

Sérgio Koerich Lohn

**ANÁLISE DE EFEITOS DE AMORTECIMENTO E
TRANSIENTES DO ESCOAMENTO SOBRE A DINÂMICA DE
VÁLVULAS DO TIPO PALHETA DE COMPRESSORES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Lohn, Sérgio Koerich

Análise de Efeitos de Amortecimento e Transientes do
Escoamento sobre a Dinâmica de Válvulas do Tipo Palheta de
Compressores / Sérgio Koerich Lohn ; orientador, César José
Deschamps - Florianópolis, SC, 2016. 131 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina,
Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e
Ciências Mecânicas.

Inclui referências

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Engenharia Mecânica. 3.
Compressores. 4. Válvulas Automáticas. I. Deschamps, César José.
II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. III. Título.

Sérgio Koerich Lohn

**ANÁLISE DE EFEITOS DE AMORTECIMENTO E
TRANSIENTES DO ESCOAMENTO SOBRE A DINÂMICA DE
VÁLVULAS DO TIPO PALHETA DE COMPRESSORES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 09 de Setembro de 2016.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Ph. D.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César José Deschamps, Ph. D. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Arcanjo Lenzi, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Eduardo Alberto Fancello, D. Sc.
Universidade Federal de Santa Catarina

Viviana Cocco Mariani, Dr. Eng.
Pontifícia Universidade Católica do Paraná

AGRADECIMENTOS

A Deus, por tudo.

Aos meus pais, Orlando e Marta, pelo suporte ao longo de minha vida.

Aos meus irmãos, Rafael e Murilo.

Ao Professor César José Deschamps, pelo profundo conhecimento, apoio e orientação durante a elaboração desse trabalho.

Aos colegas da EMBRACO e POLO: Kremer, Evandro, Mikio, Gustavo, Cláudio, Brancher, Portella e Marcos.

A Humberto Ferreira da Camara pelo auxílio nos experimentos da seção 4.5.

A Gustavo Luiz Macedo da Silva pelo auxílio nas simulações fluido estrutura da seção 3.4.

A todos aqueles que de alguma forma contribuíram para a realização desse trabalho, o meu muito obrigado.

RESUMO

Válvulas do tipo palheta são usadas em compressores de refrigeração para controlar a vazão de gás nos processos de sucção e descarga. A dinâmica dessas válvulas afeta a eficiência e a confiabilidade do compressor. O presente trabalho avaliou diferentes modelos para a previsão da dinâmica dessas válvulas, com especial interesse na previsão do impacto da válvula contra o assento e do refluxo de gás no seu fechamento. Inicialmente, um modelo de elementos finitos com elementos trapezoidais foi desenvolvido. Os resultados desse modelo se mostraram mais precisos do que os do modelo original, representado por um sistema massa-mola amortecido, sem aumento significativo do custo computacional. O novo modelo permite a previsão da tensão máxima de flexão da palheta durante o seu movimento de abertura e a velocidade de seu impacto contra o assento, dois parâmetros essenciais para avaliar a confiabilidade do compressor. Investigou-se também o fenômeno do amortecimento da dinâmica de válvulas de compressores, estimando-se coeficientes de amortecimento muito menores do que os comumente utilizados em simulações. Uma expressão foi desenvolvida para determinar o coeficiente de amortecimento decorrente das forças resistivas do fluido em contato com a palheta, as quais são bem mais influentes do que o amortecimento interno do material e o escorregamento no engaste da válvula. Apesar de ter um efeito pequeno sobre a eficiência do compressor e a tensão de flexão, os valores de amortecimento avaliados neste trabalho alteram em até 18% a velocidade de impacto da válvula. Mostrou-se também que a inclusão de efeitos de inércia do escoamento, na forma de um termo transiente no cálculo da área efetiva de escoamento de válvulas, pode alterar em até 100% a estimativa de refluxo de massa de fluido na válvula e em até 25% a velocidade de impacto prevista para a válvula. Finalmente, verificou-se que a área efetiva de força deve ser avaliada de forma distinta para as condições de fluxo normal e refluxo na válvula.

Palavras-chave: Amortecimento, Compressor, Válvula automática, Elementos finitos

ABSTRACT

Reed-type valves are used in refrigeration compressors to control the suction and discharge processes. The dynamics of these valves affects the efficiency and reliability of the compressor. This study assessed different models to predict the dynamics of such valves, with special interest in predicting the impact of the valve against the seat and backflow during its closure. Initially, a finite element model was developed with trapezoidal elements. The results of this model were more accurate than the original model, represented by a mass-spring-damper system, with no significant increase in computational cost. The new model allowed the prediction of maximum reed bending stress during its opening motion and the its impact velocity against the seat, two essential parameters concerning the compressor reliability. The work also addressed the damping of valve dynamics, quantifying this parameter under controlled conditions for clamping geometry, clamping force, gasket thickness and fluid around the valve. An expression was developed to determine the damping coefficient resulting from the resistive forces of the fluid in contact with the valve, which were much more influential than the damping of the material and clamping. Despite having a small effect on the compressor efficiency and bending stress, the damping values estimated in this work increased by 18% the valve impact velocity. It was also shown that flow inertia can change by up to 100% the estimated backflow in the valve and up to 25 % the valve impact velocity, and should be taken into account in relations for the effective flow area of the valve. Finally, it was found that the effective area of force must be evaluated separately for conditions of normal flow and backflow in the valve.

Keywords: Damping, Compressor, Automatic valve, Finite Elements

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot; Adaptado de Çengel e Boles (2005).....	18
Figura 1.2 – Representação esquemática e diagrama T-s de um ciclo de refrigeração de Rankine ideal; Adaptado de Çengel e Boles (2005).....	19
Figura 1.3 - Representação esquemática e diagrama T-s de um ciclo de refrigeração de Rankine real; Adaptado de Çengel e Boles (2005).	19
Figura 1.4 - Esquema de um compressor alternativo de pistão;.....	21
Figura 1.5 - Diagrama indicado de um compressor doméstico.	21
Figura 1.6 - Mapa das perdas de desempenho de um sistema de refrigeração; .	22
Figura 1.7 – Perdas termodinâmicas em um compressor de 264 W;	23
Figura 1.8 – Efeito do superaquecimento na câmara de sucção;.....	24
Figura 1.9 - Identificação das perdas de potência devido aos processos de	25
Figura 2.1 - Perfil esquemático da válvula com elementos finitos; Adaptado de Machu (2004).....	29
Figura 2.2 - Fluxo de massa para a área efetiva em regime permanente e com efeitos de inércia; Reproduzido de Kerpicci e Oguz (2006).	37
Figura 2.3 - Fluxo de massa em função da diferença de pressão entre a câmara adjacente e o cilindro; Reproduzido de Link e Deschamps (2010).	38
Figura 3.1 - Elementos do dispositivo de descarga.	42
Figura 3.2 - Teoria de vigas de Euler-Bernoulli (1750).	44
Figura 3.3 - Tensões sobre a seção de uma viga.	45
Figura 3.4 - Funções de forma; Reproduzido de Silva (2012).	49
Figura 3.5 - Perfil esquemático da válvula com elementos finitos retangulares.	53
Figura 3.6 - Montagem da matriz de rigidez.....	54
Figura 3.7 - Perfil da válvula com elementos retangulares (a) e elementos trapezoidais (b); Adaptado de Machu (2004).....	54
Figura 3.8 - Esquema da aplicação de molas na região da junta.....	56
Figura 3.9 - Esquema do método de pura penalização.....	57
Figura 3.10 - Configuração do batente e o <i>booster</i>	59
Figura 3.11 - Domínio do fluido para a solução FSI.....	63
Figura 3.12 - Domínio estrutural para a solução FSI.	63
Figura 3.13 – Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (8/70°C 3000rpm).....	64
Figura 3.14 - Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (10/45°C 2500rpm).....	64
Figura 3.15 - Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (-5/30°C 3000rpm).	65
Figura 3.16 - Tensão máxima na válvula de descarga.	65
Figura 3.17 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela (-20/45°C 4000rpm).	66
Figura 3.18 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela ocorrendo toque entre válvula e pistão(10/70°C 3600rpm).....	67

Figura 3.19 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela, com toque entre válvula e pistão (15/70°C 3600rpm).	67
Figura 3.20 - Tensão máxima na válvula de sucção.	68
Figura 4.1 - Forças agindo sobre uma válvula do compressor.	71
Figura 4.2 - Calibração entre modelo numérico e experimento.	74
Figura 4.3 - Domínio de solução bidimensional.	76
Figura 4.4 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 50$ Hz.	77
Figura 4.5 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 20$ Hz.	78
Figura 4.6 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 80$ Hz.	78
Figura 4.7 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 140$ Hz.	79
Figura 4.8 - Desempenho da correlação para diferentes massas específicas; $f = 300$ Hz.	80
Figura 4.9 - Importância de cada termo para a pressão sobre a válvula; $f = 170$ Hz.	80
Figura 4.10 - Pressão sobre secção oscilante em fluido quiescente.	82
Figura 4.11 - Pressão sobre secção oscilante em fluido com velocidade 10m/s.	82
Figura 4.12 - Coeficiente C_m para diferentes números de Reynolds; $f = 50$ Hz.	83
Figura 4.13 - Coeficiente C_{mm} para diferentes números de Reynolds com 50Hz.	84
Figura 4.14 - Variação de C_m para diferentes frequências de oscilação.	85
Figura 4.15 - Variação de C_{mm} para diferentes frequências de oscilação.	85
Figura 4.16 - Correlação para o coeficiente C_m em função da largura da seção da válvula.	86
Figura 4.17 - Modelo 3D para a simulação do amortecimento.	87
Figura 4.18 - Correção para o coeficiente C_m em função do comprimento da válvula.	88
Figura 4.19 - Geometrias das válvulas simuladas; (a) orifício oblongo, (b) orifício circular.	89
Figura 4.20 - Oscilação para a válvula de orifício circular no ar com massa específica 0,93kg/m ³	90
Figura 4.21 - Oscilação para a válvula de orifício circular no ar com massa específica 4,66kg/m ³	90
Figura 4.22 - Oscilação para a válvula de orifício oblongo em ambiente de isobutano (R-600a) com massa específica 4,43kg/m ³	91
Figura 4.23 - Oscilação para a válvula de orifício oblongo em ambiente de isobutano (R-600a) com massa específica 2,17kg/m ³	91
Figura 4.24 - Oscilação da válvula amortecida pelo fluido e pelo atrito interno.	92
Figura 4.25 - Geometria da válvula de descarga utilizada na modelagem matemática; Reproduzido de Khalifa e Liu (1998).	93
Figura 4.26 - Dinâmica da válvula de sucção com e sem a equação para filme espremido.	94
Figura 4.27 - Dispositivo para atmosfera rarefeita.	96
Figura 4.28 - Válvula, transdutor e dispositivo de deslocamento.	96
Figura 4.29 - Curva de calibração.	97

Figura 4.30 - Resultado do coeficiente de amortecimento α com e sem junta. .	98
Figura 4.31 - Resultado do coeficiente α para diferentes torques e espessuras de junta.	99
Figura 4.32 - Comparação entre os deslocamentos medido e previsto numericamente.	99
Figura 4.33 - Determinação do coeficiente γ	101
Figura 4.34 - Coeficiente de amortecimento para a válvula da sucção de compressor operando com o isobutano (R-600a).....	102
Figura 4.35 - Coeficiente de amortecimento para a válvula de descarga de compressor operando com o isobutano (R-600a).....	102
Figura 5.1 - Modelo massa-mola amortecido; Reproduzido de Pereira (2006).	104
Figura 5.2 – Configuração do caso para obter as áreas efetivas.....	106
Figura 5.3 – Simulação de área efetiva com válvula paralela e inclinada (corte transversal).....	107
Figura 5.4 - Coeficiente C_c em função da abertura da válvula.....	108
Figura 5.5 - Fluxo de massa com pressão sinusoidal imposta.....	109
Figura 5.6 - Resultado da simulação transiente com pressão prescrita.	110
Figura 5.7 - Fluxo de massa para termo transiente e termo permanente.	111
Figura 5.8 - Áreas efetivas para condição de fluxo e refluxo.....	113
Figura 5.9 - Deslocamento da válvula para diferentes formulações de AEF. .	114
Figura 5.10 - Fluxo de massa para diferentes formulações de AEF.....	114
Figura 5.11 - PV da câmara de compressão com sinal de refluxo; Reproduzido de Deschamps (2011).....	116
Figura 5.12 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -10°C/55°C.	118
Figura 5.13 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -20°C/55°C.	118
Figura 5.14 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -30°C/45°C.	119
Figura 5.15 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -40°C/35°C.	119
Figura 5.16 - Variação do refluxo de massa para à válvula de descarga.....	121
Figura 5.17 - Variação da velocidade de impacto para à válvula de descarga.	122
Figura 5.18 - Variação da tensão com e sem amortecimento.	123
Figura 5.19 - Movimento da válvula de descarga com e sem termo transiente.	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Comparação dos resultados de rigidez para uma válvula obtidos por diferentes modelos de elementos finitos.	56
Tabela 3.2 - Erro da velocidade de impacto média.	69
Tabela 5.1- Alteração do refluxo ao considerar o termo transiente para diversas condições.	112
Tabela 5.2 - Aumento da velocidade de impacto ao se considerarem AEF distintas para o refluxo.	115
Tabela 5.3 - Aumento da velocidade de impacto ao considerar o aumento da força no momento da inversão do sinal da diferença de pressão na válvula. ...	115
Tabela 5.4 - Valores previstos para o refluxo.	117

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AEE	Área efetiva de escoamento
AEF	Área efetiva de força
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
COP	<i>Coefficient of performance</i>
EF	Elementos finitos
FSI	<i>Fluid structure interaction</i>
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
MM	Modelo massa mola

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	[m ²]	Área transversal da válvula
AEE	[m ²]	Área efetiva de escoamento
AEF	[m ²]	Área efetiva de força
A_{orif}	[m ²]	Área do orifício da válvula
$Area$	[m ²]	Área transversal do orifício da válvula
$[B^e]$	[-]	Matriz de derivadas das funções de forma
$b(x)$	[m]	Perfil da seção da válvula
b_1	[m]	Largura inicial do perfil do elemento
b_2	[m]	Largura final do perfil do elemento
c	[kg/s]	Amortecimento sobre a válvula
$[C]$	[kg/s]	Matriz de amortecimento sobre a válvula
C	[m]	Deslocamento inicial da válvula
c_c	[kg/s]	Amortecimento crítico da válvula
C_c	[-]	Coefficiente de perda de carga da válvula
C_d	[-]	Coefficiente de arrasto
C_p	[J/kg-K]	Calor específico à pressão constante
C_m	[-]	Coefficiente de inércia
C_{mm}	[s]	Coefficiente corretivo da massa acoplada
COP	[-]	Coefficiente de performance
d	[m]	Diâmetro
D	[m]	Diâmetro da ponta da válvula
$[D]$	[m/s]	Matriz de deslocamento da válvula
$[\dot{D}]$	[m/s]	Matriz de velocidade da válvula
$[\ddot{D}]$	[m/s ²]	Matriz de aceleração da válvula
$[d^e]$	[m]	Vetor de deslocamentos nodais elementar
$[\dot{d}^e]$	[m/s ²]	Vetor de acelerações nodais elementar
$down$	[-]	Jusante
E	[Pa]	Modulo de elasticidade
f	[Hz]	Frequência de oscilação da válvula
F	[N]	Força sobre a válvula
$[F]$	[N]	Matriz de força sobre a válvula
f^*	[Hz]	Frequência de despreendimento de vórtices
$[F^e]$	[N]	Vetor elementar de forças externas
F_{imp}	[N]	Força do <i>impeller</i>

FM	[N]	Força sobre a válvula devido o fluido
F_{visc}	[N]	Força do filme espremido
g	[m/s ²]	Gravidade
h	[m]	Espessura da válvula
I	[Kg.m ²]	Momento de inércia da seção transversal da viga/válvula
k	[N/m]	Rigidez da válvula
$[K]$	[N/m]	Matriz de rigidez da válvula
$[K^e]$	[N/m]	Matriz elementar de rigidez
K_{imp}	[N/m]	Rigidez do <i>impeller</i>
K_p	[N/m]	Rigidez do modelo de pura penalização
l	[m]	Comprimento do orifício
L	[m]	Largura da seção da válvula
L^e	[m]	Comprimento de um elemento
L_v	[m]	Comprimento da viga
m	[kg]	Massa da válvula
$[M]$	[kg]	Matriz de massa da válvula
M	[N/m]	Momento fletor
m'	[kg]	Massa acoplada sobre disco
\dot{m}	[kg/s]	Fluxo de massa
$[M^e]$	[kg]	Matriz elementar de massa
m_{eq}	[kg]	Massa equivalente da válvula
\dot{m}_{valv}	[kg/s]	Fluxo de massa através da válvula
N	[-]	Polinômio de Hermite
n^e	[-]	Número de elementos de viga utilizados na discretização da válvula
N^e	[-]	Função de forma
p	[N]	Carregamento arbitrariamente distribuído
P	[Pa]	Pressão do fluido
\dot{Q}_L	[W]	Capacidade de refrigeração
R	[m]	Raio da ponta da válvula
R'	[J.kg/K]	Constante do gás
Re	[-]	Número de Reynolds
R_o	[m]	Raio do orifício da válvula
rs	[-]	Razão entre pressão à montante e jusante
R_v	[m]	Raio da válvula
s	[N]	Força cortante na seção transversal da viga
St	[-]	Número de Strouhal

t	[s]	Tempo
T	[K]	Temperatura do gás
U	[m/s]	Velocidade do fluido
up	[-]	Montante
u_x	[m]	Deslocamento longitudinal da viga
u_z	[m]	Deslocamento transversal da viga
u_z^e	[m]	Aproximação local do deslocamento transversal da viga
u_z^h	[m]	Aproximação global do deslocamento transversal da viga
v	[m/s]	Velocidade do escoamento
w	[-]	Função peso
$[W]$	[-]	Vetor de valores nodais global da função peso
w^e	[-]	Aproximação local da função peso
\dot{W}_{ele}	[W]	Potência total do compressor
w_{max}	[Hz]	Máxima frequência natural da estrutura discretizada
W_{valv}	[m]	Oscilação da válvula
x	[m]	Direção do comprimento da válvula
X	[-]	Razão entre o raio da válvula e do orifício
\hat{x}	[m]	Valor médio de x
x_p	[m]	Violação da geometria do modelo de impacto
y	[m]	Direção da largura da válvula
z	[m]	Deslocamento da válvula
$[z]$	[m]	Vetor de deslocamento da válvula
\dot{z}	[m/s]	Velocidade da válvula
$[\dot{z}]$	[m/s]	Vetor de velocidade da válvula
\ddot{z}	[m/s ²]	Aceleração da válvula
$[\ddot{z}]$	[m/s ²]	Vetor de aceleração da válvula
\ddot{z}	[m/s ²]	Aceleração da válvula
z_e	[m]	Posição do elemento sobre o <i>impeller</i>
z_{imp}	[m]	Altura máxima do <i>impeller</i>

Alfabeto grego:

α	[1/s]	Constante multiplicativa da matriz de massa
β	[s]	Constante multiplicativa da matriz de rigidez
Γ	[kg.m ² /rad]	Amortecimento torcional da válvula

γ	[-]	Razão entre os calores específicos do gás
$\bar{\gamma}$	[1/s]	Constante de decaimento
ΔP	[Pa]	Diferença de pressão sobre a válvula
Δx	[m]	Tamanho do elemento na direção x
ε_{xx}	[m]	Deformação normal da viga na direção longitudinal
θ	[rad]	Torsão da válvula ou rotação da linha de centro da viga
$\dot{\theta}$	[rad/s]	Velocidade torcional da válvula
$\ddot{\theta}$	[rad/s ²]	Aceleração torcional da válvula
λ		
μ	[Pa.s]	Viscosidade do fluido
μ'	[N.m/rad]	Rigidez torcional da válvula
ν	[-]	Modulo de Poisson
ξ	[-]	Coefficiente de amortecimento
ξ'	[Pa.s.m]	Coefficiente de arrasto analítico
Π	[-]	Razão entre pressão montante e jusante
ρ	[kg/m ³]	Massa específica
σ_x	[Pa]	Tensão sobre a válvula
σ_{xx}	[Pa]	Tensão normal na direção longitudinal da viga
τ	[N/m]	Torque agindo sobre a válvula ou tensor de tensões
ϕ	indefinido	Propriedade qualquer do escoamento
$\bar{\phi}$	indefinido	Quantidade média da propriedade do escoamento
ϕ'	indefinido	Parcela flutuante da propriedade do escoamento
ω	[Hz]	Frequência natural da válvula

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	Contexto do trabalho.....	17
1.2	A refrigeração por compressão de vapor.....	17
1.3	O compressor alternativo com mecanismo biela-manivela.	20
1.4	Objetivo do trabalho.....	26
2	REVISÃO DA LITERATURA	27
2.1	Modelos de elementos finitos para simulação de válvulas..	27
2.2	Amortecimento do fluido	31
2.3	Amortecimento do engaste e do material	34
2.4	Escoamento através da válvula	36
2.5	Objetivos específicos	39
3	MODELOS PARA A DINÂMICA DE VÁLVULAS.....	41
3.1	Sistemas de sucção e descarga	41
3.2	Modelo de elementos finitos para as válvulas.....	44
3.3	Método de volumes finitos.....	59
3.4	Validação dos modelos de elementos finitos unidimensional .	62
3.5	Análise da velocidade de impacto da válvula	68
3.6	Sumário	69
4	ANÁLISE DO AMORTECIMENTO DE VÁLVULAS	71
4.1	Descrição do problema.....	71
4.2	Método padrão para determinação do amortecimento	73
4.3	Força devido ao fluido em torno da válvula.....	74
4.4	Força devido ao filme espremido entre válvula e placa	92
4.5	Amortecimento interno do material e seu engaste	95
4.6	Síntese dos resultados de amortecimento de válvulas.....	99
5	EFEITOS DE INÉRCIA E SENTIDO DO	
ESCOAMENTO SOBRE ÁREAS EFETIVAS DE VÁLVULAS.		103
5.1	Descrição do problema.....	103
5.2	Áreas efetivas de válvulas	104
5.3	Efeito da inércia do escoamento sobre áreas efetivas	107
5.4	Áreas efetivas para condição de fluxo e refluxo	112
5.5	Validação para o refluxo	116
5.6	Influência da modelagem de válvulas sobre a previsão do desempenho de compressores	119
6	CONCLUSÃO	124
6.1.	Considerações finais	124
6.2.	Sugestões para trabalhos futuros	125

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do trabalho

Segundo levantamento realizado pelo Ministério de Minas e Energia (2007), o setor residencial foi responsável pelo consumo de aproximadamente 11% da energia produzida no Brasil em 2005. Segundo o levantamento do EPE (2012) 28% do consumo residencial estão relacionados a aplicações que envolvem refrigeração, com projeção de 22% para o ano de 2021. Para países com clima temperado essa porcentagem diminui, embora continue significativa. Nos Estados Unidos, por exemplo, que consome 20% da energia mundial, o setor residencial correspondeu a 22% do consumo de energia em 2008 e 13% desse total foi destinado para operações de refrigeração segundo o Departamento de Energia Americano (2011).

De fato, a parcela de energia utilizada em sistemas de refrigeração é significativa em todas as regiões do mundo, especialmente nas mais industrializadas. Assim, considerando a demanda mundial e a dificuldade crescente para garantir novas fontes de energia, é fundamental a busca contínua pelo aumento da eficiência energética de sistemas de refrigeração.

Além disso, existe uma percepção em nível mundial sobre a necessidade de substituir as atuais matrizes energéticas por outras renováveis, e que sejam menos prejudiciais ao meio ambiente. Assim, o aumento da eficiência de sistemas de refrigeração também está relacionado com a diminuição da degradação ambiental, facilitando a substituição da matriz energética ao diminuir o consumo energético.

Nesse cenário, diversos governos utilizam critérios de classificação energética para equipamentos elétricos. À medida que a preocupação com o meio ambiente se torna maior, os critérios de classificação se tornam mais rigorosos, tornando-se assim grandes incentivadores para o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração.

1.2 A refrigeração por compressão de vapor

A forma mais comum de se realizar a refrigeração é através do ciclo de refrigeração mecânica por compressão de vapor, sendo que o gasto mínimo de energia é representado pelo ciclo de Carnot. Conforme ilustrado na Figura 1.1, o ciclo de Carnot consiste em um ciclo reversível com processos de compressão e de expansão isentrópicos e

dois processos isotérmicos de transferência de calor: um de retirada de calor do ambiente interno a ser refrigerado e o segundo de liberação de calor para o ambiente externo. Entretanto, o ciclo de Carnot é impossível de ser obtido devido a dificuldades de ordem prática como, por exemplo, a compressão de uma mistura bifásica. Outra limitação é a impossibilidade de se realizar uma expansão isentrópica com os dispositivos de expansão geralmente utilizados para promover as quedas de pressão e temperatura desejadas. Por último deve ser mencionado que sempre há uma diferença de temperatura entre os trocadores de calor e o ambiente com o qual ocorre a transferência de calor, aumentando a diferença de temperatura entre as fontes fria e quente e, assim, reduzindo a eficiência do ciclo.

O ciclo real opera de acordo com o ciclo inverso de Rankine, o qual é representado esquematicamente na Figura 1.2. Conforme pode se verificar na figura, vapor saturado entra no compressor no ponto 1 sendo comprimido de forma isentrópica até o ponto 2. Em seguida, o vapor a alta pressão e alta temperatura rejeita calor para o meio externo no condensador, saindo do condensador na condição de líquido saturado no ponto 3. O líquido saturado passa então por um dispositivo de expansão provocando uma queda de pressão e de temperatura sem alterar a entalpia do fluido. Finalmente, o fluido bifásico a baixa pressão e baixa temperatura entra no evaporador no ponto 4 trocando calor com o ambiente a ser refrigerado e promovendo a redução da temperatura desse ambiente. Após sair do evaporador, no ponto 1, o refrigerante entra novamente no compressor, reiniciando o ciclo.

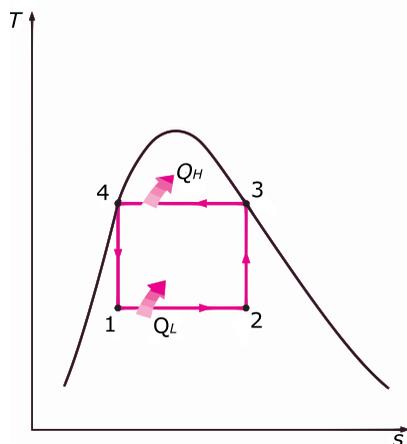


Figura 1.1 – Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot; Adaptado de Çengel e Boles (2005).

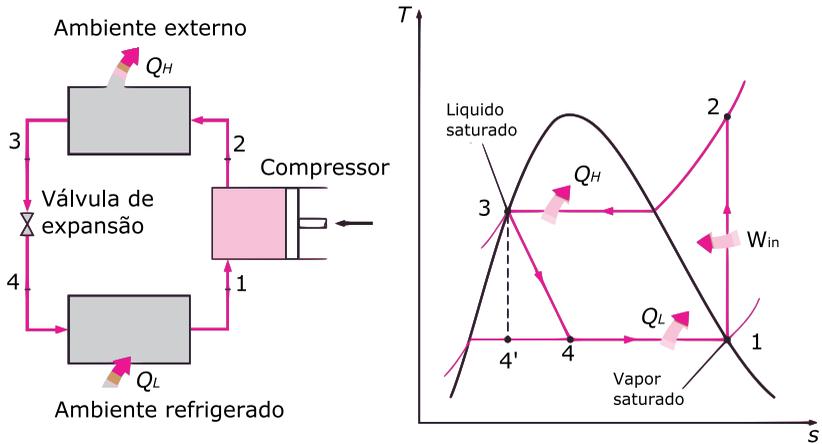


Figura 1.2 – Representação esquemática e diagrama T-s de um ciclo de refrigeração de Rankine ideal; Adaptado de Çengel e Boles (2005).

O ciclo de Rankine real possui algumas diferenças em relação ao ciclo de Rankine ideal, conforme mostra a Figura 1.3. No ciclo real a compressão não é isentrópica. Antes e depois do condensador (2-3 e 4-5) ocorre um resfriamento do vapor dentro das tubulações a montante e a jusante do condensador devido ao isolamento imperfeito desses canais. Fenômeno similar resulta no aquecimento do fluido nos tubos que chegam e saem do evaporador, representados pelos trechos 6-7 e 8-1. Além da transferência de calor, eventuais perdas de carga presente em todas as tubulações fazem com que os processos não sejam isobáricos.

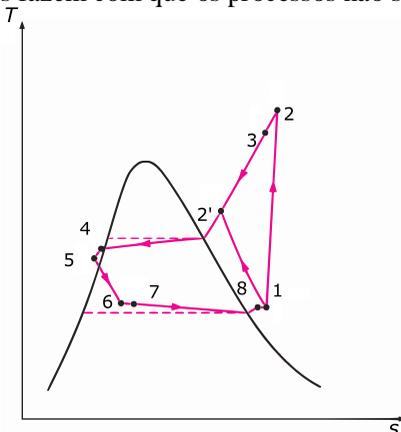


Figura 1.3 - Representação esquemática e diagrama T-s de um ciclo de refrigeração de Rankine real; Adaptado de Çengel e Boles (2005).

1.3 O compressor alternativo com mecanismo biela-manivela

O componente principal de um sistema de refrigeração por compressão de vapor é o compressor, sendo também o que apresenta a maior complexidade técnica. O tipo de compressor mais utilizado em refrigeradores domésticos é o alternativo, devido a uma série de características tais como eficiência, simplicidade construtiva e baixo custo de produção.

1.3.1 Funcionamento

A Figura 1.4 apresenta um esquema do mecanismo de compressão de um compressor alternativo. Essencial para o seu funcionamento são as válvulas do tipo palheta que são acionadas pelo diferencial de pressão entre o cilindro e as câmaras adjacentes. O eixo da manivela gira pela ação de um motor elétrico, acionando a biela e gerando o movimento alternado do pistão no interior do cilindro.

Ao longo da variação do volume interno do cilindro de compressão, devido ao movimento do pistão, quatro processos no ciclo de compressão podem ser distinguidas e descritos com o auxílio do diagrama pressão-volume (p-V) do ciclo de compressão apresentado Figura 1.5. Após o momento em que o cilindro apresenta o volume máximo (1), referenciado como ponto morto inferior (PMI), inicia-se a etapa de compressão. Durante esta etapa ambas as válvulas permanecem fechadas e a pressão do gás aumenta em virtude da redução do volume do cilindro. Quando a pressão no cilindro atinge um valor superior ao da pressão na câmara de descarga (2), a válvula de descarga abre e vapor é liberado do cilindro para a câmara de descarga. Ao passar pela região de menor volume, ponto morto superior (PMS), a válvula de descarga fecha e inicia-se o processo de expansão (3). O processo de expansão consiste na redução da pressão do gás que ficou aprisionado no volume morto após o processo de descarga. Quando a pressão do cilindro é inferior à pressão na câmara de sucção (4), a válvula de sucção abre e vapor entra no cilindro vindo da câmara de sucção, dando início ao processo de sucção. Após o término do processo de sucção, o processo de compressão é iniciado novamente.

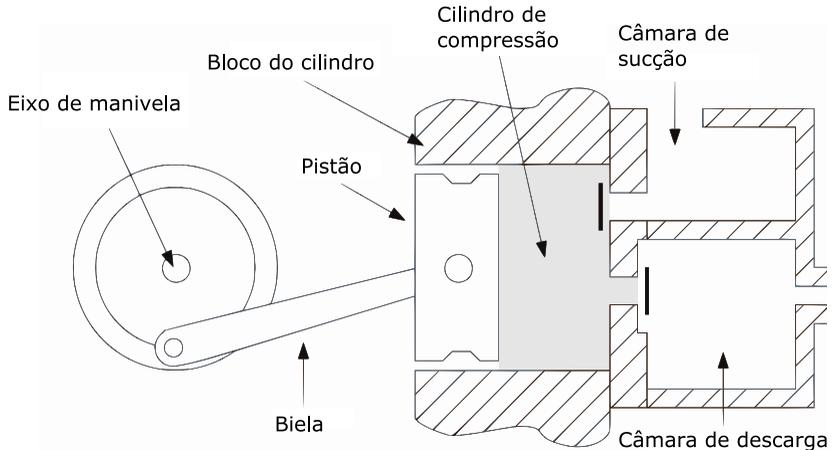


Figura 1.4 - Esquema de um compressor alternativo de pistão;
Reproduzido de Pereira (2006).

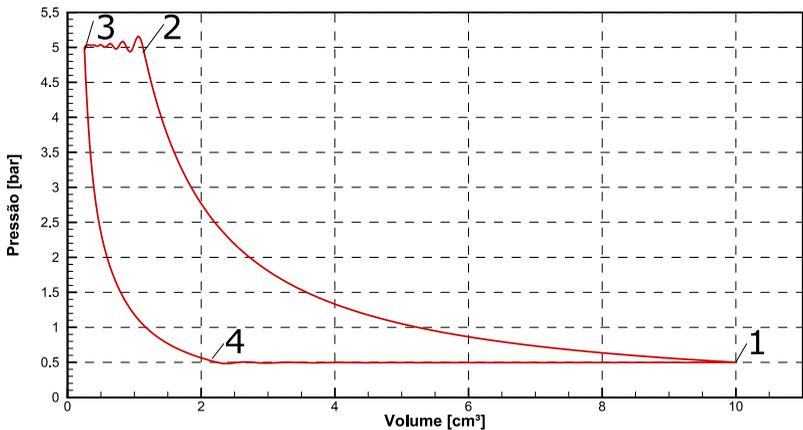


Figura 1.5 - Diagrama indicado de um compressor doméstico.

A integração do diagrama p-V, ou diagrama indicado, fornece o trabalho realizado durante um ciclo de compressão. Ao multiplicar esse valor pela frequência de operação do motor obtém-se a potência despendida no ciclo de compressão.

Além do trabalho termodinâmico propriamente dito, o motor elétrico necessita realizar um trabalho adicional em função do atrito nos mancais e das perdas no motor elétrico. A potência total consumida pelo compressor é denominada potência elétrica (\dot{W}_{ele}).

A capacidade de refrigeração de um sistema, \dot{Q}_L , depende da vazão de massa e das propriedades do fluido nos pontos 7 e 8 da Figura 1.3. A partir de \dot{W}_{ele} e \dot{Q}_L , define-se o coeficiente de performance, COP, que serve como parâmetro de desempenho do sistema de refrigeração, ou seja:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ele}} \quad (1.1)$$

1.3.2 Perdas de eficiência

As ineficiências típicas de um sistema de refrigeração doméstico estão indicadas na Figura 1.6. Como já mencionado, o COP máximo é obtido com o ciclo de Carnot e o ciclo de Rankine real já implica em perda de eficiência energética, sendo que na figura o COP de Carnot tem como referência as próprias temperaturas dos trocadores, e não a temperatura dos reservatórios quente e frio. Além da perda de eficiência devido ao próprio ciclo de refrigeração existem também perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas do ciclo de compressão.

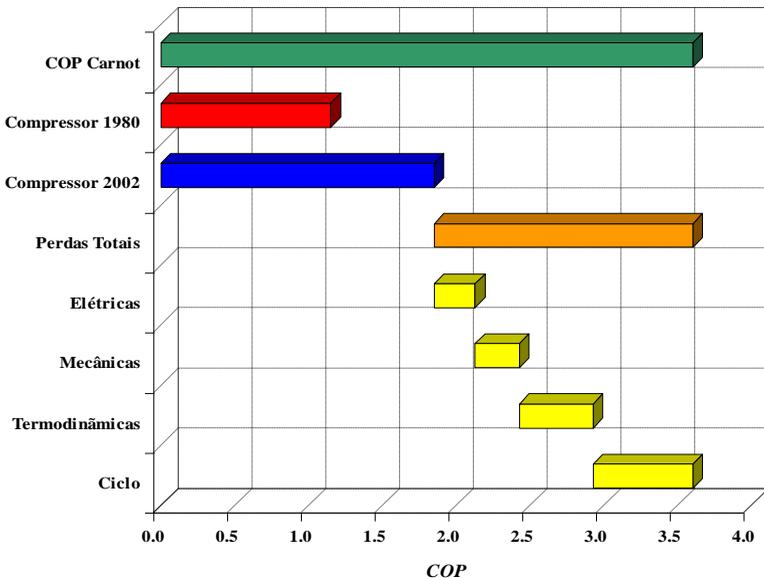


Figura 1.6 - Mapa das perdas de desempenho de um sistema de refrigeração; Reproduzido de Possamai (2004).

A perda elétrica está relacionada à própria ineficiência do motor elétrico, com parte da energia fornecida ao motor sendo dissipada na forma de calor nas bobinas. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito em mancais. As principais perdas termodinâmicas do ciclo de compressão de um compressor de refrigeração doméstica são indicadas na Figura 1.7. Perdas nos processos de sucção e descarga são referentes a resistências ao escoamento de vapor através de orifícios, válvulas e filtros acústicos. As perdas por vazamentos ocorrem através da folga pistão-cilindro e também nas válvulas. As perdas por superaquecimento são geradas pelo aquecimento do refrigerante ao longo de seu percurso da entrada no compressor até o cilindro. Esse aumento de temperatura reduz a massa específica do fluido no interior do cilindro e, como consequência, a vazão mássica de refrigerante e a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_L . Além disso, o superaquecimento também implica em um pequeno aumento na potência consumida no processo de compressão. Esses dois aspectos fazem com que o superaquecimento do vapor resulte em uma queda do COP do sistema, conforme apresentado na Figura 1.8.

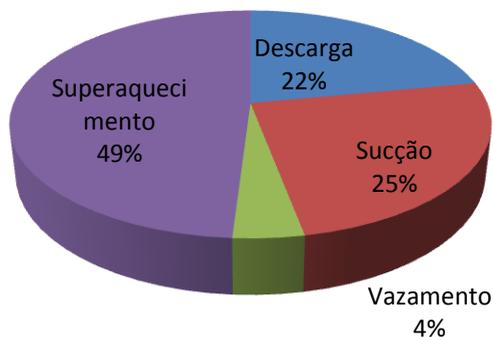


Figura 1.7 – Perdas termodinâmicas em um compressor de 264 W; Reproduzido de Ribas (2007).

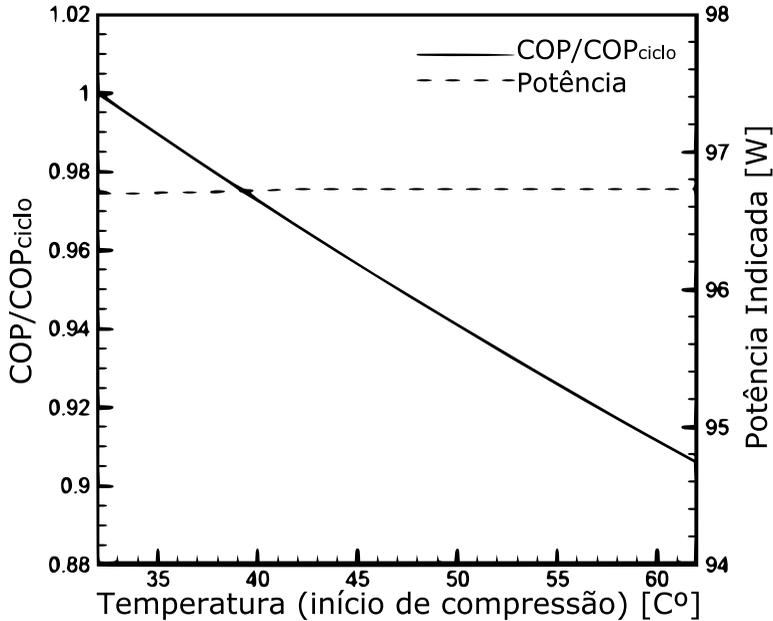


Figura 1.8 – Efeito do superaquecimento na câmara de sucção;
Reproduzido de Kremer (2006).

1.3.3 Válvulas do tipo palheta

Válvulas de compressores de refrigeração são denominadas automáticas, pois têm seus movimentos de abertura e fechamento regidos pela diferença de pressão entre câmaras adjacentes, não necessitando de acionadores externos. As válvulas de sucção, por exemplo, abrem quando a pressão na câmara de sucção é superior à pressão na câmara de compressão. Por sua vez, as válvulas de descarga abrem quando a pressão na câmara de compressão supera a pressão da câmara de descarga.

Para o funcionamento adequado, as válvulas devem atender alguns requisitos fundamentais: Apresentar resposta rápida às variações de pressão, permitir vazão elevada de fluido quando abertas, provocar a menor perda de carga possível, evitar refluxo de fluido e possuir resistência às solicitações mecânicas. Essas características associadas ao sistema de válvulas são primordiais para o desempenho termodinâmico e a confiabilidade do compressor. Dessa forma, entender o funcionamento das válvulas é um passo fundamental no projeto de um compressor eficiente e confiável.

A Figura 1.9 permite identificar perdas associadas aos processos de sucção e descarga com o auxílio do diagrama p-V. A área em vermelho representa o consumo de energia (perda de carga) do escoamento de fluido refrigerante através da válvula, ao passo que a área em verde diz respeito à perda de carga do escoamento através de tubos e câmaras que formam os filtros acústicos antes ou depois das válvulas.

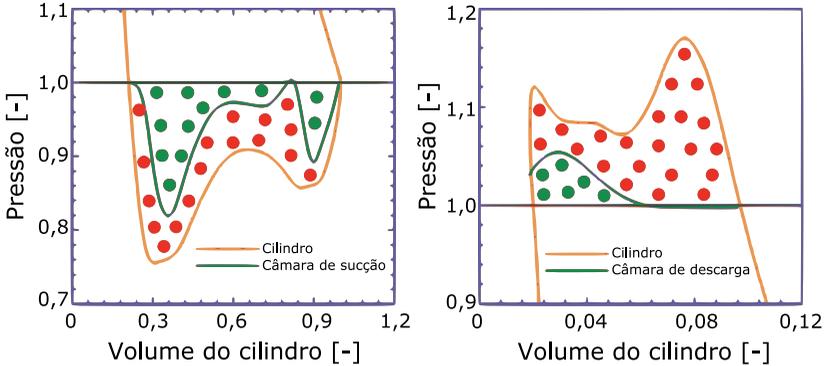


Figura 1.9 - Identificação das perdas de potência devido aos processos de sucção e descarga; Reproduzido de Deschamps (2011).

Um dos aspectos que contribuem para o atraso na abertura das válvulas é a força necessária para romper o filme de óleo presente entre a válvula e seu assento. Esta força, geralmente denominada força de adesão, contribui para a existência de um pico máximo de pressão durante o processo de descarga e do ponto de mínima pressão durante o processo de sucção. Como consequência, ocorre uma redução da pressão média dentro do cilindro durante a sucção e um aumento da pressão média no cilindro durante o processo de descarga. Além de afetar a pressão no interior do cilindro, a força de adesão devido à película de óleo diminui o tempo para os processos de sucção e descarga.

Outro aspecto que influencia o funcionamento das válvulas é a sua inércia. Durante a abertura da válvula, quanto maior a sua inércia maior a perda de carga associada ao processo de sucção. Durante o seu fechamento, a inércia pode atrasar o fechamento da válvula e originar refluxo de fluido. Estes dois processos associados à dinâmica da válvula se contrapõem, visto que para que seja obtida uma abertura rápida a válvula deve ser pouco rígida. Porém, essa baixa rigidez tornaria muito demorado o seu fechamento, aumentando o refluxo. Dessa forma, o projeto de válvulas deve ser conduzido de maneira a se identificar a

geometria que forneça a máxima eficiência ao compressor, mas sem comprometera sua confiabilidade.

1.4 Objetivo do trabalho

O objetivo deste trabalho é investigar a dinâmica de válvulas de compressores alternativos, com foco nos instantes imediatamente anteriores ao seu fechamento. Os resultados desse estudo permitirão a caracterização mais precisa do desempenho e a otimização de válvulas.

Alterações propostas na modelagem da dinâmica da válvula serão validadas através da comparação com resultados numéricos de códigos comerciais e com dados experimentais.

Além de ser usado na previsão da dinâmica da válvula, vazão de fluido refrigerante e perdas nos sistemas de sucção e descarga, o novo modelo será também empregado para prever a tensão de flexão e a velocidade de impacto contra o assento da válvula em condições extremas de operação, dois parâmetros essenciais para avaliar a confiabilidade do compressor.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura está dividida em quatro seções, de acordo com os aspectos associados à dinâmica da válvula e o escoamento de fluido através da válvula. No final desse capítulo são identificados os objetivos específicos, de forma a contextualizar as contribuições do trabalho.

2.1 Modelos de elementos finitos para simulação de válvulas

Um modelo simplificado para caracterizar a dinâmica de válvulas tipo palheta de compressores consiste em um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade, representado matematicamente por:

$$F = m\ddot{z} + c\dot{z} + kz, \quad (2.1)$$

em que os termos m , c e k representam a massa equivalente, o coeficiente de amortecimento e a rigidez do sistema, respectivamente. Já os termos, \ddot{z} , \dot{z} e z denotam a aceleração, velocidade e posição da válvula. Por fim, F representa a força resultante atuando sobre a válvula, originada por contribuições do carregamento de pressão, da força de adesão do óleo entre a palheta e o assento, da força de pré-tensão aplicada na palheta, entre outras.

Esse modelo prevê de forma adequada o deslocamento da válvula na direção normal ao seu assento, principalmente quando se dispõe de dados para determinar o coeficiente de amortecimento, c , e incluem-se pequenos ajustes para a massa equivalente, m .

Buscando aumentar a precisão na caracterização do movimento da válvula, mas sem aumentar em demasia o custo computacional, Fagotti *et al.* (1996) desenvolveram um modelo unidimensional de elementos finitos com dois graus de liberdade por elemento. A dinâmica da válvula foi definida através da Equação 2.2, introduzindo a necessidade de caracterização das matrizes globais de massa, $[M]$, rigidez, $[K]$, e amortecimento, $[C]$, a partir de matrizes elementares com base nos elementos selecionados ao longo do comprimento da válvula. Enquanto o modelo de um grau de liberdade necessita de uma etapa prévia para determinar m , k e c utilizados na Equação 2.1, o procedimento utilizado por Fagotti *et al.* (1996) permite uma melhor integração entre o cálculo estrutural da válvula e a caracterização da sua dinâmica, garantido uma etapa de otimização mais eficaz.

$$[F] = [M][\ddot{z}] + [C][\dot{z}] + [K][z], \quad (2.2)$$

Uma vantagem do emprego do método de elementos finitos é que o mesmo permite o cálculo da tensão exercida sobre a válvula ao longo de seu comprimento. Lenz (2000) apresentou a Equação 2.3 para o cálculo da tensão na direção x em válvulas simuladas com elementos finitos. Apesar de o método empregado pelo autor ter sido pensado para geometrias bidimensionais, o mesmo equacionamento é aplicável para o caso unidimensional como emprego de simplificações adequadas.

$$\sigma_x = - \left(\frac{6Eh}{12(1+\nu^2)} \right) \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right), \quad (2.3)$$

Lenz (2000) também abordou o problema do impacto entre a palheta e o assento, ou o batente. Com esse objetivo, em cada passo de tempo, verifica-se a existência de pontos onde a válvula viola a geometria de um de seus limitadores. Caso exista essa violação, o incremento de tempo tem seu valor reduzido para que seja determinado o momento exato do impacto entre os dois componentes, assim esse avanço no tempo é refeito com o novo incremento de tempo. Com esse procedimento, pode-se garantir que os nós da válvula em condições de impacto terão seu movimento restringido de acordo com a posição do assento ou do batente. Esse procedimento tem um custo computacional mais elevado quando comparado aos modelos tradicionais que utilizam métodos de penalização. Porém, o método se torna mais robusto por evitar a violação das geometrias e consequente elevação das forças reativas.

Uma variante do método de elementos finitos para a válvula foi implementado por Machu *et al.* (2004). Conforme Figura 2.1, Machu *et al.* (2004) consideraram uma geometria trapezoidal entre elementos unidimensionais sucessivos da válvula, ao passo que Silva (2012) considerou elementos retangulares. O uso de elementos trapezoidais modifica o formato das matrizes elementares de massa e de rigidez, proporcionando maior precisão com o mesmo custo computacional.

Silva (2012) incorporou o modelo apresentado por Fagotti *et al.* (1996) a um código de simulação de compressores, adicionando um algoritmo genético de otimização. O trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um modelo para avaliar os níveis de tensão sobre a válvula, contribuindo para um procedimento de otimização mais eficaz. A etapa de otimização consistiu em definir uma geometria de válvula e

realizar sua simulação estrutural paralelamente à simulação do ciclo de compressão. O objetivo do procedimento de otimização consistiu em maximizar a eficiência do compressor sem violar a restrição da tensão máxima sobre a válvula.

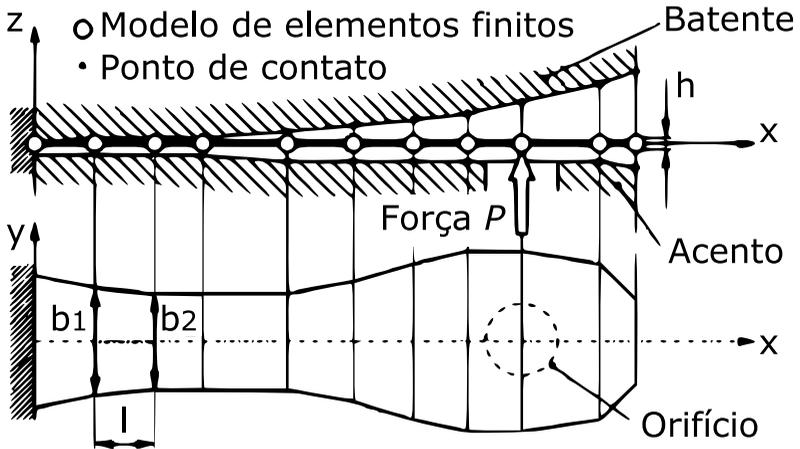


Figura 2.1 - Perfil esquemático da válvula com elementos finitos; Adaptado de Machu (2004).

Os modelos supracitados utilizam o método dos elementos finitos com apenas dois graus de liberdade por elemento, na direção z e em torno do eixo y . Esse modo de proceder garante boa precisão na previsão do deslocamento da válvula no eixo z e das tensões ao longo do corpo da mesma. Porém, não é possível prever a torção da válvula em torno do eixo x . A seguir, apresentam-se os principais trabalhos com formulação mais complexa para a modelação da dinâmica de válvulas.

MacLaren *et al.* (1978) compararam diversos modelos para a previsão da velocidade de impacto da válvula contra o assento, entre esses modelos foi utilizado elementos finitos bidimensionais. Os autores observaram que a abertura da válvula não é simétrica, existindo uma diferença de velocidade na parte central da válvula em relação a sua borda.

Machu *et al.* (1994) apresentaram um modelo de simulação de válvulas considerando uma geometria bidimensional. Os autores salientaram a importância de prever a oscilação da válvula em torno do eixo x , discutindo dois efeitos que apenas podem ser contabilizados ao se considerar os modos torcionais da válvula. Além disso, indicaram que se a válvula não apresentar um movimento paralelo ao seu assento no

momento do fechamento, ou seja, estiver torcionada na direção x , o contato da válvula com o assento irá ocorrer primeiramente em apenas um ponto de uma das bordas da válvula. Após esse contato, a borda oposta será acelerada, resultando em uma velocidade maior de impacto contra o assento, reduzindo assim a confiabilidade da válvula. O segundo efeito diz respeito ao padrão de escoamento de refrigerante pela válvula para esse tipo de fechamento. Os autores argumentaram que na presença de uma região da válvula restringindo a passagem de fluido, o escoamento ocorrerá preferencialmente pelo lado oposto, podendo assim aumentar o refluxo de refrigerante pelas válvulas.

Courtois *et al.* (2002) utilizaram modelos em elementos finitos para caracterizar o movimento da válvula, considerando uma geometria bidimensional. Durante o procedimento de validação foi realizado um experimento para caracterizar uma viga em vibração livre. O objetivo era monitorar o deslocamento na parte central da válvula e em um ponto na sua extremidade, afastada da linha de simetria da válvula. Ao converter o sinal do deslocamento do tempo para o domínio da frequência, foi possível notar variações dos picos nas frequências dos dois pontos de medição. Este aspecto foi atribuído ao primeiro modo torcional da válvula, que influencia o deslocamento do ponto afastado da linha de simetria.

Como já comentado, a torção da válvula somente pode ser prevista com modelos bidimensionais ou tridimensionais, sendo assim de custo computacional mais elevado. Com o objetivo de superar essa dificuldade, Hayek (2003) apresentou um modelo simplificado que permite resolver a torção da válvula. Conforme mostra a Equação 2.4, o modelo engloba aspectos como o momento de inércia, I , a rigidez torcional, μ' , um coeficiente de amortecimento, Γ , e o torque sobre a estrutura, τ , permitindo obter a aceleração, $\ddot{\theta}$, velocidade, $\dot{\theta}$, e posição angulares, θ . Através da tolerância para o posicionamento da válvula é possível obter o torque sobre a mesma e com isso caracterizar a torção.

$$I\ddot{\theta} + \Gamma\dot{\theta} + \mu'\theta = \tau, \quad (2.4)$$

Os trabalhos apresentados nesta seção ilustram as vantagens e desvantagens da utilização do método de elementos finitos na caracterização da dinâmica das válvulas tipo palheta de compressores. Observou-se que os modelos unidimensionais apresentaram boa precisão na previsão da abertura da válvula e das tensões ao longo de seu comprimento. No entanto, apenas os modelos bidimensionais e tridimensionais permitiram prever a rotação da válvula e, desta forma,

caracterizar com precisão a velocidade de impacto e o escoamento de fluido nos instantes anteriores ao fechamento da válvula.

2.2 Amortecimento do fluido

Válvulas automáticas de compressores se movimentam em virtude da diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara adjacente. Idealmente, o deslocamento da válvula dependeria apenas da força causada pela diferença de pressão, da rigidez da válvula e de sua massa. No entanto, existem outras forças agindo sobre a válvula além das mencionadas, sendo que essas forças são, em sua maioria, dissipativas. As forças dissipativas atuam no sentido de diminuir a amplitude de abertura da válvula, além de alterar os tempos de abertura e fechamento. Assim, geralmente têm impacto negativo na eficiência do compressor e alteram as tensões que agem sobre a válvula.

Geralmente, apenas se considera uma força dissipativa atribuída à dissipação viscosa e proporcional à velocidade instantânea da válvula. Ao considerar um modelo massa-mola amortecido, conforme Equação 2.1, é definida a constante c e ao considerar o modelo de elementos finitos, conforme Equação 2.2, é definida a matriz de amortecimento $[C]$. Para caracterizar a matriz de amortecimento, deve-se estipular valores para as constantes α e β , que multiplicam a matriz de massa e de rigidez globais, respectivamente, para obter a matriz de amortecimento de acordo com a Equação 2.5. A definição de todas essas constantes é feita utilizando dados experimentais para ajuste, ou de forma empírica.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K], \quad (2.5)$$

Nesta seção são revisados trabalhos que avaliam as diversas forças dissipativas associadas à dinâmica das válvulas palheta de compressores alternativos.

Papastergiou *et al.* (1980) realizaram experimentos de vibração livre de válvulas para obter o coeficiente de amortecimento, que multiplicado pela velocidade da válvula permite calcular a força dissipativa. Os autores atribuíram o amortecimento a aspectos como a fricção interna do material e a presença do fluido em torno da válvula. Verificaram também que o coeficiente de amortecimento tem um efeito significativo sobre a amplitude de movimento da válvula, fundamental para determinar as tensões de flexão. Por outro lado, observaram que a frequência natural da válvula é pouco afetada pelo coeficiente de amortecimento.

Otter (1990) propôs um modelo, representado pela Equação 2.6, para identificar a força atuando em discos submersos. O primeiro termo do lado direito da equação é referente ao arrasto provocado pelo fluido, ao passo que o segundo termo diz respeito à massa acoplada sendo acelerada pelo disco. Os coeficientes C_d e C_m são, respectivamente, o coeficiente de arrasto e o coeficiente de inércia, e devem ser ajustados.

$$FM = -(1/2)C_d\rho D\dot{z}|\dot{z}| - (1/4)C_m\rho\pi D^2\ddot{z}, \quad (2.6)$$

Khalifa e Liu (1998) avaliaram a força de adesão devido à presença de óleo entre válvula e seu assento, com o objetivo de desenvolver expressões analíticas para caracterizar a magnitude dessa força. O modelo desenvolvido pelos autores considera que a força de adesão é função de uma parcela viscosa, de uma parcela devido à curvatura do menisco e de uma parcela devido à tensão interfacial. A parcela viscosa da força de adesão, representada matematicamente pela Equação 2.7, é capaz de representar o comportamento de filme espremido citado por Nagy *et al.* (2008), associado aos efeitos viscosos.

$$F_{visc} = \frac{3\pi\mu}{2z^3} \frac{\partial z}{\partial t} R_i^4 \left(1 - X^4 + \frac{1-2X^2+X^4}{\ln X} \right), \quad (2.7)$$

Yadykin *et al.* (2000) estudaram o efeito da massa acoplada sobre a física que caracteriza o fenômeno de placas oscilantes em torno de um fluido. Os autores apresentaram uma revisão de modelos propostos na literatura, apontando como melhor alternativa o modelo representado pela Equação 2.8, em que são consideradas características geométricas da placa. Ao multiplicar m' pela aceleração da placa é obtida a pressão ao longo da superfície devido à presença da massa acoplada.

$$m' = (\rho L/\pi)[(4/m\pi)A|\log A|], \quad (2.8)$$

Habing (2005) analisou forças dissipativas sobre válvulas, com foco na força de arrasto. Para tal, o autor desenvolveu uma expressão analítica para cálculo do coeficiente de arrasto, que ao ser multiplicado pela velocidade instantânea da válvula fornece essa força. Os autores consideraram regime estacionário e escoamento de Stokes para um disco com raio R , obtendo o coeficiente $\xi' = 16\mu R$ que ao ser multiplicado pela velocidade instantânea da válvula fornece a força de arrasto. Além do efeito do arrasto sobre a válvula, os autores avaliaram também a força de massa acoplada. Essa força é decorrente da presença de fluido e, apesar de não ser dissipativa, altera a frequência de operação da

válvula. A expressão utilizada para calcular a massa acoplada foi $m' = (8/3)\rho R^3$, que quando multiplicada pela aceleração da válvula permite obter a força associada.

Shiomi *et al.* (2010) empregaram códigos CFD comerciais para estudar o sistema de sucção de compressores herméticos alternativos. O escoamento através do sistema de sucção, orifício da válvula e cilindro foi determinado utilizando o método dos volumes finitos, ao passo que a dinâmica da válvula foi resolvida através do método dos elementos finitos. Para ambos os domínios (fluido e sólido), formulações tridimensionais foram consideradas. Durante o procedimento de solução, a simulação do domínio do fluido permite o cálculo do carregamento de pressão que age sobre a válvula, o qual é passado para o modelo estrutural da válvula, que calcula o deslocamento da mesma. O movimento da válvula influencia a malha do fluido a cada passo de tempo, caracterizando uma simulação fluido-estrutura. Além disso, a simulação do escoamento em torno da válvula permite a obtenção direta do amortecimento causado pelo fluido, evitando etapas de calibração e, assim, sendo uma ferramenta importante no estudo e validação de novos métodos numéricos para o amortecimento.

Rosvoll (2012) realizou um trabalho com o objetivo de identificar a massa acoplada em discos submersos em água. Embora o fluido utilizado não seja o mesmo tratado nesse trabalho, os resultados encontrados ainda são válidos para a compreensão física do fenômeno da massa acoplada. Os resultados apresentados pelo autor indicaram que, para certo intervalo de número de Reynolds, o movimento do disco oscilante causa desprendimento de vórtices que influenciam a massa acoplada sobre o disco, adicionando um efeito dissipativo.

Ninković *et al.* (2013) buscaram caracterizar a origem da força de amortecimento, atribuindo o amortecimento à presença de fluido em torno da válvula e propondo duas maneiras de considerar esse amortecimento. Na primeira proposta, a força de amortecimento é considerada proporcional a uma constante e à velocidade de deslocamento da válvula, tal como descrito pelo modelo de um grau de liberdade. Segundo os autores, uma forma alternativa de caracterizar o amortecimento seria considerá-lo proporcional ao deslocamento da válvula. Neste caso, a força é oposta à velocidade instantânea da válvula, estando em fase com a aceleração da válvula e assim estaria incorporando efeitos de massa acoplada.

Os artigos apresentados nesta seção indicam que as forças que atuam sobre a válvula podem ser divididas em três categorias. A primeira é a força de arrasto originada pelo escoamento do fluido em

torno da válvula. A segunda é a força devido à massa acoplada, resultado da aceleração do fluido em contato com a válvula. Por fim, existe uma força dissipativa causada pelo surgimento de vórtices, os quais alteram a quantidade de massa acoplada.

2.3 Amortecimento do engaste e do material

Como foi visto na seção anterior, grande parte do amortecimento sobre a válvula se deve ao fluido presente no entorno durante o seu movimento. Porém, além desse efeito, o amortecimento também pode ser provocado pelo atrito causado pelo movimento relativo nas fixações das válvulas ou em virtude da dissipação de energia na própria microestrutura do material.

Granick e Stern (1965) recorreram a experimentos para obter o amortecimento interno do material. Para isso, utilizaram pequenos corpos de prova em formato de viga, os quais foram excitados para vibrar em sua frequência natural. Durante os testes realizados em um ambiente rarefeito, o decaimento da amplitude de oscilação ao longo do tempo foi monitorado para calcular o amortecimento do material. A influência de fontes externas de amortecimento tais como o atrito nas fixações, o aparecimento de corrente de Foucault e o amortecimento do ar em torno da viga na medição do amortecimento do material foi discutida. Os autores indicaram que essas influências devem ser minimizadas para que se obtenha uma medição confiável da grandeza de interesse.

Olsson (1992) também estudou o amortecimento interno do material, definindo-a como sendo a capacidade do material em absorver energia através de um mecanismo de atrito interno. Para identificar esse amortecimento, um experimento com uma viga engastada vibrando livremente foi realizado. Durante o experimento, a amplitude de deslocamento da válvula ao longo do tempo foi medida e, observando-se o seu decaimento, foi possível estimar o amortecimento interno.

Nagy *et al.* (2008) desenvolveram um modelo para simular as válvulas de compressores herméticos, com validação através de medições ópticas de posição da válvula. Os autores indicaram que o amortecimento interno do material é desprezível quando comparado às outras fontes dissipativas. Ainda, atribuíram grande importância ao amortecimento originado pelo filme de fluido que é espremido entre a válvula e o assento.

Finalmente, Hareland *et al.* (2014) expuseram a importância do amortecimento interno do material para garantir o decaimento das ondas de tensão originadas pelo impacto da válvula contra o assento.

É importante salientar que em compressores disponíveis comercialmente, tanto a válvula de sucção como a válvula de descarga são fixadas no interior do compressor de forma simples, apresentando não idealidades que provocam forças dissipativas sobre a válvula e aumentam o seu amortecimento. Para a válvula de sucção é comum que sua fixação seja realizada através do aperto de uma superfície metálica e de uma junta de papel, alterando assim a rigidez e a frequência natural da mesma. Para a válvula de descarga, a fixação é realizada através do aperto de duas superfícies metálicas. Em virtude de limitações associadas às tolerâncias de fabricação, é provável que exista um deslocamento relativo entre essas superfícies, promovendo a existência forças dissipativas.

Nashif *et al.* (1987) avaliaram o amortecimento devido às forças de fricção no engaste, modelando-as através de uma força normal multiplicada por um coeficiente de atrito. Os autores observaram que, ao contrário do que é observado no amortecimento viscoso, em que o decaimento da amplitude de oscilação ocorre de forma exponencial, o amortecimento devido às forças de fricção no engaste induz um decaimento linear na amplitude de oscilação.

Brusin *et al.* (2002) estudaram o impacto da presença da junta na simulação da dinâmica válvula através do método de elemento finitos. Os autores concluíram que a junta é deformada no processo de aperto, originando um comportamento não linear. Desta forma, modelaram a junta de papel como um material elástico-plástico na simulação.

Pratere e Hnat (2002) realizaram experimentos para determinar o amortecimento sobre as válvulas palhetas de compressores rotativos. Em seus testes foram calculados o amortecimento interno do material, do engaste da válvula e viscoso, todos de forma simultânea. Os amortecimentos foram estimados através de medições da vibração livre da válvula e do decaimento de sua amplitude de oscilação através de um sensor óptico que não interferia com a dinâmica da válvula. Os autores constataram um aumento do amortecimento à medida que se aumenta o torque dos parafusos que apertam o conjunto de fixação da válvula, provavelmente devido ao aumento da força de atrito entre as duas superfícies metálicas que compõem a junta de aperto. Nos experimentos a mudança de viscosidade do fluido não apresentou um comportamento claro sobre a mudança do amortecimento, e ao considerar todos os trabalhos apresentados sobre o amortecimento do fluido nota-se que em

nenhuma das expressões é considerada a viscosidade e sim a massa específica do fluido.

Jorwekar *et al.* (2006) também consideraram a presença da junta em suas simulações com elementos finitos para prever o deslocamento da válvula. Tal como Brusin *et al.* (2002), os autores identificaram um comportamento não linear da junta em virtude do aperto, que causa também uma deformação plástica. O processo de deformação plástica foi também estudado por Puff (2008), que constatou diferentes níveis de deformação dependendo da espessura da junta de papel.

Shiomi *et al.* (2010), ao realizarem uma simulação fluido estrutura, também precisaram considerar a presença da junta de papel em contato com a válvula de sucção. Uma concordância muito boa em relação aos dados experimentais foi obtida para o deslocamento da válvula.

Os trabalhos citados anteriormente apontam que o amortecimento interno do material não é importante na determinação do deslocamento da válvula, sendo significativo apenas para aumentar a confiabilidade da válvula no quesito de fadiga de impacto. Já o amortecimento originado no engaste é objeto de diversos trabalhos, com maior atenção à fixação com junta de papel do que à fixação metal-metal. Nesses trabalhos é comum o uso de experimentos de vibração livre para se obter o amortecimento que atua sobre a dinâmica da válvula, considerando os amortecimentos do fluido, do material e do engaste.

2.4 Escoamento através da válvula

Os processos de sucção e descarga em compressores alternativos são influenciados pela dinâmica das válvulas e pela geometria dos orifícios. Segundo Edison *et al.* (2013), o projeto de válvulas deve garantir quatro características principais: (i) resposta rápida da válvula; (ii) vazão de massa elevada; (iii) baixa perda de carga; (iv) ausência de vazamento.

Visando a caracterização da dinâmica de válvulas, diversos trabalhos foram revisados nas seções anteriores, incluindo alternativas de modelagem e formas para determinar forças de amortecimento que atuam sobre elas. Nesta seção, são analisados aspectos associados ao escoamento através de válvulas e introduzidos os conceitos de áreas efetivas de força e áreas efetivas de escoamento.

Ussyk (1984) desenvolveu um modelo baseado em formulação integral para a simulação do ciclo de compressão de compressores alternativos de refrigeração. Nesse modelo, as propriedades

termodinâmicas ao longo do ciclo de compressão são estimadas através de balanços de massa e de energia no cilindro. As vazões de massa instantâneas através das válvulas, necessárias para a solução dos balanços de massa e energia, são avaliadas com referência à condição de escoamento isentrópico através de um bocal convergente. A vazão teórica é corrigida com o uso da área efetiva de escoamento, AEE , que deve ser previamente calculada. Assim, a vazão na válvula é calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{m} = AEE \cdot P_{up} \sqrt{\frac{2\gamma}{R' T_{up} (\gamma-1)}} \sqrt{\left(\frac{P_{down}}{P_{up}}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{down}}{P_{up}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}, \quad (2.9)$$

Kerpicii e Oguz (2006) também estudaram o impacto dos efeitos de inércia na vazão de massa através das válvulas e orifícios utilizando métodos CFD. Comparando os resultados obtidos com e sem efeitos de inércia, expostos na Figura 2.2, os autores observaram que a maior diferença é encontrada nos picos de vazão. Ao se integrar esse resultado ao longo do ciclo de compressão obtém-se uma diferença de 3,1% na vazão de massa fornecida pelo compressor.

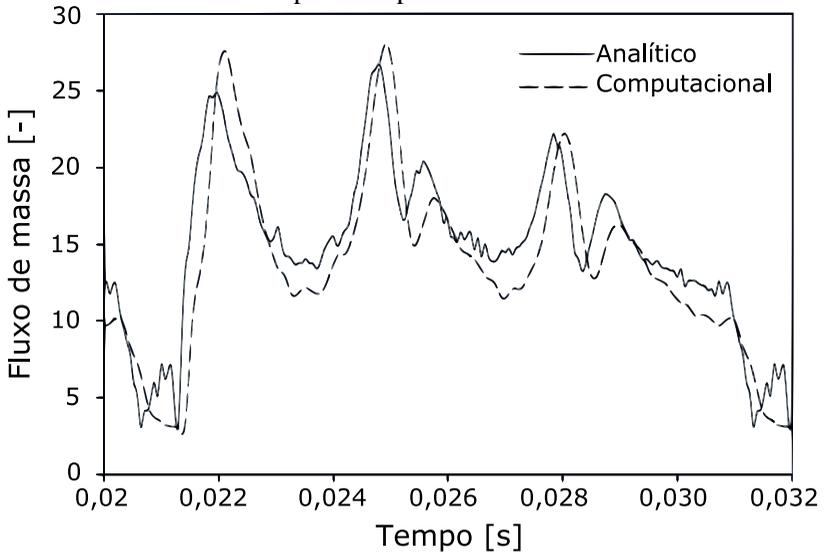


Figura 2.2 - Fluxo de massa para a área efetiva em regime permanente e com efeitos de inércia; Reproduzido de Kerpicii e Oguz (2006).

Como alternativa à equação proposta por Ussyk (1984), Lehmkuhl *et al.* (2010) propôs um modelo teórico para prever a vazão de massa através de orifícios e válvulas. Esse modelo, representado matematicamente pela Equação 2.10, leva em conta um termo transiente que é função do comprimento do orifício, l .

$$(P_{up} - P_{down})A_{orif} - \frac{|\dot{m}|v}{2} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \left(\frac{1-P_{down}/P_{pu}}{\Pi^{1/\gamma}-\Pi} \right) = l \frac{d\dot{m}}{dt}, \quad (2.10)$$

Link e Deschamps (2010) avaliaram a importância de transientes do escoamento sobre a determinação da vazão de massa através dos orifícios e válvulas. Para tal, recorreram a simulações CFD para resolver o processo de compressão, a dinâmica de válvulas e a vazão de massa através dos orifícios do compressor. A Figura 2.3 apresenta um resultado obtido pelos autores para a vazão de massa em função da diferença de pressão entre a câmara adjacente e o cilindro. Pode ser observado que diversas vazões de massa podem ser encontradas para uma mesma diferença de pressão, inclusive na direção oposta à diferença de pressão. Tal efeito é devido à inércia do fluido, mostrando a importância de se considerarem esses efeitos nos modelos para cálculo da vazão através de válvulas.

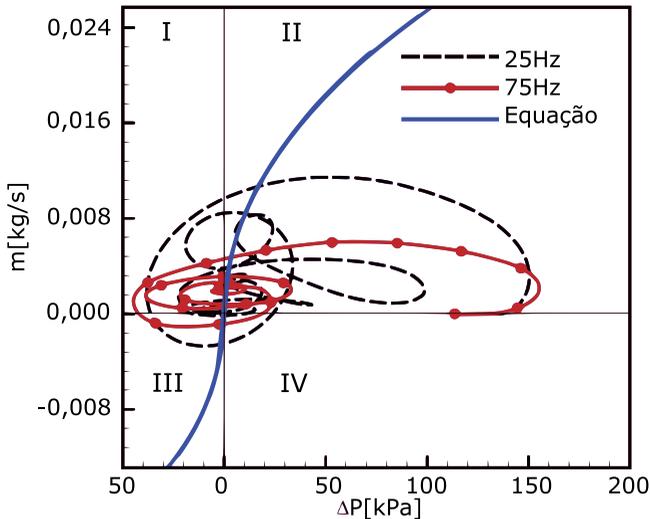


Figura 2.3 - Fluxo de massa em função da diferença de pressão entre a câmara adjacente e o cilindro; Reproduzido de Link e Deschamps (2010).

Posteriormente, Link e Deschamps (2011) calcularam áreas efetivas de escoamento e de força considerando efeitos de inércia. Os

autores observaram uma variação significativa no valor da área efetiva de escoamento ao considerar os efeitos de inércia, principalmente quando a válvula está próxima do fechamento. Por outro lado, identificaram que os efeitos de inércia do fluido não têm um impacto significativo sobre a área efetiva de força. Os autores indicaram que uma simulação utilizando a área efetiva de escoamento com efeito de inércia fornece um resultado em que há redução de 5,4% no refluxo de gás.

Wu e Wang (2014) utilizaram uma técnica semelhante àquela adotada por Shiomi *et al.* (2010) para resolver a dinâmica das válvulas de sucção e descarga através de um modelo de simulação fluido-estrutura. Os autores salientaram que o não fechamento da válvula de sucção no momento em que o pistão se encontra no ponto morto inferior tem como consequência o refluxo de gás para a câmara de sucção, em virtude do início da etapa de compressão. De forma análoga, quando a válvula de descarga não fecha no momento em que o pistão passa pelo ponto morto superior ocorre refluxo da câmara de descarga para o cilindro, devido ao início do processo de expansão pelo movimento do pistão. Segundo os autores, o refluxo na descarga é mais prejudicial, pois o fluido à alta pressão possui uma massa específica elevada e, assim, mesmo um pequeno intervalo de tempo com refluxo afeta de forma significativa na vazão mássica fornecida pelo compressor.

Além dos efeitos de inércia, o refluxo de fluido refrigerante também pode ser influenciado pelo fechamento não paralelo das válvulas, como observado por Machu *et al.* (1994). Assim, é importante que as áreas efetivas de escoamento levem em conta não apenas os efeitos de inércia, mas também a torção da válvula durante seu fechamento.

2.5 Objetivos específicos

A partir da revisão da literatura e com a finalidade de aumentar a acurácia da previsão do desempenho de compressores, com foco na força de amortecimento e na vazão através das válvulas, definem-se os seguintes objetivos específicos para este trabalho:

- i. Desenvolver um modelo de elementos finitos unidimensional, considerando discretização com elementos trapezoidais, para previsão da dinâmica de válvulas de compressores.
- ii. Utilizar simulações tridimensionais com o método de volumes finitos para o desenvolvimento de correlações do

amortecimento do fluido sobre a válvula, considerando a geometria e as propriedades do fluido ao seu redor.

- iii. Determinar o amortecimento interno do material da válvula e o amortecimento do seu engaste através de um procedimento experimental de vibração livre.
- iv. Apresentar uma nova equação para cálculo da área efetiva de escoamento para melhor caracterizar a vazão nos momentos próximos ao fechamento da válvula, incluindo efeitos de inércia.

3 MODELOS PARA A DINÂMICA DE VÁLVULAS

A revisão da literatura sobre modelagem da dinâmica de válvulas mostrou um número maior de trabalhos sobre a válvula de sucção do que sobre válvula de descarga. Isso decorre do fato de que a válvula de sucção é mais influente sobre a eficiência do compressor em virtude do seu maior tempo de abertura. Além disso, a válvula de sucção necessita suportar condições mais severas de operação devido à ausência de batente e, assim, grandes amplitudes de deslocamento. Por outro lado, a dinâmica da válvula de descarga afeta a eficiência do compressor devido à tendência de originar refluxo de fluido refrigerante, mais severo do que na válvula de sucção devido à elevada massa específica do fluido na descarga.

Este capítulo apresenta os resultados de diferentes modelos para a previsão da dinâmica de válvulas de compressores. Para alcançar esse objetivo, modelos previamente desenvolvidos para simular o ciclo de compressão através de formulações integral e diferencial são empregados. Para a resolução do ciclo de compressão via formulação integral, adota-se o procedimento descrito em Deschamps *et al.* (2002). Por outro lado, a formulação diferencial das equações governantes do ciclo de compressão é resolvida pelo método dos volumes finitos com o código comercial CFX 16, conforme detalhado em Shiomi *et al.* (2010).

3.1 Sistemas de sucção e descarga

3.1.1 Dispositivo de descarga

Em sua versão mais simples, o dispositivo de descarga de compressores alternativos convencionais possui apenas a válvula de descarga e o seu batente. Entretanto, dispositivos mais complexos podem ser compostos por componentes adicionais como, por exemplo, aqueles apresentados na Figura 3.1.

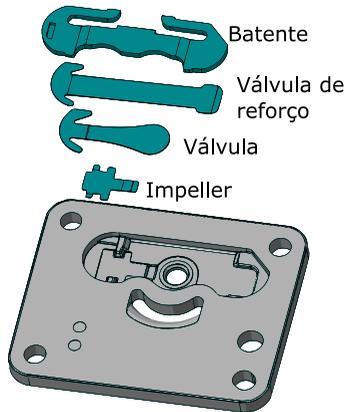


Figura 3.1 - Elementos do dispositivo de descarga.

O dispositivo de descarga possui duas funções principais. A primeira é impedir o vazamento de fluido da câmara de descarga para o cilindro de compressão quando a válvula está fechada. A segunda função é permitir o escoamento do fluido refrigerante do cilindro no processo de descarga. Para desempenhar de forma satisfatória a segunda função, a válvula de descarga deve abrir o mais rápido possível, para reduzir a perda de carga do escoamento no processo de descarga. Além disso, a válvula deve também fechar rapidamente ao final do processo de descarga, a fim de evitar refluxo de fluido refrigerante.

Devido à massa específica elevada do fluido na câmara de descarga, um pequeno atraso no fechamento da válvula pode originar um refluxo considerável de massa, reduzindo a eficiência do compressor e a capacidade do sistema de refrigeração. Finalmente, deve-se evitar velocidades altas no fechamento da válvula e tensões acima do permitido na sua máxima abertura para garantir a confiabilidade do dispositivo de descarga.

O batente da válvula de descarga tem a função de evitar uma abertura exagerada da válvula que levaria a um atraso do seu fechamento e conseqüente refluxo. Dessa forma, a altura do batente deve ser definida para minimizar o refluxo e a perda de carga, pois a limitação da abertura da válvula irá inevitavelmente aumentar a resistência ao escoamento do fluido. A presença de um batente, embora limite a abertura da válvula e minimize as tensões sobre a mesma, pode trazer problemas de qualidade devido aos constantes impactos entre a válvula e o batente.

A válvula de reforço, também denominada *booster*, presente em alguns modelos de compressor, possui duas funções para minimizar o refluxo. A primeira está associada ao seu funcionamento como batente móvel na condição de baixa vazão. Nessa condição a válvula de reforço impedirá a abertura total do dispositivo, já que a força resultante não é suficiente para provocar a sua deformação total. Assim, é possível adiantar o fechamento da válvula e minimizar o refluxo de massa. A segunda função consiste em acelerar o fechamento da válvula para diminuir o refluxo, o que ocorre devido à maior rigidez da válvula de reforço.

O dispositivo denominado *impeller* produz uma força na válvula de descarga que atua para adiantar a sua abertura, reduzindo o efeito contrário devido à força de adesão do filme de óleo entre a válvula e seu assento. O projeto de um *impeller* deve ser cuidadoso, pois pode atrasar o fechamento da válvula, provocando grande refluxo.

3.1.2 Dispositivo de sucção

Para compressores de aplicação em refrigeração doméstica é comum o uso de apenas uma válvula palheta no dispositivo de sucção, sem utilizar batentes ou qualquer um dos dispositivos extras apresentados para o dispositivo de descarga.

De forma análoga à válvula de descarga, a válvula de sucção tem duas funções principais. A primeira é impedir o vazamento de fluido entre o cilindro de compressão e a câmara de sucção. Sua segunda função é permitir o escoamento de fluido refrigerante no processo de sucção, quando a câmara de compressão possui uma pressão inferior à da câmara de sucção. Para desempenhar de forma satisfatória a segunda função, a válvula de sucção também deve ter uma resposta rápida. Uma dificuldade no projeto da válvula de sucção se deve à baixa massa específica do fluido refrigerante no processo de sucção, justificando uma abertura maior da válvula para reduzir a perda de carga. Assim, é necessário um projeto mais meticuloso para o sistema de sucção em relação ao sistema de descarga, sendo importante assegurar uma resposta rápida na presença de grandes amplitudes de abertura, garantindo também baixas velocidades de impacto e tensões de flexão dentro de limites permitidos para a válvula.

Na maior parte dos compressores usados em refrigeração doméstica, a vedação entre a válvula de sucção e a câmara de compressão é feita por meio de uma junta de papel. Dessa forma, o engaste da válvula de sucção não é firme, pois a junta é deformável e

permite o movimento da válvula no ponto de contato. Assim, deve-se considerar a presença da junta para a modelagem e projeto adequados da válvula.

3.2 Modelo de elementos finitos para as válvulas

A dinâmica da válvula é calculada utilizando a forma fraca das equações diferenciais do modelo de viga, determinadas com a teoria de vigas de Euler-Bernoulli. As equações diferenciais são resolvidas numericamente através do método de elementos finitos, conforme descrito por Cook *et al.* (1989). Em seguida será exposta de forma abreviada a modelagem, mais detalhes estão disponíveis no trabalho de Silva (2012).

A teoria de vigas de Euler-Bernoulli considera que, independentemente de sua deformação, cada seção transversal da viga forma um ângulo reto com o seu eixo neutro, tal como ilustrado na Figura 3.2.

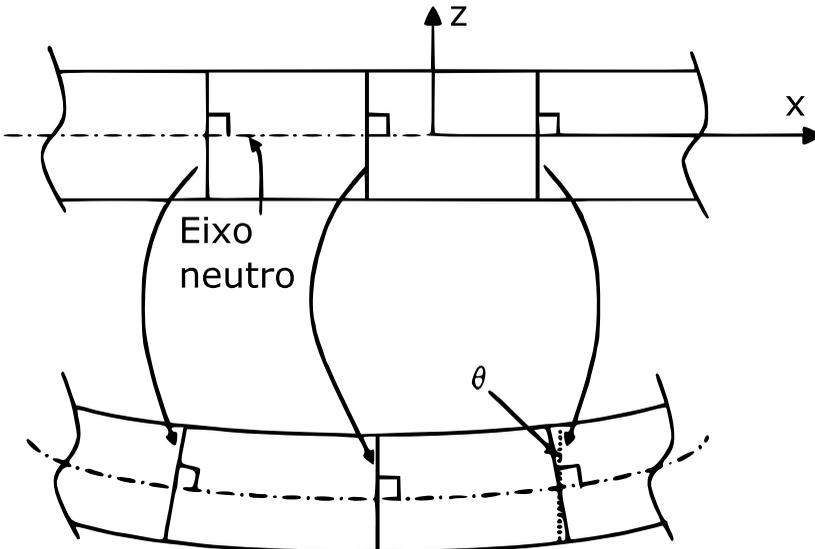


Figura 3.2 - Teoria de vigas de Euler-Bernoulli (1750) [1].

Com essa consideração, é possível obter uma relação direta entre o deslocamento na direção z e na direção x . Esta relação é dada pela Equação 3.1:

$$u_x = -z\theta(x, t), \quad (3.1)$$

onde o ângulo, $\theta(x, t)$, tem magnitude reduzida e é dado por:

$$\theta(x, t) = \frac{\partial u_z(x, t)}{\partial x}, \quad (3.2)$$

Assim, a equação para o deslocamento transversal assume a seguinte forma:

$$u_x = -z \frac{\partial u_z(x, t)}{\partial x}, \quad (3.3)$$

A equação acima pode ser utilizada para estimar a deformação local da válvula. Como o problema é unidimensional, tem-se apenas a seguinte deformação:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2}, \quad (3.4)$$

Considerando-se um sólido com propriedades isotrópicas e comportamento linear para sua rigidez, é possível determinar a tensão atuando sobre a válvula através da Equação 3.5. A tensão atuante é também ilustrada na Figura 3.3. A distribuição de tensões é linear e no centro da viga seu valor é nulo, justificando o uso do nome de eixo neutro da viga.

$$\sigma_{xx} = E\varepsilon_{xx} = -Ez \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2}, \quad (3.5)$$

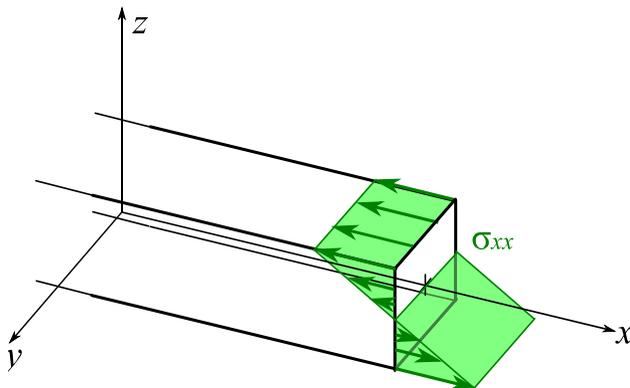


Figura 3.3 - Tensões sobre a seção de uma viga [2].

A partir da Equação 3.5 o momento fletor pode ser escrito como:

$$M = - \int_A z \sigma_{xx} dA = \int_A E z^2 \frac{\partial^2 u_z(x,t)}{\partial x^2} dA = EI \frac{\partial^2 u_z(x,t)}{\partial x^2}, \quad (3.6)$$

Aplicando a segunda lei de Newton é possível obter a equação que descreva o comportamento da viga. Para um elemento infinitesimal tem-se que:

$$s(x + \Delta x) - s(x) + p \hat{x} \Delta x = \rho \hat{x} A \Delta x \frac{\partial^2 u_z(x,t)}{\partial t^2}. \quad (3.7)$$

Manipulando a Equação 3.7 é possível obter a equação diferencial para o modelo de viga, dada por:

$$- \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 u_z(x,t)}{\partial x^2} \right) + p = \rho A \frac{\partial^2 u_z(x,t)}{\partial t^2}, \quad (3.8)$$

Para resolver essa equação diferencial de quarta ordem são necessárias quatro condições de contorno, dadas pelas Equações 3.9 a 3.12. As Equações 3.9 e 3.10 garantem que a posição e a rotação sejam nulas no engaste, ao passo que as Equações 3.11 e 3.12 fazem que não haja transmissão de momento ou força na extremidade livre.

$$u_z(0, t) = 0, \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial x}(0, t) = 0, \quad (3.10)$$

$$M(L_v, t) = EI \frac{\partial^2 u_z(L_v, t)}{\partial x^2} = 0, \quad (3.11)$$

$$s(L_v, t) = \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} \right) (L_v, t) = 0, \quad (3.12)$$

As condições iniciais necessárias para a solução do problema são dadas por:

$$u_z(x, 0) = 0, \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial t}(x, 0) = 0, \quad (3.14)$$

As equações apresentadas acima dizem respeito à formulação matemática da dinâmica da válvula segundo o método de viga. Silva (2012) utilizou o método de elementos finitos para resolver o problema, que consiste na solução da forma fraca da Equação 3.8. Este procedimento numérico é apresentado em seguida.

Utilizando o método dos resíduos ponderados é possível obter a solução para a Equação 3.8. Para tal, a equação é multiplicada por uma função peso, $w(x)$, definida de forma arbitrária e integrada ao longo do seu domínio. Esta operação permite obter a Equação 3.15.

$$\begin{aligned}
 & - \int_0^{L_v} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} dx - w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \right) \Big|_{L_v} \\
 & + w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \right) \Big|_0 \\
 & + \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \Big|_{L_v} \\
 & - \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \Big|_0 + \int_0^{L_v} wp dx \quad (3.15) \\
 & = \int_0^{L_v} w \rho A \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial t^2} dx
 \end{aligned}$$

Na Equação 3.15 o segundo e o quarto termo são nulos, pois estes termos são as condições de contorno apresentadas nas Equações 3.12 e 3.11, respectivamente. Assim, a equação pode ser reescrita para a seguinte forma:

$$\begin{aligned}
& - \int_0^{L_v} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} dx + w \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \right) \Big|_0 \\
& \quad - \frac{\partial w}{\partial x} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} \Big|_0 + \int_0^{L_v} w p dx \\
& = \int_0^{L_v} w \rho A \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} dx
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Procurando simplificar a Equação 3.16, é definido que a função peso, $w(x)$, deve ser igual à zero na origem e que sua derivada deve ser nula nesse ponto. Essas duas imposições estão escritas nas Equações 3.17 e 3.18. Aplicando-se estas simplificações, obtém-se a Equação 3.19, que é a forma simplificada da Equação 3.16.

$$\frac{\partial w}{\partial x} \Big|_0 = 0, \tag{3.17}$$

$$w|_0 = 0, \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned}
& - \int_0^{L_v} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} EI \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} dx + \int_0^{L_v} w p dx = \\
& \quad \int_0^{L_v} w \rho A \frac{\partial^2 u_z(x, t)}{\partial x^2} dx,
\end{aligned} \tag{3.19}$$

A Equação 3.19 é a forma fraca da equação diferencial que descreve o problema de viga. Sua solução consiste em encontrar uma função contínua e suave para $u_z(x, t)$, além de satisfazer as condições de contorno dadas pelas Equações 3.9 e 3.10.

Para determinar a solução para a Equação 3.19 se recorre ao método de Galerkin, aproximando o deslocamento da viga e a função peso, $w(x)$, por:

$$u_z(x, t) \approx u_z^h(x, t) = \sum_{e=1}^{n_e} u_z^e(x, t), \tag{3.20}$$

$$w(x, t) \approx w^h(x, t) = \sum_{e=1}^{n_e} w^e(x, t), \tag{3.21}$$

Como representado nas expressões acima, as funções aproximadas globais, $u_z^h(x, t)$ e $w^h(x, t)$, são obtidas a partir do somatório de funções locais definidas ao longo dos n_e elementos utilizados na discretização espacial do domínio. As funções locais são descritas em cada elemento através de funções de forma. No trabalho de Silva (2012), os polinômios de Hermite foram utilizados como funções de forma, abordagem esta que é comum para os modelos de viga. A Figura 3.4 apresenta quatro funções de formas utilizadas para resolver o problema, sendo que para cada função é considerado dois nós e quatro graus de liberdade.

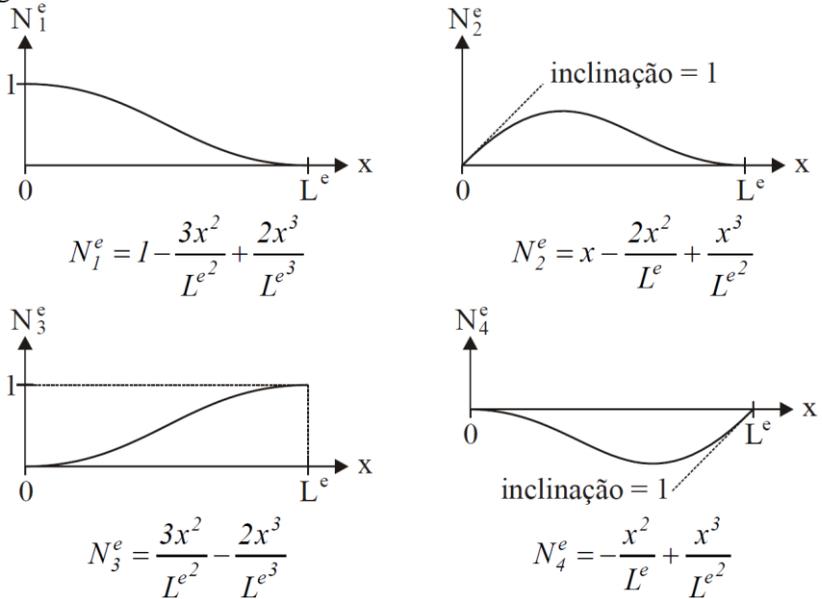


Figura 3.4 - Funções de forma; Reproduzido de Silva (2012).

Com as equações de forma identificadas é possível escrever as equações locais como:

$$u_z^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) d_j^e(t), \quad (3.22)$$

$$w^e(x, t) = \sum_{j=1}^4 N_j^e(x) w_j^e(t), \quad (3.23)$$

Nas Equações 3.22 e 3.23, $d_j^e(t)$ e $w_j^e(t)$ são os valores nodais para cada elemento. Na forma matricial são representados conforme a Equação 3.24. O termo $N_j^e(x)$ também pode ser representado na forma matricial, tal como pode ser observado na Equação 3.25.

$$[d^e]^T = \left[u_z^e(0, t) \quad \frac{\partial u_z(0, t)}{\partial x} \quad u_z^e(L^e, t) \quad \frac{\partial u_z(L^e, t)}{\partial x} \right], \quad (3.24)$$

$$[N^e] = [N^e_1 \quad N^e_2 \quad N^e_3 \quad N^e_4], \quad (3.25)$$

Dessa forma é possível reescrever as funções locais (Equações 3.22 e 3.23) utilizando a notação matricial, de forma a obter as Equações 3.26 e 3.27.

$$u_z^e(x, t) = [N^e][d^e], \quad (3.26)$$

$$w^e(x, t) = [N^e][w^e], \quad (3.27)$$

As funções aproximadas globais podem então ser obtidas a partir das Equações 3.26 e 3.27. Suas derivadas de segunda ordem, também com a notação matricial, são dadas por:

$$\frac{\partial^2 u_z^e(x, t)}{\partial x^2} = \sum_{j=1}^4 \frac{\partial^2 N_j^e(x)}{\partial x^2} d_j^e(t) = [B^e][d^e], \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial^2 u_z^e(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{j=1}^{n_n} N_j^e(x) \frac{\partial^2 d_j^e(t)}{\partial t^2} = [N^e][\ddot{d}^e], \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial^2 w^e(x, t)}{\partial x^2} = \sum_{j=1}^{n_n} \frac{\partial^2 N_j^e(x)}{\partial x^2} w_j^e(t) = [B^e][w^e], \quad (3.30)$$

Uma matriz de acoplamento pode ser escrita para correlacionar os vetores de valores nodais locais com os valores de valores globais:

$$[d^e] = [L^e][D], \quad (3.31)$$

$$[\ddot{d}^e] = [L^e][\ddot{D}], \quad (3.32)$$

$$[w^e] = [L^e][W], \quad (3.33)$$

Aproximando a Equação 3.19 através de um somatório de integrações da equação diferencial ao longo de cada elemento, obtém-se a seguinte expressão:

$$\sum_{e=1}^{n_e} \left\{ \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} (w^e)^T \rho A \frac{\partial^2 u_z^e}{\partial t^2} dx + \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} \left(\frac{\partial^2 w^e}{\partial x^2} \right)^T EI \frac{\partial^2 u_z^e}{\partial x^2} dx - \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} (w^e)^T p dx \right\} = 0, \quad (3.34)$$

Substituindo as Equações 3.26 a 3.33 na Equação 3.34 é possível obter a equação:

$$\sum_{e=1}^{n_e} \left\{ \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [w^e]^T [N^e]^T \rho A [N^e] [\ddot{d}^e] dx + \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [w^e]^T [B^e]^T EI [B^e] [d^e] dx - \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [w^e]^T [N^e]^T p dx \right\} = 0, \quad (3.35)$$

que pode ser reescrita como:

$$\sum_{e=1}^{n_e} [w^e]^T \left\{ \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [N^e]^T \rho A [N^e] dx [\ddot{d}^e] + \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [B^e]^T EI [B^e] dx [d^e] - \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [N^e]^T p dx \right\} = 0, \quad (3.36)$$

onde é possível identificar as matrizes de massa, rigidez e força, dadas pelas seguintes expressões:

$$[M^e] = \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [N^e]^T \rho A [N^e] dx, \quad (3.37)$$

$$[K^e] = \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [B^e]^T EI [B^e] dx, \quad (3.38)$$

$$[F^e] = \int_{x^{e_1}}^{x^{e_2}} [N^e]^T p dx, \quad (3.39)$$

Trabalhando com as Equações 3.37 e 3.38 se obtêm as matrizes de massa e rigidez elementares.

$$[M^e] = \frac{\rho A L^e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L^e & 54 & -13L^e \\ 22L^e & 4L^{e2} & 13L^e & -3L^{e2} \\ 54 & 13L^e & 156 & -22L^e \\ -13L^e & -3L^{e2} & -22L^e & 4L^{e2} \end{bmatrix}, \quad (3.40)$$

$$[K^e] = \frac{EI}{L^{e3}} \begin{bmatrix} 12 & 6L^e & -12 & 6L^e \\ 6L^e & 4L^{e2} & -6L^e & 2L^{e2} \\ -12 & -6L^e & 12 & -6L^e \\ 6L^e & 2L^{e2} & -6L^e & 4L^{e2} \end{bmatrix}, \quad (3.41)$$

A força, $[F^e]$, é considerada concentrada e atuando sobre o elemento posicionado no centro do orifício da válvula. Sua magnitude é calculada através do método de áreas efetivas de força.

A Equação 3.36 pode ser simplificada realizando-se duas substituições. A primeira etapa consiste em utilizar as Equações 3.37 a 3.39 e a segunda em utilizar as Equações 3.31 a 3.33, obtendo a seguinte expressão:

$$[W]^T \{ [M][\ddot{D}] + [K][D] - [F] \} = 0. \quad (3.42)$$

Como a função peso é arbitrária, a Equação 3.42 pode ser escrita como:

$$[M][\ddot{D}] + [K][D] - [F] = 0, \quad (3.43)$$

Na Equação 3.43, o primeiro termo representa a força de inércia da válvula, o segundo termo caracteriza a força de rigidez da válvula e o terceiro termo diz respeito às forças externas agindo sobre a válvula. Para adicionar um termo de força dissipativa, é utilizada uma matriz de amortecimento, $[C]$, que multiplica a velocidade instantânea da válvula, obtendo-se a Equação 3.44.

$$[M][\ddot{D}] + [C][\dot{D}] + [K][D] = [F], \quad (3.44)$$

A matriz de amortecimento, $[C]$, é obtida através de etapas de calibração. Esta calibração consiste em definir valores para as constantes α e β , que multiplicam as matrizes de rigidez e massa, respectivamente, conforme Equação 3.45:

$$[C] = \alpha[K] + \beta[M]. \quad (3.45)$$

Para determinar as matrizes de aceleração e velocidade, utiliza-se uma aproximação explícita utilizada por Cook (1989):

$$[\dot{D}]_t = \frac{1}{2\Delta t} \{[D]_{t+1} - [D]_{t-1}\}, \quad (3.46)$$

$$[\ddot{D}]_t = \frac{1}{\Delta t^2} \{[D]_{t+1} - 2[D]_t + [D]_{t-1}\}, \quad (3.47)$$

Assim, a Equação 3.44 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\left\{ \frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \right\} [D]_{t+1} = [F]_t - [K][D]_t + \frac{1}{\Delta t^2} [M] \{2[D]_t - [D]_{t-1}\} + \frac{1}{2\Delta t} [C][D]_{t-1}, \quad (3.48)$$

Como a formulação é explícita, é necessário definir um critério de estabilidade. Segundo Cook *et al.* (1989) o emprego do critério dado pela Equação 3.49 assegura a estabilidade desejada.

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}}, \quad (3.49)$$

A montagem das matrizes globais de massa e rigidez é realizada dividindo a válvula em pequenos elementos de viga com seções constantes, conforme Figura 3.5.

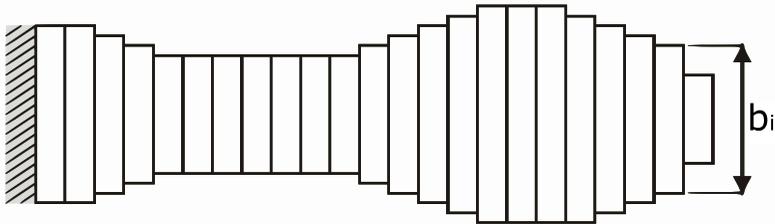


Figura 3.5 - Perfil esquemático da válvula com elementos finitos retangulares.

Com as matrizes elementares para cada seção, é possível montar a matriz de massa e rigidez da válvula, tal como ilustrado para a matriz de rigidez na Figura 3.6.

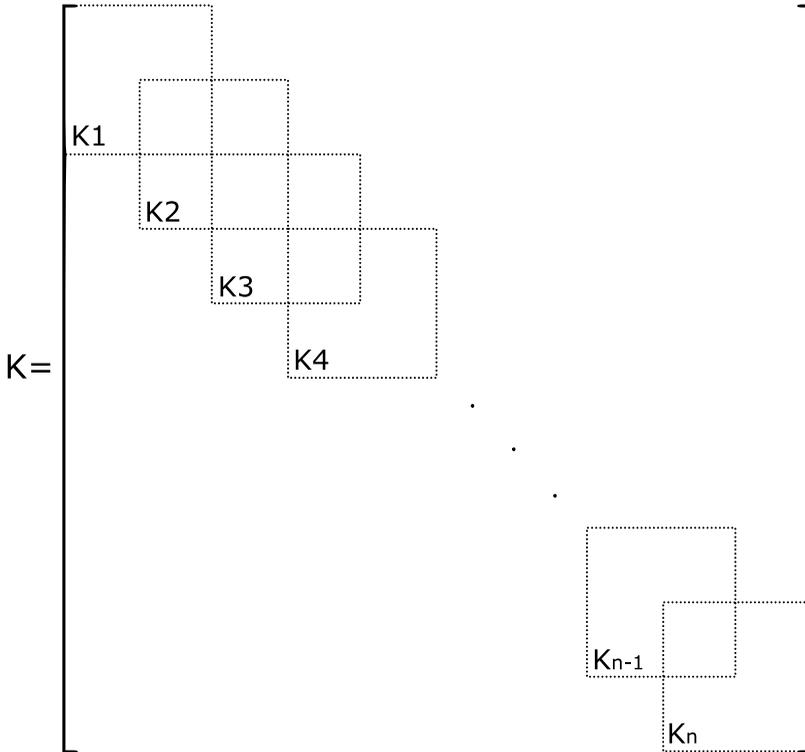


Figura 3.6 - Montagem da matriz de rigidez

3.2.1 Matrizes elementares de massa e rigidez

O modelo de elementos finitos para as válvulas é baseado no modelo apresentado por Silva (2012). No entanto, ao contrário de elementos retangulares usados por Silva (2012), optou-se por seguir o procedimento de Machu *et al.* (2004) e utilizar elementos trapezoidais, conforme esquematizado na Figura 3.7.

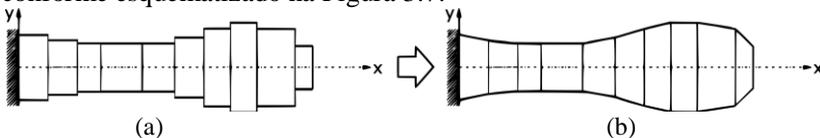


Figura 3.7 - Perfil da válvula com elementos retangulares (a) e elementos trapezoidais (b); Adaptado de Machu (2004).

A partir da Equação 3.35, pode-se identificar as expressões que irão fornecer as matrizes elementares de rigidez e de massa, apresentadas nas Equações 3.50 e 3.51, respectivamente. Nessas expressões, é necessário definir o perfil da seção, $b(x)$, que para os elementos retangulares é um valor constante, ao passo que para os elementos trapezoidais varia entre b_1 e b_2 . A partir dessas definições são montadas a matriz de rigidez elementar, Equação 3.52, e a matriz de massa elementar, Equação 3.53.

$$K_{ij} = \frac{1}{2} E . I \int_{-1}^1 b(x) . N(x)^i . N(x)^j dx, \quad (3.50)$$

$$m_{ij} = \int_0^L \rho . h . b(x) N(x)^i N(x)^j dx, \quad (3.51)$$

$$[K^e] = \frac{Eh^3}{L^3 12} \begin{bmatrix} 6(b_1 + b_2) & 2(2b_1 + b_2)L^e & -6(b_1 + b_2) & 2(b_1 + 2b_2)L^e \\ 2(2b_1 + b_2)L^e & (3b_1 + b_2)L^{e2} & -2(2b_1 + b_2)L^e & (b_1 + b_2)L^{e2} \\ -6(b_1 + b_2) & -2(2b_1 + b_2)L^e & 6(b_1 + b_2) & -2(b_1 + 2b_2)L^e \\ 2(b_1 + 2b_2)L^e & (b_1 + b_2)L^{e2} & -2(b_1 + 2b_2)L^e & (b_1 + 3b_2)L^{e2} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

$$[M^e] = \frac{\rho h L^e}{840} \begin{bmatrix} 24(10b_1 + 3b_2) & 2L^e(15b_1 + 7b_2) & 54(b_1 + b_2) & -2L^e(7b_1 + 6b_2) \\ 2L^e(15b_1 + 7b_2) & 4L^{e2}(5b_1 + 3b_2) & 2L^e(6b_1 + 7b_2) & -3L^{e2}(b_1 + b_2) \\ 54(b_1 + b_2) & 2L^e(6b_1 + 7b_2) & 24(3b_1 + 10b_2) & -2L^e(7b_1 + 15b_2) \\ -2L^e(7b_1 + 6b_2) & -3L^{e2}(b_1 + b_2) & -2L^e(7b_1 + 15b_2) & L^{e2}(3b_1 + 5b_2) \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

A Tabela 3.1 apresenta a comparação entre os resultados de rigidez de uma válvula obtidos com um modelo tridimensional e pelo método de elementos finitos empregando elementos retangulares e trapezoidais unidimensionais, estes últimos com 48 elementos cada. Observa-se que os elementos trapezoidais permitem obter resultados mais próximos ao modelo tridimensional do que o obtido com o mesmo número de elementos retangulares. Isto acontece porque os elementos trapezoidais permitem uma melhor aproximação do perfil da válvula. Como a mudança nas matrizes não aumenta o custo computacional, elementos trapezoidais serão empregados nas análises subsequentes.

Tabela 3.1 - Comparação dos resultados de rigidez para uma válvula obtidos por diferentes modelos de elementos finitos.

	Rigidez [N/m]	Diferença [-]
Simulação tridimensional	193,1	-
Elementos Trapezoidais	199,6	3,4%
Elementos Retangulares	205,2	6,3%

3.2.2 Rigidez da junta

A junta de papel hidráulico utilizada para vedação entre o cilindro e a placa válvula altera o engaste da válvula de sucção. Como a junta não é suficientemente rígida, a mesma altera a rigidez e frequência natural da válvula. A influência da junta sobre a dinâmica da válvula será considerada na modelagem, calculando a sua rigidez e considerando a mesma constante para os elementos da válvula pressionados pela junta. A rigidez da junta foi obtida de um procedimento experimental desenvolvido pela Embraco, com valor de $1,37 \times 10^8 \text{ N/m}^3$.

Para a simulação por elementos finitos é necessário identificar os nós que se situam na região de aperto da junta. Para cada um desses elementos, a sua área é identificada e multiplicada pela constante de rigidez volumétrica, obtendo-se assim uma rigidez para esses elementos, os quais são adicionados na matriz de rigidez global. A Figura 3.8 ilustra o esquema do tratamento dos nós pressionados pela junta.

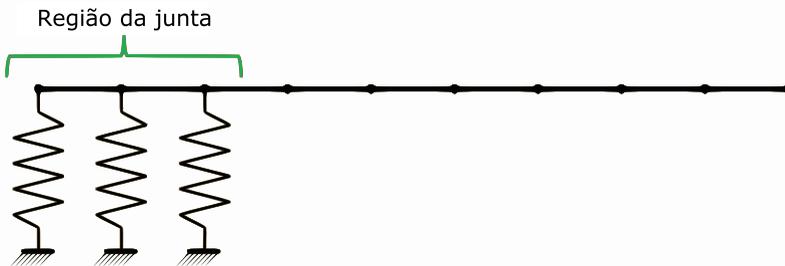


Figura 3.8 - Esquema da aplicação de molas na região da junta.

3.2.3 Modelo de impacto para as válvulas

Conforme já discutido, a dinâmica da válvula será resolvida pelo método dos elementos finitos unidimensionais com elementos

trapezoidais. Para simular o impacto da válvula contra a válvula de reforço ou contra o batente, adota-se um modelo de pura penalização, esquematizado na Figura 3.9.

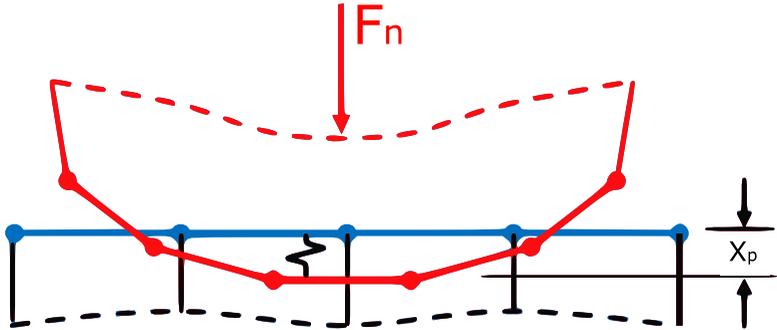


Figura 3.9 - Esquema do método de pura penalização.

Através desse método, quando o deslocamento da válvula (linha vermelha) supera um limite físico, uma força contrária ao seu movimento aparece e é incorporada ao problema. Esta força é proporcional a um constante de mola, ajustada empiricamente com o valor de $K_i = 2 \times 10^6 \text{ N/m}$, e à interpenetração, x_p , conforme Equação 3.54. Para aumentar a estabilidade numérica, o impacto entre a válvula e seu assento será caracterizado apenas por uma restrição. Assim, caso um dos nós da válvula tenha o seu deslocamento inferior a zero, considera-se que a mesma se encontra sobre o assento, conforme Equação 3.55.

$$F_i = -K_p x_p, \quad (3.54)$$

$$x_p = \max(x_p, 0), \quad (3.55)$$

3.2.4 Obtenção das tensões sobre a válvula

Para obter a tensão máxima na válvula, manipula-se a Equação 3.5 para a forma aproximada da Equação 3.56, em que Δx é o comprimento do elemento, h_i é a espessura da válvula, E é o módulo de elasticidade do material e u_z é o deslocamento na direção z do elemento. Essa expressão permite calcular a tensão em cada elemento da válvula para cada incremento de tempo. O valor máximo desta tensão serve como parâmetro de projeto, verificando a confiabilidade das válvulas.

$$\sigma_{xx_i} \approx -\frac{Eh_i}{2} \frac{u_{z_{i-1}} - 2u_{z_i} + u_{z_{i+1}}}{\Delta x^2}, \quad (3.56)$$

3.2.5 Modelo matemático para o batente e *impeller*

O modelo desenvolvido nesse trabalho para o dispositivo de descarga não resolve o batente por elementos finitos, sendo apenas considerado como uma estrutura sólida que restringe o deslocamento da válvula de descarga ou da válvula de reforço. Essa restrição é realizada utilizando o modelo de pura penalização descrito anteriormente e apresentado na Equação 3.54. O perfil do batente na direção z é fornecido ao modelo, conforme ilustrado na Figura 3.10, sendo esses valores utilizados no método de pura penalização.

Outro elemento do sistema de descarga que não é resolvido por elementos finitos é o *impeller*. Durante a simulação, o *impeller* é resolvido como uma força aplicada sobre um dos elementos da válvula, de acordo com a seguinte expressão:

$$F_{imp} = K_{imp} (z_{imp} - z_e), \quad (3.57)$$

Na equação acima, K_{imp} é a rigidez do *impeller*, sendo considerada linear, z_{imp} é a altura máxima do *impeller* e z_e é a posição do elemento que está recebendo a força do *impeller*. Quando esse elemento apresenta um deslocamento superior a z_{imp} , o *impeller* e a válvula deixam de ter contato entre si, e nenhuma força atua na válvula devido à presença do *impeller*.

3.2.6 Elementos finitos para a válvula de reforço

O *booster* é simulado com o mesmo procedimento de elementos finitos aplicado à válvula de descarga, sendo necessário fornecer o perfil do *booster* para montar a matrizes de massa e rigidez através de elementos trapezoidais. Usualmente, o *booster* é fixada pelo próprio batente, sendo deformada por ele durante a operação de montagem. Por isso, além do perfil do *booster* ao longo de seu comprimento, é necessário fornecer o perfil do mesmo na direção z sem o mesmo estar deformado pelo batente, conforme mostra a Figura 3.10.

Antes da simulação dos ciclos de compressão é realizada uma pré-simulação para determinar a deformação do *booster* em contato com o batente, fornecendo a sua posição final de montagem de acordo com a Figura 3.10. A operação de deformação do *booster* ocorre ao utilizar um método de pura penalização para o contato entre *booster* e batente.

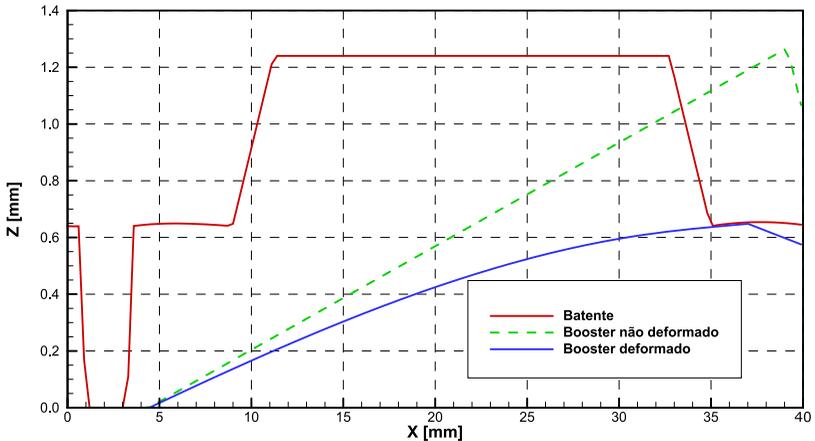


Figura 3.10 - Configuração do batente e o *booster*.

3.3 Método de volumes finitos

Simulações do ciclo de compressão e escoamento através de válvulas, incluindo a interação fluido-estrutura, foram realizadas no presente trabalho usando o método dos volumes finitos disponível no código comercial CFX 16. Detalhes do procedimento de solução são apresentados a seguir.

3.3.1 Equações governantes do problema

As equações governantes são formadas pela equação da conservação de massa, Equação 3.58, equação da quantidade de movimento, Equação 3.59, equação da conservação da energia Equação 3.60, e a equação de estado de Redlich–Kwong para determinar as propriedades termodinâmicas do fluido.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.58)$$

$$\rho \frac{\partial U_j}{\partial t} + \rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_j, \quad (3.59)$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = -P \frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} - \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i}, \quad (3.60)$$

Os escoamentos considerados neste trabalho ocorrem em regime turbulento. A solução numérica de todas as escalas de comprimento e de tempo das estruturas de movimento turbulento requereria uma malha extremamente refinada para a discretização do domínio de solução, com um incremento de tempo muito reduzido. No entanto, a solução do campo médio de propriedades de escoamentos turbulentos é suficiente em aplicações de engenharia. Assim, neste trabalho adota-se o conceito de média temporal de Reynolds, em que uma propriedade qualquer do escoamento, ϕ , é representada através da soma de uma quantidade média, $\bar{\phi}$, e de uma parcela flutuante, ϕ' , ou seja,

$$\phi = \bar{\phi} + \phi', \quad (3.61)$$

A aplicação desse conceito de média nas equações governantes resulta em termos adicionais que representam o transporte turbulento de quantidade de movimento e energia. Neste trabalho, esses termos são modelados através da hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq, a qual é uma propriedade do escoamento e não do fluido. Nas simulações realizadas, o modelo de turbulência RNG k- ϵ foi empregado para determinar a viscosidade turbulenta, com o emprego de funções parede, sendo respeitado o critério de $y^+ > 30$. Mais detalhes sobre a teoria da solução de turbulência pode ser encontrado na documentação *CFX-Solver Theory Guide* (2013).

3.3.2 Discretização das equações

No método de volumes finitos, o domínio de solução é discretizado em pequenos volumes, sendo que em cada um desses as equações diferenciais governantes são integradas, formando um sistema de equações algébricas. A solução das equações algébricas permite determinar as propriedades do escoamento em cada volume.

Para interpolação das propriedades necessárias para avaliar o transporte advectivo, o esquema *High-Resolution* foi utilizado. Esse esquema permite uma ponderação entre um método *upwind* de primeira

ordem e o método de diferenças centrais de segunda ordem, minimizando assim o efeito da difusão numérica, comum nos métodos de primeira ordem, e instabilidades numéricas comuns nos métodos de segunda ordem. Para as propriedades associadas à turbulência, k e ε , um método *upwind* de primeira ordem foi utilizado. A discretização dos termos transientes das equações foi realizada com o método *Second Order Backward Euler*, em que as derivadas temporais são aproximadas levando em conta a informação do tempo atual e dos penúltimos e últimos instantes de tempo.

Erros de truncamento foram avaliados para garantir que a malha estivesse suficientemente refinada nas condições mais críticas de escoamento, que ocorrem na presença de velocidade mais elevada. Nessa condição, refinamentos sucessivos na malha foram realizados, dobrando o número de volumes em cada direção na malha até que os resultados obtidos em duas malhas sucessivas não apresentassem uma diferença maior do que 1,0%.

Para determinar o passo de tempo para simulações de escoamentos transientes, seguiu-se um procedimento análogo ao do refino de malha. Assim, o avanço de tempo é reduzido sucessivamente até que a variação dos resultados de dois refinamentos consecutivos não seja maior do que 1,0%.

3.3.3 Procedimento de solução

O sistema de equações algébricas foi resolvido através de um procedimento de solução acoplado, em que as equações de conservação utilizadas para obtenção dos campos de velocidade e pressão são resolvidas através de um único sistema de equações, dispensando assim o uso de métodos de acoplamento pressão-velocidade. O código comercial utilizado possui um método *Multigrid* (MG) algébrico pela técnica de fatoração *Incomplete Lower Upper* (ILU) de forma a reduzir o custo computacional da solução do sistema de equações.

Três critérios de convergência foram considerados para as simulações realizadas neste trabalho. O primeiro critério consistiu em verificar que o valor quadrático médio (RMS) dos resíduos de balanços nos volumes do domínio de solução fosse inferior a 10^{-4} . O segundo critério avalia a conservação global das propriedades no domínio de solução. Considera-se que este critério é satisfeito quando a diferença dos fluxos de entrada e saída no domínio de solução dividido pelo fluxo máximo seja inferior a 0,01. Por fim, o terceiro tipo de critério imposto está relacionado ao monitoramento da variável de interesse da

simulação, que deve estar estabilizado ao final da simulação. Para o caso de simulações em regime permanente a propriedade de interesse deve ter variações mínimas em iterações sucessivas, e para simulações transientes cíclicas os valores das propriedades ao longo de cada ciclo devem ser praticamente os mesmos.

3.4 Validação dos modelos de elementos finitos unidimensional

3.4.1 Sistema de descarga

A validação dos resultados do modelo de elementos finitos unidimensional para a dinâmica da válvula de descarga foi realizada através da comparação com resultados de simulações fluido-estrutura tridimensionais (FSI) com o código comercial CFX 16, seguindo o procedimento detalhado em Shiomi *et al.* (2010). Nesse modelo, a palheta é considerada como um corpo elástico engastado no assento, cuja dinâmica é modelada por um sistema com múltiplos graus de liberdade e resolvido pelo método dos elementos finitos. O escoamento turbulento compressível através das válvulas é previsto com o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$. A dinâmica da válvula e o campo do escoamento transiente através da válvula são acoplados e resolvidos simultaneamente. Esse método foi escolhido por permitir um melhor controle sobre as condições de contorno do que a validação experimental. Além disso, é possível monitorar de forma adequada a posição e a tensão sobre a válvula de descarga, algo difícil de ser feito quando a validação é realizada através de dados de extensômetros, devido às dimensões reduzidas da válvula.

O compressor escolhido para comparação é um modelo de rotação variável com volume deslocado de $6,4\text{cm}^3$ e o fluido refrigerante é o R-1234yf. As propriedades do R-1234yf variam com a pressão e temperatura, podendo ser obtidas da biblioteca do código Refprop (NIST, 2007). O dispositivo de descarga desse compressor, além do batente e da válvula de descarga, apresenta uma válvula de reforço. O domínio do fluido da simulação FSI é apresentado na Figura 3.11. O domínio apresenta 70000 nós, a região em vermelho é uma condição de pressão com valor igual a pressão de condensação, a região em azul são as superfícies que recebem o deslocamento do domínio sólido e a região em verde tem o seu deslocamento imposto de acordo com o movimento do pistão. Enquanto que o domínio sólido é apresentado na Figura 3.12. O domínio apresenta 5000 elementos, as superfícies identificadas com a cor amarela recebem a informação de pressão e fornecem a informação

de posição para o domínio do fluido e as demais superfícies marcadas em roxo apresentam deslocamento restringido.

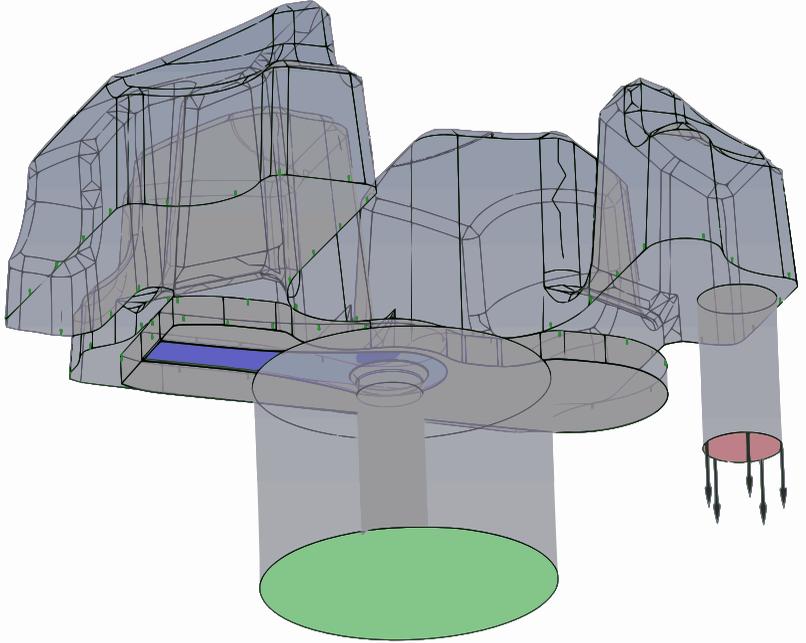


Figura 3.11 - Domínio do fluido para a solução FSI.

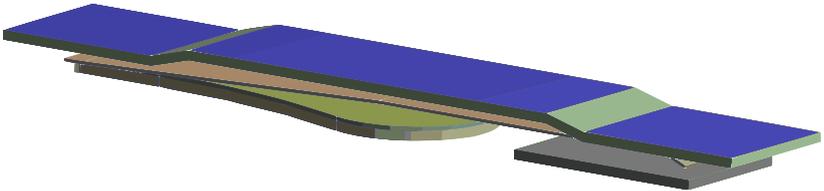


Figura 3.12 - Domínio estrutural para a solução FSI.

As Figura 3.13 a 3.15 apresentam resultados de tensão sobre a válvula para o modelo FSI e o modelo de elementos finitos, em diferentes condições de operação. O modelo de elementos finitos unidimensional nas análises utilizou 53 elementos. A Figura 3.16 resume os dados de tensão máxima sobre a válvula em cada condição de operação, onde é apresentado o erro percentual entre a previsão com elementos finitos unidimensionais e a previsão com o método de fluido-estrutura. Observa-se que a concordância entre os resultados é

satisfatória, mostrando que o método de elementos finitos é adequado para a previsão da dinâmica da válvula.

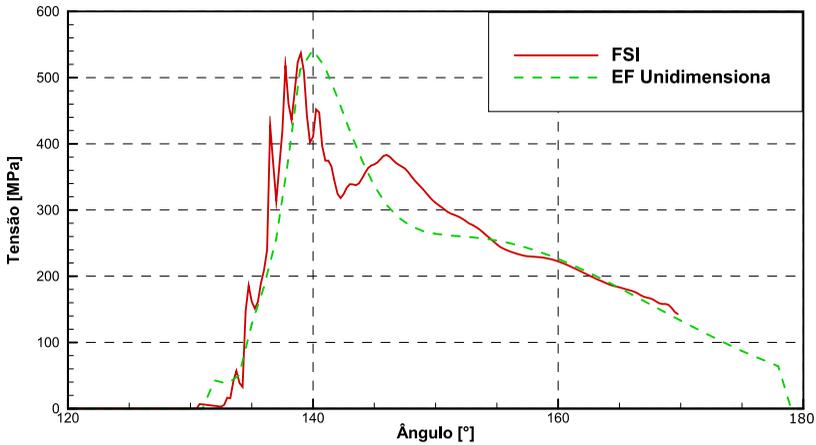


Figura 3.13 – Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (8/70°C 3000rpm).

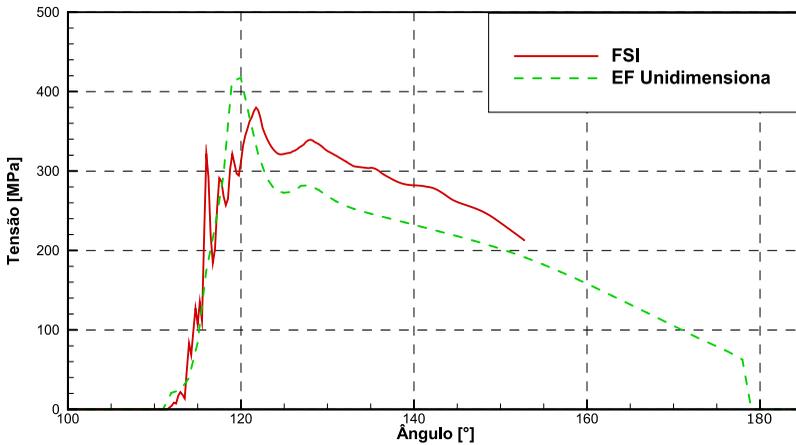


Figura 3.14 - Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (10/45°C 2500rpm).

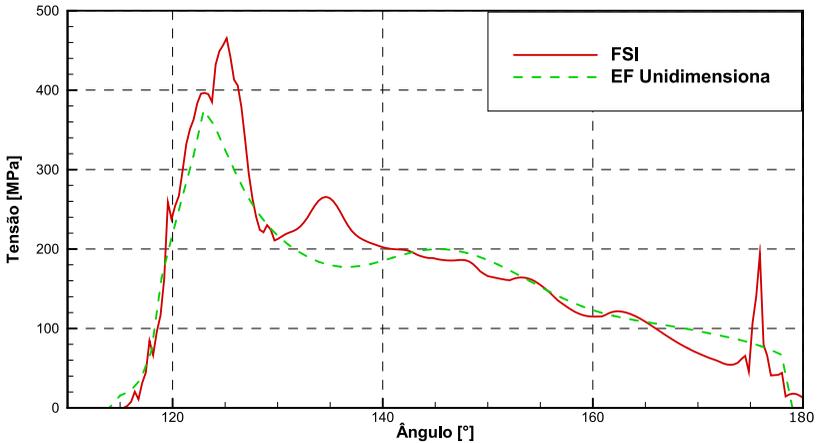


Figura 3.15 - Perfis de tensão sobre a válvula de descarga em função do ângulo de manivela (-5/30°C 3000rpm).

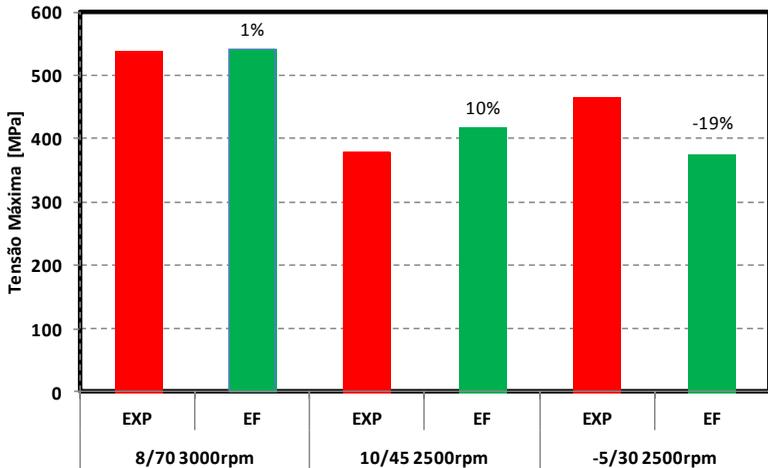


Figura 3.16 - Tensão máxima na válvula de descarga.

3.4.2 Sistema de sucção

A validação da dinâmica da válvula de sucção foi realizada de forma análoga ao procedimento adotado para a válvula de descarga, tendo sido utilizado o mesmo compressor. No entanto, como para o sistema de sucção é possível fixar um extensômetro próximo ao engaste da válvula, optando-se por comparar o resultado do modelo de

elementos finitos com dados experimentais. As Figuras 3.17 a 3.19 mostram a comparação entre as medições e as previsões do modelo. O modelo de elementos finitos unidimensional nas análises utilizou 65 elementos.

Os casos simulados representam condições extremas para a abertura da válvula, sendo que em dois casos ocorre o impacto entre a válvula de sucção e o pistão. Os resultados mostram que o modelo de elementos finitos é satisfatório na previsão dos níveis de tensão na válvula. No entanto, o resultado do modelo não permite prever o primeiro pico de tensão indicado nas Figuras 3.18 e 3.19 e que ocorre devido ao impacto entre a válvula e o pistão. A Figura 3.20 apresenta a máxima tensão de flexão encontrada para cada caso. Sendo identificada a máxima tensão devido ao toque com o pistão no caso experimental, sendo a base para o cálculo do erro obtido com a previsão numérica.

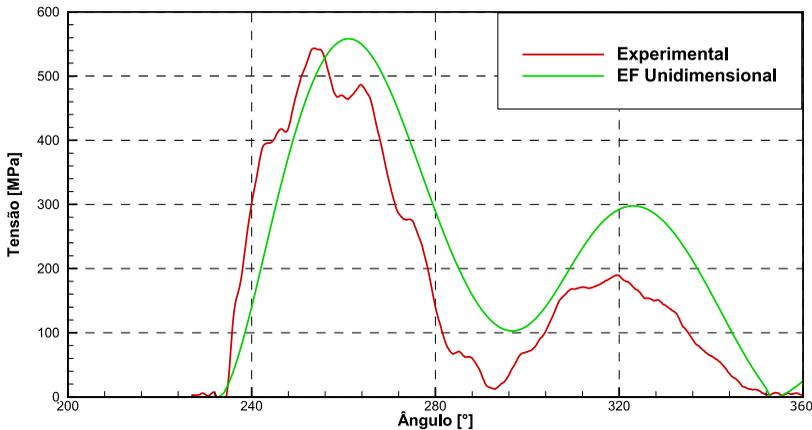


Figura 3.17 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela (-20/45°C 4000rpm).

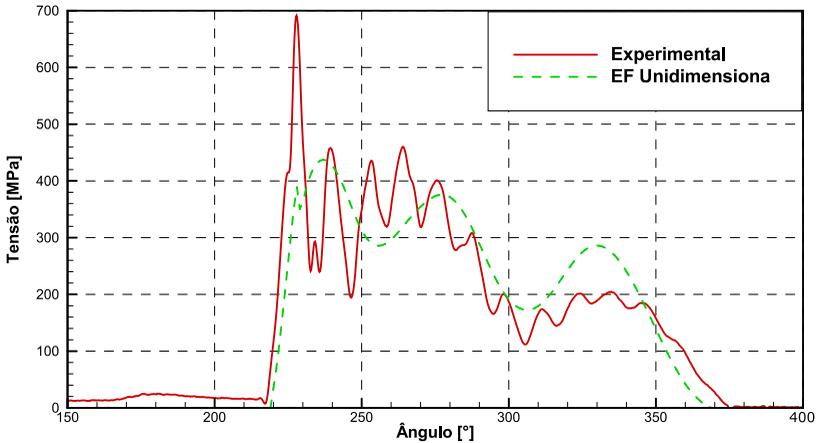


Figura 3.18 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela ocorrendo toque entre válvula e pistão(10/70°C 3600rpm).

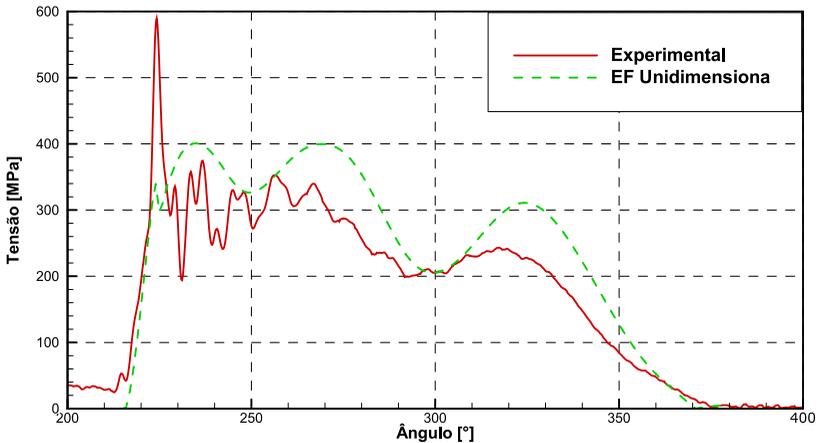


Figura 3.19 - Perfis de tensão sobre a válvula de sucção em função do ângulo de manivela, com toque entre válvula e pistão (15/70°C 3600rpm).

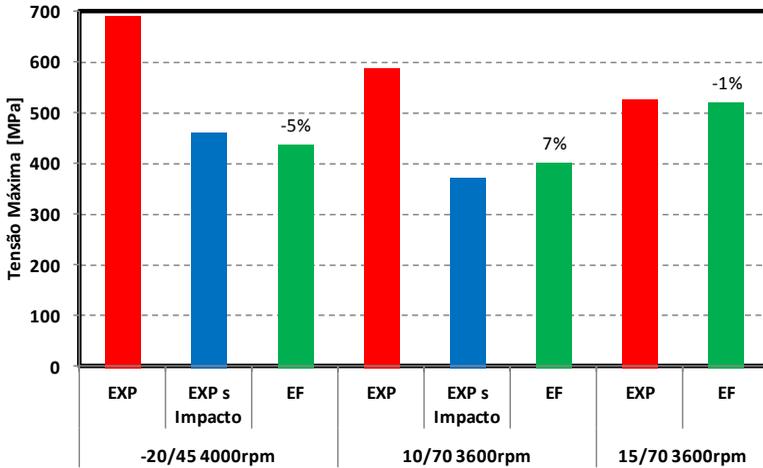


Figura 3.20 - Tensão máxima na válvula de sucção.

3.5 Análise da velocidade de impacto da válvula

A fadiga de impacto nas válvulas é uma das questões de confiabilidade de maior complexidade no projeto de compressores. Apesar de estudos desse assunto, ainda não existe consenso na literatura sobre o grau de importância dos fenômenos envolvidos. Critérios empíricos são geralmente utilizados para caracterizar a confiabilidade das válvulas de compressores em relação à fadiga de impacto. O critério mais difundido é a velocidade de impacto da válvula em relação ao seu assento. Dessa forma, dependendo do material da válvula, diferentes valores de velocidade máxima são considerados satisfatórios na fase do projeto.

Nesta seção, apresenta-se uma comparação entre resultados de velocidade de impacto previstos pelos modelos deste trabalho e dados experimentais. Considera-se apenas o valor médio dessa velocidade, sendo negligenciada a dispersão desses valores em virtude do impacto com a válvula inclinada, originado por sua torção. Essa comparação foi realizada para diferentes condições de temperaturas de evaporação e de condensação, obtendo-se a máxima velocidade de impacto para os diversos impactos entre a válvula e o assento. Os testes experimentais disponíveis dizem respeito a um compressor de deslocamento volumétrico de 9,1cm³, usando o fluido refrigerante isobutano (R-600a) e operando em 4000rpm. As propriedades do isobutano variam com a pressão e temperatura, podendo ser obtidas da biblioteca do código

Refprop (NIST, 2007). Esse compressor possui uma válvula com orifício não-circular alongado, denominado orifício oblongo. A Tabela 3.2 apresenta o erro entre a previsão numérica e os dados experimentais. Percebe-se que para temperaturas de evaporação menores do que -20°C , a concordância entre os resultados é muito boa. Entretanto, ao aumentar a temperatura de evaporação e, como consequência, a vazão de massa e a amplitude de deslocamento da válvula, o erro se torna elevado, chegando-se a obter uma velocidade de impacto duas vezes maior do que a medição.

Esse erro pode ter sua origem devido a limitação do modelo de elementos finitos utilizados, que considera comportamento linear para a deformação da válvula. Para os elevados deslocamentos de válvula encontrados com evaporações altas o modelo linear tende a superestimar a abertura da válvula, aumentando a sua velocidade no fechamento.

Dessa forma, deve-se ter cautela ao utilizar o modelo para prever a velocidade de impacto para temperaturas de evaporação maior que -10°C , utilizando os resultados de forma qualitativa para a comparação de diferentes válvulas, sem levar em conta o valor absoluto obtido.

Tabela 3.2 - Erro da velocidade de impacto média.

		Erro entre numérico e experimental									
		65	45	25	-40	-30	-20	-10	0	10	20
Temperatura de Evaporação [$^{\circ}\text{C}$]	65	-	0%	4%	13%	61%	117%	66%			
	45	-1%	9%	4%	34%	81%	110%	-			
	25	-5%	0%	4%	56%	98%	-	-			
		-40	-30	-20	-10	0	10	20			
Temperatura de Evaporação [$^{\circ}\text{C}$]											

3.6 Sumário

Na primeira parte deste capítulo, procedeu-se à implementação de um modelo de elementos finitos com elementos trapezoidais para a válvula de sucção proposto por Silva (2012). Os resultados mostraram que a modificação das matrizes elementares de elementos retangulares para trapezoidais fornece resultados mais precisos sem aumento do custo computacional. Desta forma, essa formulação do modelo foi adotada em todas as análises subsequentes.

Além disso, implementou-se um modelo de elementos finitos unidimensionais para o dispositivo de descarga, de forma similar ao

realizado para o dispositivo de sucção. Ambos os modelos se mostraram adequados para a previsão da dinâmica da válvula. No entanto, é importante citar que os mesmos não permitem prever de forma satisfatória a tensão sobre a válvula de sucção devido ao seu impacto contra o pistão. Em relação ao impacto da válvula sobre o assento, observou-se que para baixas temperaturas de evaporação, associadas a baixas vazões, a previsão da velocidade de impacto é satisfatória. No entanto, à medida que a temperatura de evaporação aumenta, o mesmo acontece com a velocidade do escoamento e a abertura da válvula, dificultando a previsão correta da velocidade de impacto.

4 ANÁLISE DO AMORTECIMENTO DE VÁLVULAS

A principal força agindo sobre válvulas de compressores se deve à diferença de pressão entre o cilindro e a câmara adjacente de sucção ou descarga. Entretanto, existem outras forças que afetam a dinâmica de válvulas, conforme indicado na Figura 4.1, e a eficiência do compressor por consequência.

Este capítulo analisa a influência de forças de amortecimento em válvulas de compressores alternativos de refrigeração doméstica, discutindo os principais fenômenos envolvidos.

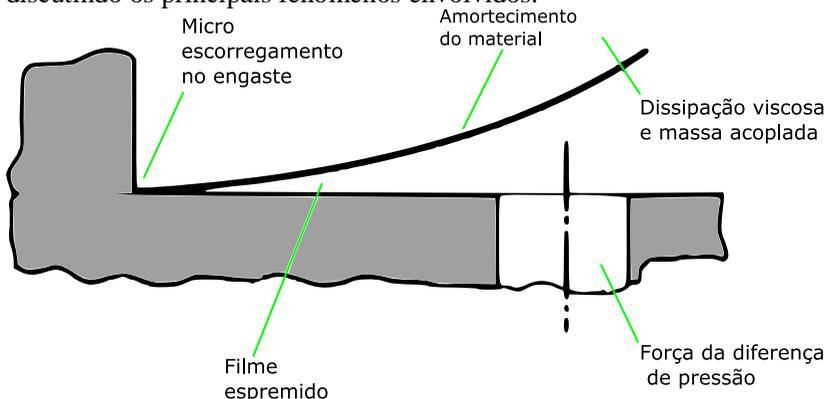


Figura 4.1 - Forças agindo sobre uma válvula do compressor.

4.1 Descrição do problema

Nessa seção, será apresentada uma breve descrição das forças que agem sobre a válvula, com exceção da força devido à diferença de pressão entre o cilindro e a câmara adjacente.

4.1.1 Filme espremido

A força devido ao filme espremido é resultado de uma camada de fluido refrigerante, ou óleo lubrificante, que se encontra entre a válvula e o assento. Durante a abertura ou fechamento da válvula, esta camada de fluido sofre alterações bruscas, indo desde uma espessura mínima, que é função do acabamento superficial, até uma espessura com vários milímetros de altura.

Na abertura da válvula, forma-se uma região de baixa pressão entre a válvula e o assento, devido ao afastamento brusco da válvula e à

viscosidade do fluido. Essa região de baixa pressão ocasiona um atraso na abertura da válvula e um maior consumo de energia pelo compressor.

Quando se dá o fechamento da válvula, ocorre o processo inverso. A camada de fluido entre a válvula e o assento é comprimida e, devido à viscosidade do fluido, a pressão nessa região é aumentada. Esse aumento de pressão causa um atraso no fechamento da válvula, podendo contribuir para a ocorrência de refluxo de fluido refrigerante.

4.1.2 Amortecimento interno

A dissipação de energia devido ao amortecimento do material é resultado de interações complexas em sua estrutura cristalina e de imperfeições internas. O amortecimento interno do material é um mecanismo puramente dissipativo, convertendo energia cinética em energia interna do material. Assim, a amplitude de oscilação da válvula é reduzida, sendo gerado um atraso tanto para a abertura como para o fechamento da válvula.

4.1.3 Escorregamento no engaste da válvula

Para os compressores analisados nesse trabalho, as fixações das válvulas são feitas através da compressão de duas superfícies. A válvula de sucção é geralmente fixada pela compressão entre a placa válvula e a junta de papel. Já para a válvula de descarga, a fixação é comumente feita pela compressão entre a placa válvula e as extremidades do batente. Apesar da elevada força de aperto desses sistemas, é possível que ocorra um escorregamento da válvula em relação às duas superfícies de aperto. Durante o escorregamento, a energia cinética da válvula será dissipada pelo efeito da força de atrito, alterando a dinâmica da mesma. De forma análoga ao mecanismo do amortecimento interno, a força de atrito devido ao escorregamento é puramente dissipativa, convertendo energia cinética em energia interna e, assim, diminuindo a amplitude de oscilação da válvula.

4.1.4 Fluido em torno da válvula

Durante o movimento da válvula, o fluido em seu entorno irá exercer esforços sobre a sua superfície, sendo possível dividir esses esforços em duas forças. A primeira é resultado do atrito viscoso devido a gradientes de velocidade junto à superfície da válvula, dissipando energia cinética na forma de calor. A segunda força decorre do efeito de

massa acoplada, que altera a frequência de oscilação da válvula devido à alteração da massa do sistema e dissipa energia da válvula ao entregar energia ao fluido. À medida que a frequência de oscilação da válvula aumenta, pequenos vórtices são formados, provocando o desprendimento da massa carregada pela válvula e acentuando a dissipação de energia cinética.

As seções seguintes irão tratar cada uma dessas forças, com o objetivo de melhor caracterizar a dinâmica da válvula e, assim, permitir estimativas mais precisas de tensão e refluxo na válvula.

4.2 Método padrão para determinação do amortecimento

Em compressores alternativos, o amortecimento sobre a válvula é importante, pois altera a dinâmica da válvula e assim a potência gasta durante o ciclo de compressão e a eficiência do compressor. O amortecimento é considerado em praticamente todos os trabalhos que modelam a dinâmica de válvulas. Nesses trabalhos, o procedimento seguido geralmente consiste em ajustar um coeficiente de amortecimento com base em medições e, posteriormente, considerá-lo fixo em análises subsequentes. Esse procedimento é utilizado tanto para calcular a constante c , para o sistema massa-mola amortecido, quanto para a matriz $[C]$, no modelo de elementos finitos.

Atualmente, o método mais utilizado para calcular os coeficientes de amortecimento consiste em medir o movimento da válvula através de uma pequena bobina indutiva instalada na placa de válvula em uma posição abaixo da válvula. Quanto mais próxima a válvula estiver da bobina, maior será a sua influência no campo magnético gerado pela bobina, de forma semelhante ao que acontece no enrolamento secundário de um transformador, alterando assim a indutância da bobina. Quando a válvula abre, a distância entre a bobina e a válvula irá ser alterada, mudando assim a indutância da bobina. Dessa forma, calibrando-se o transdutor de forma a estabelecer uma correlação entre o deslocamento da válvula e a indutância da bobina, pode-se medir o deslocamento da válvula durante a operação do compressor.

Porém, esse procedimento de calibração normalmente apresenta uma limitação. Para os tamanhos de bobinas possíveis de serem instalados na placa de válvulas, rapidamente é atingida uma região de saturação, em que a presença da válvula não influencia mais o campo magnético da bobina. Assim, para deslocamentos na válvula maiores do que 1,0mm geralmente não é possível medir o deslocamento com precisão.

A Figura 4.2 apresenta uma medição típica do deslocamento da válvula em compressores alternativos. Como pode ser observado, a medição experimental apresenta amplitudes de oscilação muito menores do que previstos numericamente, em virtude do erro da saturação da bobina. Dessa forma, ao se desenvolver as correlações para ser obter o amortecimento sobre a válvula, será necessário utilizar outros métodos para medir deslocamentos maiores.

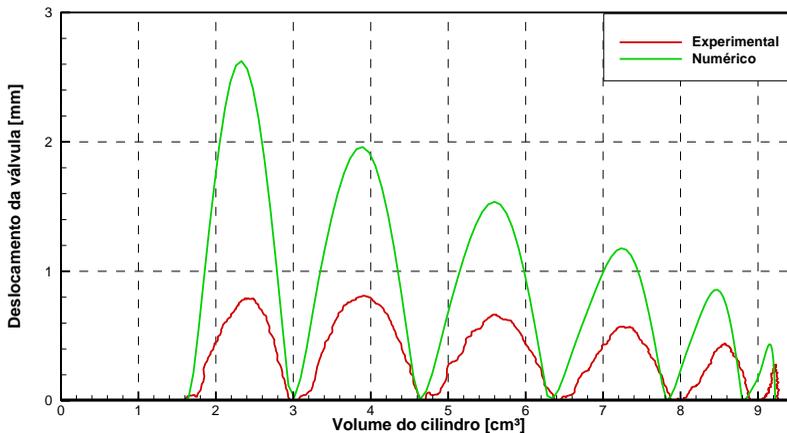


Figura 4.2 - Calibração entre modelo numérico e experimento.

4.3 Força devido ao fluido em torno da válvula

A força agindo sobre a válvula devido à presença de fluido em seu entorno é, após a força devido à diferença de pressão, a segunda maior força em magnitude. A fim de desenvolver uma correlação para caracterizar a influência dessa força sobre a dinâmica da válvula, simulações numéricas foram realizadas com o código comercial CFX 16.

4.3.1 Simulação bidimensional do amortecimento do fluido

A força principal que age sobre a válvula pahlleta de compressores alternativos tem sua origem na diferença de pressão entre o cilindro e a câmara adjacente. Entretanto, durante a vibração da válvula outras forças irão atuar sobre ela devido à presença de fluido em seu entorno, e nesse trabalho estas forças são separadas em três componentes distintos. A primeira delas é a força de arrasto, originada pelo atrito do fluido. A segunda força ocorre devido à massa acoplada,

já que com a vibração da válvula certa quantidade de massa irá se movimentar junto com a válvula, alterando a sua frequência natural. A terceira força é atribuída a uma parcela dissipativa, que é resultado das altas frequências de vibração e do desprendimento de vórtices.

O efeito da massa acoplada e da dissipação viscosa é predominantemente transiente e, dessa forma, nenhum modelo baseado em regime permanente pode ser utilizado. Assim para obter as correlações desejadas para o amortecimento devido à presença de fluido em seu entorno recorre-se a uma simulação CFD em regime transiente utilizando o código comercial CFX 16. Essas análises consideram uma geometria simplificada, já que a válvula não foi simulada como um todo, e sim apenas é considerada uma seção transversal, caracterizando uma simulação bidimensional. Esse procedimento será empregado para reduzir o custo computacional sem comprometer a acurácia das análises desejadas.

A Figura 4.3 mostra em mais detalhes o domínio de solução, que é suficientemente amplo para que a resposta não sofra influência da condição de contorno. Uma pressão total é utilizada como condição de contorno nas regiões identificadas com setas duplas azuis, sendo imposta a condição não reflexiva associada a essa condição de contorno. A seção da válvula no interior do domínio tem o seu movimento prescrito de forma sinusoidal, podendo ser variada a amplitude de oscilação e a sua frequência. As setas em verde ilustram esta região de interface móvel. As propriedades do fluido no entorno da válvula simulada podem ser alteradas de forma a gerar dados que permitam obter a correlação desejada.

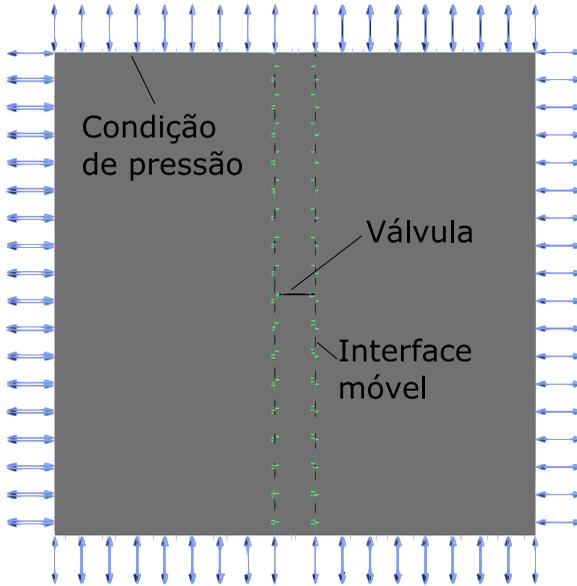


Figura 4.3 - Domínio de solução bidimensional.

4.3.2 Definição do formato da correlação

Para caracterizar a pressão sobre a válvula em virtude da sua oscilação, adotaram-se equações analíticas simplificadas que consideram as propriedades do fluido, o movimento da válvula e coeficientes que caracterizam a geometria da válvula. Com a pressão conhecida, a força em cada elemento da válvula é obtida com a multiplicação da pressão pela área da seção. A correlação para os coeficientes da equação da pressão deve ser uma função da largura de cada seção e de sua distância até o ponto de engaste da válvula. Para definir o formato da equação, recorre-se ao procedimento numérico descrito na seção anterior, o qual descreve a oscilação de uma seção da válvula em um domínio bidimensional. A pressão sobre a válvula obtida com essa simulação é monitorada e comparada com o valor obtido com a Equação 2.6 de Otter (1990).

Para essa comparação, calibram-se os coeficientes de arrasto, C_d , e o coeficiente de inércia, C_m . Utilizando apenas esses dois coeficientes é possível a concordância entre os resultados mostrada na Figura 4.4, para uma frequência de oscilação de 50Hz. Como pode ser visto, existe um atraso entre os valores obtidos com a equação (linha azul) e com a simulação CFD (linha vermelha).

Em função dessa defasagem, propõe-se uma nova equação, Equação 4.1, com um coeficiente adicional, C_{mm} , para determinar a pressão sobre a válvula devido ao contato com o fluido. A Figura 4.4 mostra que a adição desse coeficiente melhorara significativamente a concordância entre os resultados da correlação e da simulação CFD. Ou seja, essa correção compensa o atraso do efeito da massa acoplada, podendo-se observar o mesmo efeito de atraso entre a aceleração e a pressão sobre a válvula no trabalho de Rosvoll (2012).

$$FM = -\rho(C_d \dot{z}|z| + C_m \ddot{z} - C_{mm} \ddot{z}), \quad (4.1)$$

Esse efeito de atraso foi analisado com simulações para diferentes frequências de oscilação, sem utilizar o coeficiente C_{mm} . Os resultados dessa análise estão apresentados nas Figura 4.5 até 4.7. Para baixas frequências não existe atraso significativo entre os resultados da correlação e da simulação. Porém, à medida que a frequência aumenta a discrepância entre as duas previsões aumentam. Como a frequência natural da válvula de compressores herméticos é geralmente superior a 200Hz, justifica-se o uso do coeficiente C_{mm} . As oscilações de pressão de alta frequência observadas em alguns dos resultados da simulação numérica (Figuras 4.4, 4.6 e 4.7), ocorrem devido ao desprendimento de vórtices e não são previstas pela correlação.

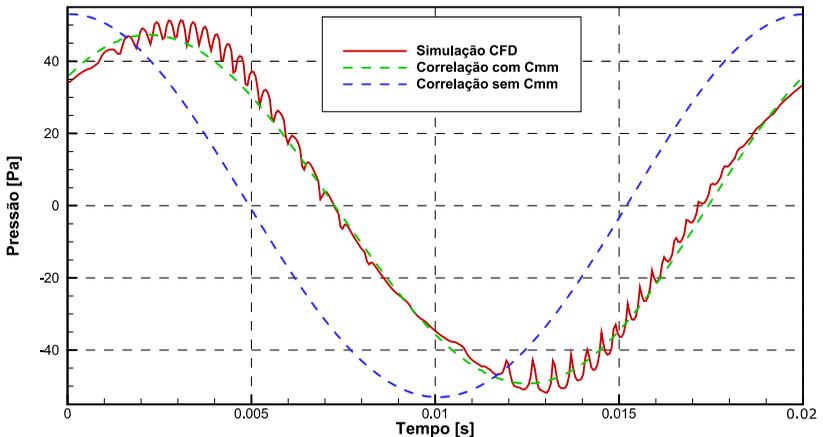


Figura 4.4 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 50$ Hz.

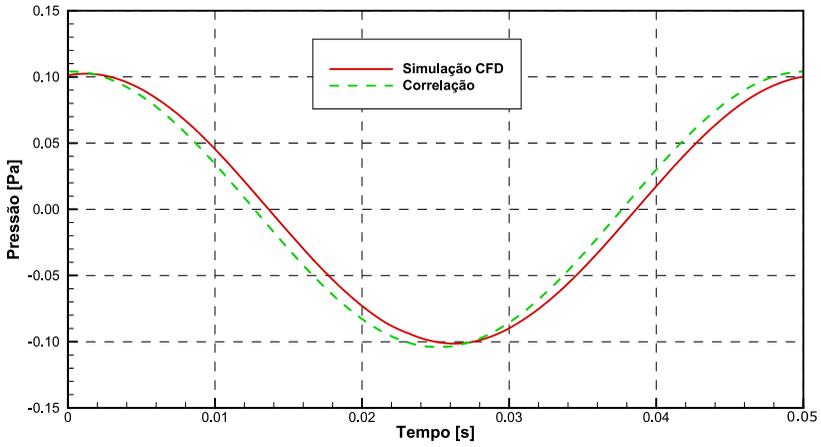


Figura 4.5 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 20\text{Hz}$.

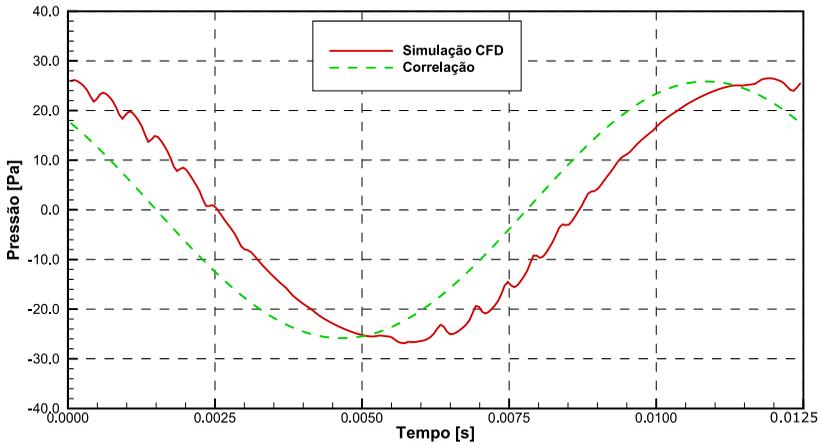


Figura 4.6 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 80\text{Hz}$.

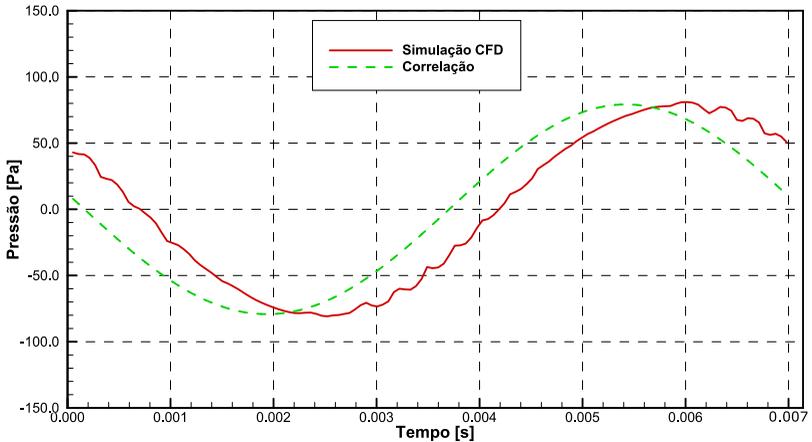


Figura 4.7 - Pressão sobre a válvula; frequência de oscilação $f = 140\text{Hz}$.

A Figura 4.8 apresenta uma comparação entre os resultados da correlação e da simulação para duas condições de massa específica de um mesmo gás, como pode ocorrer para o gás em torno das válvulas de sucção e descarga. Boa concordância pode ser observada nas duas condições, sendo que em ambas foram utilizados os mesmos coeficientes. Assim, o uso desse coeficiente associado à variação da aceleração e da massa específica do fluido é uma estratégia adequada.

A Figura 4.9 ilustra a importância de cada um dos coeficientes da Equação 4.1. Os resultados mostram a pressão sobre a seção da válvula ao se considerar três coeficientes da correlação da Equação 4.1 (linha vermelha) e ao se considerar de forma separada cada um dos coeficientes nulos. Como pode ser visto os termos de maior importância são C_m e C_{mm} , sendo que C_d apresenta um impacto praticamente desprezível.

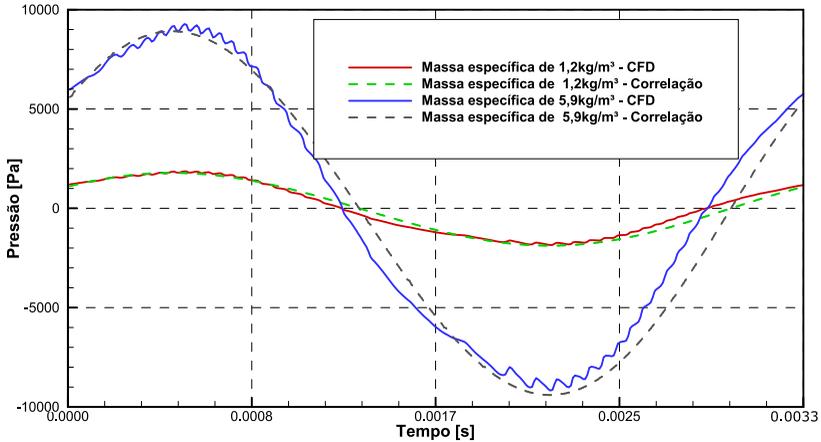


Figura 4.8 - Desempenho da correlação para diferentes massas específicas; $f = 300\text{Hz}$.

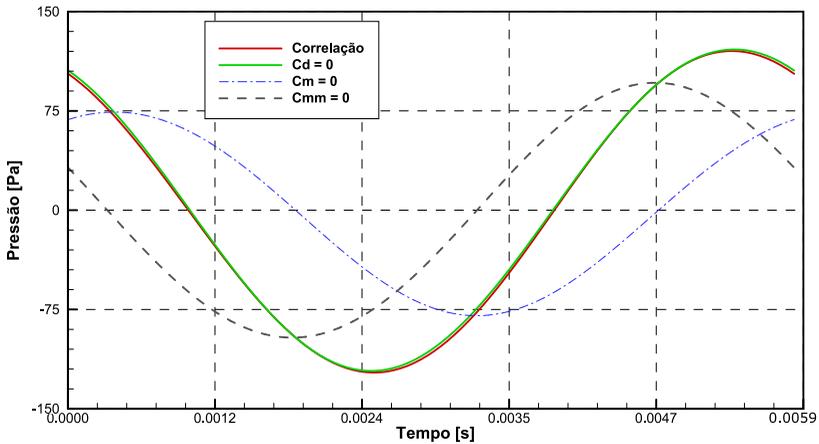


Figura 4.9 - Importância de cada termo para a pressão sobre a válvula; $f = 170\text{Hz}$.

4.3.3 Validade da correlação

Esta seção objetiva determinar a força devido ao fluido em torno da válvula. Independentemente, a força devido à diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara adjacente deve ser

determinada através do uso de uma correlação de área efetiva de força. Conforme exposto anteriormente, o amortecimento devido ao fluido é caracterizado através de uma correlação que considera que o fluido em torno da válvula se encontra estagnado. Por outro lado, a determinação da força devido à diferença de pressão continuará sendo realizado através do conceito de área efetiva de força.

Para averiguar a validade desse procedimento, simulou-se o escoamento de fluido em torno de uma secção bidimensional oscilando. Diferentes velocidades do escoamento foram consideradas, incluindo a condição de velocidade nula (meio quiescente). Para todos os casos, os mesmos coeficientes, C_d , C_m e C_{mm} foram adotados, sendo o arrasto extra devido à velocidade do fluido escoando a única diferença entre os casos.

As Figura 4.10 e 4.11 apresentam os resultados das simulações citadas, para meio quiescente (velocidade 0 m/s) e velocidade de 10 m/s. Como pode ser visto, os coeficientes ajustados se mostraram adequados para prever a pressão sobre a válvula para todos os casos. Assim, o estudo de outros efeitos pode ser realizado de forma separada e, por esse motivo, as simulações seguintes dessa seção considerarão o fluido como estando estagnado.

Outro ponto a ser ressaltado é o aumento da formação de vórtices à medida que a velocidade do fluido em torno da válvula aumenta, identificado pela maior amplitude das oscilações de pressão de alta frequência sobre a seção da válvula. Entretanto, considera-se que a pressão sobre a válvula prevista pela correlação é suficiente para obter o amortecimento da válvula e, assim, o efeito de desprendimento de vórtice será desprezado.

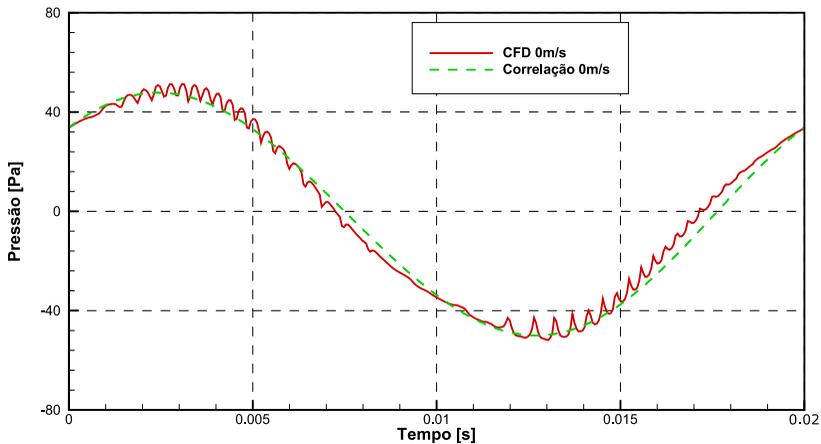


Figura 4.10 - Pressão sobre seção oscilante em fluido quiescente.

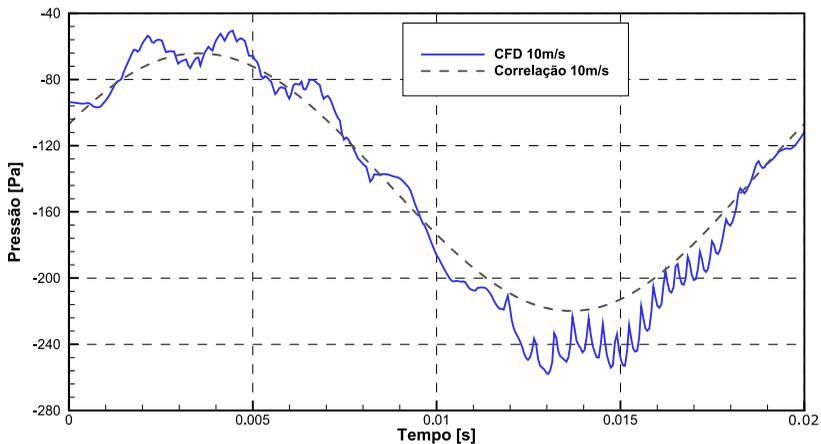


Figura 4.11 - Pressão sobre seção oscilante em fluido com velocidade 10m/s.

4.3.4 Estudo sobre a formação de vórtices

Até o momento, o efeito dos vórtices foi analisado apenas sobre as pequenas oscilações de pressão sobre a válvula. Entretanto, deve-se avaliar também se a presença de vórtices pode afetar os coeficientes ajustados para a correlação para a força de amortecimento. Para explorar esse aspecto, adota-se a seção bidimensional da válvula oscilando em diferentes amplitudes, mas com frequência de oscilação constante ($f =$

50Hz). O número de Reynolds do escoamento é definido pela Equação 4.2, considerando a média da velocidade absoluta do deslocamento da válvula. A dimensão característica da válvula, L , corresponde à largura da válvula.

$$Re = \frac{\rho \bar{v} L}{\mu}, \quad (4.2)$$

As Figura 4.12 e 4.13 mostram que a dependência dos coeficientes para a massa acoplada, C_m , e sua correção, C_{mm} , em função do número de Reynolds. Verifica-se que esses coeficientes aumentam devido à interação entre válvula e o desprendimento de vórtices que ocorre com maior intensidade.

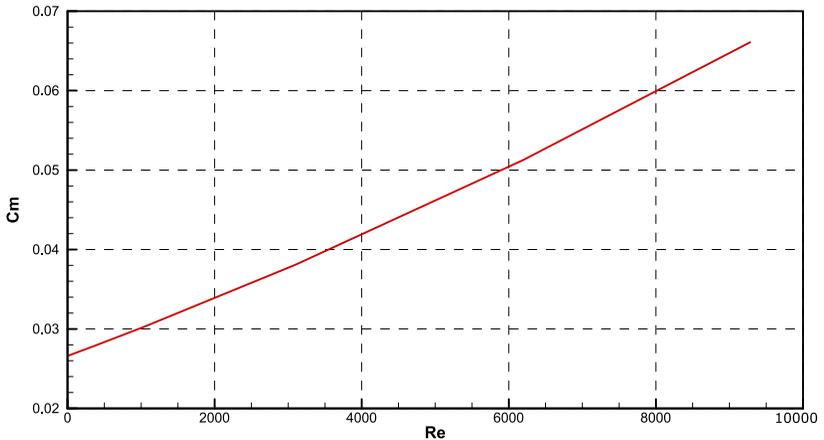


Figura 4.12 - Coeficiente C_m para diferentes números de Reynolds; $f = 50\text{Hz}$.

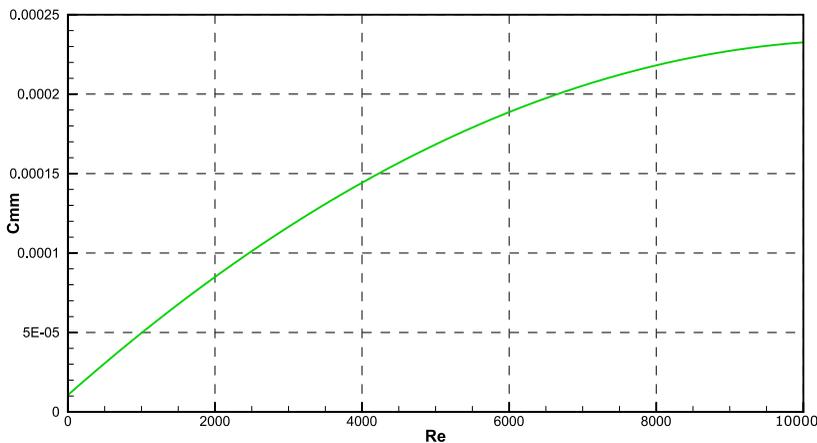


Figura 4.13 - Coeficiente C_{mm} para diferentes números de Reynolds com 50Hz.

As Figuras 4.14 e 4.15 mostram a variação dos coeficientes ajustados C_m e C_{mm} com a mudança na frequência de oscilação da válvula. As simulações indicam que, à medida que se aumenta a frequência de oscilação da válvula, o desprendimento de vórtices é reduzido e, assim, C_m e C_{mm} tendem para um valor fixo, ainda que o número de Reynolds aumente.

Esse fenômeno pode ser explicado analisando a equação de Kármán (Equação 4.3). Nessa equação, a frequência de desprendimento de vórtices, f^* , é obtida de uma relação entre o número de Strouhal St ($= f^*d/v$), e o número de Reynolds, Re .

$$\frac{f^*d}{v} = 0,198 \left(1 - \frac{19,7}{Re} \right), \quad (4.3)$$

Em simulações do movimento oscilatório de válvulas em um fluido quiescente, observou-se que quando a frequência de oscilação da válvula é maior ou igual à frequência de desprendimento dos vórtices, nesse caso abaixo de 200 Hz, os coeficientes ajustados não dependem do número de Reynolds. Como o presente trabalho é focado em sistemas de sucção e descarga de compressores, onde as frequências naturais das válvulas são maiores do que 200Hz é razoável considerar os coeficientes constantes. Assim, a correlação será obtida considerando frequências mais elevadas de oscilação da válvula.

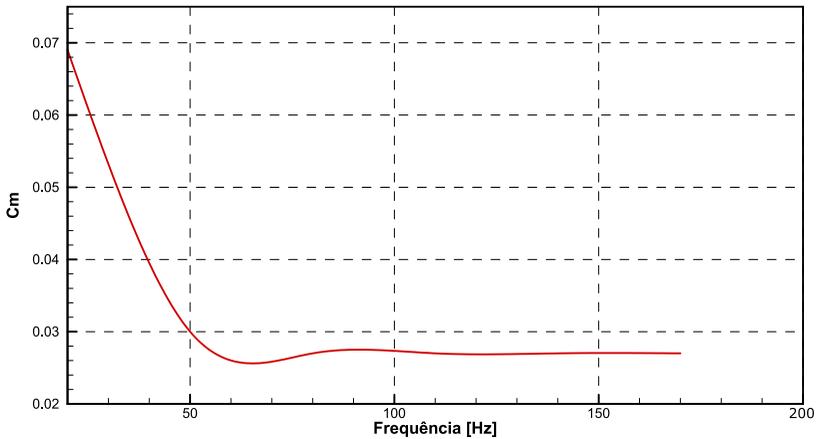


Figura 4.14 - Variação de C_m para diferentes frequências de oscilação.

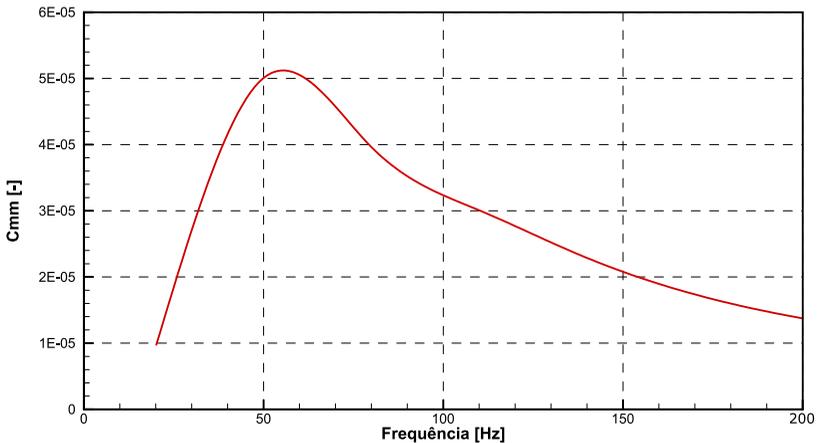


Figura 4.15 - Variação de C_{mm} para diferentes frequências de oscilação.

4.3.5 Correlação dos coeficientes para a seção da válvula

Conforme já discutido, a correlação para previsão de força de amortecimento que o fluido exerce sobre válvula terá o formato da Equação 4.1, permitindo determinar a pressão em cada seção da válvula, discretizada de acordo com o método de elementos finitos. Para obter essa correlação, dois passos foram utilizados. O primeiro consiste em determinar uma correlação para uma geometria bidimensional da seção

da válvula. No segundo passo, através de uma simulação tridimensional para a oscilação de uma viga, é determinado um fator de correção para essa correlação em função do comprimento da válvula.

O procedimento de simulação bidimensional descrito na seção 4.3, e já empregado nos estudos prévios desse capítulo, foi empregado para determinar o valor base da correlação para os coeficientes. Uma amplitude de 3mm foi considerada para a oscilação da válvula, que possui uma frequência de 200Hz. O comprimento da seção transversal foi variado entre 3mm e 30mm. Para cada simulação foi monitorada a pressão sobre a válvula e determinados os coeficientes C_d , C_m e C_{mm} , representados em função da largura da seção da válvula.

Os coeficientes C_d e C_{mm} mantiveram-se constantes e iguais a 0,6 e 10^{-5} (valor na Figura 4.15), respectivamente. Já o coeficiente C_m apresentou uma variação conforme mostrado na Figura 4.16.

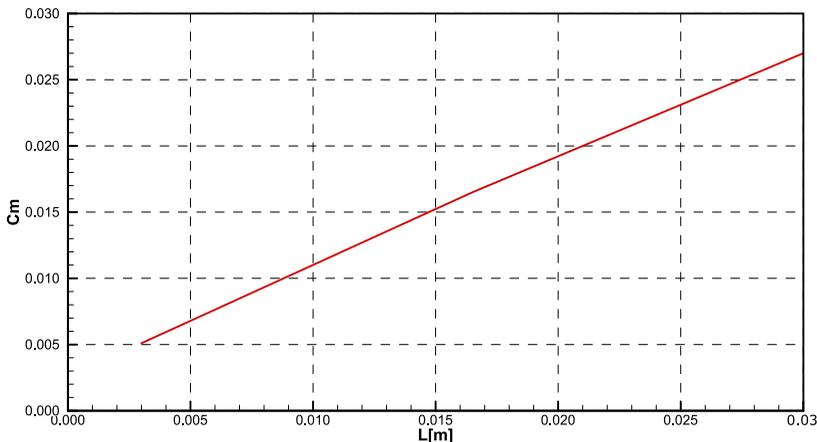


Figura 4.16 - Correlação para o coeficiente C_m em função da largura da seção da válvula.

Na sequência, a validade dessas correlações para os coeficientes que consideram apenas a seção transversal da válvula foi investigada para situações tridimensionais. Essa preocupação decorre do fato de que o fluido pode escoar na direção transversal e longitudinal à superfície da válvula durante a sua oscilação, enquanto a geometria bidimensional considera apenas escoamento transversal. Para analisar esse aspecto, realizou-se uma simulação tridimensional para uma viga engastada, conforme descrito abaixo. A amplitude de oscilação da extremidade da

viga foi de 5mm, com uma frequência de 200Hz, e o comprimento da viga foi variado entre 10mm e 50mm.

A correlação obtida considerando apenas a seção transversal da válvula não permite determinar a distribuição de forças ao longo da válvula. Isto acontece devido à geometria bidimensional considerar apenas o escoamento transversal, e durante a vibração da válvula é possível que o fluido escoe tanto na direção transversal quanto na direção longitudinal à válvula. Para considerar o efeito longitudinal recorre-se a uma simulação tridimensional de uma viga engastada.

O domínio de solução é identificado pela Figura 4.17. O mesmo possui uma extensão suficiente para que a solução não seja influenciada pela condição de contorno. E uma condição de simetria no plano identificado com setas vermelhas foi utilizada, de forma a reduzir o domínio total de solução pela metade. De forma análoga à simulação bidimensional, uma condição de pressão total e não reflexiva foi considerada nas superfícies ilustradas pelas setas duplas azuis na Figura 4.17.

As propriedades do fluido no entorno da válvula foram alteradas de forma a gerar dados para obtenção da correlação. Para o deslocamento da viga é imposto um perfil de uma viga engastada com uma força aplicada em sua extremidade, sendo que a amplitude de deslocamento e a frequência de vibração também podem ser variadas.

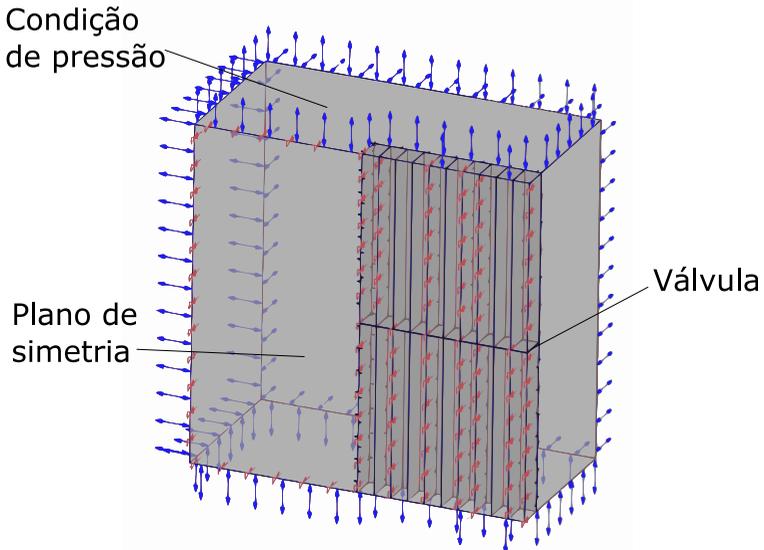


Figura 4.17 - Modelo 3D para a simulação do amortecimento.

A resposta da simulação tridimensional é a pressão ao longo da viga engastada, a qual foi monitorada em função do deslocamento da viga na direção z . Fazendo uma comparação com a correlação obtida com o caso bidimensional, foi possível identificar um coeficiente corretivo em função da distância ao engaste da viga. Este valor é sempre menor que a unidade, pois o resultado do modelo bidimensional desprezava o escorregamento do fluido na direção longitudinal da válvula. Dessa forma a correlação para a força de amortecimento devido ao fluido pode ser obtida, sendo que para cada elemento do modelo de elementos finitos da válvula será utilizada a correlação bidimensional, a qual leva em conta a largura da secção, e em seguida será feita uma correção para a força através da correlação tridimensional, a qual considera a posição de cada secção e o comprimento total da válvula.

Para cada caso tridimensional simulado, registrou-se a distribuição de pressão ao longo da válvula. O resultado foi comparado com o previsto pela equação que utiliza os coeficientes calculados através da simulação bidimensional. Observou-se uma discrepância entre os resultados, com a simulação tridimensional sempre fornecendo valores inferiores aos encontrados com o modelo simplificado. Isto acontece porque no caso tridimensional existe uma direção adicional ao longo da qual o fluido pode escoar, facilitando sua passagem em torno da válvula. Para contornar esse problema, foi determinada uma correlação para corrigir o modelo simplificado, em função do comprimento da válvula em relação ao engaste, Figura 4.18.

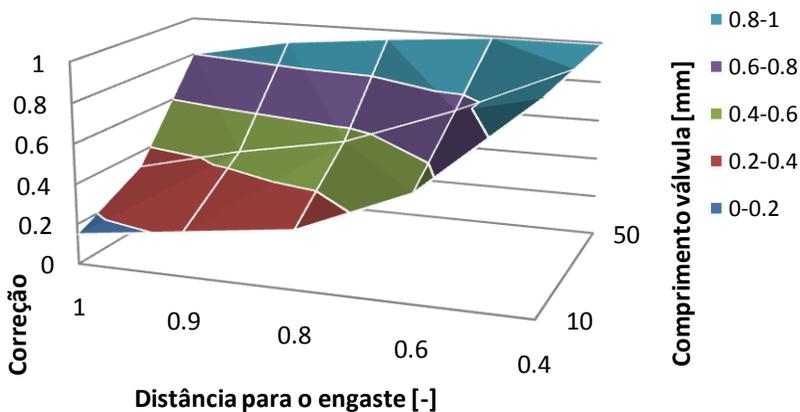


Figura 4.18 - Correção para o coeficiente C_m em função do comprimento da válvula.

4.3.6 Validação numérica da correlação

Para validar os resultados do modelo simplificado, optou-se por compará-los com simulações fluido-estrutura de geometrias reais de válvulas, cujo procedimento é descrito na seção 3.4.1 e detalhado em Shioimi *et al.* (2010). Empregaram-se duas geometrias, uma para orifícios oblongos e outra para orifícios circulares, ilustradas na Figura 4.19. Como condição inicial para a simulação em ambos os modelos, aplica-se um impulso na válvula e em seguida monitora-se o decaimento de sua amplitude de oscilação, devido ao amortecimento do fluido. Os resultados das duas simulações foram usados para avaliar a validade da correlação desenvolvida.

As Figura 4.20 à 4.23 apresentam a comparação entre os resultados da simulação fluido-estrutura (FSI) e do modelo de elementos finitos unidimensional, que considera a força do fluido em torno da válvula calculada pela formulação proposta nesta seção. Inicialmente, uma válvula de orifício circular foi considerada, sendo avaliados dois valores de massa específica para o ar como fluido no entorno da válvula, Figura 4.20 e 4.21. As Figura 4.22 e 4.23 ilustram comparações similares, mas para uma válvula de orifício oblongo com isobutano (R-600a) em seu entorno. Ao determinar o coeficiente de amortecimento para cada simulação, conforme seção 4.6, temos uma diferença dos coeficientes de amortecimento entre as duas formulações da Figura 4.20 de 18%, para a Figura 4.19 temos uma diferença de 33%, para a Figura 4.20 temos uma diferença de 25% e para a Figura 4.21 temos uma diferença de 12%. Estas diferenças entre os resultados é satisfatória, validando a formulação empregada para determinar a força em modelos de elementos finitos.

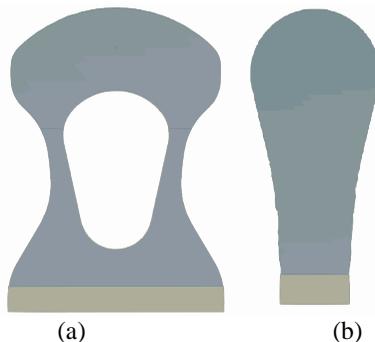


Figura 4.19 - Geometrias das válvulas simuladas; (a) orifício oblongo, (b) orifício circular.

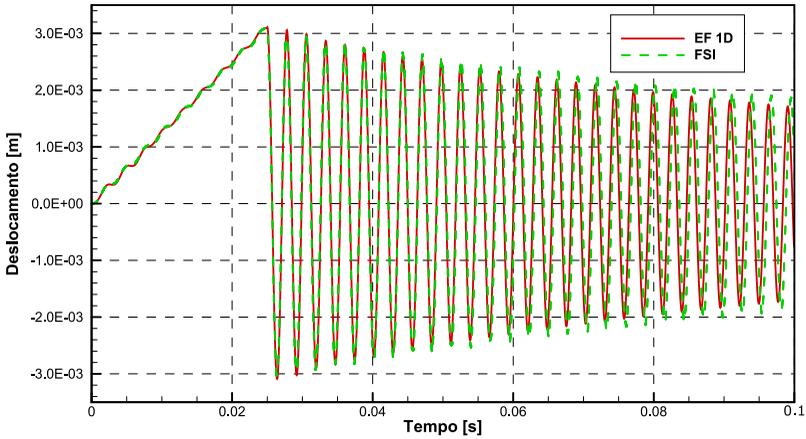


Figura 4.20 - Oscilação para a válvula de orifício circular no ar com massa específica $0,93\text{kg/m}^3$.

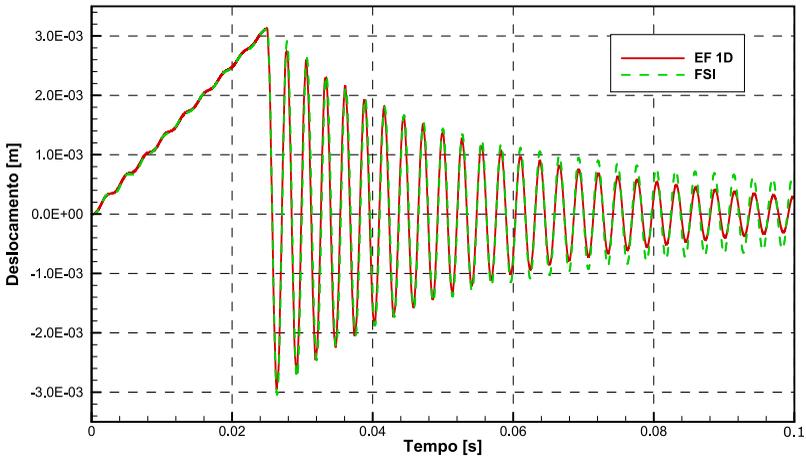


Figura 4.21 - Oscilação para a válvula de orifício circular no ar com massa específica $4,66\text{kg/m}^3$.

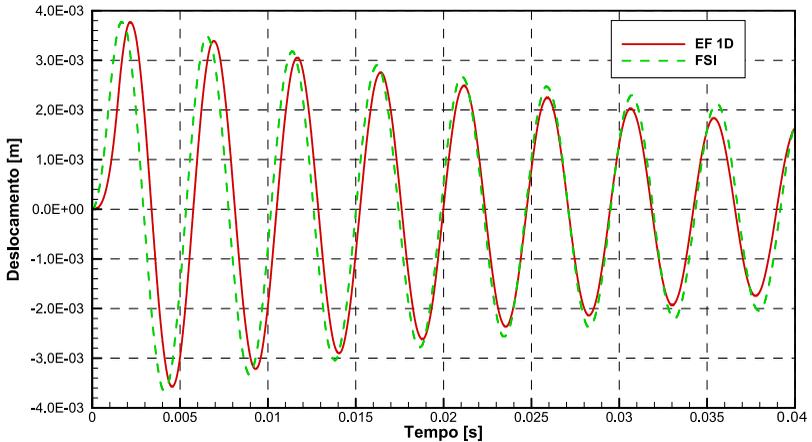


Figura 4.22 - Oscilação para a válvula de orifício oblongo em ambiente de isobutano (R-600a) com massa específica 4,43kg/m³.

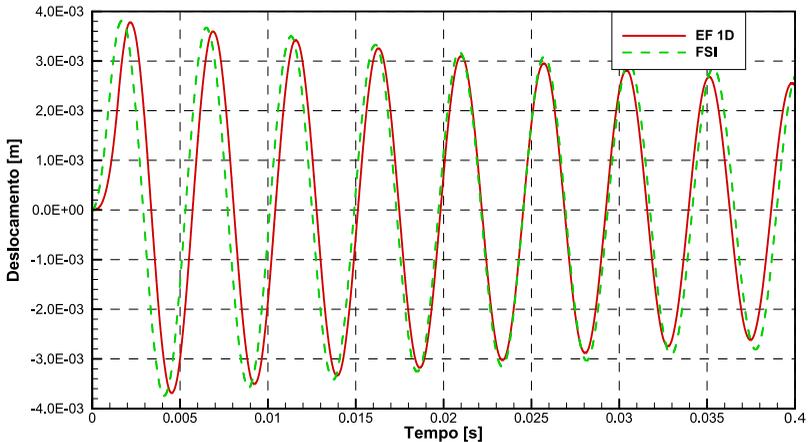


Figura 4.23 - Oscilação para a válvula de orifício oblongo em ambiente de isobutano (R-600a) com massa específica 2,17kg/m³.

4.3.7 Validação experimental da correlação

Para finalizar a validação da correlação para o amortecimento devido ao fluido em torno da válvula recorre-se a dados experimentais. Na situação de comparação, uma válvula para orifícios oblongos recebe um impacto inicial e vibra livremente, tendo o ar com massa específica

igual a $1,18\text{kg/m}^3$ no seu entorno. As mesmas condições do experimento foram introduzidas no modelo de elementos finitos unidimensionais.

A comparação entre os deslocamentos obtidos do experimento e do modelo é apresentada na Figura 4.24. O resultado do modelo inclui também o coeficiente de amortecimento do material, inerente ao experimento, cujo procedimento de determinação é detalhado na secção 4.5.

Determinando o coeficiente de amortecimento, conforme a secção 4.6, é encontrada a diferença de 14% entre o coeficiente para o experimento e para a simulação. Essa concordância é considerada satisfatória e valida os resultados do modelo e, como consequência, a correlação proposta para o efeito do fluido em torno da válvula.

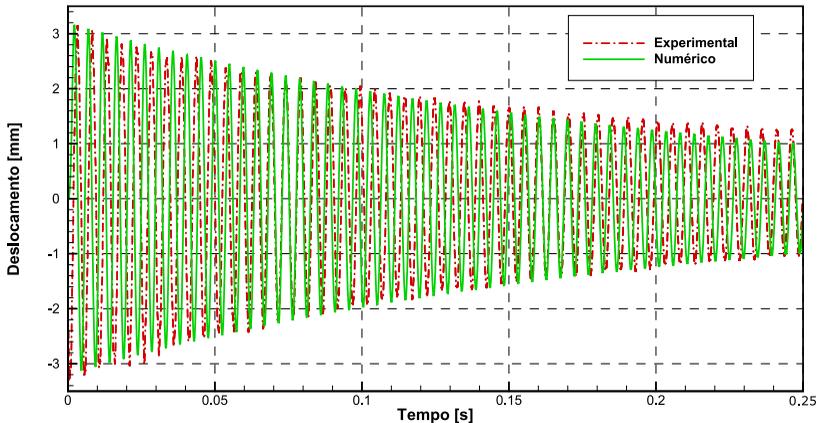


Figura 4.24 - Oscilação da válvula amortecida pelo fluido e pelo atrito interno.

4.4 Força devido ao filme espremido entre válvula e placa

Na secção 4.3 foi apresentado um procedimento para caracterizar o amortecimento de uma válvula ao considerar sua vibração livre em um meio infinito de um fluido. Porém, durante a operação do compressor, a válvula trabalha próximo à placa válvula. Assim, durante a abertura da válvula surge uma força contrária ao seu movimento e durante o seu fechamento outra força, também contrária ao seu movimento, devido ao efeito de filme espremido entre a válvula e o assento.

4.4.1 Equação governante do problema

O cálculo da força agindo sobre a válvula durante a sua abertura e fechamento é realizado a partir do modelo matemático desenvolvido por Khalifa e Liu (1998). Originalmente, essas equações foram desenvolvidas para caracterizar a força de adesão sobre a válvula devido à presença de óleo entre a válvula e o seu assento, mas pode ser usada para outros fluidos com o emprego da respectiva viscosidade. Como as superfícies estão em movimento relativo, a força que age durante a abertura e fechamento da válvula se deve à viscosidade do fluido, sendo que esse fluido se encontra confinado entre as superfícies da válvula e do assento.

A Equação 4.4 foi desenvolvida por Khalifa e Liu (1998) para determinar a força viscosa, F_{visc} , devido ao afastamento da válvula em relação ao seu acento, com óleo entre as duas superfícies, conforme representação da Figura 4.25. Adota-se a mesma equação no presente trabalho, substituindo a viscosidade do óleo pela viscosidade do fluido refrigerante utilizado no compressor.

Na Equação 4.4, z é a distância entre a válvula e sua placa, $\frac{\partial z}{\partial t}$ é a velocidade instantânea da válvula, R_o é o raio do orifício e X é a razão entre o raio da válvula e o raio do orifício, R_v/R_o . Dessa forma, o modelo considera apenas a região que apresenta maior área e maiores deslocamentos, sem levar em conta toda a superfície da válvula. Apesar dessa simplificação, considera-se que o modelo possui todas as características necessárias para a análise de sensibilidade a ser feita.

$$F_{visc} = \frac{3\pi\mu}{2z^3} \frac{\partial z}{\partial t} R_o^4 \left(1 - X^4 + \frac{1-2X^2+X^4}{\ln X} \right), \quad (4.4)$$

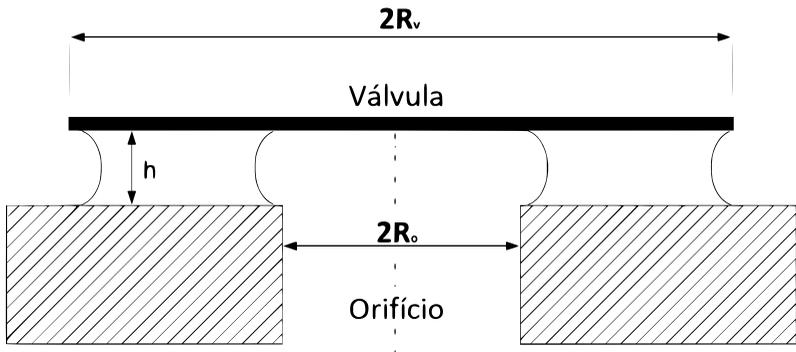


Figura 4.25 - Geometria da válvula de descarga utilizada na modelagem matemática; Reproduzido de Khalifa e Liu (1998).

4.4.2. Análise de sensibilidade

A expressão desenvolvida por Khalifa e Liu (1998), Equação 4.4, não permite que a força seja calculada para qualquer posição da válvula. Uma vez que a equação possui em seu denominador a distância entre a válvula e o assento, z , a força tenderá ao infinito à medida que z tende a zero. Assim, deve-se definir uma espessura mínima entre a placa válvula e a válvula a ser utilizada na equação. Fisicamente, esta espessura mínima resulta de imperfeições superficiais no espaço entre as duas superfícies e também pela força viscosa que aumenta com a diminuição do afastamento entre as superfícies.

Para estudar o efeito da espessura mínima do filme de fluido refrigerante na dinâmica da válvula, simulações foram realizadas considerando ou não esse efeito, sendo monitorado o deslocamento da válvula. O compressor utilizado apresenta deslocamento volumétrico de $9,1\text{cm}^3$, válvula de sucção com rigidez de 180N/m e frequência natural de 220Hz .

A Figura 4.26 apresenta o efeito de considerar o filme espremido na região do anel, com uma distância mínima igual à metade da tolerância especificada não se observa grande diferença no movimento da válvula. O pico de máxima abertura foi aumentado em $0,2\%$ e ocorreu um atraso no fechamento de $0,3^\circ$ no ângulo de manivela. A partir desses resultados é razoável desconsiderar o efeito de filme espremido.

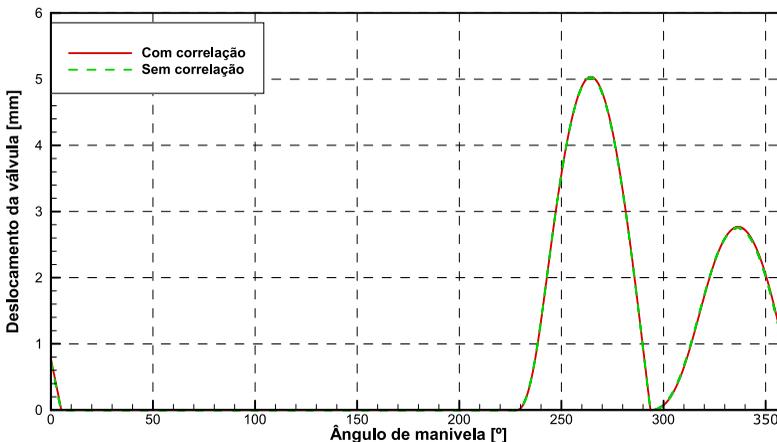


Figura 4.26 - Dinâmica da válvula de sucção com e sem a equação para filme espremido.

4.5 Amortecimento interno do material e seu engaste

Na seção 4.3 e 4.4 foram estudadas as influências das forças sobre a válvula devido à presença de fluido em seu entorno, com o auxílio de simulações numéricas. Entretanto, o uso de métodos experimentais é imprescindível na análise do efeito do amortecimento interno do material e do amortecimento no engaste da válvula, em virtude da complexidade desses fenômenos.

4.5.1 Descrição do experimento

O método para avaliar o amortecimento é semelhante ao descrito por Granick e Stern (1965). A principal diferença reside no fato de ser monitorada a oscilação de uma válvula real e não de uma geometria simples de viga. O experimento foi conduzido em uma atmosfera rarefeita com pressão absoluta inferior a 2mbar, resultando em uma massa específica em torno de $0,002\text{kg/m}^3$ para o ar, obtida no dispositivo mostrado na Figura 4.27.

O engaste de válvulas pode ser feito entre a junta e uma superfície metálica ou diretamente entre duas superfícies metálicas. O objetivo é avaliar o efeito da presença dessa junta no amortecimento da dinâmica da válvula. Além disso, diferentes torques foram aplicados nos parafusos para mudar a pressão de aperto da junta e medir o seu impacto no amortecimento da válvula.

No experimento, a válvula é permitida oscilar livremente na direção z, após ser fornecido um deslocamento inicial, com o decaimento da amplitude de oscilação sendo monitorado. O deslocamento da válvula é medido com duas bobinas pequenas posicionadas em cada um dos lados da válvula, conforme ilustrado na Figura 4.28. As bobinas são sensores indutivos, que tem sua indutância variada com a mudança da posição da válvula feita em aço inoxidável. Antes de realizar a medição, é necessário proceder à calibração desse sensor.

O procedimento de calibração deve ser repetido a cada montagem e desmontagem. O mesmo consiste em aplicar um deslocamento sobre a válvula, enquanto se monitora o deslocamento com um sensor óptico. Este deslocamento é relacionado com a tensão sobre as bobinas, de forma a estabelecer uma curva de calibração, conforme mostra a Figura 4.29. Como pode ser visto, apesar de próxima a uma curva linear, a curva de calibração é quadrática.

O procedimento de medição consiste em, inicialmente, montar o dispositivo através da fixação da válvula. Em seguida, o dispositivo da Figura 4.28 é calibrado e colocado no interior da estrutura da Figura 4.27. O sistema é evacuado e em seguida procede-se à medição com o transdutor indutivo. São feitas montagens e desmontagens sequenciais para cada configuração a ser testada, com quatro repetições para todas as montagens, possibilitando assim a caracterização da dispersão do amortecimento em virtude dos efeitos de montagem. Essa é a principal fonte de incerteza de medição do experimento, visto que o impacto inicial na válvula é realizado através de um dispositivo mecânico, indicado na Figura 4.28, sendo repetitivo.



Figura 4.27 - Dispositivo para atmosfera rarefeita.



Figura 4.28 - Válvula, transdutor e dispositivo de deslocamento.

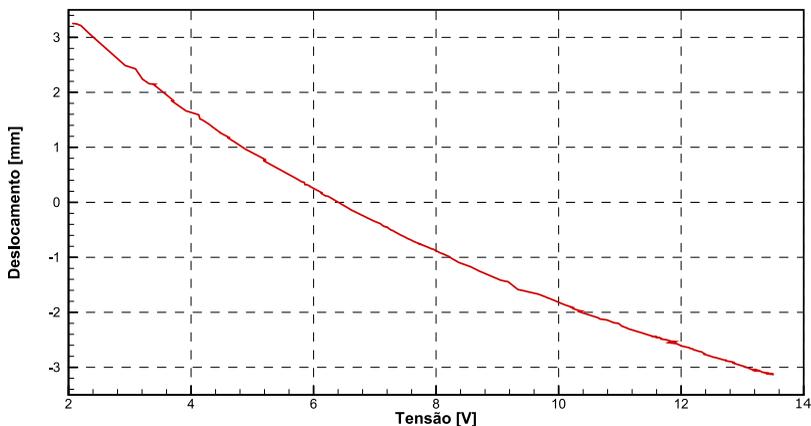


Figura 4.29 - Curva de calibração.

4.5.2 Resultados experimentais

Com o experimento definido, algumas configurações foram investigadas na tentativa de identificar a contribuição de diferentes parâmetros no amortecimento da válvula.

A primeira análise consistiu em comparar o amortecimento da válvula quando seu engaste é realizado de duas formas diferentes. No primeiro caso, a válvula é engastada com a junta de papel, tendo o máximo torque aplicado sobre os parafusos e utilizando a menor espessura de junta possível. No segundo, a válvula é engastada por duas superfícies metálicas, o que configura uma situação de baixa dissipação para o engaste. Quatro testes foram avaliados para cada configuração, sendo obtida a distribuição e a média para o coeficiente de amortecimento α , definido pela Equação 2.5. Os resultados da Figura 4.30 indicam que existe uma grande diferença dos valores de α , chegando a um aumento de 60% quando se utiliza a junta de papel. Observa-se também que a dispersão dos resultados é similar nos diferentes testes, sendo reduzida o suficiente para permitir suas comparações.

Na prática, o torque de aperto usado em compressores de refrigeração doméstica é muito inferior ao torque aplicado na análise anterior. Assim, a segunda análise consistiu em comparar o amortecimento resultante ao se utilizar o torque máximo e outro de menor magnitude. O resultado da primeira parte dessa análise está na Figura 4.31, em que todo o amortecimento foi atribuído ao coeficiente α

da válvula. Vemos um claro aumento do amortecimento devido à redução no torque de aperto, o que provoca a diminuição da compressão e, como consequência, da rigidez da junta. Percebe-se também um maior amortecimento nas juntas mais espessas, uma vez que, sendo menos rígidas, provocam maior dissipação de energia.

Demonstrado o efeito sobre o amortecimento do torque de aperto e da espessura da junta, procedeu-se uma comparação dos resultados de amortecimento fornecido da medição e previsto pelo modelo de elementos finitos apresentado neste trabalho. Para incorporar as informações de amortecimento do engaste e do material no modelo considera-se que a matriz de amortecimento será determinada com dois valores distintos de α . Um dos valores será atribuído ao material da válvula, α_{valv} , que irá multiplicar a matriz de rigidez para os elementos da válvula. Por outro lado, o segundo valor de α será atribuído à junta, α_{junta} , que irá multiplicar a matriz de rigidez da junta. Assim, o valor de α_{valv} é fixado como sendo $1,11 \times 10^{-6}$, valor médio dos testes anteriores. Os valores de α_{junta} são determinados com base no mesmo experimento utilizado para a Figura 4.31, tendo sido obtido um valor médio igual a $6,9 \times 10^{-5}$ para uma junta de pequena espessura e torque mínimo.

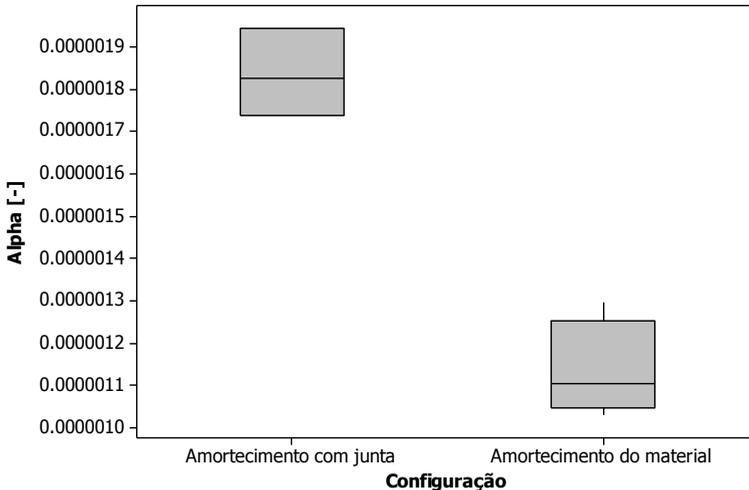


Figura 4.30 - Resultado do coeficiente de amortecimento α com e sem junta.

A Figura 4.32 apresenta a comparação entre os resultados de amortecimento do experimento e do modelo. Deve ser mencionado que a válvula avaliada possui espessura de 0,203mm ao invés de 0,152mm,

usada nas análises anteriores. O nível de concordância entre os resultados, ao determinar o coeficiente de amortecimento conforme seção 4.6, é de 4%, mostrando que o procedimento utilizado para avaliar o amortecimento é adequado.

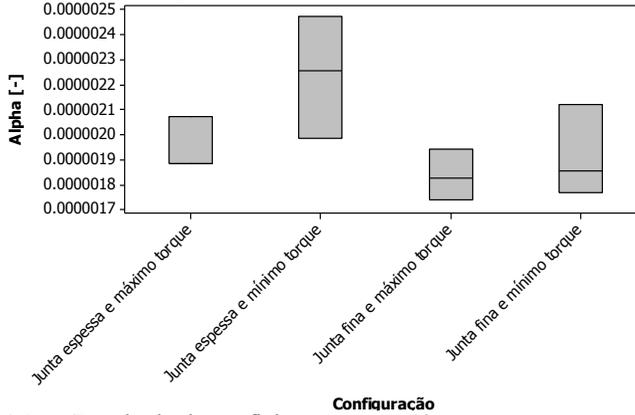


Figura 4.31 - Resultado do coeficiente α para diferentes torques e espessuras de junta.

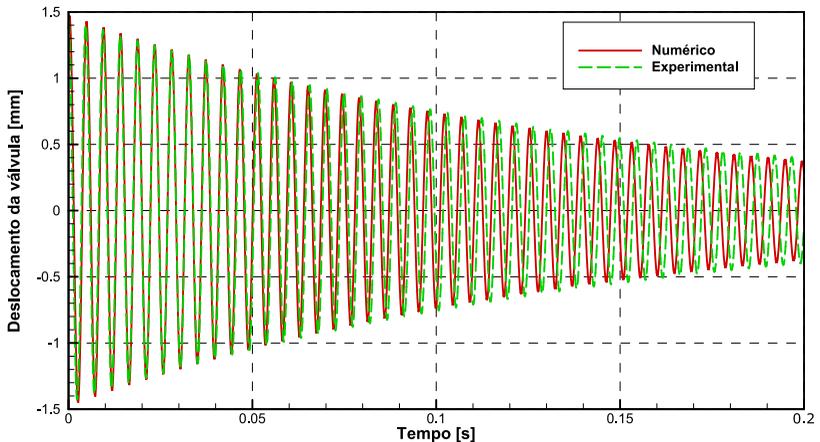


Figura 4.32 - Comparação entre os deslocamentos medido e previsto numericamente.

4.6 Síntese dos resultados de amortecimento de válvulas

Este capítulo apresentou os métodos empregados para caracterizar os fenômenos que afetam o amortecimento da dinâmica de

válvulas de compressores. Quatro fontes de amortecimento foram avaliadas: i) forças resistivas do fluido; ii) filme espremido; iii) amortecimento interno do material; iv) escorregamento no engaste da válvula. O amortecimento devido ao filme espremido foi o único que se mostrou desprezível.

Para determinar o amortecimento interno devido ao material da válvula e ao seu engaste, um procedimento experimental foi conduzido para determinar os coeficientes de amortecimento devido ao material da válvula, α_{valv} , e à sua junta de fixação, α_{junta} . Para o amortecimento devido ao fluido no entorno da válvula, desenvolveu-se uma correlação a partir de simulações numéricas, validadas através de comparações com medições e simulações.

A importância relativa de cada amortecimento sobre a dinâmica da válvula será avaliada a seguir, empregando o modelo em elementos finitos desenvolvido e considerando de forma separada as diversas fontes de amortecimento. Com esse objetivo, define-se inicialmente a constante γ que deve ser utilizada na Equação 4.5 para representar o decaimento de oscilação da válvula obtido em cada simulação, conforme ilustrado na Figura 4.33.

$$W_{valv} = Ce^{(-\bar{\gamma}t)}, \quad (4.5)$$

A válvula avaliada apresenta rigidez igual $K = 199\text{N/m}$ e frequência de oscilação de $\omega = 217\text{Hz}$, possibilitando o cálculo do valor do amortecimento com a Equação 4.6, onde m_{eq} é a massa equivalente da válvula. O coeficiente de amortecimento, ξ , é então obtido dividindo-se esse valor pelo amortecimento crítico da válvula, dado pela Equação 4.7.

$$\bar{\gamma} = \frac{c}{2m_{eq}}, \quad (4.6)$$

$$c_c = 2m_{eq} \omega, \quad (4.7)$$

A Figura 4.34 apresenta resultados para o coeficiente de amortecimento de uma válvula de sucção em uma condição de operação típica de um compressor operando com isobutano (R-600a). Observa-se que o coeficiente de amortecimento não é elevado, chegando apenas a 0,4% do amortecimento crítico. A maior contribuição para o amortecimento é dada pelo fluido em seu entorno, embora não se possam desprezar as outras fontes dissipativas.

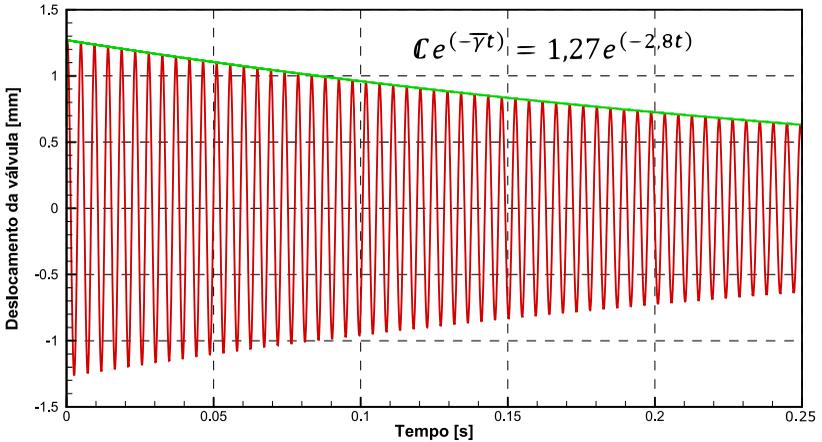


Figura 4.33 - Determinação do coeficiente $\bar{\gamma}$.

A Figura 4.35 apresenta um resultado análogo, mas para a válvula de descarga. Nessa situação o amortecimento é mais elevado, chegando a 2,5% do amortecimento crítico. O amortecimento devido à presença do fluido é praticamente igual ao amortecimento total, podendo-se assim desconsiderar o amortecimento do material e da junta. Apesar desses valores para os coeficientes de amortecimento serem função da geometria da válvula utilizada, os mesmos podem servir como base para simulações que modelam a dinâmica da válvula através de um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade.

As análises realizadas mostraram que o amortecimento devido ao fluido em torno da válvula é dominante, podendo em muitos casos ser a única fonte dissipativa a ser considerada. Assim, para completar esse estudo, propõe-se uma relação para o coeficiente de amortecimento da válvula em função da massa específica do fluido, Equação 4.8. A variação de massa específica considerada nessa relação vai de 1kg/m^3 até 70kg/m^3 , originando uma variação nos coeficientes de amortecimento desde 0,4% até 18,0% do amortecimento crítico.

$$\xi = 4,785 \cdot 10^{-6} \rho^2 + 2,256 \cdot 10^{-3} \rho - 9,377 \cdot 10^{-4}, \quad (4.8)$$

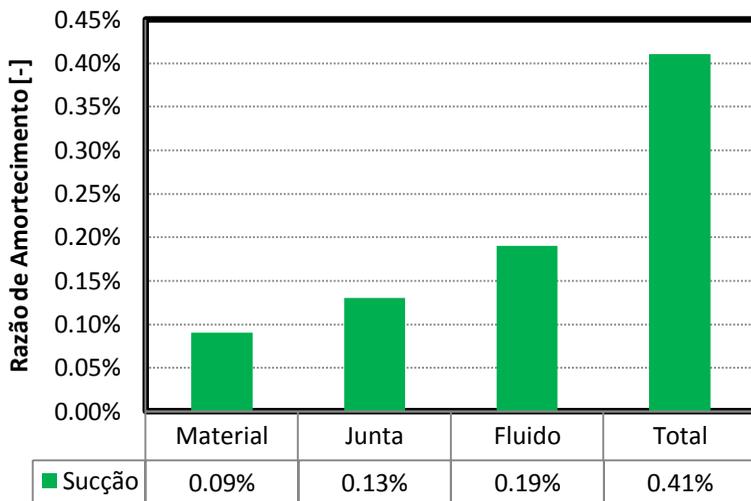


Figura 4.34 - Coeficiente de amortecimento para a válvula da sucção de compressor operando com o isobutano (R-600a).

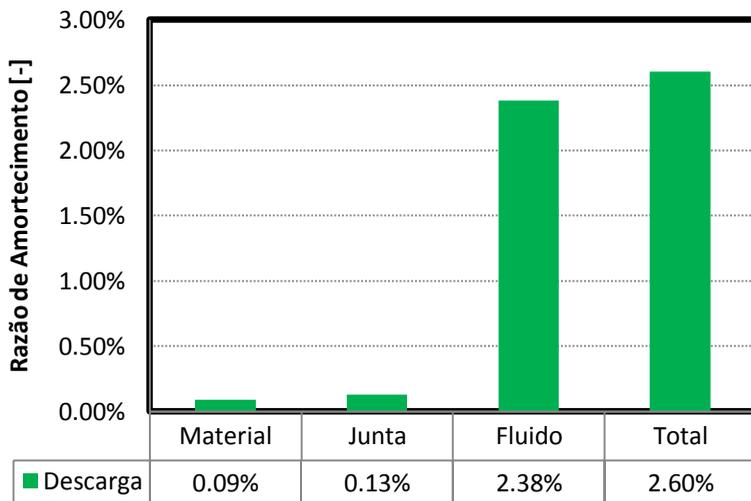


Figura 4.35 - Coeficiente de amortecimento para a válvula de descarga de compressor operando com o isobutano (R-600a).

5 EFEITOS DE INÉRCIA E SENTIDO DO ESCOAMENTO SOBRE ÁREAS EFETIVAS DE VÁLVULAS

Conforme indicado anteriormente, os dois principais objetivos do presente trabalho são melhorar a previsão do refluxo de fluido em válvulas de compressores e de parâmetros necessários para caracterizar a confiabilidade de válvulas. Com esses objetivos, o capítulo 3 abordou a modelagem estrutural de válvulas e o capítulo 4 analisou diferentes aspectos que afetam o amortecimento da dinâmica de válvulas. Neste capítulo, investigam-se efeitos de inércia e do sentido do escoamento sobre a dinâmica da válvula, refluxo de fluido e parâmetros de confiabilidade, que são geralmente previstos a partir de relações para áreas efetivas de força e de escoamento.

5.1 Descrição do problema

A principal função de um compressor é fornecer a vazão de fluido refrigerante requerido pelo sistema de refrigeração, estabelecendo também, em conjunto com o dispositivo de expansão, as pressões de evaporação e de condensação do sistema. Entretanto, antes e depois da câmara de compressão, o fluido refrigerante escoava pelo interior do compressor, passando por diversos componentes que afetam o desempenho termodinâmico e acústico do compressor. O escoamento de refrigerante através desses componentes faz com que seja despendida uma potência adicional devido principalmente a efeitos viscosos em filtros acústicos e válvulas.

No estudo detalhado neste capítulo, avalia-se apenas o escoamento de fluido através de válvulas, o qual tem grande impacto na eficiência do compressor, tanto devido à perda de carga como devido à ocorrência de refluxo. Além de afetar a eficiência do compressor, o escoamento através de válvulas também influencia a sua confiabilidade, principalmente em aspectos relacionados à tensão de flexão e velocidade de impacto das válvulas.

O carregamento de pressão sobre as válvulas palhetas de compressores herméticos domina, na maior parte dos processos de sucção e descarga, as suas dinâmicas. Quando a válvula está fechada, existe um pequeno vazamento de fluido entre a válvula e o assento, o qual será desprezado neste trabalho. Quando a válvula está aberta, ocorre o escoamento de fluido através da válvula, sendo afetada pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e o domínio adjacente, abertura da válvula e efeitos de inércia do próprio fluido. A

diferença de pressão, dependendo do seu sentido, irá acelerar ou desacelerar o escoamento, com a magnitude da aceleração sendo também função da inércia do fluido. A abertura de válvula modifica significativamente o padrão de escoamento, aumentando ou diminuindo a perda de carga e a vazão do escoamento.

Tanto o refluxo na válvula quanto a velocidade de impacto da válvula contra o assento no seu fechamento são dependentes do escoamento do fluido refrigerante. Caso ocorra um atraso no fechamento da válvula e se a diferença de pressão agindo sobre a válvula inverter o seu sinal, a ponto de vencer a inércia do fluido e mudar o sentido do escoamento, ocorrerá refluxo de fluido. Além de induzir refluxo, essa inversão no sinal da diferença de pressão aumenta também a velocidade da válvula contra o seu assento, aumentando assim a velocidade de impacto e comprometendo a confiabilidade do compressor.

Os pontos discutidos acima realçam a importância da correta modelagem do escoamento de fluido próximo ao fechamento da válvula, de forma a melhor caracterizar a eficiência e a confiabilidade do compressor.

5.2 Áreas efetivas de válvulas

Com a determinação da pressão no cilindro e sabendo as pressões nas câmaras de sucção e de descarga, é possível calcular a dinâmica da válvula de descarga utilizando um modelo massa-mola amortecido com um grau de liberdade, representado esquematicamente na Figura 5.1.

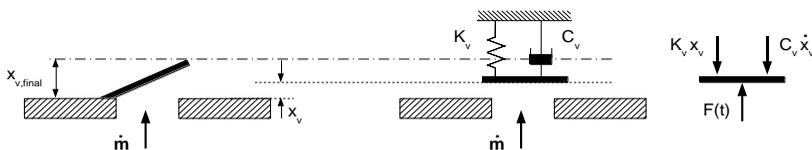


Figura 5.1 - Modelo massa-mola amortecido; Reproduzido de Pereira (2006).

O modelo massa-mola amortecido é representado pela Equação 2.1. A força que atua sobre a válvula, F é calculada através do conceito de área efetiva de força, determinada em sua maioria através de simulações por CFD. Neste procedimento, para uma diferença de pressão especificada entre o cilindro e a câmara adjacente, a força atuando sobre a palheta é identificada de forma a calcular a área efetiva pela seguinte equação:

$$AEF = \frac{F}{\Delta p}, \quad (5.1)$$

Esse procedimento é repetido para diferentes aberturas de válvula, de forma a obter uma expressão para a área efetiva de força em função da abertura da válvula. A expressão obtida é incorporada no código de simulação do ciclo de compressão, de forma que a cada passo de tempo a força atuando sobre a válvula seja calculada utilizando área efetiva de força e a diferença de pressão instantânea.

Para se calcular a vazão de fluido pelas válvulas adota-se como base um modelo teórico baseado no escoamento isentrópico em um bocal convergente. O resultado teórico obtido é corrigido utilizando-se o conceito de área efetiva de escoamento. De forma análoga ao que é feito para a área efetiva de força, a área efetiva de escoamento instantânea é obtida através de uma expressão gerada a partir de simulações CFD em que a vazão de massa através do orifício é estimada para diferentes aberturas de válvula.

O modelo de escoamento em bocal, corrigido pela área efetiva de escoamento, é representado matematicamente pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{valv} = AEE \cdot P_{up} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot T_{up} \cdot (\gamma - 1)}} \cdot \sqrt{rs^{2/\gamma} - rs^{(\gamma+1)/\gamma}}, \quad (5.2)$$

A simulação fornece P_{up} , pressão à montante, T_{up} , temperatura à montante, γ , razão entre C_p e C_v , rs , razão entre pressão à montante e à jusante, e com AEE obtém-se o fluxo de massa, \dot{m}_{valv} .

Tanto a área efetiva de força quanto a área efetiva de escoamento variam com a abertura da válvula e podem ser determinadas de experimentos ou de simulações. Atualmente, a obtenção de áreas efetivas se dá quase que exclusivamente através de simulações numéricas do escoamento através da válvula, em função de sua versatilidade e baixo custo. Nessas simulações, a válvula é considerada como paralela ou inclinada ao seu assento, conforme ilustrado na Figura 5.3. Em qualquer das posições relativas da válvula em relação ao assento, o escoamento é considerado em regime estacionário, não levando em conta, portanto efeitos de inércia do fluido nos transientes que caracterizam o escoamento através de válvulas. Apesar de não incluir os efeitos de inércia do fluido nos processos de sucção e descarga, essa metodologia para a determinação de áreas efetivas tem sido utilizada com sucesso em modelos de formulação integral.

Para obter as áreas efetivas são realizadas diversas simulações em regime permanente para diferentes aberturas de válvula. A Figura 5.2 apresenta um domínio de solução para o sistema de sucção, em que uma diferença de pressão entre as condições de contorno na entrada (vermelha com setas azuis) e na saída (cinza com setas azuis) garante o escoamento. Na grande maioria dos compressores é possível dividir o domínio em dois e utilizar um plano de simetria. O coeficiente de área efetiva de escoamento é obtido através da razão entre a vazão de massa obtida na simulação e aquela que seria obtida caso se considerasse um escoamento isentrópico através de um bocal convergente, conforme Equação 5.2, e monitorando a força sobre a válvula se obtêm a área efetiva de força conforme Equação 5.1.

Condição de simetria

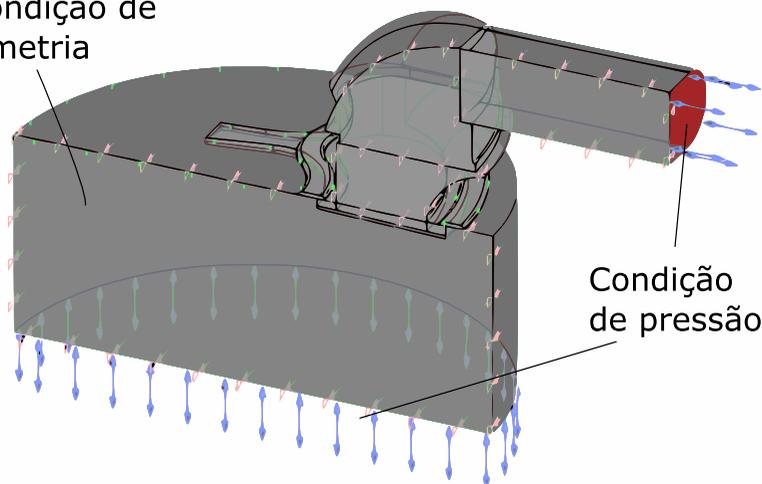


Figura 5.2 – Configuração do caso para obter as áreas efetivas.

Ainda assim, os efeitos de inércia podem ser importantes quando o objetivo é avaliar fenômenos que ocorrem em curto espaço de tempo como, por exemplo, o refluxo de fluido no fechamento da válvula. Dessa forma, esta seção apresenta um procedimento para a determinação de áreas efetivas de escoamento e de força que levem em conta efeitos de inércia do fluido sobre o escoamento.

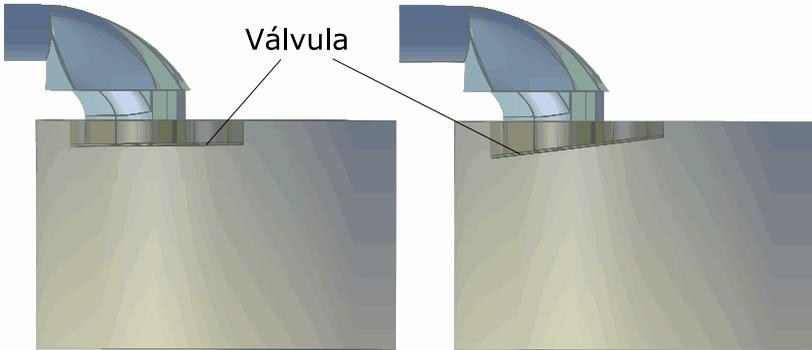


Figura 5.3 – Simulação de área efetiva com válvula paralela e inclinada (corte transversal).

5.3 Efeito da inércia do escoamento sobre áreas efetivas

Alguns trabalhos na literatura (Lehmkuhl *et al.*, 2010), consideram um termo transiente na expressão para determinar a vazão através das válvulas, conforme indicado na Equação 2.10. Essa formulação é utilizada para obter a seguinte equação:

$$(P_{up} - P_{down})Area - \frac{|\dot{m}|v}{2}C_c = l \frac{d\dot{m}}{dt}, \quad (5.3)$$

Nessa formulação, o termo associado ao coeficiente C_c leva em conta aspectos geométricos e é obtido com o mesmo tipo de simulação comumente utilizada para o cálculo da área efetiva de escoamento incompressível. Esse procedimento é considerado adequado, pois a velocidade do fluido através do orifício raramente ultrapassa valores de número de Mach maior do que 0,3, podendo assim ser considerado um comportamento de fluido incompressível. O termo *Area* é a área transversal de passagem do orifício e os sub-índices *up* e *down* correspondem à condição montante e jusante, respectivamente.

O primeiro termo no lado esquerdo da Equação 5.3 é a força motriz do escoamento devido à diferença de pressão. O segundo termo é proporcional a um coeficiente que representa a restrição causada pelo orifício e, assim, quando maior o coeficiente C_c , menor será o fluxo de massa. O terceiro termo é responsável pela inércia do fluido.

Valores obtidos numericamente para o coeficiente C_c são função da abertura da válvula e são mostrados na Figura 5.4. Observa-se que os valores são praticamente iguais nas condições de fluxo normal e refluxo. Assim, é razoável considerar os mesmos valores para as duas situações.

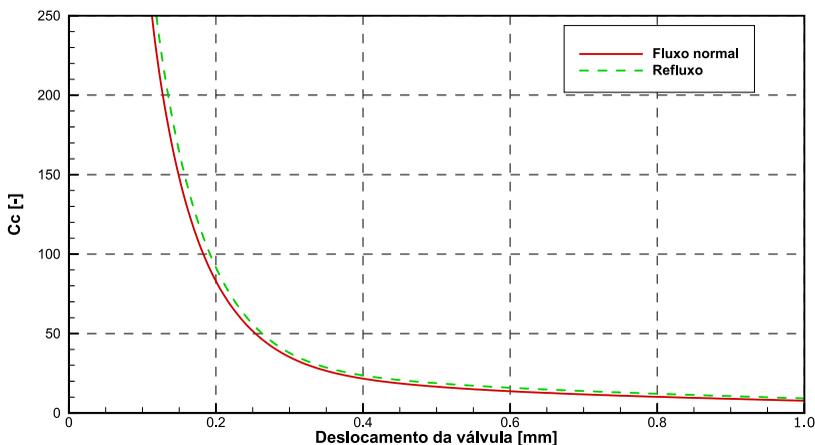


Figura 5.4 - Coeficiente C_c em função da abertura da válvula.

5.3.1 Comprimento efetivo

O comprimento efetivo do orifício da válvula, l , que aparece na Equação 5.3 deve ser determinado. Com esse objetivo, aplica-se uma diferença de pressão de variação sinusoidal atuando sobre a válvula de sucção e obtêm-se estimativas de vazão de massa através da simulação tridimensional do escoamento e com o emprego da Equação 5.3, com dois valores para o comprimento efetivo l são comparados aos obtidos através da simulação tridimensional com códigos comerciais. Um desses comprimentos equivale à espessura da placa válvula e o outro é a soma da espessura da placa e do diâmetro do orifício. A Figura 5.5 mostra que os resultados obtidos com os dois valores de l são próximos, mas observa-se que a soma da espessura da placa e do diâmetro do orifício fornece o resultado de vazão de massa mais próximo da previsão numérica. Dessa forma, considerou-se esse comprimento de l nas análises subsequentes.

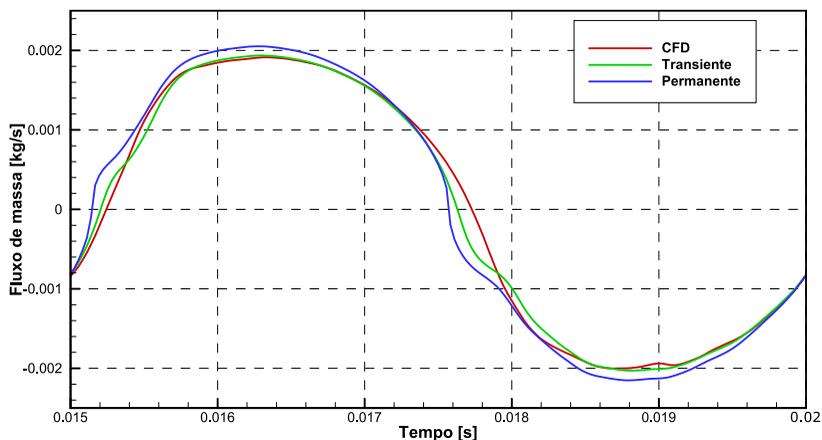


Figura 5.5 - Fluxo de massa com pressão sinusoidal imposta.

5.3.2 Efeito de inércia sobre a vazão na válvula

A fim de verificar a importância de efeitos de inércia, representado pelo termo transiente da Equação 5.3, estimativas para a vazão através da válvula foram obtidas a partir de áreas efetivas de escoamento com e sem a presença do termo transiente. A comparação desses resultados com a previsão da simulação tridimensional, apresentada na Figura 5.6, indica que a melhor concordância ocorre quando o termo transiente é incluído. Essa melhor concordância é mais visível nos valores máximo de vazão de massa e no intervalo em que ocorre a inversão do sentido de escoamento, em que o erro devido ao uso da área efetiva transiente é significativamente menor.

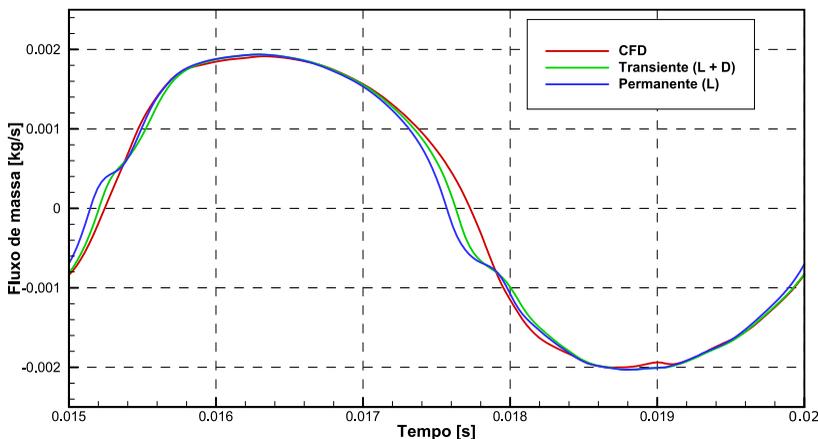


Figura 5.6 - Resultado da simulação transiente com pressão prescrita.

Esses primeiros resultados motivam o uso do termo transiente no cálculo das áreas efetivas para estimar a vazão de massa. No entanto, essa análise deve ser estendida de forma a avaliar a importância de efeitos de inércia a partir simulações do compressor. Os resultados da análise anterior foram obtidos a partir de áreas efetivas transientes com pressões prescritas. Por outro lado, na simulação do ciclo de compressão a vazão de massa através das válvulas altera as pressões na câmara de compressão e na câmara adjacente. Assim, a vazão depende dessas pressões e vice-versa, sendo necessária uma simulação acoplada.

Para esta análise foi considerado um compressor com volume deslocado de $9,2\text{cm}^3$, operando em 4500rpm e com isobutano (R-600a) como fluido refrigerante. A Figura 5.7 apresenta vazões de massa na válvula de descarga do compressor previstas com áreas efetivas de escoamento, Equação 5.3, com e sem o termo transiente. A principal diferença observada é que a área efetiva transiente prevê um valor muito menor de refluxo na válvula. Isso ocorre porque a inércia do fluido é importante para caracterizar a mudança de sentido do escoamento. Esse resultado está de acordo o observado por Link e Deschamps (2010).

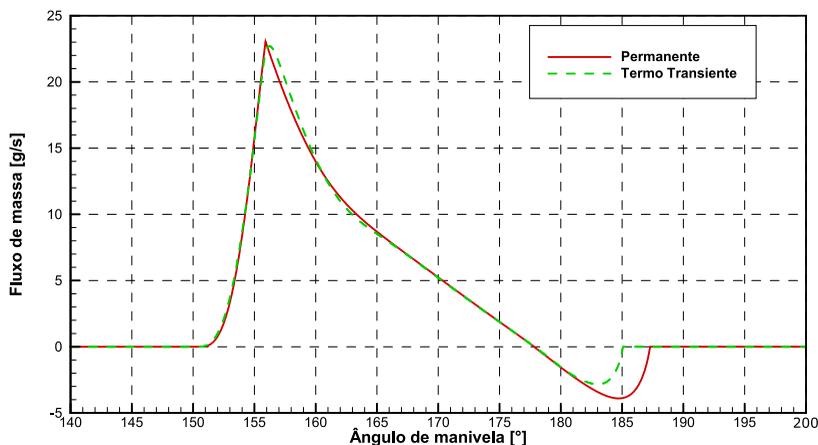


Figura 5.7 - Fluxo de massa para termo transiente e termo permanente.

O resultado apresentado na Figura 5.7 diz respeito à operação do compressor com temperaturas de evaporação e condensação iguais a -25°C e 40°C , respectivamente. Para tornar a análise mais abrangente, realizou-se um conjunto de simulações, alterando a temperatura de evaporação entre -35°C e 25°C , mas mantendo a temperatura de condensação igual a 40°C . Os resultados dessas simulações estão apresentados na Tabela 5.1. A primeira e a segunda colunas da tabela apresentam resultados para a redução de eficiência devido ao refluxo, ΔCOP , obtidos com áreas efetivas de escoamento sem e com o termo de inércia, respectivamente.

Os resultados evidenciam a importância de se avaliar de forma adequada o refluxo para caracterizar o desempenho do compressor, sendo assim necessário incluir o termo de inércia na área efetiva de escoamento, *AEE*. Como observado na revisão da literatura, a área efetiva de força não é alterada pela inércia do fluido e, assim, a avaliação da mesma é realizada sem a inclusão de termos associados a transientes do escoamento.

Tabela 5.1- Alteração do refluxo ao considerar o termo transiente para diversas condições.

T. Evaporação [°C]	Δ COP	Δ COP	Diferença Δ COP
	AEE Permanente	AEE Transiente	
-35	- 25.5%	- 13.0%	12.5%
-20	- 11.8%	- 6.6%	5.2%
-5	- 5.9%	- 3.2%	2.7%
10	- 3.8%	- 2.0%	1.8%
25	- 2.7%	- 1.4%	1.3%

5.4 Áreas efetivas para condição de fluxo e refluxo

Na maior parte dos trabalhos da literatura que envolve a simulação do ciclo de compressão com formulação integral, as áreas efetivas de escoamento e de força são assumidas iguais nas condições de fluxo normal e refluxo. Em alguns trabalhos se utiliza um fator de correção para a área efetiva de escoamento na condição de refluxo. Nesta seção, avaliam-se áreas efetivas de escoamento para as condições de fluxo normal e refluxo, e o eventual efeito do uso dessas áreas efetivas na previsão do desempenho do compressor com modelo de formulação integral.

Inicialmente, avaliam-se as áreas efetivas de escoamento e de força para uma válvula com orifício circular a partir do procedimento descrito na seção 5.2. A diferença entre as simulações associadas à condição de fluxo e refluxo reside apenas na forma como se atribuem as condições de contorno de pressão, mudando assim o sentido do escoamento. O resultado dessas simulações é apresentado na Figura 5.8.

Através da Figura 5.8 é possível observar que a diferença ao considerar a área efetiva de escoamento, *AEE*, para as condições de fluxo ou refluxo é pequena, sendo de no máximo 5%. Já para a área efetiva de força, *AEF*, a diferença é expressiva. No caso de fluxo normal, existe uma diminuição da área efetiva de força logo após a abertura da válvula, devido à alta velocidade do escoamento entre a válvula e o assento, originando uma região de baixa pressão. Para a condição de refluxo, além da velocidade alta entre a válvula e seu assento, que cria a região de baixa pressão, existe o efeito da diferença de pressão invertida da condição de contorno. Esses dois efeitos se somam e, por esse motivo, a área efetiva de força tende a aumentar. Assim, a área efetiva de força na condição de refluxo tende a prever uma velocidade maior para a válvula durante o seu fechamento.

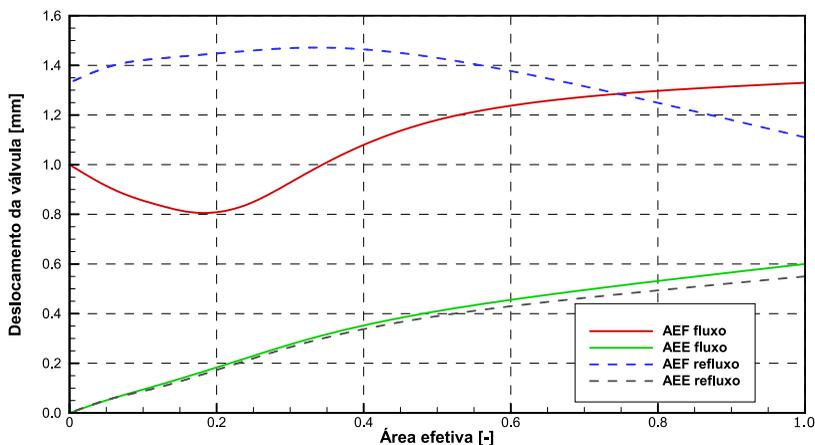


Figura 5.8 - Áreas efetivas para condição de fluxo e refluxo.

As áreas efetivas indicadas na Figura 5.8 foram incorporadas no modelo de simulação do ciclo de compressão, a fim de avaliar o efeito do emprego de áreas efetivas de força distintas para escoamento nas condições de fluxo normal e refluxo. Nessa simulação foi considerada uma válvula de descarga com orifício circular de um compressor operando em 4500rpm, assumindo temperaturas de evaporação e de condensação iguais a $-23,3^{\circ}\text{C}$ e 38°C , respectivamente. Conforme mostram os resultados dessas simulações para o deslocamento da válvula e vazão de massa (Figura 5.9 e Figura 5.10), o uso de áreas efetivas diferentes para fluxo normal e refluxo resulta no fechamento antecipado da válvula, diminuindo o refluxo de massa (Figura 5.10). Na condição simulada, a vazão de massa descarregada no processo de descarga é alterada em apenas 0,5%, mas a velocidade de impacto da válvula contra o assento aumenta em 15%, o que é bastante significativo.

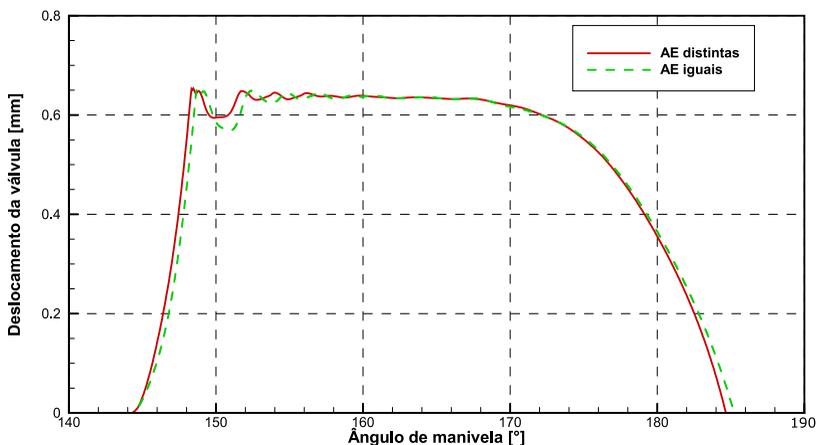


Figura 5.9 - Deslocamento da válvula para diferentes formulações de AEF.

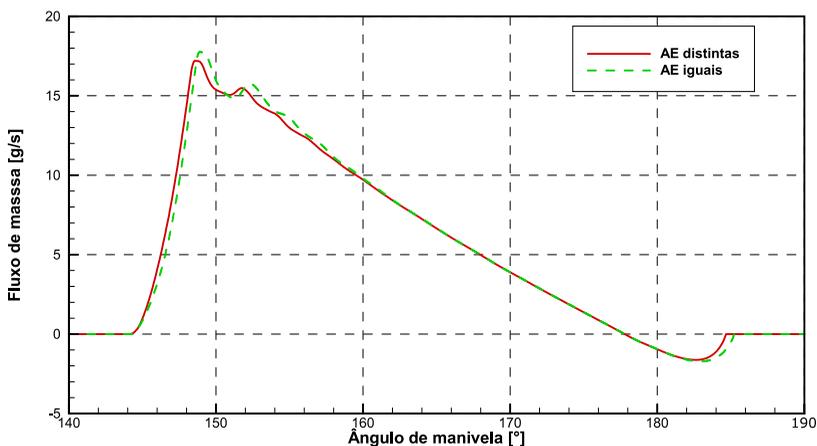


Figura 5.10 - Fluxo de massa para diferentes formulações de AEF.

Buscando aumentar a abrangência da análise, a influência do uso de áreas efetivas de força distintas para fluxo normal e refluxo foi avaliada em diferentes condições de operação, variando-se as temperaturas (pressões) de evaporação e condensação. A velocidade do compressor foi fixada em 4500rpm a fim de resultar uma condição de maior refluxo na válvula de descarga. A Tabela 5.2 apresenta o aumento percentual da velocidade de impacto ao se usarem áreas efetivas de força distintas para fluxo normal e refluxo, obtidas de simulações

numéricas do escoamento na válvula, mostradas na Figura 5.8. A velocidade de impacto apresenta um aumento médio de 16,5%, com uma pequena dispersão em torno desse valor.

Já a Tabela 5.3 apresenta o aumento percentual da velocidade da válvula devido à inversão de sinal entre as pressões na câmara de compressão (cilindro) e a câmara de descarga, no momento em que ocorre refluxo. O caso referência, cujo resultado é usado para efeito de comparação é aquele em que o fechamento da válvula ocorre sem o efeito da presença do escoamento de fluido. Os resultados mostram que um atraso no fechamento da válvula pode comprometer significativamente a sua confiabilidade, devido ao aumento drástico de sua velocidade de impacto. Para o presente compressor foi obtido um aumento máximo de 307% e mínimo de 195% devido ao atraso no fechamento da válvula.

Tabela 5.2 - Aumento da velocidade de impacto ao se considerarem AEF distintas para o refluxo.

		Temperatura de evaporação [°C]				
		-40	-25	-10	5	20
Temperatura Condensação [C°]	65	-	16,8%	16,7%	17,4%	18,8%
	55	-	16,5%	16,5%	16,5%	16,3%
	45	17,5%	15,8%	18,1%	17,2%	17,5%
	35	15,9%	16,6%	15,3%	16,0%	16,0%
	25	15,4%	14,9%	16,0%	15,4%	15,4%

Tabela 5.3 - Aumento da velocidade de impacto ao considerar o aumento da força no momento da inversão do sinal da diferença de pressão na válvula.

		Temperatura de evaporação [°C]				
		-40	-25	-10	5	20
Temperatura Condensação [°C]	65	-	294%	303%	307%	298%
	55	-	272%	280%	283%	271%
	45	244%	249%	262%	262%	246%
	35	219%	230%	237%	242%	220%
	25	197%	206%	219%	223%	195%

As análises desta seção demonstram a importância de caracterizar corretamente as áreas efetivas de escoamento e de força a fim de prever refluxo nos processos de sucção e descarga e a velocidade de impacto da válvula contra o assento. Observou-se o maior efeito na velocidade de impacto da válvula, a qual pode aumentar em mais de três

vezes quando ocorre a inversão do sinal da diferença de pressão entre o cilindro e a câmara adjacente. Dessa forma, as áreas efetivas devem ser também avaliadas para a condição de refluxo.

5.5 Validação para o refluxo

Devido ao tamanho reduzido dos compressores utilizados em sistemas de refrigeração doméstica não é possível realizar a instrumentação necessária para medir a vazão de massa instantânea através das válvulas durante os processos de sucção e descarga. Dessa forma, o refluxo em compressores pode ser apenas medido de forma indireta, averiguando o fluxo de massa total do compressor em relação ao seu valor teórico, ou através do formato do diagrama p-V do ciclo de compressão.

A vazão de massa de um compressor é função de diversos parâmetros, tais como força de adesão do filme de óleo entre a válvula e o assento, rigidez e frequência natural da válvula, superaquecimento do gás no sistema de sucção e vazamento na folga pistão cilindro. Devido à incerteza de medição de alguns desses parâmetros, não é aconselhável estimar o refluxo a partir da vazão de massa do compressor.

Dessa forma, optou-se por recorrer ao diagrama p-V do compressor para validar a previsão numérica do refluxo com o modelo desenvolvido neste trabalho. A Figura 5.11 apresenta um diagrama p-V esquemático de um compressor que apresenta refluxo na descarga, possível de ser notada pelo fato da pressão dentro do cilindro se manter elevada com o aumento do volume, originando um pequeno apêndice no ponto de menor volume. Como o refluxo na descarga é mais nítido do que aquele da sucção, a validação será realizada para a válvula de descarga.

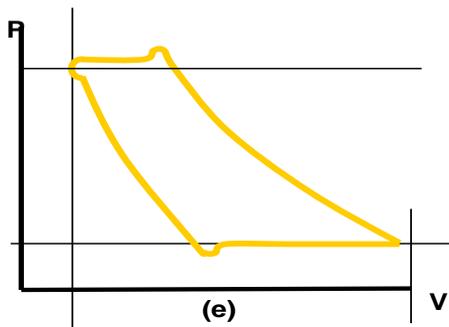


Figura 5.11 - PV da câmara de compressão com sinal de refluxo; Reproduzido de Deschamps (2011).

Para obtenção do diagrama p-V experimental, utilizou-se um sensor de pressão do tipo piezelétrico da marca Kistler, conectado à câmara de compressão através de um canal de pequeno diâmetro situado próximo à placa de válvulas. O movimento do pistão é obtido com um transdutor indutivo.

As medições foram realizadas em um compressor com deslocamento volumétrico de 11cm³, operando em 3000rpm com isobutano (R-600a). Diversas temperaturas de evaporação (-40°C a 20°C) e condensação (35°C a 65°C) foram consideradas nos testes. A Figura 5.12 até a 5.15 apresentam comparações entre medições e as previsões numéricas de diagramas p-V para as condições que apresentaram maiores indicativos de refluxo. Para as condições representadas pelo par de temperaturas -10°C/55°C e -30°C/45°C foram encontradas boas concordâncias entre os resultados e para as outras duas condições a concordância é menos satisfatória. A Tabela 5.4 apresenta os resultados do modelo para a vazão de massa do compressor e para o refluxo de massa na descarga. Na mesma tabela temos da diferença entre a previsão de refluxo numérico e experimental, para os modelos empregados nesse trabalho e para o modelo massa mola sem termo transiente para o escoamento do fluido. Verifica-se que os modelos utilizados nesse trabalho preveem de forma mais precisa o refluxo do que os modelos convencionais, porém, ainda apresentam grandes discrepâncias para determinadas condições de operação.

Tabela 5.4 - Valores previstos para o refluxo.

Condição	Fluxo de massa [g/h]	Diferença para o dado experimental (EF)	Diferença para o dado experimental (MM)
-10°C/55°C	$1,16 \times 10^{-03}$	5,1%	-3,4%
-20°C/55°C	$6,74 \times 10^{-04}$	-30,2%	-42,6%
-30°C/45°C	$4,28 \times 10^{-04}$	-5,0%	-44,9%
-40°C/35°C	$2,34 \times 10^{-04}$	-49,6%	-53,9%

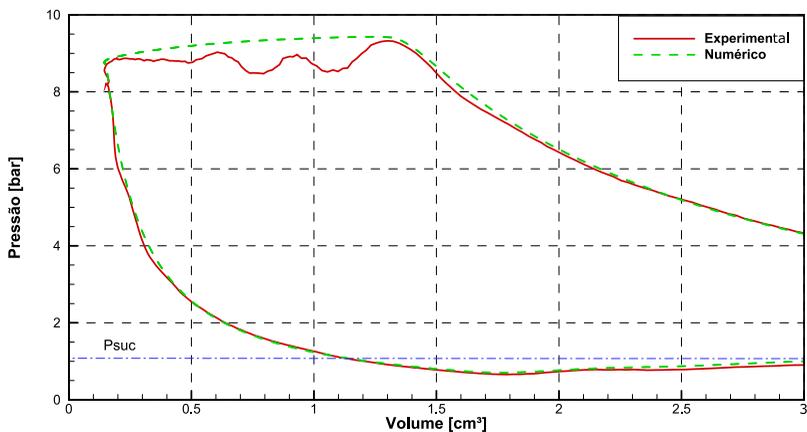


Figura 5.12 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -10°C/55°C.

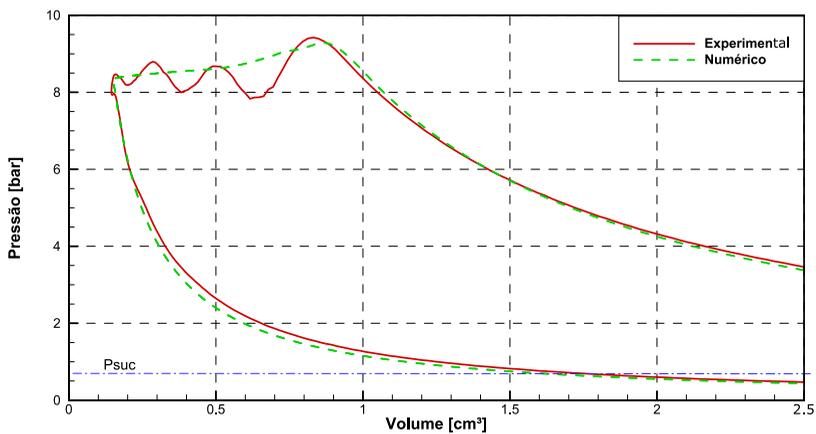


Figura 5.13 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição -20°C/55°C.

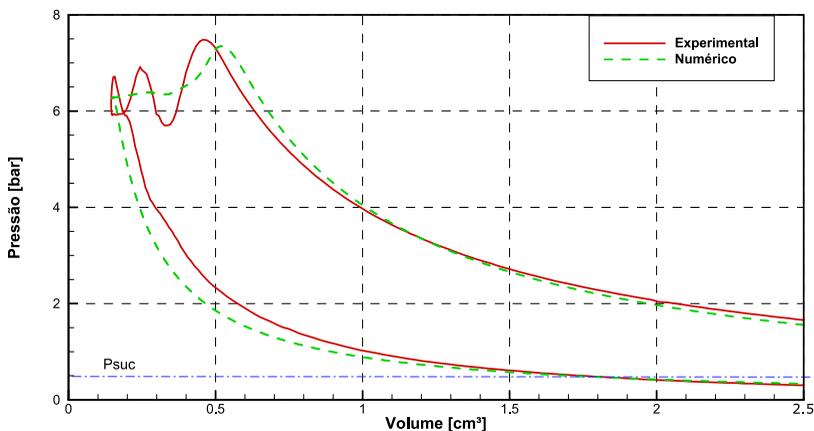


Figura 5.14 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição $-30^{\circ}\text{C}/45^{\circ}\text{C}$.

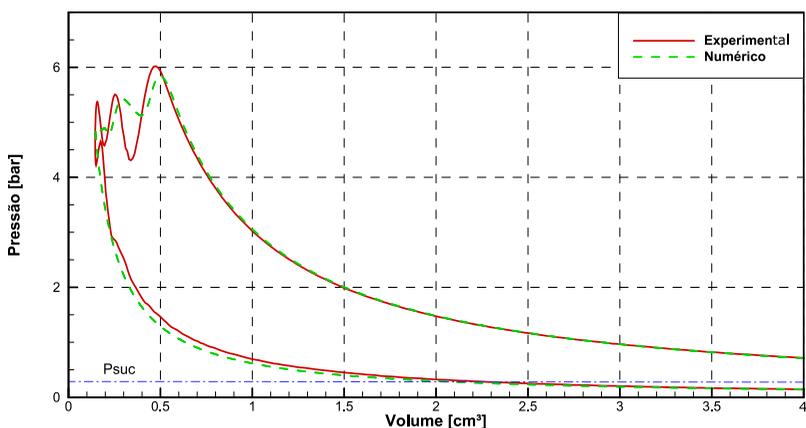


Figura 5.15 - Medição e previsão do diagrama p-V para a condição $-40^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$.

5.6 Influência da modelagem de válvulas sobre a previsão do desempenho de compressores

Nesta seção, avaliam-se diferentes modelos para a previsão do refluxo de massa no processo de descarga, da velocidade de impacto e da tensão de flexão da válvula. A análise será realizada para quatro condições de operação de um compressor de refrigeração doméstica.

Em relação ao refluxo de massa na válvula de descarga, os resultados dos diferentes modelos são apresentados na Figura 5.16 de

forma relativa ao modelo completo desenvolvido no presente trabalho. Observa-se que o refluxo é subestimado quando o modelo massa-mola amortecido simplificado é adotado para a válvula com o coeficiente de amortecimento dado pela Equação 4.8. Ao se retirar o amortecimento agindo sobre a válvula de descarga no modelo de elementos finitos (EF), há uma previsão de maior refluxo em relação ao modelo massa-mola, com o valor ficando próximo do resultado do modelo completo. Deve ser mencionado que o amortecimento na equação da dinâmica da válvula produz uma diferença muito pequena sobre o resultado de refluxo, sendo inferior a 5% em relação ao caso sem amortecimento, com exceção da condição de operação $-40^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$. O amortecimento tem maior impacto nas condições de operação mais extremas, com baixas temperaturas de evaporação.

A terceira versão de modelo utiliza as mesmas áreas efetivas de força para condições de fluxo normal e refluxo, com a dinâmica da válvula sendo resolvida por elementos finitos. Conforme discutido anteriormente, valores iguais de área efetiva de força para as duas condições superestima a previsão de refluxo em virtude do atraso no fechamento da válvula. O aumento no resultado de refluxo pode ser superestimado em até 15% para as condições consideradas.

A quarta alternativa de modelo emprega área efetiva de escoamento transiente e resolve a válvula por elementos finitos. Observa-se na Figura 5.16 que esse aspecto é o mais influente na previsão do refluxo através da válvula de descarga, com um aumento em torno 100% para todos os casos simulados.

Assim, em uma análise global, observa-se que existem diversos aspectos que influenciam a previsão do refluxo na válvula de descarga de compressores alternativos, sendo o uso de áreas efetivas de escoamento transientes o mais importante. Deve ser também mencionado que o uso de elementos finitos ou de um modelo massa-mola pode alterar em até 69% o valor previsto para o refluxo de massa, sendo assim demonstrada a importância do método mais elaborado.

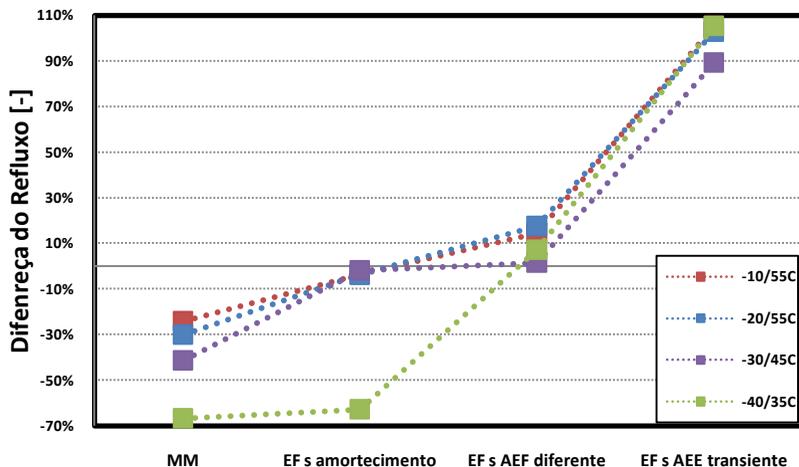


Figura 5.16 - Variação do refluxo de massa para à válvula de descarga.

Outro aspecto avaliado neste trabalho diz respeito à velocidade de impacto da válvula de descarga contra o assento. Os valores obtidos com os modelos desenvolvidos neste trabalho são apresentados na Figura 5.17. O modelo massa-mola prevê valores maiores para a velocidade de impacto. O segundo modelo mostra que a ausência de amortecimento tende a aumentar a velocidade de impacto, pois a válvula tende a voltar com maior velocidade devido à ausência dessa força dissipativa. No entanto, na condição extrema (-40°C/35°C) ocorre uma diminuição da velocidade.

Como visto nas seções anteriores, o uso de áreas efetivas de força iguais para condições de fluxo normal e refluxo na válvula resulta em previsões de velocidade de impacto menores. Esse comportamento está associado a maior área efetiva de força para a condição de refluxo, a qual aumenta a força sobre a válvula e aumenta a sua velocidade no fechamento. Resultado semelhante pode ser observado na Tabela 5.2, com uma redução em torno de 16,5% para a velocidade de impacto ao se utilizarem as mesmas áreas efetivas.

Ao desconsiderar o efeito de inércia do fluido representado pelo termo transiente na área efetiva de escoamento (*AEE*), o modelo prevê uma maior velocidade de impacto. Isso se deve à maior vazão inicial de massa passando pela válvula, que reduz a sobrepressão no processo de descarga (Figura 5.19) e aumenta a velocidade de restituição de movimento da válvula após o seu impacto contra o batente. Fazendo que

a válvula fique com menor abertura e diminuindo o fluxo de massa no processo subsequente, o que garante maior sustentação da válvula e faz com que a válvula feche mais tarde, numa situação de pressão negativa que leva a uma aceleração da válvula.

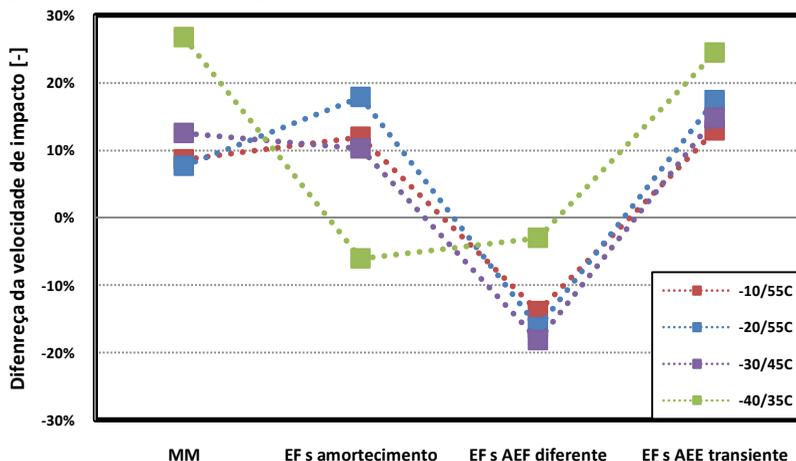


Figura 5.17 - Variação da velocidade de impacto para à válvula de descarga.

Para finalizar a presente análise, simula-se a válvula de sucção com ou sem o amortecimento a fim de verificar a sua influência sobre a tensão de flexão máxima na válvula. A Figura 5.18 apresenta os resultados dessas simulações para as quatro condições de operação consideradas anteriormente. Como fica claro na figura, a diferença entre os valores de tensão é desprezível, pouco superior a 1% no caso mais crítico.

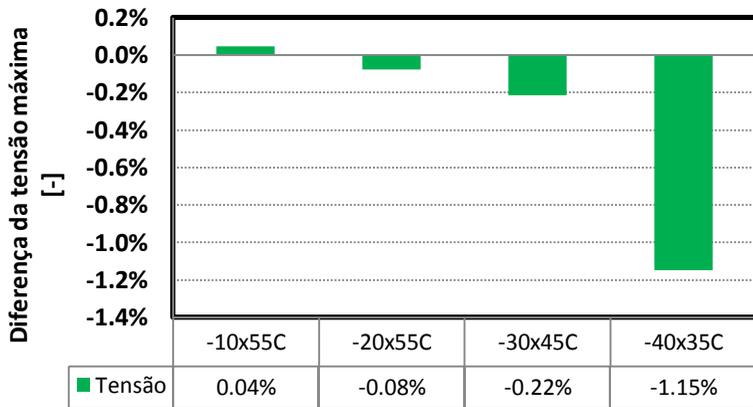


Figura 5.18 - Variação da tensão com e sem amortecimento.

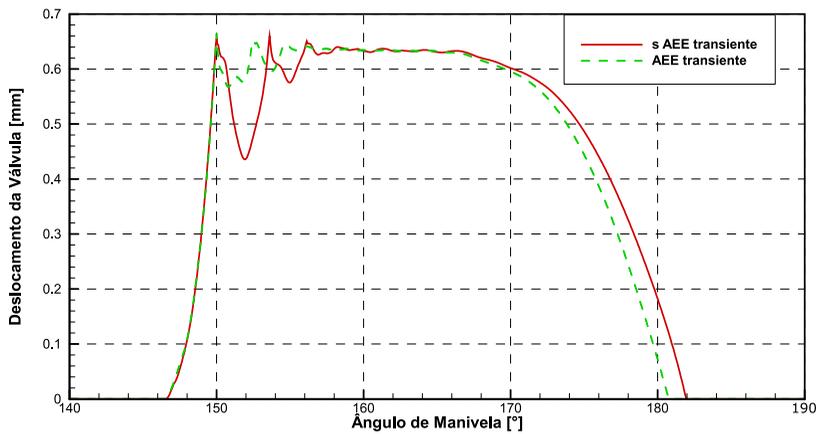


Figura 5.19 - Movimento da válvula de descarga com e sem termo transiente.

6 CONCLUSÃO

6.1. Considerações finais

O presente trabalho investigou diferentes modelos para a previsão da dinâmica de válvulas de compressores alternativos, com foco nos instantes imediatamente anteriores ao seu fechamento. As melhorias propostas na modelagem da dinâmica de válvulas foram validadas através da comparação com resultados de códigos comerciais e dados experimentais. O modelo desenvolvido permite também prever a tensão de flexão da válvula e a velocidade de seu impacto contra o assento, dois parâmetros essenciais para avaliar a confiabilidade do compressor.

Uma análise comparativa entre o modelo de elementos finitos desenvolvido e o modelo massa-mola evidenciou diferenças expressivas entre a velocidade de impacto e refluxo de fluido de até 25% e 65%, respectivamente. Dessa forma, sugere-se o uso do modelo de elementos finitos para previsões mais confiáveis de parâmetros de desempenho e confiabilidade do compressor.

A partir de análises experimentais e numéricas, verificaram-se valores de coeficiente de amortecimento muito menores que os comumente utilizados em simulações da dinâmica de válvulas. Dessa forma, a dissipação de energia cinética da válvula é menor, resultando velocidades maiores de impacto da válvula contra o assento. Apesar de ter um efeito pequeno sobre a eficiência do compressor e a tensão de flexão, os novos valores de amortecimento podem alterar em até 18% a velocidade de impacto da válvula.

Observou-se que inclusão de efeitos de inércia do escoamento na forma de um termo transiente no cálculo da área efetiva de escoamento de válvulas pode alterar em até 100% a estimativa de refluxo de massa de fluido na válvula e em até 25% a velocidade de impacto prevista para a válvula. Essas diferenças são suficientemente elevadas para justificar a inclusão desse termo.

Finalmente, verificou-se que a área efetiva de força deve ser avaliada de forma distinta para as condições de fluxo normal e refluxo na válvula, podendo afetar os valores previstos para refluxo e velocidade de impacto em até 20% e 10%, respectivamente.

6.2. Sugestões para trabalhos futuros

A partir das análises e resultados do presente trabalho, sugerem-se os seguintes tópicos para atividades futuras:

- Elaboração de um modelo explícito e não linear para a dinâmica da válvula, para assim melhorar a previsão da dinâmica da válvula para grandes aberturas, permitindo caracterizar melhor a velocidade de impacto.
- Correção da equação do fluxo de massa (Equação 5.3), utilizando formulação de escoamento compressível, podendo melhorar a previsão da velocidade de fechamento da válvula.
- Utilização de um modelo Lagrange Aumentado para o modelo de impacto da válvula, aumentando a sua robustez.
- Validação mais ampla com dados experimentais para as correlações desenvolvidas para o amortecimento.

REFERÊNCIAS

ANNAND, W.J.D. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs., 117, pp. 973-996, 1963.

ANSYS. CFX-Solver Theory Guide. Southpointe: Ansys Incorporated, 2013. 559 p.

BISHOP, A. A.; TRANSIENT FRICTION AND FORM LOSS FACTORS IN TURBULENT AND LAMINAR FLOW; A BRIEF REVIEW. Nuclear Engineering and Design 62. North-Holland Publishing Company. (1979).

BRUSIN, M. Rosa and CASAMASSIMA, R., "Valve Stress Measurement In Small Commercial Compressor " (2002). International Compressor Engineering Conference. Paper 1562.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M.A. Thermodynamics, An Engineering Approach. 5. ed. McGray- Hill, 2005.

COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. Concepts and applications of finite element analysis. 3 ed. New York: John Wiley & Sons, 1989.

COURTOIS, S.; ARNOULT, E.; WAGSTAFF, P.; and GAVRIC, L., " On Finite Element Modeling Of Valve Dynamics: Impacts, Oil Stiction, Gas Flow, ..." (2002). International Compressor Engineering Conference. Paper 1553.

DESCHAMPS, C. J. Tópicos especiais em ciências térmicas VI: Compressores, 1º semestre de 2011. Notas de Aula.

DESCHAMPS, C. J.; POSSAMAI, F. C.; PEREIRA, E. L. L., " Numerical Simulation Of Pulsating Flow In Suction Mufflers " (2002). International Compressor Engineering Conference. Paper 1542.

EDISON, G.; THUNDIL KARUPPA RAJ, R.; SURESH, A.; "Back flow effect on effective flow area at reed valve section of a hermetic compressor" (2013), Journal of Engineering and Applied Sciences.

EPE. Nota Técnica DEA 16/12 - Avaliação da eficiência energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Rio de Janeiro, 2012. 59 p. (Série Estudos de Demanda).

FAGOTTI, F.; de BORTOLI, M. G. D.; and BARBIERI, R., "A Finite Element Approach to Compressor Valves Motion Simulation" (1996). International Compressor Engineering Conference. Paper 1132.

GRANICK, N.; STERN, J., (1965), "Material Damping of Aluminum by a Resonant-Dwell Technique", NASA Technical Note, D-2893, Washington, D.C., USA.

HABING, R. A., Flow and plate motion in compressor valves, Tese de doutorado, Universidade de Twente, Holanda, 2005.

HARELAND, Mathias; HOEL, Anders; JONSSON, Stefan; LIANG, David; and CHAI, Guocai, "Selection of Flapper Valve Steel for High Efficient Compressor" (2014). International Compressor Engineering Conference. Paper 2330.

HAYEK, Sabih I. (15 Apr 2003). "Mechanical Vibration and Damping". Encyclopedia of Applied Physics (WILEY-VCH Verlag GmbH & Co KGaA).

HÜLSE, Emílio Rodrigues. Modelagem e análise de um compressor linear para refrigeração doméstica. Florianópolis, 2008. xvi, 135 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Disponível em :<<http://www.tede.ufsc.br/teses/PEMC1058-D.pdf>>. Acesso em : 9 jul. 2008.

JORWEKAR, Pavan P.; BIRARI, Yogesh V.; and NADGOUDA, Mayur M., "Cylinder Head Gasket Contact Pressure Simulation for a Hermetic Compressor" (2006). International Compressor Engineering Conference. Paper 1795.

KERPICCI, Husnu and OGUZ, Emre, "Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors" (2006). International Compressor Engineering Conference. Paper 1806.

KHALIFA, H. E, and LIU, X., 1998, "Analysis of Stiction Effect on the Dynamic Compressor Suction Valve", Proc. Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, CD-ROM.

KREMER, R. Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão. Dissertação de Mestrado, POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

KUMAR, P. P., "The Effect of Von Karman Vortex Street on Building Ventilation" (2009). Proceedings of the World Congress on Engineering 2009 Vol II. Londres.

LEHMKUHL, Oriol; DAMLE, Rashmin; RIGOLA, Joaquim; and LÓPEZ, Joan, "Full Numerical Simulation of an Object Oriented Program for Hermetic Reciprocating Compressors: Numerical Verification and Experimental Validation." (2010). International Compressor Engineering Conference. Paper 2013.

LENZ, J. R., "Finite Element Analysis of Dynamic Flapper Valve Stresses" (2000). International Compressor Engineering Conference. Paper 1409.

LINK, Rodrigo and DESCHAMPS, Cesar Jose, "Accounting for backflow condition on effective force and flow areas of reed type valves" (2011). 7th International Conference on Compressors and their Systems. Londres. Inglaterra.

LINK, Rodrigo and DESCHAMPS, Cesar Jose, "Numerical Analysis of Transient Effects on Effective Flow and Force Areas of Compressor Valves" (2010). International Compressor Engineering Conference. Paper 1996.

MACHU, E. H., "The Two-Dimensional Motion of the Valve Plate of a Reciprocating Compressor Valve" (1994). International Compressor Engineering Conference. Paper 1012.

MACHU, Gunther; ALBRECHT, Maximilian; BIELMEIER, Olaf; DAXNER, Thomas; and STEINRUCK, Peter, "A Universal Simulation Tool for Reed Valve Dynamics" (2004). International Compressor Engineering Conference. Paper 1716.

MACLAREN, J.P. T.; TRAMSCHEK, A. B.; HUSSEIN, I. J.; and EL-GERESY, B.A., "Can The Impact Velocities of Suction Valves be Calculated?" (1978). International Compressor Engineering Conference. Paper 264.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Plano Nacional de Energia 2030. 12. ed. Brasília, 2007. 242 p.

NAGY, Daniel; ALMBAUER, Raimund A.; Lang, Wolfgang; and Burgstaller, Adolf, "Valve Lift Measurement for the Validation of a Compressor Simulation Model" (2008). International Compressor Engineering Conference. Paper 1916.

NASHIF, A. D., JONES, I. G., and HENDERSON, J. P., *Vibration Damping*, Wiley, New York, 1985.

NINKOVIC, D., TARANOVIC, D., MILOJEVIC, S., PESIC, R., *Modelling valve dynamics and flow in reciprocating compressors, Mobility and Vehicle Mechanics* 39 (3), 45-63.

OLSSON, S., "Improved Characteristics of Stainless Compressor Valve Steel" (1992). International Compressor Engineering Conference. Paper 884.

OTTER, A., "Damping forces on a cylinder oscillating in a viscous fluid" (1990), Universidade de Twente, Holanda.

PAPASTERGIOU, S.; BROWN, J.; and MACLAREN, J. F. T., "The Dynamic Behavior of Valve Reeds in Reciprocating Gas Compressors - Analytical Study" (1980). International Compressor Engineering Conference. Paper 342

PEREIRA, E. L. L.. *Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos*. 2006. 123 f. Dissertação de Mestrado, POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

PIZARRO-RECABARREN, Rodrigo Adrian; BARBOSA Jr., Jader; and DESCHAMPS, Cesar J., "Modeling the Stiction Effect in Automatic Compressor Valves" (2012). International Compressor Engineering Conference. Paper 2044.

POSSAMAI, F. C.; T., Márcio L.. A review of household compressor energy performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE, 17., 2004, West Lafayette. Proceedings... . West Lafayette: Purdue University, 2004. p. C067.

POTTER, M.C. and WIGGERT, D.C., "Mechanics of Fluids", Prentice-Hall, 1991.

PRATER G. Jr., , HNAT W. P, "Optical measurement of discharge valve modal parameters for a rolling piston refrigeration compressor" (2002). Department of Mechanical Engineering, University of Louisville, Louisville, KY 40292, USA.

PUFF, Rinaldo, "Hermetic Compressor Manifold Analysis With the Use of the Finite Element Method" (2008). International Compressor Engineering Conference. Paper 1843.

RIBAS Jr., F. A. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors. International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 277-287, 2007.

ROSVOLL, M. I., "Calculation of Added Mass in the Proximity of the Seabed for an Oscillating Disc" (2012. Tede de doutorado. Institutt for marinteknikk. Noruega.

SHIOMI, F. H., DESCHAMPS, C. J., TAKEMORI, C. K., 2010, Modeling strategies for the dynamics of reed type valves, Proceedings of ENCIT, ABCM - Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, Brazil.

SILVA, Ernane. Um Procedimento para a otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e vida em fadiga. Florianópolis, 2012. 139 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Buildings Energy Data Book 2010. 2011. 242 p.

USSYK, M.S. Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos. Dissertação de Mestrado, POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

WU, Shoufei; WANG, Zonghuai. "A Numerical Simulation of Fluid-Structure Interaction for Refrigerator Compressors Suction and Exhaust System Performance Analysis". 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14-17, 2014.

YADYKIN, Y.; TENETOV, V.; LEVIN, D., "The added mass of a flexible plate oscillating in a fluid" (2003). Journal of Fluids and Structures, Volume 17, Issue 1, p. 115-123.

ZUK, J., SMITH, P. J., 1969, Computer program for viscous, isothermal compressible flow across a sealing dam with small tilt angle, NASA Technical Note, D-5373, Washington, D.C., USA.

[1] (<http://what-when-how.com/the-finite-element-method/introduction-to-mechanics-for-solids-and-structures-finite-element-method-part-2/>)

[2]

(https://en.wikipedia.org/wiki/Euler%E2%80%93Bernoulli_beam_theory#/media/File:Poutre_flexion_deviee.svg)