

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

*ANÁLISE DE SISTEMAS DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DE
COMPRESSORES ALTERNATIVOS*

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

EVANDRO LUIZ LANGE PEREIRA

Florianópolis, Setembro de 2006.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

*ANÁLISE DE SISTEMAS DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DE
COMPRESSORES ALTERNATIVOS*

EVANDRO LUIZ LANGE PEREIRA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

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

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. - Presidente

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

Eng. Francisco Frederico dos Santos Matos, Dr. Eng.

"A imaginação é mais importante que o conhecimento. O conhecimento é limitado.

A imaginação envolve o mundo."

Albert Einstein

Para Andréia,
pela amizade e amor.

Agradecimentos

A CAPES e a EMBRACO, pelo apoio financeiro ao trabalho;

Ao professor César José Deschamps, pela orientação e dedicação, cuja contribuição com certeza transcende este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos colegas do POLO Alberto, Kremer, Moisés, Chieh e Juliano pela amizade, discussões e conhecimentos compartilhados, e ao Rafael pela contribuição direta na realização deste trabalho;

A todos demais professores e integrantes do POLO pela companhia e ensinamentos;

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A todos aqueles que ajudaram na motivação, discussões e entusiasmos ao longo desta importante fase de minha vida.

Lista de Símbolos	xiii
--------------------------	-------------

Resumo	xvii
---------------	-------------

Abstract	xix
-----------------	------------

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
--------------------------------	----------

1.1. Os Compressores	2
1.2. O Sistema de Válvulas.....	8
1.3. Objetivos do Trabalho	10

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
---	-----------

2.1. Caracterização do Escoamento em Válvulas.....	14
2.2. Modelação da Dinâmica de Válvulas	20
2.3. Considerações Finais e Objetivos Específicos	22

CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA NUMÉRICA	25
--	-----------

3.1. Equações de Conservação	25
3.2. Média de Reynolds	26
3.3. Modelos de Turbulência	29
3.3.1. Modelo RNG $k-\varepsilon$	29
3.3.2. Modelo DES	33
3.4. Metodologia de Solução	35
3.4.1. Discretização das Equações.....	35
3.4.2. Funções de Interpolação	38
3.4.3. Acoplamento Pressão-Velocidade.....	39

3.5. Fronteiras Móveis	40
3.5.1. Mecanismo e movimento de válvulas	40
3.5.2. Metodologia para malhas móveis	42

CAPÍTULO 4 - MODELOS DE SIMULAÇÃO **45**

4.1. Modelos Bidimensionais	45
4.2. Modelos Tridimensionais	49
4.3. Análise da Discretização Espacial e Temporal	50
4.4. Efeito da Modelação da Turbulência	55
4.5. Validação Numérica	59

CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DE POTENCIALIDADES **69**

5.1. Efeito do Volume Morto	69
5.2. Análise do Sistema de Sucção	77
5.3. Análise do Sistema de Descarga	81
5.4. Conclusões	85

CAPÍTULO 6 - ANÁLISES DE CONCEPÇÕES DE VÁLVULAS **87**

6.1. Dispositivo auxiliar para abertura de válvula	87
6.2. Saliência sobre o Pistão	95
6.3. Múltiplos Orifícios de Descarga	105
6.4. Conclusões	115

CAPÍTULO 7 - CONSIDERAÇÕES FINAIS **117**

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS **119**

Lista de Símbolos

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
c	Razão entre o volume morto e o volume deslocado	[adimensional]
c	Coefficiente de amortecimento da palheta	[N s / m]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
COP_{pV}	Coefficiente de performance termodinâmico	[adimensional]
D	Diâmetro da palheta	[m]
d	Diâmetro do orifício	[m]
e	Altura do orifício	[m]
EER_{pV}	Coefficiente de performance termodinâmico	[Btu / W h]
f	Frequência real de operação do compressor	[Hz]
f_n	Frequência nominal de operação do compressor ou frequência natural da válvula	[Hz]
\dot{G}_s	Vazão volumétrica	[m ³ / s]
h_{ideal}	Altura ideal do volume de controle para fronteiras móveis	[m]
k	Condutividade térmica	[W / m K]
k	Constante elástica da palheta	[N / m]

\dot{m}	Vazão mássica real bombeada	[kg / s]
m_{eq}	Massa equivalente da palheta	[kg]
p	Pressão absoluta	[Pa]
p_c	Pressão de condensação	[Pa]
p_e	Pressão de evaporação	[Pa]
\dot{Q}_e	Calor absorvido no evaporador	[W]
R	Constante do gás	[J / kg K]
r	Direção radial em coordenadas cilíndricas	[m]
s	Afastamento da palheta	[m]
\dot{s}	Velocidade da palheta	[m / s]
\ddot{s}	Aceleração da palheta	[m / s ²]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[°C, K]
T_c	Temperatura de condensação	[°C, K]
T_e	Temperatura de evaporação	[°C, K]
V	Volume da célula computacional	[m ³]
\dot{W}_e	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
\dot{W}_i	Potência indicada (termodinâmica)	[W]

\dot{W}_m	Potência mecânica	[W]
x	Direção axial no respectivo eixo de coordenadas	[m]
X	Posição do pistão	[m]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Inclinação da palheta	[graus, rad]
α	Difusividade térmica	[m ² / s]
γ	Índice isentrópico	[adimensional]
μ	Viscosidade molecular do fluido	[Pa s]
μ_o	Viscosidade do óleo	[Pa s]
η_e	Rendimento elétrico do motor	[adimensional]
η_s	Eficiência isentrópica	[adimensional]
η_v	Eficiência volumétrica	[adimensional]
ϕ	Variável genérica qualquer	
Π	Razão de pressões	[adimensional]
ρ	Massa específica do gás	[kg / m ³]

O presente trabalho trata da análise de sistemas de válvulas do tipo palheta, amplamente empregadas em compressores alternativos destinados à refrigeração doméstica. A abertura deste tipo de válvulas é controlada pela diferença de pressão entre o cilindro e as respectivas câmaras de sucção e descarga. Enquanto abertas, a sua dinâmica é função do escoamento de gás e dos parâmetros de rigidez e massa da válvula. Basicamente o projeto do sistema de válvulas almeja uma série de requisitos, tais como resposta rápida, vazão elevada, consumo reduzido de energia, ausência de refluxo de gás, além de confiabilidade. Para obter tal desempenho é necessário conhecer detalhadamente o escoamento através das válvulas, assim como a dinâmica das mesmas.

Para alcançar o objetivo do trabalho é desenvolvido um modelo computacional para a análise de sistemas de sucção e descarga, empregando a metodologia de volumes finitos. Os processos de compressão e expansão são considerados pela inclusão do movimento alternativo do pistão no modelo. A dinâmica das válvulas é resolvida através da analogia com um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade. Modelos bidimensionais são utilizados para análises preliminares, nos quais apenas um dos processos, sucção ou descarga, é considerado. Além disto, modelos tridimensionais são desenvolvidos e empregados para uma análise mais completa do compressor, incluindo as geometrias reais de filtros em alguns casos.

Ao final do trabalho, é apresentada uma quantificação das parcelas de consumo de energia decorrentes dos filtros e válvulas, incluindo também o efeito do volume morto sobre a eficiência do compressor. Finalmente, algumas concepções para sistemas de descargas são avaliadas, indicando algumas alternativas para a redução de suas ineficiências, visando a melhoria do desempenho termodinâmico do compressor.

The present work is concerned with the analysis of new conceptions of reed valves, largely used in reciprocating compressors for household refrigeration. These valves open and close according to the pressure difference between the cylinder and the respective suction and discharge chambers. When the valve is open, its dynamics is mainly controlled by its stiffness and inertia, and by the gas flow through the valve, which causes a pressure load on the reed surface. Essentially, the development of valves aims a number of features, such as fast response, high mass flow rate and low pressure drop, good back flow blockage and reliability. Therefore, to achieve a high efficiency performance, it is necessary a detailed understanding of the gas flow through the valve as well as the dynamics of valve motion.

In order to achieve the aforementioned goals, a computational model is developed for the analysis of suction and discharge systems, employing a finite volume methodology. The compression and expansion processes are considered through the inclusion of the reciprocating piston motion into the model. The valve dynamics is solved with reference to a one-degree of freedom model of a mass-spring-damping system. Initially, two-dimensional models are employed for a preliminary analysis of suction and discharge processes. Then, based on this previous analysis, three-dimensional models are developed for a more precise description of the problem, allowing the inclusion of actual muffler geometries.

Finally, a numeric study of thermodynamic losses is carried out to discriminate the contributions associated to mufflers and valves, including the clearance volume effect. Based on that, some proposals of new discharge system designs are evaluated, revealing ways to reduce the losses and to improve the thermodynamic compressor efficiency.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A refrigeração, nos dias de hoje, é utilizada em diferentes aplicações, tais como climatização de ambientes, refrigeração de componentes eletrônicos e conservação de alimentos. De fato, a disponibilidade de energia elétrica a uma parte maior da população e a evolução dos sistemas de refrigeração ao longo das últimas décadas fez dos refrigeradores domésticos um utensílio comum na maioria das residências. Dados do Ministério da Ciência e Tecnologia mostram que os refrigeradores estão presentes em quase 90 % dos lares brasileiros. Outro dado importante revela que a refrigeração é responsável pela maior parcela do consumo de energia elétrica residencial, apresentando valores em torno de 1/3 do total.

Apesar de todo o desenvolvimento nos últimos anos, o rendimento de um refrigerador doméstico ainda é baixo, girando em torno dos 25% para os modelos mais novos. Para entender a origem destas perdas é necessário primeiro compreender o ciclo de refrigeração.

O princípio básico da geração de frio já é conhecido há quase dois séculos. Perkins, em 1834, foi o primeiro a patentear uma máquina de refrigeração, operando segundo o princípio de compressão de vapor, ilustrado na Fig. 1.1. No dispositivo proposto por ele, um fluido volátil (fluido refrigerante) ao evaporar, retira calor de uma substância que se deseja resfriar (água, ar) devido ao contato térmico com o evaporador. O vapor succionado do evaporador pelo compressor tem sua pressão aumentada e é então descarregado no condensador, onde rejeita calor e condensa. O líquido tem sua pressão reduzida ao passar por uma restrição (dispositivo de expansão) e, em seguida, retorna ao evaporador, com o ciclo sendo reiniciado.

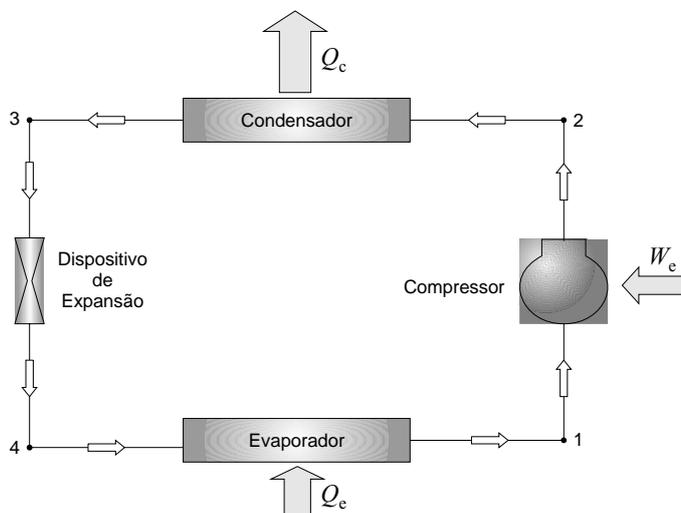


Figura 1.1 - Componentes básicos de um sistema de refrigeração.

A eficiência de refrigeradores depende do desempenho de cada um dos seus componentes: evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor. Este último, considerado o coração do sistema, é detalhado a seguir.

1.1. Os Compressores

Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, os compressores são responsáveis tanto pelo bombeamento de fluido refrigerante quanto pelo aumento de sua pressão. Os compressores podem ser classificados em duas grandes classes: roto-dinâmicos e de deslocamento positivo; estes últimos sendo os mais difundidos.

Nos compressores de deslocamento positivo, a compressão é efetuada mecanicamente, através da introdução de um volume de vapor no compressor, o qual é então comprimido por um atuador mecânico, reduzindo o volume. Durante o processo de compressão, a pressão do refrigerante aumenta até atingir o valor desejado e em seguida é liberado para a linha de descarga.

Os principais tipos de compressores de deslocamento positivo são o alternativo, e o rotativo. No compressor alternativo o elemento de compressão é um pistão, enquanto que nos compressores rotativos o elemento de compressão pode ser uma palheta, rolo ou lóbulo. O compressor alternativo é o de uso mais difundido, sendo empregado em todos os campos da refrigeração. As válvulas utilizadas por estes compressores são na sua grande maioria do tipo automática, abrindo e fechando de acordo com a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga.

Os refrigeradores domésticos e a maioria dos sistemas de pequena capacidade empregam os chamados compressores herméticos. Nestes, o motor e o compressor são diretamente acoplados e montados dentro do circuito do fluido refrigerante. Com isso não é necessário vedar o eixo e vazamentos de fluido refrigerante para o ambiente são eliminados.

Ao longo dos últimos anos os compressores tiveram um aumento significativo de eficiência, mas ainda apresentam rendimentos inferiores a 60%, tornando-os objetos de pesquisa e desenvolvimento até hoje.

O desenvolvimento de um compressor pode objetivar a redução do tamanho, a redução dos custos de fabricação, o aumento da vida útil (confiabilidade), a redução dos níveis de ruído, ou a diminuição do consumo de energia. A avaliação da eficiência energética do sistema é usualmente feita através do coeficiente de performance (*COP*), definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_e} \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_e é o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração), e \dot{W}_e é a potência elétrica consumida pelo compressor. A capacidade de refrigeração pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \Delta h \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão de massa real bombeada pelo compressor, e Δh é a variação de entalpia do refrigerante no evaporador, que depende das condições de operação. A potência elétrica consumida pode ser escrita como:

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_i + \dot{W}_m}{\eta_e} \quad (1.3)$$

sendo \dot{W}_i a potência termodinâmica (potência indicada), \dot{W}_m a potência mecânica gasta para compressão do gás, e η_e o rendimento elétrico do motor.

As perdas de energia útil no compressor podem ser divididas em três grupos: perdas elétricas, perdas mecânicas e perdas termodinâmicas. As perdas elétricas estão basicamente relacionadas à eficiência do motor elétrico. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito nos mancais e na folga pistão-cilindro. Por fim, as perdas termodinâmicas surgem devido às ineficiências dos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, além da transferência de calor e de vazamentos de fluido pela folga pistão-cilindro durante a compressão. Além das perdas associadas ao compressor mencionadas anteriormente, existe outra associada ao ciclo de compressão de vapor, uma vez que neste, além da não utilização do trabalho de expansão do gás, têm-se uma compressão isentrópica até a pressão de condensação, ao invés de uma compressão isentrópica até a temperatura de condensação, como no ciclo ideal de Carnot.

Possamai e Todescat (2004) apresentam um mapa de perdas para compressores herméticos de alta eficiência, além de mostrar o aumento de performance destes tipos de compressores nas últimas décadas (Fig. 1.2). As perdas variam de acordo com as condições de operação e o modelo do compressor, mas valores médios podem ser caracterizados por

eficiências elétrica e mecânica de 87%, termodinâmica em torno de 83% , e do ciclo de compressão de aproximadamente 80%. As perdas mecânicas são praticamente fixas para uma mesma condição de operação (carga sobre o pistão), fazendo com que sistemas de maior capacidade apresentem coeficientes de performance mais altos em comparação aos menores.

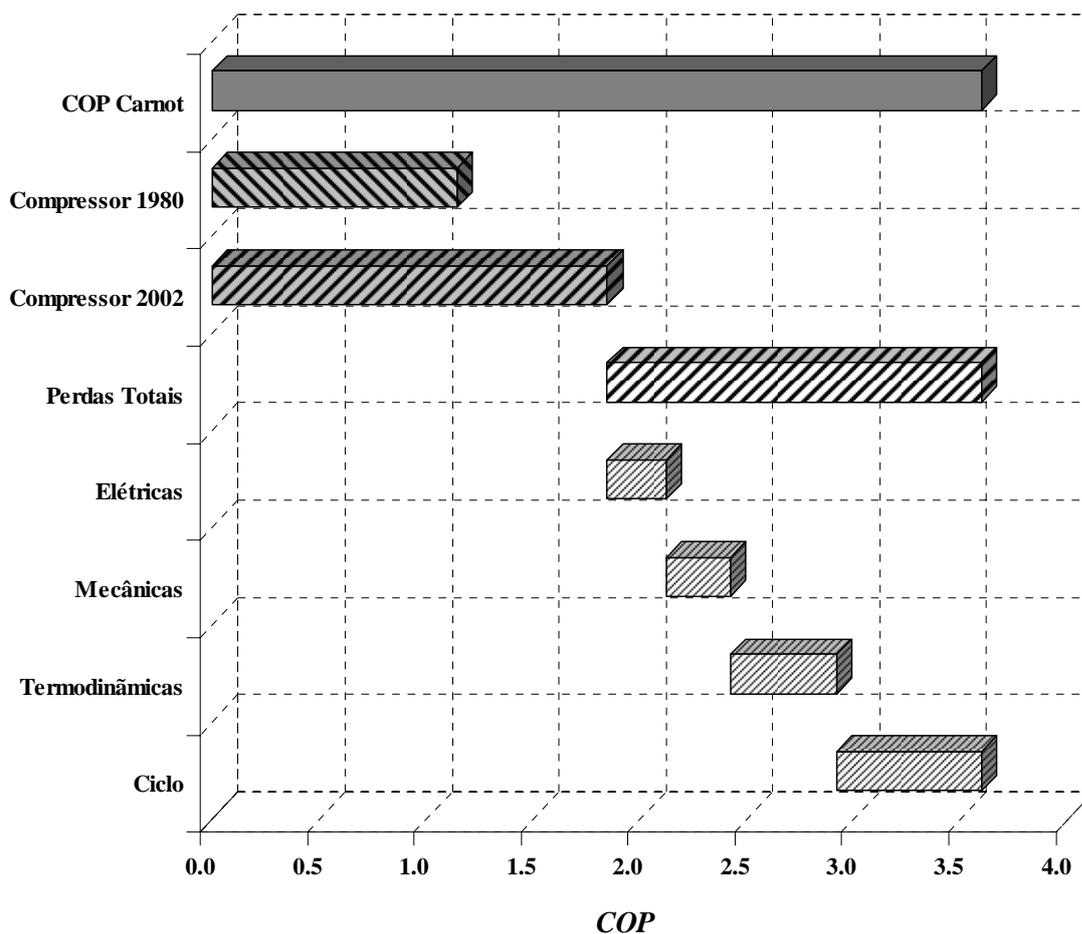


Figura 1.2 - Distribuição de perdas para um compressor hermético - Possamai *et al.* (2004).

As perdas termodinâmicas, como mencionado anteriormente, ocorrem basicamente devido a ineficiências dos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, além da transferência de calor e vazamentos de fluido pela folga entre pistão e cilindro. Para caracterizar estas perdas é necessário estabelecer uma comparação entre o comportamento real do compressor versus um desempenho ideal. A comparação é feita com ambos os compressores real e ideal tendo a mesma geometria e trabalhando em condições bem definidas de operação, conforme indicadas na Fig. 1.3 pelas pressões de evaporação e condensação (p_1 e p_2) e pelas temperaturas de superaquecimento e subresfriamento (T_1 e T_3). Além disto, para efeitos de comparação, o sistema de refrigeração é considerado sem perdas

de carga no evaporador e no condensador, com expansão isoentálpica, e sem transferências de calor e perdas de carga ao longo dos tubos de conexão.

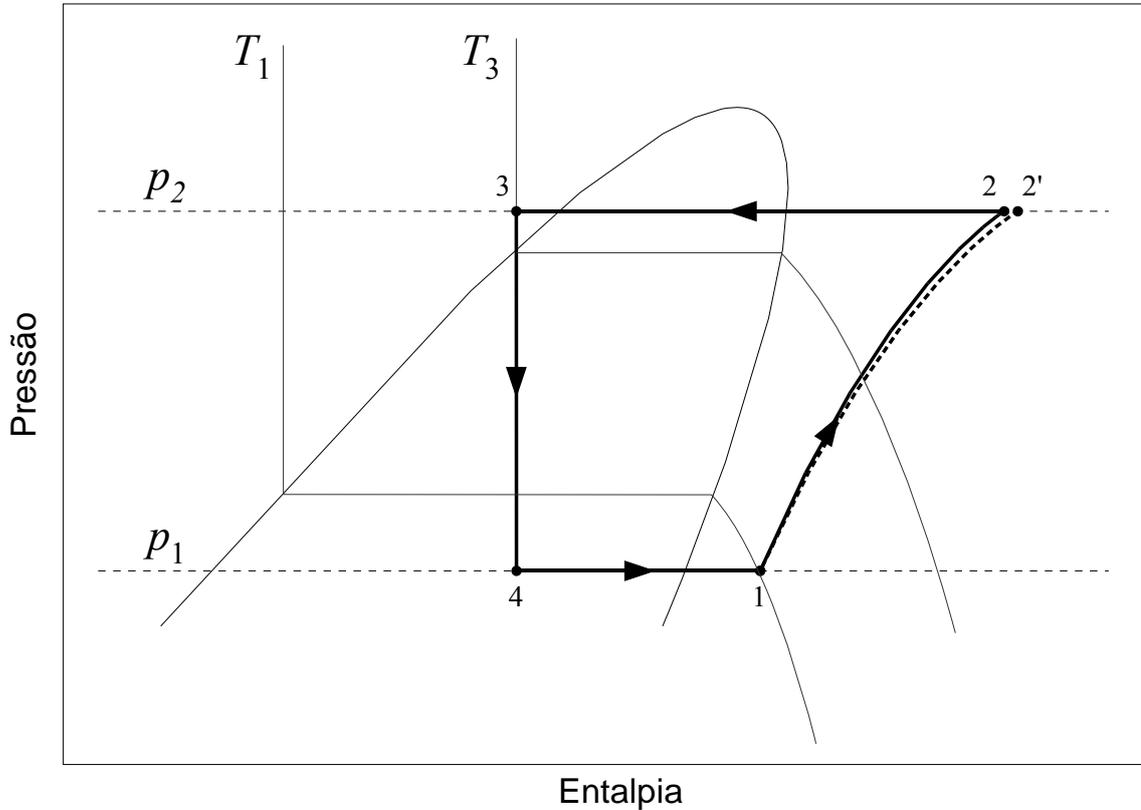


Figura 1.3 – Condições de operação do ciclo de refrigeração usando um compressor isentrópico (1-2-3-4) e um compressor real (1-2'-3-4).

O compressor ideal opera reversivelmente, através de compressão e expansão adiabáticas, e sucção e descarga isobáricas, com o fluido refrigerante considerado como um gás perfeito. Além disto, é assumido que tanto a pressão quanto a temperatura não variam ao longo das linhas de sucção e descarga, uma vez que não ocorrem perdas de carga e transferência de calor. Para definir este compressor ideal são necessários poucos parâmetros: (i) temperatura e pressão de entrada (T_1 , p_1) e pressão de saída (p_2); (ii) propriedades do fluido: R , c_p ; (iii) características do compressor, representadas pelo volume deslocado (V_{cl}), volume morto (c) e frequência nominal de operação (f_n). A vazão volumétrica fornecida e o trabalho específico requerido por um compressor ideal (isentrópico) podem ser facilmente obtidos através das seguintes relações (Pérez-Segarra *et al.*, 2005):

$$\dot{G}_s = V_{cl} [1 - c(\Pi^{1/\gamma} - 1)] f_n \quad (1.4)$$

$$w_s = RT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\Pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (1.5)$$

onde Π é a razão de compressão (p_2/p_1), e $\gamma (= c_p/c_v)$ é a razão entre os calores específicos à pressão constante, c_p , e à volume constante, c_v .

Uma fonte de ineficiência do compressor ideal deve-se à re-expansão do gás comprimido que não foi liberado devido ao volume morto. Então, um compressor ideal ainda mais eficiente, sem volume morto ($c = 0$), pode ser imaginado, resultando em uma vazão volumétrica maior, $\dot{G}_s^{c=0} = V_{cl} f_n \geq \dot{G}_s$, para um ciclo operando nas mesmas condições. No entanto, a capacidade e a potência consumida também serão maiores, embora ambas as condições apresentem o mesmo trabalho específico.

Tendo caracterizado o compressor ideal, pode-se definir as eficiências volumétrica, η_v , e isentrópica, η_s , como:

$$\eta_v = (\dot{m}/\rho_1)/\dot{G}_s^{c=0} \quad (1.6)$$

$$\eta_s = w_s/w_{cp} \quad (1.7)$$

A eficiência volumétrica relaciona a vazão de massa real que foi bombeada pelo compressor com a vazão ideal, desprezando o volume morto e considerando o gás nas condições de entrada do compressor (T_1 e p_1). A eficiência isentrópica, por sua vez, compara os trabalhos específicos real, w_{cp} , e ideal, w_s , gastos para comprimir uma mesma massa m de fluido refrigerante. Pode-se ainda escrever a equação para a eficiência volumétrica na seguinte forma:

$$\eta_v = \frac{(\dot{m}/\rho_1)}{\dot{G}_s^{c=0}} = \frac{G_s}{G_s^{c=0}} \frac{m}{\rho_1 G_s} \frac{f}{f_n} = \eta_{v,c} \eta_{v,v} \eta_{v,f} \quad (1.8)$$

A primeira perda associada aos compressores reais é devida ao volume morto, e expressa através de $\eta_{v,c}$ na Eq. (1.8). O volume morto surge devido à folga entre pistão e cabeçote, rasgos na placa de válvulas, chanfro no pistão e ao orifício de descarga. Devido à re-expansão deste volume de gás residual, tem-se um atraso na abertura da válvula de sucção. Apesar do seu efeito negativo sobre a eficiência volumétrica, a presença do volume morto não altera a eficiência isentrópica de um compressor ideal, já que o trabalho específico permanece

o mesmo. Recorrendo à Eq. (1.4), pode-se escrever $\eta_{v,c} = 1 - c(\Pi^{1/\gamma} - 1)$ e mostrar que o volume morto é um parâmetro especialmente importante para condições de operação com elevada razão de pressões.

A parcela $\eta_{v,v}$ engloba as perdas no fluxo de massa provocadas pela troca de calor, perdas de carga, refluxo de gás pelas válvulas e vazamentos pela folga pistão-cilindro, e representa a maior fonte de ineficiência volumétrica nos compressores alternativos. O aquecimento sofrido pelo fluido refrigerante ao entrar no compressor, devido ao contato com superfícies mais quentes (carcaça, motor, filtro, etc.), se estende até o início do processo de compressão, e pode, além de diminuir o fluxo de massa, aumentar o trabalho específico necessário para a compressão do gás, dependendo do fluido refrigerante utilizado.

A última perda no fluxo de massa real, $\eta_{v,f}$, surge devido à diferença entre a frequência média real do compressor, f , e a frequência nominal, f_n . Porém, comparadas às outras, estas perdas em geral são pequenas ($\sim 3\%$) e não merecem considerações adicionais.

A maioria dos compressores herméticos utiliza filtros acústicos para reduzir os ruídos provocados pelo escoamento do gás e pelas válvulas. Tais filtros consistem basicamente de câmaras interligadas por dutos, servindo como atenuadores de pulsações de pressão. Devido à restrição imposta pelos filtros de sucção e de descarga, o compressor realiza um trabalho adicional para que o gás seja succionado e descarregado. Além disso, a pulsação do gás nas câmaras (Fig. 1.4), principalmente na de sucção, pode retardar o momento de abertura das válvulas, degradando a eficiência volumétrica.

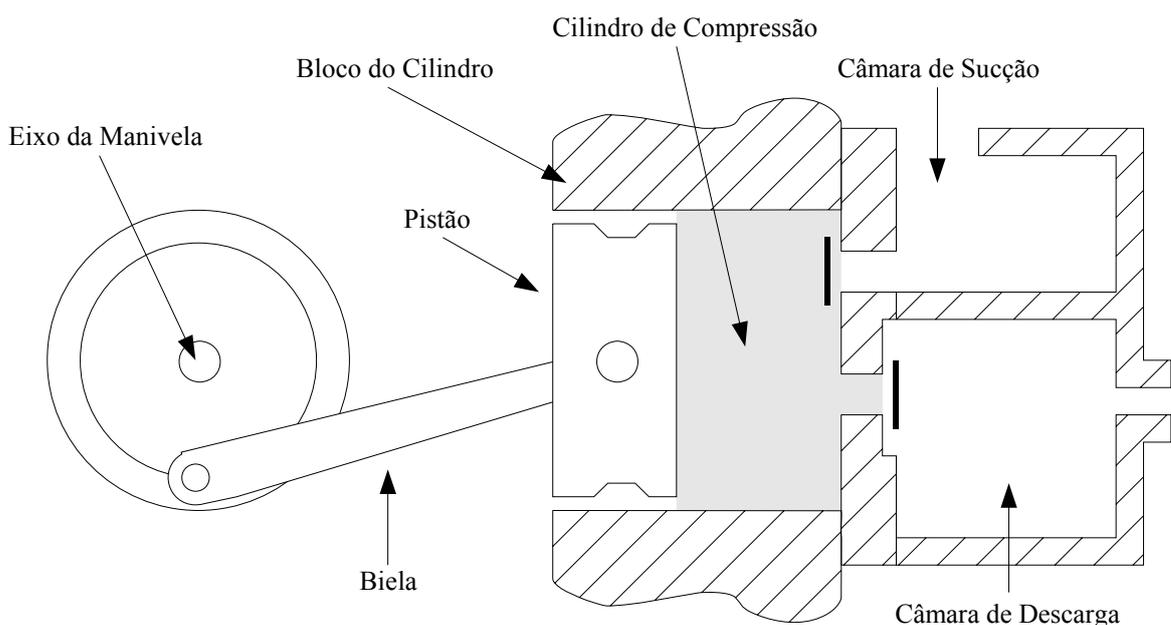


Figura 1.4 - Representação esquemática de um compressor alternativo.

1.2. O Sistema de Válvulas

Além dos filtros, os sistemas de válvulas de sucção e descarga também são responsáveis por perdas de carga no escoamento. Como mencionado anteriormente, os compressores empregados em refrigeração doméstica utilizam válvulas automáticas que operam de acordo com a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. Idealmente, estas válvulas deveriam abrir instantaneamente assim que a pressão dentro do cilindro atingisse os valores de pressão de sucção ou descarga, e fechar também de forma instantânea no momento em que o pistão alcançasse o ponto morto inferior ou superior. No entanto, a inércia das válvulas impede que isto aconteça.

O ponto de abertura das válvulas é determinado pela força oriunda da diferença entre a pressão no cilindro e nas câmaras de sucção e descarga. Além disso, a presença de óleo entre as superfícies da válvula e do assento produz também uma força, denominada força de colamento, que tende a manter a válvula fechada. A diminuição da área de contato entre a válvula e o assento, através do uso de rebaixos no assento, é geralmente a solução empregada para diminuir a magnitude desta força, embora seja sempre necessária uma área de contato mínima para a vedação da válvula, impedindo o vazamento de gás. Uma outra alternativa é aplicar uma pré-tensão nas palhetas para contrapor a força de colamento. Entretanto, este artifício pode ter um efeito prejudicial sobre o fechamento das válvulas.

Enquanto abertas, o campo de pressão gerado pelo escoamento do gás e a rigidez e a frequência natural da palheta são os responsáveis pela dinâmica das válvulas. Uma palheta com baixa rigidez tende a abrir mais rápido, mas, em compensação, o seu fechamento é mais lento, podendo ocorrer o retorno de massa (refluxo) para dentro do cilindro no momento em que o pistão inverte o movimento. Por outro lado, uma válvula mais rígida pode abrir lentamente, aumentando a perda de carga pela válvula. Em alguns sistemas de descarga é comum o uso de uma palheta secundária com rigidez elevada, permitindo que a válvula principal possua uma rigidez mais baixa. Quanto à frequência natural, um valor mais elevado é sempre desejado, porém esta acaba restringida pela rigidez e por questões de confiabilidade. No caso de sistemas de descarga, o deslocamento máximo da palheta também é limitado, principalmente para impedir que uma abertura excessiva da válvula cause um atraso no fechamento e, por consequência, um refluxo de gás. Na prática, pares de rigidez e frequência natural otimizados devem ser obtidos para cada sistema de válvulas.

As perdas provocadas pelos sistemas de sucção e descarga podem ser analisadas e quantificadas através de um diagrama de pressão média no cilindro versus volume do cilindro

(diagrama $p-V$), como o mostrado na Fig. 1.5. A área total do diagrama, multiplicada pela frequência de operação do compressor, resulta na potência indicada ou potência termodinâmica. As áreas II e III representam as energias gastas nos processos de sucção e descarga, respectivamente, enquanto a área I representa a energia efetiva entregue ao fluido. Valores médios para as potências despendidas nos processos de sucção e descarga ficam na ordem de 8% da potência indicada para os compressores mais modernos.

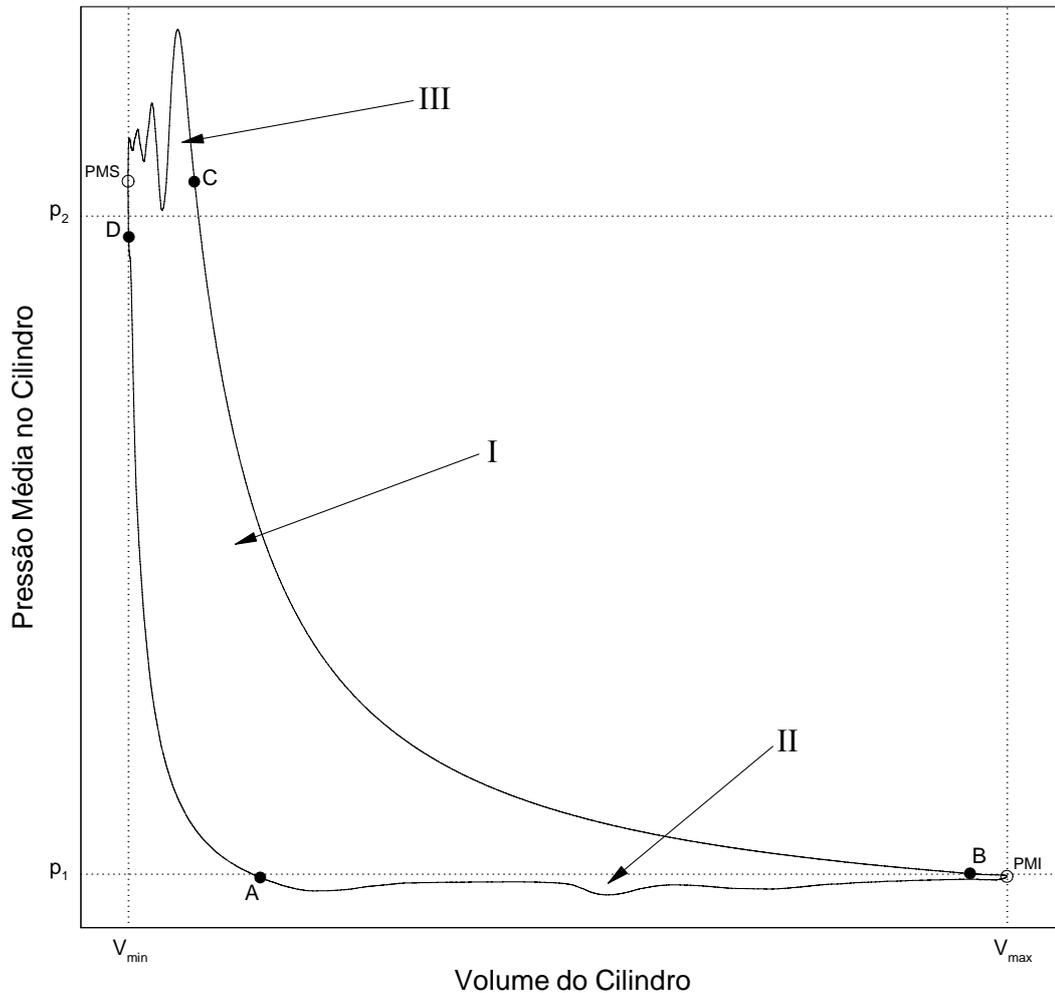


Figura 1.5 - Diagrama pressão-volume ($p-V$). Posições inferior (PMI) e superior (PMS) do pistão. Pontos de abertura (A, C) e fechamento (B, D) das válvulas de sucção e descarga, respectivamente.

Da discussão anterior verifica-se que a eficiência volumétrica e a eficiência isentrópica de um compressor dependem em grande parte do perfeito funcionamento do sistema de sucção e descarga. Em especial, as válvulas devem possuir uma resposta dinâmica adequada, baixa perda de carga e restringir ao máximo o refluxo de gás. Os aumentos da eficiência volumétrica e isentrópica podem trazer tanto uma redução da energia consumida pelos

compressores, quanto uma redução dos custos associados à fabricação deles. Por esta razão, as válvulas são consideradas uma parte chave do projeto.

Em geral, o projeto de válvulas inicia com o estabelecimento de suas especificações, tais como condições de funcionamento. Uma etapa seguinte é o esboço do projeto, no qual é incluída uma seleção de conceitos já existentes e/ou criação de novos. A partir dessa fase começam a ser especificados os detalhes do projeto, relativos às dimensões das válvulas, material de construção e métodos de manufatura. A etapa final consiste na avaliação do novo projeto, com a determinação experimental do desempenho de um protótipo da válvula. Baseados nos resultados desses testes, eventuais modificações no projeto e novos testes são realizados. Este processo pode ser repetido várias vezes.

De forma geral, é possível distinguir cinco tipos de metodologias para o projeto de válvulas:

- Método puramente empírico, onde o projetista se orienta a partir de sua experiência acumulada ao longo dos anos;
- Aplicação de princípios físicos simplificados para o dimensionamento da válvula (previsão da queda de pressão e do tempo de fechamento da válvula, determinação da máxima abertura);
- Reconhecimento da situação física complexa e de que os métodos simplificados não são suficientes. Desenvolvimento de gráficos empíricos e tabelas para o cálculo das principais dimensões;
- Elaboração de uma descrição matemática mais elaborada para o problema, com ênfase, principalmente, na modelagem da dinâmica da válvula;
- Simulação computacional como auxílio ao projeto da válvula.

1.3. Objetivos do Trabalho

O presente trabalho tem por objetivo principal identificar e analisar novos conceitos de sistemas de válvulas para compressores alternativos, visando reduzir as perdas de energia associadas aos processos de sucção e/ou descarga e, conseqüentemente, aumentar o coeficiente de performance.

Julga-se que para o nível de detalhamento requerido para análise destas novas concepções é necessário o desenvolvimento de modelos numéricos capazes de caracterizar com maior fidelidade a dinâmica de um compressor alternativo, principalmente a dinâmica de

válvulas. Para tal, emprega-se a metodologia de volumes finitos na forma implementada no código computacional Fluent (Fluent, 2005), permitindo uma redução no tempo de desenvolvimento do modelo e uma análise mais detalhada das válvulas.

Após a presente introdução, segue uma revisão bibliográfica detalhada sobre o desenvolvimento do sistema de válvulas automáticas nas últimas décadas. No capítulo 3 são apresentados os modelos empregados para a solução da dinâmica das válvulas e os principais aspectos da metodologia adotada para a solução dos mesmos. O Capítulo 4 engloba os modelos de simulação desenvolvidos e discorre sobre algumas das dificuldades em validar a ferramenta através de dados experimentais. No capítulo 5 são analisadas e mapeadas as potências consumidas nos processos de admissão e de descarga em compressores alternativos atuais, indicando as potencialidades de redução do consumo e os meios para alcançar isto. No Capítulo 6 são avaliadas algumas concepções de válvulas, entre elas a utilização de saliências sobre o pistão e o uso de múltiplos orifícios. Finalmente, no capítulo 7 realiza-se uma síntese do trabalho, com a indicação das principais conclusões e, também, sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A descrição matemática completa do funcionamento de um compressor alternativo, incluindo a dinâmica de válvulas, é uma tarefa complexa. Devido a limitações computacionais, as análises de válvulas automáticas realizadas até meados da década de 90 estudaram separadamente o escoamento e a dinâmica de válvulas, empregando geralmente uma geometria simplificada de válvula, representada por um difusor radial com alimentação axial (Fig. 2.1).

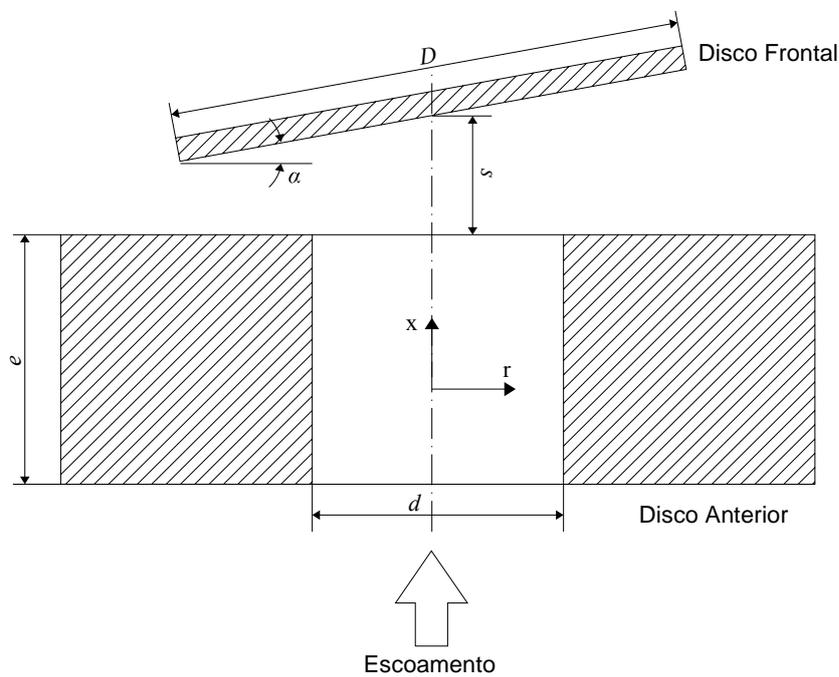


Figura 2.1 - Representação esquemática do difusor radial com alimentação axial.

Para avaliação do desempenho de válvulas, muitos trabalhos fazem uso também do conceito de área efetiva de força, A_{ef} , e área efetiva de escoamento, A_{ee} , como definidas em Schwerzler e Hamilton (1972):

$$A_{ef} = \frac{F_p}{(p_A - p_B)} \quad (2.1)$$

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} A_{ori} \quad (2.2)$$

Na Eq. (2.1), F_p representa a força resultante da distribuição de pressão sobre a palheta, enquanto que p_A e p_B são as pressões a montante e a jusante da válvula, respectivamente. No cálculo da área efetiva de escoamento, conforme a Eq. (2.2), \dot{m}_{real} e \dot{m}_{ideal} são o fluxo de massa real e o fluxo de massa ideal através da válvula, respectivamente. O fluxo de massa real \dot{m}_{real} e a força F_p são obtidos por meio de experimentos ou de simulações numéricas do escoamento através da válvula para vários afastamentos s da palheta. O fluxo de massa ideal \dot{m}_{ideal} , por sua vez, é calculado com referência a um escoamento compressível isentrópico através de um bocal, com área de passagem igual à área do orifício A_{ori} . Assim,

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = p_A A_{\text{ori}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_A}} \sqrt{r^{2/\gamma} - r^{(\gamma+1)/\gamma}} \quad (2.3)$$

onde T_A é a temperatura a montante do fluido e r é a razão entre as pressões a montante e a jusante. Para escoamento subsônico $r = p_B/p_A$, e para escoamento na condição crítica a razão de pressões pode ser calculada por:

$$\frac{p_{\text{crit}}}{p_A} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = r_{\text{crit}} \quad (2.4)$$

Maiores informações sobre áreas efetivas podem ser obtidas em Ussyk (1984) e Matos (2002).

Nas seções a seguir são revisados alguns dos trabalhos mais relevantes ao presente trabalho. Uma revisão mais completa pode ser encontrada em Casanova (2001) e Matos (2002).

2.1. Caracterização do Escoamento em Válvulas

Livesey (1959) resolveu de maneira aproximada, através de uma formulação integral, a equação do movimento na direção radial entre discos paralelos, admitindo um perfil parabólico de velocidade e a condição de escoamento laminar. Concluiu que para este caso em particular, os efeitos de inércia são importantes para a correta caracterização do escoamento em um difusor radial com discos paralelos.

Moller (1963) apresentou uma análise teórica e experimental do escoamento incompressível no difusor com discos paralelos, considerando os regimes laminar e turbulento, e obteve soluções aproximadas para a distribuição de pressão através de uma formulação integral. Concluiu que o número de Reynolds crítico para a transição entre os dois regimes de escoamento, baseado na vazão volumétrica e na posição radial do difusor, é aproximadamente igual a 2000.

Jackson e Symmons (1965) realizaram uma investigação experimental do escoamento em um difusor com discos paralelos, com o objetivo de avaliar diferentes soluções teóricas para a distribuição de pressão sobre o disco frontal. Verificaram que os termos de inércia estimados em todas as análises teóricas eram significativamente menores que aqueles observados experimentalmente. Concluíram que as teorias disponíveis até então não podiam resolver este tipo de situação uma vez que partiam da hipótese de que o escoamento é simétrico.

Raal (1978) resolveu o escoamento laminar incompressível entre discos paralelos pelo método de diferenças finitas para a equação de transporte de vorticidade, sem considerar o efeito da entrada do difusor. Observou a ocorrência da separação do escoamento para números de Reynolds, baseados no afastamento entre discos, superiores a 60.

Piechna e Meier (1986) apresentaram um estudo numérico do escoamento laminar bidimensional em um difusor radial, utilizando a técnica de elementos finitos. Além do regime permanente, o escoamento foi também resolvido para a condição de regime transiente, impondo um movimento periódico para o disco frontal. Os autores observaram uma região de separação do escoamento na entrada do difusor, fortemente afetada pelo movimento do disco.

Ferreira e Driessen (1986) analisaram experimentalmente a influência da variação dos diferentes parâmetros geométricos de difusores radiais (relação de diâmetros D/d , afastamento entre discos s/d , comprimento do orifício de passagem e/d , etc.) sobre os valores de áreas efetivas de força e escoamento, como definidas em Schwerzler e Hamilton (1972). Entre outros aspectos, observaram a ocorrência de áreas efetivas de força negativas em determinadas condições de escoamento e recomendaram palhetas com diâmetros menores para contornar o problema. Uma caracterização da distribuição de pressão sobre o disco frontal em função do afastamento entre os discos foi fornecida pelos autores e é reproduzida na Fig. 2.2.

Tabatabai e Pollard (1987) investigaram experimentalmente o escoamento radial de ar entre dois discos paralelos, com ênfase no decaimento radial da turbulência entre os discos.

Observaram que estruturas turbulentas de grandes escalas persistem no escoamento, argumentando que as mesmas seriam responsáveis pela manutenção da turbulência mesmo sob um processo de laminarização.

Lenz e Cooksey (1994) utilizaram um modelo numérico tridimensional para otimizar a geometria do sistema de descarga de um compressor de pistão rolante, buscando a redução da perda de carga e diminuição do refluxo de gás. Baseados nos campos de velocidade resultantes das simulações, os autores puderam analisar o escoamento e avaliar as áreas onde ocorriam as maiores perdas de carga. Propuseram então alterações geométricas que, segundo avaliação experimental, proporcionaram ganhos de quase 3% na eficiência do compressor.

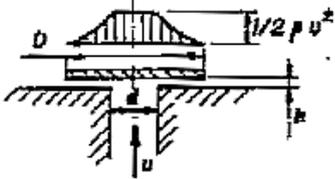
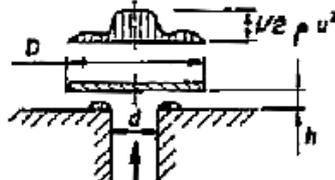
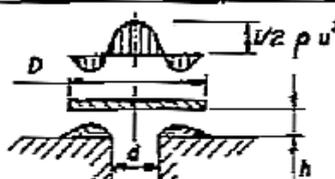
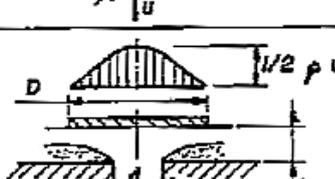
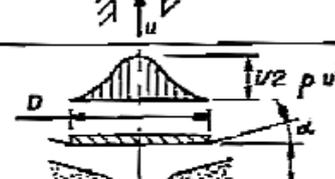
VALVE LIFT	PRESSURE DISTRIBUTION ON VALVE DISC	FLOW CHARACTERIZATION
$h/d < 0.02$		LAMINAR FLOW
$0.02 < h/d < 0.05$		SMALL ANNULAR BUBBLE SEPARATION
$0.05 < h/d < 0.5$		LARGE ANNULAR BUBBLE SEPARATION
$0.5 < h/d < 1.0$		COMPLETE SEPARATION 90° DEFLECTION
$h/d > 1.0$		COMPLETE SEPARATION <90° DEFLECTION

Figura 2.2 - Distribuição de pressão na palheta - reproduzida de Ferreira e Driessen (1986).

Cyklis *et al.* (1994) demonstrou a aplicação da simulação numérica na otimização da geometria de uma válvula de sucção automática de um compressor alternativo. Através de um modelo bidimensional, os autores analisaram as linhas de corrente do escoamento e propuseram alterações na geometria da válvula, obtendo uma configuração com menor perda de carga.

A metodologia dos volumes finitos foi adotada para a solução numérica do problema do difusor radial no trabalho de Possamai (1994), considerando o disco frontal inclinado, para um escoamento laminar, incompressível e isotérmico. Dados experimentais de distribuição de pressão sobre a palheta foram utilizados para validar a metodologia. O autor verificou que a inclinação do disco frontal altera significativamente os campos de pressão e velocidade. Mesmo para pequenas inclinações como $0,1^\circ$, a distribuição de pressão sobre a palheta torna-se altamente assimétrica, sendo esta tanto maior quanto maior for o número de Reynolds e a distância entre os discos. O autor comenta o aparecimento de um momento que tende a alinhar os discos devido à assimetria da distribuição de pressão sobre a palheta.

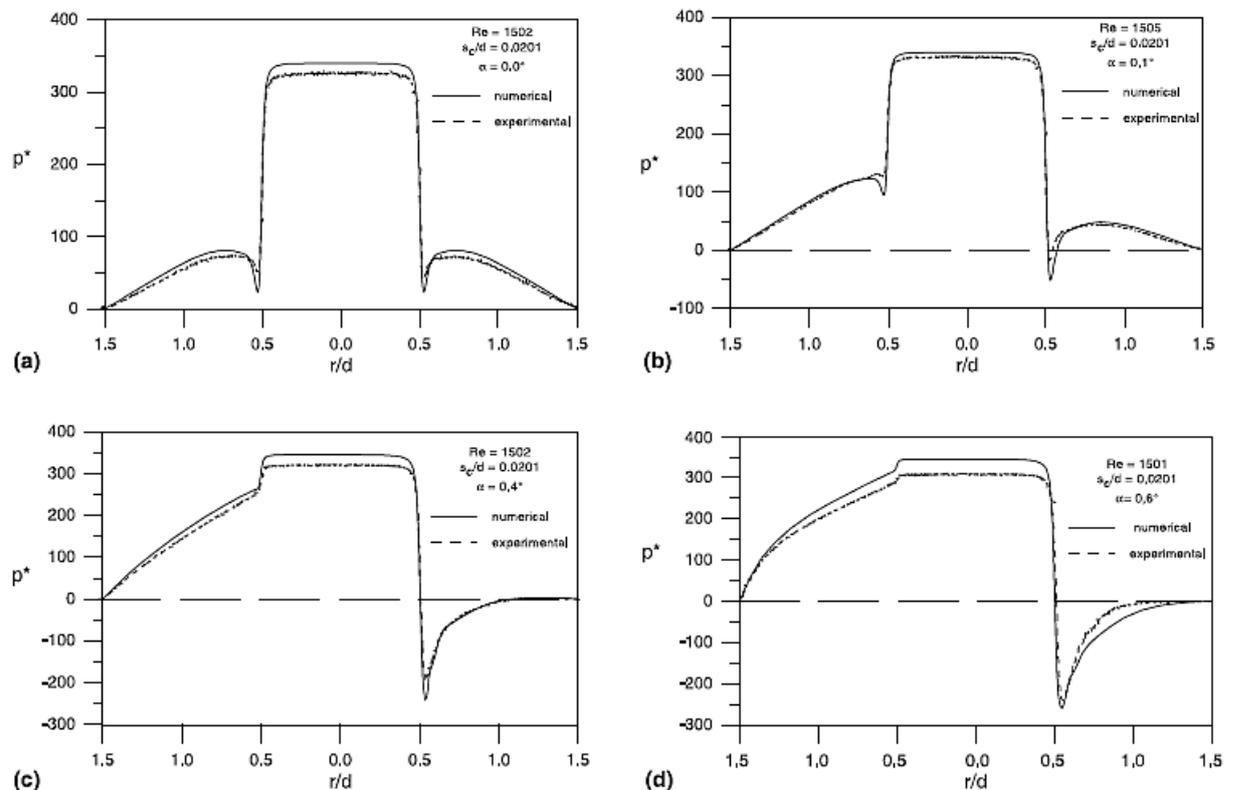


Figura 2.3 - Resultados de distribuição de pressão numéricos e experimentais ao longo da palheta obtidos por Possamai (1994) para diferentes inclinações do disco frontal - reproduzida de Possamai (1994).

Peters e Prata (1995a) analisaram numericamente o problema da instabilidade hidrodinâmica encontradas por Langer (1991). Utilizando técnicas numéricas mais precisas

para a exploração de aspectos transientes do escoamento radial, os autores constataram que a solução numérica é muito sensível a qualquer variação de metodologia numérica. Posteriormente, Peters e Prata (1995b) aplicaram a mesma metodologia numérica para a análise da transferência de calor em difusores radiais. Observaram que esquemas de interpolação mais precisos, tais como o QUICK consistente de Hayase *et al.* (1992), permitem a captura de dois pontos de máximo no número de Nusselt local, como observado experimentalmente por Prata *et al.* (1995).

Deschamps *et al.* (1996) resolveram numericamente o escoamento turbulento em difusores radiais com discos paralelos, utilizando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de Yakhot e Orzag (1986). A comparação entre os resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal com dados experimentais forneceu um indicativo de que o modelo RNG $k-\varepsilon$ pode prever o escoamento com boa precisão, incluindo picos de pressão negativos não detectados por outros modelos de turbulência $k-\varepsilon$ (Deschamps *et al.*, 1988).

Ottitsch (2000) compara os resultados numéricos de áreas efetivas de escoamento obtidas através de um código comercial, com dados de testes em túnel de vento para diferentes tipos de válvulas. A comparação também levou em conta os diferentes modelos de turbulência avaliados, indicando melhores resultados para o modelo RNG $k-\varepsilon$. O autor conclui que os códigos disponíveis naquele momento podiam prever as áreas efetivas de escoamento com um surpreendente grau de exatidão (Tab. 2.1).

Tabela 2.1 - Erros em valores de áreas efetivas de escoamento obtidos numericamente por Ottitsch (2000).

Configurações de Válvula / modelo de turbulência	Erro		
Tipo Palheta		-4,2%	
Tipo Disco – modelo $k-\varepsilon$		-5,2%	
Tipo Disco – modelo RNG $k-\varepsilon$		-2,3%	
Tipo <i>Poppet</i> – modelo $k-\varepsilon$		-9,2%	
Tipo <i>Poppet</i> – modelo RNG $k-\varepsilon$		-0,8%	
Tipo Anel (3 configurações)	-1,2%	+4,0%	-2,0%

Casanova (2001) realizou uma análise do escoamento tridimensional turbulento através da geometria de válvula com palheta inclinada, semelhante àquela empregada por Possamai (1994), e empregando o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de Yakhot e Orzag (1986). Uma atenção especial foi dada à modelação da viscosidade turbulenta, sendo que a expressão do modelo foi alterada para aquela do modelo $k-\varepsilon$ padrão. Os resultados obtidos com esta modificação (Modelo 2) apresentaram uma melhor concordância com os dados experimentais, quando comparados com as previsões do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ de Launder e Sharma (1974) e o próprio modelo RNG $k-\varepsilon$ sem modificação (Modelo 1), como pode ser observado na Fig. 2.4.

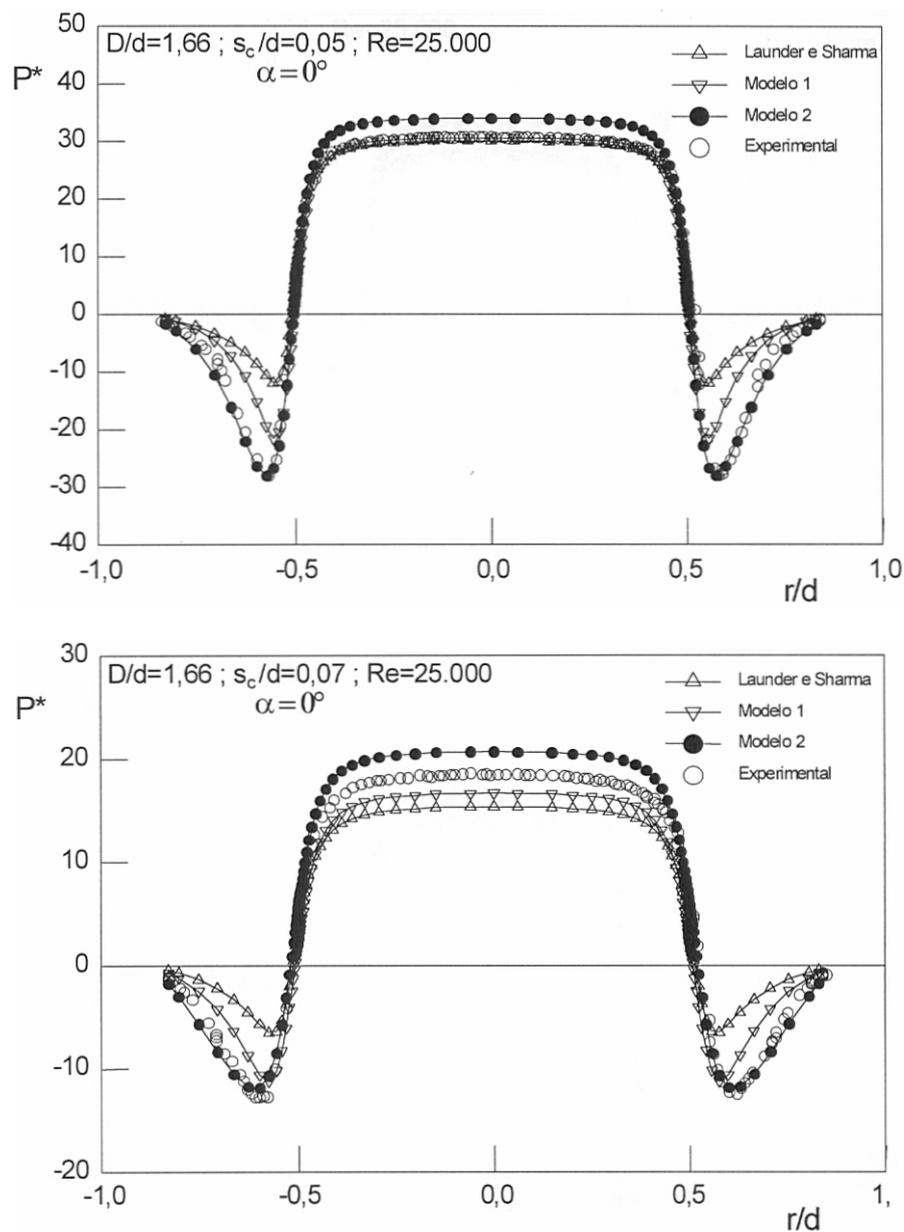


Figura 2.4 - Distribuição de pressão sobre a palheta - reproduzida de Casanova (2001).

2.2. Modelação da Dinâmica de Válvulas

Costagliola (1950) apresentou o primeiro trabalho na área de válvulas, propondo um modelo analítico para o fluxo de massa e movimento de válvulas via a solução de equações diferenciais não-lineares. Contudo, a utilização de métodos gráficos para solução das equações tornou a obtenção de resultados um processo muito laborioso.

Schwerzler e Hamilton (1972) foram um dos primeiros a expor a influência do escoamento sobre a força na palheta e o fluxo de massa através da válvula, na forma de coeficientes de área efetiva de força e de área efetiva de escoamento. Para tanto, os autores desenvolveram um método para aproximar o conjunto formado pela válvula e pela câmara de descarga em um sistema de orifícios em série e paralelo, dando origem a um modelo analítico com resultados satisfatórios.

Trella e Soedel (1974a) desenvolveram um modelo teórico para a análise do comportamento não linear do sistema de descarga de um compressor de ar do tipo alternativo, considerando o regime transiente. O trabalho dos autores pode ser visto como uma extensão dos modelos empregados até então, nos quais o problema era resolvido através de uma formulação quase-estática. O sistema da válvula foi simplificado na forma de um disco circular acoplado a uma mola, posicionado em frente de um orifício também circular, como mostrado na Fig 2.5. O movimento da palheta e o escoamento de fluido pela válvula foram então resolvidos de forma acoplada. Os resultados da metodologia foram apresentados em Trella e Soedel (1974b), com uma comparação com as previsões fornecidas pela formulação quase-estática (Fig. 2.6). A diferença entre os resultados das duas formulações foi evidente, demonstrando a importância dos termos de inércia do escoamento na solução do problema. Embora os autores não tenham tido condições de validar os resultados devido à falta de dados experimentais, comentaram que aspectos similares aos previstos pela metodologia foram encontrados por outros pesquisadores.

Ussyk (1984) desenvolveu um código de simulação numérica do funcionamento de compressores alternativos, baseando-se no trabalho publicado por Soedel (1972), o qual introduz a simulação numérica no contexto dos compressores de deslocamento positivo. No seu modelo, Ussyk (1984) utiliza uma formulação integral para obter as propriedades do fluido refrigerante dentro do cilindro. O fluxo de massa pelas válvulas foi obtido com referência a um escoamento compressível em um bocal convergente-divergente. O cálculo da dinâmica das válvulas supôs que o seu movimento pode ser modelado através de uma superposição dos modos de vibrações livres. Tanto para o cálculo do fluxo de massa quanto

para o da dinâmica de válvulas o autor utilizou áreas efetivas de força e de escoamento, obtidas experimentalmente.

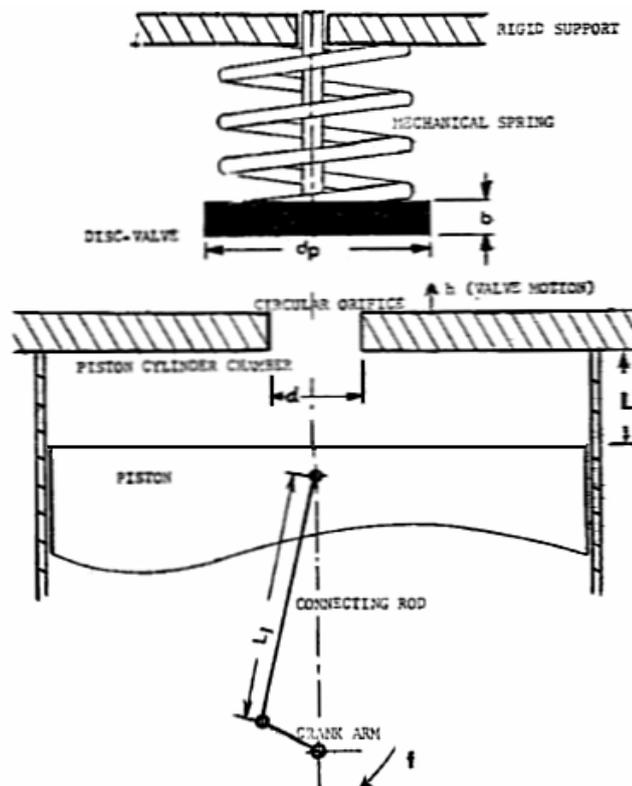


Figura 2.5 - Geometria de válvula simplificada proposta por Trella e Soedel (1974a) para a análise da dinâmica da válvula de descarga - reproduzida de Trella e Soedel (1974a).

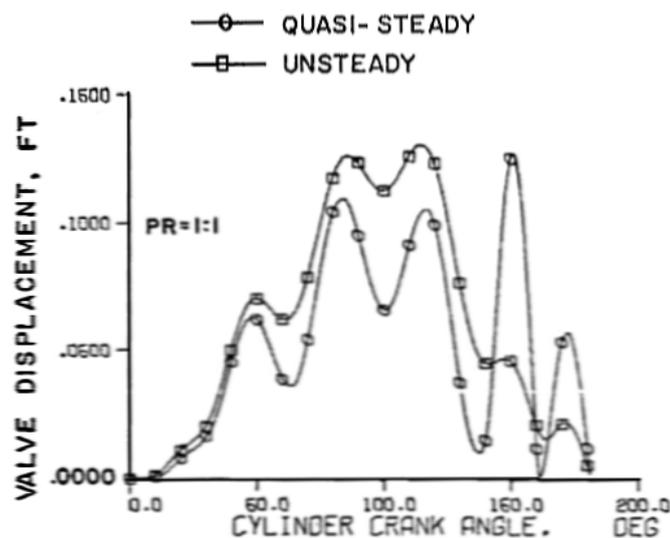


Figura 2.6 - Deslocamentos da válvula previstos pelos modelos quase-estático e transiente reproduzida de Trella e Soedel (1974b).

Ishizawa *et al.* (1987) apresentaram uma análise teórica para o escoamento laminar, transiente e incompressível em um difusor radial, no qual a vazão foi mantida constante e

imposta uma variação temporal do afastamento entre os discos. Resultados numéricos, obtidos através de soluções em série para as equações de Navier-Stokes, foram comparados com dados obtidos em uma bancada experimental e apresentaram uma boa concordância.

Lopes e Prata (1997) desenvolveram uma metodologia numérica de malha móvel para a análise do escoamento em difusores radiais com discos paralelos, resolvendo a dinâmica do disco frontal segundo um modelo com um grau de liberdade. Resultados foram apresentados para a condição de escoamento periódico, imposta por uma variação senoidal da vazão na entrada do orifício de passagem. A metodologia foi validada através dos dados experimentais de Ishizawa *et al.* (1987) e se mostrou promissora para a análise da dinâmica de válvulas tipo palheta.

Matos (2002) analisou numericamente o comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos, modelando a válvula de descarga na presença de efeitos de turbulência e compressibilidade. Para a dinâmica da palheta foi adotado um modelo de um grau de liberdade, enquanto que uma metodologia de volumes finitos foi empregada na obtenção do campo do escoamento através da válvula. Inicialmente o autor utilizou uma geometria axissimétrica para a válvula de descarga, permitindo que o escoamento fosse bidimensional, e em seguida adotou uma formulação tridimensional. Finalmente, o modelo bidimensional foi alterado para incluir a região do cilindro no domínio de solução e a compressibilidade do gás. A maior motivação do trabalho de Matos (2002) foi aprimorar os modelos matemáticos para uma representação mais fiel dos fenômenos físicos envolvidos no funcionamento de compressores de refrigeração. Uma série de resultados foi gerada, ficando demonstrado que a metodologia pode fornecer subsídios valiosos para o projeto de sistemas de válvulas. Resultados de pressão média no cilindro durante o processo de descarga apresentaram mais de um pico de sobrepressão, conforme observado em dados experimentais, mas não previsto por modelos mais simples como o desenvolvido por Ussyk (1984).

2.3. Considerações Finais e Objetivos Específicos

De maneira geral, após a revisão bibliográfica percebe-se a importância da adoção de uma formulação transiente, compressível e acoplada da dinâmica de válvulas para o projeto de válvulas. Também nota-se uma carência de modelos numéricos que considerem o ciclo completo de funcionamento do compressor. Muito disto se deve as limitações computacionais presentes até alguns anos atrás. Nos últimos anos, com o advento de processadores mais potentes e de ferramentas computacionais mais adequadas, as análises em torno destes

sistemas puderam ser aprofundadas e o tempo gasto diminuído. Contudo, o modelamento completo e robusto de compressores alternativos continua em aberto. Talvez um dos trabalhos que mais se aproximaram deste objetivo foi o de Matos (2002), o qual considerou a dinâmica da válvula de descarga e o movimento alternativo do pistão no mesmo modelo, necessitando dos valores de áreas efetivas para modelação do processo de sucção.

Como dito no capítulo de introdução, a soma das potências perdidas na sucção e descarga giram em torno de 8% da potência termodinâmica, isto para compressores alternativos operando em condições típicas de refrigeração doméstica. Em termos absolutos, este percentual equivale de 5 a 10 W. Desta forma, reduções da ordem de 1 W na potência de sucção ou descarga já podem ser consideradas excelentes. Mensurar variações desta magnitude, entretanto, não é simples, tanto do ponto de vista numérico quanto experimental. Assim, para alcançar o objetivo principal do trabalho, julgaram-se necessárias ferramentas numéricas mais rápidas e precisas que as disponíveis até então. Avaliando os pacotes comerciais de computação fluido-dinâmica mais difundidos na área acadêmica e industrial, constata-se que estes são capazes de cumprir tais exigências, servindo como ferramentas numéricas para o trabalho proposto.

Espera-se, portanto, como um dos frutos deste trabalho, uma metodologia numérica de simulação capaz de prever o comportamento qualitativo dos sistemas de sucção e/ou descarga, de forma rápida e robusta, sem a necessidade excessiva de fatores de ajuste ou de dados experimentais.

Neste capítulo são inicialmente apresentadas as equações governantes do escoamento em válvulas de compressores. Em seguida são introduzidos os modelos de turbulência avaliados durante o trabalho, os quais desempenham um papel fundamental no desenvolvimento de um modelo numérico capaz de representar com fidelidade a situação física em estudo. A metodologia dos volumes finitos empregada na solução das equações governantes é então detalhada, com observações sobre as equações discretizadas, os esquemas de interpolação e o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade. Por fim, o modelo matemático para a dinâmica de válvulas e a metodologia de malhas móveis adotados no trabalho são expostos.

3.1. Equações de Conservação

A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica e u_i é a componente de velocidade na direção i .

Para um referencial inercial, a equação de conservação da quantidade de movimento é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) + F_i \quad (3.2)$$

onde p é a pressão, τ_{ij} é o tensor tensão viscosa, e F_i agrupa as forças de corpo atuando sobre o fluido. Para um fluido Newtoniano, τ_{ij} é definido como:

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (3.3)$$

onde μ é a viscosidade molecular. O segundo termo dentro dos colchetes representa o efeito da dilatação volumétrica. A introdução da Eq. (3.3) na Eq. (3.2), origina as equações de

Navier-Stokes.

A equação de conservação da energia, aplicando a Lei de Fourier para modelação de fluxo de calor e desconsiderando a geração de energia interna, pode ser escrita em termos da entalpia total do fluido h como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \rho h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ji}) \quad (3.4)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido.

Para escoamentos compressíveis é necessária ainda uma equação de estado que relacione a massa específica com a pressão e a temperatura. Para um gás ideal:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.5)$$

3.2. Média de Reynolds

Escoamentos turbulentos são caracterizados pela presença de flutuações nos campos de velocidade e, eventualmente, também de propriedades escalares. Tais flutuações são originadas pelo movimento desordenado, com diferentes escalas de tempo e de comprimento, de porções de fluido.

É possível resolver diretamente todo o espectro de escalas da turbulência, um procedimento conhecido como Simulação Numérica Direta (*Direct Numerical Simulation* – DNS). No entanto, a DNS não é viável para problemas práticos de engenharia, envolvendo escoamentos com números de Reynolds elevados, pelo fato do custo computacional requerido para resolver toda a faixa de escalas ser proporcional ao cubo do número de Reynolds.

Mesmo que existissem recursos computacionais suficientes para a simulação numérica direta, o fato é que somente uma parte da solução seria de interesse em situações de engenharia.

O conceito de média temporal introduzido por Reynolds (*Reynolds-averaged Navier-Stokes* – RANS) diz que os valores médios das propriedades analisadas devem ser obtidos em um intervalo de tempo grande o suficiente para que um número significativo de flutuações seja incluído, mas não tão grande a ponto de impedir que detalhes importantes do problema sejam percebidos. Um aspecto importante da média é que diversos escoamentos turbulentos

de interesse são estacionários, e assim, nesses casos a simulação numérica pode ser realizada para um único instante de tempo. De acordo com esta metodologia, uma propriedade qualquer instantânea, ϕ , pode ser escrita como a soma de uma quantidade média, Φ , e uma parcela flutuante, ϕ' , associada à turbulência:

$$\phi = \Phi + \phi' \quad (3.6)$$

Todas as propriedades presentes nas equações de conservação apresentadas anteriormente podem apresentar variações decorrentes da turbulência. Contudo, considera-se que as variações da massa específica ρ , da viscosidade μ e da condutividade térmica k são suficientemente pequenas de tal forma que seus efeitos sobre a turbulência possam ser desprezados. Assim, aplicando o conceito de Média de Reynolds, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia podem ser reescritas como (Versteeg e Malalasekera, 1995):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + F_i \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i \rho H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u'_i h'}) \quad (3.9)$$

Estas equações também são conhecidas como Equações de Reynolds. Na equação da quantidade de movimento acima, Eq. (3.8), a média do produto das flutuações de velocidade $\overline{u'_i u'_j}$ é denominada de tensor de Reynolds, e representa a quantidade de movimento adicional transferida pela turbulência. A modelação deste termo é o objetivo principal dos modelos de turbulência. Neste trabalho, adota-se o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq (1877), o qual pode ser escrito da seguinte forma:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

Em analogia ao que é realizado para a transferência de quantidade de movimento, a contribuição da turbulência no transporte de energia térmica pode ser modelada através de uma condutividade turbulenta:

$$-\overline{\rho u_i' h'} = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T_i}{\partial x_j} + \frac{\partial T_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.11)$$

onde c_p é o calor específico do fluido a pressão constante, μ_t é a viscosidade turbulenta e Pr_t é o número de Prandtl turbulento. De acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), dados experimentais indicam que Pr_t é aproximadamente constante em diversos escoamentos. Usualmente os modelos de simulação numérica para escoamentos turbulentos adotam esta hipótese e assumem valores para Pr_t em torno de 1. No presente trabalho, assume-se que $Pr_t = 0,85$, conforme sugerido em Fluent (2005).

Substituindo as relações (3.10) e (3.11) nas equações de Reynolds, obtém-se então o seguinte sistema de equações, escritos agora para o conceito de viscosidade turbulenta.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + F_i \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i \rho H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.14)$$

Na Eq. (3.13), a viscosidade efetiva, μ_{eff} , é definida como a soma das viscosidades molecular e turbulenta:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.15)$$

A avaliação da viscosidade turbulenta é realizada com o emprego de modelos de turbulência, a serem apresentados nas próximas seções.

3.3. Modelos de Turbulência

Os modelos de turbulência mais difundidos podem ser classificados em Modelos Clássicos e em Simulação de Grandes Escalas. Os Modelos Clássicos baseiam-se no conceito de média temporal introduzido por Reynolds, abordado na seção anterior. A Simulação de Grandes Escalas resolve as maiores escalas da turbulência diretamente e modela as menores através de modelos de sub-malha. Normalmente, os filtros utilizados para separar as pequenas escalas das maiores baseiam-se no próprio refino de malha utilizado, resultando um sistema de equações similar ao obtido com a média de Reynolds..

Na seção seguinte apresentam-se os dois modelos de turbulência empregados neste trabalho para modelar o escoamento turbulento em sistemas de válvulas de compressores alternativos: o modelo RNG $k-\varepsilon$ e o modelo DES. O primeiro baseia-se no conceito de Média de Reynolds. O segundo é um modelo híbrido, relativamente novo, que tenta mesclar as melhores características de cada classe de modelos, e que vem apresentando resultados promissores na solução de vários problemas de engenharia.

A escolha destes dois modelos deu-se após uma avaliação dos principais modelos de turbulência disponíveis pelo código Fluent. Entre eles, destacam-se o modelo $k-\varepsilon$, versões padrão e *Realizable*, o modelo $k-\omega$, versões padrão e SST, o modelo de Spalart-Allmaras, o modelo para as tensões de Reynolds (RSM), além da própria Simulação de Grandes Escalas (LES).

3.3.1. Modelo RNG $k-\varepsilon$

No modelo RNG $k-\varepsilon$, derivado das equações de Navier-Stokes utilizando uma técnica matemática conhecida como Grupos de Renormalização (*Renormalization Group* – RNG) (Yakhot e Orzag, 1986), as equações de transporte para a energia cinética turbulenta k e sua dissipação ε podem ser escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.17)$$

onde a viscosidade efetiva μ_{eff} já foi definida anteriormente na Eq. (3.15).

Nas equações acima, G_k representa a geração de k devido à deformação do escoamento médio e pode ser avaliada, empregando a hipótese de Boussinesq para viscosidade turbulenta, por:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.18)$$

onde $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$, sendo S_{ij} o tensor taxa de deformação, definido por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.19)$$

A modelação da viscosidade turbulenta μ_t pode ser feita na forma tradicional dos modelos k - ε para escoamentos com altos números de Reynolds, como descrito por Casanova (2001):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.20)$$

com $C_\mu = 0,0845$, derivado da teoria dos grupos de renormalização.

Os efeitos de compressibilidade sobre a turbulência são introduzidos através do termo Y_M , o qual pode ser avaliado como proposto por Sarkar e Balakrishnan (1990):

$$Y_M = 2\rho\varepsilon \frac{k}{\gamma RT} \quad (3.21)$$

As quantidades α_k e α_ε são o inverso do número de Prandtl efetivo para k e ε , respectivamente, e para números de Reynolds elevados podem ser aproximados por $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$.

A principal diferença entre os modelos RNG e o k - ε padrão deve-se à presença de um termo adicional na equação de ε , Eq. (3.17), relacionado à taxa de deformação do escoamento e dado por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.22)$$

onde $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4,38$, e $\beta = 0,012$.

Segundo Casanova (2001), o termo R_{ϵ} , seria o responsável pelas melhorias verificadas por ele na previsão de escoamentos com regiões de separação.

Para evitar a solução do escoamento junto a paredes sólidas, reduzindo assim de forma significativa os custos computacionais, utiliza-se um conjunto de funções e fórmulas semi-empíricas, conhecidas como funções-parede, tais como as propostas por Launder e Spalding (1974), amplamente utilizadas em problemas de interesse industrial. Por exemplo, para a componente de velocidade do escoamento médio paralela à parede tem-se:

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.23)$$

onde

$$U^+ \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.24)$$

$$y^+ \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (3.25)$$

Nas equações acima, κ e E são constantes empíricas, com valores iguais a 0,4187 e 9,793, respectivamente. Por outro lado, U_P e k_P correspondem à velocidade e à energia cinética turbulenta em um ponto P adjacente e situado a uma distância y_P da parede.

A lei logarítmica para o perfil de velocidade é reconhecidamente válida para valores entre $30 < y^+ < 300$. Quando o refino de malha nos volumes adjacentes à parede é tal que $y^+ < 11,225$, o código Fluent adota o perfil de velocidade decorrente do transporte de quantidade de movimento exclusivamente pela ação molecular:

$$U^+ \equiv y^+ \quad (3.26)$$

Na avaliação do campo médio de temperatura, aplica-se também uma lei de parede, corrigida para escoamentos compressíveis, e expressa da seguinte forma (Fluent, 2005):

$$T^+ \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} \text{Pr } y^+ + \frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 & \text{se } (y^+ < y_T^+) \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + P \right] + \\ \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} \{ \text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2 \} & \text{se } (y^+ > y_T^+) \end{cases} \quad (3.27)$$

Na expressão acima para a temperatura T_p em um volume adjacente à parede, \dot{q} e T_w são o fluxo de calor e a temperatura na parede, respectivamente. Por outro lado, Pr e Pr_t são os números de Prandtl caracterizando os transportes molecular e turbulento. No presente trabalho, adota-se $\text{Pr}_t = 0,85$. Finalmente, o termo P é avaliado usando a proposta de Jayatilleke (1969):

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007 \text{Pr}_t / \text{Pr}} \right] \quad (3.28)$$

O valor da espessura da subcamada térmica y_T^+ é obtido a partir da intersecção dos perfis linear e logarítmico de temperatura, conforme a Eq. (3.27). Durante o procedimento iterativo de solução das equações governantes do problema, dependendo do valor de y^+ no volume próximo a parede, um dos perfis é aplicado para o computo da temperatura da parede T_w , ou do fluxo de calor \dot{q} , dependendo do tipo de condição de contorno térmica adotada.

Para a solução do escoamento necessita-se também resolver as equações de transporte para energia cinética turbulenta, k , e sua dissipação, ε . Para a energia cinética turbulenta, assume-se que a difusão na parede é nula e que no volume adjacente à parede prevalece a condição de equilíbrio local, onde o termo de produção G_k é igual à taxa de dissipação viscosa ε . Assim, o termo G_k pode ser determinado de

$$G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial n} = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p} \quad (3.29)$$

e ε é computado a partir de

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa y_p} \quad (3.30)$$

De acordo com Orzag *et al.* (1993), os maiores benefícios em se adotar o modelo RNG ao invés do modelo $k-\varepsilon$ padrão na solução de escoamentos turbulentos são: i) melhor precisão na solução de escoamentos com separação e curvatura das linhas de corrente; ii) possibilidade de uso mesmo em regiões com baixos números de Reynolds sem a necessidade de ajustes; iii) estabilidade numérica e iv) melhor taxa de convergência do procedimento iterativo, com um pequeno esforço computacional adicional.

3.3.2. Modelo DES

Com a motivação de simular apenas as grandes escalas dos escoamentos atmosféricos, devido à impossibilidade de resolver todo espectro de escalas, surgiu o modelo de Simulação de Grandes Escalas (*Large Eddy Simulation* - LES). O efeito das pequenas escalas não resolvidas é aproximado pela introdução de um modelo de turbulência simples, denominado modelo de sub-malha (Smagorinsky, 1963).

Devido à necessidade de discretizações espaciais e temporais maiores, a formulação LES requer recursos computacionais elevados para escoamentos com altos números de Reynolds, quando comparado aos modelos RANS. Além disto, as dificuldades associadas ao LES, particularmente nas regiões parietais, levaram ao desenvolvimento de modelos híbridos que tentam combinar os melhores aspectos dos modelos RANS e LES em um só. Entre eles surgiu o modelo DES (*Detached Eddy Simulation*), proposto por Shur *et al.* (1999), que utiliza uma versão do modelo RANS de Spalart-Allmaras (Spalart e Allmaras, 1992) para resolver o escoamento junto às paredes e o modelo LES em regiões onde os efeitos das grandes escalas dominam o escoamento.

No modelo de Spalart-Allmaras (S-A), uma equação de transporte é empregada para a avaliação da viscosidade cinemática turbulenta $\tilde{\nu}$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{\nu}u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2}\rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu \quad (3.31)$$

Na equação anterior, G_ν e Y_ν representam termos de produção e de destruição da viscosidade turbulenta em regiões próximas a paredes. As constantes $\sigma_{\tilde{\nu}}$ e C_{b2} são iguais a 0,667 e 0,622, respectivamente.

No modelo S-A, a variável de transporte $\tilde{\nu}$ é idêntica à viscosidade cinemática

turbulenta ν_t , exceto nas regiões próximas as paredes, onde se correlacionam por

$$\nu_t = \tilde{\nu} f_{\nu t} \quad (3.32)$$

sendo a função de amortecimento viscoso $f_{\nu t}$ dada por

$$f_{\nu t} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{\nu t}^3} \quad (3.33)$$

onde $\chi = \tilde{\nu}/\nu$ e $C_{\nu t}^3 = 7,1$.

Nas paredes, a viscosidade cinemática turbulenta modificada $\tilde{\nu}$ é definida como zero. Quando a malha é fina o suficiente para resolver a subcamada limite viscosa, a tensão cisalhante na parede é obtida da difusão molecular dominante:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.34)$$

Se o refino de malha local não é suficiente para resolver a subcamada limite viscosa, considera-se que o centróide do volume adjacente à parede situa-se na região logarítmica, ou seja:

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln E \left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu} \right) \quad (3.35)$$

onde u é a velocidade paralela a parede, u_τ é a velocidade de fricção ($u_\tau = (\tau_w / \rho)^{1/2}$), y é a distância da parede, κ é a constante de von Kármán (0,4187), e $E = 9,793$.

O modelo S-A utiliza a distância até a parede mais próxima para a definição do valor da escala de comprimento d , o qual desempenha papel fundamental nos níveis de produção e destruição da viscosidade turbulenta. Na formulação DES proposta por Shur *et al.* (1999), a escala de comprimento d é substituída pelo parâmetro \tilde{d} , definido como:

$$\tilde{d} = \min(d, C_{DES} \Delta) \quad (3.36)$$

onde Δ é o maior espaçamento do volume de controle nas direções x , y ou z , ou seja, $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$. A constante empírica C_{DES} tem valor igual a 0,65.

Desta forma, em regiões onde o refino de malha for grosseiro em qualquer direção, o modelo funcionará como um RANS e onde a densidade da malha for fina o suficiente para o LES, um modelo de sub-malha é empregado.

O modelo DES é relativamente recente e vem sendo avaliado por pesquisadores em diferentes aplicações, como pode ser visto em Squires (2004). De forma geral, as previsões do modelo DES vêm se mostrando mais precisas em relação aos modelos RANS, principalmente em escoamentos com grandes regiões de separação. Neste trabalho, o modelo DES foi avaliado em simulações de escoamentos tridimensionais, apresentando melhores estabilidade numérica e taxa de convergência em relação ao modelo RNG $k-\varepsilon$. Por ser em parte um modelo de grandes escalas, o modelo DES não é recomendável para a solução de escoamentos bidimensionais. Maiores informações sobre a comparação entre os modelos DES e RNG $k-\varepsilon$ são dadas na seção 4.4.

3.4. Metodologia de Solução

No presente trabalho, optou-se pela utilização da metodologia dos volumes finitos para solução numérica das equações de conservação e, para este fim, o código computacional Fluent v.6.2.16 (2005) foi empregado. Na metodologia de volumes finitos as equações diferenciais governantes são integradas no espaço e no tempo sobre cada volume de controle formado pela malha computacional, gerando um sistema de equações algébricas. Maiores informações sobre a metodologia podem ser encontradas em Versteeg e Malalasekera (1995) e Maliska (2004).

O código Fluent permite que os sistemas de equações correspondentes às variáveis do escoamento sejam resolvidos pelos métodos segregado ou acoplado. No primeiro, aqui adotado, a linearização das equações é feita através de uma formulação totalmente implícita, utilizando um arranjo de malha co-localizado. O sistema de equações algébricas é resolvido pelo método de Gauss-Seidel em conjunto com um método *Multigrid* (AMG) que acelera a convergência. Maiores detalhes sobre a metodologia são dados nas seções a seguir.

3.4.1. Discretização das Equações

A discretização das equações diferenciais governantes pode ser facilmente demonstrada, considerando a equação de conservação para transporte de uma quantidade genérica ϕ , escrita na forma integral para um volume de controle com dimensão V . A integração da equação de conservação sobre o volume de controle constitui o passo chave no

método dos volumes finitos e o distingue das demais técnicas para a simulação numérica de escoamentos. Assumindo a condição de regime permanente, a aplicação da metodologia pode ser representada da seguinte forma:

$$\oint \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.37)$$

As variáveis em (3.37) são definidas como a seguir:

- ρ - densidade
- \vec{u} - vetor velocidade
- \vec{A} - vetor área
- Γ_ϕ - coeficiente de difusão para ϕ
- $\nabla \phi$ - gradiente de ϕ
- S_ϕ - termo fonte de ϕ por unidade de volume

A Eq. (3.37) representa o balanço líquido da propriedade ϕ em um volume de controle. O lado esquerdo da equação denota a contribuição do transporte advectivo, enquanto o lado direito contém as parcelas devido ao transporte difusivo e à geração, ou destruição, da propriedade ϕ no volume de controle. Considerando fluxos médios nas faces do volume de controle, pode-se escrever uma equação de transporte discretizada para uma propriedade escalar qualquer ϕ :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.38)$$

onde

- N_{faces} - número de faces da célula
- ϕ_f - valor de ϕ transportado pela face f
- $\rho_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$ - fluxo de massa através da face f
- \vec{A}_f - área da face f
- $(\nabla \phi)_n$ - magnitude de $\nabla \phi$ normal à face f
- V - volume da célula

A Eq. (3.38) guarda a variável desconhecida ϕ no centro do volume de controle de cada célula do domínio computacional e pode ser escrita como:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_u \quad (3.39)$$

onde o subscrito nb representa o número de células vizinhas, e a_p e a_{nb} são os coeficientes para ϕ_p e ϕ_{nb} , os quais fornecem uma forma de avaliar a importância relativa dos valores das propriedades nos pontos vizinhos sobre ϕ_p . O número de pontos vizinhos para cada célula depende da topologia da malha, mas é geralmente igual ao número de faces delimitando o volume de controle. Para volumes de controle adjacentes às fronteiras do domínio, a equação discretizada é modificada para incorporar as condições de contorno.

O sistema de equações algébricas resultante é então resolvido para obter os valores de ϕ nos pontos nodais. Qualquer técnica adequada para solução de matrizes pode ser utilizada para isso, mas, no caso particular do código Fluent, o sistema de equações é resolvido através do método de Gauss-Seidel, combinado com um método *Multigrid* para acelerar a convergência do procedimento iterativo. Maiores detalhes sobre a discretização das equações e sobre métodos *Multigrid* podem ser encontrados em Maliska (2004).

Para simulações transientes as equações governantes devem ser discretizadas também no tempo, envolvendo a integração de cada termo das equações diferenciais ao longo de um intervalo de tempo Δt . Adotando-se uma formulação totalmente implícita com precisão temporal de primeira ordem, pode-se escrever a equação discretizada para a variação de ϕ com o tempo na forma:

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad (3.40)$$

onde os sobrescritos $n+1$ e n denotam valores de ϕ nos instantes de tempo seguinte e atual, respectivamente, e a função F incorpora qualquer discretização espacial. Deve ser ressaltado que também é possível utilizar discretizações temporais de ordem superior para aumentar a acurácia da solução numérica. Contudo tal opção não é disponibilizada na versão atual do código Fluent na simulação numérica de problemas com malhas móveis.

3.4.2. Funções de Interpolação

Em um arranjo de malha co-localizado todas as variáveis são avaliadas no centro dos volumes de controle. Entretanto, para a avaliação dos transportes difusivo e advectivo, necessitam-se de estimativas dos valores e das derivadas dessas variáveis também nas faces de cada célula. Para este fim, são realizadas interpolações a partir dos valores conhecidos no centro das células.

Devido às características do escoamento em válvulas do tipo palheta, optou-se neste trabalho pela utilização de funções de interpolação de segunda ordem. Este é um procedimento recomendado para escoamentos complexos, com regiões de recirculação, e em simulações com malhas não estruturadas. Entre os esquemas de maior precisão disponíveis pelo software Fluent estão o *upwind* de segunda ordem (Barth e Jespersen, 1989) e o QUICK (Leonard e Mokhtari, 1990).

As duas funções de interpolação supracitadas foram avaliadas neste trabalho através da simulação do sistema de descarga de um compressor alternativo, considerando efeitos de compressibilidade e de inércia, bem como a presença de transferência de calor. Não foram observadas discrepâncias entre os resultados obtidos, como pode ser verificado pela região do diagrama $p-V$ que denota o processo de descarga, mostrada na Fig. 3.1. Contudo as simulações utilizando funções de interpolação *upwind* de segunda ordem foram, no geral, mais estáveis numericamente.

No esquema *upwind* de segunda ordem o valor de ϕ transportado através da face f é computado a partir de:

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \Delta \vec{s} \quad (3.41)$$

onde ϕ e $\nabla \phi$ são computados no centro da célula a montante, e $\Delta \vec{s}$ é o vetor deslocamento entre o centro e a face da célula. Esta formulação requer a determinação do $\nabla \phi$ em cada célula. O gradiente é computado utilizando o teorema da divergência, o qual é escrito na forma discretizada como:

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} \phi_f \vec{A} \quad (3.42)$$

Sendo os valores na face de ϕ_f determinados pela média de ϕ entre duas células adjacentes a face f .

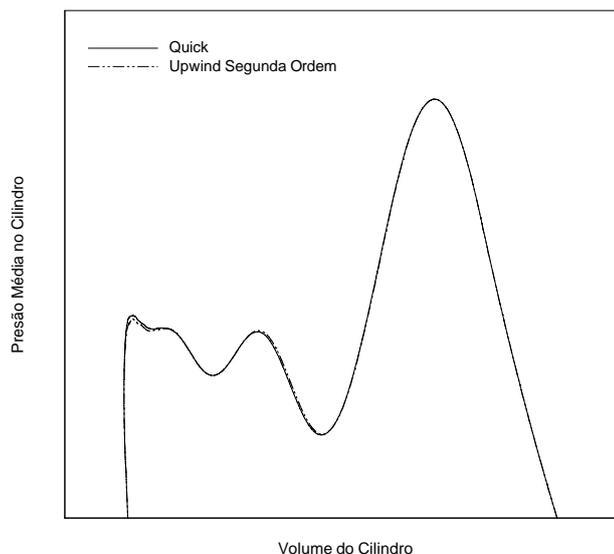


Figura 3.1 - Diagrama p - V : comparação entre esquemas de interpolação.

3.4.3. Acoplamento Pressão-Velocidade

O objetivo dos métodos de acoplamento pressão-velocidade é determinar um campo de pressão que, quando inserido nas equações da conservação da quantidade de movimento, origine um campo de velocidade que satisfaça a equação da conservação da massa.

Entre os métodos de acoplamento mais difundidos destacam-se o SIMPLE, o SIMPLEC e o PISO. É sabido da literatura que para muitos tipos de problemas os dois últimos apresentam taxas de convergência melhores que o primeiro, podendo reduzir o tempo de processamento computacional em até 50%. O algoritmo PISO, em particular, é sugerido para aplicação em problemas transientes, compressíveis, ou em simulações que adotem malhas com grau elevado de distorção. Detalhes sobre esses algoritmos podem ser obtidos em Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (1995).

Para a escolha do algoritmo de acoplamento, simulações foram realizadas e ficou clara a redução do tempo computacional com o uso dos algoritmos SIMPLEC e PISO. Além disso, o algoritmo SIMPLE mostrou-se muito instável numericamente, forçando uma subrelaxação considerável no procedimento iterativo. O algoritmo PISO mostrou um desempenho muito similar ao do algoritmo SIMPLEC e, considerando que este último é bem mais difundido e documentado na literatura, optou-se pelo seu uso na simulação de escoamentos em válvulas.

3.5. Fronteiras Móveis

Para a simulação numérica transiente de compressores alternativos através da metodologia de volumes finitos é necessária a utilização de malhas móveis, uma vez que o domínio computacional encontra-se em constante mudança devido aos movimentos do pistão e das válvulas. A capacidade do código Fluent em simular problemas com malha móveis foi justamente um dos fatores que motivaram a sua escolha para aplicação no presente trabalho.

A seguir são apresentadas as equações para os movimentos do pistão e das válvulas utilizadas nos modelos computacionais aqui desenvolvidos, e também a metodologia de malhas móveis adotado pelo software Fluent.

3.5.1. Mecanismo e movimento de válvulas

Com base na Fig. 3.2 Figura 3.2, e considerando que os movimentos do pistão na direção radial são muito pequenos, pode-se escrever a equação para o movimento alternativo do pistão na direção axial, para um sistema biela-manivela, como:

$$X = X_{\text{pms}} + C_{\text{pms}} - \left\{ \left[C_{\text{mp}}^2 - (C_{\text{me}} \sin \theta - E_{\text{ep}})^2 \right]^{1/2} - C_{\text{me}} \cos \theta \right\} \quad (3.43)$$

onde

- X - distância instantânea entre o cabeçote e o topo do pistão
- X_{pms} - distância entre o cabeçote e o topo do pistão no PMS
- C_{pms} - distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS
- C_{mp} - comprimento da biela
- C_{me} - comprimento da manivela
- E_{ep} - distância entre o eixo da manivela e o eixo do cilindro
- θ - ângulo de manivela = ωt

Detalhes sobre o equacionamento do movimento do pistão podem ser obtidos em Fernandes (1996) e Matos (2002).

Cabe ressaltar que devido à distância entre os eixos do pistão e da manivela, E_{ep} , utilizada para evitar o travamento do sistema, o ponto morto inferior não ocorre exatamente na posição $\theta = 0^\circ$, mas sim alguns poucos graus antes. Além disto, os processos de compressão e expansão acabam tendo durações diferentes, mas, no entanto, esta diferença é menor do que 3 graus do ângulo de manivela.

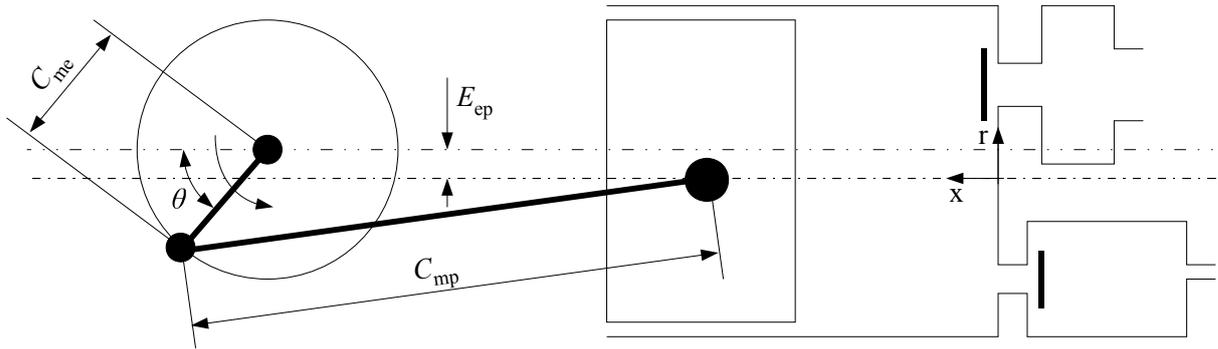


Figura 3.2 - Representação esquemática do mecanismo de acionamento de um compressor alternativo – sistema biela-manivela.

Para descrever a dinâmica das válvulas de sucção e descarga, adotou-se o modelo de um sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade, como descrito em Lopes e Prata (1997). O modelo assume que as válvulas são placas rígidas e seus movimentos ocorrem apenas na direção paralela ao assento. Assim, através da Segunda Lei de Newton, pode-se escrever uma equação para a dinâmica das válvulas da seguinte forma:

$$m_{eq}\ddot{s} + c\dot{s} + ks = F_p + F_o \quad (3.44)$$

onde m_{eq} , c e k são, respectivamente, a massa equivalente, o coeficiente de amortecimento e a constante elástica da palheta. O coeficiente de amortecimento c da válvula é o próprio coeficiente de amortecimento inerente ao material da palheta. Por outro lado, F_p é a força sobre a palheta originada pelo campo de pressão do escoamento, enquanto F_o representa o somatório de outras forças atuando sobre as válvulas, como uma pré-tensão prevista no projeto e a força de colamento decorrente da presença de óleo entre as superfícies do assento e da palheta. As quantidades s , \dot{s} e \ddot{s} são, respectivamente, o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta em relação ao assento.

A massa equivalente da válvula pode ser obtida através da relação para o cálculo da frequência natural de oscilação de um sistema massa-mola não amortecido:

$$m_{eq} = \frac{k}{(2\pi f_n)^2} \quad (3.45)$$

sendo os valores da frequência natural, f_n , e da rigidez, k , da palheta obtidos através de experimentos, códigos de análise estrutural ou, ainda, relações analíticas para vigas engastadas.

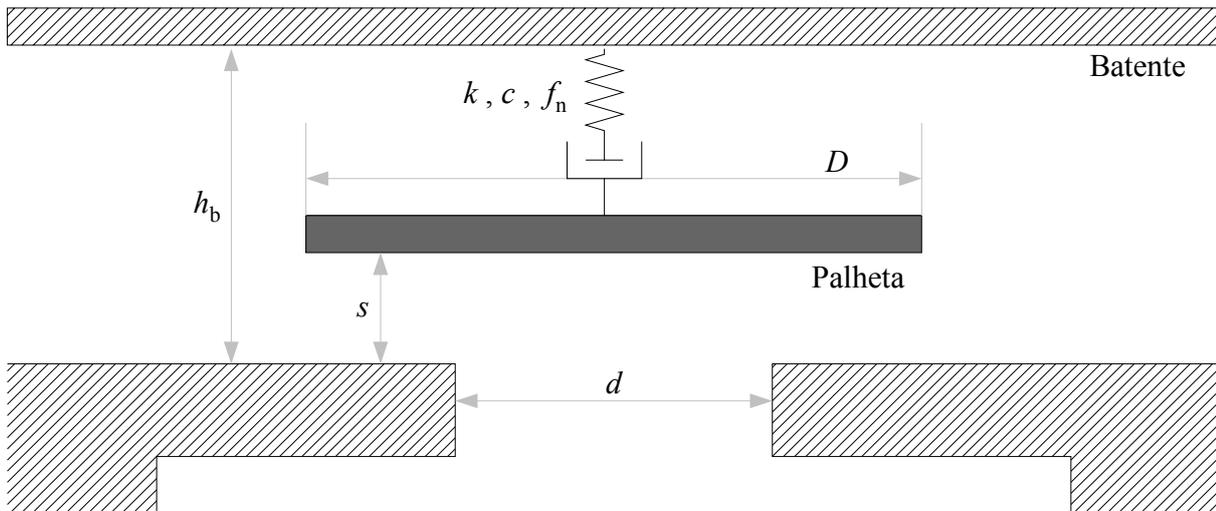


Figura 3.3 - Representação esquemática do sistema massa-mola-amortecimento - sistema de descarga.

Alguns compressores utilizam uma palheta de descarga auxiliar para melhorar a dinâmica da palheta principal, buscando evitar o refluxo de gás pela descarga. De acordo com esta concepção, a partir de um determinado afastamento a válvula principal se junta à secundária, formando um novo sistema com rigidez e massa equivalente maiores. A velocidade desse novo sistema logo após o impacto é calculada com base na conservação da quantidade de movimento linear considerando um choque totalmente elástico. Assim, pode-se escrever que:

$$\dot{s}_1 m_{eq1} = \dot{s}_2 m_{eq2} \tag{3.46}$$

onde os subscritos 1 e 2 representam os instantes de tempo imediatamente antes e após o encontro das válvulas, respectivamente.

A força devido ao campo de pressão, F_p , varia com o tempo, uma vez que depende do escoamento. Para não tornar a simulação da dinâmica das válvulas um processo iterativo, considera-se um intervalo pequeno de tempo para a integração da Eq. (3.44) de tal forma que a força sobre a palheta pode ser considerada constante neste intervalo de tempo.

3.5.2. Metodologia para malhas móveis

A forma integral da equação de conservação de uma propriedade qualquer ϕ sobre um volume de controle arbitrário V , no qual uma de suas fronteiras desloca-se com velocidade \vec{u}_g , pode ser escrita como:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \oint \rho \phi (\bar{u} - \bar{u}_g) \cdot d\bar{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\bar{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.47)$$

O termo com a derivada temporal na Eq. (3.47) pode ser escrito usando uma discretização de primeira ordem no tempo. Assim,

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad (3.48)$$

Entre as metodologias para malhas móveis disponíveis no código Fluent, a mais simples é aquela aplicada a malhas quadrangulares, ou malhas hexaédricas e prismáticas em problemas tridimensionais, e conhecida como modelo de camadas dinâmicas (*Dynamic Layering Mesh Method*). Nesse método, camadas de volumes vizinhos às fronteiras móveis são adicionados ou removidos de acordo com a altura dos volumes de controle adjacentes, sendo também permitido a especificação de uma altura ideal de volume para cada superfície móvel.

Na Fig. 3.4, a camada de volumes adjacente à fronteira móvel (camada j) é dividida ou fundida com a camada i , de acordo com a altura h dos volumes em j .

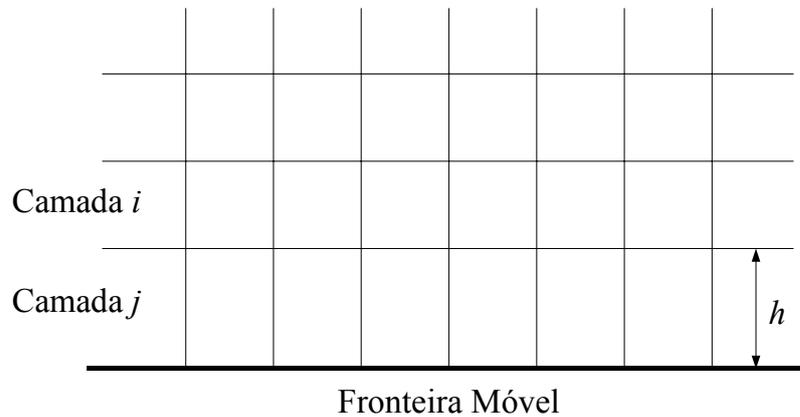


Figura 3.4 - Modelo de camadas dinâmicas.

Se os volumes na camada j estiverem sendo expandidos, a segmentação destes ocorrerá quando

$$h_{\min} > (1 + \alpha_s) h_{\text{ideal}} \quad (3.49)$$

onde h_{\min} é a menor altura dos volumes na camada j , h_{ideal} é a altura ideal dos volumes e α_s é um fator de divisão, igual a 0,4 em todas as simulações realizadas neste trabalho. Quando esta condição é encontrada, os volumes de controle são divididos de maneira que a razão entre os novos volumes seja α_s em qualquer lugar sobre a fronteira móvel.

Se os volumes na camada j estão sendo comprimidos, a união deles acontecerá se:

$$h_{\min} < \alpha_c h_{\text{ideal}} \quad (3.50)$$

onde α_c é um fator de colapso, fixada em 0,04 neste trabalho. Quando esta condição é satisfeita os volumes de controle da camada j são fundidos aos volumes da camada i .

Para a utilização do modelo de camadas dinâmicas em superfícies que não se estendem de uma fronteira a outra do domínio computacional, como no caso das válvulas, é necessário separar as regiões onde ocorrem deformações de malha das demais regiões, através da criação de subdomínios. No código Fluent isto é feito através do uso de interfaces deslizantes, conforme ilustrado na Fig. 3.5, as quais permitem que as localizações dos nós das malhas não sejam idênticas nas interfaces.

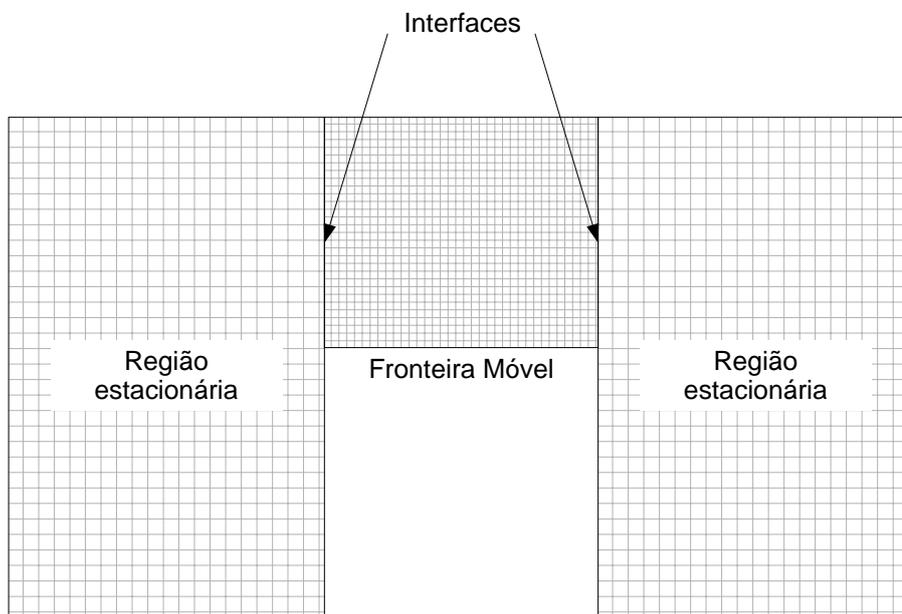


Figura 3.5 - Uso de interfaces em problemas com fronteira móvel.

CAPÍTULO 4 - MODELOS DE SIMULAÇÃO

A maior parte dos modelos numéricos desenvolvidos para simulação de compressores alternativos utiliza formulações integrais para o cálculo das propriedades médias no interior do cilindro. Um exemplo de trabalho nesta linha é o realizado por Ussyk (1984). De maneira geral, os resultados globais fornecidos por essas formulações, tais como a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor, são satisfatórios. Entretanto, análises mais específicas como, por exemplo, sobre a potência consumida nos processos de sucção e descarga, são muito dependentes de fatores de ajuste experimentais ou mesmo numéricos. Recentemente, novas metodologias têm sido desenvolvidas para uma melhor representação física do fenômeno e, desta forma, permitindo reduzir o número de parâmetros de ajuste necessários. Um avanço neste sentido foi o trabalho desenvolvido por Matos (2002).

Para as análises objetivadas neste trabalho, julgou-se que as metodologias numéricas disponíveis eram insuficientes para o nível de detalhamento procurado. Optou-se então pelo desenvolvimento de modelos de simulação do compressor, a partir de um código comercial, visando principalmente obter um nível de detalhamento geométrico mais adequado. Os modelos assim elaborados representam um passo a mais na tentativa de modelar de forma completa o comportamento do compressor. Apesar de algumas limitações ainda presentes, será mostrado que os modelos são de grande valia no entendimento de fenômenos ligados ao escoamento em válvulas de compressores alternativos.

4.1. Modelos Bidimensionais

Embora, a natureza do escoamento em válvulas de compressores seja intrinsecamente tridimensional, a simulação completa de sua geometria exige um esforço computacional elevado. Uma alternativa investigada neste trabalho foi a adoção de uma geometria axissimétrica a fim de permitir uma formulação bidimensional, admitindo-se que os orifícios e as palhetas de sucção e descarga sejam circulares e concêntricos ao cilindro de compressão.

Nos modelos de simulação bidimensionais desenvolvidos neste trabalho estão inclusos tanto o movimento alternativo do pistão quanto o movimento das válvulas. Desta forma, o ciclo completo de funcionamento do compressor pode ser simulado. Os filtros de sucção ou descarga também podem ser incluídos no modelo bidimensional através de uma geometria

simplificada de dutos e câmaras de expansão (Fig. 4.1), como descrito e avaliado em Deschamps *et al.* (2002).

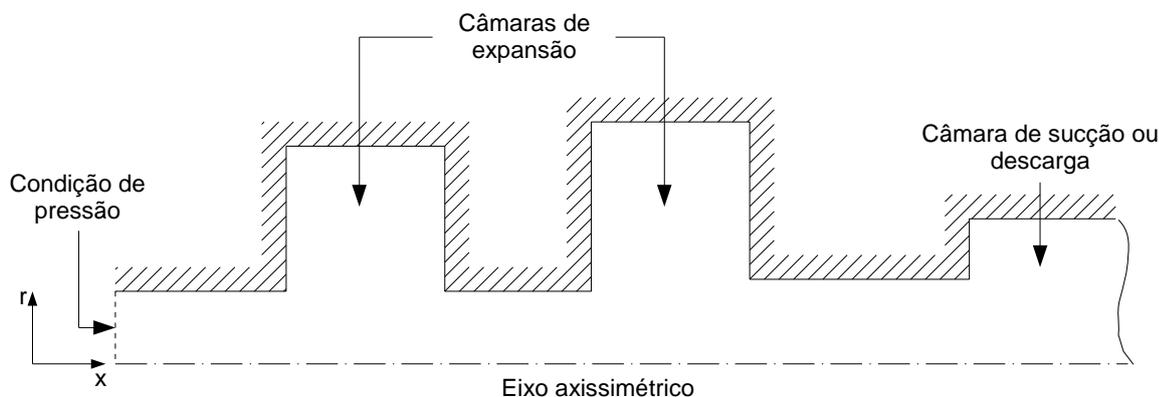


Figura 4.1 – Modelo simplificado para os filtros de sucção e descarga.

Uma das limitações causadas pela formulação axissimétrica é a dificuldade em simular simultaneamente os sistemas de sucção e descarga através da mesma metodologia numérica. Isto ocorre porque, em princípio, ambos os sistemas teriam que ocupar a mesma posição em relação à placa de válvulas, a fim de manter a axissimetria. Uma das análises planejadas busca avaliar cada um dos sistemas de maneira isolada, retirando os efeitos do sistema de sucção sobre o sistema de descarga e vice-versa. Assim, dois modelos axissimétricos foram criados, um para o sistema de sucção e outro para o sistema de descarga, contornando o problema supracitado.

O modelo voltado à simulação do sistema de descarga é representado esquematicamente na Fig. 4.2. Os movimentos do pistão e da palheta de descarga são determinados pelas equações apresentadas na Seção 3.5.2. Condições de contorno são necessárias no eixo de simetria, nas paredes e na saída do gás e, além disto, são empregadas interfaces para permitir o uso de malhas móveis no código computacional.

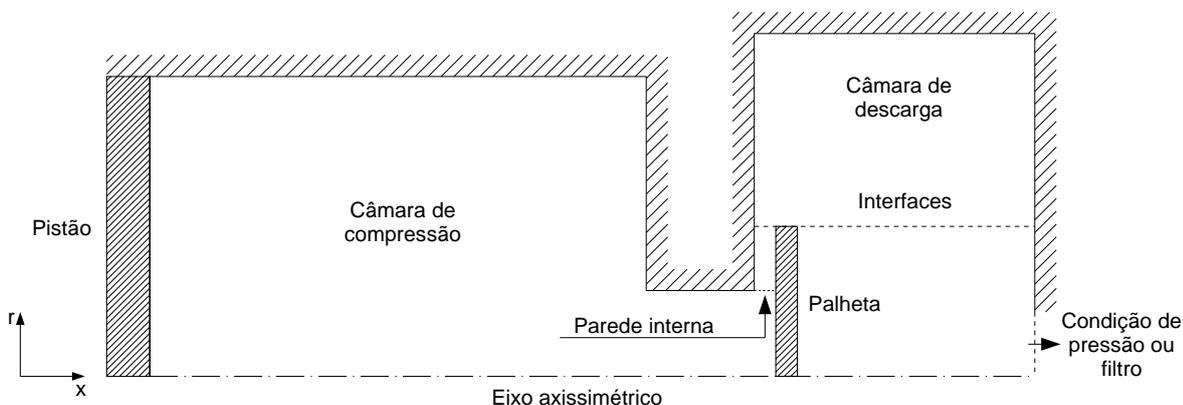


Figura 4.2 - Representação esquemática do modelo 2D - descarga.

No modelo para o sistema de descarga o processo de sucção é simplificado, considerando que a admissão de gás refrigerante é ideal, ou seja, sem irreversibilidades. Isso é feito através da injeção de uma quantidade de massa suficiente para manter a pressão média dentro do cilindro igual ou muito próxima à pressão de evaporação do sistema p_e , durante todo o processo de sucção. Desta maneira o efeito do sistema de sucção sobre o processo de descarga é excluído, já que a temperatura e a pressão média dentro do cilindro são as mesmas no início de cada ciclo de compressão. O procedimento de cálculo deste fluxo mássico inicia-se assim que a pressão média no volume do cilindro atinge a pressão de evaporação, durante a expansão do gás. Ao final de cada avanço no tempo, a massa teórica necessária para manter a pressão dentro do cilindro igual à pressão de evaporação é estimada a partir da equação de estado para gases ideais, Equação (3.5). A diferença entre esta estimativa e a massa dentro do cilindro m_{cil} no instante t , dividida pelo incremento de tempo Δt , define o fluxo de massa \dot{m} necessário para manter a pressão no nível desejado e utilizado como condição de contorno para o instante de tempo seguinte $t + \Delta t$. O exposto acima, traduzido na Equação (4.1), termina quando o pistão alcança o ponto morto inferior (PMI). Neste trabalho, esta injeção de massa se dá com a substituição da condição de contorno de parede do pistão por uma condição de fluxo de massa prescrito, sem alterar o movimento do pistão. Ressalta-se que o mesmo efeito poderia ser também alcançado através da inserção de um termo fonte na equação da conservação de massa dos volumes da região fluida do cilindro.

$$\dot{m}^{t+\Delta t} = \frac{p_e V_{cil}^t M_w / (R \bar{T}^t) - m_{cil}^t}{\Delta t} \quad (4.1)$$

A simulação do processo de sucção emprega um modelo semelhante ao descrito anteriormente, mas, no entanto, a palheta de sucção situa-se agora dentro do cilindro e o filtro de sucção pode ser acoplado à câmara de sucção, como representado na Fig. 4.3. Conforme realizado no modelo anterior, a determinação do processo de descarga do gás é também considerado ideal, desta vez tentando manter a pressão de condensação constante. Desta forma, a Eq. (4.1) pode ser também empregada, substituindo a pressão de evaporação pela pressão de condensação p_c . Neste caso, o processo é iniciado durante a compressão do gás assim que a pressão média no cilindro atinge a pressão de condensação, sendo finalizado quando o pistão alcança o ponto morto superior (PMS).

Para reduzir o tempo computacional de simulação, os avanços no tempo não são constantes. Quando as válvulas estão fechadas, utiliza-se um incremento de tempo máximo, já

que os níveis de velocidade são muito baixos e o problema converge facilmente. O avanço no tempo é reduzido para um valor mínimo momentos antes da abertura das válvulas, através do monitoramento da força resultante sobre elas. Depois de fechadas, o passo no tempo é novamente alterado para o seu valor máximo, mas este processo de transição é feito de forma suave para evitar problemas de convergência da solução. O incremento de tempo é também uma função do modelo de malhas móveis, no qual não é permitido que uma fronteira móvel desloque-se mais que a altura da célula ideal, conforme definida na seção 3.5.2, durante um passo no tempo. Com isto, quanto maior o refino de malha, menor também deverá ser o incremento temporal.

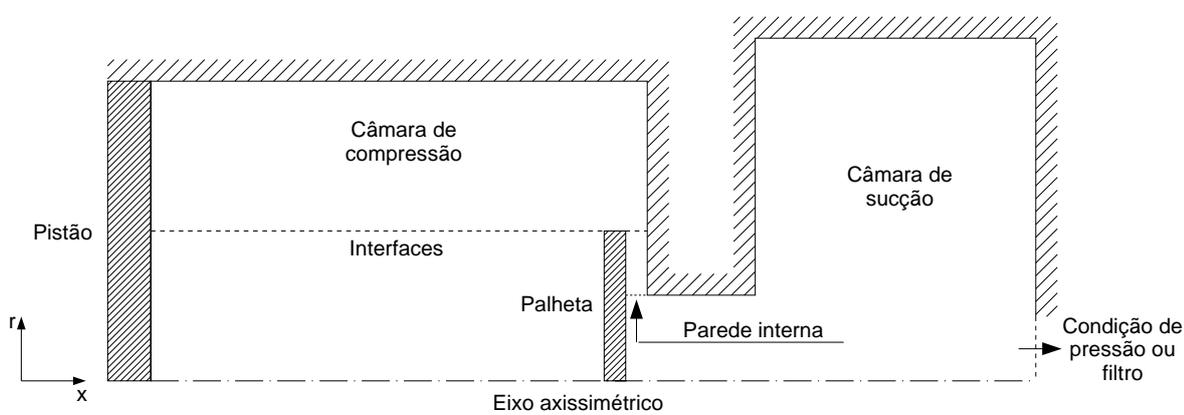


Figura 4.3 - Representação esquemática do modelo 2D - sucção.

Em ambos os modelos, o fechamento das válvulas não ocorre pelo contato da palheta com o assento, mas sim através da introdução de uma parede interna fictícia, indicadas nas Figs. 4.2 e 4.3. Essa parede é eliminada quando as válvulas iniciam o movimento de abertura. Para que o balanço de forças sobre as palhetas seja calculado corretamente quando as válvulas estão fechadas, as paredes internas devem ser posicionadas na posição radial dos orifícios.

No caso do modelo de sucção, o volume morto real do compressor pode ser introduzido na simulação através do ajuste da folga entre o cabeçote do cilindro e o pistão no PMS. Isto não afeta os resultados do modelo de sucção, mas no caso do modelo de descarga deve se ter um cuidado maior. Isto acontece porque a folga é importante na simulação do escoamento durante o processo de descarga, restringindo o escoamento. Por este motivo, o volume morto real é introduzido pela adição de um volume extra na lateral do cilindro.

4.2. Modelos Tridimensionais

Os modelos axissimétricos são suficientes para a análise dos processos de sucção e descarga de forma isolada, fornecendo informações importantes sobre o potencial de ganhos nesses sistemas, como será visto mais a frente. No entanto, a geometria de orifícios e palhetas circulares centrados ao cilindro impede uma análise mais completa do compressor. Desta forma, uma melhoria do modelo passa pela inclusão das geometrias reais das válvulas e dos filtros de sucção e/ou descarga. Isto somente pode ser alcançado com o desenvolvimento de modelos tridimensionais.

Da mesma forma, como no caso dos modelos bidimensionais, a dinâmica das válvulas nos modelos tridimensionais foi limitada a um sistema com apenas um grau de liberdade. A escolha deste modelo de dinâmica das válvulas permite a utilização de malhas hexaédricas ou prismáticas necessárias para o uso da metodologia de camadas dinâmicas (*layering*) disponível nas opções de malhas móveis do código Fluent. Todos os comentários sobre o avanço no tempo, fechamento de válvulas, modelação de sistemas ideais de sucção ou descarga, realizados para os modelos axissimétricos, aplicam-se igualmente aos modelos tridimensionais.

As maiores desvantagens de simulações numéricas tridimensionais são as complexidades adicionadas pelo processo de geração de malha e o aumento do tempo de processamento computacional. A importação de modelos disponíveis em CAD pode diminuir o tempo gasto na confecção da malha. Contudo, as geometrias irregulares geralmente associadas acabam exigindo o uso de malhas não estruturadas, trazendo a necessidade de cuidados especiais principalmente em relação ao fator de forma (*skewness*) dos volumes de controle. A Fig. 4.4 apresenta uma das geometrias tridimensionais simuladas, incluindo os sistemas de sucção e descarga, onde nota-se que a maior parte do domínio computacional é formada por malhas com volumes tetraédricos, com exceção da região do cilindro de compressão e os tubos dos filtros de sucção e de descarga.

Muitas vezes a única solução para a redução do tempo de processamento computacional é a diminuição do refino de malha em detrimento da precisão da solução numérica, o que em certas situações pode não ser aceitável. Neste trabalho, com o auxílio de testes de malhas realizados para o modelo bidimensional, conseguiu-se encontrar o melhor compromisso de malha, considerando custo e precisão, para o modelo tridimensional. Os resultados que permitiram encontrar a malha adequada para o modelo tridimensional são

apresentados na seção seguinte, que aborda justamente a sensibilidade dos modelos em relação aos refinamentos de malha e de tempo.

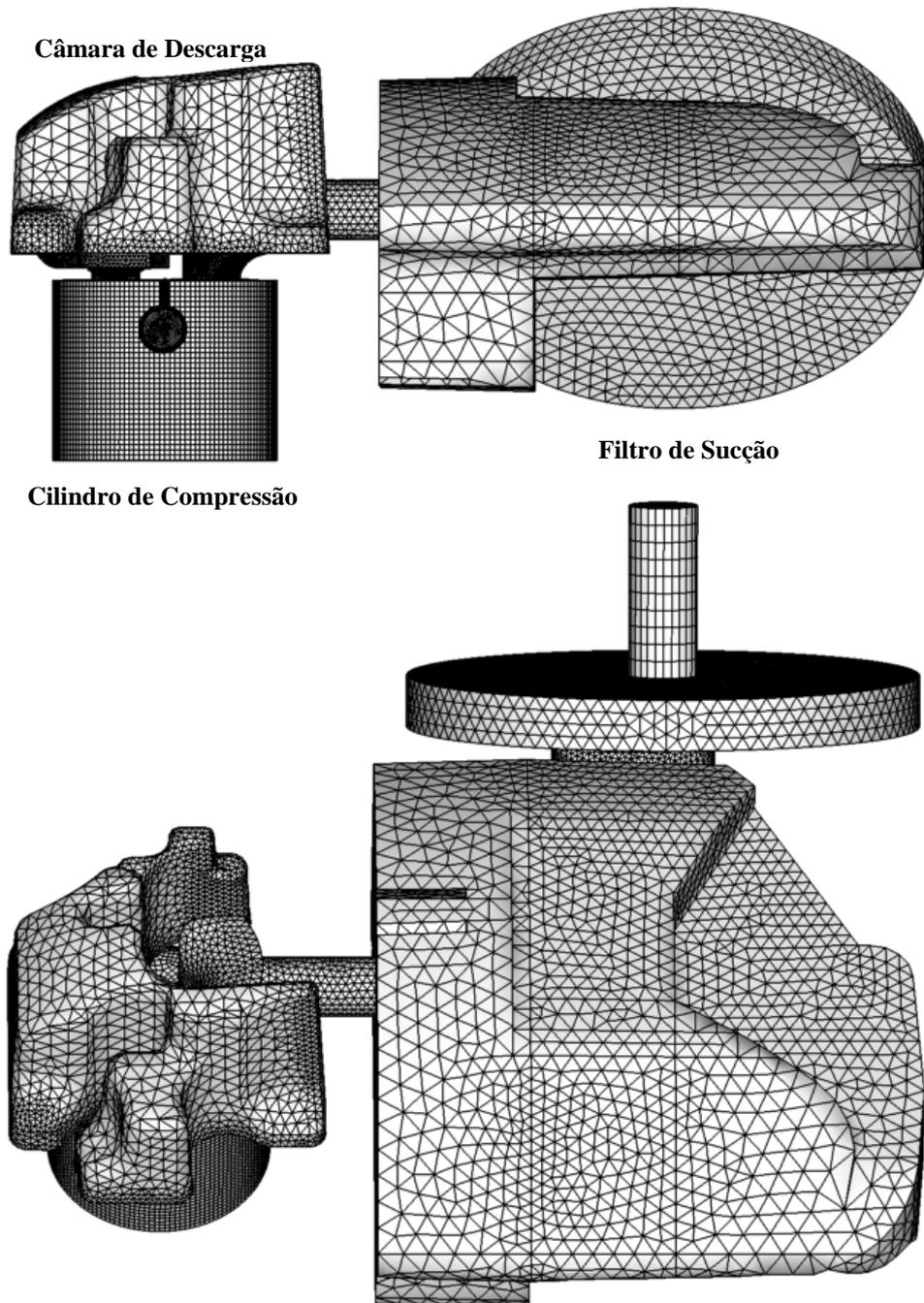


Figura 4.4 - Exemplo de geometria 3D simulada.

4.3. Análise da Discretização Espacial e Temporal

Como representado na Fig. 4.5, para a análise da discretização espacial, as malhas foram geradas estabelecendo-se as alturas mínima (h_{\min}) e máxima (h_{\max}) global dos volumes

de controle, com a variação entre duas camadas de volumes adjacentes dada por um fator de escala (h_j/h_i). A altura mínima é aplicada a todos os volumes de controle adjacentes às paredes do domínio. A altura dos volumes de controle na camada seguinte a esta camada de altura mínima é determinada pelo fator de escala e, assim, sucessivamente até que a altura dos volumes atinja o valor máximo definido. Desta forma, todos os volumes suficientemente afastados das paredes apresentam razão de aspecto igual a 1 e dimensões h_{max} . Na região entre as palhetas e seus assentos a altura mínima é utilizada como a altura ideal para todos os volumes de controle criados durante o movimento das palhetas.

Como explicado na seção anterior, o avanço no tempo é realizado com incrementos variáveis, dependendo das válvulas estarem abertas (avanço mínimo) ou fechadas (avanço máximo). Por conveniência estes avanços são expressos na forma de incrementos do ângulo de manivela.

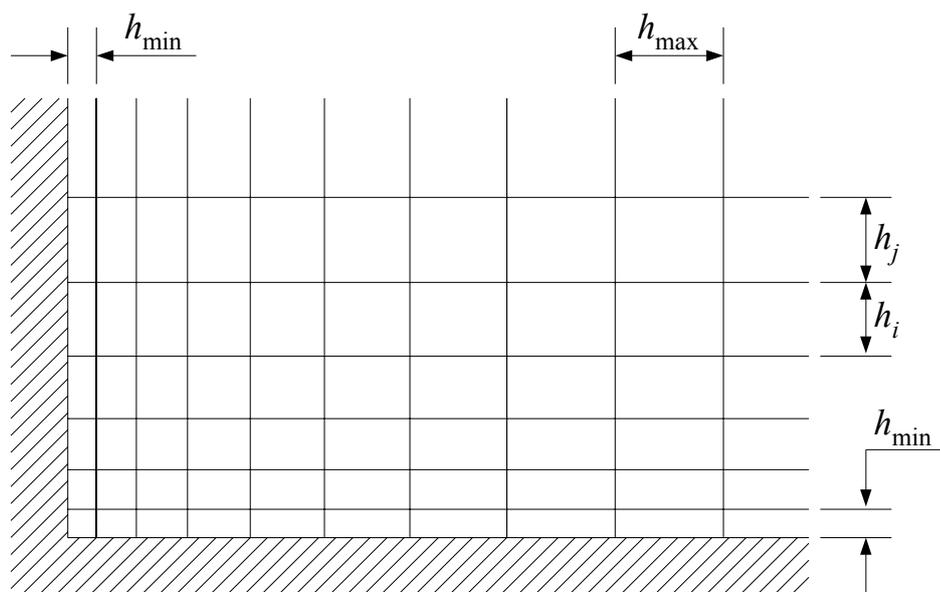


Figura 4.5 - Representação das dimensões de malha.

Para as análises do refino de malha e dos incrementos de tempo optou-se pela simulação do sistema de descarga, já que durante este processo verificam-se os maiores gradientes e magnitudes de velocidade do escoamento. Além disto, por uma questão de economia computacional, todos os testes foram realizados somente para o modelo bidimensional. Em todas estas simulações o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ foi adotado.

Na análise da malha computacional partiu-se de uma discretização grosseira, com alturas mínima e máxima de $50 \mu\text{m}$ e $400 \mu\text{m}$, respectivamente, e fator de escala igual a 1,2. Além desta, outras duas discretizações foram também avaliadas: ambas com altura máxima

dos volumes de controle de 400 μm e fator de crescimento 1,2, mas com alturas mínimas de 20 μm e 10 μm . As informações acima são sintetizadas na Tab. 4.1 e uma visão ampliada na região da válvula de descarga é fornecida para a malha intermediária na Fig. 4.6.

Em todos os testes de malha foi adotado o mesmo incremento temporal no procedimento de solução numérica: avanços mínimo e máximo correspondentes a 0,01 e 0,2 graus do ângulo de manivela. Este foi o incremento no tempo requerido pela malha mais refinada para que a condição imposta pelo modelo de malhas móveis fosse satisfeita. De acordo com esta condição, o movimento relativo entre uma fronteira móvel e a camada de volumes de controles adjacentes a ela, durante um único avanço no tempo, não pode ser maior que a altura destes volumes.

Tabela 4.1 - Discretizações espaciais analisadas.

Discretização	Altura Mínima [μm]	Altura Máxima [μm]	Fator de Escala	Número de Células
Grosseira	50	400	1,2	7887
Intermediária	20	400	1,2	12269
Refinada	10	400	1,2	13343

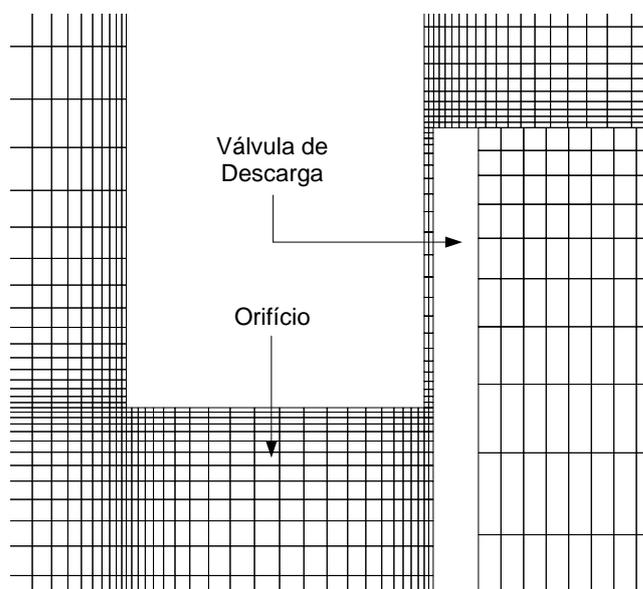


Figura 4.6 - Região da válvula de descarga - modelo axissimétrico - malha intermediária.

Analisando-se os diagramas $p-V$ apresentados na Fig. 4.7, resultantes da simulação de dois compressores com características diferentes, julgou-se satisfatória a discretização

oferecida pela malha intermediária. A utilização do nível intermediário de discretização espacial permite uma redução do tempo computacional de simulação através da utilização de avanços no tempo maiores. No presente caso, o tempo de simulação correspondeu a aproximadamente uma hora de processamento para cada ciclo de compressão em um computador Pentium IV - 3,0 GHz - 32 Bits.

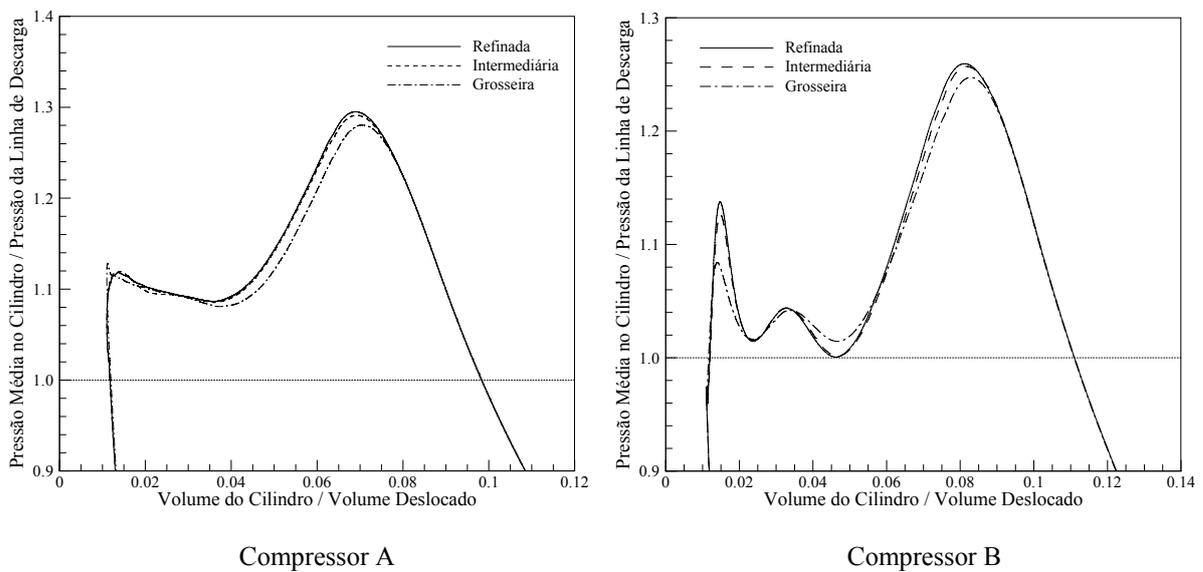


Figura 4.7 - Diagramas $p-V$ para diferentes discretizações de malha.

O refino de malha utilizado nos modelos tridimensionais foi definido em função do tempo de simulação, a fim de mantê-lo em nível compatível com os recursos computacionais disponíveis. Assim, diferentemente da análise feita para os modelos bidimensionais, quando as soluções das diferentes discretizações foram comparadas diretamente, a adequação do refino de malha para os modelos tridimensionais foi avaliada através da comparação de seus resultados com aqueles fornecidos pelo modelo bidimensional com a malha intermediária. Para isto um sistema de descarga de referência A foi modificado, originando um novo sistema de descarga B. Os valores de capacidade de refrigeração, de potência de descarga e de $COPpV$ obtidos para estes dois sistemas adotando as duas formulações (bidimensional e tridimensional) são apresentados na Tab. 4.2.

Os resultados apresentados na Tab. 4.2 mostram que as variações percentuais fornecidas pelos modelos bi e tridimensionais foram muito próximas, indicando a possibilidade de utilização de malhas mais grosseiras nos modelos tridimensionais para a obtenção de tendências. A simulação tridimensional utilizou volumes de controle com alturas mínima e máxima iguais a 0,1 mm e 0,5 mm, e um fator de escala igual a 1,4. Adotando este refino de malha, as geometrias tridimensionais, incluindo os filtros de sucção e descarga,

apresentaram, em média, 300.000 volumes, demandando um tempo de processamento computacional de aproximadamente 1 dia / ciclo, em um computador Pentium IV - 3,0 GHz - 32 bits.

Tabela 4.2 - Comparação entre os modelos bidimensional e tridimensional.

Modelo Numérico	Capacidade [W]	Potência de Descarga [W]	COP_{pV}
Descarga A – 2D	216,1	3,7	2,47
Descarga A – 3D	214,4	3,7	2,46
Descarga B – 2D	206,9 (-4,3%)	2,5 (-32,4%)	2,50 (1,2%)
Descarga B – 3D	203,1 (-5,3%)	2,5 (-32,4%)	2,49 (1,2%)

Definida a discretização espacial, procedeu-se então uma análise da discretização temporal, onde foram avaliados através de simulações bidimensionais 3 pares de incremento de tempo, apresentados na Tab. 4.3. Os diagramas $p-V$ resultantes destes testes são apresentados na Fig. 4.8. Como se pode perceber, os resultados do modelo praticamente não foram sensíveis à variação do incremento temporal. Entretanto, para o maior avanço no tempo (discretização C), o modelo apresentou problemas de convergência durante as simulações. Além disto, em algumas simulações, o deslocamento da válvula entre dois instantes de tempo ultrapassou o limite imposto pelo modelo de malhas móveis utilizado, impedindo a simulação completa do ciclo. Com isso, e baseado nos resultados, optou-se pela discretização temporal B como padrão para as demais simulações realizadas neste trabalho.

Tabela 4.3 - Discretizações temporais analisadas.

Discretização	Avanço Mínimo		Avanço Máximo	
	[graus]	[s]	[graus]	[s]
A	0,01	$4,6 \times 10^{-7}$	0,2	$9,2 \times 10^{-6}$
B	0,05	$2,3 \times 10^{-6}$	0,5	$2,3 \times 10^{-5}$
C	0,10	$4,6 \times 10^{-6}$	1,0	$4,6 \times 10^{-5}$

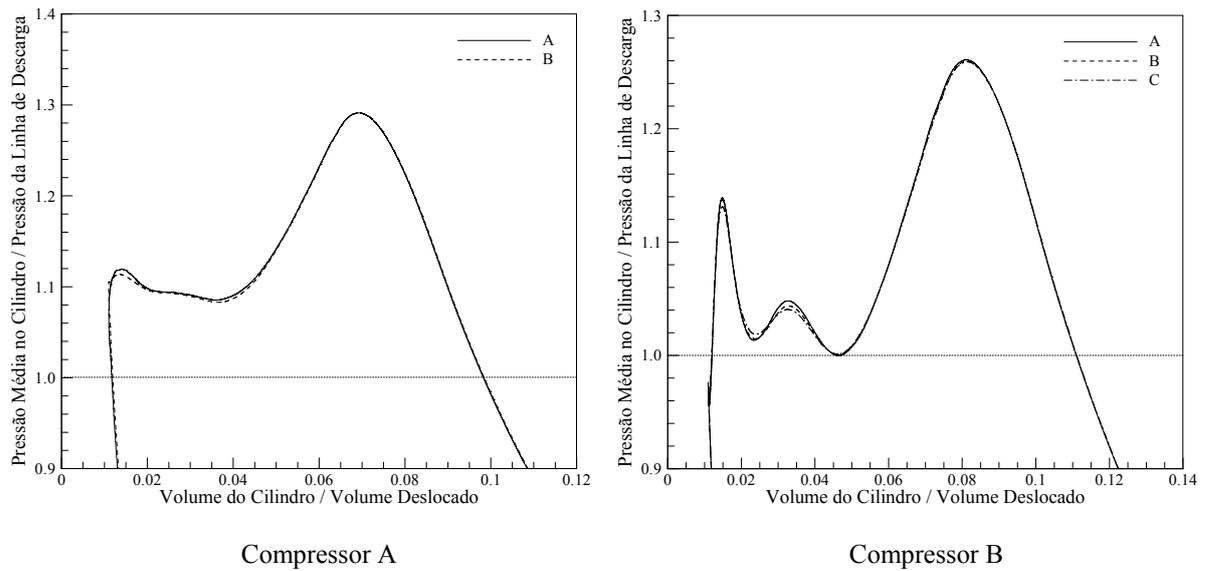
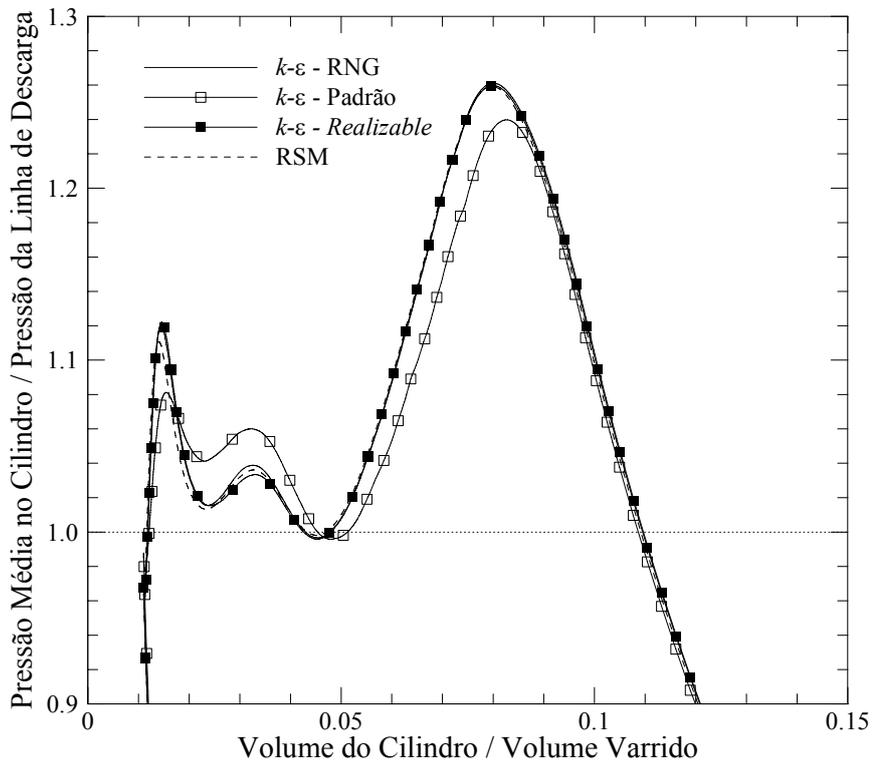


Figura 4.8 - Diagramas p - V para diferentes discretizações temporais.

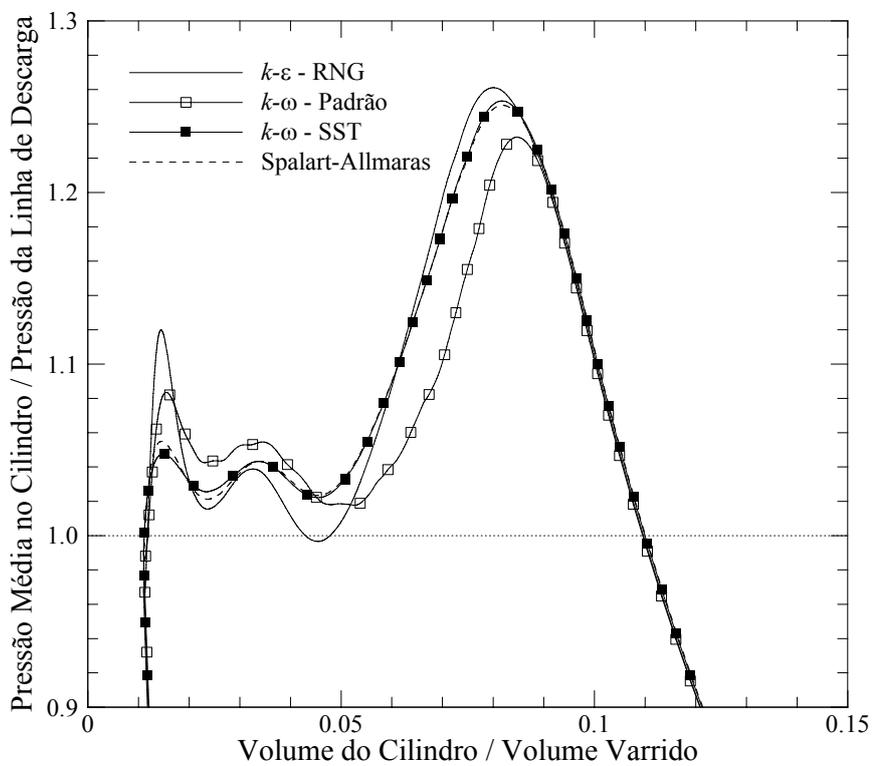
4.4. Efeito da Modelação da Turbulência

Dentre os modelos de turbulência disponíveis no código Fluent, com exceção dos modelos DES e LES, os quais não são apropriados a problemas bidimensionais, todos os demais foram avaliados em termos de precisão, estabilidade numérica e custo computacional, empregando-se para isso o modelo bidimensional do sistema de descarga. Para as simulações com os modelos k - ε e RSM, empregaram-se as funções-parede padrão apresentadas na seção 3.3.1 para o modelo RNG k - ε .

Conforme mostra a Fig. 4.9, os modelos RNG k - ε , *Realizable* k - ε , e RSM apresentaram resultados muito semelhantes. Dos modelos que empregam o conceito de média de Reynolds, o modelo RSM é o com maior potencial em prever corretamente escoamentos complexos, uma vez que não emprega a hipótese de isotropia para a difusão turbulenta, descrevendo também de forma exata os efeitos de curvatura do escoamento. Por outro lado, por incluir um número maior de equações de transporte em relação aos modelos k - ε , o seu custo computacional é em torno de 50% maior. Assim, considerando os resultados apresentados na Fig. 4.9, conclui-se que não há justificativa para o emprego do modelo RSM neste trabalho. Por ter apresentado resultados muito próximos ao modelo RSM, e por ser mais difundido e documentado que o modelo k - ε *Realizable*, principalmente em simulações de difusores radiais, o modelo RNG k - ε tornou-se a escolha natural para as análises envolvendo os modelos axissimétricos.



(a)



(b)

Figura 4.9 - Diagramas $p-V$ - Comparação dos modelos de turbulência.

No caso dos modelos tridimensionais, foram testados os modelos RNG $k-\varepsilon$ e DES, não sendo observadas diferenças em termos de resultados globais, tais como potência, capacidade e COP_pV . No entanto, em muitos casos o modelo RNG $k-\varepsilon$ apresentou problemas de convergência, necessitando de fatores de subrelaxação menores e que aumentaram o tempo de processamento computacional em até 50%. Diante disso, o modelo de turbulência DES foi selecionado para todas as demais simulações tridimensionais do trabalho.

Para o modelo RNG $k-\varepsilon$, são disponibilizadas além das funções-parede padrões, apresentadas na seção 3.3.1, funções-parede de não equilíbrio e um modelo de tratamento de parede aprimorado (Kim e Choudhury, 1995, Kader, 1981). As funções-parede padrões são adequadas para escoamentos com elevado número de Reynolds e condição de equilíbrio local. As funções-parede de não-equilíbrio podem ser aplicadas a escoamentos sob a ação de efeitos dos gradientes adversos de pressão. Por fim, o tratamento de parede aprimorado permite que o centróide da célula adjacente à parede esteja localizado em qualquer posição da região da parede: subcamada limite viscosa, região de amortecimento e região logarítmica.

Os diagramas $p-V$ (Fig. 4.10), oriundos das simulações numéricas, não revelaram diferenças significativas entre as diferentes formulações de funções-parede testadas. Além disso, as regiões de separação e as distribuições de pressão sobre a palheta, previstas pelos modelos em diferentes posições de abertura da válvula, foram praticamente idênticas, como pode ser visto nas Figs. 4.11 e 4.12, respectivamente. Contudo, o tratamento de parede aprimorado originou problemas de estabilidade numérica, necessitando fatores de subrelaxação menores e, por conseqüência, um número maior de iterações para a convergência. Diante desses resultados, as funções-parede padrões foram escolhidas para o modelamento das paredes sólidas.

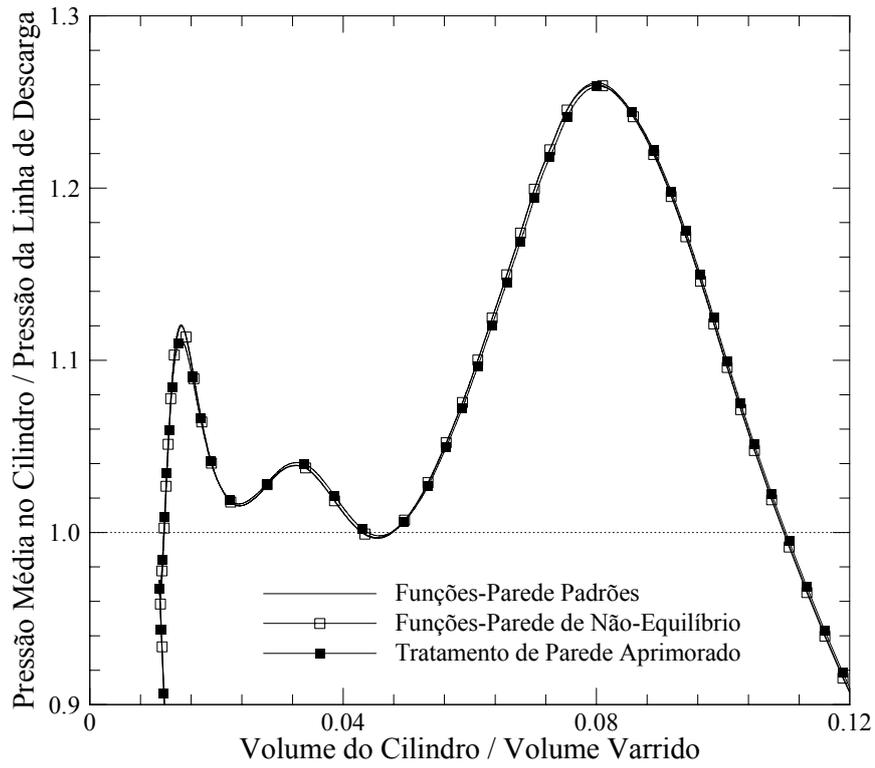


Figura 4.10 - Diagramas $p-V$ para diferentes funções-parede.

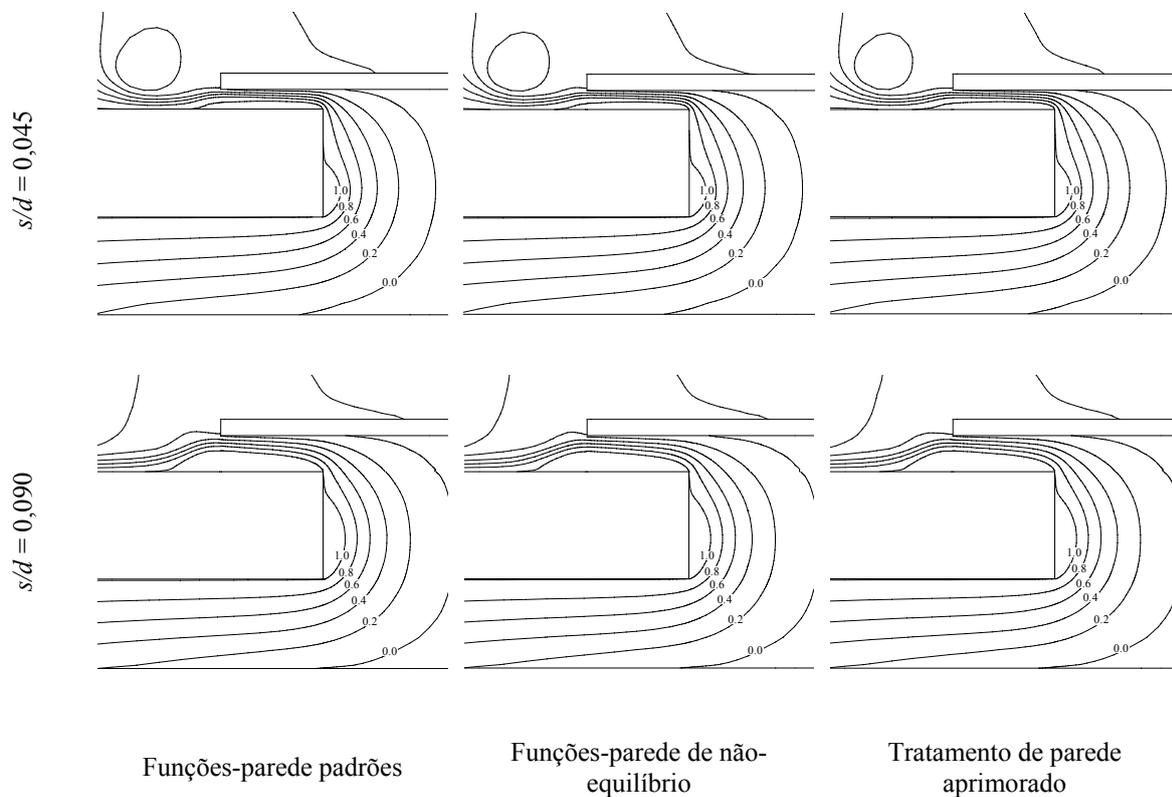


Figura 4.11 - Linhas de corrente para diferentes tratamentos de parede e afastamentos da palheta.

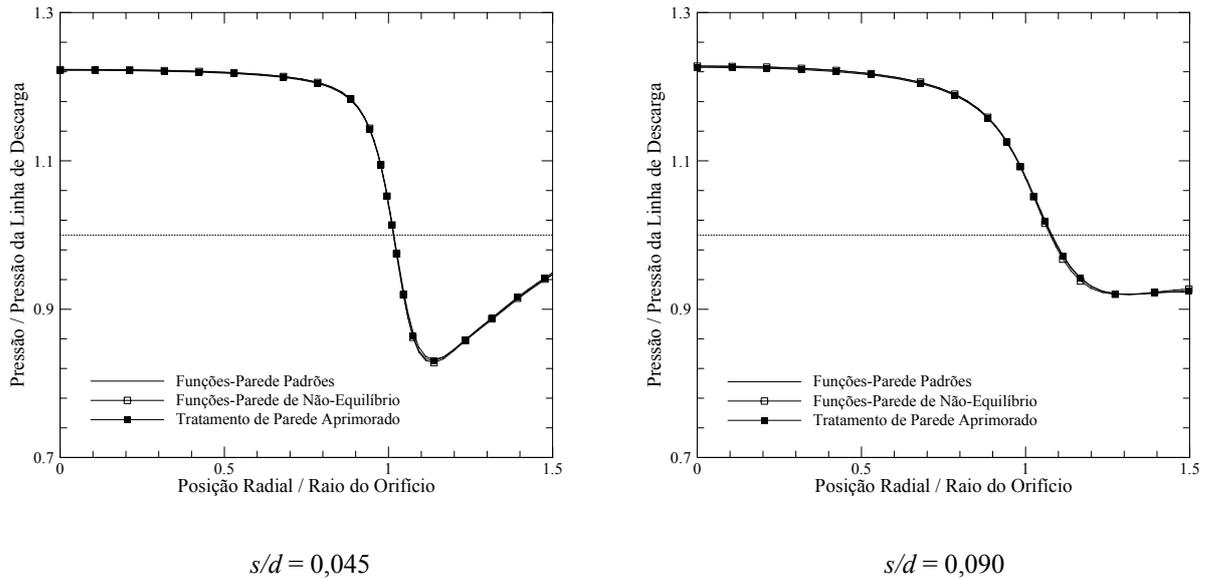


Figura 4.12 - Distribuições de pressão sobre a palheta para diferentes tratamentos de parede e afastamentos da palheta.

4.5. Validação Numérica

Uma etapa importante, senão essencial, da modelação de escoamentos é a validação dos resultados numéricos. No presente trabalho, a validação foi realizada através de médias de dados experimentais de diagrama $p-V$, obtidos em testes calorimétricos sob condições de operação bem definidas, fornecidos pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO). Como já dito, o foco de interesse das simulações numéricas é analisar termodinamicamente os sistemas de sucção e descarga. Por esta razão, o modelo numérico foi validado experimentalmente através de dados de potências consumidas por esses sistemas e que podem ser avaliadas dos diagramas $p-V$.

Devido às simplificações adotadas para a simulação numérica e também a incertezas de medição, é natural esperar certa discrepância entre resultados numéricos e experimentais. Observando os processos que compõem o diagrama $p-V$ de um compressor, percebe-se que geralmente as diferenças entre os resultados numérico e experimental para as curvas de compressão e expansão são muito pequenas. Naturalmente, para que isto ocorra, é necessário que o volume morto no modelo numérico seja ajustado ao do compressor. Além disso, um outro aspecto interessante é que a soma das potências consumidas nas válvulas durante a admissão e a descarga não chega a 10% da potência indicada. Assim, diferenças entre os resultados numérico e experimental para as válvulas terão um impacto reduzido nos resultados de potência e capacidade do compressor.

A obtenção numérica do diagrama p - V é feita simplesmente através do monitoramento simultâneo da pressão média e do volume do cilindro. Entretanto, o levantamento experimental do diagrama requer mais cuidados. Por exemplo, para o alojamento de um transdutor de pressão dentro do cilindro seria necessário um dispositivo extremamente pequeno, devido às dimensões geométricas reduzidas dos compressores usados em refrigeração doméstica. Como não existem dispositivos dessa magnitude, é necessário alojar o transdutor de pressão no bloco do cilindro e interligá-lo ao cilindro através de um canal, com dimensões da ordem de 1 mm de diâmetro e 5 mm de comprimento. Assim, a pressão medida experimentalmente acaba não representando necessariamente a pressão média no interior do cilindro, principalmente durante o processo de descarga, quando o canal pode ser obstruído pelo pistão.

Com o objetivo de verificar a questão exposta acima, simulações numéricas tridimensionais do compressor foram realizadas com a inclusão do canal do transdutor para a tomada de pressão. A Fig. 4.13 compara esquematicamente a geometria real e a geometria modelada. Devido às tolerâncias no processo de fabricação das peças, a distância nominal entre a placa de válvulas e o pistão no ponto morto superior, denominada como altura de câmara, só é conseguida através da inserção de juntas durante a montagem dos compressores. Essas juntas possuem espessuras da ordem de 250 μm , enquanto que as alturas de câmara nominais ficam em torno de 60 μm . Isso faz com que o canal do transdutor de pressão não esteja em contato direto com a câmara de compressão durante parte do processo de descarga, mas sim com a folga pistão-cilindro, que é da ordem de 8 μm . Numericamente é complicado e dispendioso computacionalmente a simulação do escoamento na folga pistão-cilindro. Assim, no modelo numérico, o canal que comunica o transdutor ao cilindro de compressão foi posicionado mais acima na geometria, visto que do contrário o canal seria totalmente tampado pelo pistão durante parte do processo de compressão, impedindo a medição da pressão no interior do cilindro. Outro aspecto importante é que, devido à presença de óleo lubrificante no sistema, é difícil afirmar se este canal estaria ou não preenchido por óleo durante as medições experimentais. Nas simulações numéricas, entretanto, despreza-se a presença do óleo e considera-se somente o gás refrigerante.

Na Fig. 4.14 são apresentados resultados para a pressão média na superfície do pistão, no volume do cilindro, na parede do transdutor e no centro da placa de válvulas, tanto para o processo de descarga quanto para o processo de sucção, além dos próprios resultados experimentais. Observa-se que o resultado para a pressão sobre a superfície do transdutor é a

que possui o comportamento mais distinto, principalmente durante o processo de descarga e o início do processo de expansão. Durante o restante do processo as discrepâncias entre os valores obtidos de acordo com as diferentes formas de avaliação foram bem menores. Porém, durante o processo de descarga, o resultado de pressão média no transdutor apresentou uma concordância maior com o resultado experimental, indicando que o canal do transdutor pode influenciar significativamente os resultados. Assim, outra forma de medição experimental deveria ser considerada para a avaliação da pressão média do gás no cilindro como, por exemplo, instalando a tomada do transdutor de pressão no centro da placa de válvulas.

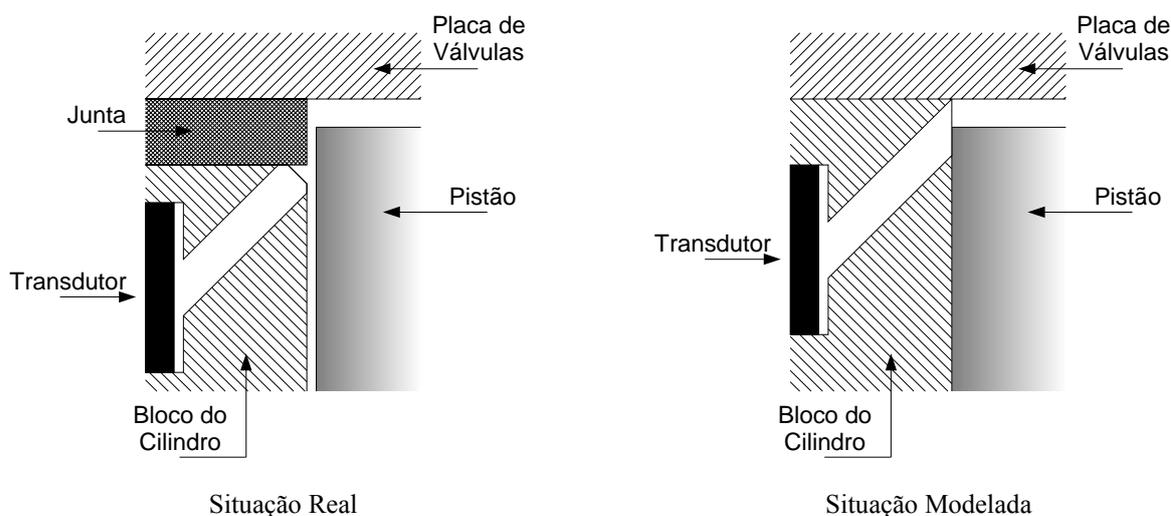
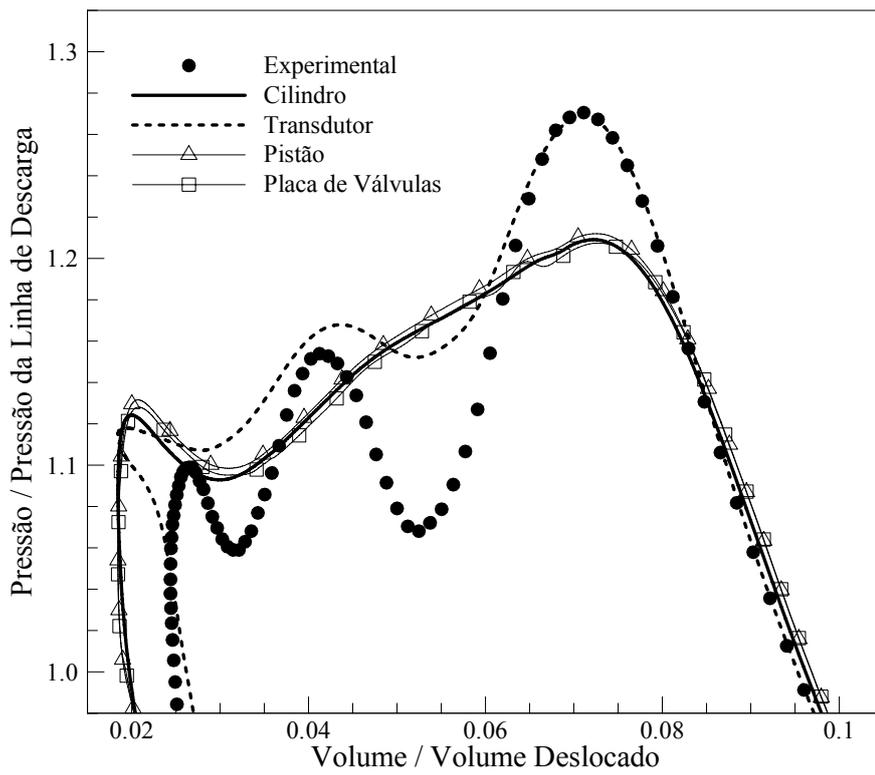


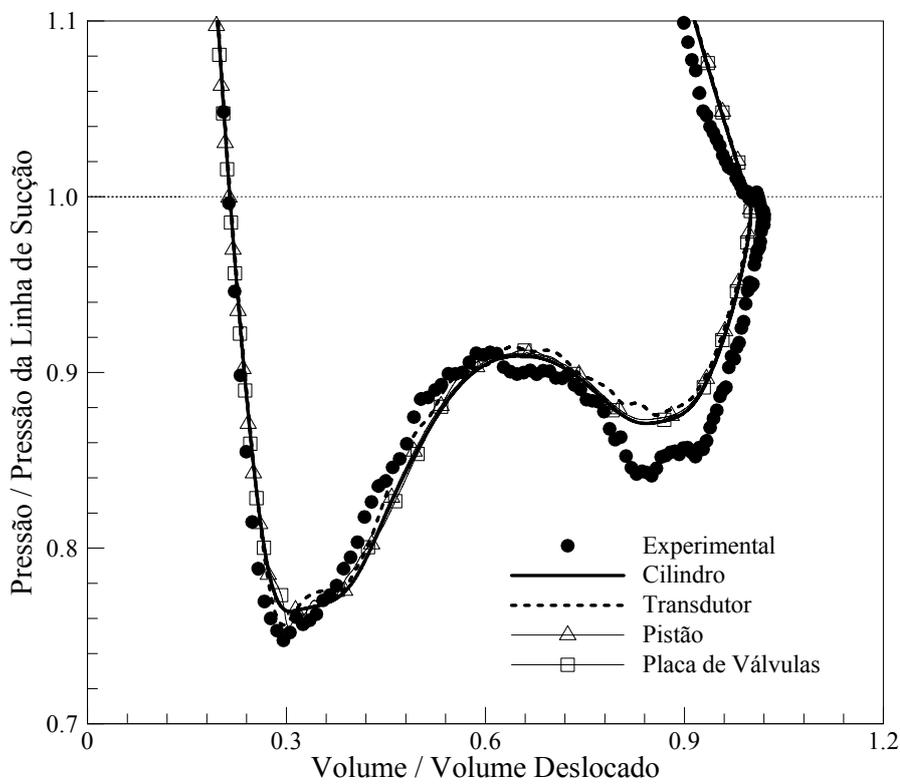
Figura 4.13 - Representação esquemática real e simulada da região do canal do transdutor de pressão.

Além da incerteza da medição da pressão no interior do cilindro, explicada anteriormente, outras simplificações adotadas no modelo numérico podem dificultar a comparação entre os resultados numéricos e experimentais. Destacam-se a hipótese de gás ideal, o modelo com um grau de liberdade para a dinâmica de válvulas, a não modelação da folga pistão-cilindro, as possíveis deformações do mecanismo e as incertezas em relação ao valor da força de colamento, provocada por um filme de óleo entre o assento e a palheta.

Nas condições usuais de pressão e temperatura de descarga as propriedades reais do fluido refrigerante podem se afastar muito daquelas obtidas através da hipótese de gás ideal. Como consequência, pode ocorrer um erro considerável na avaliação da quantidade de massa residual dentro do cilindro ao final do processo de compressão, impactando no ponto de abertura da válvula de sucção. Em condições típicas de operação, a partir das condições de temperatura e pressão na descarga, estima-se que as diferenças nos valores da massa específica ideal e real ao final do processo de compressão podem chegar a 10% para o R134a e a 8% para o R600a.



(a) Processo de Descarga



(b) Processo de Sucção

Figura 4.14 - Comparação entre os valores de pressão no interior do cilindro medidos de diferentes formas.

O modelo para o cálculo da dinâmica de válvulas não leva em conta os movimentos rotacionais e torcionais da palheta, nem tampouco não-linearidades que podem afetar a dinâmica das válvulas. Além disto, é difícil incluir no modelo numérico, ou excluir dos compressores reais, por exemplo, os efeitos das irregularidades no acabamento superficial do anel de vedação de descarga que possam causar vazamentos de gás para dentro do cilindro durante o início do processo de expansão. Entende-se também que o modelamento da dinâmica de válvulas de descarga é mais complexo que o de sucção, visto a existência de válvulas auxiliares e limitadores de curso para a palheta de descarga.

Através da folga pistão-cilindro podem ocorrer vazamentos de fluido refrigerante devido à diferença de pressão entre o cilindro e a carcaça do compressor. A presença de rebaixos no pistão para diminuir o atrito entre a lateral do cilindro e o pistão tende a aumentar o vazamento, enquanto que a presença de óleo tende a diminuí-lo. O desconhecimento sobre as propriedades da mistura óleo-refrigerante na folga pistão-cilindro, a possibilidade de formação de espuma, e o próprio atravessamento do pistão, dificultam a modelação numérica do escoamento pela folga. Entretanto, modelos simplificados para escoamentos entre placas planas indicam que estes valores são baixos (Pérez-Segarra, 2005).

O carregamento de pressão sobre o pistão é transmitido para todo o mecanismo biela-manivela, podendo causar o atravessamento do eixo e a flexão da biela. Estas deformações podem fazer com que a altura de câmara dinâmica seja maior do que o valor de referência geométrico, aumentando o volume morto e, principalmente, diminuindo a restrição imposta ao gás que esco radialmente na folga entre pistão e placa de válvulas, durante o processo de descarga.

A força de colamento, oriunda da presença de óleo entre as superfícies das válvulas e seus assentos, tende a atrasar o ponto de abertura das válvulas. Os modelos numéricos disponíveis para a quantificação desta força (Khalifa e Liu, 1998) são de pouco uso devido à ausência de informações sobre a quantidade de gás dissolvido no óleo e, principalmente, sobre a espessura inicial do filme de óleo. Normalmente os valores da força de colamento são ajustados de maneira que os pontos de abertura das válvulas coincidam com os dados experimentais, ficando os valores médios em torno de 1,0 N. Observa-se, entretanto, através de simulações numéricas, que os sistemas de sucção são mais sensíveis à força de colamento que os sistemas de descarga. Isto faz sentido visto que durante a compressão do gás a pressão dentro do cilindro cresce exponencialmente, fazendo com que próximo à pressão de descarga qualquer pequeno deslocamento do pistão cause um grande aumento da pressão e,

conseqüentemente, da força sobre a válvula de descarga. O contrário ocorre na expansão. A diminuição exponencial da pressão exige que próximo ao nível da pressão de sucção seja necessário um deslocamento maior do pistão para acarretar uma mudança significativa na força sobre a válvula de sucção.

Apesar de todas as simplificações introduzidas no modelo de simulação do compressor, a expectativa deste trabalho é que a metodologia possa indicar corretamente as tendências observadas pela modificação de um detalhe de projeto em relação a uma dada configuração de referência, mesmo que os valores quantitativos numéricos de interesse difiram dos experimentais.

Para avaliar a precisão do modelo de simulação tridimensional, as variações percentuais nas potências de sucção e descarga provocadas pela alteração do sistema de descarga e pela alteração da condição de operação foram comparadas com dados experimentais. Dois compressores com capacidades nominais diferentes foram considerados. Ambos trabalham com R134a e a 60 Hz, e possuem sistemas de sucção e descarga idênticos. O modelo incluiu as geometrias reais dos filtros de sucção e descarga, importados de modelos CAD. As temperaturas da parede do cilindro e do fluido na entrada do sistema de sucção foram prescritas com base em dados experimentais. Para o compressor de maior capacidade nominal foi avaliado também um outro sistema de descarga, com diâmetro de orifício maior, ou seja, menos restritivo ao escoamento.

As Tabs. 4.4 e 4.5 mostram as variações percentuais de potência obtidas quando o sistema de descarga do compressor de maior capacidade foi alterado, em duas condições de operação diferentes. Já as Tabs. 4.6 a 4.8 comparam as variações percentuais de potências despendidas no compressor quando é alterada a temperatura de condensação de $T_c = 54,4^\circ\text{C}$ para $T_c = 40,5^\circ\text{C}$, mantendo a temperatura de evaporação em $T_e = -23,3^\circ\text{C}$. Os resultados apresentados nas Tabs. 4.6 e 4.7 referem-se ao compressor de maior capacidade nominal, igual a 850 Btu/h. Os resultados da Tab. 4.8, por sua vez, referem-se ao compressor de menor capacidade nominal, correspondente a 600 Btu/h.

Observando-se todas as comparações, verifica-se que as variações de potência previstas pelo modelo numérico concordam bem com os dados experimentais, apesar da discrepância entre as variações de pressão no interior do cilindro durante o processo de descarga, como mostram as Figs. 4.15 e 4.16. Nas mesmas figuras, percebe-se que durante o processo de sucção a concordância entre os diagramas $p-V$ numérico e experimental foi melhor. Ressalta-se que as diferenças numérica e experimental durante o processo de descarga

podem estar ligadas as características da medição experimental e a complexidade da dinâmica da válvula de descarga, comentadas anteriormente. Entretanto, no geral o modelo parece representar bem as variações de potência observadas experimentalmente, o que é fundamental para a continuação do trabalho.

Tabela 4.4 - Potências obtidas quando alterado o sistema de descarga do compressor.
Compressor de capacidade nominal = 850 Btu/h ($T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$).

Orifício de Descarga	Potências Experimentais [W]			Potências Numéricas [W]		
	Indicada	Sucção	Descarga	Indicada	Sucção	Descarga
Menor	115,6	5,4	6,0	121,9	5,4	7,2
Maior	112,8	5,1	4,3	119,4	5,4	4,9
Variações %	-2,4	-5,6	-28,3	-2,1	0,0	-31,9

Tabela 4.5 - Potências obtidas quando alterado o sistema de descarga do compressor.
Compressor de capacidade nominal = 850 Btu/h ($T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 40,5^\circ\text{C}$).

Orifício de Descarga	Potências Experimentais [W]			Potências Numéricas [W]		
	Indicada	Sucção	Descarga	Indicada	Sucção	Descarga
Menor	103,6	5,6	7,7	112,3	5,6	9,7
Maior	100,2	5,4	5,2	109,2	5,7	6,5
Variações %	-3,3	-3,6	-32,5	-2,8	1,8	-33,0

Tabela 4.6 - Potências obtidas quando alterado a condição de operação do compressor.
Compressor de capacidade nominal = 850 Btu/h - Orifício de descarga menor.

Condição de Operação	Potências Experimentais [W]			Potências Numéricas [W]		
	Indicada	Sucção	Descarga	Indicada	Sucção	Descarga
$T_c = 54,4^\circ\text{C}$	115,6	5,5	6,0	121,9	5,4	7,2
$T_c = 40,5^\circ\text{C}$	103,6	5,6	7,7	112,3	5,6	9,7
Variações %	-10,4	1,8	28,3	-7,9	3,7	34,7

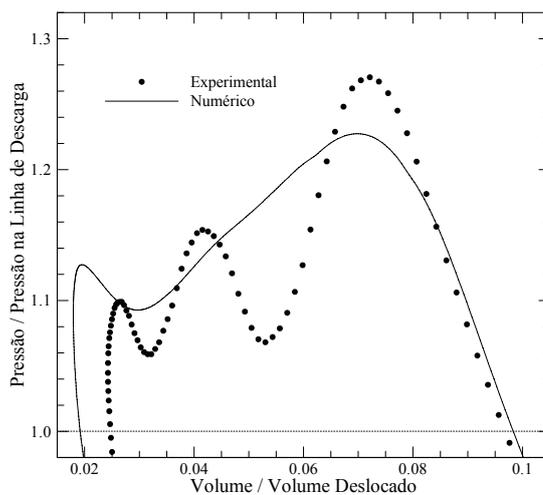
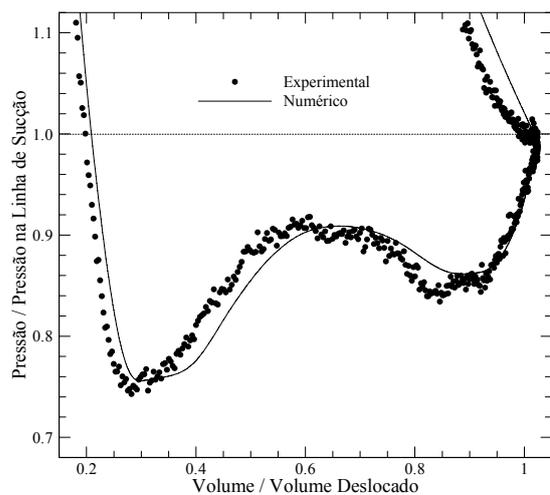
Tabela 4.7 - Potências obtidas quando alterado a condição de operação do compressor.
Compressor de capacidade nominal = 850 Btu/h - Orifício de descarga maior.

Condição de Operação	Potências Experimentais [W]			Potências Numéricas [W]		
	Indicada	Sucção	Descarga	Indicada	Sucção	Descarga
$T_c = 54,4^\circ\text{C}$	112,8	5,1	4,3	119,4	5,4	4,9
$T_c = 40,5^\circ\text{C}$	100,2	5,4	5,2	109,2	5,7	6,5
Variações %	-11,2	5,9	20,9	-8,5	5,6	32,7

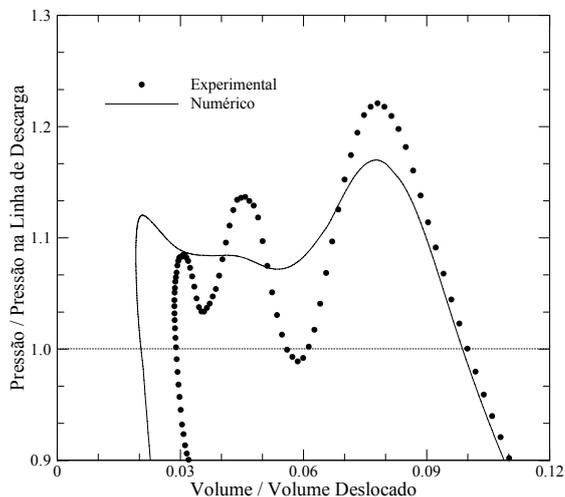
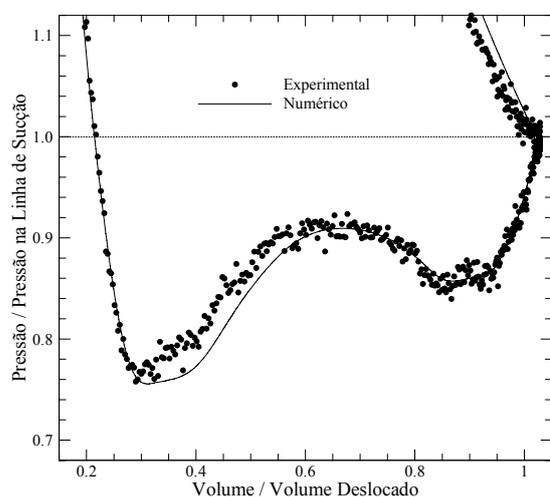
Tabela 4.8 - Potências obtidas quando alterado a condição de operação do compressor.
Compressor de capacidade nominal = 600 Btu/h - Orifício de descarga menor.

Condição de Operação	Potências Experimentais [W]			Potências Numéricas [W]		
	Indicada	Sucção	Descarga	Indicada	Sucção	Descarga
$T_c = 54,4^\circ\text{C}$	80,0	2,4	2,1	77,6	2,4	2,7
$T_c = 40,5^\circ\text{C}$	70,8	2,6	2,9	71,8	2,6	3,7
Variações %	-11,5	8,3	38,1	-7,5	8,3	37,0

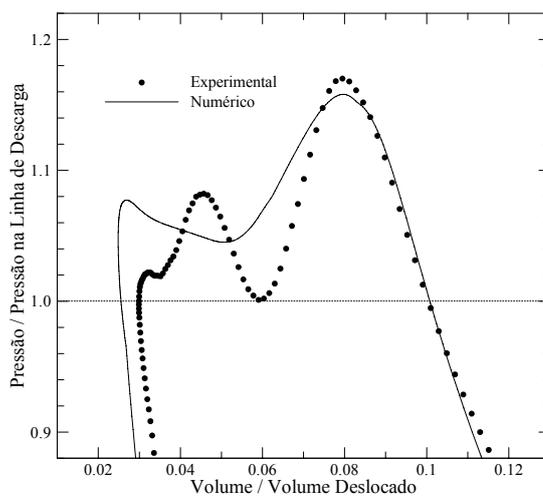
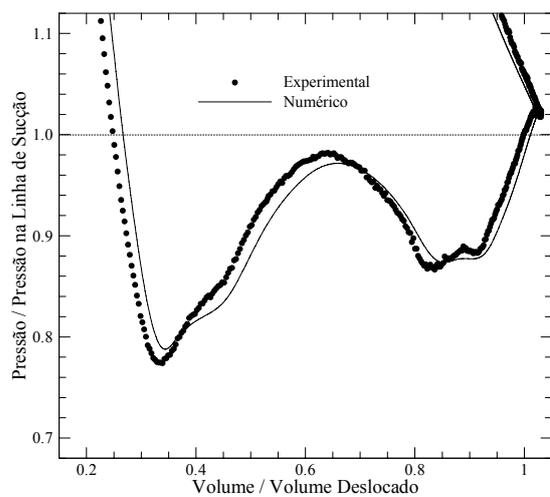
As maiores discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais quantitativos de potência indicada nas tabelas acima se devem às diferenças nas capacidades de refrigeração. De acordo com os resultados, a capacidade de refrigeração obtida numericamente ficou acima da medida experimentalmente em todos os casos simulados. Isto poderia indicar que os volumes mortos considerados nas simulações numéricas seriam menores que os encontrados nos compressores reais. Porém, as curvas de expansão numérica e experimental sugerem o contrário, uma vez que mostram uma queda de pressão mais acentuada nos experimentos (Figs. 4.15 e 4.16). A solução desta inconsistência passa pela melhoria do modelo em relação aos vários aspectos supracitados no início desta seção, além do levantamento experimental da temperatura também em outras partes do compressor. De fato, erros nas condições de contorno de temperatura para a placa de válvulas e para o topo do pistão podem influenciar significativamente a taxa de calor transferido ao fluido e, conseqüentemente, a quantidade de massa admitida durante a sucção.



(a) Capacidade Nominal = 850 Btu/h – Sistema de Descarga A

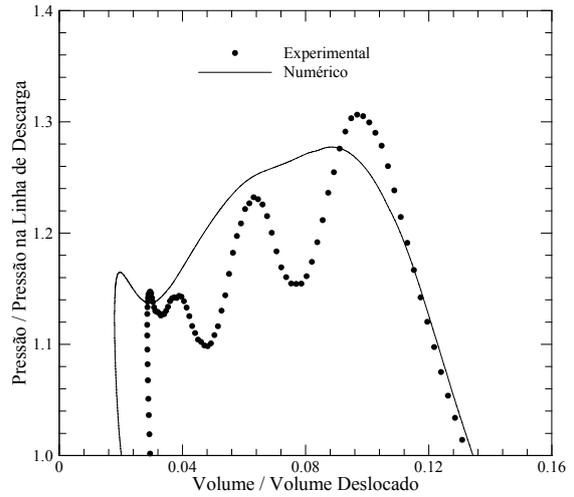
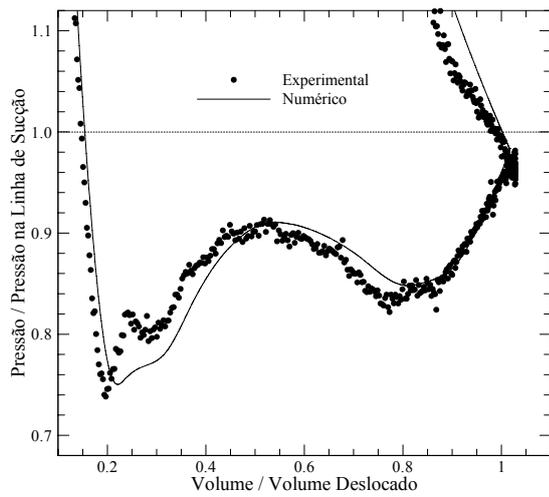


(b) Capacidade Nominal = 850 Btu/h – Sistema de Descarga B

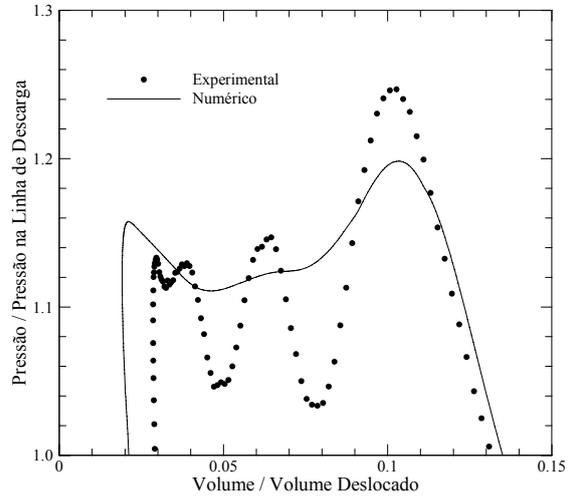
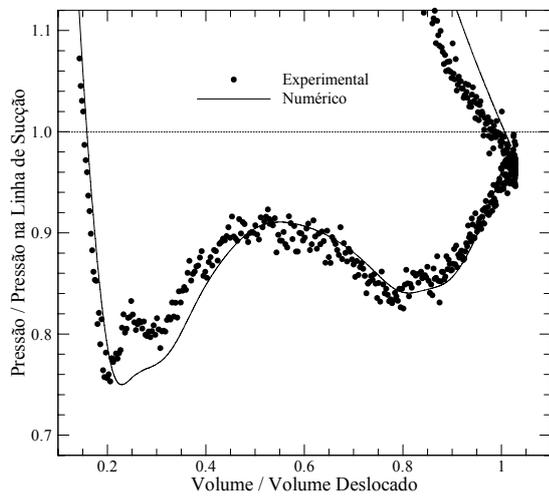


(c) Capacidade Nominal = 600 Btu/h – Sistema de Descarga A

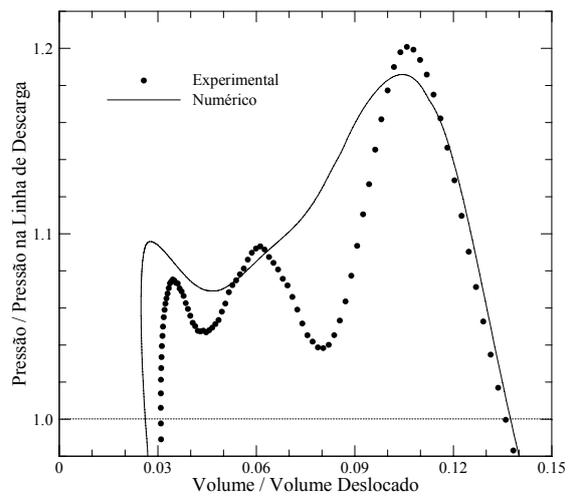
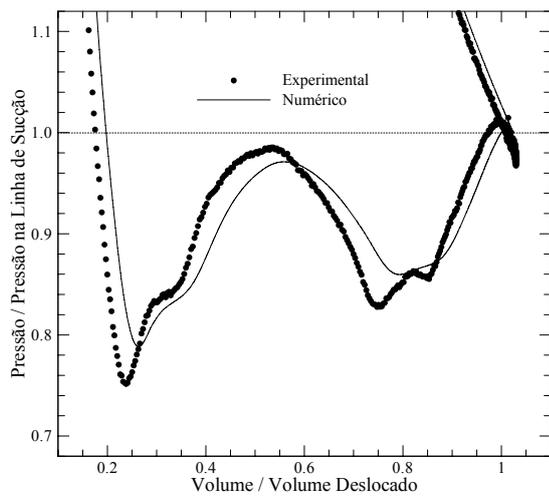
Figura 4.15 - Comparação entre os diagramas p - V numéricos e experimentais - $T_c = -23,3^\circ\text{C}$ / $T_c = 54,4^\circ\text{C}$.



(a) Capacidade Nominal = 850 Btu/h – Sistema de Descarga A



(b) Capacidade Nominal = 850 Btu/h – Sistema de Descarga B



(c) Capacidade Nominal = 600 Btu/h – Sistema de Descarga A

Figura 4.16 - Comparação entre os diagramas p - V numéricos e experimentais - $T_c = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 40,5^\circ\text{C}$.

Um aspecto importante no estudo de novas concepções de sistemas de válvulas automáticas é o entendimento detalhado dos sistemas atuais. Através de análises numéricas, este capítulo busca identificar as principais fontes de ineficiências dos sistemas de sucção e descarga de compressores. Para tanto, são avaliados os efeitos do volume morto, dos filtros acústicos, das palhetas e dos orifícios sobre a potência despendida em cada processo. Os resultados desta análise são essenciais no direcionamento do trabalho, indicando os pontos críticos a serem considerados e fornecendo também uma estimativa dos possíveis ganhos em eficiência do compressor.

Todos os parâmetros geométricos e dados experimentais necessários para a realização das análises foram fornecidos pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO).

5.1. Efeito do Volume Morto

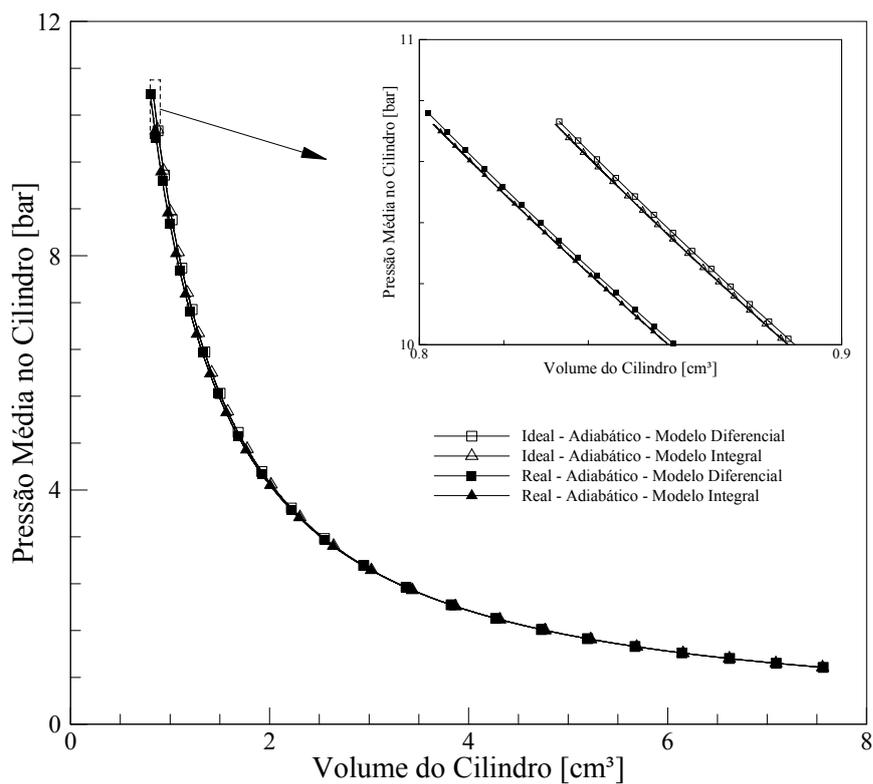
Como já comentado na introdução deste trabalho, o volume morto origina-se da folga entre o pistão e o cabeçote, de rasgos para alojamento da palheta de sucção, da presença de um chanfro no pistão e, finalmente, devido ao volume do orifício de descarga. O efeito do volume morto sobre a eficiência volumétrica depende do fluido de trabalho, e é tanto maior quanto maior for a razão de pressão de operação do compressor. No entanto, o volume morto não afeta a eficiência isentrópica de um compressor ideal, já que praticamente toda a energia armazenada pela massa residual de fluido ao término do processo de compressão é devolvida ao pistão durante a expansão do gás. Em outras palavras, as irreversibilidades durante a compressão e expansão do gás são muito pequenas. Para comprovar isto, a compressão de um volume de gás R134a, a uma dada pressão e temperatura iniciais, até uma pressão de condensação típica foi analisada de acordo com duas formulações. A primeira delas considera uma descrição diferencial para as equações governantes, incluindo a fonte de irreversibilidade devida à dissipação pelo atrito viscoso, e a metodologia dos volumes finitos para a solução numérica. A segunda consiste em uma formulação integral, na qual o processo de compressão é realizado de forma reversível. Ambas as formulações são aplicadas para as hipóteses de gás ideal e gás real. A primeira hipótese utiliza uma equação de estado para gases ideais, mais especificamente a Eq. (3.5), enquanto que a segunda foi implementada com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas do código comercial REFPROP (NIST, 2002). Os

resultados de pressão e temperatura média do gás no cilindro para uma compressão adiabática são apresentados na Fig 5.1.

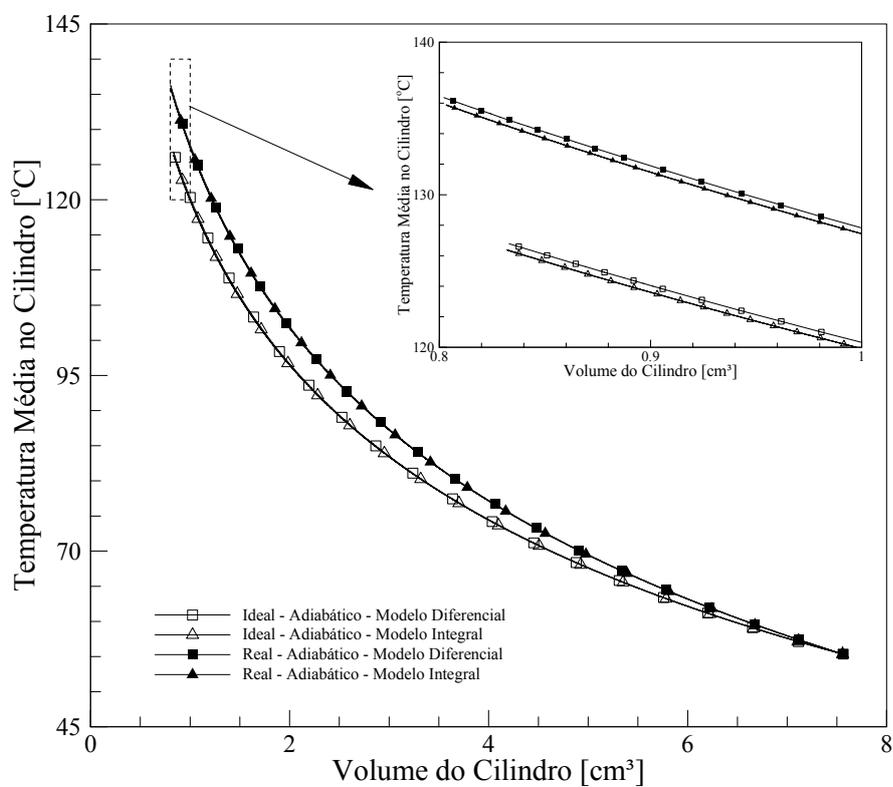
Comparando as curvas de pressão e temperatura fornecidas pelas formulações integral e diferencial, constata-se uma diferença ínfima entre elas, tanto com a hipótese de gás ideal quanto a de gás real, comprovando que as irreversibilidades do processo são desprezíveis. Uma diferença um pouco maior é observada entre as curvas de pressão em função da hipótese usada para avaliar as propriedades do gás (real ou ideal), mas, ainda assim, esta é muito pequena. A grande diferença aparece nas curvas de temperatura, onde as formulações para gás real apresentam temperaturas finais de compressão cerca de 10°C maiores que as formulações que adotam a hipótese de gás ideal.

Através do modelo diferencial, também foram levantadas as evoluções de pressão e temperatura do gás dentro do cilindro considerando uma temperatura prescrita nas paredes da câmara de compressão igual a 82°C. Os resultados desta análise são comparados com aqueles da compressão adiabática na Fig. 5.2. Observa-se que o comportamento da curva de pressão é praticamente o mesmo nas duas considerações, com diferenças aparecendo somente na evolução da temperatura. Constata-se assim que o calor absorvido pelo fluido durante parte do processo de compressão é praticamente todo rejeitado no restante do processo, fazendo com que as temperaturas finais de compressão adiabática e com transferência de calor sejam virtualmente iguais.

A queda de capacidade com o aumento do volume morto é quantificada na Tab. 5.1, para as dimensões típicas de um compressor de refrigeração doméstica, operando a 60 Hz e em duas condições de sistema. Observa-se que um compressor trabalhando com R600a necessitaria de um volume deslocado maior para obter a mesma capacidade de refrigeração, quando compara-se com outro usando o refrigerante R134a. Em termos de sensibilidade à razão de volume morto, os dois fluidos refrigerantes apresentam praticamente o mesmo comportamento. Deve ser lembrado também que, para um compressor ideal, a queda de capacidade é linear com o aumento do volume morto (Eq. (1.4)).

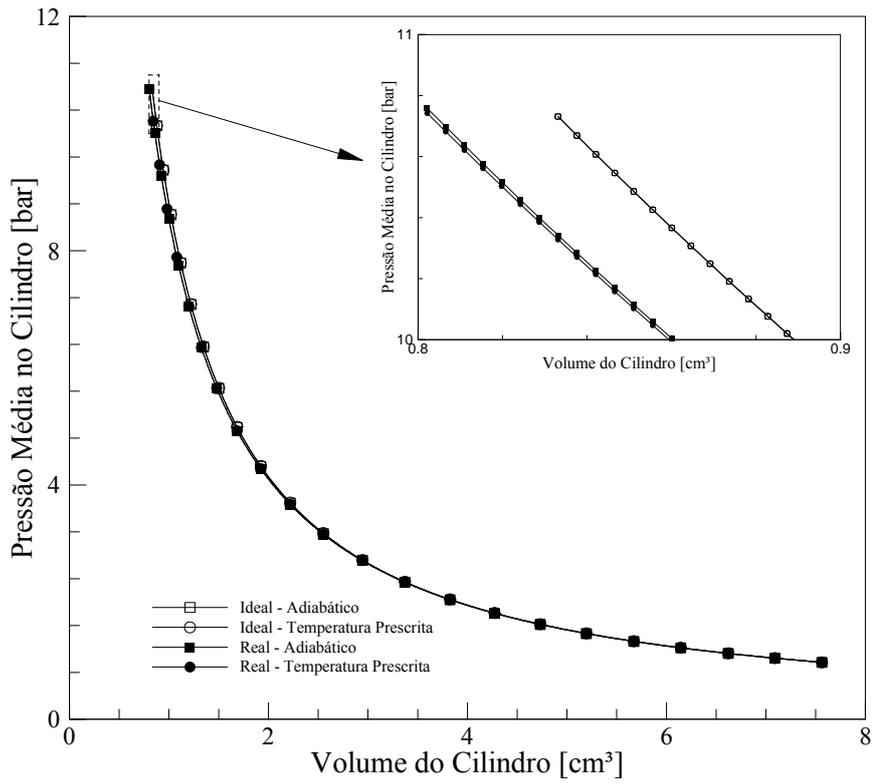


(a) Curva de pressão

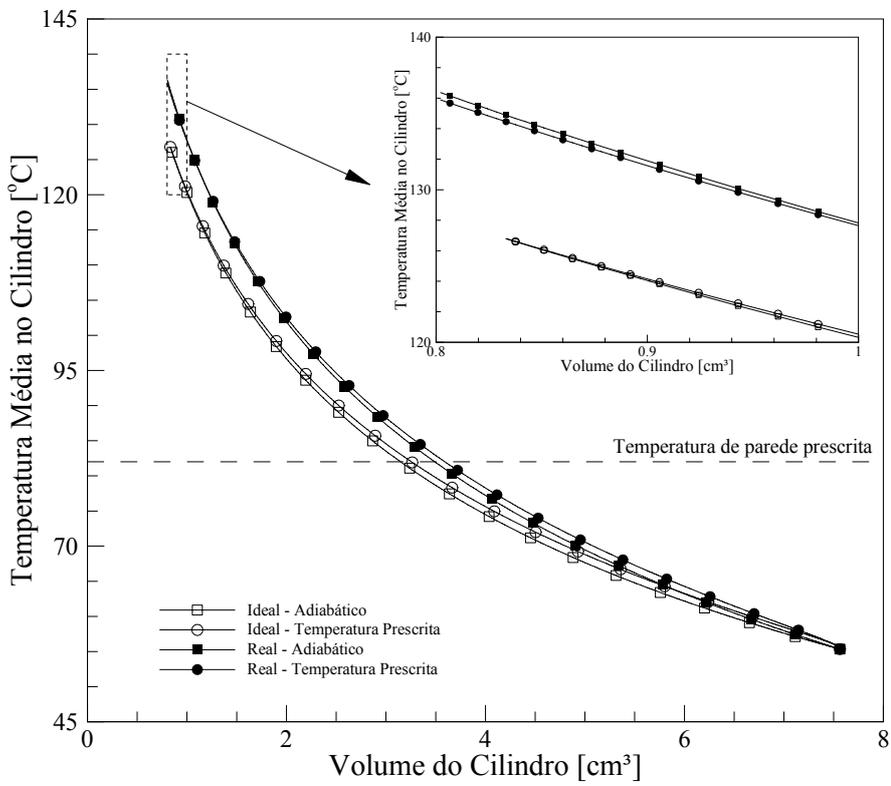


(b) Curva de temperatura

Figura 5.1 - Processos de compressão adiabáticos.



(a) Curva de pressão



(b) Curva de temperatura

Figura 5.2 - Processos de compressão via modelo diferencial.

Tabela 5.1 - Efeito do volume morto sobre o desempenho de um compressor com sistemas de sucção e descarga ideais.

Condição de Operação	Volume Morto	Capacidade de Refrigeração [W]	
		R134a	R600a
$T_e = -27,0^\circ\text{C} / T_c = 42,0^\circ\text{C}$	$c = 0,0 \%$	299,1	168,5
	$c = 1,6 \%$	260,5	147,0
$T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$	$c = 0,0 \%$	363,8	198,5
	$c = 1,6 \%$	309,1	169,1

Contudo, em um compressor real a dinâmica das válvulas pode ser afetada pelo volume morto. Por exemplo, a quantidade de massa dentro do cilindro durante o processo de expansão define o ponto de abertura da válvula de sucção. Logo, para um mesmo sistema de válvulas, a alteração do ponto de abertura pode modificar a dinâmica das válvulas, e, conseqüentemente, as potências consumidas. Para demonstrar isso foram realizadas simulações utilizando um modelo de simulação axissimétrico para o sistema de sucção. O compressor A adotado possui uma capacidade nominal de 900 Btu/h e opera a 60 Hz, com R134a, na condição operação $T_e = -27,0^\circ\text{C} / T_c = 42,0^\circ\text{C}$.

A 5.2 apresenta os resultados desta análise para duas razões de volume morto c : 1,6% e 2,4%. Como esperado, houve uma queda da capacidade de refrigeração devido ao acréscimo no volume morto. Com menos massa sendo bombeada pelo compressor, a potência consumida no processo de sucção também deveria cair, mas neste caso essa queda foi maior que o esperado. Imaginando que a dinâmica da válvula de sucção fosse a mesma nos dois casos, a potência de sucção deveria cair aproximadamente com a capacidade, já que a perda de carga na válvula é proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento. Assim, seriam esperados em torno de 3,7 W de consumo pelo processo de sucção para a capacidade de refrigeração de 230,9 W, mas a potência consumida foi cerca de 1,0 W menor, resultando um aumento do COP_{pV} do compressor. Analisando o movimento de válvulas nos dois casos, apresentados na Fig. 5.3, fica claro que esta queda acentuada na potência deve-se à maior abertura da válvula durante o processo de sucção no caso do maior volume morto. Deve ser enfatizado que o comportamento observado nestas simulações não é uma regra, mas sim apenas um indicativo de que o volume morto pode ter um forte impacto sobre a dinâmica de

válvulas reais, podendo afetar, além da eficiência volumétrica, o coeficiente de performance termodinâmico do compressor.

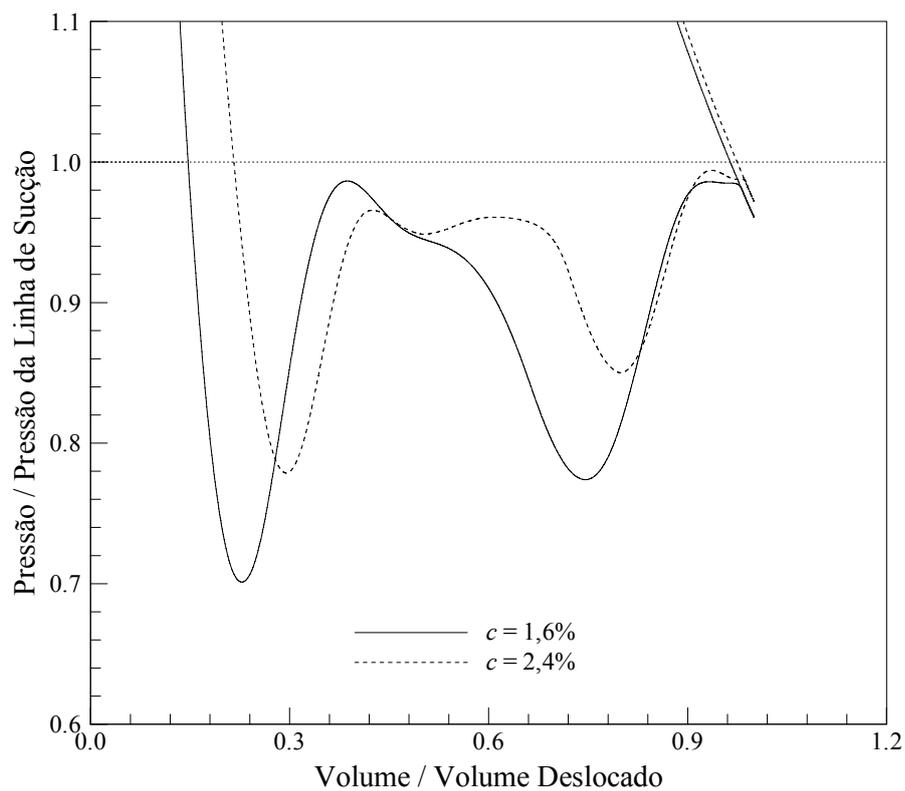
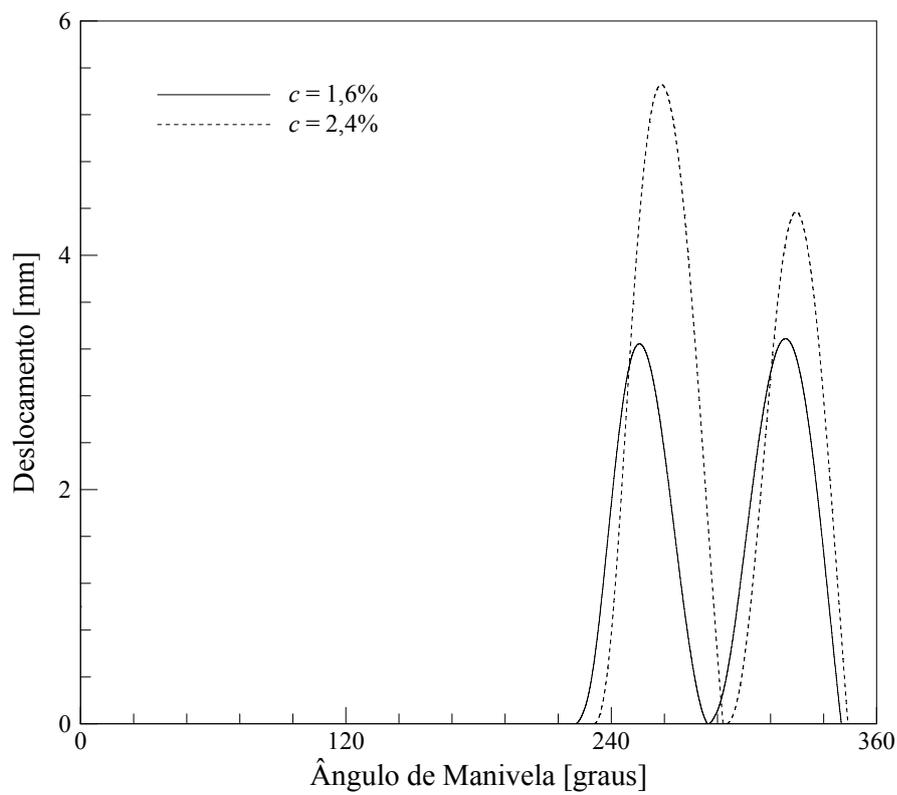
Realizando a mesma análise para um compressor B, com capacidade nominal igual a 700 Btu/h e operando com R600a a 50 Hz, na condição de $T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$, as variações resultantes foram outras, conforme indicam a Tab. 5.3 e a Fig. 5.4. Para essa configuração confirma-se a redução da capacidade, mas os movimentos das válvulas, semelhantes na presença dos dois valores de volume morto, fizeram com que não houvesse uma variação do COP_{pV} .

Tabela 5.2 - Efeito do volume morto sobre o desempenho de um compressor com sistema de sucção real e descarga ideal - Compressor A.

Volume Morto	Potência de Sucção [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
$c = 1,6 \%$	4,2	246,1	8,41
$c = 2,4 \%$	2,7	230,9	8,54

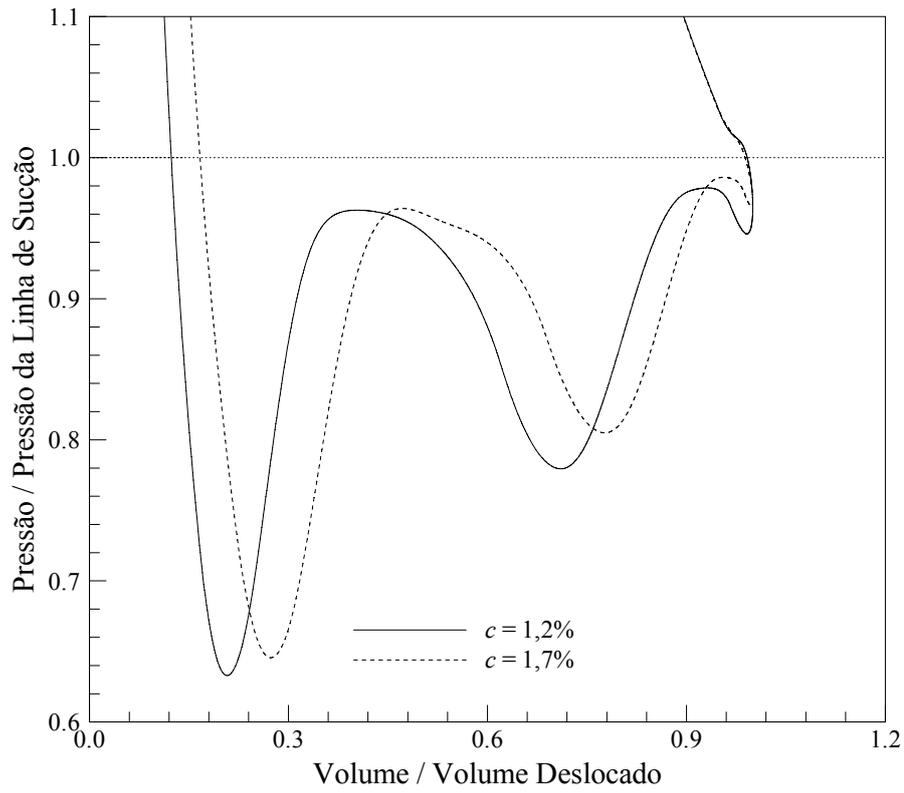
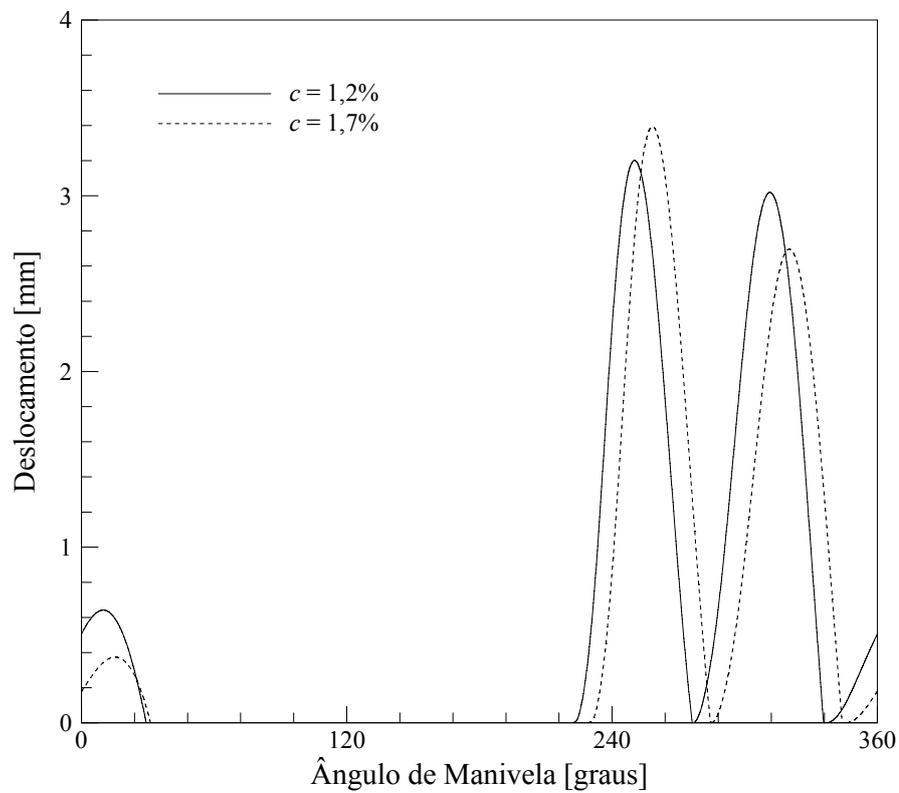
Tabela 5.3 - Efeito do volume morto sobre o desempenho de um compressor com sistema de sucção real e descarga ideal - Compressor B.

Volume Morto	Potência de Sucção [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
$c = 1,2 \%$	3,8	207,3	8,34
$c = 1,7 \%$	3,7	197,5	8,33

(a) Diagrama $p-V$ - processo de sucção

(b) Movimento de válvula de sucção

Figura 5.3 - Resultados para razões de volume morto diferentes - Compressor A.

(a) Diagrama $p-V$ - processo de sucção

(b) Movimento de válvula de sucção

Figura 5.4 - Resultados para razões de volume morto diferentes - Compressor B.

5.2. Análise do Sistema de Sucção

As irreversibilidades do escoamento no processo de sucção são afetadas pelo projeto de três componentes: orifício de passagem da válvula, palheta e filtro acústico. O diagrama $p-V$ mostrado na Fig. 5.5 foi obtido através da simulação tridimensional completa de um compressor com capacidade nominal de 850 Btu/h, operando a 60 Hz, com fluido refrigerante R134a, na condição de $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ / $T_c = 54,4^\circ\text{C}$. Através deste diagrama pode-se separar a potência consumida pelo escoamento do gás através da válvula, conforme explicado na seção 1.2, daquela associada ao filtro de sucção. Do ponto de vista termodinâmico, seria ideal que a pulsação observada no filtro não ocorresse e que o mesmo fosse capaz de fornecer toda massa de gás requerida durante a sucção, sem a imposição de resistência alguma ao escoamento.

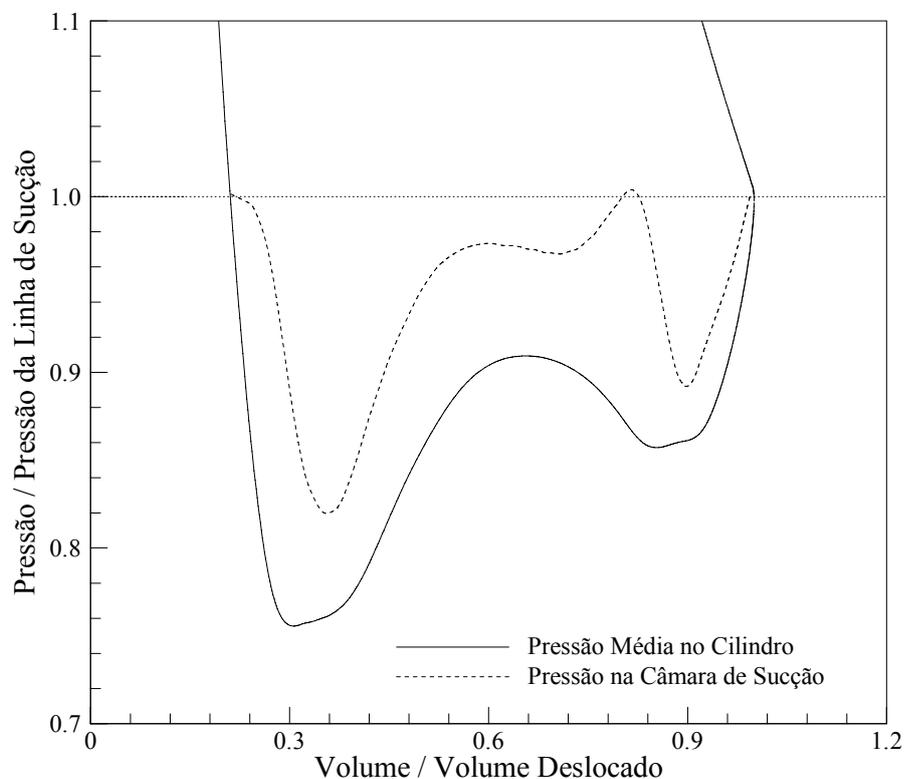


Figura 5.5 - Pressões médias no interior do cilindro e na câmara de sucção.

Pelos resultados numéricos de potência de sucção em duas condições de operação (Tab. 5.4), obtidos para dois compressores com capacidades nominais diferentes, trabalhando a 60 Hz e com fluido refrigerante R134a, nota-se que as perdas no filtro de sucção ficam em torno de 40% das perdas totais do processo. Para avaliar um pouco mais esta influência, o filtro do compressor de maior capacidade foi substituído por outro de maiores dimensões, ou seja, menos restritivo. Esta alteração resultou uma queda de 20% na potência total perdida no

processo de sucção e um pequeno aumento de capacidade, embora a razão de 40% entre a potência perdida no filtro e a potência total gasta na admissão do gás tenha se mantido. Isto aconteceu porque, no caso simulado, a utilização do novo filtro alterou a dinâmica da válvula de sucção, reduzindo não só a potência gasta no filtro como também na válvula. Isto evidencia novamente o forte acoplamento entre a dinâmica da válvula e o filtro acústico.

Tabela 5.4 - Potências consumidas no processo de sucção para diferentes compressores em duas condições de operação.

Capacidade Nominal [Btu/h]	$T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$		$T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 40,5^\circ\text{C}$	
	Total [W]	Filtro [W]	Total [W]	Filtro [W]
600	2,4	0,9	2,6	1,0
850	5,4	2,2	5,6	2,4
850 - Filtro Maior	4,4	1,7	4,5	1,7

A diferença de pressão que atua sobre a válvula é dada pela pressão no interior do cilindro e pela pressão na câmara de sucção. A primeira varia de acordo com o movimento do pistão e em função da válvula estar, ou não, aberta. Já no caso da câmara de sucção, a pressão depende da dinâmica do gás no filtro de sucção e via-de-regra apresenta-se na forma de uma pulsação. O movimento da válvula de sucção inicia-se após a queda de pressão dentro do cilindro ser suficiente para vencer a força de colamento atuando sobre a palheta. A partir deste ponto, o movimento da válvula é controlado pelo escoamento de gás na válvula e pela rigidez da palheta. Durante o processo de sucção, que dura em torno de 1/3 do ciclo, a válvula apresenta um movimento oscilatório, como pode ser visto na Fig. 5.6. A elevada diferença de pressão no início da sucção causa uma grande aceleração da válvula. Com o enchimento do cilindro, a diferença de pressão diminui e, mesmo com a desaceleração provocada pela sua rigidez, a válvula continua abrindo devido a sua inércia. Posteriormente, com o movimento de fechamento da válvula, ocorre novamente uma queda da pressão dentro do cilindro, gerando uma elevação da força de pressão sobre a válvula suficiente para vencer a força de rigidez e inverter o sentido do seu movimento. Em alguns casos é possível que ocorra ainda mais uma oscilação no movimento da válvula. Próximo ao ponto morto inferior a diferença de pressão entre o cilindro e a câmara de sucção é muito pequena e a força de rigidez é então suficiente para fechar a válvula.

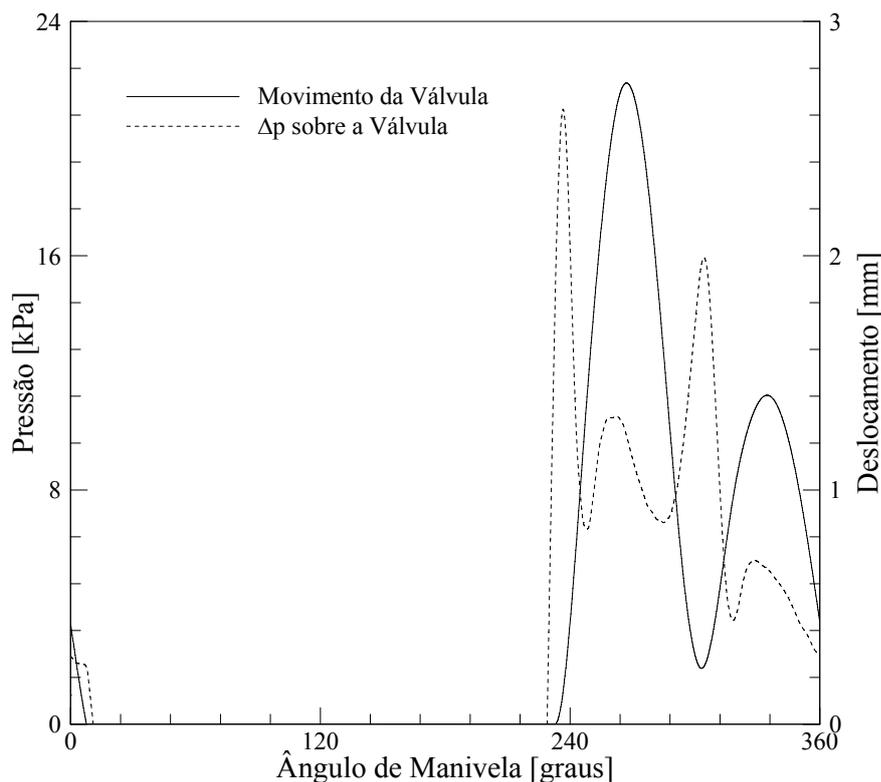


Figura 5.6 - Movimento típico da válvula de sucção e diferença de pressão atuando sobre a mesma.

Para separar a parcela de energia perdida devido à dinâmica da válvula de sucção da perda provocada apenas pelo orifício, uma válvula de sucção ideal foi simulada numericamente. De acordo com esta situação idealizada, no instante em que a pressão dentro do cilindro alcançasse a pressão da linha de sucção, a válvula de sucção simplesmente desapareceria, restando apenas o orifício como restrição ao escoamento do gás. No momento em que o pistão alcançasse o ponto morto inferior, a válvula surgiria novamente para fechar o orifício e encerrar a admissão do gás. Desta forma a potência consumida no processo de sucção seria atribuída apenas ao orifício, permitindo que uma comparação com a potência consumida com a presença da válvula real pudesse discriminar a sua contribuição sobre a energia despendida.

O foco principal da presente análise é avaliar o desempenho da válvula de sucção, incluindo o seu orifício, e por esta razão não adota-se o sistema de descarga real. De fato, caso isto fosse feito, a análise poderia ser comprometida por uma eventual alteração da dinâmica da válvula de descarga. A não inclusão do sistema real de descarga permite o uso de uma formulação axissimétrica para resolver o sistema de sucção e a modelação do processo de descarga de forma idealizada, conforme apresentado no capítulo anterior.

Para as análises a seguir foram utilizados dois compressores com características geométricas e de operação distintas. O compressor A emprega o fluido refrigerante R134a, operando em 60 Hz na condição de sistema $T_e = -27,0^\circ\text{C} / T_c = 42,0^\circ\text{C}$, com uma capacidade nominal de 900 Btu/h. Já o compressor B opera em 50 Hz com o refrigerante R600a na condição de $T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$, com uma capacidade nominal de 700 Btu/h. Nas simulações, as paredes do domínio foram consideradas adiabáticas para não introduzir o efeito da transferência de calor nas análises. A pressão de evaporação e a temperatura do gás foram impostas na entrada da câmara de sucção, uma vez que o filtro de sucção não foi incluído no modelo.

Analisando os resultados apresentados nas Tabs. 5.5 e 5.6, fica claro que em ambos os compressores a válvula é responsável pela maior parte do consumo de energia no processo de sucção. Verifica-se que, para estes orifícios, o ganho teórico máximo de performance termodinâmica do compressor, através de uma otimização das válvulas de sucção, seria em torno de 4%. Pela comparação com sistemas de válvulas ideais, percebe-se que o aumento da área de passagem dos orifícios em duas vezes permite reduzir em torno de 70% o gasto de energia através dos mesmos. Imaginando que as perdas devido às válvulas se mantivessem em um novo sistema com orifícios maiores, e que a capacidade não fosse alterada, os aumentos no COP_{pV} dos compressores A e B seriam da ordem de 1% e 0,7%, respectivamente. Comparado às válvulas, este ganho pode ser considerado pequeno. É difícil afirmar o quanto mais próximo do limite teórico de 4% pode-se chegar através da otimização da válvula apenas.

Tabela 5.5 - Resultados comparativos entre sistemas de sucção com válvulas reais e válvulas ideais – Compressor A.

Configuração	Potência de Sucção [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Orifício Referência Válvula Real	4,2	246,1	8,41
Orifício Referência Válvula Ideal	1,4	251,7	8,71
Orifício Maior Válvula Ideal	0,4	251,0	8,83

Tabela 5.6 - Resultados comparativos entre sistemas de sucção com válvulas reais e válvulas ideais – Compressor B.

Configuração	Potência de Sucção [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Orifício Referência Válvula Real	3,8	207,3	8,34
Orifício Referência Válvula Ideal	0,8	213,4	8,71
Orifício Maior Válvula Ideal	0,2	213,6	8,78

5.3. Análise do Sistema de Descarga

A análise sobre o desempenho do sistema de descarga é semelhante e segue a mesma linha de raciocínio apresentada anteriormente para o sistema de sucção. No entanto, o processo de descarga ocorre ao longo de cerca de 30 graus do ângulo de manivela, representando um intervalo de tempo bem menor do que no caso da sucção. Por exemplo, para um compressor operando em 60 Hz, isto equivale a um intervalo de tempo de aproximadamente 1,4 ms.

Da mesma forma como realizado para o sistema de sucção, uma simulação tridimensional permitiu a obtenção da pulsação da pressão na câmara de descarga, possibilitando separar as parcelas de energia gastas no filtro e nas restrições impostas pelo orifício e pela válvula. As variações da pressão no cilindro e na câmara de descarga, mostradas na Fig. 5.7, revelam que no início da abertura a elevação de pressão dentro do cilindro ocorre devido à restrição imposta pela válvula, já que a pressão na câmara de descarga se mantém próxima do valor da pressão da linha de descarga. Somente ao final do processo observa-se um aumento da pressão na câmara de descarga, devido a um acúmulo de massa no seu interior.

Como se pode constatar através dos resultados numéricos integrados, fornecidos na Tab. 5.7, o consumo de energia no filtro é muito pequeno, em todas as situações geométricas e de operação do compressor, quando comparado ao consumo no orifício e na válvula. Além disto, a substituição do filtro de descarga por outro de maior volume, mantendo-se a mesma câmara, não resultou em variações da potência de descarga. Mesmo com o aumento do volume da câmara de descarga em mais de 3 vezes a queda da potência foi pequena, não

chegando a 10%. Estes resultados indicam que a otimização do sistema de descarga deve ser focada no par orifício/válvula, já que o filtro neste caso não apresenta uma influência significativa sobre a dinâmica da válvula.

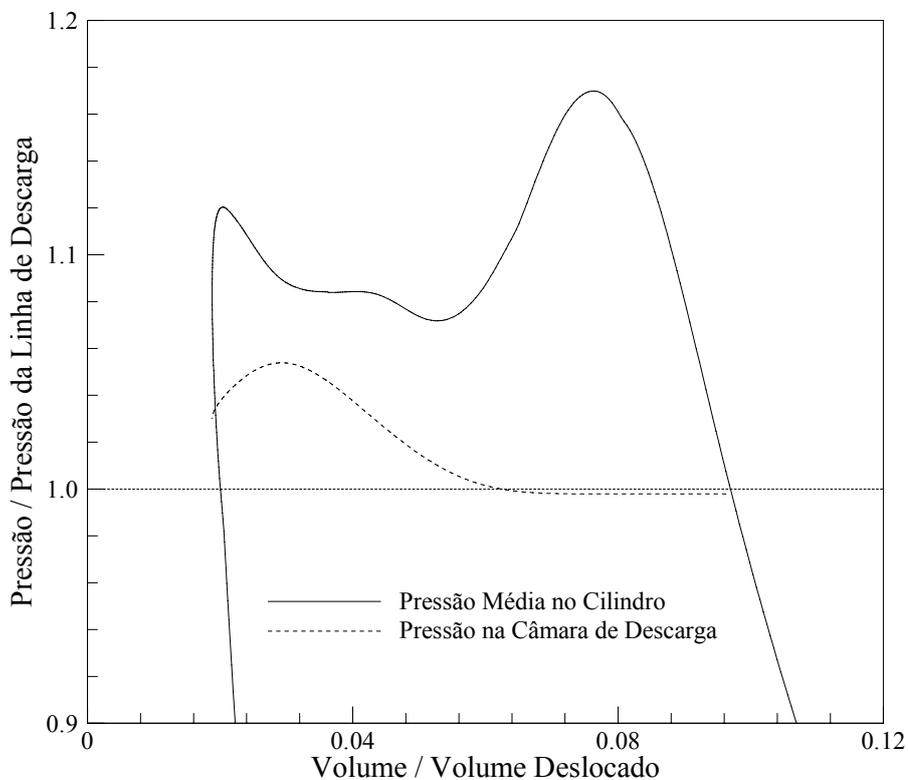


Figura 5.7 - Pressões médias no interior do cilindro e da câmara de descarga.

Em todos os compressores simulados o movimento da válvula de descarga apresenta um comportamento típico como o mostrado na Fig. 5.8. Nota-se que, assim como no caso da válvula de sucção, a válvula sofre uma grande aceleração no início de sua abertura devido à elevada diferença de pressão entre o cilindro e a câmara. O ponto de inflexão no movimento de abertura da válvula, identificado na figura, se deve ao encontro da palheta principal com a palheta secundária, um dispositivo utilizado em alguns sistemas de descarga para aumentar a rigidez e impedir atrasos no fechamento da válvula. Por questões de confiabilidade, normalmente o deslocamento máximo da válvula é limitado por um batente. Conforme mostrado na Fig. 5.8, ao alcançar o batente a válvula é mantida em um afastamento fixo, permanecendo assim durante um intervalo de tempo devido à diferença elevada de pressão entre o cilindro e a câmara de descarga. Com o esvaziamento do cilindro, esta diferença de pressão cai e a válvula eventualmente inicia o seu fechamento. Com a aproximação do pistão do cabeçote e o conseqüente aumento da restrição do escoamento pela folga entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas, a pressão no interior do cilindro volta a subir,

causando a desaceleração da válvula. Antes do seu fechamento, a diferença de pressão entre o cilindro e a câmara já é negativa, o que pode levar a ocorrência de refluxo.

Tabela 5.7 - Potências consumidas no processo de descarga para diferentes compressores em duas condições de operação.

Compressor	$T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 54,4^\circ\text{C}$		$T_e = -23,3^\circ\text{C} / T_c = 40,5^\circ\text{C}$	
	Total [W]	Filtro [W]	Total [W]	Filtro [W]
A – Filtro Normal – Câmara Normal	2,7	0,3	3,7	0,5
A – Filtro Normal – Câmara Maior	2,6	0,2	3,5	0,3
B – Filtro Normal – Câmara Normal	7,2	0,7	10,0	1,4
B – Filtro Maior – Câmara Normal	7,2	0,7	10,0	1,4
B – Filtro Normal – Câmara Maior	6,7	0,3	9,0	0,8
B – Filtro Maior – Câmara Maior	6,6	0,4	8,7	0,7

Para isolar a perda causada pela válvula de descarga daquela suscitada pelo seu orifício, a mesma metodologia empregada na análise do sistema de sucção foi adotada. Definiu-se uma válvula de descarga ideal como aquela que desaparece no instante em que a pressão no cilindro alcança a pressão da linha de descarga, reaparecendo no momento em que o pistão atinge o ponto morto superior. Assim, a diferença entre as potências consumidas pelos sistemas com válvulas reais e válvulas ideais indica a parcela devido à presença da válvula. Modelos axissimétricos para a simulação da válvula de descarga foram adotados, sem a inclusão do filtro de descarga, com o processo de sucção sendo modelado como um sistema ideal. Todos os casos simulados mantiveram o mesmo volume morto do compressor referência em questão, evitando que variações de capacidade pudessem mascarar os efeitos.

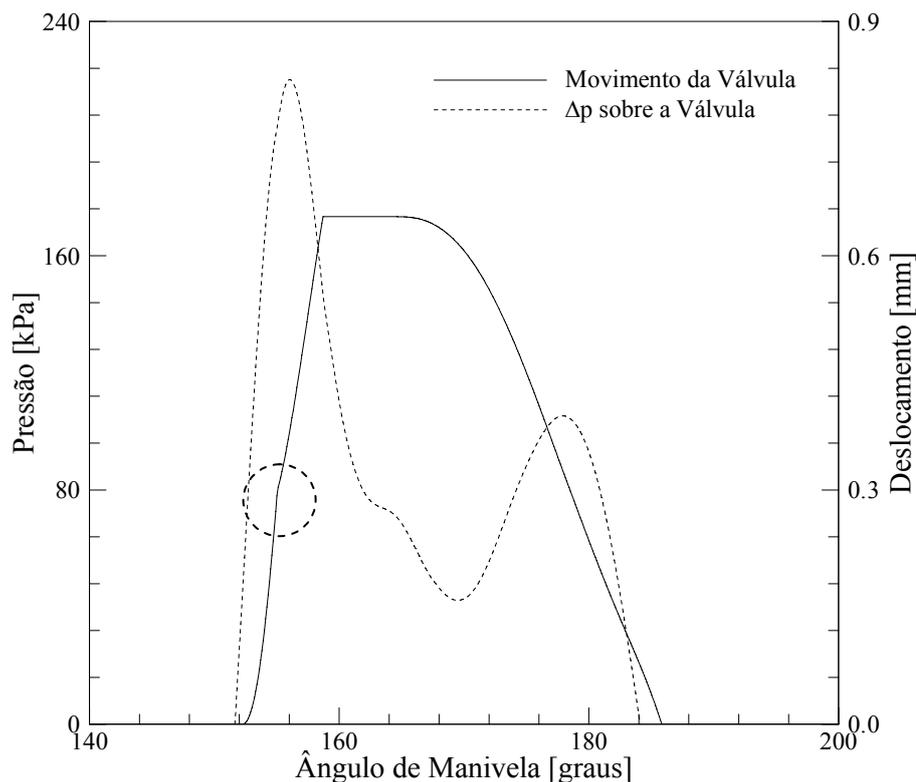


Figura 5.8 - Movimento da válvula de descarga e diferença de pressão atuando sobre a mesma.

Foram avaliados os mesmos compressores utilizados nas análises do sistema de sucção. Como mostram os resultados nas Tabs. 5.8 e 5.9, a maior parte da potência consumida durante o processo de descarga se deve ao orifício, correspondendo a aproximadamente 70% do total em ambos os compressores analisados. Através da comparação entre sistemas com válvulas ideais, constata-se assim um potencial para a redução da potência de descarga através do aumento da área de passagem dos orifícios. Procedendo nesta direção e dobrando a área do orifício, a energia dissipada nos orifícios foi reduzida em torno de 65%. Imaginando que fosse possível manter as mesmas perdas em válvulas após a adoção de maiores orifícios, sem considerar variações de capacidade, os valores do COP_{pV} dos compressores A e B poderiam chegar a 8,61 e 8,65, respectivamente, representando aumentos percentuais de 2,5% e 1,4%. O maior potencial teórico apresentado pelo compressor A provavelmente se deve ao fato do mesmo possuir um orifício de referência em torno de 30% menor que o compressor B de referência.

Um aspecto diferente do que acontece no sistema de sucção é que o aumento do orifício de descarga aumenta o volume morto, diminuindo a eficiência volumétrica do compressor.

Tabela 5.8 - Resultados comparativos entre sistemas de descarga com válvulas reais e válvulas ideais – Compressor A.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/h]
Orifício Referência Válvula Real	5,2	253,8	8,40
Orifício Referência Válvula Ideal	3,7	257,9	8,54
Orifício Maior Válvula Ideal	1,2	260,8	8,77

Tabela 5.9 - Resultados comparativos entre sistemas de descarga com válvulas reais e válvulas ideais – Compressor B.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Orifício Referência Válvula Real	2,7	215,5	8,53
Orifício Referência Válvula Ideal	2,0	215,0	8,60
Orifício Maior Válvula Ideal	0,7	216,2	8,74

5.4. Conclusões

Apesar de não ter impacto sobre a eficiência isentrópica de um compressor ideal, o volume morto pode afetar a dinâmica das válvulas automáticas, refletindo em uma alteração da performance termodinâmica do compressor. Entretanto não se observa uma regra entre a magnitude do volume morto e o coeficiente de performance termodinâmico do compressor, com cada sistema respondendo de maneira diferente, conforme observado a partir de resultados de simulações de dois compressores com características bem distintas.

As análises numéricas realizadas indicam que o filtro de sucção apresenta um papel importante sobre a dinâmica de válvulas e sobre a potência consumida na admissão de gás, ao contrário do filtro de descarga que apresentou uma influência muito pequena sobre o desempenho do sistema de descarga. Do ponto de vista termodinâmico, seria ideal que os filtros não existissem, reduzindo a perda de carga do escoamento, e que a admissão do gás

fosse realizada diretamente para dentro do cilindro sem o contato prévio com partes quentes do compressor. Na prática, os filtros são necessários para que o ruído provocado pela dinâmica das válvulas, transmitido através da pulsação do gás, seja atenuado. Os filtros são projetados buscando um balanceamento entre os requisitos de acústica e de eficiência, já que estes tendem a caminhar em direções opostas.

A importância das válvulas sobre as potências consumidas também foi diferente nos sistemas de sucção e de descarga. Enquanto a válvula foi responsável pela maior parcela de energia perdida na sucção, no sistema de descarga as maiores perdas deveram-se ao orifício. A razão provável para isto é que as áreas de passagem dos orifícios de sucção são normalmente cerca do dobro das áreas dos orifícios de descarga, além de que o tempo de abertura é maior, reduzindo os níveis de velocidade. De fato, o aumento das áreas de passagem dos orifícios acaba tendo um impacto maior sobre o sistema de descarga.

Este capítulo é dedicado à análise de algumas concepções de válvulas para sistemas de descarga de compressores alternativos. A primeira concepção analisada consiste em um dispositivo que busca utilizar parte da energia disponível no compressor para auxiliar a abertura da válvula, reduzindo a sobrepressão no processo de descarga. Em seguida, decorrente da importância dos orifícios sobre a potência consumida durante a descarga do gás, duas análises são realizadas para verificar o potencial de ganho possível de ser alcançado com aumento de suas áreas de passagem. Em uma delas, protuberâncias sobre o pistão são adotadas para recuperar parte da capacidade de refrigeração perdida com o conseqüente aumento do volume morto. Na outra, verifica-se também a conveniência de distribuir a área de passagem em múltiplos orifícios sobre a placa de válvulas.

6.1. Dispositivo auxiliar para abertura de válvula

Da análise prévia do sistema de descarga típico de compressores alternativos, percebe-se que a maior parte do gasto de energia na descarga ocorre no início do processo, devido ao atraso na abertura da válvula, provocado, pela força de colamento e a inércia da válvula. Como já explicado, via de regra, compressores de refrigeração utilizam válvulas automáticas do tipo palheta devido principalmente à simplicidade e ao baixo custo de fabricação associados. A abertura e o fechamento dessas válvulas dependem da diferença de pressão entre o cilindro de compressão e as câmaras de sucção e/ou descarga. Uma vez aberta, a dinâmica da válvula é função do campo de pressões originado pelo escoamento sobre a palheta.

A presença de um filme de óleo entre o assento e a palheta causa uma aderência entre as duas superfícies, conforme ilustrada na Fig. 6.1, fazendo com que a válvula atrase sua abertura. Este fenômeno é conhecido como colamento da válvula e vem sendo estudado analítica e experimentalmente por diversos autores (MacLaren e Kerr., 1969, Giacomelli e Giorgetti, 1974, Brown *et al.*, 1975, Pringle, 1976, Bauer, 1990, Prasad e Panayil, 1996, e Khalifa e Liu, 1998).

Através de um modelo analítico para a análise da dinâmica de válvulas tipo palheta na presença de óleo, Khalifa e Liu (1998) indicaram que o principal aspecto que contribui para o colamento é a força viscosa oriunda da deformação do filme de óleo, provocada pelo

movimento da palheta. Partindo da equação de Navier-Stokes simplificada a escoamentos incompressíveis e para baixos números de Reynolds, os autores chegaram a uma expressão para a força resultante F_R em função da viscosidade do óleo, μ_o , da espessura do filme, h , da velocidade da palheta, ds/dt , do raio do orifício, r , da razão entre os diâmetros da palheta e do orifício, K , da diferença entre os valores de pressão no cilindro e câmara de descarga/sucção, ΔP , da tensão superficial do óleo, σ , e do ângulo de contato do menisco, β , formado na interface entre o óleo e o gás:

$$F_R = F_g + F_t + F_v \quad (6.1)$$

onde as parcelas F_g , F_t e F_v , são dadas por:

$$F_g = \pi r^2 \Delta P (K^2 - 1) / (2 \ln K) \quad (6.2)$$

$$F_t = -\pi r^2 (K^2 - 1) 2\sigma \cos \beta / h \quad (6.3)$$

$$F_v = \frac{3\pi\mu_o}{2h^3} \frac{ds}{dt} r^4 \left(1 - K^4 + \frac{1 - 2K^2 + K^4}{\ln K} \right) \quad (6.4)$$

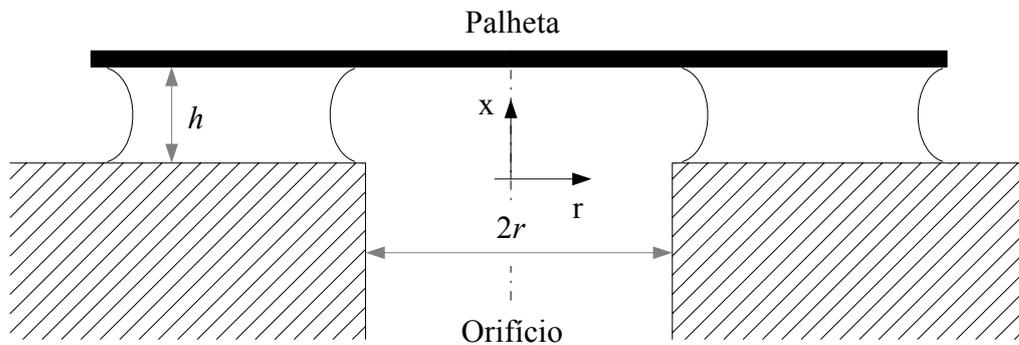


Figura 6.1 - Filme de óleo entre a palheta e o assento da válvula.

A parcela F_g leva em consideração, além da força originada pela distribuição de pressão no filme de óleo, a força devido à diferença de pressão do gás atuando sobre a válvula. A parcela F_t é a força devido à tensão superficial do óleo, desprezível para $h > 1 \mu\text{m}$. Por último, a parcela F_v representa a força viscosa devido à deformação do filme de óleo. Deve ser mencionado que a Eq. (6.1) não leva em conta a eventual cavitação do filme de óleo, um fenômeno que acelera a ruptura do filme. Este aspecto é importante, pois na prática, o

fluido refrigerante se encontra dissolvido no óleo do compressor. Uma grande dificuldade para a previsão correta da força de colamento através do modelo de Khalifa e Liu (1998) é a necessidade de se conhecer o valor da espessura inicial do filme de óleo h_0 entre a palheta e o assento. Esta informação, geralmente não disponível, é fundamental uma vez que a força viscosa é inversamente proporcional ao cubo da espessura do filme. A Fig. 6.2(a) apresenta resultados para a força resultante sobre a palheta para diferentes espessuras iniciais de filme. Além disto, para uma espessura inicial $h_0 = 10 \mu\text{m}$, a Fig. 6.2(b) mostra a magnitude de cada termo da força resultante, calculados a partir do modelo analítico proposto por Khalifa e Liu (1998).

Além da força de colamento, a inércia e a rigidez da palheta também afetam a dinâmica da válvula no momento de abertura, bem como ao longo de todo o seu movimento até o fechamento. Embora, neste sentido, palhetas com pouca massa sejam desejadas, questões de confiabilidade limitam os valores mínimos de sua largura e espessura, a fim de poder suportar as forças originadas pelo seu impacto contra o assento e pela diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção/descarga. Por sua vez, a rigidez deve ser balanceada, pois palhetas muito rígidas elevam as perdas em válvulas, enquanto valores baixos podem ocasionar o refluxo de gás devido ao atraso no fechamento da válvula.

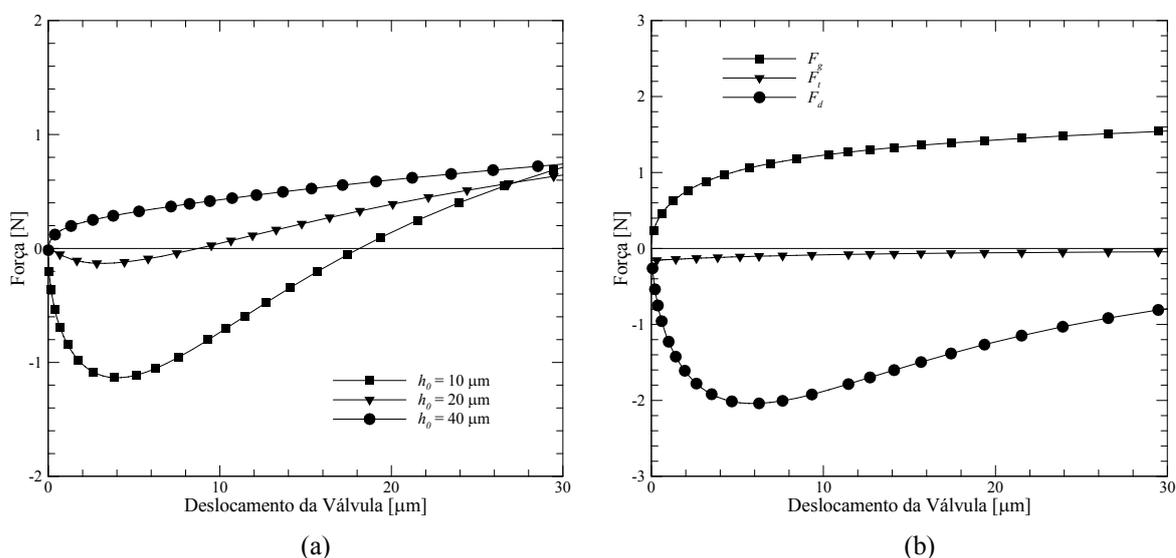


Figura 6.2 - Força resultante atuando sobre a palheta: (a) Efeito da espessura inicial do filme de óleo sobre a força resultante F_R ; (b) Importância relativa dos termos para espessura inicial do filme $h_0 = 10 \mu\text{m}$.

Algumas idéias para reduzir o efeito do colamento têm sido propostas e algumas delas na forma de patentes. Por exemplo, Ishijima *et al.* (1986) descreve uma placa de válvulas com rebaixo no assento de descarga para reduzir a área de contato; uma linha de ação seguida

também por Sabha (1997) e Fraser *et al.* (2000). Uma dificuldade na utilização de rebaixos nos assentos é a possibilidade de vazamento pelas válvulas, uma vez que a área de contato necessária para a vedação acaba sendo reduzida.

Fritchman (1987) propõe a utilização de palhetas pré-tensionadas para auxiliar a abertura da válvula, enquanto que Todescat *et al.* (1992) utiliza uma espécie de impulsor para gerar uma força que se contraponha à força de colamento. Uma análise dessas alternativas mostra que a mesma força criada pelos dispositivos para atuar na abertura da válvula acaba também interferindo e atrasando o seu fechamento, podendo causar o refluxo de fluido refrigerante e, como consequência, uma redução da eficiência do compressor.

Buscando eliminar o efeito danoso dos impulsores no fechamento das válvulas e ainda assim prover uma força auxiliar para a abertura da válvula, Lilie (1997) propõe um sistema de descarga para compressores herméticos alternativos que minimiza os efeitos das forças de inércia e colamento. No dispositivo descrito por Lilie (1997), a câmara que contém a válvula de descarga, identificada por (22) na Fig. 6.3, é conectada por um tubo (81) a uma das câmaras do filtro de descarga (80). O objetivo é aproveitar a diferença de pressão entre os dois volumes para recolher um dispositivo auxiliar impulsor pré-tensionado (60) antes do ponto de fechamento da válvula de descarga, evitando o risco de refluxo do fluido refrigerante. Para tanto, é importante que a pressão na câmara de descarga (22) seja maior que a pressão na câmara do filtro (80) durante o movimento da válvula, a fim de fornecer um diferencial de pressão suficiente que, quando aplicado sobre a área do dispositivo (60), origine uma força suficiente para contrapor a força de pré-tensão, recolhendo o impulsor.

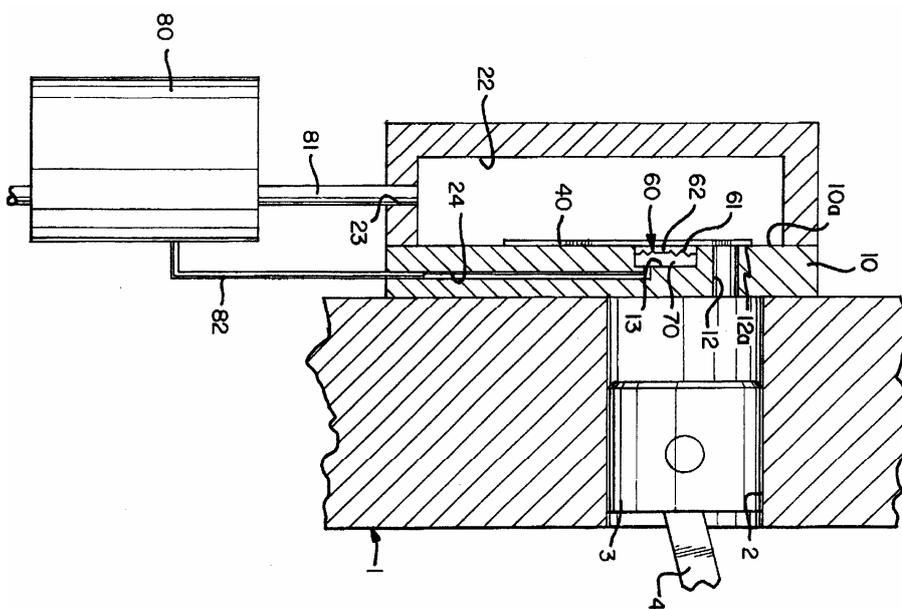


Figura 6.3 - Representação do dispositivo proposto por Lilie (1997).

O objetivo desta seção é avaliar a viabilidade da proposta de Lilie (1997), sem realizar, no entanto, uma análise técnica para a sua implementação no compressor. Para este fim, emprega-se o modelo computacional bidimensional para a simulação do sistema de descarga, incluindo o filtro. A Fig. 6.4 apresenta esquematicamente o domínio de solução, incluindo o cilindro de compressão e os dois volumes, V1 e V2, representando as câmaras (22) e (80) indicadas na Fig. 6.3, respectivamente. Devido à adoção de uma formulação axissimétrica, o escoamento no tubo (82) que conecta os dois volumes não foi incluído no modelo, admitindo-se que a pressão atuando no lado inferior do impulsor (60) é igual à pressão no volume V2, sem haver, portanto uma diferença de fase entre os valores. Para as análises aqui realizadas foi adotado um compressor de capacidade nominal de 600 Btu/h, operando em 60 Hz com o fluido refrigerante R134a, na condição $T_e = -27,0^\circ\text{C}$ / $T_c = 42,0^\circ\text{C}$.

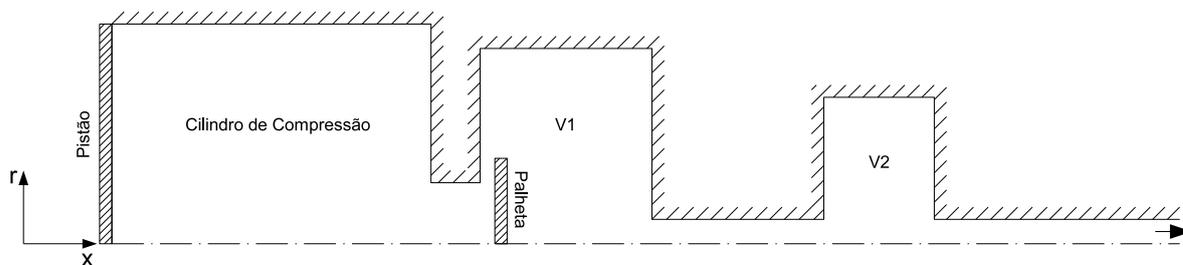


Figura 6.4 - Representação esquemática do domínio computacional de solução.

O primeiro passo da análise foi avaliar o impacto da pré-tensão do impulsor sobre o desempenho do sistema de válvulas de descarga, a partir de três valores: 1,0; 2,0 e 3,0 N. Devido ao propósito específico das simulações, a dinâmica do impulsor foi considerada ideal, ou seja, admitiu-se que a força proporcionada por ele age apenas na abertura da válvula, partindo de um valor máximo, quando a válvula está fechada, e decaindo linearmente até ser nulo. Para as três pré-tensões avaliadas o afastamento máximo admitido para o impulsor foi de 0,2 mm.

Conforme pode ser observado na Tab. 6.1, os resultados indicam uma redução significativa da potência de descarga, representando um aumento do coeficiente de performance termodinâmico deste compressor de aproximadamente 1,5%. Verificou-se que a cada 1,0 N de aumento no valor da pré-tensão resulta em uma antecipação, equivalente a aproximadamente 1 grau do ângulo de manivela, do ponto de abertura da válvula de descarga. Observa-se também na Tab. 6.1 que para valores de pré-tensão acima de 2,0 N não ocorrem variações significativas na potência consumida pelo processo de descarga.

Tabela 6.1 - Resultados para impulsadores ideais com diferentes pré-tensões.

Pré-Tensão [N]	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
0,0	3,0	7,85
1,0	2,5	7,90
2,0	2,1	7,97
3,0	2,1	7,96

Paralelamente a estas primeiras análises foram obtidos os níveis de pressão nos volumes V1 e V2 durante o processo de descarga. A Fig. 6.5 demonstra a presença de um diferencial elevado de pressão entre os volumes, principalmente no intervalo de abertura da válvula de descarga, que ocorre entre as posições angulares da manivela de 150 a 180 graus, aproximadamente. Além disso, percebe-se também a pequena variação da pressão no volume V2, o que é favorável para o funcionamento do dispositivo, uma vez que dispensa maiores cuidados com o dimensionamento do tubo de ligação (82) entre as câmaras.

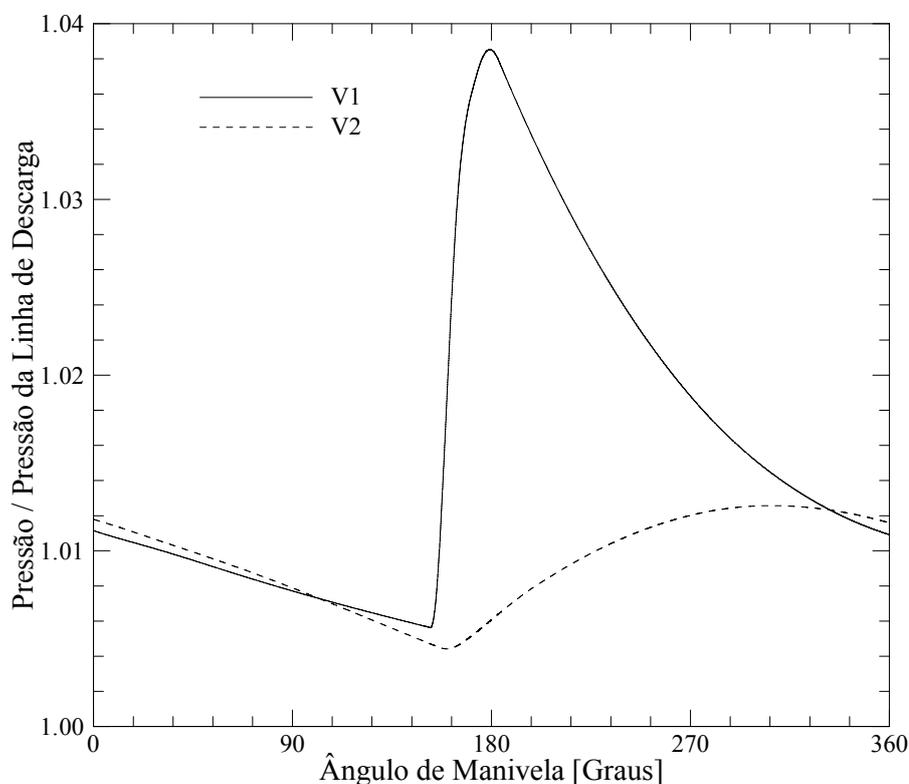


Figura 6.5 - Pulsações depressão nos volumes V1 e V2.

Assim como realizado para as válvulas, os impulsadores foram modelados através da analogia com sistemas massa-mola, com um grau de liberdade. Desta forma, pôde-se caracterizar o impulsador através dos parâmetros de rigidez, k_{imp} , frequência natural, $f_{n,imp}$, área superficial, A_{imp} , e deslocamento inicial de pré-tensão, $s_{o,imp}$.

Para se obter um determinado valor de pré-tensão, inúmeros pares de rigidez e deslocamento inicial do impulsador podem ser combinados. Além destes parâmetros, diferentes frequências naturais e áreas superficiais podem fornecer o comportamento ideal desejado para o dispositivo. Para evitar a necessidade de inúmeras simulações, uma para cada configuração, a dinâmica do impulsador foi pré-avaliada através dos resultados anteriores de movimentos de válvulas e pulsações de pressão nos volumes V1 e V2. Na Tab. 6.2 são indicadas três destas configurações que teoricamente proporcionariam um comportamento adequado, ou seja, recolhimento total do impulsador antes do fechamento da válvula. Os valores de frequência natural foram estimados com base em valores obtidos através de correlações para vigas engastadas. Deve ser observado que o produto entre o deslocamento inicial e a rigidez fornece a força de pré-tensão atuando sobre a válvula antes de sua abertura.

Tabela 6.2 - Configurações de impulsador simuladas.

Configuração	K_{imp} [N/m]	$f_{n,imp}$ [Hz]	A_{imp} [mm ²]	$s_{o,imp}$ [mm]
1	5000	5000	30	0,2
2	7000	7000	70	0,3
3	10000	5000	60	0,2

Os resultados das simulações para as três configurações supracitadas são mostrados na Tab. 6.3, verificando-se claramente um ganho significativo de 1,6% na performance do compressor com a instalação do impulsador junto à válvula. Para a melhor compreensão do funcionamento do impulsador, a Fig. 6.6 apresenta uma descrição do seu movimento juntamente com o da válvula. Conforme já explicado no capítulo 5, a mudança de inclinação na curva de abertura da válvula representa o ponto em que a palheta principal entra em contato com a palheta secundária. Nota-se do gráfico que o impulsador permanece em contato com a válvula até uma posição ligeiramente superior à sua posição de equilíbrio, na qual a força elástica é nula. Posteriormente, a pressão na câmara de descarga, volume V1, torna-se suficientemente elevada para iniciar o recolhimento do impulsador.

Tabela 6.3 - Resultados para as configurações de impulsor simuladas.

Configuração	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Referência	3,0	7,85
1	2,5	7,91
2	2,1	7,98
3	2,1	7,97

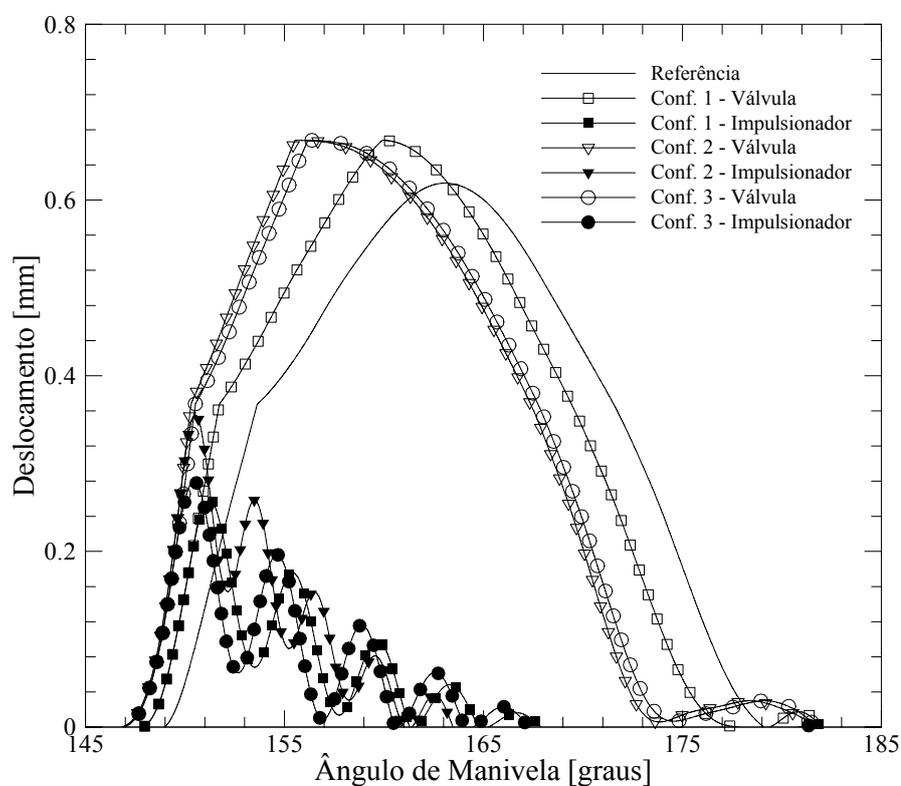


Figura 6.6 - Resultados da dinâmica das válvulas e impulsadores para as configurações simuladas.

As alterações na abertura da válvula devido à presença do impulsor resultaram também em mudanças no seu fechamento, causando uma restrição maior ao escoamento no final do processo de descarga, como pode ser observado pelo aumento da pressão do cilindro na Fig. 6.7. Existe, portanto, a possibilidade de aumentar ainda mais a eficiência do compressor através da otimização dos valores de rigidez e frequência natural da válvula de descarga, de tal forma que o seu fechamento ocorra mais próximo do ponto morto superior.

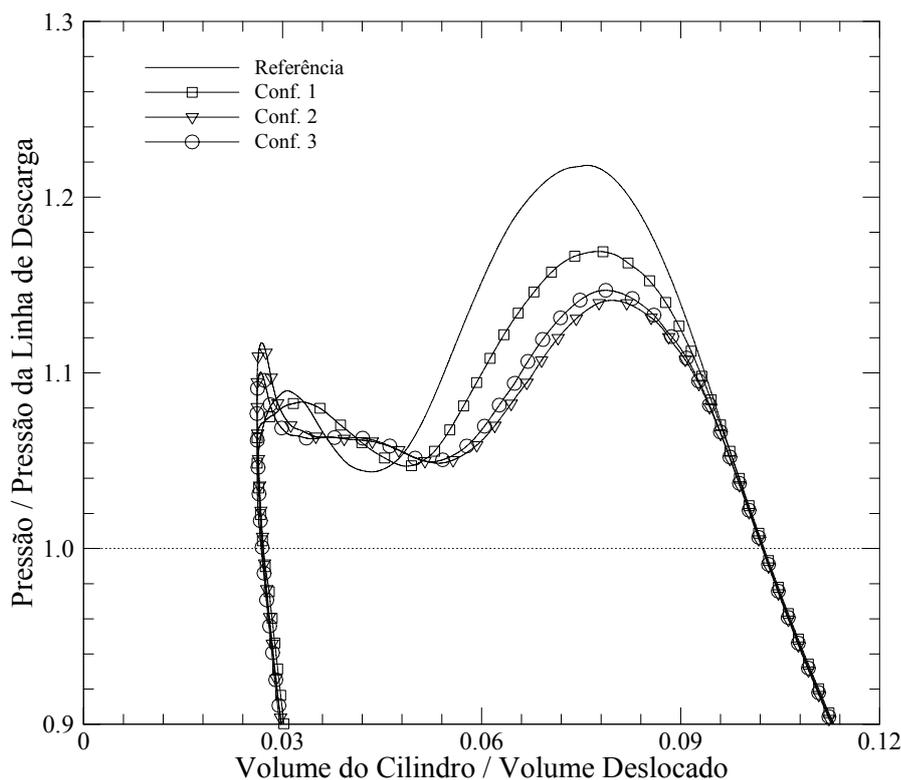


Figura 6.7 - Resultados de diagrama p - V para as configurações simuladas.

6.2. Saliência sobre o Pistão

Parece natural que uma das alternativas para a redução das potências consumidas pelo sistema de válvulas do compressor seja o aumento da área de passagem dos orifícios de sucção e descarga. Contudo, o aumento da área de passagem do orifício de descarga é limitado pela queda de capacidade provocada pelo aumento do volume morto. Para contornar este problema, algumas patentes descrevem a utilização de protuberâncias sobre o pistão para preencher parte do volume criado pelo orifício de descarga, sendo que projetos mais recentes de compressores já incorporam este tipo de solução.

Normalmente essas protuberâncias são cilíndricas e centradas no orifício de descarga, como esquematizado na Fig. 6.8. O aumento da área do orifício tende a reduzir a potência consumida e também a capacidade. A protuberância, por outro lado, aumenta a capacidade, mas também eleva as perdas pelo orifício, já que pode diminuir a área disponível para o escoamento de acordo com a sua posição no orifício durante a descarga. O diâmetro e a altura da protuberância são, na prática, limitados por tolerâncias de fabricação. De qualquer forma, a folga lateral entre a saliência e o orifício deve ser dimensionada com prudência para que não ocorra uma elevação acentuada da potência de descarga.

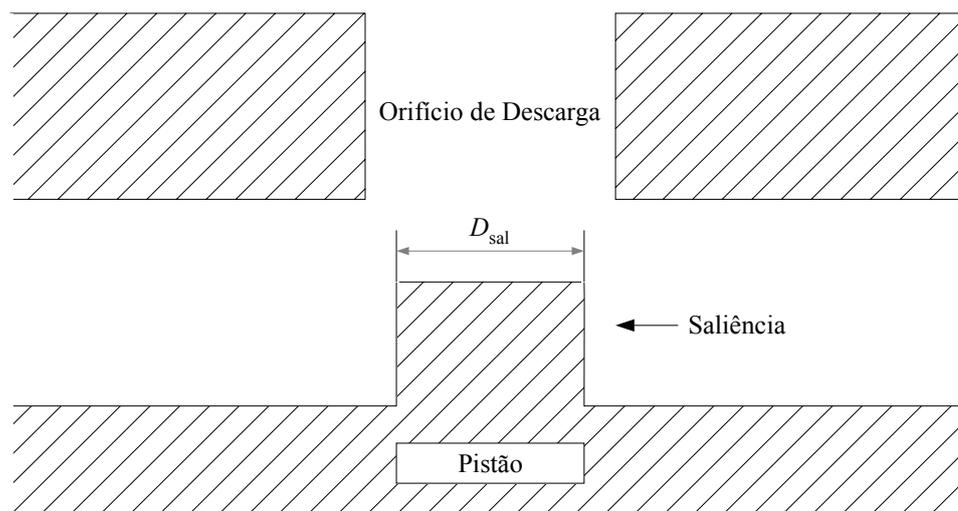


Figura 6.8 - Representação esquemática da saliência sobre o pistão.

Para avaliar o efeito do uso de protuberâncias sobre o desempenho termodinâmico de um compressor, diferentes configurações alternativas de geometrias foram analisadas. Utilizou-se como referência um compressor com capacidade nominal de 600 Btu/h, operando a 60 Hz e com fluido refrigerante R134a. Novamente fez-se uso do modelo axissimétrico para o sistema de descarga, mas sem considerar o filtro. Além do sistema de descarga de referência, outras três configurações foram avaliadas. A configuração (A) consiste em um orifício com área 50% maior do que o orifício de referência, e uma saliência sobre o pistão com área transversal em torno de 30% da área deste novo orifício. A configuração (B) mantém o orifício da configuração (A), mas praticamente duplica a área transversal da saliência. Por último, a configuração (C) emprega a mesma geometria de saliência utilizada na configuração (B) e duplica a área de passagem do orifício de referência. Em todas as configurações a altura da saliência foi fixada em 75% da altura do orifício, um limite imposto pelas tolerâncias de fabricação para o sistema em análise. As alterações do volume morto originadas pelas configurações (A), (B) e (C) em relação ao compressor referência correspondem a 3,3%, -2,1% e 10%, respectivamente.

Os resultados de potência de descarga e coeficiente de performance termodinâmico $EERpV$ obtidos para as três configurações em duas condições de operação são apresentados nas Tabs. 6.4 e 6.5. Os ganhos proporcionados pelas configurações (A) e (C) foram similares, reduzindo a potência de descarga em torno de 45% e aumentando o $EERpV$ em cerca de 2%, nas duas condições de operação consideradas. A configuração (B), entretanto, não apresentou resultados tão bons quanto às outras duas configurações, indicando que a saliência utilizada restringiu demasiadamente o escoamento pelo orifício.

Tabela 6.4 - Resultados para as configurações de saliência simuladas na condição de operação de $T_e = -27,0^\circ\text{C}$ / $T_c = 42,0^\circ\text{C}$.

Configuração	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Referência – sem saliência	3,2	8,13
(A) - $d/d_{ref} = 1,22$ e $D_{sal}/d = 0,55$	1,8	8,32
(B) - $d/d_{ref} = 1,22$ e $D_{sal}/d = 0,76$	2,6	8,19
(C) - $d/d_{ref} = 1,44$ e $D_{sal}/d = 0,65$	1,8	8,33

Tabela 6.5 - Resultados para as configurações de saliência simuladas na condição de operação de $T_e = -23,3,0^\circ\text{C}$ / $T_c = 54,4^\circ\text{C}$.

Configuração	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
Referência – sem saliência	3,2	7,62
(A) - $d/d_{ref} = 1,22$ e $D_{sal}/d = 0,55$	1,8	7,74
(B) - $d/d_{ref} = 1,22$ e $D_{sal}/d = 0,76$	2,7	7,62
(C) - $d/d_{ref} = 1,44$ e $D_{sal}/d = 0,65$	1,7	7,77

Nas simulações anteriores, as protuberâncias foram concebidas na forma de geometrias com seção transversal circular constante, ou seja, como sendo cilindros retos. Mudanças bruscas na direção do escoamento através de válvulas geralmente originam perdas de carga maiores. Para avaliar o impacto do perfil da protuberância sobre o escoamento, novas simulações foram realizadas com base na configuração (C), a geometria que retornou os melhores resultados. No entanto, nesta nova situação, as geometrias da protuberância e da entrada do orifício de descarga foram suavizadas, conforme ilustrado na Fig. 6.9, de modo a mudar a direção do escoamento de forma mais gradual.

Além da configuração (C) modificada, outra configuração com perfil suavizado foi também incluída na análise. Nesta variante, chamada de configuração (D), utilizou-se o mesmo orifício da configuração (C) modificada, com o mesmo arredondamento na entrada do orifício, mas com a saliência com uma área 50% maior. Em todas as configurações a altura da saliência foi mantida a mesma das análises anteriores. Os raios de arredondamento da saliência e da entrada do orifício foram considerados constantes. O raio de arredondamento da

saliência foi tomado como igual a sua altura, enquanto que para a entrada do orifício, o raio adotado correspondeu à metade do raio da saliência.

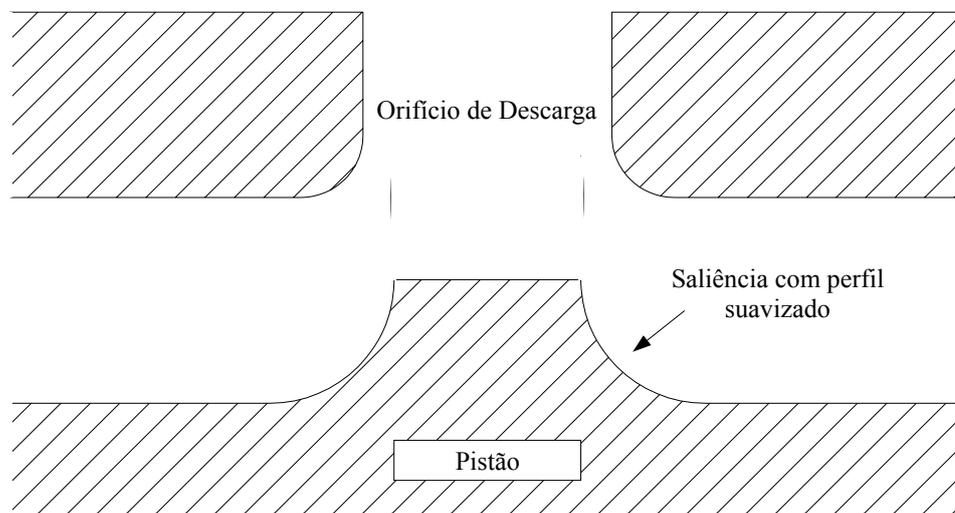


Figura 6.9 - Representação esquemática da saliência e da entrada do orifício suavizadas.

Os resultados obtidos na condição de operação de $T_e = -27,0^\circ\text{C}$ / $T_c = 42,0^\circ\text{C}$ são apresentados na Tab. 6.6. Conforme pode ser observado, o impacto das suavizações das geometrias da saliência e da entrada do orifício sobre o desempenho do compressor é marginal. Porém, observou-se que a alteração da dinâmica da válvula poderia estar mascarando os efeitos produzidos exclusivamente pela suavização da geometria do escoamento. Desta forma, realizou-se a mesma análise para um sistema com válvula de descarga ideal, conforme descrito no capítulo 5. De acordo com os resultados apresentados na Tab. 6.7, as suavizações da saliência e da entrada do orifício da configuração de placa (C) podem reduzir a potência de descarga em 0,4 W. Assim, demonstra-se ser necessária a otimização da válvula para esta configuração, de forma a aproximar o ganho na potência de descarga do valor teórico de 0,4 W. Para uma válvula ideal, o coeficiente de performance termodinâmico poderia passar de 8,33 Btu/Wh para 8,39 Btu/Wh, representando um aumento de aproximadamente 3% no $EERpV$ em relação ao compressor de referência. Este ganho teórico está associado ao aumento da área do orifício de descarga e à redução da perda de carga pela utilização de perfis suavizados. Deve ser mencionado que foi admitido que o processo de sucção manteve-se praticamente inalterado. Esta é uma hipótese razoável, visto que a variação do volume morto é menor do que 10% entre as configurações inicial e final.

Tabela 6.6 - Resultados para saliências com perfis retos e suavizados – válvulas reais.

Configuração	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
(C) – perfis retos	1,8	8,33
(C) – perfis suavizados	1,7	8,33
(D) – perfis suavizados	2,0	8,33

Tabela 6.7 - Resultados para saliências com perfis retos e suavizados – válvulas ideais.

Configuração	Potência de Descarga [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
(C) - saliência reta	1,3	8,38
(C) - saliência suavizada	0,9	8,46
(D) - saliência suavizada	1,0	8,44

Para compreender melhor o efeito da geometria da saliência sobre o escoamento, áreas efetivas de escoamento e de força foram obtidas para três configurações, com o mesmo diâmetro do orifício da configuração (C), conforme a seguir: i) sem saliência e entrada do orifício reta; ii) sem saliência e entrada suavizada e iii) com saliência e entrada suavizadas. Nas simulações, considerou-se o escoamento através da válvula como turbulento, compressível, e estacionário. O cálculo da área efetiva de escoamento toma como referência o escoamento compressível isentrópico através de um bocal. Em todas as simulações o escoamento foi imposto através de uma diferença de pressão entre a parede lateral do cilindro e a câmara de descarga igual a 1 bar. Maiores informações sobre áreas efetivas podem ser obtidas em Driessen (1986).

Diferente dos trabalhos encontrados na literatura, que descrevem as áreas efetivas apenas em função da abertura das válvulas, s , aqui as mesmas são apresentadas também como uma função da posição do pistão X . Decidiu-se fazer assim porque, devido ao escoamento radial do gás pela folga entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas, regiões de recirculação podem surgir no orifício de descarga. Além disto, a própria folga impõe uma restrição adicional ao escoamento. Conseqüentemente, estes dois aspectos acabam afetando os valores das áreas efetivas.

O exposto acima é evidenciado pelas curvas de áreas efetivas para diferentes posições do pistão, apresentadas na Fig. 6.10, e pelas linhas de corrente mostradas na Fig. 6.13. As áreas efetivas foram adimensionalizadas pelo diâmetro do orifício, enquanto que para os valores das linhas de corrente empregou-se o fluxo de massa. Para o afastamento da palheta $s/d \approx 0,09$, por exemplo, verifica-se que conforme o pistão se aproxima da placa de válvulas ocorre uma elevação da área efetiva de escoamento. Quando o pistão encontra-se na posição $X = 0,5$ mm, a área efetiva de escoamento é máxima para este afastamento da válvula. Analisando as linhas de corrente para esta posição do pistão e da válvula, fica nítido que praticamente não ocorre separação do escoamento na região do assento. Mas, à medida que o pistão continua avançando em direção ao ponto morto superior, surge uma região de recirculação na região do assento, reduzindo a área efetiva de escoamento.

A influência da posição do pistão sobre as áreas efetivas é menor para os casos com entrada do orifício arredondada e/ou saliência sobre o pistão, como mostram os resultados apresentados nas Figs. 6.11 e 6.12. Visualizando as linhas de corrente, constata-se que apenas o arredondamento na entrada do orifício de descarga já é suficiente para direcionar o escoamento junto a lateral do orifício e praticamente impedir o aparecimento de regiões de recirculação. Uma ressalva é feita para a distância mínima do pistão ($X = 0,1$ mm), na qual o escoamento não consegue acompanhar a curvatura do orifício, devido aos níveis elevados de velocidade do gás na folga pistão-placa de válvulas. Também fica evidente que a ausência da recirculação junto à lateral do orifício de descarga tende a elevar as áreas efetivas de força. Isto faz sentido fisicamente uma vez que o escoamento normal do fluido em direção à palheta aumenta a região de estagnação sob a válvula, elevando a força de pressão.

Novamente, para a geometria sem arredondamento da entrada do orifício, um valor de máximo intermediário para a área efetiva de escoamento também é observado quando a posição do pistão é mantida fixa e a posição do disco frontal é variada. Por exemplo, para a posição do pistão $X = 0,3$ mm, a área efetiva de escoamento apresenta um ponto máximo para o afastamento adimensional s/d em torno de 0,06. Outra vez a visualização das linhas de corrente ajuda no entendimento físico do fenômeno. Além disto, é possível observar que os afastamentos de palheta intermediários que representaram valores máximos de área efetiva de escoamento, para uma mesma posição do pistão, também representaram os pontos onde ocorreram as mínimas áreas efetivas de força, indicando que os efeitos do escoamento são opostos sobre estas quantidades.

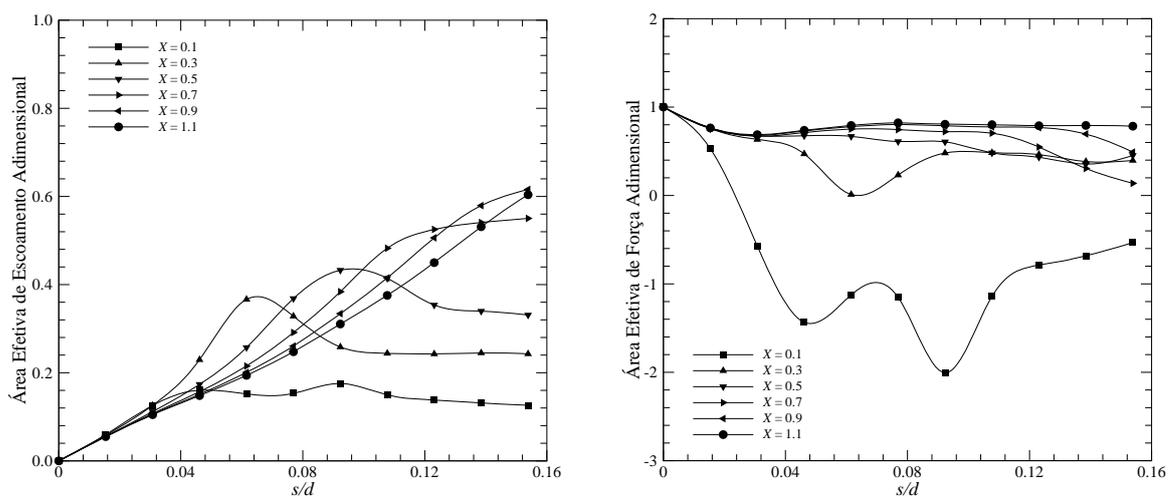


Figura 6.10 - Áreas efetivas - configuração sem saliência e entrada do orifício em quina.

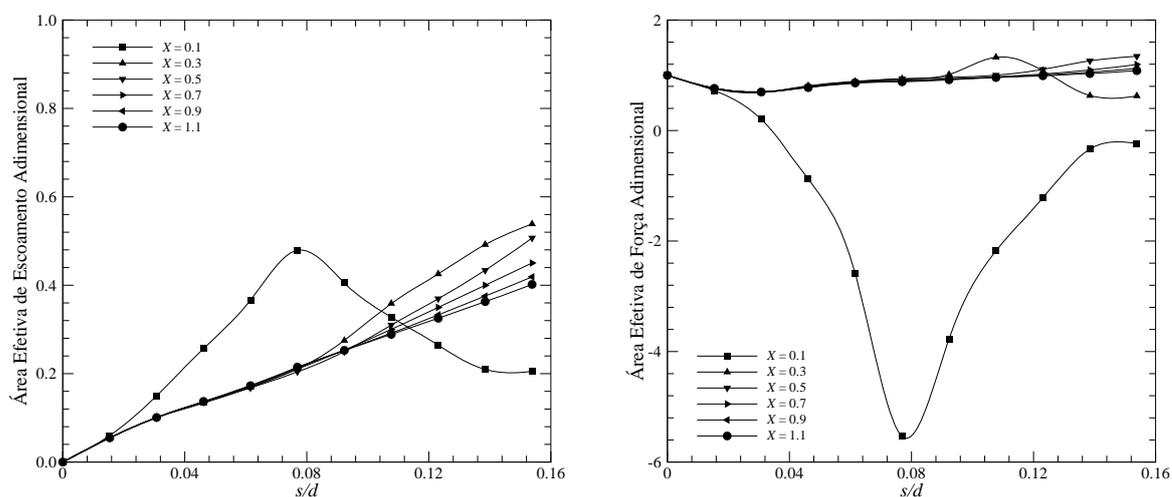


Figura 6.11 - Áreas efetivas - configuração sem saliência e entrada do orifício arredondada.

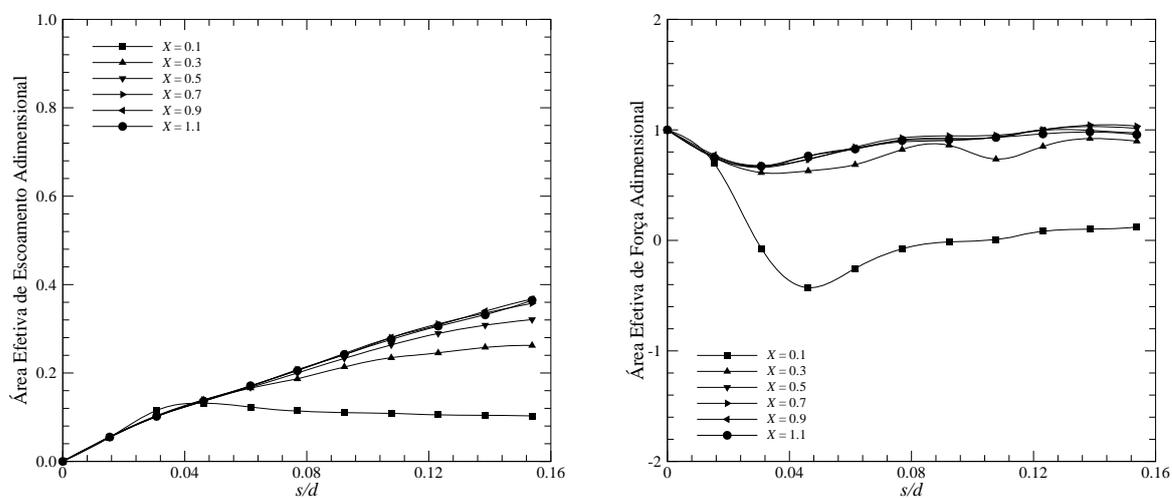


Figura 6.12 - Áreas efetivas para a configuração com saliência e entrada do orifício arredondada.

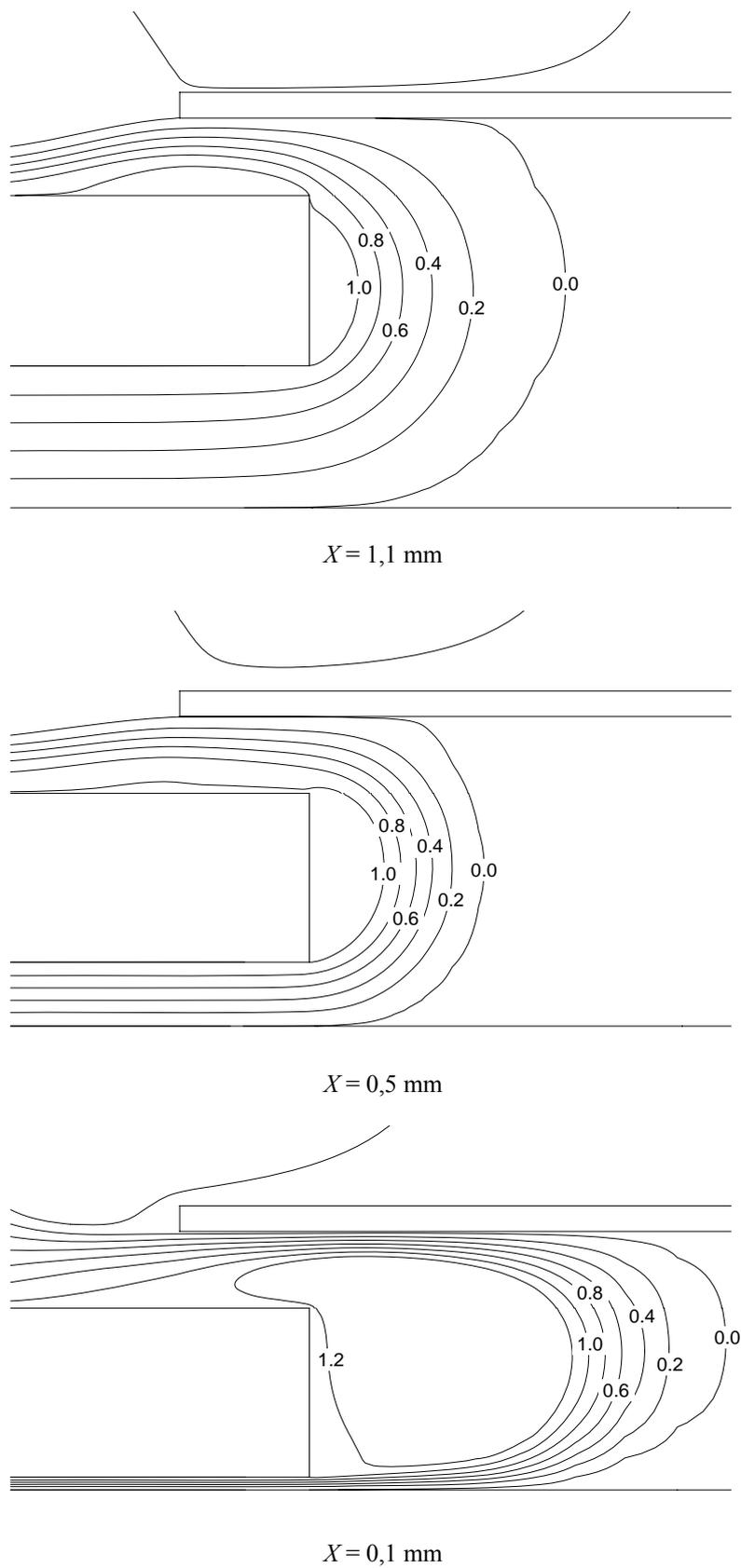
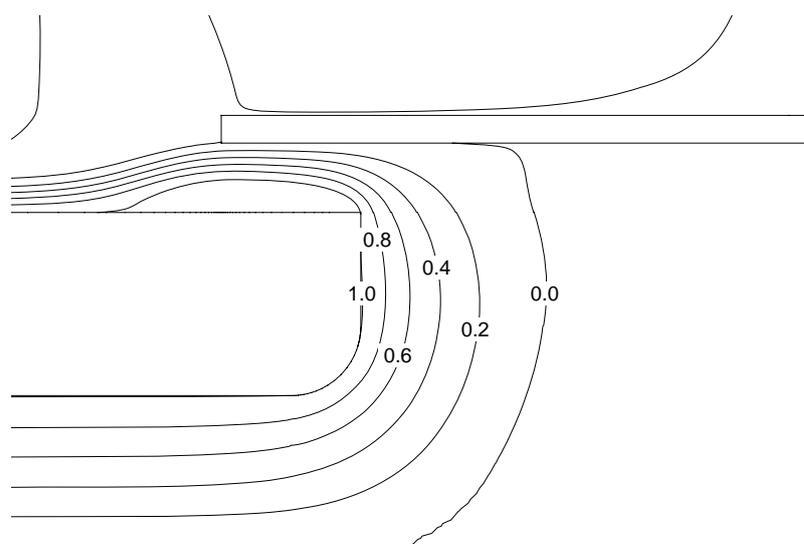
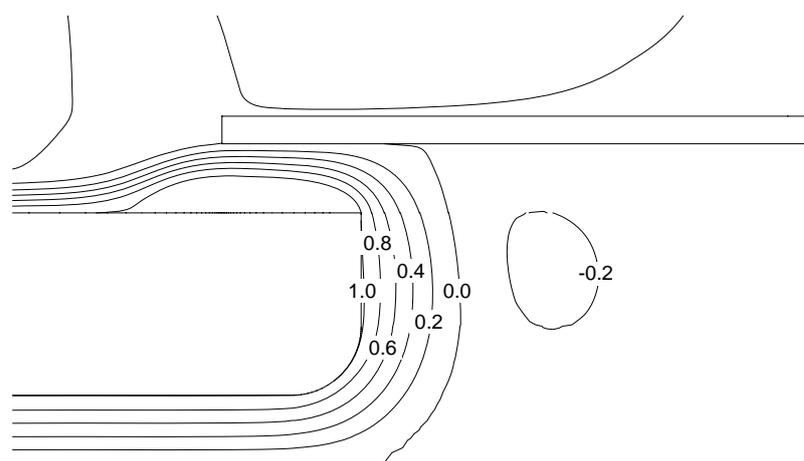


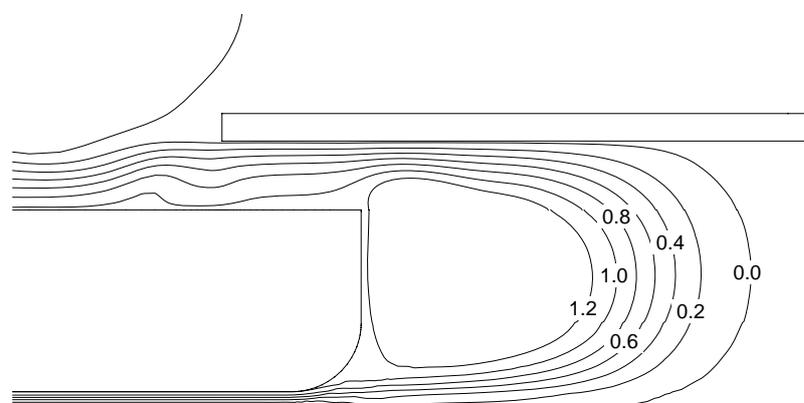
Figura 6.13 - Funções correntes - configuração sem saliência e entrada do orifício em quina - $s/d \approx 0,09$.



$X = 1,1 \text{ mm}$

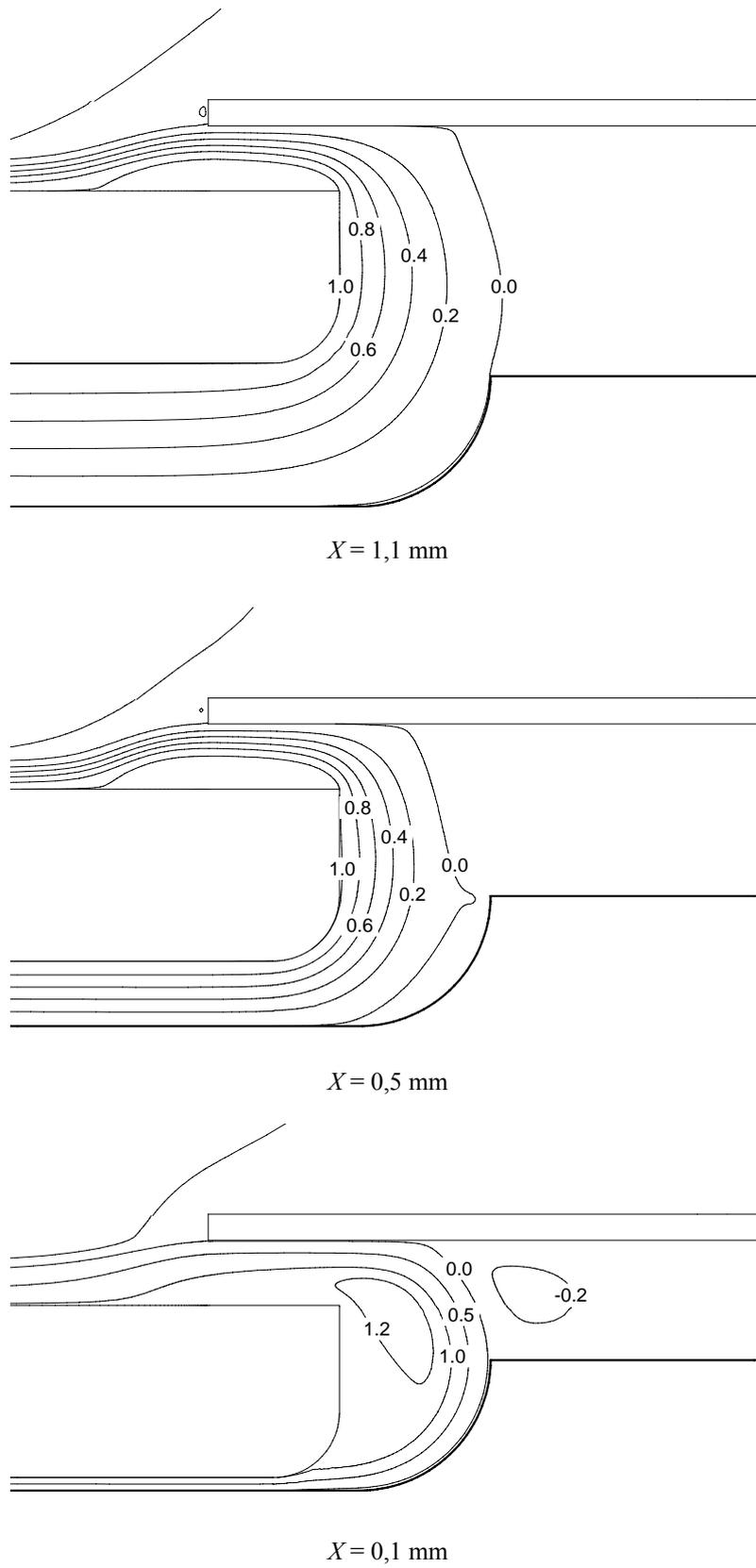


$X = 0,5 \text{ mm}$



$X = 0,1 \text{ mm}$

Figura 6.14 - Funções correntes - configuração sem saliência e orifício arredondado - $s/d \approx 0,09$.

Figura 6.15 - Funções correntes - configuração com saliência e orifício arredondado - $s/d \approx 0,09$.

6.3. Múltiplos Orifícios de Descarga

O aumento da área de passagem dos orifícios reduz a perda de carga sobre o escoamento e aumenta a performance do compressor. Entretanto algumas implicações práticas dificultam ou mesmo inviabilizam a utilização de orifícios muito grandes. Inicialmente, como já discutido, no caso do sistema de descarga há uma perda direta de capacidade com o aumento do orifício de descarga. Além disso, do ponto de vista de confiabilidade das válvulas, orifícios com maiores áreas exigem válvulas mais espessas para suportar a diferença de pressão entre o cilindro e as suas respectivas câmaras de sucção ou descarga. Quanto maior for a espessura, maior será a massa da válvula, tornando-a lenta, o que vai exatamente contra o comportamento almejado para válvulas automáticas. Uma maneira de contornar este problema, e ainda manter uma área de passagem maior para o escoamento, é a adoção de uma placa de válvulas com múltiplos orifícios. Além de permitir válvulas menos espessas, outro benefício é possibilidade de redução da perda de carga na folga pistão-placa de válvulas durante a descarga do gás. De fato, a distribuição adequada dos orifícios sobre a placa de válvulas pode facilitar o escoamento do gás na folga entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas, através da diminuição do trajeto do fluido até o orifício.

O objetivo desta seção é analisar o efeito do emprego de múltiplos orifícios sobre a eficiência do sistema de descarga. Naturalmente, uma análise similar poderia ser aplicada também ao sistema de sucção. Como referência adotou-se um compressor com capacidade nominal igual a 700 Btu/h, trabalhando em 50 Hz com o refrigerante R600a, na condição de $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ / $T_c = 54,4^\circ\text{C}$. Na avaliação do sistema de descarga, o filtro de descarga não foi incluído no modelo numérico e o processo de sucção foi considerado ideal.

Devido à geometria do problema, modelos tridimensionais tiveram que ser adotados. Assumindo inicialmente uma distribuição regular dos orifícios na placa de válvulas, pôde-se aproveitar uma condição de simetria da geometria resultante e reduzir o domínio computacional e o tempo de processamento da simulação. A Fig. 6.16 mostra o domínio computacional da geometria do compressor empregado nas primeiras análises numéricas. Para uma comparação adequada entre os diversos resultados numéricos, o sistema de descarga do compressor referência foi também modelado de forma tridimensional, apesar de possuir apenas um orifício concêntrico ao cilindro. Através de testes nesta configuração de referência, constatou-se que a solução numérica não apresenta dependência com o tamanho da fatia considerado, ou seja, os resultados obtidos para uma fatia representativa de 1/5 da seção transversal do cilindro do compressor podem ser comparados diretamente com aqueles

obtidos para uma fatia de 1/3. O volume da câmara de descarga do sistema de referência foi mantido o mesmo em todas as simulações, porém o diâmetro das câmaras com múltiplos orifícios teve que ser acrescido para comportá-los.

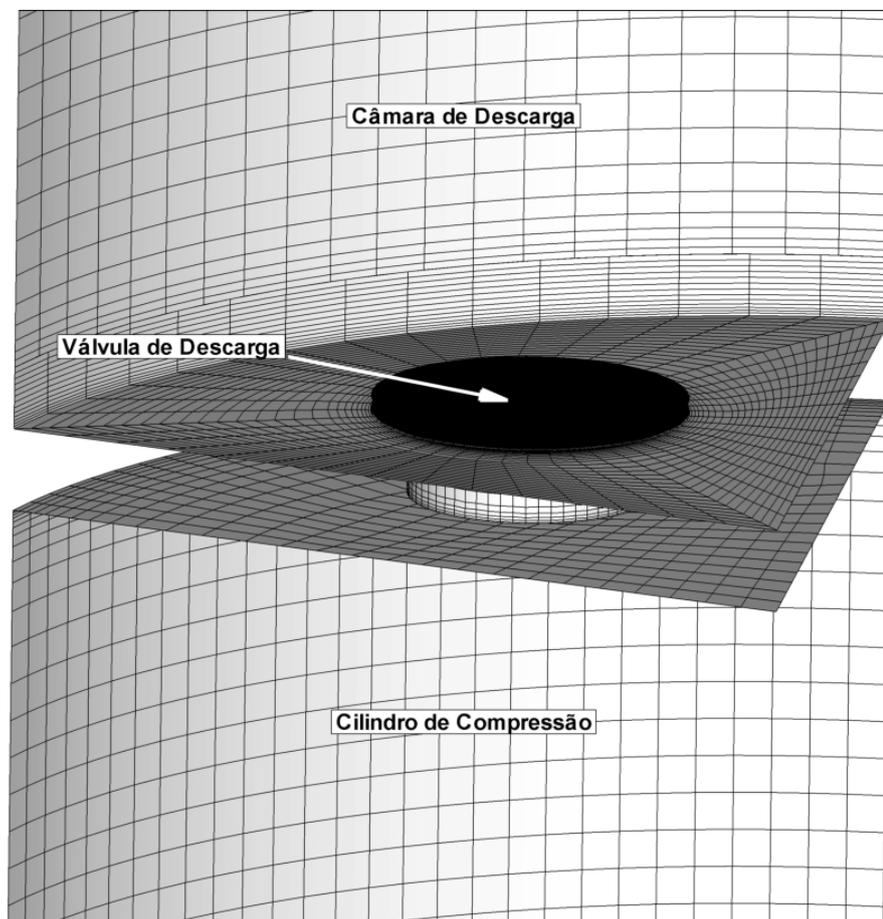


Figura 6.16 - Domínio computacional adotado na avaliação de múltiplos orifícios – fatia de 1/5.

As primeiras análises consideraram a utilização de 5 orifícios de descarga. Em todas as simulações a força de colamento entre a válvula e o assento foi admitida ser linearmente proporcional à área de recobrimento da válvula em relação à válvula de referência. Relembrando o modelo analítico para estimativa da força de colamento proposto por Khalifa e Liu (1998), esta hipótese é até mesmo um tanto conservadora, visto que a força devido à dilatação do filme de óleo, de acordo com este modelo analítico, varia com o diâmetro do orifício elevado a quarta potência. A relação entre os diâmetros da válvula e do orifício foi mantida constante. Os múltiplos orifícios foram dispostos regularmente espaçados na posição mediana entre a lateral e o centro do cilindro. Todas as paredes do domínio foram consideradas adiabáticas.

A fim de permitir uma análise mais conclusiva, os parâmetros de rigidez e frequência natural das válvulas de descarga foram otimizados numericamente para cada sistema analisado. Esta otimização foi realizada com o acoplamento entre o código de otimização ModeFrontier (ESTECO, 2004) e o código para simulação numérica de compressores alternativos RECIP (Ussyk, 1984). O código RECIP utiliza uma formulação integral para cálculo das propriedades dentro do cilindro, e áreas efetivas de força e escoamento para determinação da dinâmica de válvulas. Na otimização das válvulas, a faixa de capacidade admitida foi imposta e então maximizado o coeficiente de performance termodinâmico ($EERpV$). Os parâmetros incluídos na otimização foram relacionados entre si através de correlações desenvolvidas para vigas engastadas. Além do orifício de referência, um outro orifício com uma área 70% maior foi também considerado.

Os resultados de potência de descarga, capacidade de refrigeração e coeficiente de performance obtidos nesta primeira etapa são apresentados na Tab. 6.8. A primeira verificação é uma pequena melhora do sistema referência após a otimização dos parâmetros da válvula, com um aumento de 0,6% no $EERpV$, proveniente da redução da potência de descarga em 0,6 W. Analisando a dinâmica de válvulas e o diagrama $p-V$, apresentados nas Figs. 6.17 e 6.18, respectivamente, constata-se que a válvula otimizada apresenta uma abertura mais rápida, reduzindo a sobrepressão dentro do cilindro. O seu fechamento foi um pouco mais suave que o da válvula de referência, mas mesmo assim uma elevação da pressão dentro do cilindro foi observada ao final do processo de descarga.

Tabela 6.8 - Resultados das análises para 5 orifícios de descarga - Válvulas reais.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	$EERpV$ [Btu/Wh]
Orifício referência Válvula referência	3,6	208,5	8,41
Orifício referência Válvula otimizada	3,0	210,8	8,46
5 orifícios Válvula otimizada	2,4	212,9	8,54
1 orifício – Maior área Válvula otimizada	2,4	204,5	8,53
5 orifícios – Maior área Válvula otimizada	1,9	204,6	8,58

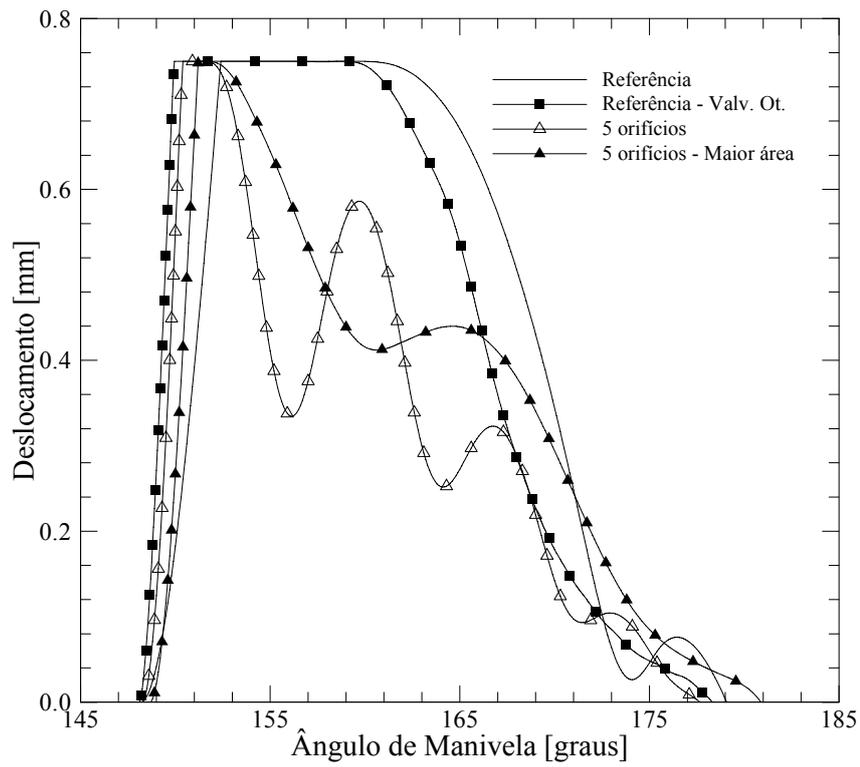
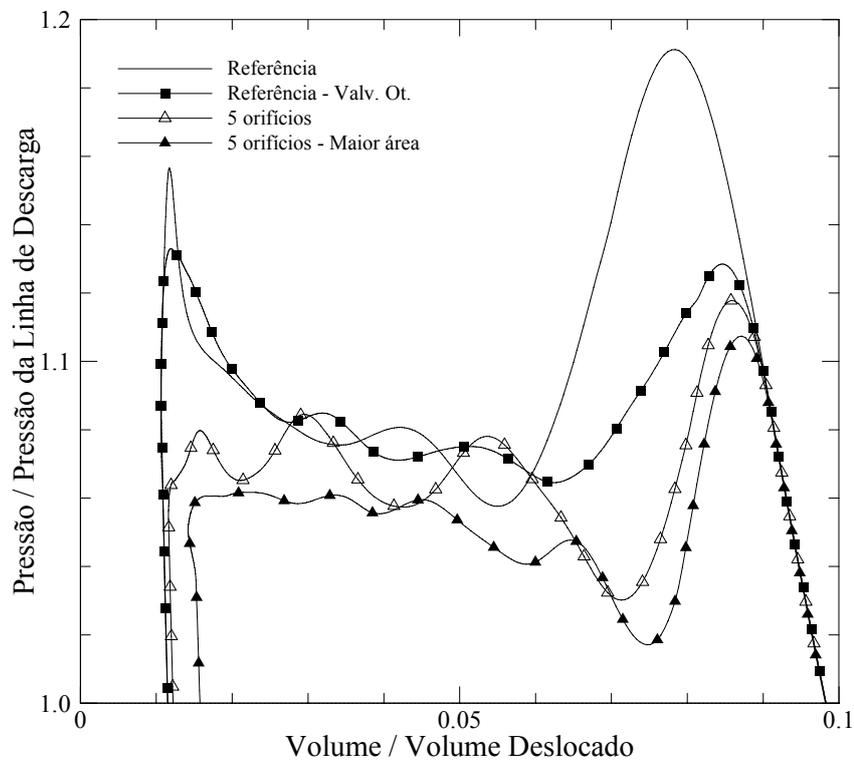


Figura 6.17 - Movimento de válvulas - configurações com 5 orifícios de descarga.

Figura 6.18 - Diagramas $p-V$ - configurações com 5 orifícios de descarga.

Mantida praticamente a mesma área total de passagem, porém utilizando-se 5 orifícios de descarga, a potência de descarga pode ser reduzida em mais 0,7 W, representando um aumento de 0,9% no coeficiente de performance termodinâmico em relação à configuração referência com apenas uma válvula otimizada. Com o aumento da área total dos orifícios, outra queda de 0,5 W na potência de descarga é obtida, porém acompanhada pela queda de capacidade de refrigeração, devido ao aumento do volume morto. Por fim, esta configuração com 5 orifícios de descarga e maior área de escoamento apresentou uma redução de quase 50% na potência de descarga e um aumento de 2% no coeficiente de performance termodinâmico do compressor, em relação à configuração de referência inicial.

Percebe-se ainda na Fig. 6.17 uma oscilação no movimento das válvulas durante o fechamento para as configurações de múltiplos orifícios. Isto sugere que o deslocamento máximo da válvula pudesse ser menor, possibilitando um aumento de confiabilidade do sistema e até mesmo reduzindo os refluxos de gás devido a possíveis atrasos no fechamento da válvula.

Para permitir uma análise completa, foram realizadas também simulações para as diversas configurações de orifício, mas considerando as válvulas como ideais. Os resultados destas simulações são apresentados na Tab. 6.9. A primeira observação que se faz é que o ganho direto proporcionado pelo emprego de múltiplos orifícios diminuiu com o aumento da área de passagem total dos orifícios. Enquanto que para a área de passagem de referência a queda na potência de descarga foi de 0,6 W (26%), na placa com maior área de passagem a redução foi bem menor, apenas 0,2 W (12%). Comparando agora estes resultados com os resultados obtidos anteriormente para as válvulas reais otimizadas, percebe-se que, para a área de passagem de referência, as otimizações das válvulas de descarga foram adequadas. Tal afirmação apóia-se no fato de que ambos os sistemas, real e ideal, apresentarem a mesma queda de potência de descarga devido à utilização de múltiplos orifícios (0,6 W). Por outro lado, nas configurações com área de passagem maior, a dinâmica da válvula do sistema com apenas 1 orifício foi comprometida. Como a área de passagem do orifício de descarga aumentou consideravelmente, a otimização dos parâmetros da válvula foram limitados principalmente pela espessura mínima da palheta, determinada por critérios de confiabilidade para uma dada condição de operação. Para orifícios de menor diâmetro, a otimização do sistema de válvulas pode fornecer uma palheta com características mais adequadas à dinâmica de válvulas. Deste modo, para a situação com maior área de passagem, a configuração com 5

orifícios de descarga e válvulas otimizadas apresentou um comportamento mais perto do ideal que a palheta otimizada para apenas 1 orifício de descarga.

Tabela 6.9 - Resultados das análises para 5 orifícios de descarga - Válvulas ideais.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_pV [Btu/Wh]
Orifício referência	2,3	211,7	8,55
5 orifícios	1,7	210,2	8,58
1 orifício – Maior área	1,7	207,2	8,60
5 orifícios – Maior área	1,5	206,7	8,61

Para o compressor sob análise, seria praticamente impossível viabilizar o emprego de 5 orifícios de descarga sem uma alteração conjunta do sistema de sucção, devido às limitações geométricas da placa de válvulas. Para este compressor, observa-se a possibilidade da instalação de no máximo 3 orifícios de descarga, sem que seja necessária qualquer alteração no sistema de sucção. Uma área de passagem do orifício 70% maior do que a área do compressor de referência foi também conseguida com 3 orifícios de mesmo diâmetro. Novamente as válvulas de descarga foram otimizadas para esta nova configuração.

Segundo os resultados das otimizações, observou-se que é possível utilizar diferentes pares de rigidez e frequência natural e obter virtualmente a mesma performance do sistema. Assim, foram escolhidos dois pares para a presente análise, correspondentes aos valores de menor e maior de rigidez da válvula. Além disto, em função dos resultados anteriores, as otimizações foram realizadas para duas alturas de batente: uma igual à referência e outra menor. Nas primeiras simulações, os orifícios foram novamente considerados regularmente distribuídos sobre a placa de válvulas, em uma posição média entre a lateral e o centro do cilindro. Assim, o domínio computacional pôde ser reduzido a uma fatia representativa igual a 1/3 da seção transversal do cilindro do compressor.

De acordo com os resultados apresentados na Tab. 6.10, todas as configurações apresentaram desempenhos semelhantes, com uma pequena vantagem para a válvula com menor rigidez e maior altura de batente. O ganho em performance desta última é praticamente igual ao obtido com 5 orifícios de descarga, indicando que o desempenho das válvulas otimizadas para a placa com 3 orifícios de descarga é semelhante ao da placa com 5 orifícios.

Tabela 6.10 - Resultados das análises para 3 orifícios de descarga.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
$k = 250$ N/m $f_n = 700$ Hz $h_b = 0,45$ mm	2,1	205,1	8,56
$k = 250$ N/m $f_n = 700$ Hz $h_b = 0,75$ mm	2,0	205,3	8,58
$k = 530$ N/m $f_n = 850$ Hz $h_b = 0,45$ mm	2,2	205,2	8,56
$k = 530$ N/m $f_n = 850$ Hz $h_b = 0,75$ mm	2,2	205,2	8,56

Analisando a Fig. 6.19, nota-se que para a válvula com maiores rigidez e altura de batente ocorre uma oscilação em seu movimento durante o fechamento, causando uma elevação de pressão do cilindro em posições intermediárias do processo de descarga (Fig. 6.20). Nas configurações com menor altura de batente, a maior potência de descarga deveu-se basicamente à menor abertura da válvula, a qual embora diminua as oscilações de pressão no cilindro, a mantém em um patamar um pouco mais alto devido à maior restrição imposta ao escoamento.

Apesar da redução na potência consumida pelo processo de descarga que a utilização de múltiplos orifícios permite, a redução da capacidade devido ao aumento do volume morto pode comprometer o desempenho final do compressor. Como visto na seção anterior, o emprego de saliências sobre o pistão mostra-se como uma solução viável para a minimização do efeito nocivo do aumento da área dos orifícios de descarga. Portanto, as mesmas foram novamente empregadas na presente análise a fim de recuperar parte da capacidade perdida. Baseado nos resultados da seção anterior, as dimensões da saliência para a configuração com 3 orifícios foram dimensionadas de forma a ter 75% da altura e 60% do diâmetro do orifício. Os resultados fornecidos pelas simulações novamente indicaram que a configuração com menor rigidez e maior altura de batente é a melhor opção, apresentando uma ligeira queda de performance em relação à mesma configuração sem saliência, porém com um aumento de 2,1% na capacidade de refrigeração, como pode ser conferido na Tab. 6.11.

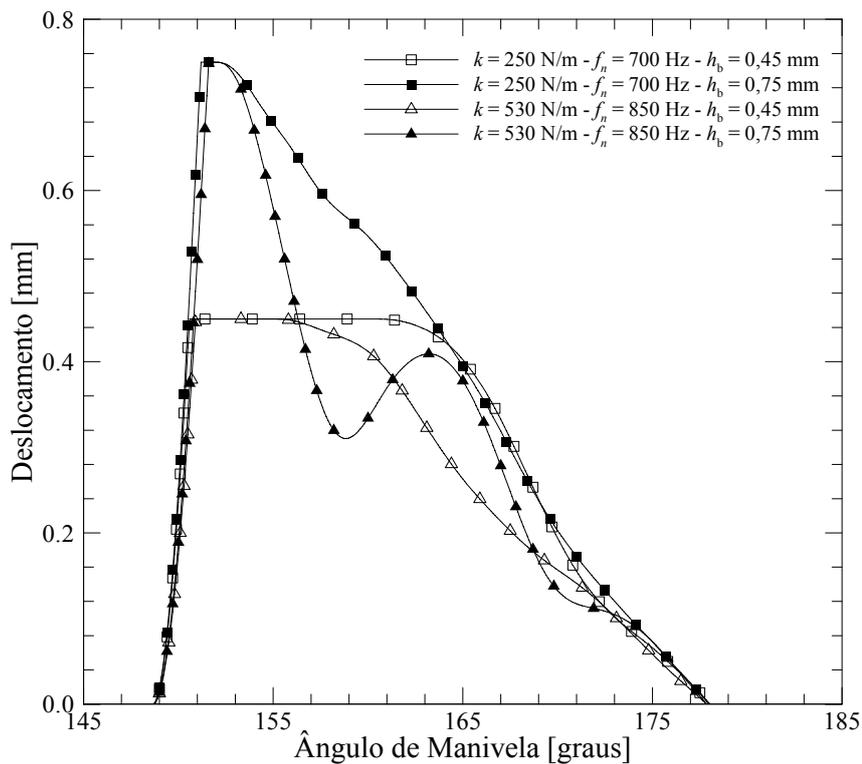


Figura 6.19 - Movimento de válvulas - configurações com 3 orifícios de descarga.

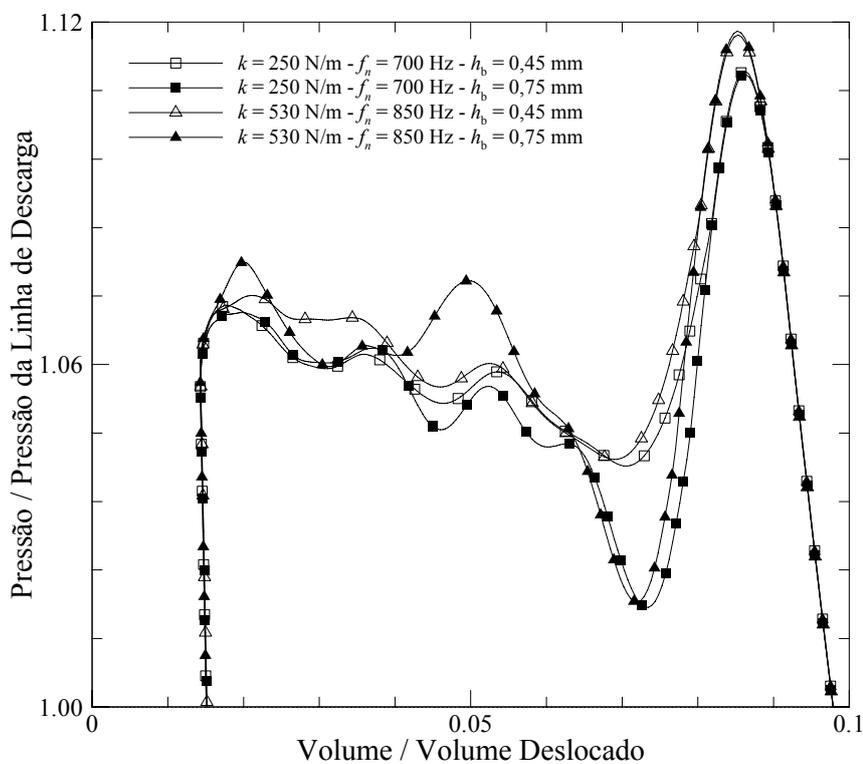


Figura 6.20 - Diagramas p - V - configurações com 3 orifícios de descarga.

Tabela 6.11 - Resultados para 3 orifícios de descarga com saliência sobre o pistão.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
$k = 250$ N/m $f_n = 700$ Hz $h_b = 0,45$ mm	2,3	209,7	8,55
$k = 250$ N/m $f_n = 700$ Hz $h_b = 0,75$ mm	2,1	209,6	8,57
$k = 530$ N/m $f_n = 850$ Hz $h_b = 0,45$ mm	2,4	209,6	8,53
$k = 530$ N/m $f_n = 850$ Hz $h_b = 0,75$ mm	2,3	209,6	8,54

Uma última questão em relação ao emprego de múltiplos orifícios é quanto à influência dos seus posicionamentos na placa de válvulas. Até agora as simulações consideraram uma distribuição regular dos orifícios na posição mediana entre a lateral e o centro do cilindro de compressão. Para tentar responder esta questão, os 3 orifícios de descarga foram dispostos de acordo com as limitações impostas para o alojamento da válvula de sucção no sistema de referência real, sem o emprego de saliências sobre o pistão. Fazendo desta forma, a disposição dos orifícios é aquela mostrada na Fig. 6.21, não sendo possível adotar a simetria empregada nas análises anteriores.

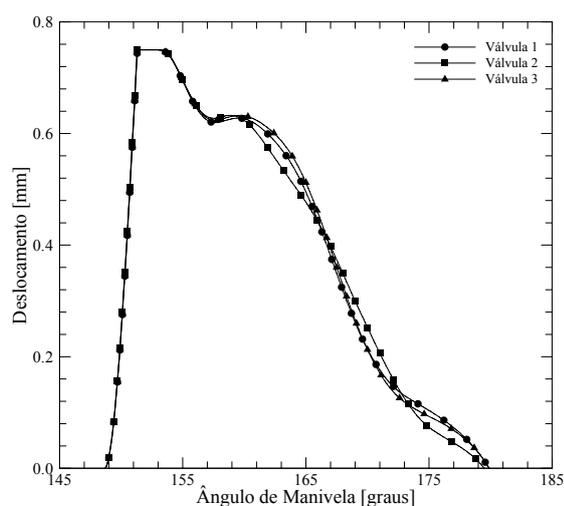


Figura 6.21 - Disposição dos orifícios de descarga.

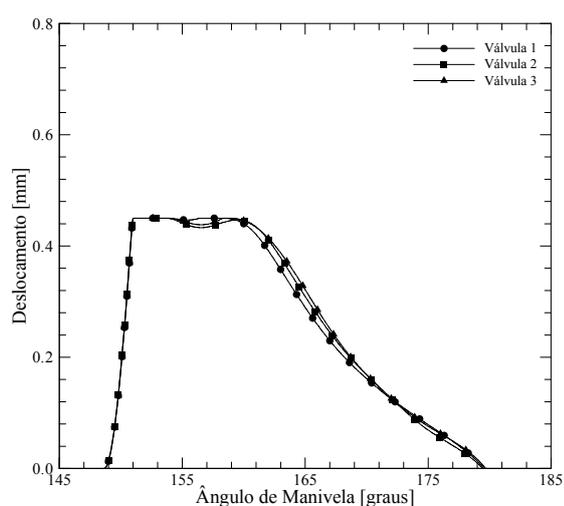
Para o novo posicionamento dos orifícios, as duas configurações de válvulas analisadas não indicaram variações significativas na capacidade e na eficiência energética do compressor em relação à disposição regular anterior sem saliência sobre o pistão. Comparando os resultados apresentados nas Tabs. 6.10 e 6.12, percebe-se um pequeno aumento da potência de descarga nas configurações com orifícios irregularmente distribuídos, resultando em uma redução no coeficiente de performance termodinâmico do compressor menor que 0,5%. Apesar da maior proximidade dos orifícios, não houve influência significativa do escoamento por uma das válvulas sobre a outra. De fato, observando os movimentos das válvulas na Fig. 6.22, verifica-se que as três válvulas apresentaram uma dinâmica praticamente idêntica.

Tabela 6.12 - Resultados para 3 orifícios de descarga posicionados irregularmente sem saliência sobre o pistão.

Configuração	Potência de Descarga [W]	Capacidade [W]	EER_{pV} [Btu/Wh]
$k = 250 \text{ N/m}$ $f_n = 700 \text{ Hz}$ $h_b = 0,75 \text{ mm}$	2,1	206,0	8,56
$k = 530 \text{ N/m}$ $f_n = 850 \text{ Hz}$ $h_b = 0,45 \text{ mm}$	2,4	206,6	8,53



$$k = 250 \text{ N/m} - f_n = 700 \text{ Hz} - h_b = 0,75 \text{ mm}$$



$$k = 530 \text{ N/m} - f_n = 850 \text{ Hz} - h_b = 0,45 \text{ mm}$$

Figura 6.22 - Movimentos de válvulas - 3 orifícios posicionados irregularmente.

6.4. Conclusões

Neste capítulo foram analisadas diferentes concepções de sistemas de válvulas destinadas ao aumento da eficiência termodinâmica do compressor, focando especificamente o sistema de descarga.

A primeira concepção avaliada foi um sistema de descarga proposto por Lilie (1997) para minimizar os efeitos do colamento e da inércia da válvula de descarga. Através de simulações numéricas, ganhos teóricos de até 1,6% no coeficiente de performance termodinâmico puderam ser previstos com o uso dessa concepção, como consequência da redução da potência de descarga em cerca de 30%. Observou-se ainda a possibilidade de maiores ganhos em eficiência através da otimização dos parâmetros da válvula.

Para a recuperação de parte da capacidade perdida pelo aumento da área de passagem dos orifícios de descarga, protuberâncias sobre o pistão tem sido previstas em projetos recentes de compressores. Nas análises numéricas realizadas neste trabalho verificaram-se reduções de até 45% na potência de descarga com o aumento da área de passagem dos orifícios da válvula e o emprego de protuberâncias no pistão para contrabalançar o aumento do volume morto. Essas alterações permitiram um aumento de 2% no $EERpV$, sem perda considerável de capacidade. A eliminação de cantos na protuberância e na entrada do orifício de descarga também foi avaliada, constatando-se um aumento teórico de aproximadamente 1% na performance termodinâmica, caso seja possível otimizar a válvula para esta nova configuração. Resultados de áreas efetivas de escoamento e de força foram obtidos para auxiliar a compreensão do escoamento através das válvulas, principalmente após a inserção das protuberâncias.

A última análise do trabalho considerou o efeito da utilização de múltiplos orifícios de descarga como forma de aumentar a área de passagem do escoamento. Reduções na potência de descarga em torno de 50% foram conseguidas através da otimização dos parâmetros de rigidez e frequência natural das válvulas, tanto para placas com 3 ou com 5 orifícios de descarga, elevando o $EERpV$ em 2%. Os resultados indicaram ainda que orifícios menores permitem a obtenção de parâmetros de válvulas mais adequados. Protuberâncias foram utilizadas para a recuperação de parte da capacidade de refrigeração perdida com o aumento da área total dos orifícios. O aumento da potência de descarga provocado pela inclusão dessas saliências nos orifícios praticamente não alterou a eficiência termodinâmica deste compressor.

CAPÍTULO 7 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como visto na revisão bibliográfica, a disponibilidade crescente de recursos computacionais e de metodologias numéricas tem permitido a modelação completa da operação de compressores alternativos, de forma cada vez mais precisa. Até recentemente, técnicas de simulação mais detalhadas eram somente aplicadas para analisar de forma separada o desempenho de alguns componentes do compressor. Em função de avanços nas metodologias disponibilizadas por códigos de simulação comerciais, os modelos utilizados neste trabalho puderam ser desenvolvidos em um espaço de tempo relativamente curto. Comparados com os modelos integrais, amplamente adotados na análise de compressores, os modelos desenvolvidos aqui requerem um número bem menor de dados empíricos para as simulações. Além disso, tais modelos permitem a caracterização em detalhes de geometrias reais. Entretanto, devido à complexidade da operação de alguns componentes do compressor, tais como as válvulas automáticas, algumas simplificações ainda são necessárias.

Uma etapa fundamental no desenvolvimento e no emprego de modelos de simulação se constitui na validação dos resultados numéricos. Com o auxílio de dados experimentais, uma comparação qualitativa foi realizada com os resultados do modelo, demonstrando que o mesmo é capaz de prever de forma satisfatória o desempenho de compressores alternativos que empregam válvulas automáticas.

Os modelos de simulação desenvolvidos foram inicialmente empregados para uma análise preliminar do consumo de energia originado pelo sistema de válvulas. Através da idealização de alguns componentes, as perdas de eficiência do compressor nos processos de sucção e de descarga puderam ser subdivididas em perdas em filtros, válvulas e orifícios. Entre as principais constatações estão que o filtro de sucção afeta muito o desempenho da válvula de sucção e que as áreas dos orifícios de descarga são muito importantes no esvaziamento do cilindro.

Na última parte do trabalho algumas concepções foram analisadas para o sistema de descarga, a partir do modelo numérico e com base em informações geradas na análise de potencialidades supracitada. De uma maneira geral, pôde-se observar que qualquer alteração do sistema requer que os parâmetros da válvula sejam otimizados para a nova configuração. Para os sistemas analisados, verificou-se a possibilidade de um aumento do coeficiente de

performance termodinâmico de aproximadamente 2%, principalmente devido à redução da potência de descarga.

Embora aplicado a situações de escoamento em válvulas bem definidas, o modelo de simulação desenvolvido neste trabalho pode ser empregado também na análise acústica de filtros de sucção e de descarga. Além disto, a partir do conhecimento gerado, é possível também modificá-lo para a investigação de outros compressores.

Como sugestões para trabalhos futuros podem ser destacados os seguintes tópicos:

i) Melhoramento do modelo para dinâmica das válvulas

Apesar de fornecer resultados satisfatórios, o modelo utilizado para descrever o movimento de válvulas não leva em consideração possíveis não-linearidades associadas ao movimento oscilatório de uma palheta engastada. Além disso, o modelo aqui desenvolvido limita o movimento da válvula a um grau de liberdade translacional. Sugere-se a extensão deste modelamento para um grau de liberdade rotacional, ou até mesmo, o cálculo da deflexão em cada ponto da palheta através de uma metodologia de elementos finitos, por exemplo. Até o presente momento, algumas peculiaridades dos compressores alternativos dificultam ou mesmo inviabilizam a implementação destas melhorias. A mais crítica delas está ligada ao movimento da válvula de sucção. Devido à pequena folga entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas no ponto morto superior, as técnicas de geração automática de malhas disponíveis no código Fluent não são suficientes para a modelação precisa do compressor.

ii) Adoção de propriedades reais para os fluidos refrigerantes

As propriedades do fluido refrigerante foram obtidas neste trabalho através da hipótese de gás ideal, o que pode não ser adequado principalmente no final do processo de descarga, e isto, por sua vez, pode originar um erro na quantidade de massa residual dentro do cilindro no PMS. O código Fluent possui uma biblioteca de funções para cálculo das propriedades reais da maioria dos fluidos refrigerantes, mas esta opção só é aplicável com a escolha do método de solução acoplada das equações governantes, o que não foi possível viabilizar neste trabalho, por motivos de convergência do procedimento iterativo.

iii) Aprofundamento da análise de sistemas de sucção e descarga

Neste trabalho, apenas alguns poucos modelos de compressores foram simulados. Não foi considerado, por exemplo, toda a faixa de capacidade na qual inserem-se os refrigeradores domésticos. Além disso, não foram abordadas as influências de outros parâmetros sobre o sistema, tais como forças de pré-tensão, alturas de batente, válvulas secundárias, diâmetro da válvula, temperatura das paredes, etc. Estes tópicos são relevantes em futuras investigações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARTH, T. J., JESPERSEN, D., **The design and application of upwind schemes on unstructured meshes**, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.

BAUER, F., **The influence of liquid on compressor valve**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 647-653, 1990.

BOUSSINESQ, J., **Essai la thórie des aux courantes**, Mem. Presentes Acad. Sci., Vol. 23, pp. 46, 1877.

BROWN, J., LOUGH, A., PRINGLE, S. AND KARLL, B., **Oil stiction in automatic compressor valves**, IIR Congress, Moscow, 1975.

CASANOVA, D. A. S., **Análise numérica do escoamento turbulento em válvulas automáticas de compressores**, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

COSTAGLIOLA, M., **The theory of spring loaded valves for reciprocating compressor**, ASME, Vol. 17, No. 4, pp.415-420, 1950.

CYCKLIS, P., **CFD simulation of the flow through reciprocating compressor self-acting valves**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 427-432, 1994.

DESCHAMPS, C. J., FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T., **Aplicação do modelo $k-\varepsilon$ para o escoamento turbulento em válvulas de compressores**, ENCIT, pp. 259-262, 1988.

DESCHAMPS, C. J., POSSAMAI, F. C., PEREIRA, E. L. L., **Numerical simulation of pulsating flow in suction mufflers**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, C11-4, 2002.

DESCHAMPS, C. J., PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., **Turbulent flow through reed type valves of reciprocating compressors**, ASME, Vol. 36, pp. 151-161, 1996.

DRIESSEN, J. L., **Influência dos parâmetros geométricos de sistemas de válvulas no funcionamento de válvulas automáticas de compressores herméticos**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1986.

ESTECO, **ModeFrontier**, Version 3.1, Italy, 2004.

FERNANDES, J. R. S., **Modelo dinâmico da lubrificação do pistão em compressores alternativos**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

- FERREIRA, R. T. S., DRIESSEN, J. L., **Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 632-646, 1986.
- FLUENT INC., **Fluent**, Version 6.2.16, USA, 2005.
- FRASER, B. A., DORMER, M. J., **Suction valve with release timing chamber**, U.S. Patent, US 6102680, 2000.
- FRITCHMAN, J. F., **Reed valve for refrigeration compressor**, U.S. Patent, US 4642037, 1987.
- GIACOMELLI, E., GIORGETTI, M., **Investigation on oil stiction in ring valves**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 167-170, 1974.
- HAYASE, T., HUMPHREY, J. A. C., GREIF, R., **A consistently formulated QUICK scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures**, Journal of Computational Physics, Vol. 98, pp. 108-118, 1992.
- ISHIJIMA, K., SANO, K., WADA, F., ASAMI, K., **Refrigerant compressor discharge valve**, U.S. Patent, US 4628963. 1986.
- ISHISAWA, S., WATANABE, T., TAKAHASHI, K., **Unsteady viscous flow between parallel disks with a time-varying gap width and a centre fluid source**, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, pp 394-402, 1987.
- JACKSON, J. D., SYMMONS, G. R., **An investigation of laminar radial flow between two parallel discs**. Appl. Sci. Res., Section A, Vol. 15, pp. 59-75, 1965.
- JAYATILLEKE, C., **The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer**, Prog. Heat Mass Transfer, 1:193-321, 1969.
- KADER, B., **Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers**, Int. J. Heat Mass Transfer, 24(9):1541-1544, 1981.
- KHALIFA, H. E., LIU, X., **Analysis of stiction effect on the dynamic compressor suction valve**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 87-92, 1998.
- KIM, S.-E., CHOUDHURY, D., **A near-wall treatment using wall functions sensitized to pressure gradient**, ASME FED Vol. 217, Separated and Complex Flows, ASME, 1995.
- LANGER, C. A., **Separação, bifurcação e transferência de calor em escoamentos radiais**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1991.
- LAUNDER, B. E., SHARMA, B. I., **Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near spinning disc**, Letters in Heat and Mass Transfer, Vol. 1, No. 2, pp. 131-138, 1974.
- LAUNDER, B. E., REECE, G. J., RODI, W., **Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure**, J. Fluid Mech., 68(3):537-566, April 1975.

LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B., **The numerical computation of turbulent flows**, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3:269-289, 1974.

LENZ, J. R., COOKSEY, E. A., **Application of computational fluid dynamics to compressor efficiency improvement**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 441-446, 1994.

LEONARD, B. P., MOKHTARI, S., **ULTRA-SHARP nonoscillatory convection schemes for high-speed steady multidimensional flow**, NASA TM 1-2568 (ICOMP-90-12), ASA Lewis Research Center, 1990.

LILIE, D. E. B., **Discharge fluid actuated assist for opening an outlet reed valve of a hermetic compressor system**, U.S. Patent, US 5678983, 1997.

LIVESEY, J. L., **Inercia effects in viscous flow**, International Journal of Mechanics Science, Vol. 1, pp. 88-88, 1959.

LOPES, M. N., PRATA, A. T., **Comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em escoamentos periódicos**, COB 1138, Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (CD-ROM), Bauru, SP, 1997.

MACLAREN, J. F. T., KERR, S. V., **Automatic reed valves in hermetic compressors**, IIR Commission III, Prague, 1969.

MALISKA, C. R., **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**, 2. ed., LTC, Rio de Janeiro, 2004.

MATOS, F. F. S., **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos**, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

MOLLER, P. S., **Radial flow without swirl between parallel disks**, The Aeronautical Quarterly, pp. 163-185, 1963.

NIST, **REFPROP - Reference fluid thermodynamic and transport properties**, Version 7, USA, 2002.

ORZAG, S. A., YAKHOT, V., FLANNERY, W. S., BOYSAN, F., CHOUDHURY, D., MARUSEWSKI, J., PATEL, B., **Renormalization group modeling and turbulence simulations**, Near-Wall Turbulent flows, Elsevier Science Publisher, 1993.

OTTITSCH, F., **CFD: A viable engineering tool for compressor valve design or just a toy?**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 423-428, 2000.

PATANKAR, S. V., **Numerical heat transfer and fluid flow**, Hemisphere Publishing Corporation, Estados Unidos, 1980.

PÉREZ-SEGARRA, C. D., RIGOLA, J., SÒRIA, M., OLIVA, A., **Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors**, International Journal of Refrigeration, pp. 579-593, 2005.

- PETERS, S., PRATA, A. T., **Estabilidade hidrodinâmica de escoamentos em difusores radiais**, XVI Congresso Latino Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia, pp. 572-581, 1995a.
- PETERS, S., PRATA, A. T., **Transferência de calor em difusores radiais com alimentação axial**, XIII Congresso Brasileiro e II Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte - MG, CDROM, 1995b.
- PIECHNA, J. R., MEIER, G. E. A., **Numerical investigation of steady and unsteady flow in valve gap**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1-14, 1986.
- POSSAMAI, F. C., **Escoamento laminar sobre válvulas inclinadas de compressores**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.
- POSSAMAI, F. C., TODESCAT, M. L., **A review of household compressor energy performance**, International Compressor Engineering Conference at Purdue, C067, 2004.
- PRASAD, B. G. S. AND PANAYIL, D., **Valve stiction in reciprocating compressors**, Proceedings of ASME, Advanced Energy Systems Division, AES, Vol. 36, pp. 171-180, 1996.
- PRATA, A. T., PILICHI, C. D. M., FERREIRA, R. T. S., **Local heat transfer in axially feeding radial flow between parallel disks**, Journal of Heat Transfer, Vol. 117, pp. 47-53, February, 1995.
- PRINGLE, S., **Oil stiction in automatic compressor valves**, Ph. D. Tesis, University of Strathclyde, Scotland, 1976.
- RALL, J. D., **Radial source flow between parallel disks**, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 85, Part 3, pp. 401-416, 1978.
- SABHA, N. G., **Compressor reed valve with valve plate channel**, U.S. Patent, US 5672053, 1997.
- SARKAR, S., BALAKRISHNAN, L., **Application of a Reynolds-stress turbulence model to the compressible shear layer**, ICASE Report 90-18, NASA CR 182002, 1990.
- SCHWERZLER, D. D., HAMILTON, J. F., **An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valving systems**, International Compressor Engineering at Purdue, pp. 30-36, 1972.
- SHIH, T. H., LIOU, W. W., SHABBIR, A., YANG, Z.; ZHU, J., **A new $k-\epsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows - model development and validation**, Computers Fluids, 24(3):227-238, 1995.
- SHUR, M., SPALART, P. R., STRELETS, M., TRAVIN, M., **Detached-eddy simulation of an airfoil at high angle of attack**, 4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments, Corsica, France, 1999.

SMAGORINSKY, J., **General circulation experiments with the primitive equations, i. the basic experiment**, Monthly Weather Review, Vol. 91, 99-164, 1963.

SOEDEL, W., **Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors**, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1972.

SPALART, P. R., ALLMARAS, S. R., **A one-equation turbulence model for aerodynamic flows**, Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.

SPIEGEL, M. R., SILVA, J. M. L., **Manual de fórmulas, métodos e tabelas de matemática**, 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1992.

SQUIRES, K. D., **Detached-eddy simulation: current status and perspectives**, Proceedings of Direct and Large-Eddy Simulation-5, 2004.

TABATAI, M., POLLARD, A., **Turbulence in radial flow between parallel disks at medium and low Reynolds numbers**, J. Fluid Mech, Vol. 185, pp. 483-502, 1987.

TODESCAT, M. L., DRIESSE, J. L., LILIE, D. E. B., **Valve reed for a hermetic refrigeration compressor**, U.S. Patent, US 5171137, 1992.

TRELLA, T. J., SOEDEL, W., **Effect of valve port gas inertia on valve dynamics - Part I: Simulation of a poppet valve**, International Compressor Engineering at Purdue, pp. 190-197, 1974a.

TRELLA, T. J., SOEDEL, W., **Effect of valve port gas inertia on valve dynamics - Part II: Flow retardation at opening**, International Compressor Engineering at Purdue, pp. 198-207, 1974b.

USSYK, M. S., **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W., **An introduction to computational fluid dynamics**, Longman Scientific & Technical, Nova York, 1995.

YAKHOT, V., ORZAG, S. A., **Renormalization group of turbulence. Basic theory**, J. Sci. Comput., Vol. 1, pp. 3-51, 1986.