leq Re \leq 8.000$. Para $Re < 6.000$ os menores valores de frequência são caracterizados por incertezas que aumentam com a redução do número de Reynolds, isto se deve a não caracterização da frequência do movimento (Figura 19b). Para $6.000 \leq Re \leq 8.000$, os maiores desvios são devidos a região de transição. Para $Re > 8.000$, as frequências da Válvula 2 sem pré-carga são um pouco maiores do que as da Válvula 1 sem pré-carga devido ao seu maior valor de rigidez - $K = 333,1$ N/m para a válvula 2 e $K = 303,5$ N/m para a válvula 1. Entretanto as frequências não variam significativamente com o número de Reynolds do escoamento.

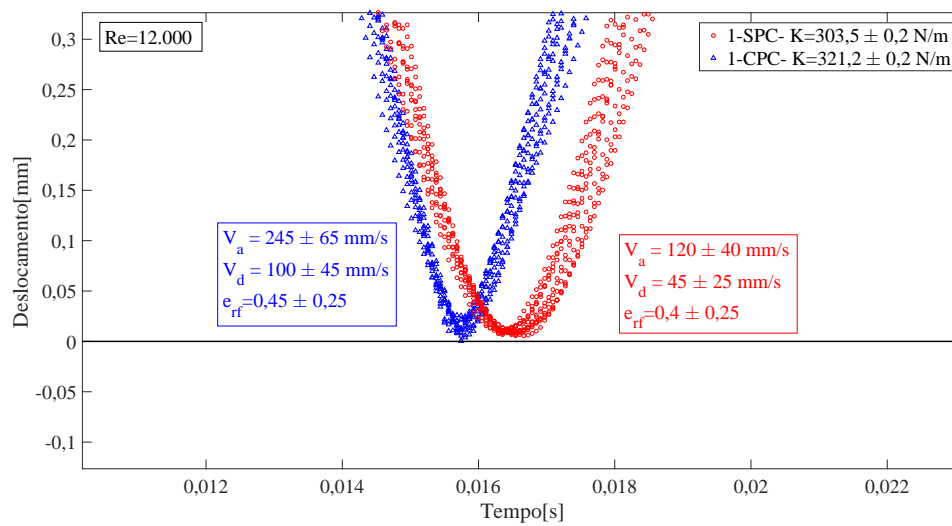
Coefficiente de restituição - e_{rf}

Com o objetivo de quantificar o impacto entre a válvula e o assento, pelo menos de maneira preliminar, calculamos o coeficiente de restituição no impacto (Equação 11) com base nos valores de velocidade antes e depois do impacto. Apresentamos dados de velocidade na região de impacto para as Válvulas 1 e 2 nas Figuras 26 e 27, respectivamente.

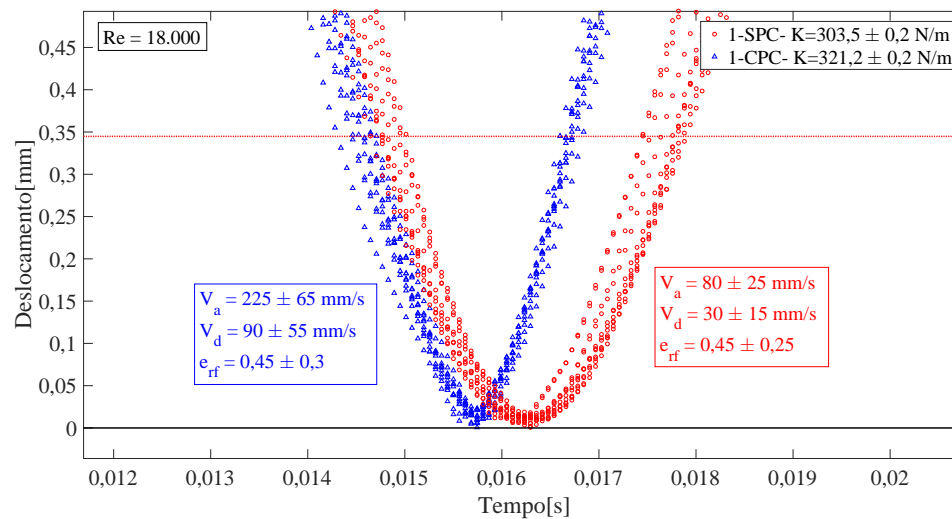
Figura 26 – Coeficientes de restituição para a Válvula 1 - testes com e sem pré-carga



(a) $Re = 8.000$



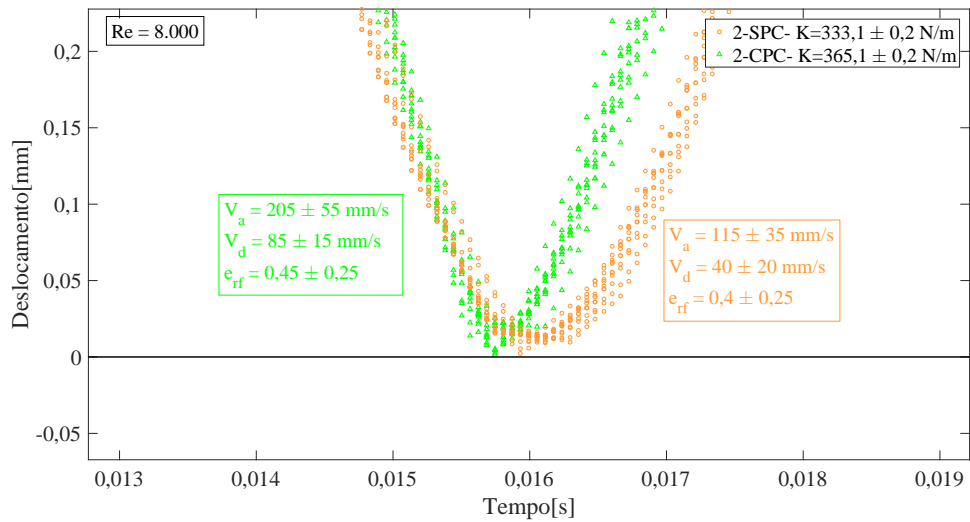
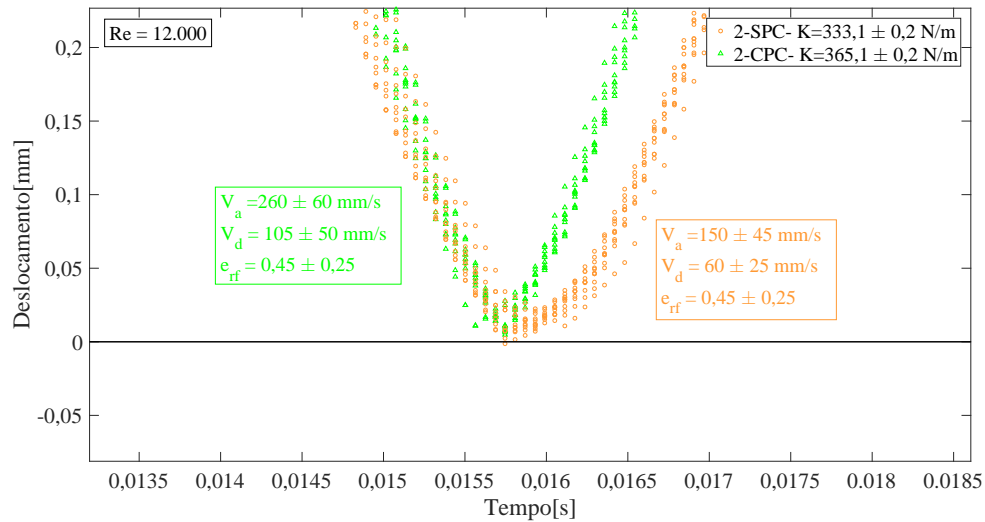
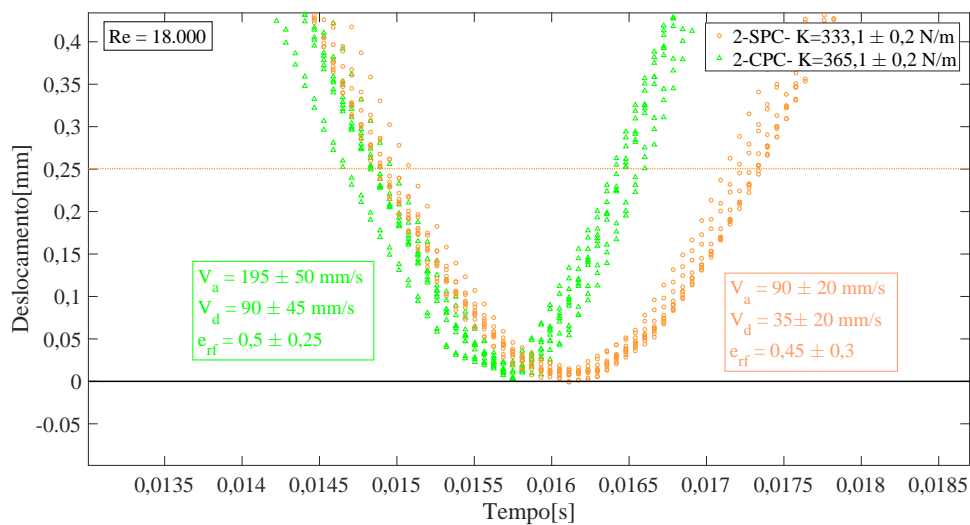
(b) $Re = 12.000$



(c) $Re = 18.000$

Fonte: Próprio autor

Figura 27 – Coeficiente de restituição válvula 2 - testes com e sem pré-carga

(a) $Re = 8.000$ (b) $Re = 12.000$ (c) $Re = 18.000$

Fonte: Próprio autor

Observamos primeiramente que as velocidades das válvulas com pré-carga são menores do que as das válvulas sem pré-carga. Além disso, as variações de velocidade na região de impacto das válvulas sem pré-carga são mais suaves, aumentando levemente com o aumento do número de Reynolds do escoamento. Apesar dos valores dos coeficientes de restituição serem similares para os dois casos e para as duas válvulas (em torno de 0,5), a forma dos dados indica que o impacto nas válvulas com pré-carga podem ser maiores. É importante notar que as medições de deslocamento - e, portanto, dos cálculos de velocidade - foram realizados em apenas uma posição. Portanto, o impacto pode estar ocorrendo em outras regiões das válvulas que não aquelas mostradas nas Figuras 26 e 27.

b) Válvulas 3 e 4 de 0,5 mm de espessura

Deslocamento instantâneo - $s(t)$

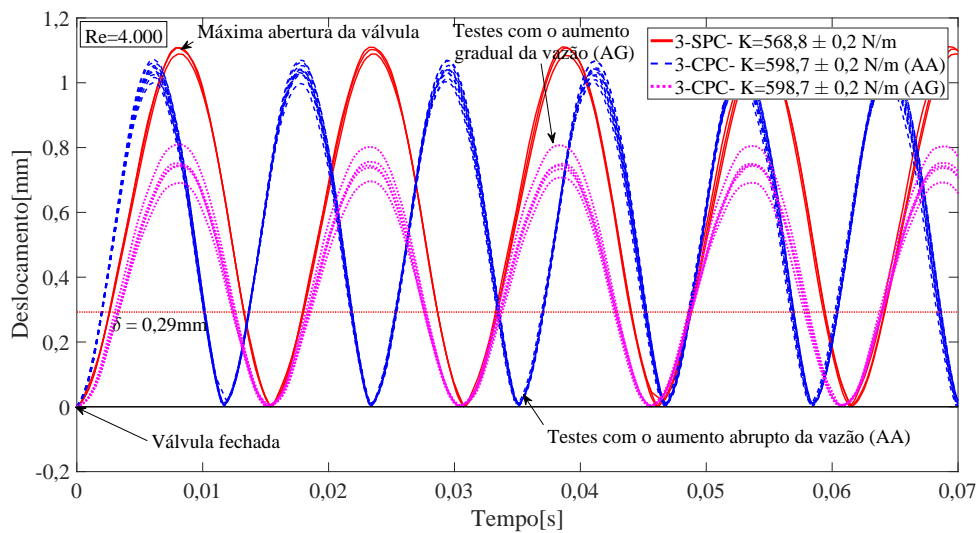
Para as Válvulas 3 e 4 de 0,5 mm de espessura realizamos o mesmo procedimento adotado para testar as Válvulas 1 e 2 de 0,4 mm de espessura: foram realizados 11 testes para as válvulas sem pré-carga e 11 testes para as válvulas com pré-carga. Entretanto, notamos um comportamento diferente para a Válvula 3 com pré-carga, dependente da condição inicial do teste. Para a aplicação abrupta da vazão (aumento abrupto - AA) desejada em um teste - abrindo as válvulas de bloqueio rapidamente para um determinado número de Reynolds previamente ajustado na válvula reguladora de vazão -, obtivemos amplitudes e frequências diferentes em relação aos testes com aplicação continuamente crescente das vazões (aumento gradual - AG) desejadas nos testes - abrindo a válvula de controle de vazão continuamente até a vazão desejada, mantendo as válvulas de bloqueio sempre abertas. Esses comportamentos distintos do deslocamento instantâneo, $s(t)$, da Válvula 3 diminuem com o aumento do número de Reynolds (Figura 28). Isso mostra que não-linearidades intrínsecas do problema são sensíveis à condição inicial imposta ao problema.

Acreditamos que este comportamento é causado pelo maior valor do impacto entre a válvula e o assento para o caso de abertura abrupta da válvula de bloqueio (condição AA) - coeficiente de restituição em torno de 0,7 contra 0,5 na condição AG, dados que serão apresentados posteriormente. Como a válvula está sempre fechada antes dos testes na condição AA, a abertura rápida da válvula de bloqueio produz uma pressão à montante elevada e, conseqüentemente, uma força elevada sobre a válvula, aumentando sua amplitude inicial. Esse comportamento continua ao longo do tempo devido a essa força inicial e a influência da condição inicial diminui com o aumento do número de Reynolds do escoamento devido às maiores quantidades de energia envolvidas no processo. A partir de um número de Reynolds de aproximadamente 12.000, os comportamentos nas duas condições de teste (AA e AG) são similares (Figura 28 c e d)

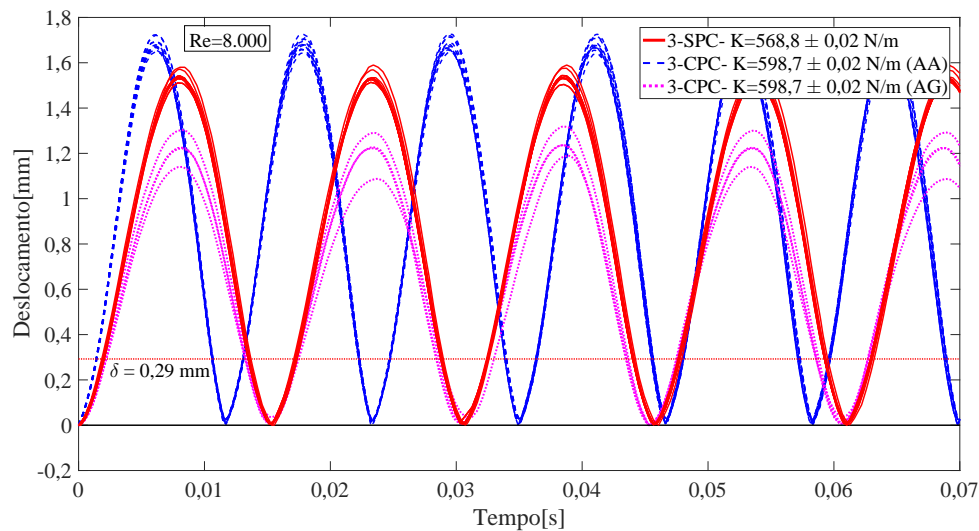
O comportamento dependente da condição de aplicação da vazão sobre a válvula - aumento abrupto (AA) e aumento gradual (AG) - não acontece para a Válvula 4 (Figura 29). Para a Válvula 4, os testes com pré-carga sempre apresentam impactos elevados - coeficiente de restituição em torno de 0,7 - e os testes sem pré-carga apresentam um impacto menor - coeficiente de restituição em torno de 0,4. Esse fenômeno ainda deve ser investigado em futuros trabalhos.

Com o intuito, de comparar somente os testes que foram realizados sobre as mesmas condições, a partir de agora as comparações são feitas somente para as condições de abertura lenta e gradual - condição AG.

Figura 28 – Deslocamento instantâneo da Válvula 3 de 0,5 mm de espessura para as três configurações testadas

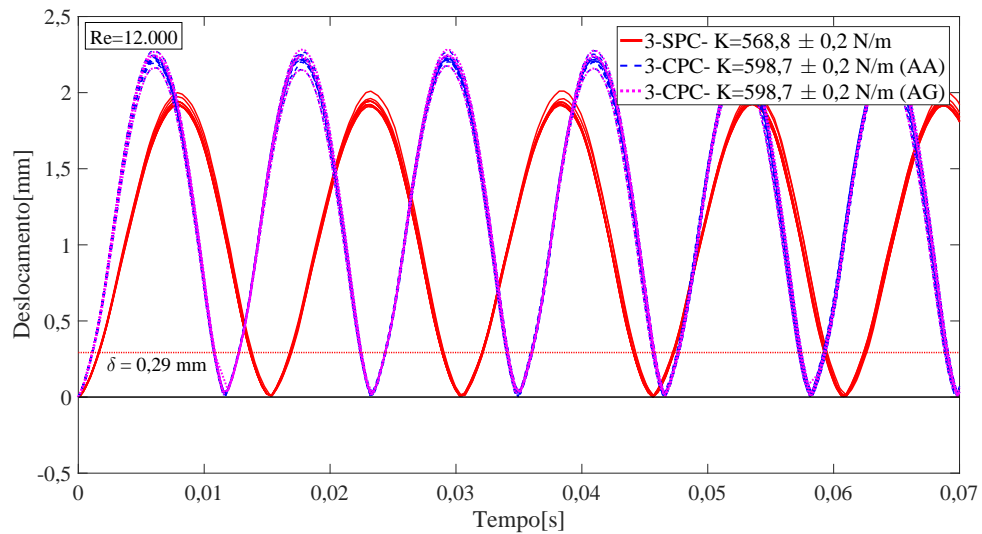
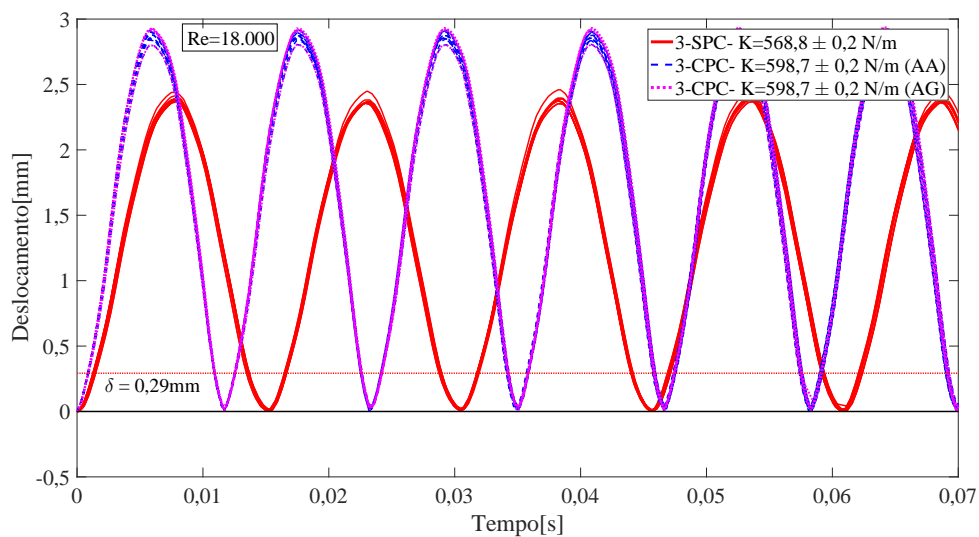


(a) $Re = 4.000$



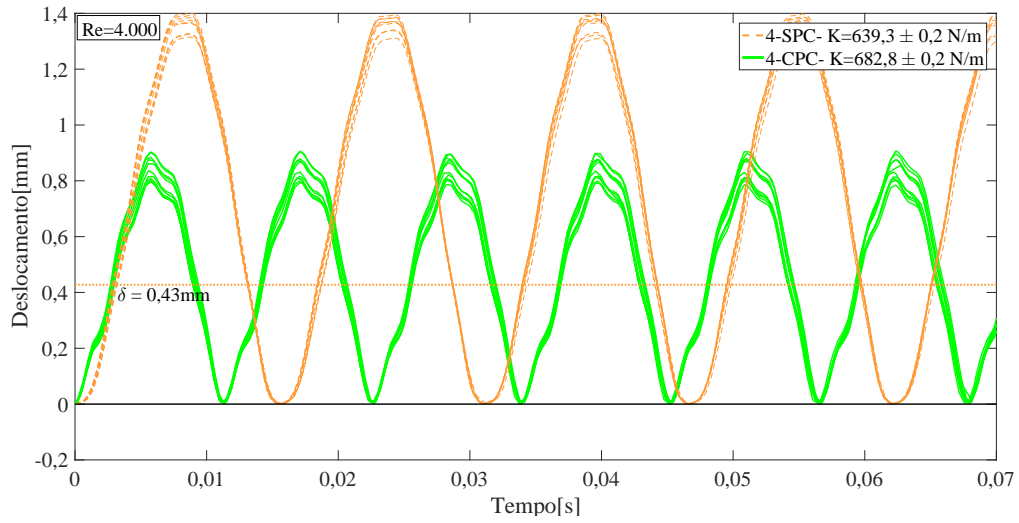
(b) $Re = 8.000$

Figura 27 - Continuação

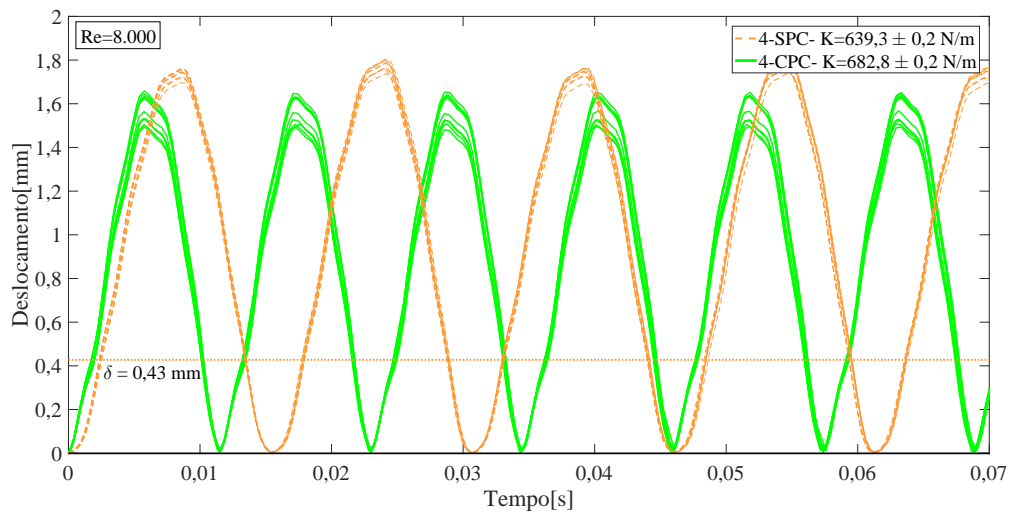
(c) $Re = 12.000$ (d) $Re = 18.000$

Os dados de máxima abertura das Válvulas 3 e 4 (Figura 30) mostram que apenas a Válvula 4 apresenta uma pequena região em que o impacto contra o assento não ocorre. Para a Válvula 3, a região de transição (*valve flutter*) ocorre para o primeiro número de Reynolds testado ($Re = 2.000$). Para a válvula 4, a transição ocorre para número de Reynolds entre 3.000 e 4.000. Portanto, até $Re \approx 3.000$ não existe o contato entre a válvula e o assento. Além disso, a amplitude do movimento é muito pequena devido ao elevado valor de rigidez da válvula ($K = 693,3 \text{ N/m}$). Nesta região, as pressões à montante da Válvula 4 são menores (Figura 31), pois são controlados pelo atrito viscoso, enquanto que as pressões à montante maiores da Válvula 3 são controladas pelo impacto, ou seja, o ciclo limite inicia-se para $Re \approx 2.000$.

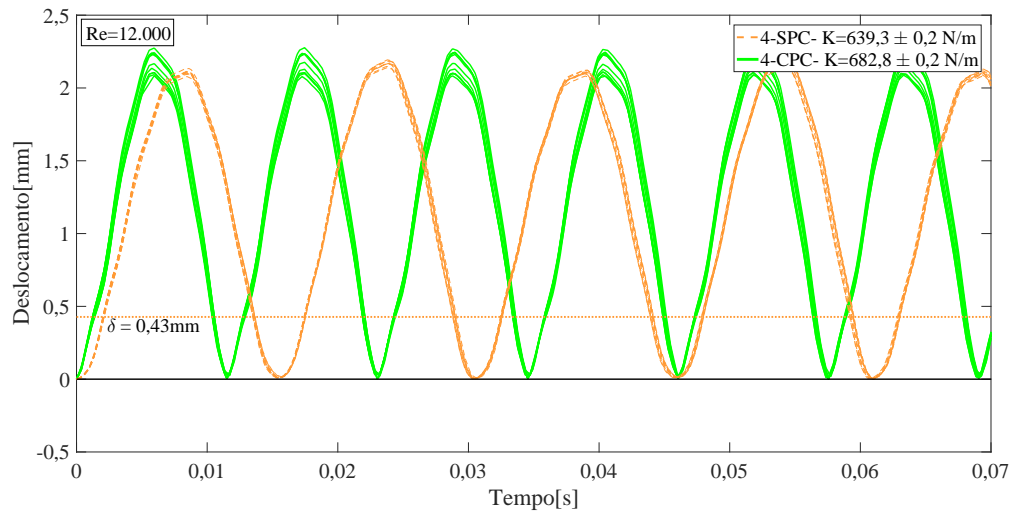
Figura 29 – Deslocamento instantâneo da Válvula 4 de 0,5 mm de espessura para as duas configurações testadas



(a) $Re = 4.000$

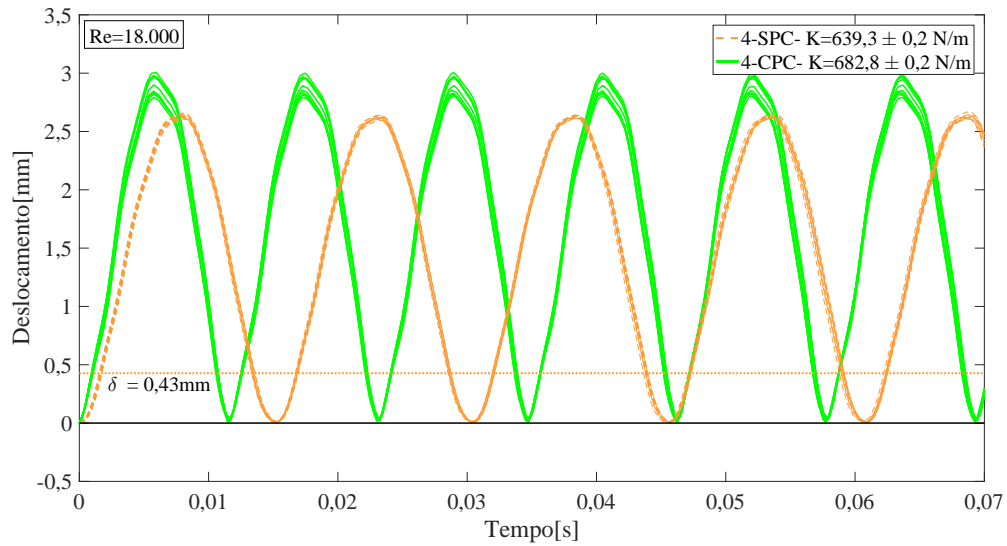


(b) $Re = 8.000$



(c) $Re = 12.000$

Figura 28 - Continuação

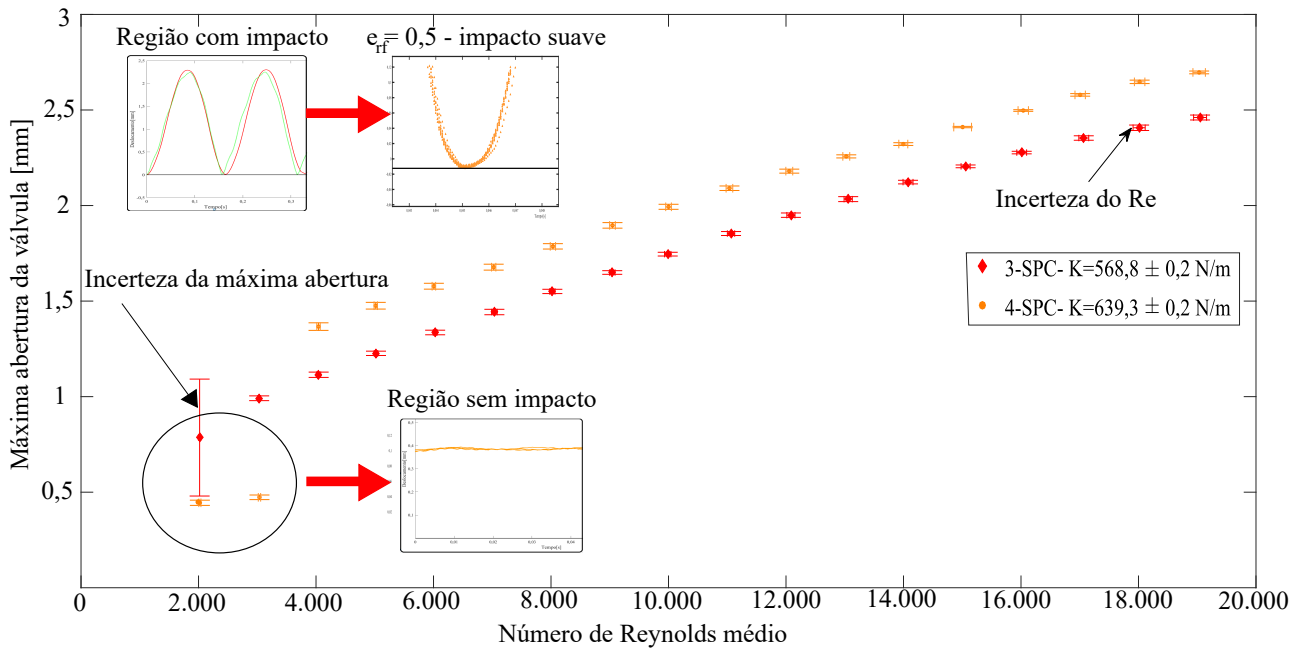
(d) $Re = 18.000$

Fonte: Próprio autor

Esse comportamento era esperado, uma vez que em válvulas mais rígidas, as pressões à montante das válvulas são maiores, o que aumenta a força sobre a válvula e, conseqüentemente, a força aerodinâmica. O aumento da força aerodinâmica faz com que escoamentos com menores números de Reynolds apresentem forças aerodinâmicas suficientes para aumentar o amortecimento do escoamento (Equação 14), resultando em um amortecimento total do sistema negativo. Este amortecimento negativo promove a autoexcitação da válvula, causando um aumento exponencial em seu deslocamento - *valve flutter* - até atingir o assento - ciclo limite (Figura 23).

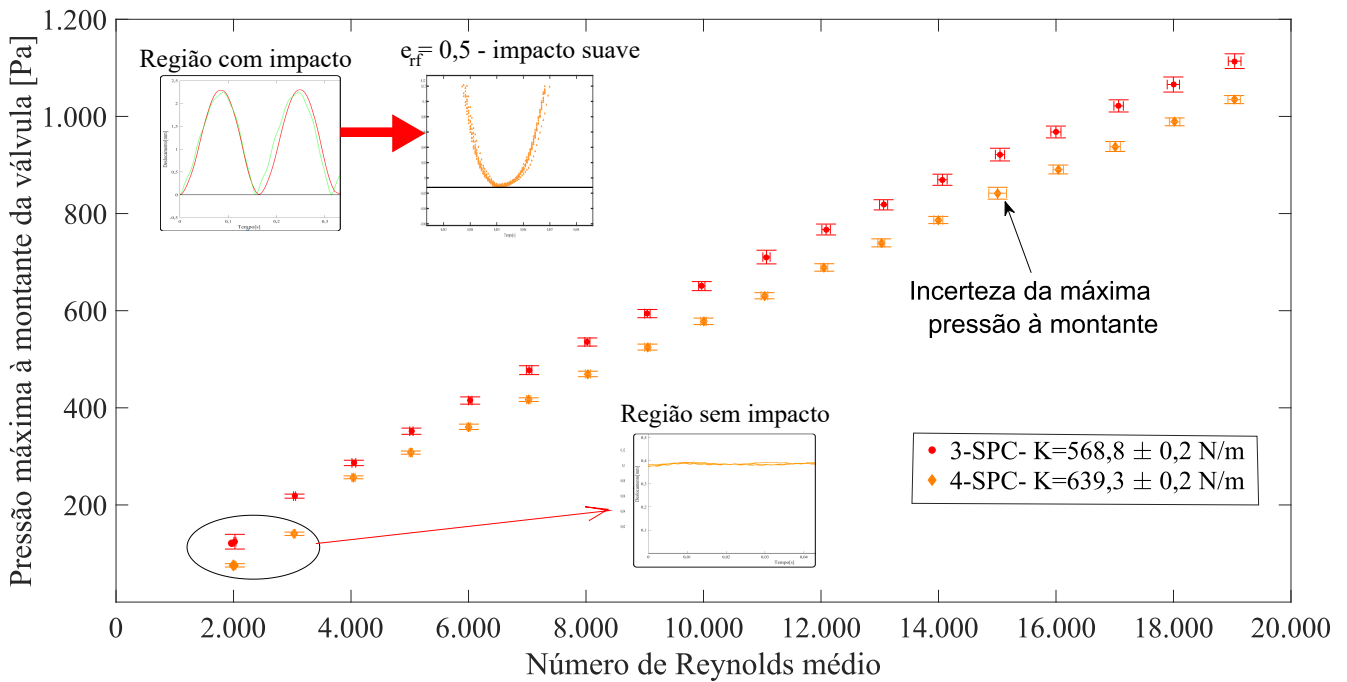
A transição da região sem impacto para a região com impacto na Válvula 3 - com menor abertura inicial - ocorre para números de Reynolds menores devido às maiores velocidades da válvula (Tabela 9 no Apêndice E). Isso aumenta a força aerodinâmica, o que diminui o amortecimento total do sistema (Equação 23), como explicado anteriormente, fazendo com que sejam necessários menores números de Reynolds para ocorrer a transição da região sem impacto para a região com impacto (ciclo limite).

Figura 30 – Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as configurações sem pré-carga



Fonte: Próprio autor

Figura 31 – Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4 para as configurações sem pré-carga



Fonte: Próprio autor

Ao atingir números de Reynolds maiores, a força causada pelo escoamento é suficiente para aumentar a amplitude do movimento a ponto de produzir o contato entre a válvula e o assento - ciclo limite. Esse fechamento momentâneo da válvula produz

o aumento da pressão à montante da válvula (Figura 31) - e, conseqüentemente da força sobre a válvula - aumentando a sua máxima abertura monotonicamente com o aumento do número de Reynolds.

Analisando o comportamento das Válvulas 3 e 4 sem pré-carga para um mesmo número de Reynolds na região de ciclo limite ($Re > 3.000$), observamos um comportamento oposto da abertura máxima e pressão à montante quando comparamos com o comportamento das Válvulas 1 e 2 sem pré-carga (Figuras 30 e 31). Nesse caso, a abertura máxima da válvula mais rígida - Válvula 4 com $K = 693,3 \text{ N/m}$ - é maior e a pressão à montante da válvula é menor. Além do fenômeno de impacto, o valor absoluto da rigidez dessas válvulas pode ser o fator interferente da mudança de comportamento. Essas válvulas possuem praticamente o dobro da rigidez das Válvulas 1 e 2. Entretanto, ainda não possuímos dados suficientes para justificar esse comportamento distinto.

Nos testes das Válvulas 3 e 4 com pré-carga (305-CPC e 405-CPC) existe apenas o ciclo limite, pois não há abertura inicial (como ocorreu nas Válvulas 1 e 2 com pré-carga - Figura 32). As tendências de comportamento da abertura máxima são semelhantes às das Válvulas 1 e 2, entretanto acontece um fenômeno diferente apenas para a Válvula 3 (AG): existe uma região de transição para $9.000 < Re < 12.000$.

Para $Re \leq 8.000$, as aberturas máximas da Válvula 3 são geralmente menores do que as da Válvula 4, embora a força de pré-carga seja menor (530 mN contra 780 mN da Válvula 4) e a rigidez também seja menor (598,7 N/m contra 682,8 N/m da Válvula 4), como mostrado na Figura 32. As pressões à montante também apresentam valores menores para a Válvula 3 (Figura 33). Um comportamento oposto era esperado, tanto para a abertura máxima quanto para a pressão à montante, ou seja, quanto maiores a rigidez e a força de pré-carga, menor deveria ser a abertura da válvula. O comportamento esperado ocorre apenas para $Re \approx 2.000$, onde a abertura da válvula mais rígida (Válvula 4) é um pouco menor. Aqui também não conseguimos justificar o comportamento inesperado.

Para $9.000 \leq Re \leq 12.000$, ocorre uma transição no comportamento dinâmico da Válvula 3. Com o aumento do número de Reynolds do escoamento ($Re > 2.000$) há um acréscimo de energia no sistema, o que faz o impacto entra a válvula e o assento se tornar mais intenso - o coeficiente de restituição aumenta para $e_{rf} = 0,7$ - e os comportamentos da abertura e da pressão à montante torna-se semelhantes ao da válvula 4 (Figuras 32 e 33).

Figura 32 – Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as configurações com pré-carga

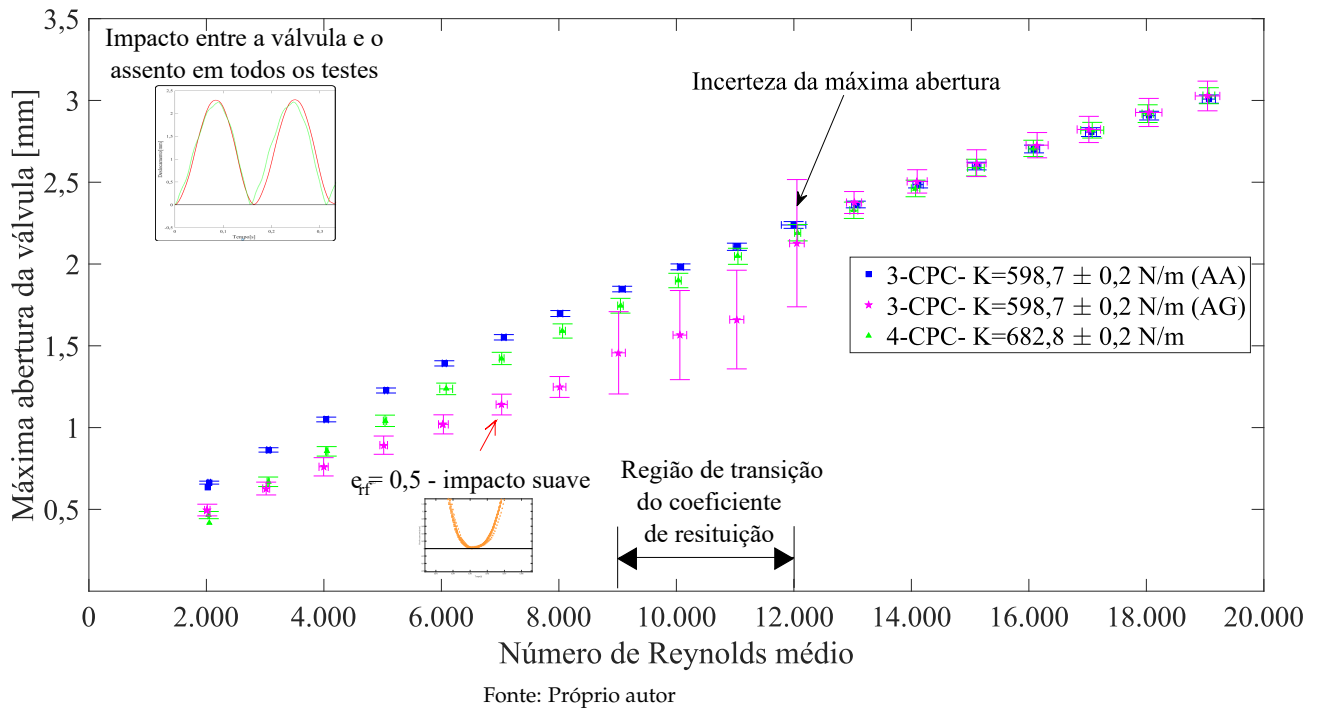
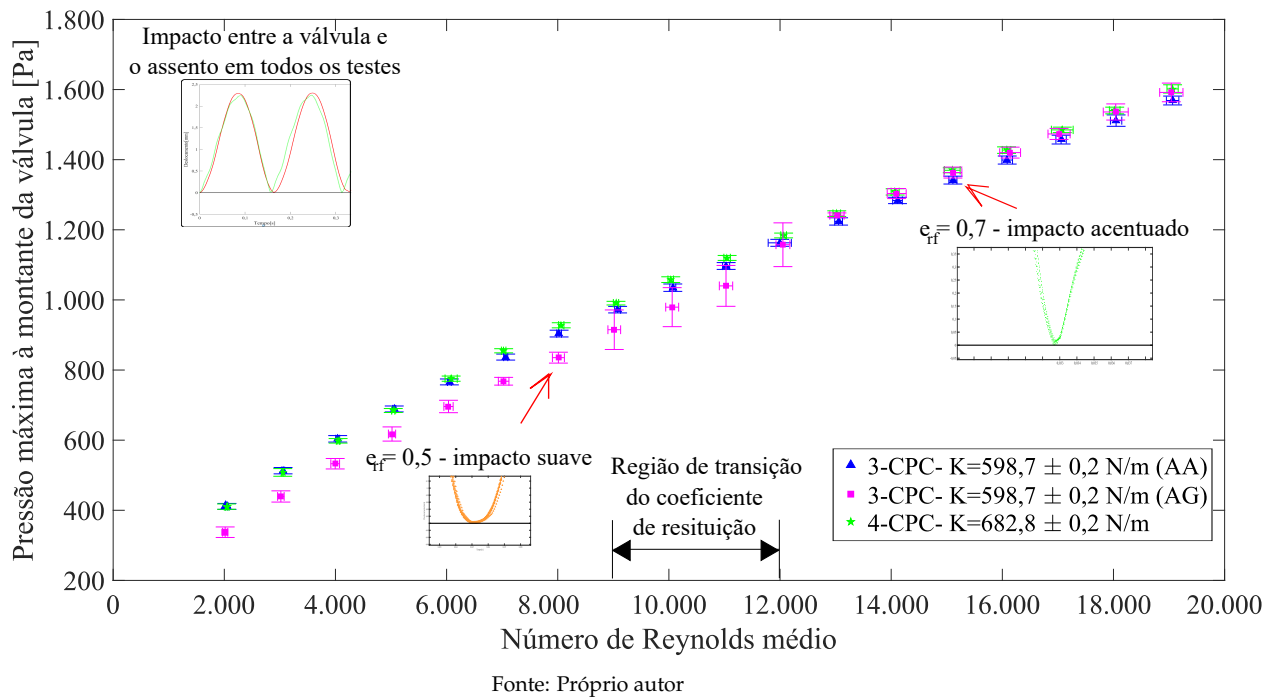


Figura 33 – Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4 para as configurações com pré-carga

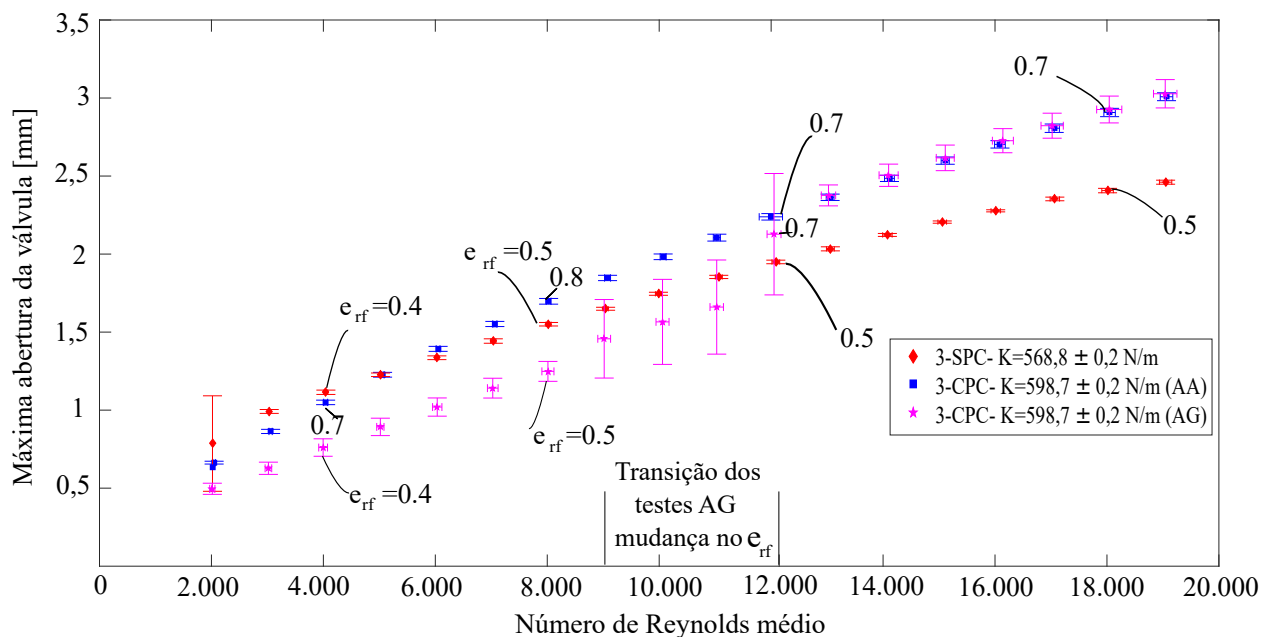


Comparando os testes com e sem pré-carga da Válvula 3, para a região sem impacto, notamos que a força de pré-carga faz com que os testes com pré-carga tenham aberturas menores e pressões à montante maiores do que os testes sem pré-carga (Figura

ras 34 e 35). Esse comportamento é esperado, pois quanto maior é o valor da pré-carga, menor deve ser a abertura da válvula. Entretanto, para $Re > 12.000$ o comportamento é inverso. Uma diferença entre essas regiões é observada nos valores dos coeficientes de restituição do impacto entre a válvula e o assento. Até $Re \approx 12.000$ $e_{rf} \approx 0,5$ para as duas válvulas, enquanto que para $Re > 12.000$, o coeficiente de restituição da Válvula 3 aumenta para $e_{rf} \approx 0,7$, o que pode explicar a inversão do comportamento. Porém, isso deve ser melhor investigado. Inclusive, esse comportamento torna-se semelhante ao comportamento da Válvula 3 quando testada na condição de abertura abrupta (AA) - $e_{rf} \approx 0,7 - 0,8$ em toda faixa de número de Reynolds (Figura 34).

Os valores de pressão à montante da Válvula 3 sem pré-carga são menores do que os da Válvula 3 com pré-carga em toda faixa de número de Reynolds, indicando que as forças do escoamento na Válvula sem pré-carga são menores, como esperado.

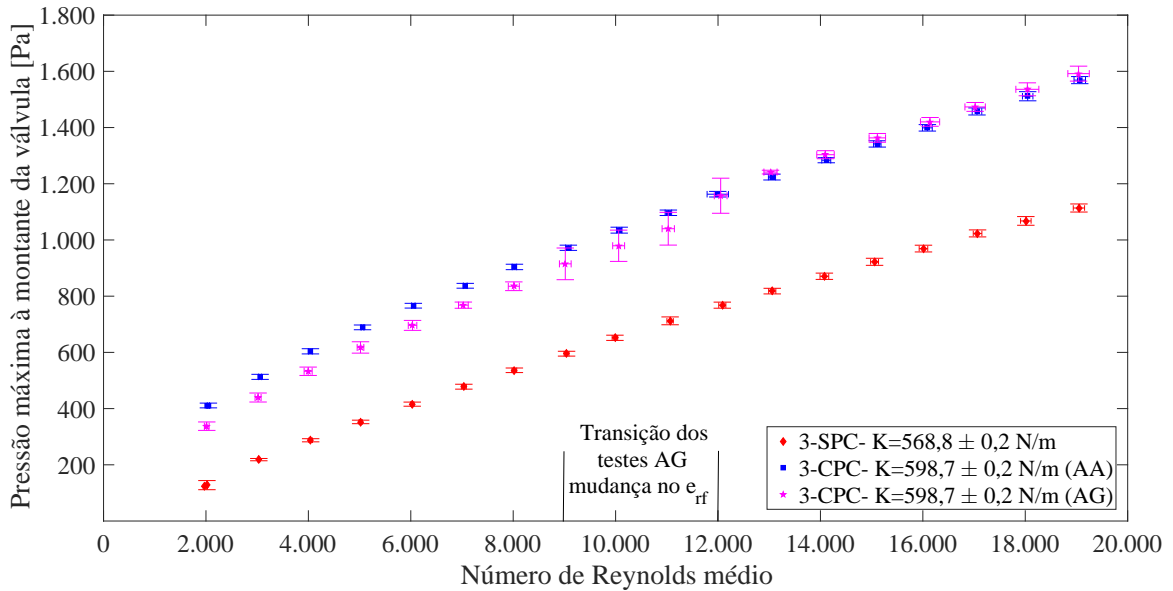
Figura 34 – Média das aberturas máximas da Válvula 3 para as configurações com e sem pré-carga



As Figuras 36 e 37 mostram os resultados de abertura máxima e pressão à montante apenas para a Válvula 4 (com e sem pré-carga), repectivamente. Na pequena região sem contato entre válvula e assento ($Re < 3.000$), a abertura máxima da válvula sem pré-carga é menor ou praticamente igual (para $Re \approx 2.000$) à abertura da válvula com pré-carga. Para $4.000 \leq Re \leq 12.000$, a abertura da válvula sem pré-carga torna-se maior do que a abertura da válvula com pré-carga. Nessa região de número de Reynolds, os coeficientes de restituição das duas válvulas não são significamente diferentes - variar de 0,4 a 0,6. Entretanto, esse comportamento inverte-se para $Re > 12.000$. Observamos aqui novamente que nessa região o coeficiente de restituição da válvula sem pré-carga

($e_{rf} \approx 0,7$ contra $e_{rf} \approx 0,5$ da válvula sem pré-carga). Isso indica que o fenômeno de impacto pode alterar significativamente o comportamento das válvulas, merecendo um estudo detalhado em futuros trabalhos.

Figura 35 – Média das pressões máximas à montante da Válvulas 3 para as configurações com e sem pré-carga



Os valores de pressão à montante da Válvula 4 sem pré-carga são menores do que os valores da válvula com pré-carga em toda faixa de número de Reynolds, como esperado (Figura 37).

Figura 36 – Média das aberturas máximas da Válvula 4 para as configurações com e sem pré-carga

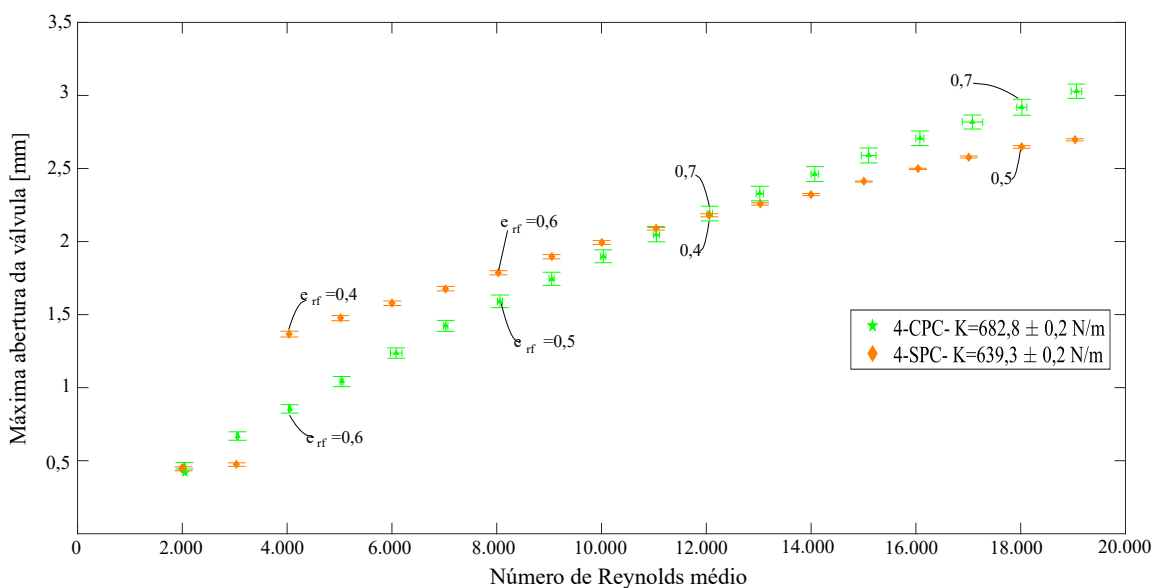
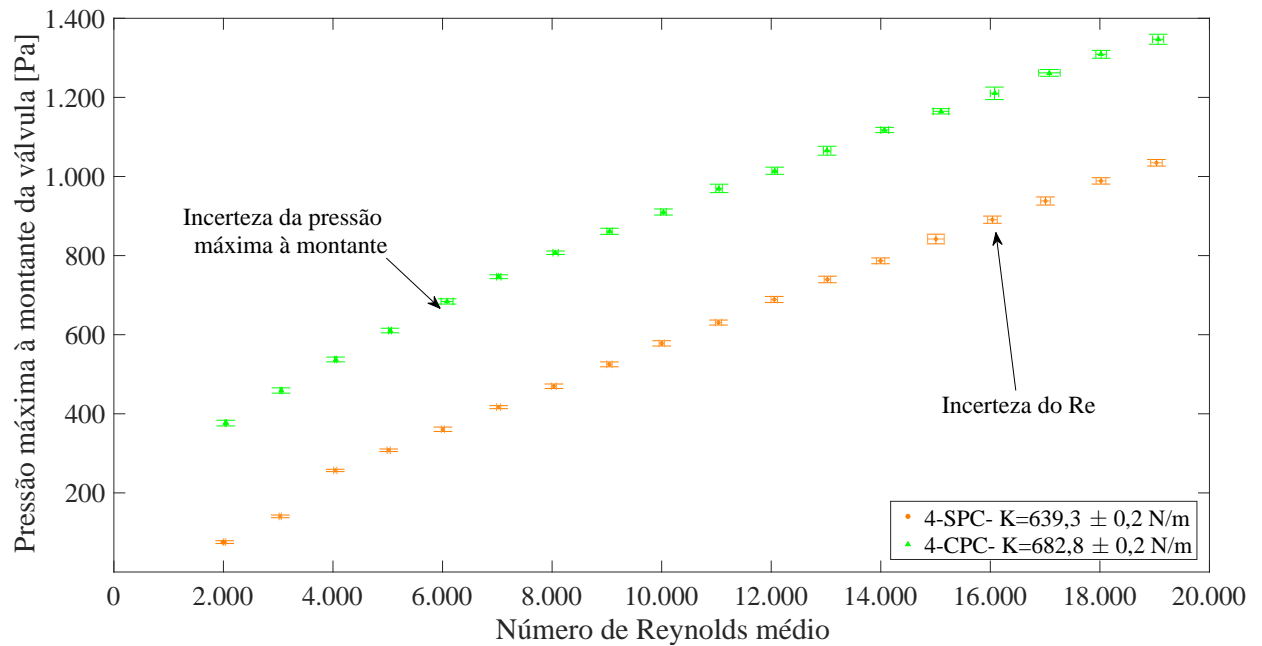


Figura 37 – Média das pressões máximas à montante da Válvulas 4 para as configurações com e sem pré-carga



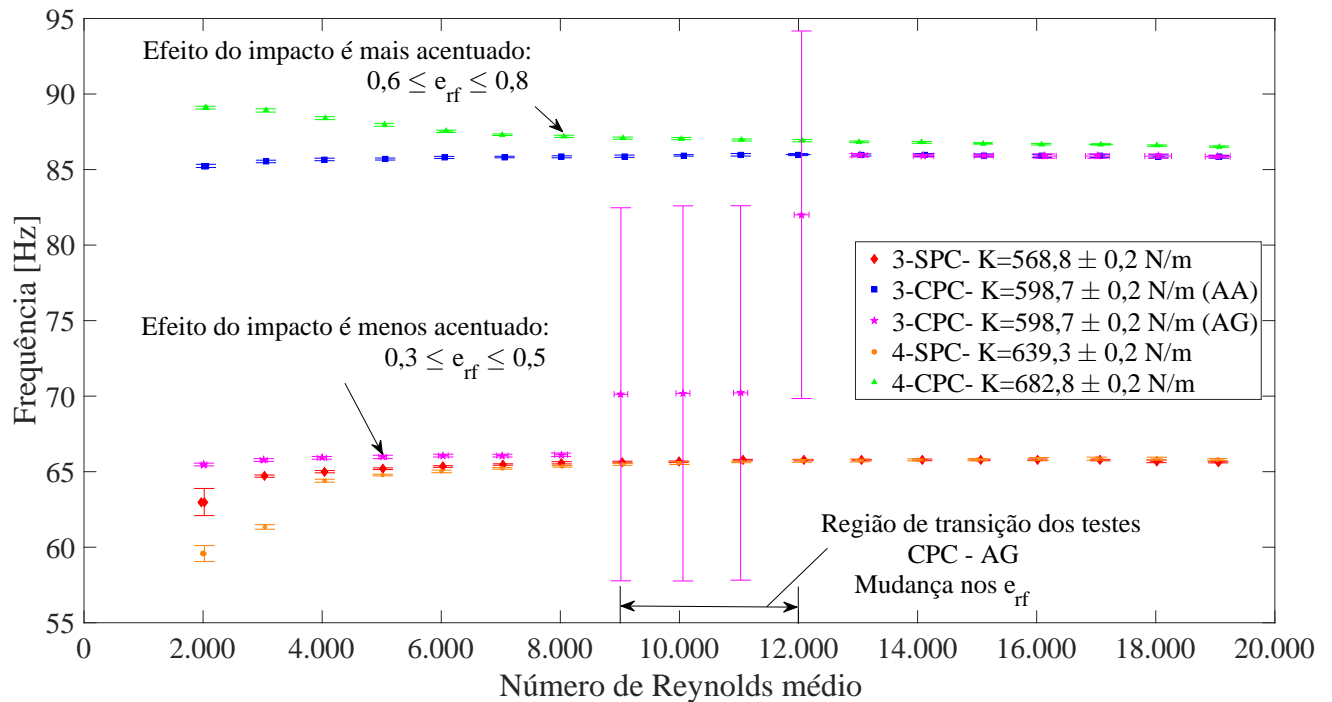
Fonte: Próprio autor

Os gráficos da máxima abertura e máxima pressão à montante contendo todos os testes com e sem pré-carga para as Válvulas 3 e 4 são apresentados no Apêndice D.

Frequência aeroelástica

Diferentemente do ocorrido para as válvulas de 0,4 mm de espessura - Válvulas 1 e 2 -, notamos que para as válvulas mais rígidas (Válvulas 3 e 4), o impacto influencia consideravelmente o comportamento dinâmico da válvula, modificando a frequência do movimento de acordo com o coeficiente de restituição dos testes. Para $e_{rf} \approx 0,4$, a frequência do movimento é próxima a 65 Hz e para $e_{rf} \approx 0,7$, a frequência do movimento é próxima a 86 Hz (Figura 38). Maiores coeficientes de restituição significam maiores velocidades após o impacto e, conseqüentemente, maiores frequências do movimento para aberturas que não se diferem significativamente.

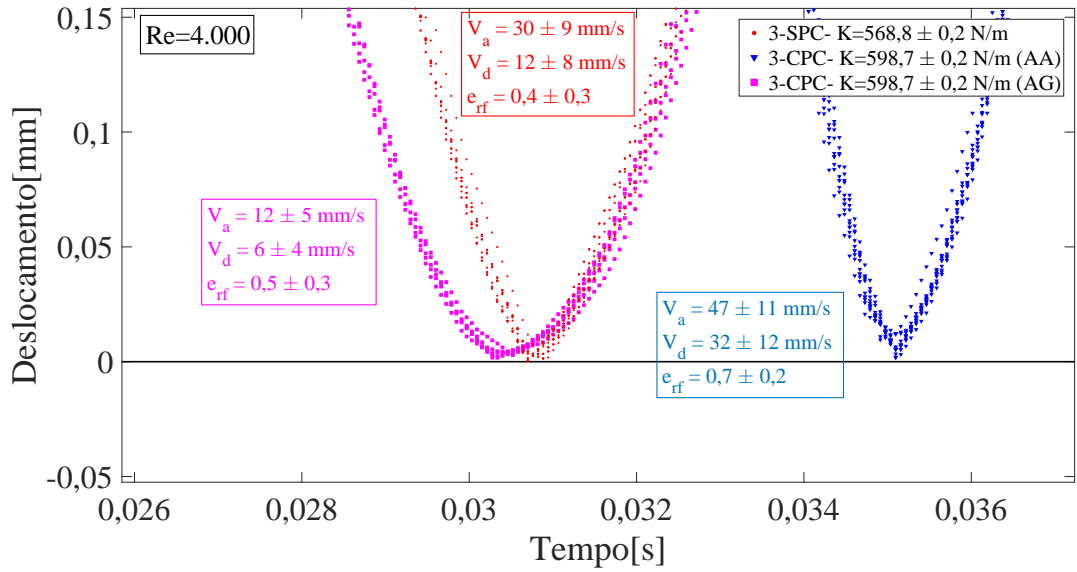
Figura 38 – Frequência aeroelástica das válvulas 3 e 4 para as cinco configurações testadas



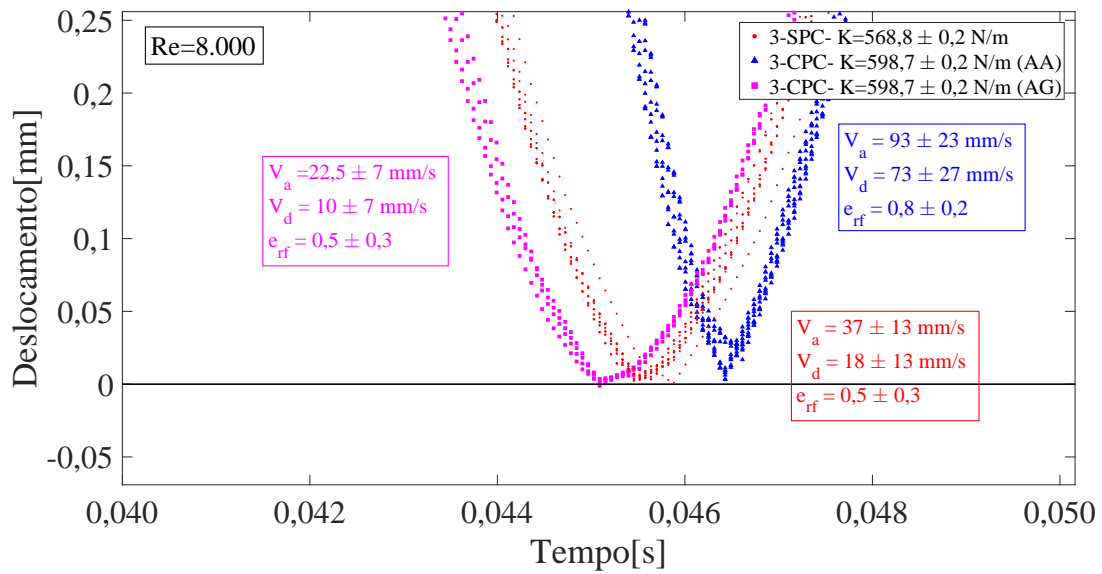
Coefficiente de restituição - e_{rf}

O comportamento das velocidades antes e após o impacto são apresentados nas Figuras 39 e 40 para as Válvulas 3 e 4, respectivamente. Em ambas as válvulas observamos dois comportamentos distintos para o perfil de velocidade no momento do impacto: quando as velocidades das válvulas são mais elevadas, o perfil de velocidades é do tipo V; para velocidades menores, o perfil é mais suave do tipo U. De forma geral, os impactos do tipo V fornecem coeficientes de restituição mais elevados ($e_{rf} \approx 0,7$ a $0,8$). Além disso, como as velocidades antes do impacto são elevadas, as forças de impacto também devem ser elevadas. Os impactos do tipo U, por outro lado, apresentam coeficientes de restituição menores ($e_{rf} \approx 0,4$ a $0,6$) e, por apresentarem menores velocidades antes do impacto, devem fornecer menores forças de impacto. De maneira geral, válvulas com os maiores valores de rigidez e maiores forças de pré-carga apresentam maiores coeficientes de restituição.

Figura 39 – Coeficiente de restituição da Válvula 3 - testes com e sem pré-carga



(a) $Re = 4.000$



(b) $Re = 8.000$

Figura 38 - Continuação

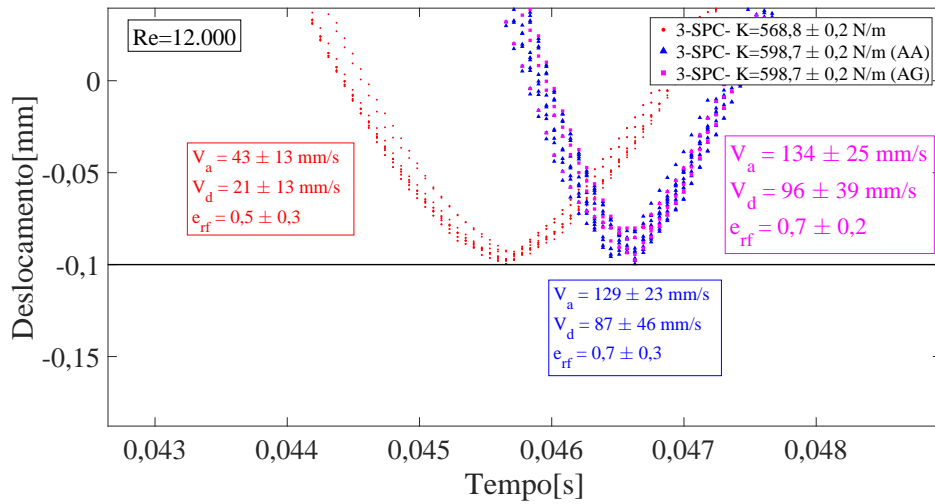
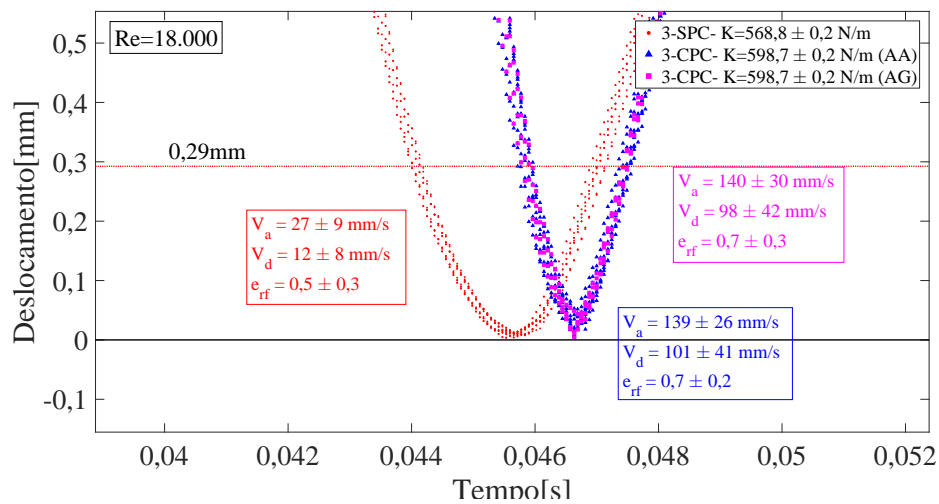
(c) $Re = 12.000$ (d) $Re = 18.000$

Figura 40 – Coeficiente de restituição da Válvula 4 - testes com e sem pré-carga

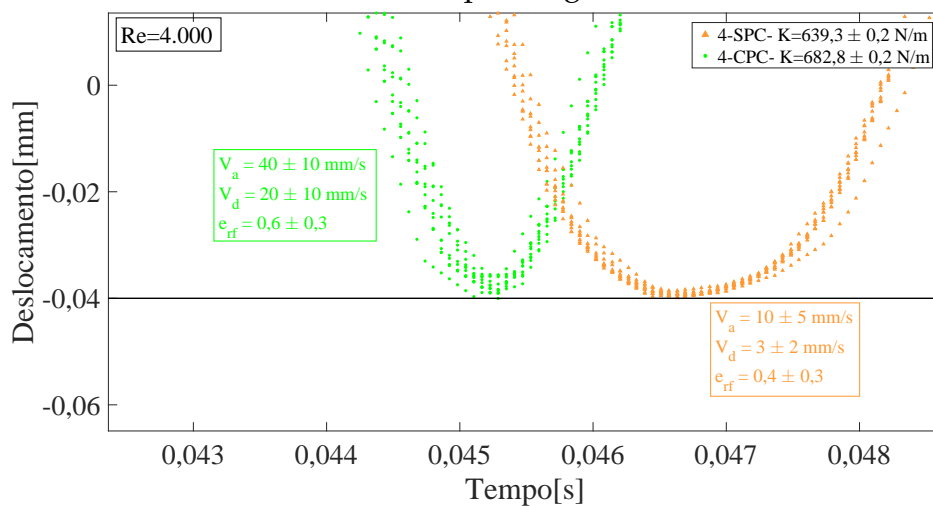
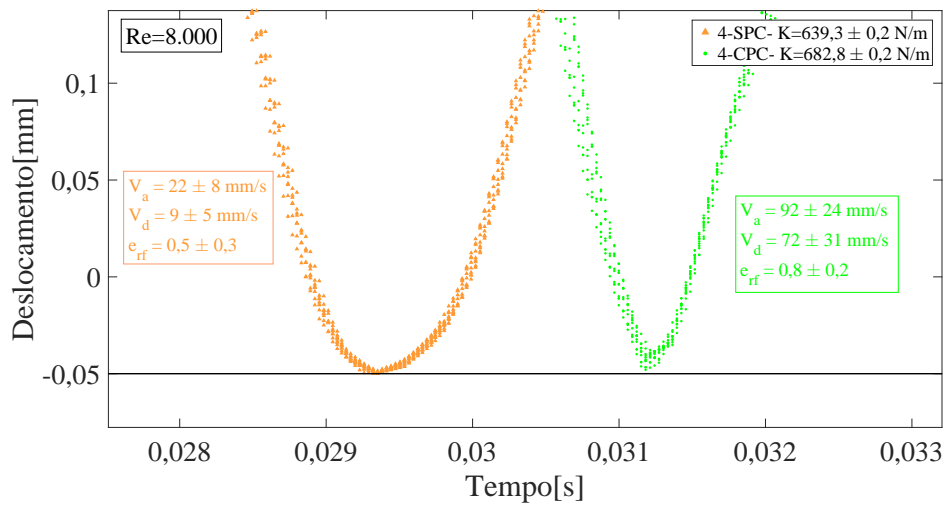
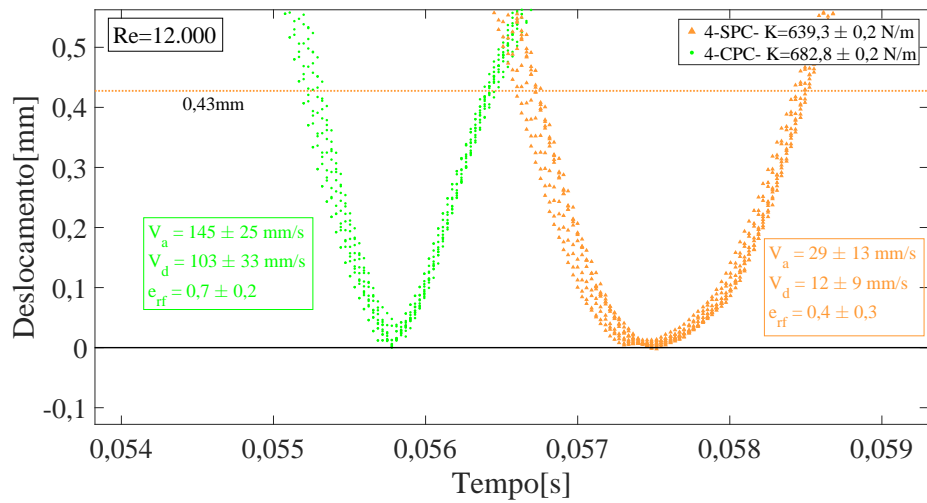
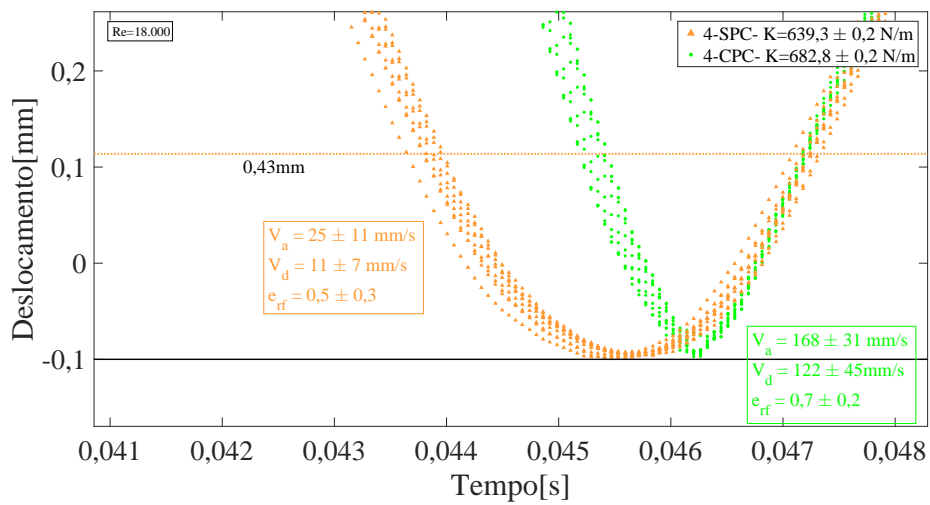
(a) $Re = 4.000$

Figura 39 - Continuação

(b) $Re = 8.000$ (c) $Re = 12.000$ (d) $Re = 18.000$

Devemos ressaltar que os resultados de impacto apresentados aqui devem ser usados com cuidado, pois as medições de deslocamento - e, conseqüentemente, pois as medições de velocidade - foram realizados em apenas um ponto da válvulas. Portanto, conclusões definitivas devem ser obtidas em estudos mais aprofundados a serem realizados em trabalhos futuros.

4 CONCLUSÃO

Uma revisão bibliográfica da dinâmica de válvulas de compressores de refrigeração (sucção ou descarga) mostra que a maioria das pesquisas experimentais analisa o comportamento dinâmico das válvulas durante a operação real do compressor, o que não permite isolar efeitos indesejados durante as medições, principalmente a influência do óleo lubrificante. Além disso, a grande maioria das pesquisas são divulgadas em conferência, onde o espaço de publicação é limitado, o que faz com que a descrição da metodologia experimental empregada pelos pesquisadores não seja realizada de forma adequada, não permitindo uma avaliação criteriosa dos resultados divulgados.

Portanto, identificamos que esse tema ainda merece atenção dos pesquisadores, principalmente daqueles que necessitam de dados experimentais acurados para validação de metodologias numéricas dedicadas à simulação de válvulas de compressores de refrigeração. Neste trabalho, objetivamos contribuir com o avanço dessas pesquisas por meio da descrição da dinâmica de um modelo de válvula muito usado como válvula de sucção em compressores alternativos herméticos de pequeno e médio portes. O diferencial do estudo está na análise de válvulas em uma bancada de testes onde a vazão do escoamento é controlada e a medição do deslocamento das válvulas não tem influência de efeitos indesejados que ocorrem dentro de um compressor. Especificamente, medimos o deslocamento de válvulas com diferentes valores de rigidez e de forças de pré-carga em função do número de Reynolds do escoamento que produz seus movimentos para avaliar os diferentes comportamentos dinâmicos das válvulas.

De uma maneira geral, identificamos que a dinâmica das válvulas depende significativamente de sua rigidez, do valor de força de pré-carga que está sujeita e do número de Reynolds do escoamento que incide sobre sua superfície - o que se traduz na força causada pelo escoamento e que é responsável pelo seu movimento.

Comparando apenas as Válvulas 1 e 2 (rigidez aproximadamente de 300 N/m) com as Válvulas 3 e 4 (rigidez aproximadamente de 600 N/m) com pré-carga, concluímos que válvulas mais rígidas possuem amplitudes menores de movimento, como esperado. Esse efeito diminui com o aumento do número de Reynolds do escoamento: para $Re \approx 2.000$, a amplitude das válvulas com menor rigidez são cerca de o dobro da amplitude das válvulas com maior rigidez (1,0 mm para 0,5 mm); para $Re \approx 19.000$ essa diferença é menor, passando de cerca de 3,25 mm para 3,0 mm). A frequência das válvulas mais rígidas são maiores: cerca de 65 Hz para as válvulas de menor rigidez e cerca de 85 Hz para as válvulas de maior rigidez - característica de sistema não-linear. A ausência de pré-carga produz menores aberturas e amplitudes das válvulas, o que é mais nitidamente observado nas Válvulas 1 e 2, atingindo diferenças até de mais de

1,5 mm para um mesmo número de Reynolds na região em que não há impacto entre a válvula e o assento.

As válvulas também foram testadas com diferentes forças de pré-carga, incluindo pré-cargas nulas - válvulas instaladas com abertura inicial em relação ao assento. A análise da influência das forças de pré-carga na amplitude do movimento é complexa, pois mostra dependência simultânea com a rigidez do sistema, com o número de Reynolds do escoamento, e com a existência do impacto entre a válvula com o assento. O comportamento da frequência do movimento das válvulas em função dos valores de pré-carga também mostra as mesmas dependências da amplitude.

De uma maneira geral, o aumento do número de Reynolds do escoamento produz maiores amplitudes de movimento das válvulas, mas não altera significativamente suas frequências. Entretanto, identificamos três regiões distintas que são dependentes da existência da força de pré-carga e do impacto entre a válvula e o assento. Para válvulas sem força de pré-carga, o comportamento dinâmico se divide em três regiões: uma primeira região onde a válvula não encosta no assento - sem impacto -, que ocorre em uma pequena faixa de número de Reynolds e com pequenas amplitudes de movimento; uma segunda região de transição onde as amplitudes aumentam exponencialmente com o aumento do número de Reynolds - denominada aqui de *valve flutter* -; e uma terceira região onde existe o impacto entre válvula e assento - denominada aqui de ciclo limite. A região sem impacto diminui para válvulas com maior rigidez. Para as válvulas com força de pré-carga existe apenas a região de ciclo limite.

Como conclusão geral, podemos dizer que devemos conhecer com exatidão os valores de rigidez, de força de pré-carga e dos parâmetros de impacto do sistema, pois qualquer modificação nesses parâmetros causa grandes alterações no comportamento dinâmico da válvula. Portanto, os valores de rigidez, força de pré-carga e parâmetros de impacto devem ser obtidos com exatidão e cuidado, para que sejam usados futuramente na validação de metodologias numéricas de simulação do problema estudado.

O comportamento dinâmico diferente encontrado na Válvula 3 dependendo da condição inicial - testes com aumento gradual e com aumento abrupto - e as diferenças de comportamento dinâmicos encontradas entre as Válvulas de 0,4 mm de espessura e 0,5 mm de espessura sem pré-carga não puderam ser justificados e, por isso, as análises ficaram prejudicadas. Uma possível explicação para isso pode ser a complexidade de dependência dos diversos parâmetros que influenciam na dinâmica do movimento. Portanto, investigações mais detalhadas devem ser realizadas com o objetivo de esclarecer esses comportamentos. Para isso, sugerimos que futuros trabalhos sejam projetados para isolar esses efeitos: por exemplo, fixar um valor de pré-carga e analisar a influência da rigidez; fixar um valor de abertura inicial e avaliar a influência da rigidez.

Além disso, é importante caracterizar o fenômeno de impacto por meio da medição da força do escoamento atuando sobre a válvula e da medição direta da velocidade de impacto entre a válvula e assento - não por meio do cálculo indireto da velocidade em função de dados de deslocamento - em várias posições da válvula

REFERÊNCIAS

- ANDREOTTI, T. **Estudo experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial**. 2013. 118f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.
- ARANTES, D. M. **Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração**. 2013. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.
- BEAN, H. S. **Fluid meters: their theory and application**. 6. ed. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1971.
- BHAKTA, A.; MANTRI, P.; TAMMA, B. An improved analytical model for efficiency estimation in design optimization studies of a refrigerator compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22. , 2014, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2014. p. 1–8.
- BOSWIRTH, L. Theoretical and experimental study on valve flutter. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 10. , 1990, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 1990.
- BURGSTALLER, A.; NAGY, D.; ALMBAUER, R.; LANG, W. Influence of the main parameters of the suction valve on the overall performance of a small hermetic reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19. , 2008, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2008.
- COURTOIS, S.; ANOULT, E.; WAGSTAFF, P.; GAVRIC, L. On finite element modeling of valve dynamics impacts, oil stiction, gas flow, ... In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 16. , 2002, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2002.
- ELETROBRAS. **Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil: pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso: ano base 2005**. Rio de Janeiro, 2007. Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br/procel>>. Acesso em: 04 de abril de 2016.
- HABING, R.; PETERS, M. An experimental method for validating compressor valve vibration theory. **Journal of Fluids and Structures**, London, v. 22, n. 5, p. 683 – 697, 2006. ISSN 0889-9746.
- JUNIOR, P. L.; SILVEIRA, F. L. d. Sobre as incertezas do tipo A e B e sua propagação sem derivadas: uma contribuição para a incorporação da metrologia contemporânea aos laboratórios de física básica. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, São Paulo, v. 33, p. 1 – 6, 2011. ISSN 1806-1117.

- LEMKE, N. C.; KÖNIG, M.; HENNIG, J.; FÖRSTERLING, S.; KÖHLER, J. Transient experimental and 3d-fsi investigation of flapper valve dynamics for refrigerant compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 23. , 2016, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2016. p. 1–10.
- LENZ, J. R.; E, D. C. P.; DRIVE, O. V.; ARBOR, A. A study of flapper valve motion in a variable speed compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 20. , 2010, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2010. p. 1–7.
- LOHN, S. K.; PEREIRA, E. L. L.; CÂMARA, H. F.; BARBOSA, R. R. Experimental investigation of damping coefficient for compressor reed valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 23. , 2016, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2016. p. 1–9.
- MA, Y.; HE, Z.; PENG, X.; XING, Z. Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical co2 refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 32, p. 13 – 21, 2012. ISSN 1359-4311.
- MANTRI, P.; BHAKTA, A.; MALLAMPALLI, S.; HAHN, G.; KUSUMBA, S. Development and validation of integrated design framework for compressor system model. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22. , 2014, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2014. p. 1–9.
- MOIMAS, G. B.; ABREGO, A. L. S.; GASCHÉ, J. L. Experimental analysis of the precharging effect at the dynamic behavior of a reed valve used in refrigeration compressors. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA - COBEM, 24. , 2017, Curitiba. **Proceedings ...** Curitiba: ABCM, 2017.
- NAGATA, S.; NOZAKI, T.; AKIZAWA, T. Analysis of dynamic behavior of suction valve using strain gauge in reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 20. , 2010, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2010. p. 1–8.
- NAGY, D.; ALMBAUER, R. A.; LANG, W.; BURGSTALLER, A. Valve lift measurement for the validation of a compressor simulation model. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19. , 2008, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2008. p. 1–8.
- NAKANO, A.; KINJO, K.; E-MAIL, P. F. Cfd applications for development of reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19. , 2008, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2008. p. 1–8.
- NINKOVIC, D.; TARANOVIC, D.; MILOJEVIC, S.; PESIC, R. Modelling valve dynamics and flow in reciprocating compressors. In: INTERNATIONAL CONGRESS MOTOR VEHICLES & MOTORS, 4. , 2012, [S.I.]. **Proceedings ...** [S.I.: s.n.], 2012. v. 39, p. 43 – 63.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 17. , 2004, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2004. p. 1–8.

PRATER, G.; HNAT, W. P. Optical measurement of discharge valve modal parameters for a rolling piston refrigeration compressor. **Measurement**, Amsterdam, v.33, n. 1, p. 75 – 84, 2003. ISSN 0263-2241.

RAO, S. S.; YAP, F. F. **Mechanical vibrations**. 5. ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2011.

RIBAS, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal analysis of reciprocating compressors-a critical review. INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19. , 2008, West Lafayette. In: **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2008. p. 1–8.

RIGOLA, J.; PÉREZ-SEGARRA, C.; OLIVA, A. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 28, n. 2, p. 253 – 266, 2005. ISSN 0140-7007.

SOUTO, L. E. M. **Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores**. 2002. 117 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

WANG, Y.; XUE, C.; JIA, X.; PENG, X. Fault diagnosis of reciprocating compressor valve with the method integrating acoustic emission signal and simulated valve motion. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 56, p. 197 – 212, 2015. ISSN 0888-3270.

WU, S.; WANG, Z. A numerical simulation of fluid-structure interaction for refrigerator compressors suction and exhaust system performance analysis. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22. , 2014, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2014. p. 1–7.

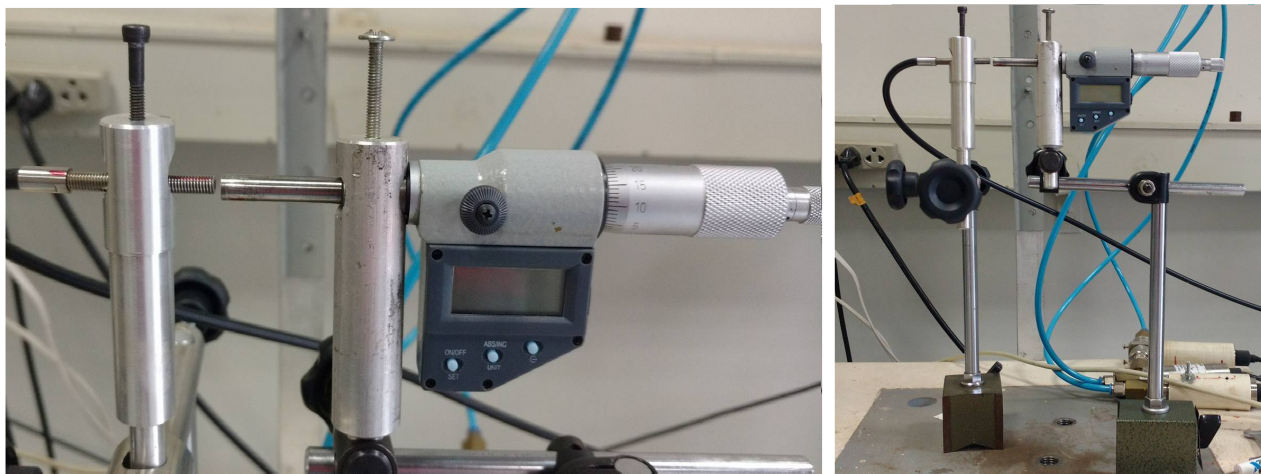
YESILAYDIN, I.; ERBAY, L. B. Numerical investigation of flow losses through discharge line of household type refrigerator compressors. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, Lausanne, v. 90, n. 1, 2015.

YOSHIZUMI, F.; KONDOH, Y.; MOROI, T.; TAMANO, S.; MORINSHI, Y. Numerical simulation on the opening delay of a discharge reed valve in compressors. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 22., 2014, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s.n.], 2014. p. 1–9.

APÊNDICE A - CALIBRAÇÃO SENSOR ÓTICO

Com o intuito de analisar a exatidão do sensor ótico, realizamos a aferição do sensor usando um micrômetro *Digimes*[®] de 0,001mm de resolução. Utilizando bases magnéticas, posicionamos o micrômetro de frente para o sensor ótico, deixando a haste de medição próxima ao sensor (Figura 41). Nessa posição, zeramos o micrômetro e registramos o valor indicado no sensor ótico. Então, afastamos o sensor de 0,05 em 0,05 mm, registrando o valor medido pelo sensor óptico (distância). Esse procedimento foi repetido 11 vezes.

Figura 41 – Aparato experimental utilizado para a aferição do sensor ótico



Fonte: Próprio autor

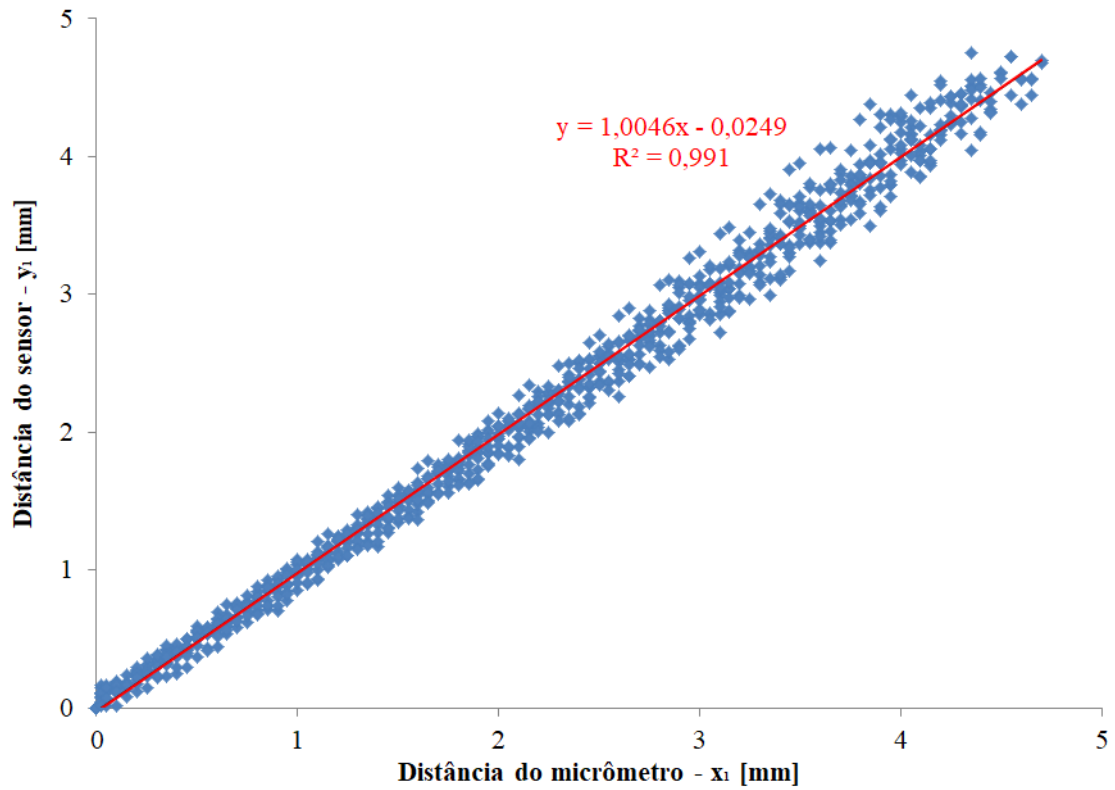
Com os dados dos 11 testes, plotamos o comportamento da distância medida pelo sensor em função da distância medida pelo micrômetro. Usando o método dos mínimos quadrados obtivemos a curva de calibração do sensor (Figura 42):

$$y_1 = 1,0046x_1 - 0,0249 \quad (15)$$

Os resultados mostram que o sensor ótico ainda apresenta as características metro-lógicas fornecidas pelo fabricante (Figura 43).

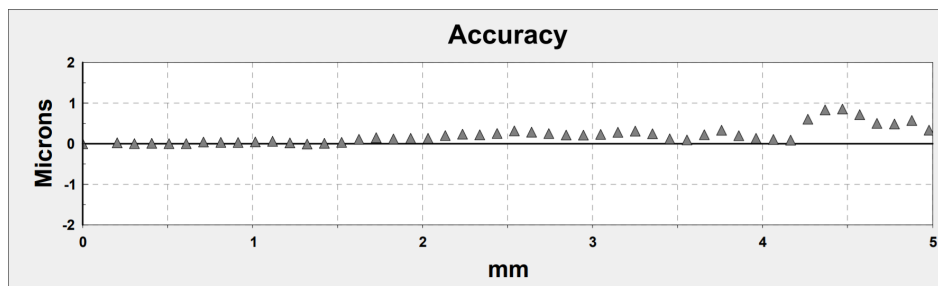
Portanto, decidimos usar os dados de calibração fornecidos pelo fabricante para o tratamento dos resultados dos testes. Os dados de repetibilidade indicam uma incerteza da ordem de $\pm 1 \mu\text{m}$.

Figura 42 – Dados da exatidão do sensor ótico



Fonte: Próprio autor

Figura 43 – Curva de fabricação do sensor ótico



Sensor Accuracy is measured at 2.5 samples/sec.

Fonte: Fabricante do sensor - Philtec

APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS

Em trabalhos experimentais, a indicação da incerteza de medição de um parâmetro é tão importante quanto a indicação do valor do parâmetro medido. Se a incerteza de medição é muito menor do que o valor medido, o resultado da medição pode ser considerado como válido. Descrevemos neste apêndice o procedimento adotado para estimar a incerteza dos parâmetros que foram medidos nos testes.

B.1 Incertezas de parâmetros primários

Os parâmetros primários são os parâmetros medidos durante os testes: temperatura, pressão à montante da válvula, diâmetro de orifício de entrada da válvula, vazão do escoamento e deslocamento instantâneo da válvula.

A pressão manométrica à montante da válvula foi medida por um transdutor com incerteza de medição fornecida pelo fabricante no valor de 0,1% do fundo de escala (3.500 Pa), ou seja, $\pm 3,5$ Pa.

A temperatura do escoamento foi medida por um sensor embutido no medidor de vazão. Como o fabricante não fornece a incerteza de medição, estimamos uma incerteza de $\pm 1^\circ\text{C}$, na pior das hipóteses.

O diâmetro do orifício de entrada foi medido por um paquímetro com 0,05 mm de menor divisão de escala. Assumindo uma distribuição retangular para este parâmetro, sua incerteza é dada por (JUNIOR; SILVEIRA, 2011):

$$\delta D = \pm \frac{0,05/2}{\sqrt{3}} = \pm 0,014\text{mm} \quad (16)$$

A incerteza de medição da vazão dada pelo fabricante é de $\pm 0,2\%$ do valor medido.

A incerteza de medição do deslocamento instantâneo da válvula foi estimada em $\pm 1 \mu\text{m}$, conforme dados de repetibilidade fornecidos pelo fabricante.

Como todos esses parâmetros foram medidos várias vezes, a incerteza final foi estimada pela combinação da incerteza de medição de cada medida com a incerteza associada à dispersão das medidas dos vários testes. Essa incerteza, por sua vez, foi estimada considerando que os dados são representados pela distribuição t-student com

N-1 graus de liberdade, ou seja,

$$\delta X_m = \pm \frac{t_p \cdot s}{\sqrt{N-1}} \quad (17)$$

onde t_p é o coeficiente de student para $p = 95\%$ de probabilidade de abrangência (nível de confiança) e s é o desvio padrão das medidas.

A incerteza final é dada por:

$$\delta X = \pm \sqrt{\delta X_m^2 + \delta X_{sensor}^2} \quad (18)$$

onde δX_{sensor} é a incerteza de medição do sensor.

Como exemplo, consideremos a determinação da incerteza do diâmetro de orifício, cujas medidas são: 34,89, 34,88, 34,89, 34,88, 34,88, 34,88, 34,89, 34,90, 34,88 mm. A média e o desvio padrão são respectivamente 34,89 e 0,08 mm. O sistema tem 8 graus de liberdade e com isso o coeficiente de t-student, t_p , considerando 95% de confiança é 2,306. Logo a incerteza associada à dispersão dos dados é:

$$\delta X_m = \pm \frac{t_p \cdot s}{\sqrt{N-1}} = \pm \frac{2,306 \cdot 0,08}{\sqrt{8}} = \pm 0,07 \text{ mm} \quad (19)$$

sabendo que a incerteza de medição do paquímetro, δD_{sensor} , é 0,14 mm, a incerteza final é:

$$\begin{aligned} \delta D &= \pm \sqrt{\delta D_m^2 + \delta D_{sensor}^2} \\ \delta D &= \pm \sqrt{0,07^2 + 0,14^2} \\ \delta D &= \pm 0,07 \text{ mm} \end{aligned} \quad (20)$$

B.2 Incertezas dos parâmetros dependentes

Quando um parâmetro é calculado usando um parâmetro primário, como no caso da viscosidade e número de Reynolds, a incerteza é estimada usando o procedimento

de propagação de incertezas, dada pela seguinte equação:

$$\delta R = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

onde $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$ é o parâmetro dependente e x_i representa cada parâmetro primário.

Incerteza da viscosidade absoluta ($\delta\mu$)

A viscosidade absoluta foi calculada por (BEAN, 1971):

$$\mu = \mu(T) = (k_1 + k_2 T - k_3 T^2) \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s} \quad (22)$$

onde $k_1 = 0,872381 \text{ Pa.s}$, $k_2 = 7,028571 \cdot 10^{-2} \text{ Pa.s.K}^{-1}$ e $k_3 = 3,80952 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s.K}^{-2}$, sendo T a temperatura absoluta em *Kelvin*.

Assim a incerteza é dada por:

$$\delta\mu = \mu \left[\left(\frac{\partial\mu}{\partial T} \delta T \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \therefore \quad \delta\mu = \frac{\partial\mu}{\partial T} \delta T \quad (23)$$

sendo:

$$\frac{\delta\mu}{\delta T} = (k_2 - 2k_3 T) \cdot 10^{-6} \quad e \quad \delta T = 1^\circ\text{C}$$

As Figuras 44 e 45 mostram o comportamento da incerteza da viscosidade absoluta na representação absoluta (Figura 44) e relativa (Figura 45) para todos os testes.

Figura 44 – Comportamento da incerteza absoluta de viscosidade ($\delta\mu$) em função da viscosidade

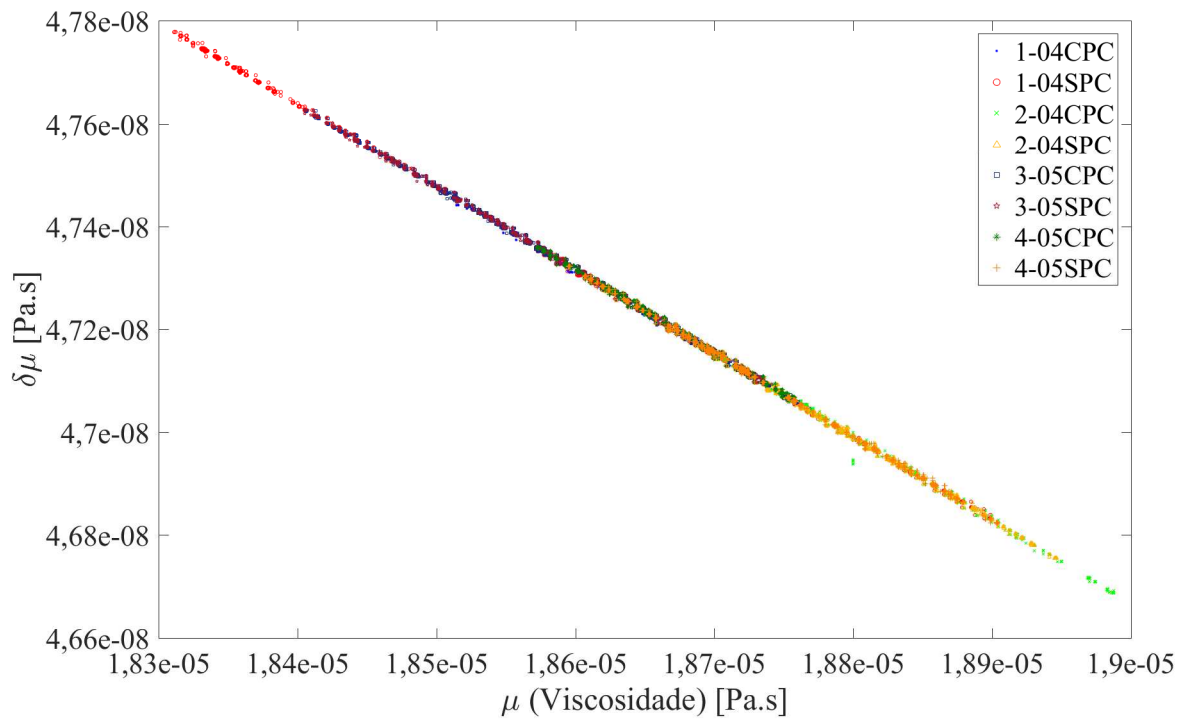
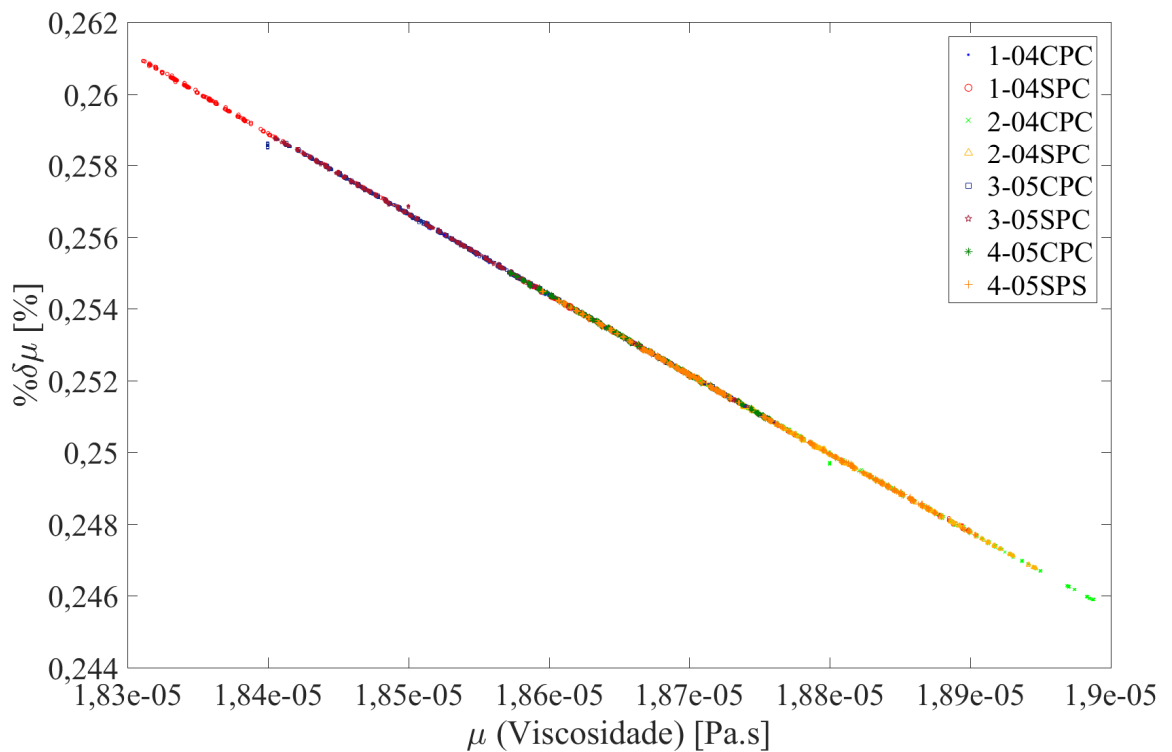


Figura 45 – Comportamento da incerteza relativa de viscosidade ($\% \delta\mu$) em função da viscosidade



A maior incerteza relativa encontrada para a viscosidade foi de $\% \delta \mu = 0,26\%$ do valor obtido.

Incerteza do número de Reynolds

O número de Reynolds é calculado por:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (24)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica do escoamento, D é o diâmetro do orifício e μ é a viscosidade absoluta.

Assim, a incerteza do número de Reynolds é estimada por:

$$\delta Re = \left[\left(\frac{\partial Re}{\partial \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial D} \delta D \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \mu} \delta \mu \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

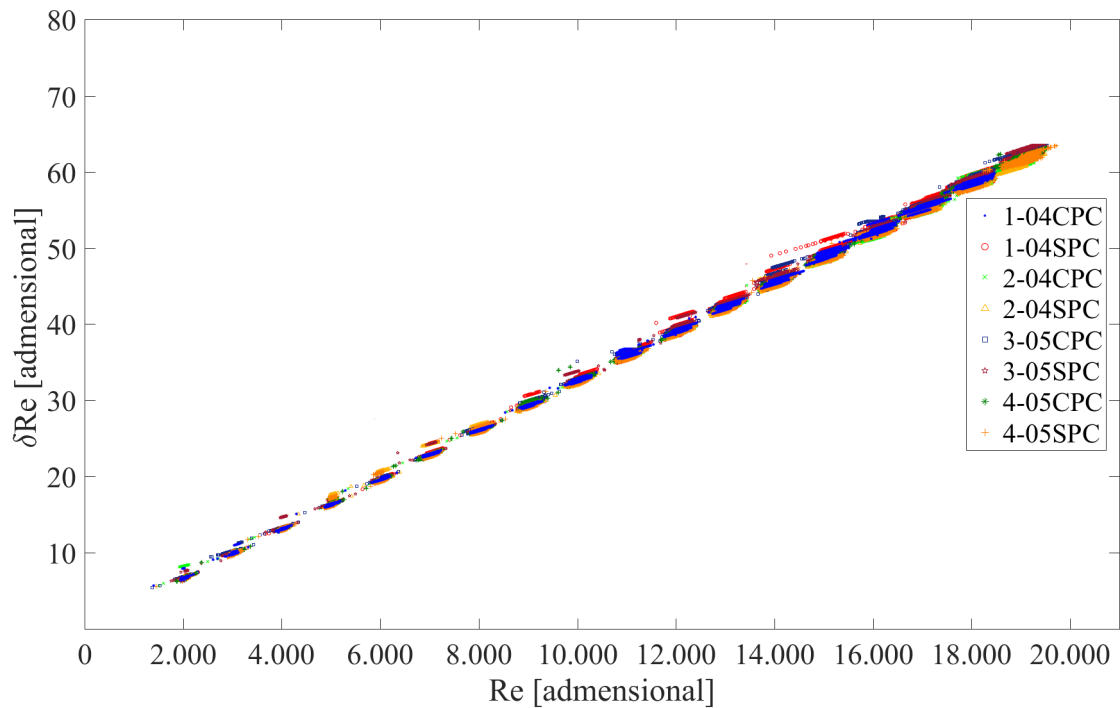
o que resulta em:

$$\delta Re = Re \left[\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\delta \mu}{\mu} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

As Figuras 46 e 47 mostram o comportamento da incerteza do número de Reynolds nas formas absoluta (δRe) e relativa ($\% \delta Re$), respectivamente, em função dos valores do número de Reynolds (Re) para todos os testes.

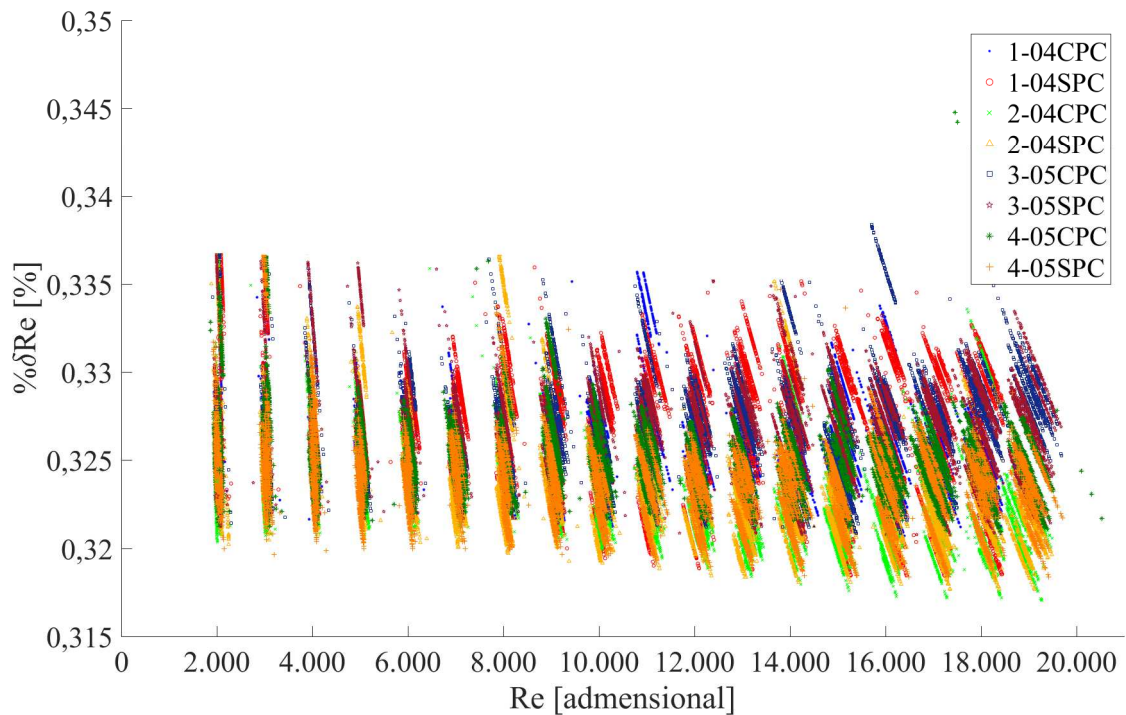
A incerteza relativa do numero de Reynolds é praticamente constante para cada configuração utilizada. Adotamos o valor de 0,34% como estimativa de incerteza para esse parâmetro.

Figura 46 – Comportamento da incerteza absoluta de número de Reynolds (δRe) em função do número de Reynolds



Fonte: Próprio autor.

Figura 47 – Comportamento da incerteza relativa de número de Reynolds ($\% \delta Re$) em função do número de Reynolds



Fonte: Próprio autor.

A incerteza final do número de Reynolds é dada por:

$$\delta Re_{final} = \pm \sqrt{\delta Re^2 + \delta Re_m^2} \quad (27)$$

onde:

$$\begin{aligned} \delta Re &= \pm 0,34\% Re \\ \delta Re_m &= \pm \frac{t_p(p=95\%) \cdot s}{\sqrt{N-1}} \end{aligned} \quad (28)$$

Por exemplo, caso a média do Reynolds seja 20.000, o desvio padrão, s , ± 150 e $N = 11$ amostras - 10 graus de liberdade e $t_p = 2,228$, temos:

$$\begin{aligned} \delta Re_{final} &= \pm \sqrt{(0,34\% \cdot 20000)^2 + \left(\frac{2,228 \cdot 150}{\sqrt{10}}\right)^2} \\ &= \pm \sqrt{68^2 + 106^2} \\ &= \pm 126 \end{aligned} \quad (29)$$

Incerteza da abertura máxima da válvula (A_{max})

Para calcularmos a incerteza referente à abertura máxima da válvula, primeiramente devemos lembrar como o deslocamento instantâneo da válvula em relação ao assento, $s(t)$, é calculado. Da Equação 1, temos que:

$$s(t) = H - d(t)$$

onde H é a distância medida pelo sensor quando a válvula está encostada no assento - válvula fechada - e $d(t)$ é o deslocamento instantâneo medido pelo sensor ótico.

Como ambas as variáveis, H e $d(t)$, são medidas diretamente pelo sensor ótico, temos que a incerteza de medição do deslocamento instantâneo da válvula em relação ao assento, δs_{sensor} , é duas vezes a incerteza do sensor ótico, ou seja 0,002 mm.

Portanto, sendo o calculo da máxima abertura da válvula dado por:

$$A_{max} = \text{máximo}[s(t)] - \text{mínimo}[s(t)] \quad (30)$$

Temos que a incerteza de medição da máxima abertura da válvula, $\delta A_{max,sensor}$, é dada por:

$$\begin{aligned} \delta A_{max,sensor} &= \pm \delta \text{maximo}[s(t)] + \delta \text{minimo}[s(t)] \\ \delta A_{max,sensor} &= \pm 0,002 + 0,002 \\ \delta A_{max,sensor} &= \pm 0,004 \end{aligned} \quad (31)$$

Com isso, a incerteza final da máxima abertura da válvula, δA_{max} , é uma combinação da incerteza de medição da máxima abertura da válvula, $\delta A_{max,sensor}$ e da incerteza estimada, $\delta A_{max,m}$, considerando que os dados são distribuídos pela distribuição t-student com $N - 1$ graus de liberdade e nível de confiança de 95% (Equação 18), sendo:

$$\begin{aligned} \delta A_{max} &= \pm \sqrt{\delta A_{max,sensor}^2 + \delta A_{max,m}^2} \\ \delta A_{max} &= \pm \sqrt{0,004^2 + \left(\frac{t_{p=95\%} \cdot s}{\sqrt{N-1}} \right)^2} \end{aligned} \quad (32)$$

APÊNDICE C - TABELAS DE INCERTEZAS

Neste apêndice apresentamos os valores de incerteza calculados segundo a Equação 17, em que consideramos a incerteza medida pelos sensores e a incerteza devido à dispersão das medidas considerando a distribuição t-student com 95% de nível de confiança.

Na Tabelas 5 a 8 apresentamos as médias e as incertezas referentes aos números de Reynolds (Re), às máximas aberturas das válvulas (A), máximas pressões à montante (P_{max}) e frequências de abertura para as válvulas (f) para as configurações com e sem pré-carga para as válvulas 1 a 4.

Tabela 5 – Médias e incertezas - testes das Válvulas 1 e 2 sem pré-carga

1-04SPC	$Re \pm \delta Re$	1.528 ± 13	2.067 ± 15	2.506 ± 22	3.035 ± 20
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,36 \pm 0,03$	$0,37 \pm 0,03$	$0,37 \pm 0,03$	$0,37 \pm 0,03$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	59 ± 6	89 ± 7	113 ± 6	139 ± 6
	$f \pm \delta f(Hz)$	26 ± 14	47 ± 11	43 ± 15	51 ± 12
2-04SPC	$Re \pm \delta Re$	1.524 ± 15	2.045 ± 22	2.540 ± 18	3.016 ± 20
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,26 \pm 0,01$	$0,27 \pm 0,01$	$0,27 \pm 0,01$	$0,28 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	78 ± 4	112 ± 6	140 ± 5	168 ± 4
	$f \pm \delta f(Hz)$	41 ± 1	53 ± 12	58 ± 1	52 ± 12
1-04SPC	3.532 ± 26	4040 ± 27	4.546 ± 29	5.028 ± 30	5.539 ± 34
	$0,38 \pm 0,03$	$0,38 \pm 0,03$	$0,39 \pm 0,03$	$0,39 \pm 0,03$	$0,40 \pm 0,03$
	167 ± 6	193 ± 8	218 ± 7	243 ± 7	267 ± 9
	55 ± 3	57 ± 1	57 ± 1	58 ± 1	58 ± 1
2-04SPC	3.557 ± 34	4046 ± 23	4.538 ± 32	5.025 ± 40	5.528 ± 32
	$0,29 \pm 0,01$	$0,29 \pm 0,01$	$0,30 \pm 0,01$	$0,32 \pm 0,02$	$0,37 \pm 0,04$
	197 ± 4	225 ± 4	249 ± 5	275 ± 5	302 ± 6
	58 ± 1	58 ± 1	59 ± 1	59 ± 1	59 ± 1

Tabela 5 - Continuação

1-04SPC	6.049 ± 34	6.558 ± 43	7.072 ± 43	7.511 ± 42	8.058 ± 50
	0,41 ± 0,03	0,42 ± 0,03	0,51 ± 0,11	1,78 ± 0,75	2,48 ± 0,08
	290 ± 8	313 ± 8	338 ± 11	484 ± 78	597 ± 10
	58 ± 1	58 ± 1	58 ± 1	59 ± 1	61 ± 1
2-04SPC	6.036 ± 44	-	7.023 ± 45	-	8.030 ± 47
	1,54 ± 0,61	-	2,10 ± 0,06	-	2,230 ± 0,056
	431 ± 61	-	535 ± 7	-	570 ± 8
	61 ± 1	-	62 ± 1	-	63 ± 1
1-04SPC	9.097 ± 58	10.083 ± 60	11.062 ± 64	12084 ± 87	13.086 ± 85
	2,62 ± 0,08	2,74 ± 0,08	2,86 ± 0,07	2,97 ± 0,07	3,07 ± 0,07
	648 ± 11	690 ± 11	731 ± 13	769 ± 15	805 ± 17
	61 ± 1	62 ± 1	62 ± 1	62 ± 1	62 ± 1
2-04SPC	9.034 ± 64	10.025 ± 64	11.067 ± 63	12054 ± 68	13.022 ± 74
	2,36 ± 0,06	2,49 ± 0,05	2,62 ± 0,06	2,74 ± 0,06	2,85 ± 0,06
	608 ± 9	649 ± 7	692 ± 7	733 ± 7	776 ± 7
	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1
1-04SPC	14.066 ± 89	15.176 ± 89	16.145 ± 98	17.104 ± 92	17.723 ± 117
	3,17 ± 0,07	3,28 ± 0,06	3,37 ± 0,06	3,44 ± 0,06	3,46 ± 0,12
	845 ± 18	890 ± 17	931 ± 19	964 ± 17	1000 ± 18
	62 ± 1	62 ± 1	62 ± 1	62 ± 1	62 ± 1
2-04SPC	14.053 ± 87	15.040 ± 85	16.106 ± 93	17.066 ± 99	18.100 ± 108
	2,95 ± 0,07	3,05 ± 0,07	3,14 ± 0,07	3,20 ± 0,07	3,26 ± 0,07
	819 ± 7	861 ± 6	905 ± 7	945 ± 7	989 ± 8
	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1

Fonte: Próprio autor

Tabela 6 – Médias e incertezas - testes das Válvulas 1 e 2 com pré-carga

1-04CPC	$Re \pm \delta Re$	2.025 ± 16	3.037 ± 26	4.045 ± 25	5.016 ± 32
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,91 \pm 0,05$	$1,17 \pm 0,05$	$1,40 \pm 0,05$	$1,60 \pm 0,05$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	222 ± 5	286 ± 5	349 ± 5	401 ± 6
	$f \pm \delta f(Hz)$	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	64 ± 1
2-04CPC	$Re \pm \delta Re$	2.039 ± 20	3.023 ± 22	4.042 ± 31	5.050 ± 33
	$A \pm \delta A(mm)$	$1,02 \pm 0,04$	$1,31 \pm 0,03$	$1,53 \pm 0,04$	$1,73 \pm 0,04$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	233 ± 7	293 ± 6	353 ± 6	408 ± 5
	$f \pm \delta f(Hz)$	62 ± 1	63 ± 1	63 ± 1	63 ± 1

1-04CPC	6.036 ± 38	7.038 ± 42	8.036 ± 52	9.040 ± 57	10.021 ± 64
	$1,78 \pm 0,05$	$1,95 \pm 0,05$	$2,11 \pm 0,05$	$2,26 \pm 0,06$	$2,40 \pm 0,05$
	451 ± 5	499 ± 6	544 ± 7	589 ± 5	631 ± 7
	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1
2-04CPC	6.022 ± 37	7.021 ± 49	8.021 ± 51	9.044 ± 60	10.028 ± 64
	$1,91 \pm 0,04$	$2,08 \pm 0,04$	$2,23 \pm 0,04$	$2,38 \pm 0,04$	$2,52 \pm 0,04$
	459 ± 6	507 ± 7	555 ± 6	599 ± 7	644 ± 6
	63 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1

1-04CPC	11.070 ± 73	12.071 ± 73	13.049 ± 80	14.062 ± 74	15.084 ± 101
	$2,54 \pm 0,06$	$2,67 \pm 0,06$	$2,79 \pm 0,06$	$2,91 \pm 0,06$	$3,01 \pm 0,06$
	673 ± 5	717 ± 7	755 ± 6	797 ± 8	832 ± 12
	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1
2-04CPC	11.060 ± 68	12.123 ± 70	13.108 ± 74	14.046 ± 85	15.028 ± 83
	$2,66 \pm 0,04$	$2,78 \pm 0,04$	$2,90 \pm 0,04$	$3,00 \pm 0,04$	$3,09 \pm 0,04$
	689 ± 7	733 ± 9	774 ± 8	813 ± 10	852 ± 11
	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1

Tabela 6 - Continuação

1-04CPC	$Re \pm \delta Re$	16.081 ± 104	17.070 ± 103	18.060 ± 110	-
	$A \pm \delta A(mm)$	$3,11 \pm 0,06$	$3,19 \pm 0,07$	$3,27 \pm 0,07$	-
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	878 ± 9	914 ± 7	954 ± 9	-
	$f \pm \delta f(Hz)$	64 ± 1	64 ± 1	64 ± 1	-
2-04CPC	$Re \pm \delta Re$	16.046 ± 91	17.080 ± 114	18.100 ± 113	18.898 ± 124
	$A \pm \delta A(mm)$	$3,17 \pm 0,04$	$3,25 \pm 0,05$	$3,32 \pm 0,05$	$3,37 \pm 0,03$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	893 ± 10	937 ± 10	976 ± 11	1010 ± 8
	$f \pm \delta f(Hz)$	64 ± 1	64 ± 1	63 ± 1	64 ± 1

Fonte: Próprio autor

Tabela 7 – Médias e incertezas - testes das Válvulas 3 e 4 sem pré-carga

3-05SPC	$Re \pm \delta Re$	2.024 ± 19	3.040 ± 20	4.048 ± 35	5.028 ± 33
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,85 \pm 0,02$	$0,99 \pm 0,02$	$1,12 \pm 0,02$	$1,23 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	124 ± 16	212 ± 5	279 ± 6	342 ± 7
	$f \pm \delta f(Hz)$	63 ± 1	65 ± 1	65 ± 1	65 ± 1
4-05SPC	$Re \pm \delta Re$	2.023 ± 19	3.037 ± 22	4.042 ± 33	5.017 ± 34
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,45 \pm 0,01$	$0,48 \pm 0,01$	$1,37 \pm 0,02$	$1,48 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	76 ± 5	141 ± 5	257 ± 4	308 ± 5
	$f \pm \delta f(Hz)$	60 ± 1	61 ± 1	64 ± 1	65 ± 1
3-05SPC	6.029 ± 36	7.031 ± 52	8.023 ± 51	9.044 ± 56	9.970 ± 64
	$1,34 \pm 0,02$	$1,44 \pm 0,02$	$1,55 \pm 0,02$	$1,65 \pm 0,01$	$1,75 \pm 0,01$
	404 ± 8	464 ± 9	521 ± 9	578 ± 9	633 ± 10
	65 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1
4-05SPC	6.006 ± 36	7.024 ± 44	8.032 ± 53	9.046 ± 57	10.001 ± 59
	$1,58 \pm 0,02$	$1,68 \pm 0,02$	$1,79 \pm 0,01$	$1,90 \pm 0,01$	$2,00 \pm 0,01$
	361 ± 6	417 ± 5	470 ± 6	525 ± 7	578 ± 7
	65 ± 1	65 ± 1	65 ± 1	65 ± 1	66 ± 12

Tabela 7 - Continuação

3-05SPC	11.072 ± 72	12.087 ± 83	13.065 ± 82	14.068 ± 93	15.047 ± 93
	$1,86 \pm 0,02$	$1,95 \pm 0,02$	$2,03 \pm 0,01$	$2,12 \pm 0,01$	$2,21 \pm 0,01$
	691 ± 14	746 ± 11	794 ± 10	845 ± 11	895 ± 12
	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1
4-05SPC	11.037 ± 68	12.056 ± 72	13.026 ± 74	13.997 ± 90	15.007 ± 160
	$2,09 \pm 0,01$	$2,18 \pm 0,01$	$2,26 \pm 0,01$	$2,32 \pm 0,01$	$2,41 \pm 0,01$
	631 ± 7	689 ± 8	740 ± 9	787 ± 8	842 ± 12
	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1
3-05SPC	$Re \pm \delta Re$	15.998 ± 102	17.066 ± 99	17.998 ± 121	19.064 ± 126
	$A \pm \delta A(mm)$	$2,28 \pm 0,01$	$2,36 \pm 0,02$	$2,41 \pm 0,02$	$2,47 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	941 ± 12	994 ± 12	1.037 ± 15	1.081 ± 14
	$f \pm \delta f(Hz)$	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1
4-05SPC	$Re \pm \delta Re$	16.039 ± 104	17.007 ± 106	18.020 ± 108	19.033 ± 124
	$A \pm \delta A(mm)$	$2,50 \pm 0,01$	$2,58 \pm 0,01$	$2,65 \pm 0,01$	$2,70 \pm 0,01$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	891 ± 9	938 ± 10	989 ± 8	1.035 ± 9
	$f \pm \delta f(Hz)$	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1

Fonte: Próprio autor

Tabela 8 – Médias e incertezas - testes das Válvulas 3 e 4 com pré-carga

3-05CPC (AA)	$Re \pm \delta Re$	2.048 ± 24	3.057 ± 31	4.040 ± 38	5.058 ± 33
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,66 \pm 0,01$	$0,86 \pm 0,01$	$1,05 \pm 0,01$	$1.23 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	411 ± 9	513 ± 9	604 ± 9	689 ± 9
	$f \pm \delta f(Hz)$	85 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
3-05CPC (AG)	$Re \pm \delta Re$	2.016 ± 47	3.018 ± 60	3.996 ± 80	5.018 ± 67
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,50 \pm 0,03$	$0,63 \pm 0,04$	$0,76 \pm 0,05$	$0,89 \pm 0,05$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	337 ± 14	439 ± 15	533 ± 14	618 ± 18
	$f \pm \delta f(Hz)$	65 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1
4-05CPC	$Re \pm \delta Re$	2.040 ± 16	3.052 ± 22	4.048 ± 25	5.040 ± 33
	$A \pm \delta A(mm)$	$0,46 \pm 0,02$	$0,67 \pm 0,03$	$0,86 \pm 0,03$	$1,04 \pm 0,03$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	410 ± 8	508 ± 7	598 ± 7	685 ± 7
	$f \pm \delta f(Hz)$	89 ± 1	89 ± 1	88 ± 1	88 ± 1

Tabela 8 - Continuação

3-05CPC (AA)	6.050 ± 40	7.064 ± 44	8.024 ± 51	9.077 ± 62	10.070 ± 64
	1,39 ± 0,02	1,55 ± 0,02	1,70 ± 0,02	1,85 ± 0,02	1,98 ± 0,02
	766 ± 9	837 ± 9	904 ± 10	972 ± 10	1.035 ± 11
	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
3-05CPC (AG)	6.034 ± 86	7.026 ± 98	8.012 ± 111	9.017 ± 118	10.059 ± 121
	1,02 ± 0,05	1,14 ± 0,06	1,25 ± 0,06	1,46 ± 0,22	1,57 ± 0,24
	696 ± 16	768 ± 10	835 ± 14	915 ± 51	979 ± 50
	66 ± 1	66 ± 1	66 ± 1	70 ± 12	70 ± 12
4-05CPC	6.082 ± 40	7.027 ± 47	8.063 ± 55	9.048 ± 57	10.033 ± 61
	1,24 ± 0,03	1,42 ± 0,04	1,59 ± 0,04	1,74 ± 0,04	1,90 ± 0,04
	775 ± 7	854 ± 6	927 ± 5	991 ± 8	1.058 ± 8
	88 ± 1	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1
3-05CPC (AA)	11.030 ± 74	11.995 ± 80	13.053 ± 83	14.113 ± 100	15.110 ± 89
	2,10 ± 0,02	2,24 ± 0,02	2,36 ± 0,02	2,48 ± 0,02	2,60 ± 0,02
	1.097 ± 10	1.163 ± 10	1.224 ± 11	1.284 ± 9	1.342 ± 11
	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
3-05CPC (AG)	11.028 ± 126	12.052 ± 131	13.024 ± 136	14.099 ± 177	15.111 ± 169
	1,66 ± 0,27	2,13 ± 0,35	2,38 ± 0,06	2,50 ± 0,06	2,62 ± 0,07
	1.040 ± 52	1.157 ± 56	1.241 ± 7	1.303 ± 13	1.393 ± 14
	70 ± 12	82 ± 12	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
4-05CPC	11.048 ± 70	12.065 ± 66	13.021 ± 81	14.071 ± 87	15.099 ± 151
	2,05 ± 0,05	2,19 ± 0,05	2,33 ± 0,05	2,46 ± 0,05	2,59 ± 0,05
	1.120 ± 11	1.184 ± 9	1.246 ± 11	1.308 ± 7	1.370 ± 7
	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1

Tabela 8 - Continuação

3-05CPC (AA)	$Re \pm \delta Re$	16.088 ± 110	17.057 ± 110	18.047 ± 119	19.064 ± 130
	$A \pm \delta A(mm)$	$2,70 \pm 0,02$	$2,81 \pm 0,03$	$2,91 \pm 0,02$	$3,01 \pm 0,02$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	1.389 ± 12	1.452 ± 12	1.511 ± 16	1.569 ± 13
	$f \pm \delta f(Hz)$	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
3-05CPC (AG)	$Re \pm \delta Re$	16.140 ± 195	17.020 ± 208	18.041 ± 233	19.041 ± 219
	$A \pm \delta A(mm)$	$2,73 \pm 0,07$	$2,82 \pm 0,07$	$2,93 \pm 0,08$	$3,03 \pm 0,08$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	1.420 ± 14	1.473 ± 15	1.536 ± 21	1.592 ± 24
	$f \pm \delta f(Hz)$	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1	86 ± 1
4-05CPC	$Re \pm \delta Re$	16.076 ± 94	17.079 ± 204	18.022 ± 114	19.064 ± 120
	$A \pm \delta A(mm)$	$2,71 \pm 0,05$	$2,82 \pm 0,05$	$2,92 \pm 0,05$	$3,03 \pm 0,05$
	$P_{max} \pm \delta P_{max}(Pa)$	1.427 ± 15	1.485 ± 9	1.540 ± 10	1.602 ± 13
	$f \pm \delta f(Hz)$	87 ± 1	87 ± 1	87 ± 1	86 ± 1

Fonte: Próprio autor

APÊNDICE D - RESULTADOS PARA AS VÁLVULAS 3 E 4

Neste apêndice apresentamos os resultados das máximas aberturas e máximas pressões à montante para as Válvulas 3 e 4 com e sem pré-carga.

Figura 48 – Média das aberturas máximas das Válvulas 3 e 4 para as cinco

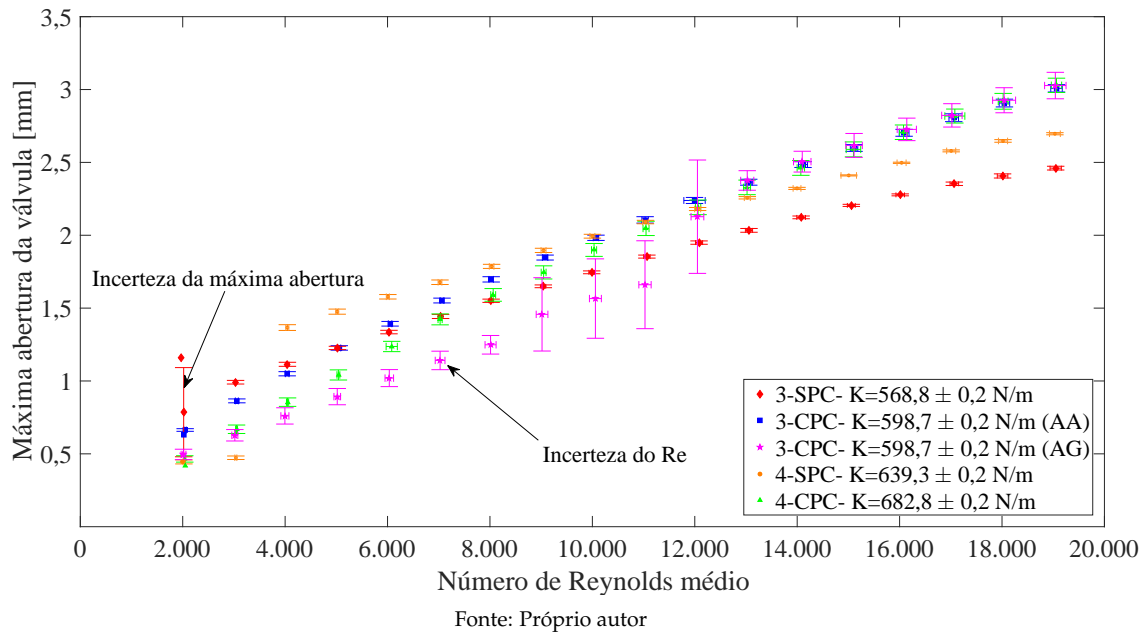
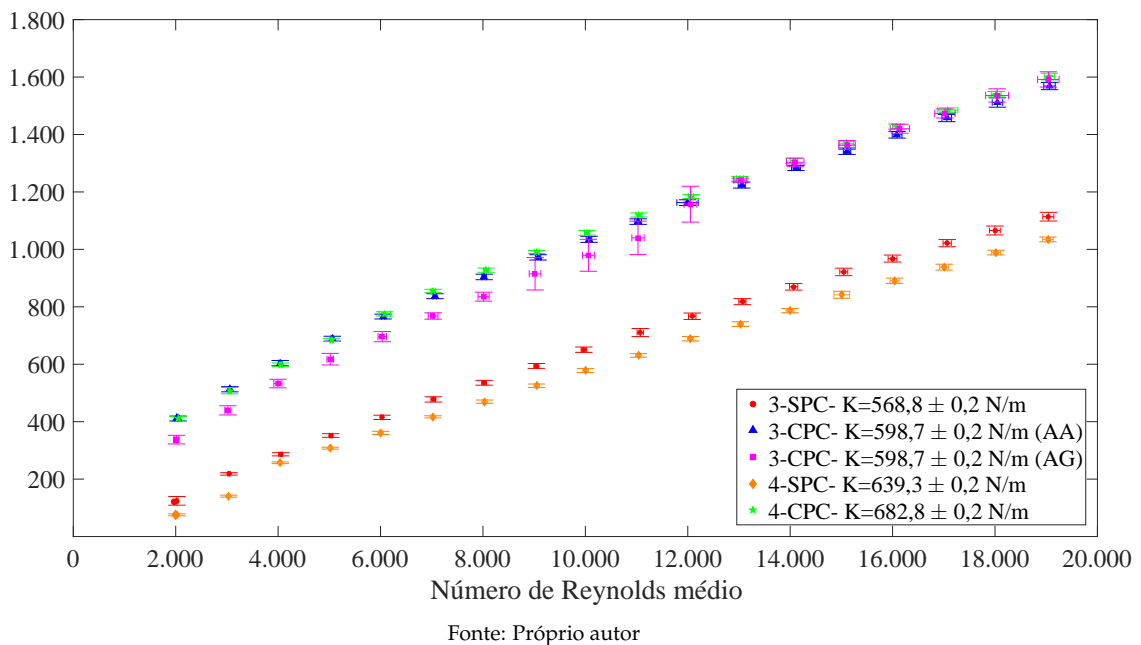


Figura 49 – Média das pressões máximas à montante das Válvulas 3 e 4



APÊNDICE E - CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE RESTITUIÇÃO

Neste apêndice apresentamos as velocidades antes do impacto (V_a), velocidades depois do impacto (V_d) e os coeficientes de restituição (e_{rf}) calculados a partir da Equação 11 e os seus respectivos desvios padrões.

Apesar dos grandes desvios padrões, podemos utilizar as tendências dos dados para analisar qualitativamente os mecanismos físicos agindo sobre os testes sem pré-carga.

Nas Tabelas 9 e 10 mostramos as médias e os desvios padrões referentes às velocidades antes do impacto (V_a), velocidades depois do impacto (V_d) e aos coeficientes de restituição (e_{rf}) das válvulas sem pré-carga e com pré-carga, respectivamente.

Tabela 9 – Parâmetros utilizados para o cálculo do coeficiente de restituição - testes das Válvulas 1 a 4 sem pré-carga

Número de Reynolds		4.000	6.000	8.000	10.000
1-04SPC	$V_a(mm/s)$	-	-	65 ± 20	80 ± 25
	$V_d(mm/s)$	-	-	25 ± 10	30 ± 20
	e_{rf}	-	-	$0,4 \pm 0,3$	$0,4 \pm 0,3$
2-04SPC	$V_a(mm/s)$	-	-	115 ± 35	145 ± 40
	$V_d(mm/s)$	-	-	40 ± 20	55 ± 25
	e_{rf}	-	-	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$
3-05SPC	$V_a(mm/s)$	30 ± 9	35 ± 10	37 ± 13	39 ± 13
	$V_d(mm/s)$	12 ± 8	16 ± 10	18 ± 13	18 ± 11
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$
4-05SPC	$V_a(mm/s)$	10 ± 5	15 ± 7	21 ± 8	24 ± 12
	$V_d(mm/s)$	3 ± 2	5 ± 3	9 ± 5	10 ± 7
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,3$	$0,4 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$

Tabela 9 - Continuação

Número de Reynolds		12.000	14.000	16.000	18.000
1-04SPC	$V_a(mm/s)$	120 ± 40	115 ± 35	95 ± 25	80 ± 25
	$V_d(mm/s)$	45 ± 25	40 ± 25	40 ± 20	30 ± 15
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,45 \pm 0,25$
2-04SPC	$V_a(mm/s)$	150 ± 45	155 ± 40	130 ± 30	90 ± 20
	$V_d(mm/s)$	60 ± 25	55 ± 25	50 ± 30	35 ± 20
	e_{rf}	$0,45 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,3$	$0,45 \pm 0,3$
3-05SPC	$V_a(mm/s)$	43 ± 13	40 ± 14	35 ± 12	27 ± 9
	$V_d(mm/s)$	21 ± 13	20 ± 14	17 ± 11	12 ± 8
	e_{rf}	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$
4-05SPC	$V_a(mm/s)$	29 ± 13	25 ± 13	28 ± 11	25 ± 11
	$V_d(mm/s)$	12 ± 9	6 ± 4	11 ± 6	11 ± 7
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,3$	$0,3 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$

Fonte: Próprio autor

Tabela 10 – Parâmetros utilizados para o cálculo do coeficiente de restituição - testes das Válvulas 1 a 4 com pré-carga

Número de Reynolds		4.000	6.000	8.000	10.000
1-04CPC	$V_a(mm/s)$	135 ± 45	165 ± 50	205 ± 55	225 ± 60
	$V_d(mm/s)$	55 ± 25	60 ± 30	70 ± 35	90 ± 45
	e_{rf}	$0,5 \pm 0,3$	$0,45 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$
2-04CPC	$V_a(mm/s)$	135 ± 35	175 ± 50	205 ± 55	245 ± 65
	$V_d(mm/s)$	50 ± 25	65 ± 30	85 ± 35	90 ± 40
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,25$
3-05CPC-AA	$V_a(mm/s)$	47 ± 11	78 ± 14	93 ± 23	116 ± 21
	$V_d(mm/s)$	32 ± 12	53 ± 22	73 ± 27	78 ± 36
	e_{rf}	$0,7 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,3$	$0,8 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,3$
3-05CPC-AC	$V_a(mm/s)$	12 ± 5	18 ± 7	23 ± 7	23 ± 8
	$V_d(mm/s)$	6 ± 4	8 ± 6	10 ± 7	10 ± 6
	e_{rf}	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$
4-05CPC	$V_a(mm/s)$	39 ± 10	61 ± 20	92 ± 24	117 ± 25
	$V_d(mm/s)$	22 ± 12	36 ± 20	72 ± 31	85 ± 28
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,3$	$0,4 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$

Tabela 10 - Continuação

Número de Reynolds		12.000	14.000	16.000	18.000
1-04CPC	$V_a(mm/s)$	245 ± 65	270 ± 70	275 ± 75	225 ± 65
	$V_d(mm/s)$	100 ± 45	105 ± 55	115 ± 55	90 ± 55
	e_{rf}	$0,45 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,3$
2-04CPC	$V_a(mm/s)$	260 ± 60	265 ± 60	245 ± 50	195 ± 50
	$V_d(mm/s)$	105 ± 50	100 ± 50	100 ± 50	90 ± 45
	e_{rf}	$0,45 \pm 0,25$	$0,4 \pm 0,25$	$0,45 \pm 0,25$	$0,5 \pm 0,25$
3-05CPC-AA	$V_a(mm/s)$	129 ± 23	141 ± 29	146 ± 32	139 ± 26
	$V_d(mm/s)$	87 ± 46	93 ± 43	106 ± 46	101 ± 41
	e_{rf}	$0,7 \pm 0,3$	$0,7 \pm 0,3$	$0,7 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,2$
3-05CPC-AC	$V_a(mm/s)$	134 ± 25	143 ± 25	144 ± 26	140 ± 30
	$V_d(mm/s)$	96 ± 39	101 ± 44	101 ± 40	98 ± 42
	e_{rf}	$0,7 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,3$	$0,7 \pm 0,3$	$0,7 \pm 0,3$
4-05CPC	$V_a(mm/s)$	145 ± 25	151 ± 29	162 ± 26	168 ± 31
	$V_d(mm/s)$	103 ± 33	115 ± 35	108 ± 46	122 ± 45
	e_{rf}	$0,4 \pm 0,3$	$0,3 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,3$	$0,5 \pm 0,3$

Fonte: Próprio autor