

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

FÚLVIO ARON GÓES SILVA

**ANÁLISE MATEMÁTICA DO DESEMPENHO TERMOFLUIDODINÂMICO DE UM
COMPRESSOR ALTERNATIVO SEM VÁLVULAS.**

**Belo Horizonte
2020**

Fúlvio Aron Góes Silva

**ANÁLISE MATEMÁTICA DO DESEMPENHO TERMOFLUIDODINÂMICO DE UM
COMPRESSOR ALTERNATIVO SEM VÁLVULAS.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Coorientador: Prof. Dr. José Leôncio Fonseca de Souza

**Belo Horizonte
2020**

S586a Silva, Fúlvio Aron Góes
Análise matemática do desempenho termofluidodinâmico de um compressor alternativo sem válvulas. / Fúlvio Aron Góes Silva. – – Belo Horizonte, 2020.
84f. : il.

Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia em associação ampla com a Universidade Federal de São João Del Rei, 2019.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri
Coorientador: Prof. Dr. José Leôncio Fonseca de Souza

Bibliografia

1. Eficiência Energética. 2. Compressores. 3. Modelo Matemático.
I. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. II. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Título

CDD 621.042

Fúlvio Aron Góes Silva

**ANÁLISE MATEMÁTICA DO DESEMPENHO TERMOFLUIDODINÂMICO DE UM
COMPRESSOR ALTERNATIVO SEM VÁLVULAS.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Aprovado em, ____ de _____ de ____.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri (orientador)
CEFET-MG

Prof. Dr. . Dr. José Leôncio Fonseca de Souza (coorientador)
CEFET-MG

Prof. Dr. Fernando Antonio Rodrigues Filho
CEFET-MG

Prof. Dr. Márcio Expedito Guzzo
CEFET-MG

Prof^a. Dr^a. Cristiana Brasil Maia
PUC-MINAS

AGRADECIMENTOS

À Deus por todas as possibilidades e oportunidades que têm colocado em meu caminho.

Aos professores Paulo Eduardo Lopes Barbieri e José Leôncio Fonseca de Souza pelo conhecimento transmitido, paciência, confiança e orientação.

A todos os professores do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, pelo aprendizado.

À minha família e minha noiva pelo amor dedicado.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Aos meus queridos amigos pelo companheirismo.

RESUMO

A crescente demanda energética vem sendo um tema constantemente discutido. O aumento da capacidade de produção energética e a implementação de novas fontes de energia tentam contornar este problema. Contudo, só estas medidas não serão suficientes para suportar a crescente demanda. O aumento da eficiência energética de mecanismos e processos apresenta-se como um aliado de fundamental importância para a continuidade do abastecimento energético mundial e desenvolvimento da sociedade. Os compressores são equipamentos que apresentam vasta aplicabilidade tanto no setor industrial como domiciliar e são responsáveis por elevado consumo energético. O sistema de válvulas automáticas representa valores médios de perdas geradas nos compressores modernos de aproximadamente 8% da potência total consumida. Este sistema de válvulas também está sujeito as falhas devido às altas velocidades de impacto em regimes de rotação elevado, desgaste e corrosão. Este trabalho visa estudar um compressor alternativo sem válvulas que se apresenta como uma alternativa de melhoria da eficiência energética dos compressores alternativos convencionais. Seu mecanismo inédito é responsável pela abertura e fechamento do sistema de válvulas tendo um enfoque na redução de perdas de carga durante as fases de sucção e descarga. Para avaliar a melhoria causada por esse mecanismo, foi simulado numericamente um modelo zero-dimensional no *software* MATLAB do compressor alternativo sem válvulas e os resultados numéricos obtidos foram comparados com o modelo matemático de um compressor alternativo com válvulas automáticas descrito no trabalho de mestrado de Volf (2017). A análise comparativa permitiu notar um aumento da eficiência isentrópica de aproximadamente 12,4% e um aumento na eficiência volumétrica de aproximadamente 3,3%. Uma análise paramétrica permitiu identificar a área da seção das janelas de sucção e descarga, igual à 6,00 cm², como o valor para se obter os maiores valores de eficiência isentrópica e volumétrica quando comparado ao modelo inicialmente proposto, e que o aumento da rotação deteriora essas eficiências anteriormente citadas.

Palavras-chave: Eficiência energética. Modelo matemático. Compressor alternativo sem válvulas.

ABSTRACT

The increasing energy demand has been a subject constantly discussed. The increase in energy production capacity and the implementation of new energy sources try to get around this problem. However, these measures alone will not be enough to support the growing demand. Increasing the energy efficiency of mechanisms and processes presents itself as an ally of fundamental importance for the continuity of global energy supply and development of society. The compressors are equipment that have wide applicability both in the industrial sector and at home and are responsible for high energy consumption. The automatic valve system represents average values of losses generated in modern compressors of approximately 8% of the total power consumed. This valve system is also subject to failure due to high impact speeds at high revs, wear and corrosion. This work aims to study an alternative valveless compressor, object of a patent of invention, which is presented as an alternative to improve the energy efficiency of conventional reciprocals. Its unique mechanism is responsible for opening and closing the valve system with a focus on reducing load losses during the suction and discharge phases. In order to evaluate the improvement caused by this mechanism, it was mathematically simulated a one-dimensional model in the non-valved compressor's MATLAB software and the numerical results obtained were compared as the mathematical model of an automatic compressor with automatic valves described in Volf's (2017) master's work. Comparative analysis showed an increase in isentropic efficiency of approximately 12.4% and an increase in volumetric efficiency of approximately 3.3%. A parametric analysis allowed to identify the section area of the suction and discharge windows, equal to 6.00 cm², as the value to obtain the highest values of isentropic and volumetric efficiency when compared to the initially proposed model, and that the increase in rotation deteriorates these previously mentioned efficiencies.

Keywords: Energy efficiency. Mathematical model. Compressor without valves.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Parcela de consumo residencial dos eletrodomésticos	14
Figura 2 – Classificação dos principais tipos de compressores	22
Figura 3 – Representação esquemática de um compressor alternativo	23
Figura 4 – Diagrama Pressão Volume de um compressor alternativo ideal.....	24
Figura 5 – Modelo genérico de uma válvula automática	27
Figura 6 – Comportamento da válvula automática ideal.....	28
Figura 7 – Diagrama Pressão Volume de um compressor alternativo real	29
Figura 8 – Pré-carga placa móvel.....	31
Figura 9 – Efeito da rebote em válvulas automática reais	33
Figura 10 – Modelo preliminar do compressor do invento	36
Figura 11 - Sequência de etapas de funcionamento do compressor	37
Figura 12 – Modificação da árvore de manivela	38
Figura 13 – Descrição dos elementos do compressor do invento	39
Figura 14 – Diagrama Pressão Volume da concepção preliminar do compressor do invento	40
Figura 15 – Modificações do compressor	41
Figura 16 – Diagrama de funcionamento do compressor modificado	42
Figura 17 – Mecanismo Biela-Manivela e seus parâmetros.....	46
Figura 18 – Representação esquemática do cilindro	47
Figura 19 – Volume de Controle da etapa de sucção	49
Figura 20 – Volume de Controle da etapa de descarga	52
Figura 21 – Variação da área de passagem da janela de sucção	54
Figura 22 – Variação da área de passagem da janela de descarga	58
Figura 23 – Intervalo da fase do ciclo de compressão	63
Figura 24 – Fluxograma do modelo matemático	64
Figura 25 – Posição e velocidade do pistão no tempo	66
Figura 26 – Abertura das janelas de sucção e descarga	67
Figura 27 – Vazão mássica através das janelas de sucção e descarga	67
Figura 28 – Diagrama de pressão por volume do ciclo	68
Figura 29 – Influências na curva de pressão	70
Figura 30 – Trabalho total do ciclo de cada modelo.....	74
Figura 31 – Eficiência dos modelos	75

Figura 32 – Atraso das etapas de sucção e descarga	76
Figura 33 - Influência da rotação.....	77
Figura 34 - Eficiência por regime de rotação.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros geométricos e de operação do compressor	60
Tabela 2 – Parâmetros de entrada.....	61
Tabela 3 – Análise comparativa dos modelos	71
Tabela 4 – Área das janelas dos modelos analisados.....	73

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

PMS – Ponto Morto Superior

PMI – Ponto Morto Inferior

CEFET-MG – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

PI – Patente de Invenção

EDOs – Equações Diferenciais Ordinárias

LISTA DE SÍMBOLOS

T_1	– Temperatura de entrada [°C]
p_1	– Pressão de entrada [Pa]
p_2	– Pressão de saída [Pa]
V_{desloc}	– Volume deslocado pelo compressor [m ³]
V_{morto}	– Volume morto do compressor [%]
f_{op}	– Frequência de operação do compressor [Hz]
$\dot{V}$	– Vazão volumétrica [m ³ /s]
r_p	– Taxa de compressão [adimensional]
γ	– Coeficiente politrópico [adimensional]
w	– Trabalho específico [J/m ³]
η_v	– Eficiência volumétrica [adimensional]
α	– Ângulo do munhão [°C]
$y(\theta)$	– Posição linear [m]
θ	– Posição angular [°C]
t	– Tempo [s]
w	– Velocidade angular [rad/s]
y_0	– Comprimento do volume morto [m]
D_{cil}	– Diâmetro do Cilindro [m]
r	– Raio da árvore de manivela [m]
l	– Comprimento da Biela [m]
n	– Frequência de operação [rpm]
P_{suc}	– Pressão de sucção [Pa]
P_{des}	– Pressão de descarga [Pa]
C	– Comprimento máximo das seções das janelas de sucção e descarga [m]
H	– Altura máxima das seções das janelas de sucção e descarga [m]
ρ_{suc}	– Densidade do fluido na sucção [kg/m ³]
v_{suc}	– Volume específico na sucção [m ³ /kg]
$V_y(t)$	– Velocidade linear do pistão [m/s]
$\dot{Q}$	– Taxa de transferência de calor [W]
$\dot{W}$	– Trabalho realizado pelo sistema [W];
$\dot{m}_e$	– Vazão mássicas de entrada [kg/s]
$\dot{m}_s$	– Vazão mássicas de saída [kg/s]
e_e	– Energia específica de entrada [J/kg]

e_s – Energia específica de saída [J/kg]

gz – Energia potencial específica do fluido [J/kg]

$\frac{v^2}{2}$ – Energia cinética [J/kg]

h – Entalpia [J/kg]

u_{cil} – Energia interna específica do fluido no interior do cilindro [J/kg]

u_{suc} – Energia interna específica do fluido na sucção [J/kg]

v_{cil} – Volume específico do fluido no interior do cilindro [m³/kg]

v_{suc} – Volume específico do fluido na sucção [m³/kg]

R – Constante dos gases ideais [adimensional]

c_p – Calor específico a pressão constante [adimensional]

c_v – Calor específico a volume constante [adimensional]

$\frac{dp_{cil}}{dt}$ – Diferencial da variação da pressão no interior do cilindro no tempo [Pa/s]

A_{suc} – Área de passagem da janela de sucção m²

C_d – Coeficiente de descarga [adimensional]

ε – Fator de expansão do fluido [adimensional]

β – Relação entre os diâmetros equivalentes do furo e do canal [adimensional]

Re – Número de Reynolds [adimensional]

W_{ciclo} – Trabalho do ciclo [J]

Re – Número de Reynolds [adimensional]

$W_{p.suc}$ – Trabalho da janela de sucção [J]

$W_{p.des}$ – Trabalho da janela de descarga [J]

$V_{deslocado}$ – Volume deslocado [m³]

$V_{aspirado}$ – Volume aspirado [m³]

Re – Número de Reynolds [adimensional]

ν – Viscosidade cinemática [m²/s]

μ – Viscosidade dinâmica [Pa.s]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1.Motivação	15
1.2.Justificativa	15
1.3.Objetivo geral	16
1.4.Objetivos específicos	16
1.5.Estrutura do trabalho.....	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	22
3.1.Compressores.....	22
3.2.Compressores alternativos e o sistema de válvulas automáticas	23
3.2.1. <i>Válvulas automáticas</i>	27
3.2.2. <i>Perdas nas válvulas automáticas</i>	29
3.2.2.1. Massa do sistema:.....	30
3.2.2.2. Pré-carga e rigidez do sistema:.....	31
3.2.2.3. Adesão:	32
3.2.2.4. Impactos da placa móvel:	32
3.2.2.5. Perdas de carga nas válvulas:	33
3.3.Válvulas comandadas mecanicamente.....	34
4. MODELO DE UTILIDADE EM ESTUDO	35
4.1.Finalidade da patente de invenção.....	35
4.2.Descrição da patente de invenção	36
4.3.Otimização da patente de invenção	39
5. MODELO MATEMÁTICO	44
5.1.Estrutura do modelo.....	44
5.2.Mecanismo biela-manivela.....	45
5.3.Cilindro	47
5.3.1. <i>Etapa de sucção</i>	48
5.3.2. <i>Etapa da descarga</i>	52
5.3.3. <i>Etapas de compressão e expansão</i>	53

5.4. Sistemas de sucção e descarga	53
5.4.1. Sistema de sucção	54
5.4.2. Sistema de descarga	57
5.5. Análise do ciclo.....	58
6. METODOLOGIA.....	60
6.1. Parâmetros de entrada	60
6.2. Procedimento numérico	61
6.3. Etapas da implementação	62
7. RESULTADOS E DISCUSSÕES	65
7.1. Resultados obtidos.....	65
7.2. Análise paramétrica.....	72
8. CONCLUSÃO.....	79
9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	80
REFERÊNCIAS.....	81

1. INTRODUÇÃO

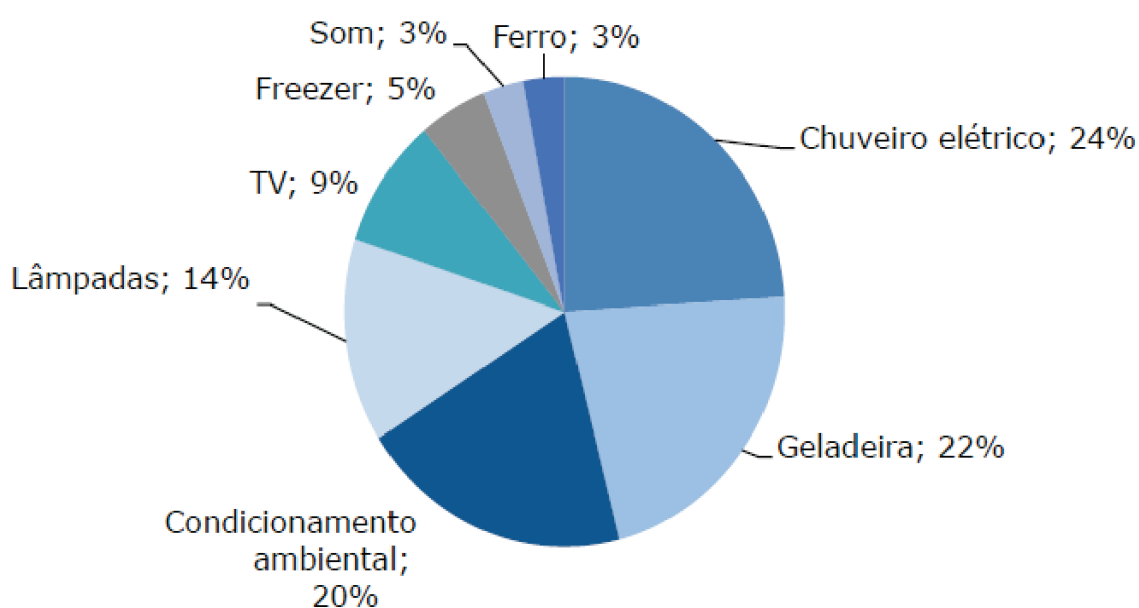
A crescente demanda energética mundial, o alto custo da energia e os efeitos degradantes que sua conversão causa ao meio ambiente, tornam os estudos em soluções alternativas e de melhoria na eficiência energética de equipamentos, sistemas e processos, tema muito difundido e pesquisado no mundo todo.

Segundo Dias (2018), a demanda energética do planeta deverá aumentar em 30% até o ano de 2040 sendo que dois terços desta contribuição serão dos países em desenvolvimento na Ásia.

Dessa forma, além da melhoria do aproveitamento energético e o desenvolvimento de processos mais eficientes é importante promover a melhoria da eficiência dos componentes e equipamentos. Nesse sentido, destacam-se os compressores os quais são utilizados em inúmeros sistemas, como por exemplo, em sistema de refrigeração por compressão de vapor, na geração de ar comprimido entre outros.

Com base no consumo de energia elétrica residencial no Brasil, Figura 1, estima-se que 47% de toda energia consumida seja destinada para a refrigeração doméstica, freezers e condicionamento de ar. (ELETROBRAS PROCEL, 2012).

Figura 1 – Parcela de consumo residencial dos eletrodomésticos



Fonte: ELETROBRAS PROCEL, 2012

Segundo a MYCA (2019), estima-se que aproximadamente 10% da energia elétrica consumida no setor industrial é destinada para geração de ar comprimido, sendo que em alguns casos pode ultrapassar 30%.

Desta forma, nos seus mais diversos usos, os compressores representam uma parcela significativa do consumo energético tanto no setor residencial quanto no setor industrial.

1.1. Motivação

A energia detém um papel fundamental para a manutenção e desenvolvimento da sociedade. Atualmente sua demanda e capacidade de produção seguem uma linha tênue (EXAME, 2011).

Ações e meios que promovam a eficiência energética são fundamentais para possibilitar uma melhor utilização da capacidade de geração existente. Os compressores são equipamentos de grande importância, pois representam uma elevada parcela de consumo energético no âmbito industrial e doméstico.

Dos tipos de compressores existentes os alternativos a pistão com válvulas automáticas destacam-se por sua grande aplicabilidade em diversos segmentos. A utilização destas válvulas, apesar de ter uma simplicidade construtiva e custos reduzidos apresentam perdas energéticas devido a sua dinâmica de funcionamento além de uma variabilidade de suas características ao longo de sua vida útil (FERNANDES, 1996).

Neste sentido, a análise e o estudo de meios ou mecanismos que visam otimizar o funcionamento dos compressores alternativos apresentam uma significativa contribuição na eficiência energética dos sistemas nos quais eles operam.

O objeto de estudo deste trabalho apresenta-se como um mecanismo inovador capaz de oferecer uma melhoria de desempenho dos compressores conforme sua aplicação.

1.2. Justificativa

Diversos trabalhos abordam a análise da eficiência energética dos compressores alternativos. O compressor alternativo sem válvulas, proposto neste trabalho apresenta-se como uma possibilidade de melhoria da eficiência energética dos compressores alternativos convencionais. Esta melhoria é proporcionada pelo mecanismo que é responsável pela

abertura e fechamento do sistema de janelas de sucção e descarga, ou seja, reduzir as perdas de carga do fluxo de fluido nas fases de sucção e descarga.

1.3. Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo a simulação de um modelo numérico zero-dimensional de um compressor alternativo sem válvulas. As características dimensionais e dados de entrada foram baseados no modelo de compressor alternativo de válvulas automáticas desenvolvido no trabalho de Volf (2017). A similaridade dos dados utilizados permite confrontar os resultados numéricos obtidos na análise de ambos os modelos.

1.4. Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- a) Identificar e analisar os fenômenos térmicos e fluidodinâmicos ao qual o fluido é submetido no processo de compressão nos compressores alternativos;
- b) Desenvolver uma geometria otimizada do compressor alternativo sem válvulas.
- c) Elaborar um modelo matemático zero-dimensional sobre o compressor sem válvulas em estudo;
- d) Implementar o modelo matemático por meio do método de integração numérica de Runge-Kutta no *software* MATLAB;
- e) Fazer uma comparação do desempenho do compressor alternativo sem válvulas com um compressor alternativo de válvulas automáticas do trabalho desenvolvido por Volf (2017), ambos com parâmetros de entrada similares.

1.5. Estrutura do trabalho

Este trabalho é constituído de 10 Capítulos. Neste Primeiro Capítulo apresenta-se uma introdução ao tema abordado no trabalho.

No Segundo Capítulo apresenta-se a revisão bibliográfica sobre estudos dos compressores e seus mecanismos. O terceiro Capítulo aborda a fundamentação teórica acerca dos tipos de compressores alternativos existentes, seu funcionamento e análise de fatores que influenciam em seu desempenho.

No Quarto Capítulo é apresentada a descrição de funcionamento do compressor alternativo sem válvulas o qual é objeto de um pedido de patente de invento do autor deste trabalho. O Quinto Capítulo apresenta o desenvolvimento do modelo matemático e o Sexto a metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho

No Sétimo Capítulo é apresentado os resultados e discussões, no Oitavo é apresentado as conclusões obtidas do trabalho, o Nono Capítulo apresenta as sugestões para trabalhos futuros e Décimo apresenta as referências.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A otimização do sistema de válvulas automáticas e o desenvolvimento de novos mecanismos para o controle do sistema de sucção e descarga dos compressores alternativos é uma tarefa complexa. Conforme presente na bibliografia, os estudos dos compressores alternativos representam, em sua grande maioria, na análise do sistema de válvulas automáticas e em pequena parte na proposta de estudos de mecanismos capazes de controlar a etapa de sucção e descarga destes compressores.

Júnior (2017), em seu trabalho, desenvolveu um modelo experimental de um compressor utilizado em refrigeração onde estudou o efeito de um limitador de abertura da válvula de sucção e sua influência em seu desempenho.

Júnior (2010) propôs uma investigação experimental e numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores de sistemas de refrigeração. Utilizou difusores radiais para a representação e estudos experimentais e numéricos dessas válvulas, quantificando a relação da distribuição da pressão sobre o disco frontal da válvula e das áreas efetivas de força e escoamento. Verificou que para baixos números de Reynolds do escoamento do fluido, a área efetiva apresenta um valor mínimo e para números de Reynolds mais elevados a área efetiva apresenta uma relação crescente.

Rodrigues (2010) desenvolveu o estudo de um modelo numérico de uma válvula automática de compressores herméticos de sistemas de refrigeração por meio de um modelo simplificado de difusor radial. Constatou, por meio do seu modelo numérico o desenvolvimento de instabilidades hidrodinâmicas entre o disco superior e inferior das válvulas automáticas.

Pereira (2006), em seu trabalho, desenvolveu um modelo numérico para a análise dos sistemas de sucção e descarga por meio da metodologia de volumes finitos. O escoamento através dos sistemas de sucção e de descarga foi resolvido, com a dinâmica das válvulas sendo representada através de um modelo massa-mola amortecido com um grau de liberdade. O sistema composto pelo pistão, biela e manivela, também foi estudado e a movimentação alternativa do pistão foi incluído no modelo para a análise total do ciclo. O trabalho analisou o consumo energético proveniente de cada porção do compressor e novos modelos de concepções de válvulas foram propostos a fim de obter incrementos na eficiência energética de compressores utilizados em sistemas de refrigeração.

Matos (2002) realizou o estudo da dinâmica das válvulas do tipo palheta em compressores alternativos à pistão. O modelo adotado com um grau de liberdade previa os efeitos da turbulência e compressibilidade e foi desenvolvido por meio da técnica de volumes finitos. A técnica adotada permitiu a obtenção de um capo de escoamento através

da válvula. O tratamento dos dados obtidos mostrou-se satisfatório e o modelo proposto manifestou uma boa similaridade com dados de modelos reais.

Groll et al. (2002) realizaram estudos de modelos matemáticos que descrevem o processo de compressão em compressores do tipo scroll. Foi feita uma análise térmica do compressor para cada porção de seu sistema para descrever os fenômenos de sucção, descarga, e vazamentos do fluido. Este trabalho apresentou-se como uma relevante fonte para o entendimento dos compressores do tipo scroll.

Wisbeck (2000) realizou uma análise dinâmica nos compressores alternativos com o enfoque nas perdas mecânicas. No estudo das perdas foi realizada uma modelagem de mancais responsáveis pelo acoplamento da árvore de manivelas e biela do pistão os quais estão sujeitos a carregamentos dinâmicos. O modelo utilizado considera o acoplamento entre dois mancais radiais sobre um mesmo eixo, levando em consideração os deslocamentos e desalinhamentos radiais, incluindo também o atrito sólido e o desgaste. O modelo analisado mostrou ser capaz de prever a órbita dos mancais, o consumo de energia por atritos sólido e viscoso, a vazão lateral de óleo, a espessura mínima de filme de óleo e o desgaste sendo, portanto, um instrumento eficaz para o projeto e o desenvolvimento de mancais radiais.

Ottitsch (2000) confrontou os resultados de modelos numéricos que representam a área efetiva do escoamento nas válvulas com os dados de modelos experimentais simulados em testes de túnel de vento para diferentes tipos de válvulas. Foi concluído, por meio do estudo, que o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ podia prever, com boa precisão, a área efetiva de escoamento nas válvulas dos compressores alternativos.

Cyklis et al. (1994) propuseram uma simulação numérica para realizar a otimização geométrica de um modelo bidimensional da válvula de sucção do compressor alternativo. Os autores propuseram modificações na geometria da válvula por meio da análise das linhas de corrente do escoamento. A modificação proposta permitiu obter um modelo com menor perda de carga e conseqüentemente com melhor desempenho.

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.

Possamai (1994) utilizou o método de volumes finitos para a solução numérica de um difusor radial. Em seu trabalho, considerou a inclinação do disco de vedação da válvula durante um escoamento laminar, incompressível e isotérmico. A validação do seu modelo

contou com os dados experimentais da distribuição de pressão sobre o disco de vedação da válvula de um compressor alternativo real. Foi verificado que mesmo pequenas inclinações do disco de vedação, acarreta em alterações significativas na distribuição da pressão e velocidade sobre o canal da válvula, sendo proporcionalmente maior quanto maior foi a abertura do disco de vedação sobre a sede válvula e maior for o número de Reynolds do escoamento.

Prata et al. (1992) desenvolveram um modelo térmico para a obtenção das propriedades do fluido em um compressor de refrigeração . Foi feito um balanço de energia e massa em diferentes componentes do compressor as quais foram implementadas em uma formulação integral da primeira Lei da termodinâmica. A obtenção de temperatura do fluido e dos componentes do compressor foi obtido por meio do balanço de energia durante o regime permanente. No balanço, os coeficientes de transferência de calor foram determinados experimentalmente. Por fim ,a comparação com os dados experimentais revelou que efeitos térmicos sobre o desempenho do compressor foram representados de forma satisfatória.

Schwerzler e Hamilton (1972) analisaram a influência do escoamento sob a forma de uma força imposta no disco de vedação da válvula e na forma de fluxo de massa através da área de passagem da válvula. As grandezas analisadas foram tratadas como coeficientes da área efetiva de força e de área efetiva de escoamento possibilitando o desenvolvimento de um modelo analítico que representa o conjunto formado pela válvula e câmara de descarga em um sistema de orifícios. Este modelo analítico mostrou-se eficaz e apresentou resultados satisfatórios.

Lopes e Prata (1997) estudaram o escoamento em um modelo de difusores radiais com discos paralelos por meio de uma metodologia numérica com malhas moveis de um grau de liberdade. O estudo foi feito para uma condição de escoamento cíclico composto por uma variação senoidal da vazão de entrada no orifício de passagem. A validação por meio de dados experimentais do modelo proposto apresentou bons resultados para a aplicação nas válvulas do tipo palheta.

Padhy e Dwivedi (1994) avaliaram o desempenho de um compressor de pistão rolante por meio de uma simulação baseada em balanços de energia e de massa. Na metodologia de simulação adotada foi proposto uma correlação da transferência de calor entre o fluido refrigerante e as paredes sólidas do compressor que foram avaliados por meio de relações empíricas para cada parte do compressor. O modelo foi validado experimentalmente por meio da observação de perda mecânica, da temperatura em diversos pontos do compressor e da transferência de calor entre os componentes.

Puff e Souza (1994) avaliaram as perdas mecânicas e da dinâmica dos mecanismos dos compressores de pistão rolante. Foi desenvolvido um código computacional para

modelar o processo de compressão e para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. A validação do modelo foi feita com base em ensaios experimentais para a determinação do perfil térmico e desempenho do compressor. Os resultados da simulação apresentaram resultados satisfatórios perante os dados experimentais demonstrando que o código pode ser adotado para o estudo e o projeto de compressores de pistão rolante.

Ooi e Wong (1997) realizaram uma análise de perdas mecânicas e termodinâmicas para o compressor de pistão rolante aplicado à refrigeração doméstica. As perdas envolvidas foram obtidas por meio da resolução de um modelo analítico. Os resultados obtidos demonstraram que as perdas mecânicas são mais representativas para o decaimento do desempenho deste tipo de compressor.

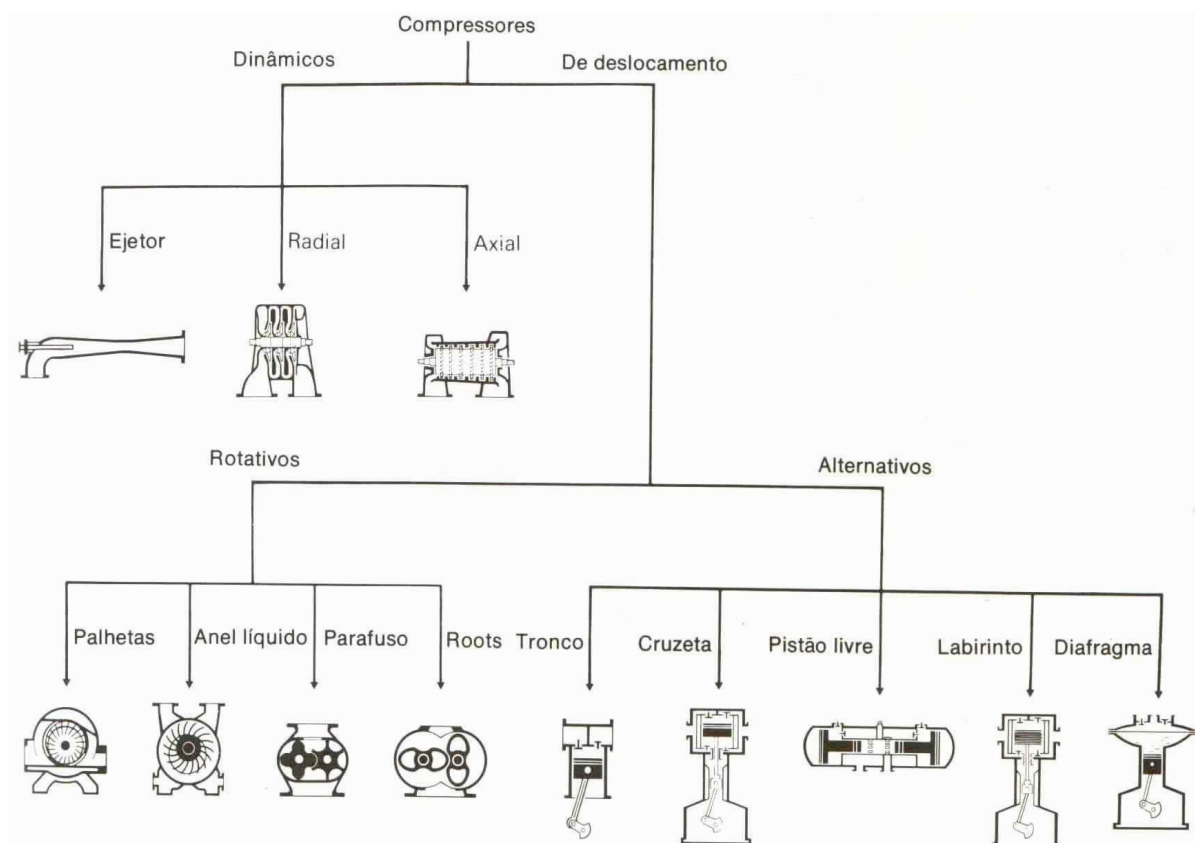
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os aspectos fundamentais, de funcionamento dos compressores alternativos convencionais e os fatores que influenciam na perda de eficiência relativa à dinâmica das válvulas automáticas. Apresenta-se também o funcionamento e características dos compressores com válvulas mecanicamente comandadas.

3.1. Compressores

Os compressores são máquinas capazes de transformar a energia mecânica em energia de fluxo através da compressão de um fluido. Os processos de compressão são enquadrados como compressão dinâmica e compressão volumétrica ou deslocamento, conforme classificação representada na Figura 2.

Figura 2 - Classificação dos principais tipos de compressores



Fonte: PRINCIPO.ORG, 2016

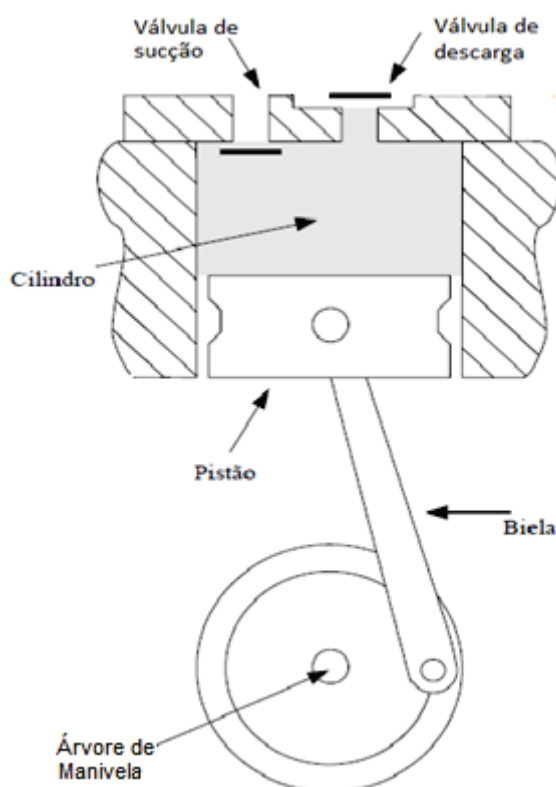
Na compressão dinâmica é fornecido ao fluido uma quantidade de movimento sendo em seguida desacelerado, ocasionando assim, na diminuição de sua velocidade e consequente aumento de sua pressão. Os compressores radiais e axiais se utilizam desse

processo. Na compressão volumétrica ou deslocamento o fluido é comprimido mecanicamente, admitindo-se uma certa quantidade que é comprimida pela diminuição de seu volume até atingir a pressão desejada na linha de descarga. Os compressores rotativos de palhetas e alternativos à pistão são exemplos dessa categoria. (KOERICH, 2004).

3.2. Compressores alternativos e o sistema de válvulas automáticas

Os compressores alternativos, também ditos compressores a pistão ou compressores a êmbolo, são máquinas capazes de elevar a pressão de um dado fluido por meio da redução do volume de uma câmara. Eles são compostos basicamente pela árvore de manivela, pela biela, pelo pistão, pelo cilindro e pelas válvulas de sucção e descarga como representado na Figura 3.

Figura 3 – Representação esquemática de um compressor alternativo

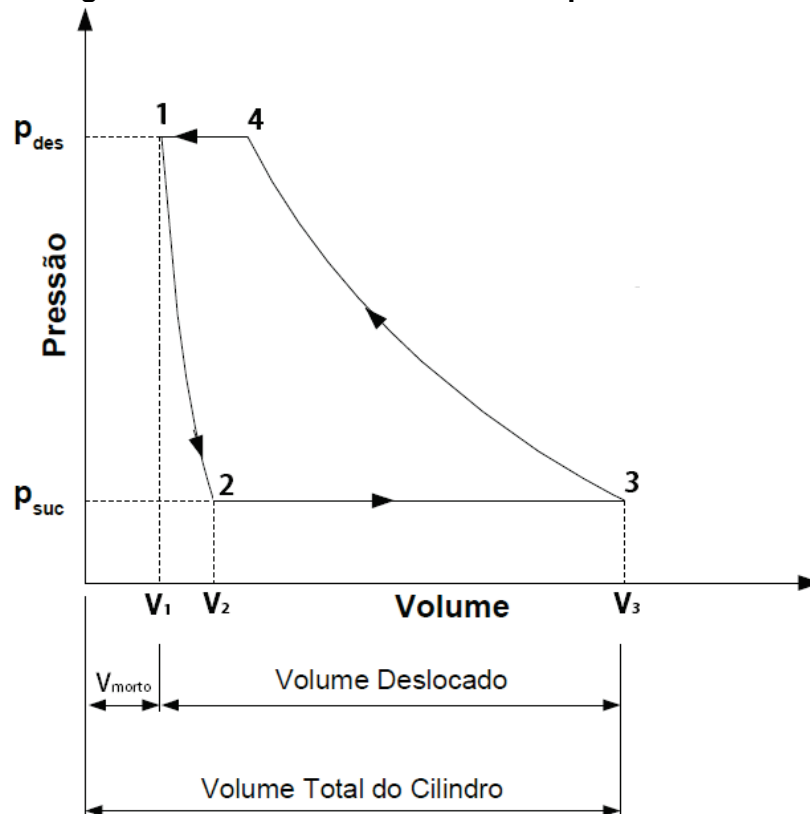


Fonte: Adaptado de PEREIRA, 2006.

A redução do volume é decorrente do movimento alternativo do pistão, sendo originado por meio do sistema biela-manivela que transmite e transforma o movimento rotativo do eixo em movimento alternativo ao pistão (EMBRACO, 1990).

A relação da pressão e volume idealizados durante o processo de compressão de um compressor alternativo é representado na Figura 4.

Figura 4 – Diagrama Pressão Volume de um compressor alternativo ideal



Fonte: Adaptado de Gomes, 2006.

O início do ciclo se dá no ponto 1, denominado ponto morto superior (PMS), o processo de admissão se dá logo após o pistão passar pelo ponto 2 e se finaliza até atingir o ponto 3, denominado ponto morto inferior (PMI). A válvula de sucção se abre, no ponto 2, devido a um gradiente de pressão favorável do fluido para o interior do cilindro. O movimento ascendente do pistão é descrito por seu movimento desde o ponto morto inferior (PMI) ao ponto morto superior (PMS). No decorrer desta etapa, a válvula de sucção encontra-se fechada por meio da ação de uma mola e a pressão no interior do cilindro aumenta em decorrência da diminuição de volume. A válvula de descarga se abre, no ponto 4, devido ao gradiente de pressão entre o interior do cilindro e o canal de descarga, sendo este favorável a saída do fluido para o exterior do cilindro. Este processo de descarga prossegue enquanto a pressão no interior do cilindro for maior que a pressão da mola de descarga.

Deve-se salientar que além do fato de uma parcela do fluido de escape permanecer no interior do cilindro, devido à dinâmica da válvula de descarga, existe ainda um volume residual no interior do cilindro, denominado “volume morto”.

O volume morto (V_{morto}) é necessário para acomodar as válvulas de sucção e descarga e para permitir as tolerâncias dimensionais do processo de fabricação do compressor. Quando o pistão inicia seu movimento descendente desde o ponto 1 o volume (V_1) do fluido contido no volume morto sofre uma expansão, atrasando a abertura da válvula de sucção até o ponto 2, e assim o volume admitido para o interior do cilindro é menor que o volume deslocado. Este fato implica diretamente na diminuição da eficiência volumétrica do compressor (TOUBER, 1976)

Um compressor ideal opera de maneira reversível, tendo os processos de compressão e expansão adiabáticos e os processos de sucção e descarga isobáricos. Assim, este compressor apresenta o valor máximo de eficiência isentrópica.

Segundo Pérez-Segarra et al (2005), o compressor ideal é definido a partir de poucos parâmetros, sendo eles:

- Temperatura de entrada (T_1);
- Pressão de entrada (p_1);
- Pressão de saída (p_2);
- Propriedades do fluido (R , c_p e c_v);
- Volume deslocado pelo compressor (V_{desloc});
- Volume morto do compressor (V_{morto});
- Frequência de operação do compressor (f_{op}).

Por meio dos parâmetros anteriormente definidos, é possível obter a vazão volumétrica e o trabalho específico do compressor ideal conforme descrito nas eqs. 1 e 2, respectivamente.

$$V' = V_{\text{desloc}} \cdot \left[1 - V_{\text{morto}} \cdot \left(r_p^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \right] f_{\text{op}} \quad (1)$$

$$w = R \cdot T_1 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (2)$$

onde:

- V' – Vazão volumétrica;
- r_p – Razão de compressão (p_2/p_1);
- γ – Coeficiente politrópico (c_p/c_v);
- w – Trabalho específico;
- f_{op} – Frequência de operação.

Diferentemente dos compressores ideais, os compressores reais possuem fontes de ineficiência. Segundo Possamai e Todescat (2004), as perdas de eficiência são devidas a três fatores: elétrico, mecânico e térmicos.

As perdas elétricas estão basicamente relacionadas à eficiência elétrica do motor elétrico, quando este for a fonte motriz do sistema. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito entre o pistão e cilindro e nos mancais. As perdas termodinâmicas são devidas ao processo de compressão, expansão, sucção e descarga, além da existência de transferência de calor resultando em um processo de compressão e expansão não adiabáticos. Soma-se ainda a este grupo as perdas por vazamentos do fluido por meio das folgas entre pistão e cilindro e folgas das válvulas.

As perdas elétricas e mecânicas são intrínsecas ao compressor e acarretam juntas em um valor médio de eficiência de aproximadamente 83% global. Já as perdas térmicas, levam em conta tanto o processo construtivo do compressor quanto aos processos de compressão (POSSAMAI e TODESCAT, 2004).

Uma das fontes de ineficiência do compressor é a expansão do fluido contido no volume morto do cilindro após a etapa de compressão. Este fluido residual ao se expandir na etapa de admissão atrasa a abertura da válvula de admissão ocasionando uma perda de eficiência volumétrica. A eficiência isentrópica, no entanto, não é afetada pelo efeito do volume morto uma vez que a potência consumida é a mesma quando comparado a um compressor ideal com volume morto nulo e de mesma vazão volumétrica (PEREIRA, 2006).

A eficiência volumétrica é a relação da vazão volumétrica que entra no compressor pela taxa de variação do volume que ocorre pelo deslocamento do pistão. Segundo Pereira (2006), a eficiência volumétrica pode ser dividida em três termos conforme eq. 3.

$$\eta_v = \frac{V_{aspirado}}{V_{deslocado}} = \eta_{v,morto} \cdot \eta_{v,flux} \cdot \eta_{v,freq} \quad (3)$$

O primeiro termo ($\eta_{v,morto}$) representa a eficiência relativa às perdas associadas ao volume morto, como já mencionado. Deve-se salientar que quanto maior for a pressão de trabalho do compressor maior é a magnitude deste termo. A eq. 4 discrimina este termo.

$$\eta_{v,morto} = 1 - V_{morto} \cdot \left(r_p^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4)$$

O segundo termo ($\eta_{v,flux}$) da eq. 3 corresponde as maiores fontes de ineficiência. Ele abrange as parcelas relacionadas a perdas de fluxo mássica causadas por troca de calor, perda de carga, refluxo pelas válvulas e vazamentos por folgas (PEREIRA, 2006).

O terceiro termo ($n_{v,freq}$) da eq. 3 corresponde às perdas pequenas e de pouca relevância e é devido a diferença entre a frequência média do compressor e a frequência nominal.

3.2.1. Válvulas automáticas

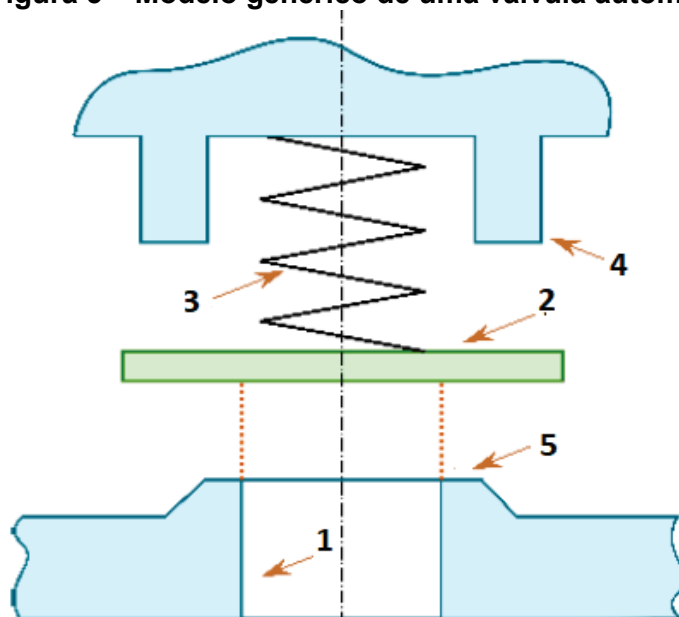
A maioria dos compressores alternativos é equipada com o sistema de válvulas de sucção e descarga que operam de maneira automática, ou seja, seu funcionamento é independente de um mecanismo que faça a sua abertura e seu fechamento.

Em sua concepção, uma válvula automática consiste em um elemento de vedação móvel, um elemento utilizado para gerar uma força sobre este elemento móvel e mantê-lo pressionado contra um assento, quando a válvula estiver na posição fechada (MECHANICAL ENGINEERING SITE, 2017).

As válvulas empregadas nos compressores podem ser classificadas em três tipos: válvula de disco e anel; válvula de gatilho; válvula de flexão. Em todos estes modelos a abertura e fechamento é controlada automaticamente por meio da diferença de pressão sobre ela (DOSSAT, 1984).

O modelo genérico de uma válvula automática é visualizado na Figura 5. Conforme observado nesta figura, o orifício (1) da válvula permite a passagem do fluido quando a placa móvel (2) se abre devido a força de pressão sobre ela e a abertura máxima se dá quando a placa atinge o limitador (4). A mola (3) imprime uma força sobre a placa móvel que se fecha contra a sede (5).

Figura 5 – Modelo genérico de uma válvula automática



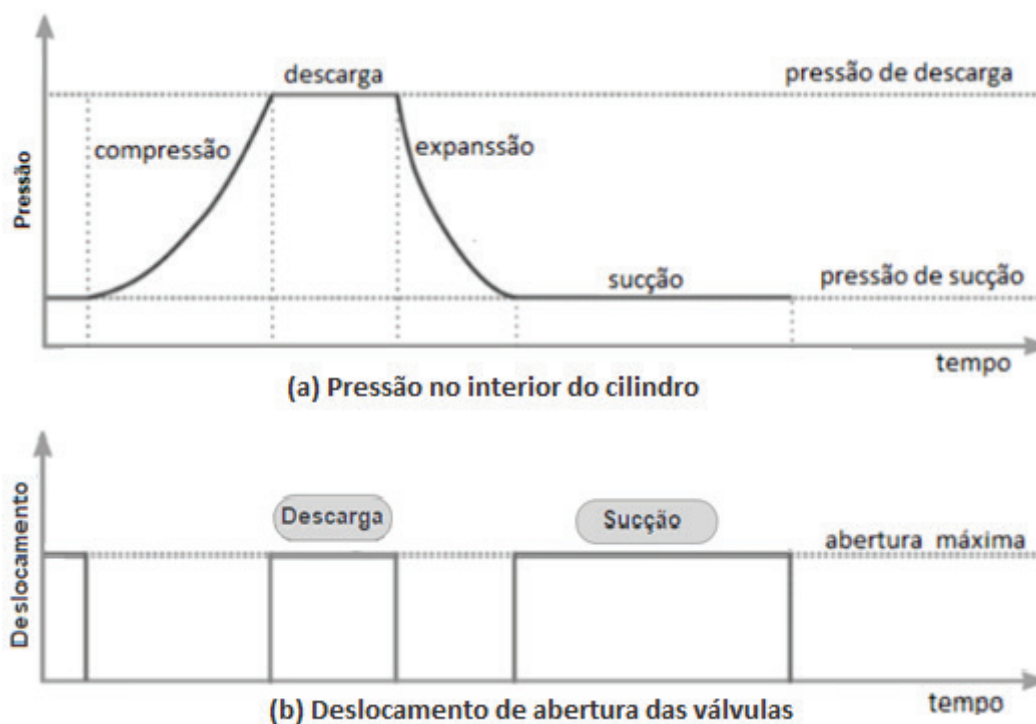
Fonte: Adaptado de Volf, 2017.

As válvulas automáticas são fontes consideráveis de ineficiência nos compressores alternativos, pois introduzem grandes perdas de carga durante seu funcionamento. Segundo Pereira (2006), os valores médios de perdas geradas pelo sistema de válvulas nos compressores modernos equivalem à aproximadamente 8% da potência total consumida.

Além das perdas estas válvulas estão sujeitas a falhas devido às altas velocidades de impacto em regimes de rotação elevado, desgaste e corrosão que contribuem para que o rendimento do sistema seja ainda mais comprometido.

A abordagem idealizada das válvulas automáticas, seu funcionamento é entendido como um modo “on-off”, ou seja, nos instantes que a pressão interna no cilindro atingir as pressões de abertura das válvulas de sucção e descarga estas válvulas irão se abrir instantaneamente e em amplitude total permitindo o escoamento do fluido sem apresentar quedas de pressão. O comportamento ideal da pressão no tempo e a amplitude de abertura das válvulas no tempo são vistos na Figura 6-a e 6-b, respectivamente.

Figura 6 – Comportamento da válvula automática ideal



Fonte: Adaptado de Volf, 2017.

Na Figura 6 possível visualizar que no instante em que a pressão no interior do cilindro atinge a pressão de descarga, a válvula de descarga se abre instantaneamente e em amplitude total. De modo similar, quando a pressão no interior do cilindro atinge a pressão de sucção a válvula de sucção se abre em sua totalidade e de forma instantânea.

da abertura da válvula de admissão, o ponto 4 representa a posição do Ponto Morto Inferior (PMI) e o ponto 5 representa o fechamento da válvula de sucção. O atraso de fechamento similar ao da válvula de descarga é experimentado pela válvula de sucção devido à inércia de seu movimento. Nota-se ainda que a abertura da válvula de descarga, no ponto 6, ocorre após a pressão interna do cilindro ultrapassar a pressão de descarga devido a alguns fatores que serão mencionados.

As áreas representadas em II e III, na Figura 7, indicam o trabalho consumido pelo compressor devido às perdas de carga e a dinâmica de funcionamento das válvulas automáticas e a área I representa o trabalho de compressão efetiva entregue ao fluido. Para os compressores modernos a relação do trabalho consumido devido ao funcionamento destas válvulas representa aproximadamente 8% do trabalho total consumido pelo sistema (PEREIRA, 2006).

A influência da dinâmica de funcionamento e aspectos construtivos, assim como as perdas de cargas envolvidas durante o funcionamento das válvulas automáticas são descritos a seguir:

3.2.2.1. Massa do sistema:

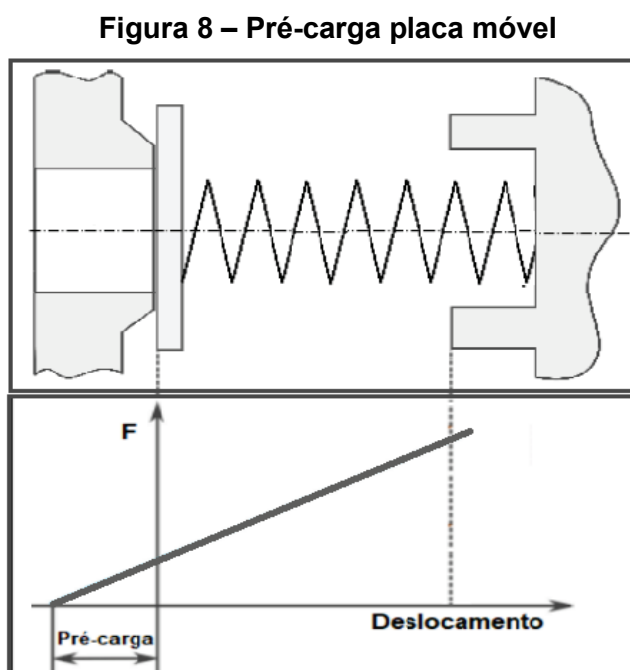
O aspecto construtivo, a rigidez estrutural e os materiais utilizados na confecção das válvulas automáticas não permitem que elas possuam massa zero. A massa característica das válvulas é formada pelos elementos da sua composição, a placa móvel, a própria mola e inclusive da massa do volume do fluido que envolve a placa móvel das válvulas, porém este pode ser desprezado diante da sua dimensão em relação aos demais elementos (LOPES e PRATA, 1997).

Desta forma, quando a pressão a montante da placa móvel for maior que a pressão a jusante sua abertura não se dará de forma instantânea. A abertura se dará de forma mais rápida caso a massa equivalente do sistema seja menor e de forma mais lenta para o caso contrário. Este fato, explica em parte, o atraso da abertura e fechamento das válvulas retratadas através do gráfico pressão e volume da Figura 7. Com base nestas informações a redução da massa equivalente do sistema é sempre bem-vinda do ponto de vista da eficiência no funcionamento das válvulas.

3.2.2.2. Pré-carga e rigidez do sistema:

O correto funcionamento das válvulas exige que estas possuam uma força que atue na placa móvel e que garanta seu fechamento mesmo quando esta se encontra apoiada contra a sede. Esta força é denominada como uma pré-carga e tem a função de garantir que não haja vazamentos para o interior ou exterior do cilindro.

A pré-carga aliada à massa equivalente do sistema contribui ainda mais para que haja o atraso na abertura das válvulas uma vez que a diferença de pressão terá que sobrepor à força imposta pela pré-carga. Um esquema da válvula automática de disco juntamente com um gráfico representativo da força em função do deslocamento da placa móvel é ilustrado na Figura 8.



Fonte: Adaptado de Volf, 2017.

Na Figura 8 é possível visualizar que no ponto que a válvula está apoiada sobre a sede há a indicação no gráfico da existência de uma força para o deslocamento nulo. Ressalta-se que a magnitude desta força, a pré-carga, deve ser o suficiente apenas para proporcionar uma boa vedação da placa com a sede, caso contrário irá acarretar em uma grande dificuldade do escape ou da sucção do fluido e, conseqüentemente, haverá perdas de eficiências volumétrica e isentrópica.

A perda de eficiência isentrópica causada pelo valor de pré-carga superdimensionada é explicada pelo aumento da diferença de pressão durante as fases de sucção e descarga. Já a perda de eficiência volumétrica é explicada, neste caso, pela menor

quantidade de fluido admitido durante a fase de admissão e menor quantidade do fluido em escape durante a fase de descarga.

A rigidez do sistema, também dita como a constante elástica da mola, é outro fator importante na influência da dinâmica das válvulas. Uma válvula que apresenta uma rigidez elevada poderá ter uma abertura mais lenta, resultando em um aumento da perda de carga durante o escoamento do fluido. Já uma válvula de baixa rigidez terá uma abertura mais rápida, porém um fechamento retardado, ficando sujeito ao refluxo do fluido tanto na admissão quanto na descarga (PEREIRA, 2006).

3.2.2.3. Adesão:

A adesão é um fenômeno com respostas similares à ação da pré-carga. Quando a placa móvel está em contato com a sede da válvula surge uma aderência entre estas partes. Esta aderência está presente tanto em mecanismos lubrificados e não lubrificados, porém para o primeiro caso este efeito é muito mais pronunciado (NINKOVIĆ, TARANOVIĆ E PESIĆ, 2013).

Como a maioria dos compressores trabalham lubrificados, o efeito da adesão da película de óleo formada entre a placa móvel e a sede não deve ser desprezada. Este efeito é semelhante ao atrito estático, ou seja, deixa de existir quando houver a movimentação da placa. Desta forma, a adesão pode ser entendida como uma nova pré-carga adicionada ao sistema tornando ainda maior o atraso de abertura das válvulas e as ineficiências associadas a ele (KHALIFA e LIU, 1998).

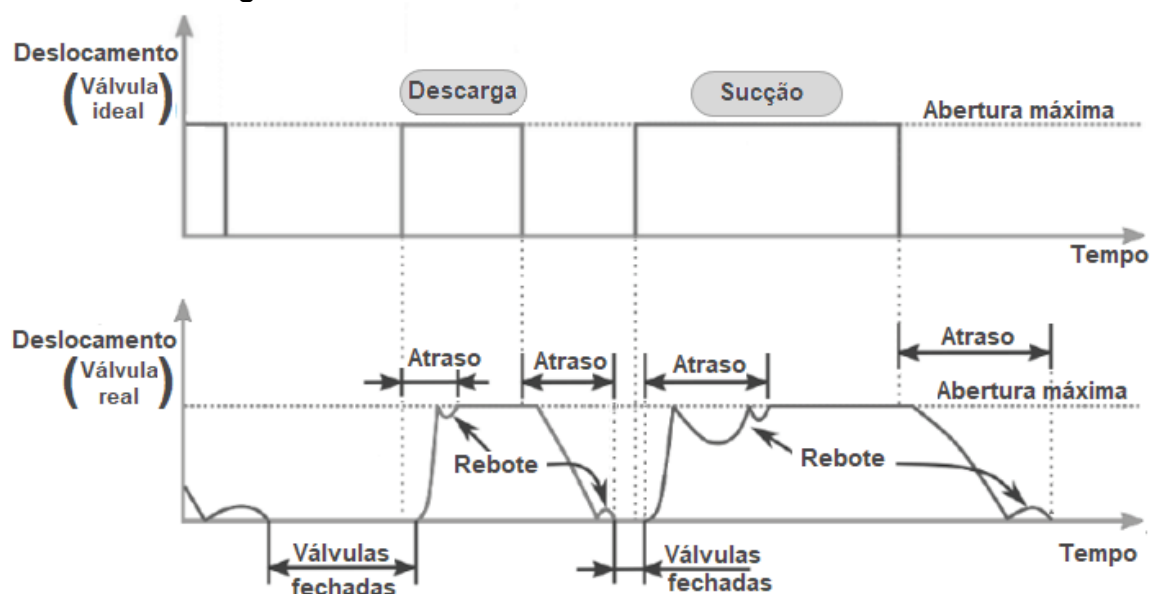
3.2.2.4. Impactos da placa móvel:

A movimentação da placa móvel é limitada em seus dois extremos pela sede e pelo limitador, como já dito anteriormente e visualizado na Figura 5. O limitador tem como função principal a de impedir uma grande amplitude de abertura da placa móvel causando atraso em seu fechamento.

Quando a placa móvel colide com estes obstáculos ela recupera-se com uma velocidade mais baixa com a qual antecede seu impacto. O modo idealizado de impacto seria aquele em que a energia cinética fosse totalmente absorvida, ou seja, uma colisão completamente inelástica. No entanto, a estrutura e os materiais utilizados não proporcionam este tipo de colisão e sim uma colisão semi-elástica (HABING, 2005).

Desta forma, durante o fechamento das válvulas, nas fases de admissão e descarga, e durante a colisão com o limitador, haverá o efeito do rebote na placa móvel causando perdas no processo devido ao refluxo e perdas de carga no fluido. O efeito do rebote é ilustrado na Figura 9.

Figura 9 – Efeito da rebote em válvulas automática reais



Fonte: Adaptado de Volf, 2017.

Por meio da comparação do comportamento dinâmico das válvulas ideais, e das válvulas reais é possível notar que o efeito rebote acontece tanto no fechamento com a sede quanto no limite de abertura das válvulas de sucção e descarga. Os fenômenos inerciais, causados pela massa equivalente e rigidez da placa, e as forças estáticas, impostas pela pré-carga da mola e adesão por película de óleo, também podem ser vistos no diagrama do deslocamento da válvula real.

3.2.2.5. Perdas de carga nas válvulas:

A perda de carga do fluido através de sua passagem pela válvula contribui para perda de eficiência isentrópica. Esta perda é devida aos efeitos do atrito viscoso do fluido ao escoar por uma seção com passagem restrita formada entre a placa móvel e a sede da válvula

Para os modelos de válvulas constantes na literatura, uma aproximação bem aceita é substituição da geometria da válvula por um bocal convergente com escoamento incompressível (HABING, 2005).

3.3. Válvulas comandadas mecanicamente

Diferentemente das válvulas automáticas que operam através da diferença de pressão, as válvulas mecânicas são operadas por meios físicos onde sua abertura e fechamento ocorre em pontos fixos. Segundo Bloch (1996), vantagens e desvantagens podem ser listadas na comparação das válvulas controladas mecanicamente das de atuação automática.

Como vantagens, este sistema de válvulas apresenta a não dependência das forças de pressão impostas pelo fluido para promover sua operação, assegurando que haja sua abertura completa e em tempos determinados em quaisquer condições de funcionamento. Essa independência da diferença de pressão é importante, pois dessa forma não sofrem influência dos pulsos de pressão existentes na linha de sucção e descarga que acabam por depreciar o desempenho das válvulas automáticas (MACLAREN E TRAMSCHECK, 1972).

Já como desvantagens destaca-se que compressores que possuem este tipo de válvula operam de modo otimizado somente em uma razão de compressão fixa, tendo em vistas que existem pontos específicos e fixos para a abertura destas válvulas, além disso, esta configuração de válvulas apresenta peso mais elevado e custos mais elevados ao sistema.

A utilização destas válvulas em compressores é pouco difundida. Em sistemas de compressão de pequeno porte é rara sua utilização tendo alguma aplicação em sistemas de médio e grande porte. Pouca informação também é encontrada na literatura quanto a este sistema.

Liu et al. (2014), estudou a atuação de mecanismos hidráulicos para o controle da válvula de sucção de um compressor alternativo de grande porte que tem aplicações na indústria petroquímica. Foi obtido como conclusões deste trabalho que com a diminuição do ângulo de relaxação do atuador hidráulico responsável pelo comando das válvulas foi diminuído o consumo energético desses compressores.

Brandl, Bielmeier e Spiegl (2012), apresentam em seu trabalho um sistema eletromecânico capaz de controlar os movimentos das válvulas de sucção de um compressor semi-hermético de um sistema de refrigeração. O atuador eletromecânico acoplado à válvula de sucção proporcionou ao sistema em estudo significativa melhora de seu desempenho.

4. MODELO DE UTILIDADE EM ESTUDO

O Compressor alternativo sem válvulas em estudo nesse trabalho foi objeto de um Pedido Nacional de Invenção junto ao Instituto Nacional de Propriedade Industrial (INPI) com depósito feito em 03/04/2017 e com o número do processo: BR 10 2017 006859 5. Esta patente tem a natureza de uma Patente de Invenção (PI) tem seu Título designado por: Compressor-Bomba alternativo sem válvulas. O depositante da patente apresenta a razão social de: Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) e seus autores são: Fúlvio Aron Góes Silva, Fernando Antonio Rodrigues Filho e Jaqueline dos Santos.

4.1. Finalidade da patente de invenção

O invento proposto se caracteriza por um compressor ou bomba alternativos desprovidos de válvulas de sucção e descarga. A função das válvulas neste caso é desempenhada por um mecanismo intrínseco aos elementos do compressor/bomba. Fala-se em compressor ou bomba, pois o invento caracterizado na patente é capaz de comprimir fluidos quando este for desenvolvido para ser um compressor alternativo ou bombear fluidos incompressíveis quando projetado como uma bomba alternativa. No entanto, em ambos os casos o princípio de funcionamento do mecanismo que os equipam é o mesmo.

A remoção das válvulas de sucção e descarga as quais são substituídas pelo mecanismo proposto promove benefícios ao sistema de compressão, a saber:

- Proporciona o aumento da confiabilidade do sistema de compressão, pois as válvulas são passíveis de falhas além de poder apresentar uma variabilidade de desempenho ao longo de sua vida útil;
- Elimina a existência dos desgastes que ocorrem nas válvulas devido à corrosão, choques mecânicos, temperatura e pressões elevadas, melhorando assim a manutenibilidade do sistema;
- Elimina o ruído característico dos compressores alternativos originado pela operação de abertura e fechamento das válvulas automáticas;
- Reduz a perda de carga originada na operação das válvulas automáticas, podendo aumentar o rendimento isentrópico do compressor;
- Reduz o trabalho de bombeamento durante o processo de admissão e descarga.

O mecanismo que promove a substituição das válvulas realiza a sucção e descarga do fluido por meio da comunicação de um canal no pistão, durante a movimentação deste, com janelas de sucção e descarga localizadas no cilindro. Estes dois elementos, canal no pistão e janelas de sucção e descarga, possuem uma flexibilidade dimensional que permite que o compressor trabalhe de forma otimizada para a razão de compressão do projeto.

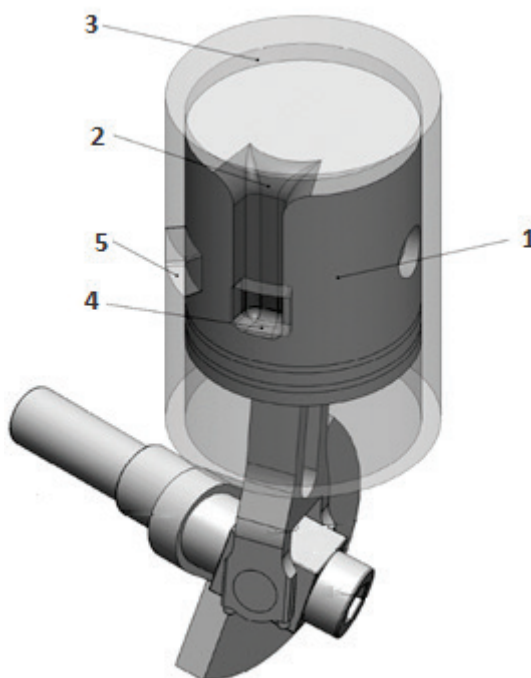
A descrição sucinta sobre o funcionamento do Invento é descrita no item 3.2.

4.2. Descrição da patente de invenção

O funcionamento do compressor alternativo sem válvulas difere do compressor alternativo com válvulas automáticas em alguns pontos. O pistão do compressor da presente invenção executa um movimento linear alternativo simultaneamente com um movimento de rotação, com certa amplitude angular, em torno de seu eixo axial.

Como já dito, o canal no corpo do pistão tem a função de realizar a conexão entre as janelas de admissão e descarga com o interior do cilindro. Estas janelas são furos na parede do cilindro as quais permitem a comunicação entre o canal do pistão com as tubulações externas de sucção e descarga. Sua abertura e fechamento é resultado das junções dos movimentos que o pistão realiza ao longo de um ciclo completo de funcionamento. O compressor, assim como a indicação de seus elementos são ilustrados na Figura 10.

Figura 10 – Modelo preliminar do compressor do invento



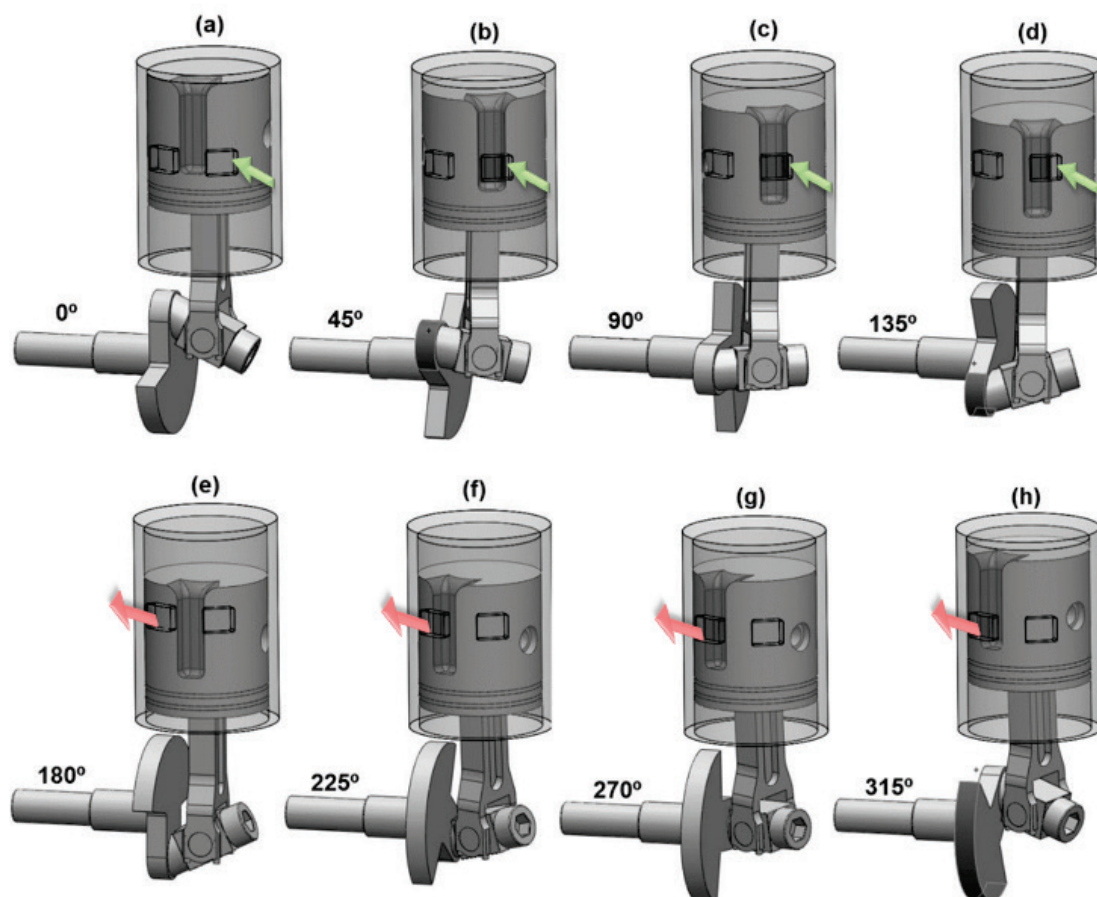
Fonte: Próprio autor.

Como indicado na Figura 10, cada elemento possui uma função que contribui para o funcionamento do compressor. O pistão indicado pela numeração (1) além de possuir a função de compressão e sucção do fluido é responsável pelo fechamento e comunicação das janelas de admissão e descarga com o canal. O canal (2), por sua vez, faz a comunicação da câmara (3) ora com a janela de sucção (4), que é responsável pela admissão do fluido, ora com a janela de descarga (5), que é responsável pela descarga do fluido.

A admissão do fluido para o interior da câmara ocorre quando o pistão se movimenta do Ponto Morto Superior (PMS) ao Ponto Morto Inferior (PMI). Durante este movimento descendente o pistão realiza conjuntamente um movimento de rotação fazendo com que o canal se comunique com a janela de sucção realizando assim a sucção do fluido. Já a descarga do fluido ocorre durante a movimentação do pistão do Ponto Morto Inferior (PMI) ao Ponto Morto Superior (PMS). Ao longo deste movimento ascendente, o canal faz a comunicação com a janela de descarga, ocorrendo assim a descarga do fluido.

A sequência de etapas de funcionamento deste compressor pode ser vista na Figura 11.

Figura 11 - Sequência de etapas de funcionamento do compressor

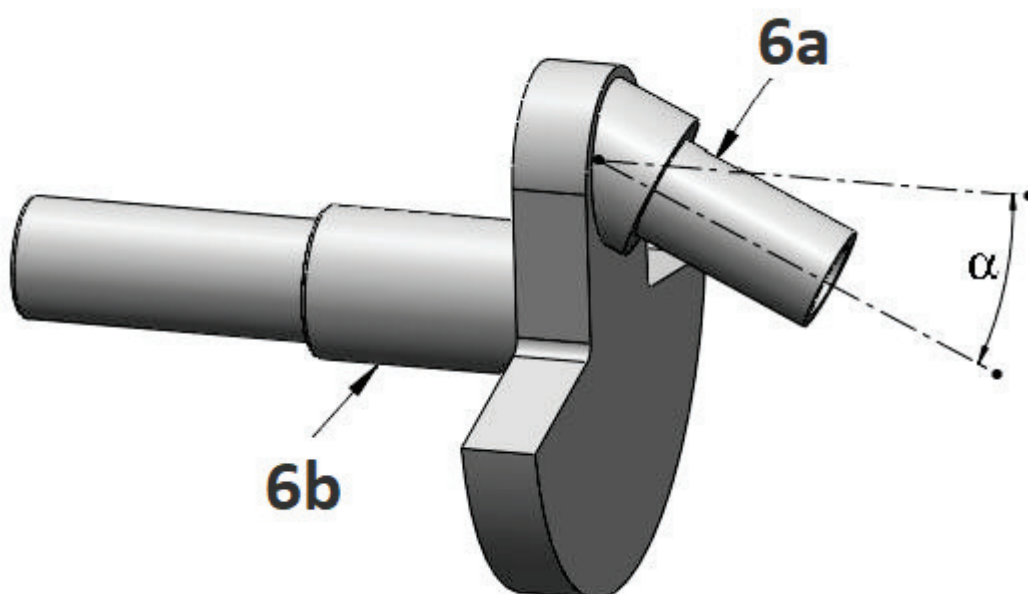


Fonte: Próprio autor.

Na figura o ciclo completo da movimentação do compressor é descrito a cada 45° do eixo de manivela. Nota-se que para o ângulo da manivela correspondente ao 0° em PMS e 180° em PMI ocorre a mudança da comunicação do canal com as janelas de sucção e descarga.

Destaca-se que a comunicação do canal ora com a janela de sucção, ora com a janela de descarga só é possível por meio da sincronia dos movimentos linear alternativo com o movimento de rotação, com certa amplitude angular, que é realizado pelo pistão. Esta movimentação do pistão é proporcionada por meio da alteração construtiva do elemento (6) representado na Figura 12.

Figura 12 – Modificação da árvore de manivela



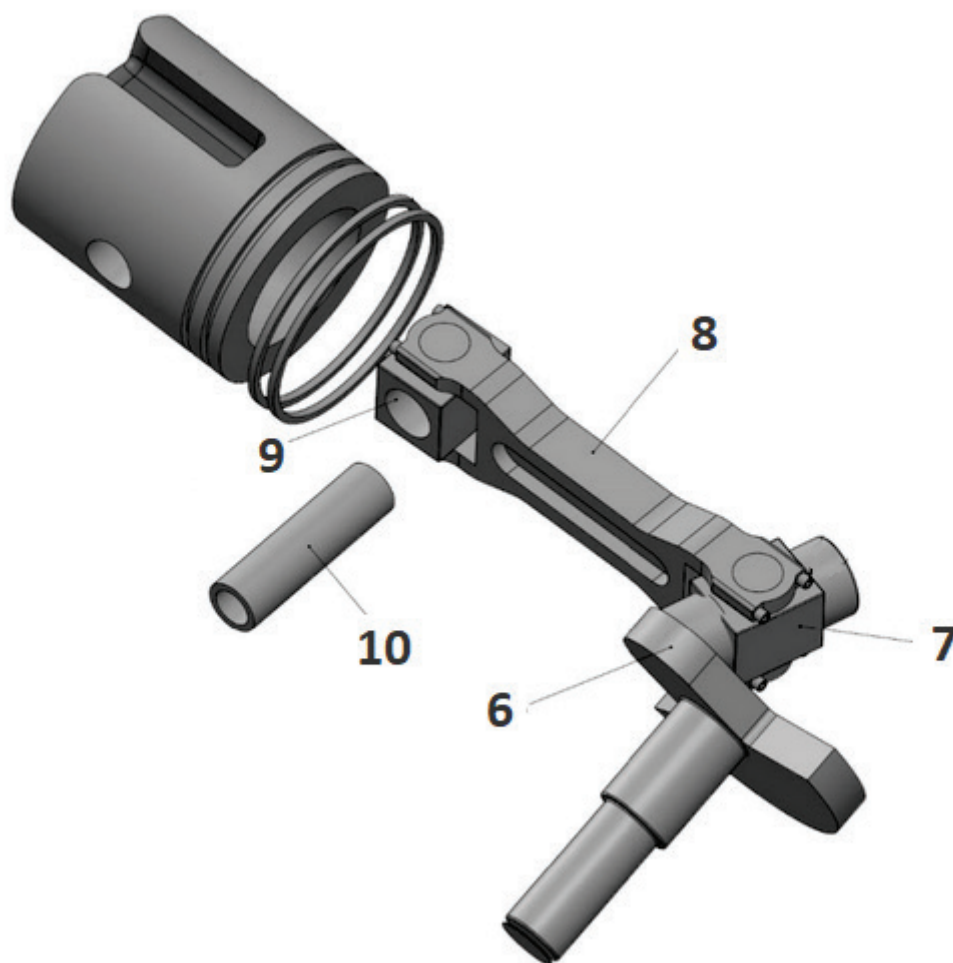
Fonte: Próprio autor.

Na Figura 12 a árvore de manivela do compressor apresenta seu moente (6a) com uma alteração construtiva diferente dos sistemas convencionais. Este elemento possui seu eixo não paralelo ao eixo de rotação do munhão (6b), apresentando entre si um ângulo α .

A amplitude do deslocamento angular do pistão é função do ângulo α e seu dimensionamento está relacionado com as características dimensionais do canal e das janelas de sucção e descarga.

Nos sistemas convencionais, a biela é acoplada diretamente ao moente da árvore de manivelas. Neste compressor em estudo, esta ligação direta não pode ser feita, pois causaria um travamento do mecanismo devido ao acréscimo de graus de liberdade acrescidos ao sistema. Desta forma, a movimentação do conjunto do sistema é possível devido a incremento de alguns elementos mecânicos conforme ilustrado na Figura 13.

Figura 13 – Descrição dos elementos do compressor do invento



Fonte: Próprio autor.

O não travamento do sistema é proporcionado por juntas universais, pois estas permitem dois graus de liberdade no acoplamento. A junta universal (7) é o elemento responsável pela ligação e transmissão do movimento entre a árvore de manivelas (6) e a biela (8). A outra extremidade da biela se liga a outra junta universal (9) que por sua vez é ligada ao pino (10) e este ao pistão. Esta junta universal possui função similar à anteriormente citada.

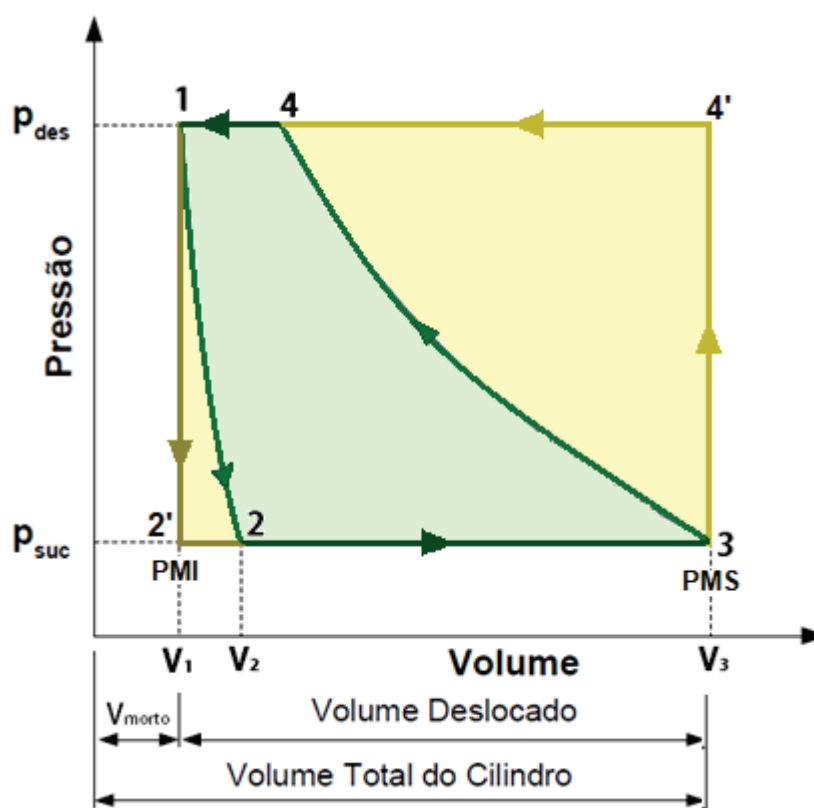
4.3. Otimização da patente de invenção

Esta concepção preliminar da geometria do compressor da Patente de Invenção implica em um elevado trabalho de compressão. Conforme pode ser visualizado na Figura 11, as janelas de admissão e descarga estão em comunicação com o canal durante todo o curso descendente e ascendente do pistão, respectivamente.

Assim, quanto maior fosse a razão de compressão adotada por este compressor maiores seriam os refluxos do fluido nas janelas de admissão e descarga e menor seria sua eficiência.

No diagrama pressão e volume da Figura 14 estão representadas as curvas relativas ao trabalho de compressão de um compressor ideal e do compressor do invento em sua concepção preliminar.

Figura 14 – Diagrama Pressão Volume da concepção preliminar do compressor do invento



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 14 os processos de compressão descritos apresentam-se entre valores de pressão, de sucção e descarga constantes e correspondentes a P_{suc} e P_{des} , respectivamente. A curva relativa ao trabalho de compressão de um compressor idealizado é representada pelo processo delimitado pelas curvas dos pontos 1-2-3-4, na cor verde. A curva relativa ao trabalho de compressão do compressor da patente, em sua concepção preliminar, é representada pelo processo delimitado pelos pontos 1-2'-3-4', da curva na cor amarela e verde.

O maior valor do trabalho demandado na compressão do fluido por este compressor é devido ao refluxo de fluido durante as etapas de sucção e descarga. Na etapa de sucção o fluido contido no volume morto deixa de realizar o trabalho de expansão sobre o pistão. Isto é devido à comunicação do canal do pistão com a janela de sucção que ocorre

imediatamente após o pistão passar pelo Ponto Morto Superior, assim o fluido sob a pressão correspondente a pressão P_{des} contido no volume morto deixa o interior do cilindro sem realizar sua expansão até o ponto 2.

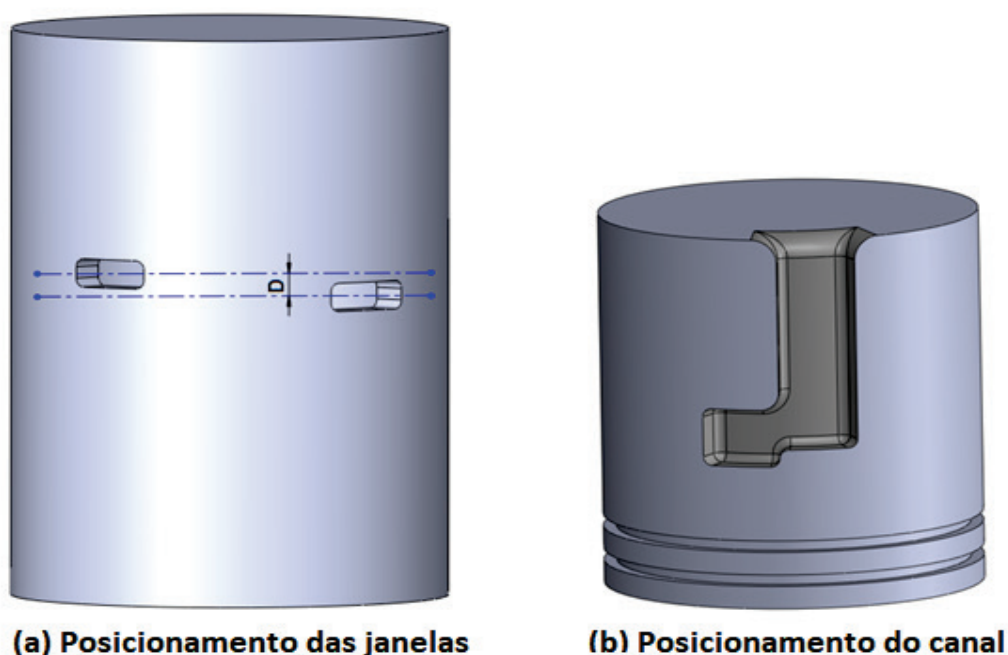
Na etapa de descarga o refluxo do fluido ocorre no sentido inverso ao da etapa de sucção. Primeiramente o fluido à pressão P_{des} escoar para o interior do cilindro nos primeiros instantes após o pistão passar pelo Ponto Morto Inferior. Assim, o volume total do cilindro é preenchido com fluido com pressão igual à da descarga fazendo-se necessário realizar o trabalho em uma massa de fluido maior da qual foi admitida.

Por estas razões, faz-se necessário uma alteração na geometria e localização das janelas de sucção e descarga e do canal para que a comunicação destes se dê de forma a aproximar o funcionamento de um ciclo de compressão ideal.

Com base na curva de compressão ideal, na cor verde, da Figura 14 é possível dimensionar o compressor da Patente para trabalhar de modo otimizado a uma determinada razão de compressão. Como é possível notar, devido ao efeito do volume morto, a sucção do fluido se dá alguns graus após o pistão passar pelo Ponto Morto Inferior, iniciando a sucção a partir do ponto 2. É neste instante que o canal do pistão deve iniciar a comunicação com a janela de sucção do compressor da Patente. De modo similar, a descarga do fluido se dá após o pistão passar pelo Ponto Morto Superior até atingir o ponto 4, pois a pressão no interior do cilindro deve se igualar a de descarga. É neste ponto que a janela de descarga inicia sua comunicação com o canal do pistão.

Para que o funcionamento otimizado deste compressor seja possível, algumas modificações da sua concepção preliminar foram incluídas, como visto na Figura 15.

Figura 15 – Modificações do compressor

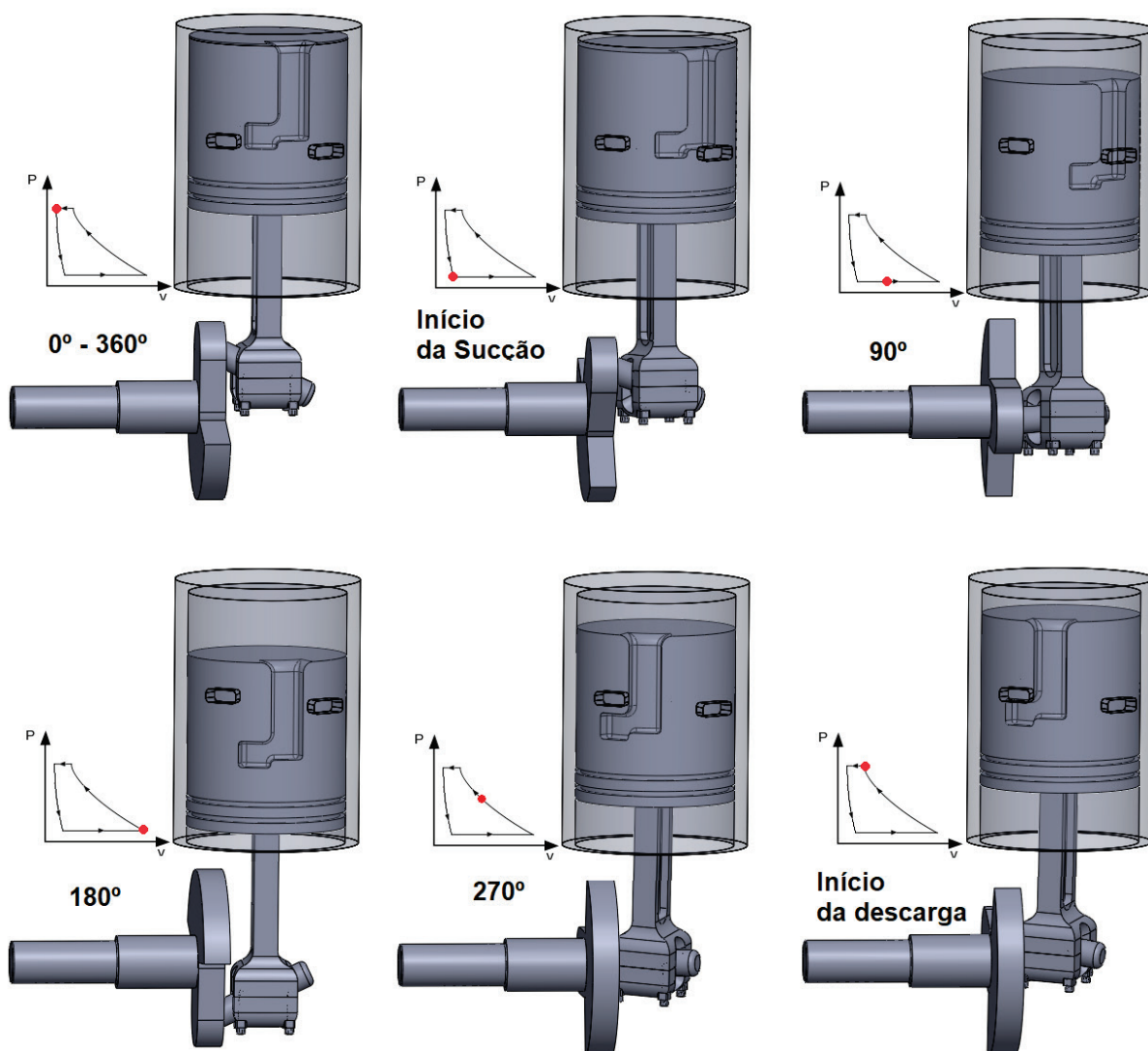


Fonte: Próprio autor.

Conforme pode ser visto na Figura 15(a) o posicionamento das janelas de sucção e descarga sofreram alteração em seu posicionamento vertical, estando a janela de sucção mais abaixo da janela de descarga além de afastar uma em relação a outra na direção horizontal. O canal da Figura 15(b) sofreu uma alteração geométrica pelo acréscimo de uma pequena porção ao final de seu comprimento. Estas alterações possibilitaram a comunicação do canal com as janelas de sucção e escape nos instantes corretos para um funcionamento otimizado.

O diagrama de funcionamento da Figura 16 ilustra os instantes corretos do início e fim das etapas de admissão e descarga do compressor.

Figura 16 – Diagrama de funcionamento do compressor modificado



Fonte: Próprio autor.

Como é possível notar na Figura 16, a posição mais baixa da janela de sucção permite que o canal do pistão faça comunicação com ela após o fluido do volume morto sofrer sua expansão. Já o posicionamento da janela de descarga juntamente com o

acrécimo da porção final do canal permite que a comunicação aconteça após a pressão do fluido no interior do cilindro atingir a pressão de descarga.

Desta forma, esta concepção do compressor da patente funciona de modo similar a um compressor com válvulas mecânicas comandadas, porém sem a necessidade de um mecanismo externo de comando.

5. MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo foi desenvolvido um modelo matemático zero-dimensional sobre o compressor sem válvulas em estudo. Os processos físicos que ocorrem em cada porção do compressor foram descritos por equações matemáticas levando-se em conta as hipóteses simplificadoras. Ao fim, o modelo descrito foi implementado no *software* MATLAB para a simulação e cálculo dos resultados.

Como este compressor sem válvulas apresenta-se como uma inovação, foi feita a comparação do seu desempenho com um compressor alternativo de válvulas automáticas do trabalho desenvolvido por Volf (2017) da Universidade do Oeste da Boémia em Pilsen na República Checa. No seu trabalho, Volf (2017), propõe um modelo zero-dimensional para descrever a dinâmica das válvulas automáticas de um compressor alternativo.

Como os parâmetros de entrada e os dados dimensionais do compressor são descritos no trabalho de Volf (2017), esses foram utilizados para parametrizar as variáveis de simulação do compressor alternativo sem válvulas do presente trabalho e possibilitar a análise dos resultados.

5.1. Estrutura do modelo

O modelo do compressor alternativo sem válvulas é composto por elementos distintos, conforme descrito no Capítulo 3 deste trabalho. Estes elementos interagem entre si possibilitando o correto funcionamento do compressor.

Tendo em vista a integração que os mecanismos dos elementos apresentam é estritamente importante e necessário que o modelo matemático proposto seja desenvolvido a partir das características dinâmicas, termodinâmicas e fluidodinâmicas que cada elemento impõe no sistema como um todo.

Algumas simplificações são necessárias ou não apresentam impactos significativos à modelagem matemática do compressor em estudo, sendo elas:

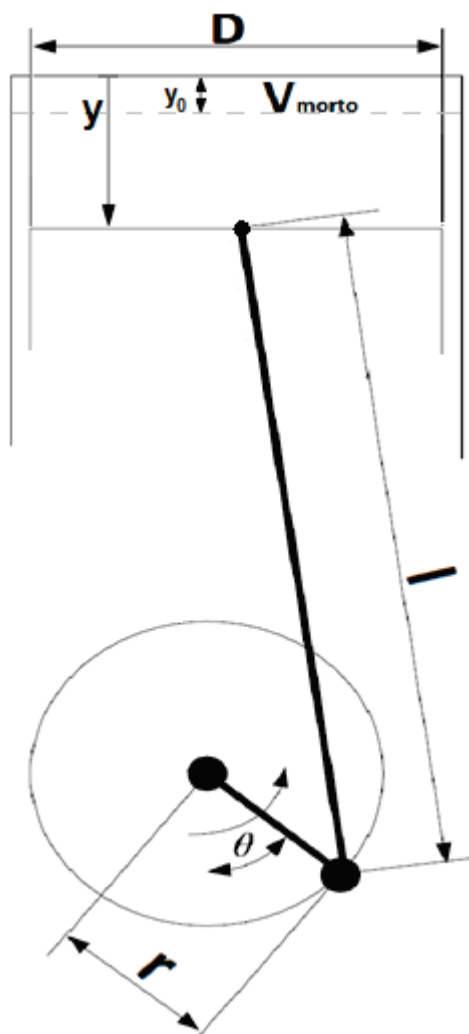
- Gás ideal como fluido de trabalho com calor específico constante: Por meio desta simplificação é possível eliminar variáveis dependentes do tempo, obtendo uma simplificação considerável das equações termodinâmicas envolvidas e eliminando métodos iterativos. Segundo Volf (2017), o erro gerado por esta simplificação pode representar até 6,5% sobre os resultados das eficiências isentrópicas e volumétricas quando comparado a simulação de um gás real.

- Escoamento unidimensional, subsônico e em regime permanente para pequenos intervalos de tempo: O escoamento nos canais do compressor foi tratado apenas na direção de seu comprimento estando em regime permanente para um determinado instante de tempo e de acordo com a velocidade de operação do compressor espera-se que o fluxo no canal permaneça subsônico.
- Corpos rígidos: Para o compressor em estudo presume-se que seus elementos sejam corpos rígidos e que não apresentem deformações durante seu funcionamento.
- Ausência de vazamento do fluido: A precisão construtiva e desgaste dos componentes impossibilita que um compressor real fique isento de vazamentos do fluido sob pressão entre seus componentes. No entanto, estes vazamentos serão desconsiderados e a variação de massa no interior do cilindro será devida somente ao fluxo através das janelas de sucção e descarga.
- Sistema termodinâmico homogêneo: Esta simplificação denota que as propriedades termodinâmicas do fluido são as mesmas para qualquer parte do sistema.
- Volume de Controle adiabático: Esta simplificação poderia comprometer em maior grau a análise do desempenho do compressor. No entanto ela não influencia significativamente na análise do fluxo do fluido na sucção e descarga além do fato de também ter sido adotada no trabalho de Volf (2017) o qual serviu de parâmetro de comparação.
- A energia potencial e cinética do fluido desconsiderada: Assume-se estas simplificações, pois o processo de sucção e descarga sob o mesmo desnível e o valor da variação da energia cinética é desprezível quando comparada às variações da entalpia específica do fluido.

5.2. Mecanismo biela-manivela

O mecanismo biela-manivela é responsável por transformar o movimento rotativo da árvore de manivela em um movimento alternativo linear do pistão. Diante do fato do pistão atuar como um elemento móvel do cilindro é necessário conhecer sua posição para estudar os processos no interior do cilindro. A Figura 17 ilustra este mecanismo e seus parâmetros.

Figura 17 – Mecanismo Biela-Manivela e seus parâmetros



Fonte: Adaptado de Heywood, 1988.

A partir da análise geométrica deste sistema é possível calcular a posição linear do pistão como função da posição angular θ da árvore de manivelas. Como é descrito na eq. 5 (HEYWOOD, 1988).

$$y(\theta) = y_0 + l + r - r \cdot \cos(\theta) - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\theta)} \quad (5)$$

A posição angular θ da árvore de manivelas pode ser relacionada com o tempo t e com a velocidade angular árvore de manivelas w , pela expressão $\theta = w \cdot t$. Assumido a frequência de operação $n = 300$ (rpm), conforme utilizado no modelo de Volf (2017), tem-se que $w = 2\pi n/60$. Desta forma θ é função somente do tempo:

$$\theta = 10.\pi.t \quad (6)$$

Substituindo a eq. 6 na eq. 5, obtém-se a posição linear do pistão como função do tempo:

$$y(t) = y_0 + l + r - r.\cos(10.\pi.t) - \sqrt{l^2 - r^2.\sin^2(10.\pi.t)} \quad (7)$$

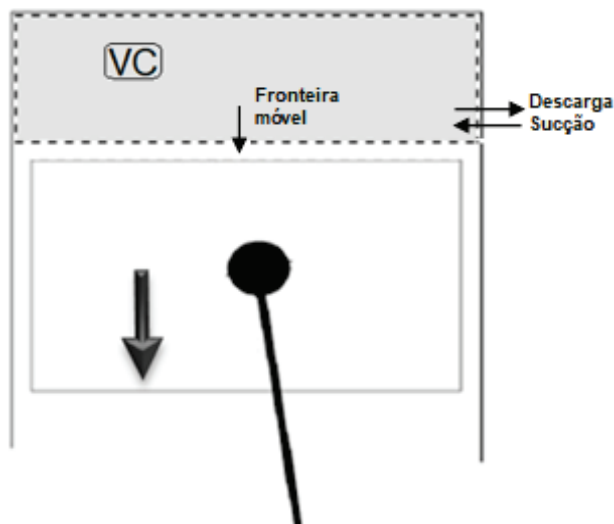
Derivando a eq. 7 obtém-se a velocidade linear do pistão em função do tempo

$$V_y(t) = \frac{dy}{dt} = r.10.\pi.\sin(10.\pi.t). \left(1 + \frac{r.\cos(10.\pi.t)}{\sqrt{l^2 - r^2.\sin^2(10.\pi.t)}} \right) \quad (8)$$

5.3. Cilindro

A análise das modificações do fluido no interior do cilindro é feita através da equação de conservação de energia dentro de um Volume de Controle, conforme representação da Figura 18. O Volume de Controle em estudo apresenta duas regiões onde pode haver fluxo de massa, as janelas de sucção e descarga, e uma fronteira móvel definida pela face superior do pistão o qual possui sua movimentação conforme descrito na Figura 18.

Figura 18 – Representação esquemática do cilindro



Fonte: Próprio Autor.

A modelagem matemática do fluxo energia no interior do cilindro pode se dar por meio de calor, trabalho e massa. Desta forma o balanço de energia é descrito conforme a eq. 9.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot e_e - \sum \dot{m}_s \cdot e_s = \frac{d(E_{VC})}{dt} \quad (9)$$

Onde:

- $\dot{Q}$ - Taxa de transferência de calor do sistema para vizinhança;
- $\dot{W}$ - Trabalho realizado pelo sistema;
- $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$ - Vazões mássicas de entrada e saída, respectivamente;
- e_e e e_s - Energia específica de entrada e saída, respectivamente e sendo determinados pela eq. 11.

$$e_e = u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \quad (10)$$

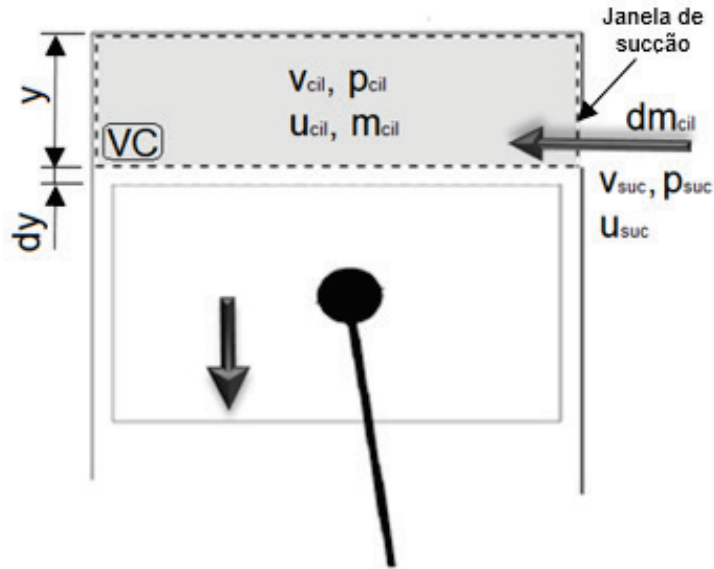
A energia potencial específica do fluido (gz), sua energia cinética ($\frac{V^2}{2}$), e a taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$), podem ser desconsiderados conforme descrito no item 5.2 e o termo ($u + pv$) pode ser agrupado para formar a entalpia específica (h) do fluido. Assim a eq. 9 pode ser reescrita no formato da eq. 11.

$$(-\dot{W}) + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = \frac{d(E_{VC})}{dt} \quad (11)$$

5.3.1. Etapa de sucção

Durante a etapa de sucção é assumido que o cilindro possui a janela de sucção como a única entrada do fluido e nenhuma saída, conforme visto na Figura 19.

Figura 19 – Volume de Controle da etapa de sucção



Fonte: Próprio Autor.

A diferencial da quantidade de energia do sistema é descrita pela variação da energia interna do fluido contido no interior do volume de controle, conforme descrito na eq. 12.

$$d(E_{VC}) = d(m_{cil} \cdot u_{cil}) = dm_{cil} \cdot (u_{suc} + p_{suc} \cdot v_{suc}) - \partial W \quad (12)$$

Onde:

- m_{cil} - Massa no interior do cilindro;
- u_{cil} e u_{suc} - Energia interna específica do fluido no interior do cilindro e na sucção, respectivamente;
- p_{cil} e p_{suc} - Pressão do fluido no interior do cilindro e na sucção, respectivamente;
- v_{cil} e v_{suc} - Volume específico do fluido no interior do cilindro e na sucção, respectivamente.

O trabalho infinitesimal (∂W) é causado pela mudança do volume no interior do cilindro que ocorre devido à movimentação do pistão. A eq. 13 descreve este termo.

$$\partial W = p_{cil} \cdot dv_{cil} = p_{cil} \cdot A_{cil} \cdot dy \quad (13)$$

Onde:

- A_{cil} - Área da seção transversal do cilindro;
- dv_{cil} - Variação infinitesimal do volume do cilindro;
- dy - Variação infinitesimal do deslocamento do pistão.

A eq. 14 da Lei dos gases ideais e as eqs. 15 e 16 das relações dos calores específicos permitem fazer simplificações e ajustes na dedução das equações que seguem.

$$pv = RT \quad (14)$$

$$du = c_v \cdot dT \quad (15)$$

$$c_p = c_v + R = c_v \cdot \gamma \quad (16)$$

Onde:

- c_v e c_p - Calores específicos a volume e a pressão constantes, respectivamente;
- R - Constante dos gases ideais;
- γ - Coeficiente politrópico do fluido.

Utilizando relações matemáticas e as eqs. 13 e 15 a eq. 12 pode ser reescrita como:

$$c_v \cdot T_{cil} \cdot dm_{cil} + c_v \cdot m_{cil} \cdot dT_{cil} = c_v \cdot T_{suc} \cdot dm_{cil} + p_{suc} \cdot v_{suc} \cdot dm_{cil} - p_{cil} \cdot A_{cil} \cdot dy \quad (17)$$

A massa do fluido pode ser obtida pela relação da eq. 18 como:

$$m_{cil} = \frac{A_{cil} \cdot y}{v_{cil}} \quad (18)$$

A temperatura do fluido pode ser expressa em termos de pressão através da eq. 14 e a relação da eq. 18 permite que a equação da energia seja reescrita como:

$$\frac{c_v}{R} \cdot p_{cil} \cdot v_{cil} \cdot dm_{cil} + c_v \cdot \frac{A_{cil} \cdot y}{v_{cil}} \cdot dT_{cil} = \frac{c_v}{R} \cdot p_{suc} \cdot v_{suc} \cdot dm_{cil} + p_{suc} \cdot v_{suc} \cdot dm_{cil} - p_{cil} \cdot A_{cil} \cdot dy \quad (19)$$

Multiplicando a equação da energia pelo termo $\frac{R}{(c_v \cdot A_{cil} \cdot y)}$ e utilizando a relação da eq.

16, obtém-se:

$$\frac{p_{cil} \cdot R}{c_v \cdot y} dy = \gamma \frac{p_{suc} \cdot v_{suc}}{A_{cil} \cdot y} dm_{cil} - \frac{R}{v_{cil}} dT_{cil} - \frac{p_{cil} \cdot v_{cil}}{A_{cil} \cdot y} dm_{cil} \quad (20)$$

O termo dm_{cil} pode ser reescrito matematicamente como:

$$dm_{cil} = \frac{A_{cil}}{v_{cil}} dy + y \cdot A_{cil} \cdot d\left(\frac{1}{v_{cil}}\right) \quad (21)$$

Multiplicando a equação da energia pelo termo $\frac{(p_{cil} \cdot v_{cil})}{(A_{cil} \cdot y)}$, obtém-se:

$$\frac{p_{cil} \cdot v_{cil}}{A_{cil} \cdot y} dm_{cil} = \frac{p_{cil}}{y} dy + p_{cil} \cdot v_{cil} d\left(\frac{1}{v_{cil}}\right) \quad (22)$$

Combinando as eqs. 22 e 13 obtém-se a eq. 23.

$$\frac{p_{cil} \cdot R}{c_v \cdot y} dy = \gamma \frac{p_{suc} \cdot v_{suc}}{A_{cil} \cdot y} dm_{cil} - \frac{p_{cil}}{y} dy - \left(p_{cil} \cdot v_{cil} d\left(\frac{1}{v_{cil}}\right) + \frac{R}{v_{cil}} dT_{cil} \right) \quad (23)$$

O termo dentro dos parênteses na eq. 23 pode ser reescrito matematicamente por meio da regra da derivada do produto de dois termos, conforme visto na eq. 24.

$$dp_{cil} = \left(p_{cil} \cdot v_{cil} d\left(\frac{1}{v_{cil}}\right) + \frac{R}{v_{cil}} dT_{cil} \right) \quad (24)$$

Por fim, dividindo-se a eq. 24 pelo diferencial de tempo e substituindo o termo equivalente da Equação 16 e 18, obtém-se a Equação diferencial da variação da pressão no interior do cilindro no tempo.

$$\frac{dp_{cil}}{dt} = \gamma \left[\frac{p_{suc} \cdot v_{suc}}{A_{cil} \cdot y(t)} \left(\frac{dm_{cil}}{dt} \right) - \frac{p_{cil}}{y(t)} \left(\frac{dy}{dt} \right) \right] \quad (25)$$

A eq. 25 descreve o comportamento da pressão no interior do cilindro durante a fase de sucção. Essa equação é acompanhada de condições iniciais sendo elas o tempo e pressão no interior do cilindro no instante imediatamente posterior ao que foi obtido na etapa de expansão.

Na equação 25 a posição linear do pistão em função do tempo foi definida na eq. 7, a taxa de variação da posição linear do pistão é a própria velocidade linear do pistão em

função do tempo, conforme a eq. 8, e a taxa de variação mássica no interior do cilindro é definida na eq. 26.

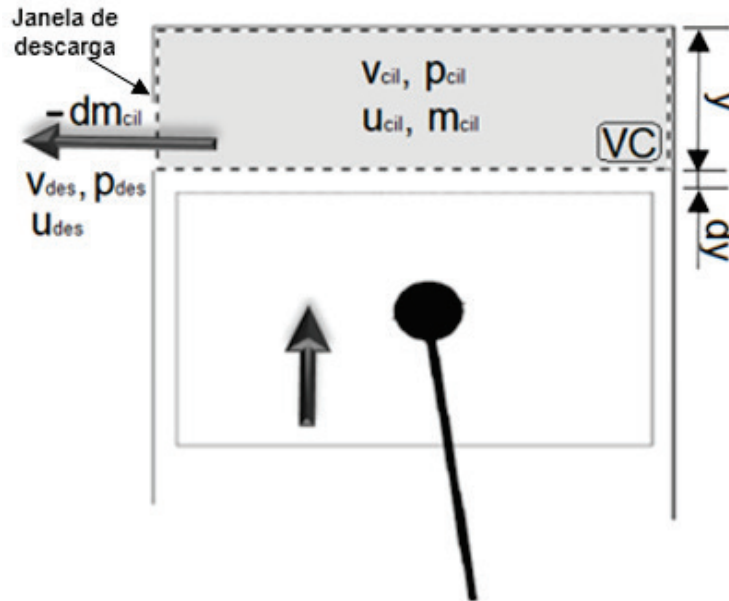
$$\frac{dm_{cil}}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} \quad (26)$$

sendo $\dot{m}_{des} = 0$ durante a etapa de sucção.

5.3.2. Etapa da descarga

Na etapa de descarga é assumido que o cilindro possui a janela de descarga como a única saída do fluido e nenhuma entrada, conforme visto na Figura 20.

Figura 20 – Volume de Controle da etapa de descarga



Fonte: Próprio Autor.

A demonstração da Equação Diferencial da variação da pressão no interior do cilindro no tempo para a etapa de descarga, eq. 27, é feita de modo análogo à que foi desenvolvida na etapa de sucção.

$$\frac{dp_{cil}}{dt} = -\gamma \left[\frac{p_{cil} \cdot v_{cil}}{A_{cil} \cdot y} \left(\frac{dm_{cil}}{dt} \right) + \frac{p_{cil}}{y} \left(\frac{dy}{dt} \right) \right] \quad (27)$$

De forma análoga à etapa de sucção, para determinar o comportamento da pressão no interior do cilindro na fase de descarga é preciso correlacionar a posição do pistão no tempo, definido na eq. 7, a velocidade linear do pistão em função do tempo, conforme a eq.

8, e a taxa de variação mássica no interior do cilindro já definida na eq. 26. Sendo que neste caso em questão tem-se $\dot{m}_{suc} = 0$, pois se trata da etapa de descarga.

Assim como na etapa de sucção para a solução dessa equação diferencial acompanha-se uma condição inicial que são o tempo e pressões no interior do cilindro imediatamente posteriores ao que foi obtido na etapa de compressão.

5.3.3. Etapas de compressão e expansão

No decorrer das etapas de compressão e descarga não há fluxo de massa para dentro ou fora do Volume de Controle, pois as janelas de sucção e descarga encontram-se fechadas.

Desta forma o termo $(\frac{dm_{cil}}{dt})$ é nulo durante estas etapas e assim a equação diferencial da variação da pressão no interior do cilindro pode ser descrita através da eq. 28.

$$\frac{dp_{cil}}{dt} = -\gamma \left[\frac{p_{cil}}{y} \left(\frac{dy}{dt} \right) \right] \quad (28)$$

As condições iniciais que acompanham a solução dessa equação diferencial da etapa de compressão e expansão são, respectivamente, o tempo e pressão no interior do cilindro nos instantes iniciais do ciclo e o tempo e pressão no interior do cilindro imediatamente posteriores ao obtido na etapa de sucção.

5.4. Sistemas de sucção e descarga

Assim como no sistema de válvulas automáticas, o sistema de sucção e descarga desse compressor em estudo impõem perdas de carga ao escoamento do fluido durante as etapas de sucção e descarga. Isto porque as janelas de admissão e descarga não se abrem instantaneamente de forma a interligar toda sua área de passagem com o canal do pistão.

No entanto, este sistema de sucção e descarga apresenta um posicionamento para abertura e fechamento das janelas de sucção e descarga fixos, sendo estes dependentes somente do ângulo imposto pela árvore de manivelas e, conseqüentemente, do tempo para uma dada rotação fixa. Este posicionamento de abertura das janelas, como descrito no item 3.3, é dimensionado levando em conta o volume morto e a razão de compressão na qual o compressor trabalhará.

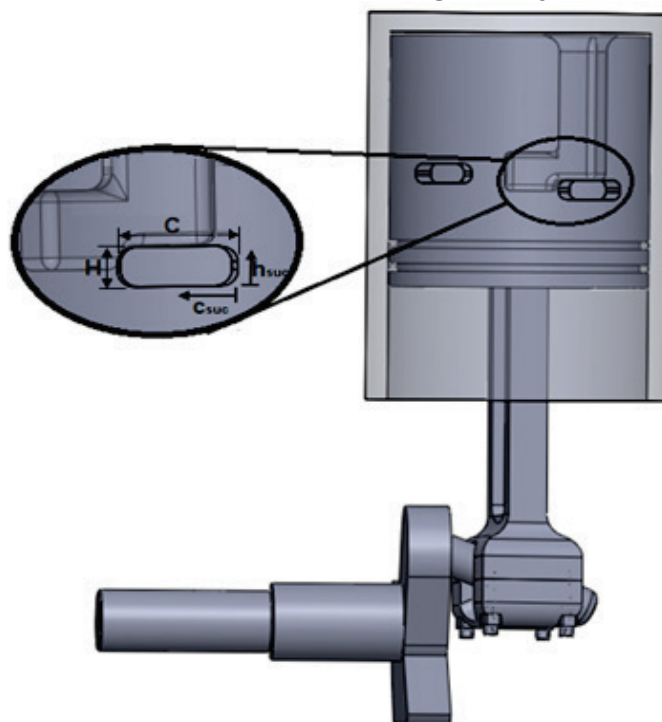
Dessa forma, durante as etapas de sucção e descarga, o fluido escoará em um canal curto que apresenta em uma de suas extremidades uma restrição com área de passagem variável.

A análise de perda de carga neste sistema permite determinar a vazão mássica do fluido em escoamento. Seu estudo considera somente a perda imposta na área de passagem variável das janelas do cilindro, semelhante à restrição de uma placa de orifício, utilizado em medidores de vazão. Isto porque o canal do pistão apresenta um comprimento desprezível e sua área de seção transversal será sempre maior ou igual a área de passagem das janelas.

5.4.1. Sistema de sucção

Diante do fato do pistão do compressor em estudo executar um movimento linear alternativo simultaneamente com um movimento de rotação, com certa amplitude angular, a área de passagem da janela de sucção apresenta um comportamento variável em duas de suas dimensões, conforme visualizado na Figura 21.

Figura 21 – Variação da área de passagem da janela de sucção



Fonte: Próprio Autor.

Conforme o pistão se movimenta, a janela de sucção se abre em suas duas dimensões e sua área de passagem é definida conforme a eq. 29.

$$A_{suc} = c_{suc} \cdot h_{suc} \quad (29)$$

Onde:

- A_{suc} - Área de passagem da janela de sucção;
- c_{suc} - Comprimento variável da seção da janela de sucção;
- h_{suc} - Altura variável da seção da janela de sucção;

O parâmetro altura variável (h_{suc}) pode ser correlacionado com a eq. 5 que descreve o posicionamento $[y(\theta)]$ do pistão conforme descrito o sistema de eq. 30.

$$\begin{cases} h_{suc} = 0; & \text{se } 0^\circ < \theta \leq \theta_1 \\ h_{suc} = y(\theta) - y(\theta_1); & \text{se } \theta_1 < \theta \leq \theta_2 \\ h_{suc} = H; & \text{se } \theta_2 < \theta \leq 180^\circ \end{cases} \quad (30)$$

Onde:

- θ - Posição angular da árvore de manivelas, sendo igual à 0° em PMS e com sentido de giro horário;
- θ_1 - Ângulo da árvore de manivelas correspondente ao posicionamento do pistão para o início da etapa de admissão;
- θ_2 - Ângulo da árvore de manivelas correspondente ao posicionamento do pistão para abertura total variável h_{suc} .
- H - Altura máxima da seção da janela de sucção.

O sistema de eq. 30 se faz necessário, pois a abertura da variável h_{suc} não se apresenta como uma variável passível de transformação em uma função contínua, devendo então ser analisada em intervalos definidos. Deve ser ressaltado que a posição angular θ pode ser escrita como função do tempo conforme já descrito na eq.6

O parâmetro comprimento variável (c_{suc}) deve ser relacionado como o movimento de rotação que o pistão descreve tem torno de seu eixo axial e que apresenta uma amplitude angular máxima α , conforme descrito no item 3.2.

Por meio de um estudo trigonométrico o movimento de rotação do pistão resulta em deslocamento angular $[x(\theta)]$ que pode ser escrita como função da posição angular θ da árvore de manivelas conforme eq. 31.

$$x(\theta) = C \cdot \sin(\theta) \quad (31)$$

Onde:

- C - Comprimento máximo da seção da janela de sucção;

O parâmetro comprimento variável (c_{suc}) pode ser correlacionado com a eq. 31, conforme demonstrado na eq. 32.

$$\begin{cases} c_{suc} = 0; & \text{se } 0^\circ < \theta \leq \theta_1 \\ c_{suc} = x(\theta); & \text{se } \theta_1 < \theta \leq 180^\circ \end{cases} \quad (32)$$

A vazão mássica é um parâmetro essencial para a determinação do trabalho e eficiência do compressor. Este fluxo mássico por meio das janelas de sucção e descarga foi dimensionado como um escoamento através de uma placa de orifício, conforme descrito na eq. 33 (ABNT NBR ISO 5167, 2008)

$$\dot{m}_{suc} = C_d \cdot A_{suc} \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_{cil} - p_{suc})} \quad (33)$$

Onde:

- $\dot{m}_{suc}$ – vazão mássica através da janela de sucção;
- C_d - Coeficiente de descarga;
- ε - Fator de expansão do fluido;
- ρ - Densidade do fluido.

O coeficiente de descarga é o termo responsável por representar a fricção originado durante o escoamento. Segundo Buzzard (1978), este coeficiente pode ser definido como função do termo β e do número de Reynolds (Re), conforme a eq. 34.

$$C_d = 0,593 + 0,4 \cdot \beta^4 + \left(\frac{1,5 \cdot \sqrt{\beta} + 12 \cdot \beta^4}{\sqrt{Re}} \right) \quad (34)$$

O termo β representa a relação entre os diâmetros equivalentes do furo e do canal, eq. 35, o número de Reynolds é descrito na eq. 36 e o diâmetro equivalente do furo e canal é obtido por meio da transformação do diâmetro hidráulico para dutos retangulares, eqs. 37 e 38.

$$\beta = \frac{D_{H_{furo}}}{D_{H_{canal}}} \quad (35)$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot D \cdot V_{med}}{\mu} \quad (36)$$

$$D_{H_{furo}} = \frac{2 \cdot c_{suc} \cdot h_{suc}}{c_{suc} + h_{suc}} \quad (37)$$

$$D_{H_{canal}} = \frac{2 \cdot C \cdot H}{C + H} \quad (38)$$

O fator de expansão do fluido representa a compressibilidade do fluido durante o escoamento pelo furo, conforme descrito na eq. 39.

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left(1 - r^{\frac{1}{\gamma}}\right) \quad (39)$$

Onde:

r - Razão da pressão a montante sobre a pressão a jusante.

Por meio das equações anteriormente definidas será possível correlacionar a vazão mássica do fluido como função da diferença de pressão sobre a janela de sucção.

5.4.2. Sistema de descarga

De maneira análoga ao estudo abordado na etapa de sucção, na etapa de descarga a área de passagem da janela de descarga apresentará um comportamento variável em duas de suas dimensões, conforme visualizado na Figura 22.

A área variável da janela de descarga é obtida pelo produto h_{des} e c_{des} , o sistema de eqs. 40 e 41 descreve, respectivamente, estes parâmetros.

$$\begin{cases} h_{des} = 0; & \text{se } 180^\circ < \theta \leq \theta_3 \\ h_{des} = y(\theta) - y(\theta_3); & \text{se } \theta_3 < \theta \leq \theta_4 \\ h_{des} = H; & \text{se } \theta_4 < \theta \leq 360^\circ \end{cases} \quad (40)$$

Onde:

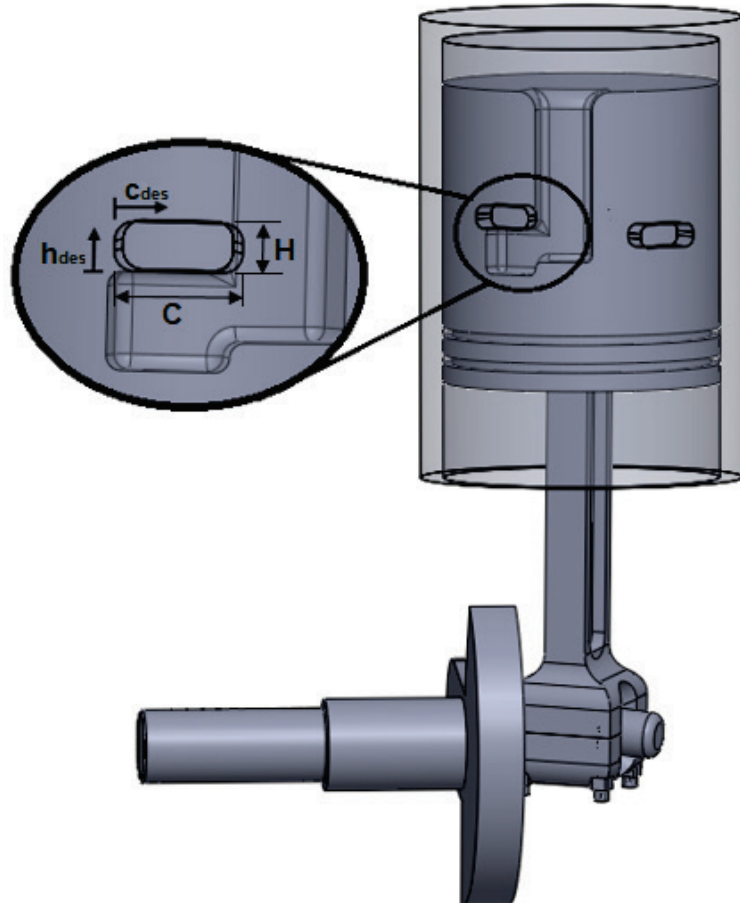
- θ_3 representa o ângulo da árvore de manivelas correspondente ao posicionamento do pistão para o início da etapa de descarga;

- θ_4 representa o ângulo da árvore de manivelas correspondente ao posicionamento do pistão para abertura total variável h_{des} .

$$\begin{cases} c_{des} = 0; & \text{se } 180^\circ < \theta \leq \theta_3 \\ c_{des} = -x(\theta); & \text{se } \theta_3 < \theta \leq 360^\circ \end{cases} \quad (41)$$

As equações restantes para a obtenção da vazão mássica de descarga ($\dot{m}_{suc}$) são obtidas de modo análogo ao descrito na etapa de admissão e, portanto, serão omitidas.

Figura 22 – Variação da área de passagem da janela de descarga



Fonte: Próprio Autor.

5.5. Análise do ciclo

A última parte do modelo matemático do compressor em análise permite fazer uma análise de seu ciclo de forma quantitativa a fim de servir como meio de comparação com o

sistema de compressão convencional por válvula. Esses três indicadores são: o trabalho total do ciclo; o trabalho perdido nas etapas de sucção e descarga; as eficiências isentrópica e volumétrica.

O trabalho que o pistão imprime ao fluido de trabalho ao longo de todo o ciclo de compressão é denominado trabalho total do ciclo. Ele pode ser determinado por meio da integração da eq 13, já obtida anteriormente, resultando na eq 42.

$$W_{ciclo} = A_{cil} \oint_{ti}^{tf} p_{cil} \cdot dy \quad (42)$$

O trabalho perdido nas etapas de sucção e descarga, como já abordado, deve-se à perda de carga. Desta forma, há um diferencial de pressão a montante e a jusante das janelas de sucção e descarga. Assim, o cálculo da perda de trabalho nas etapas de sucção e descarga é descrito nas eqs 43 e 44 respectivamente.

$$W_{p.suc} = A_{cil} \oint (p_{suc} - p_{cil}) \cdot dy \quad (43)$$

$$W_{p.des} = A_{cil} \oint (p_{cil} - p_{des}) \cdot dy \quad (44)$$

A eficiência volumétrica, conforme já definido anteriormente na eq 3, representa a razão do volume aspirado na etapa de sucção e o volume geométrico deslocado nesta etapa. Neste sentido, o volume aspirado pode ser reescrito na eq 45 o volume geométrico na eq 46

$$V_{aspirado} = \int \frac{dV_{cil}}{\Delta t} dt \quad (45)$$

$$V_{deslocado} = 2 \cdot r \cdot A_{cil} \quad (46)$$

Logo, a eficiência volumétrica pode ser calculada por meio da eq 47.

$$\eta_v = \frac{\int \frac{dV_{cil}}{\Delta t} dt}{2 \cdot r \cdot A_{cil}} \quad (47)$$

6. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia numérica utilizada na solução das equações que descrevem o ciclo de operação do compressor em estudo. Os dados e parâmetros de entrada necessários à simulação são similares aos que foram utilizados no trabalho de Volf (2017).

O modelo matemático formulado para representar o compressor sem válvulas apresenta um conjunto de Equações Diferenciais Ordinárias (EDOs) que descreve a variação temporal de algumas variáveis em estudo. Estas equações são resolvidas através do método numérico de Runge-Kutta de 4ª ordem.

A implementação no software MATLAB se dá por meio de uma programação estruturada na qual o método de Rung-Kutta de 4ª ordem é descrito no programa principal. A cada incremento desse método é feito o acesso a diversas funções que contém as equações que descrevem o modelo e retornam seus valores.

6.1. Parâmetros de entrada

A fim de poder realizar uma análise comparativa do compressor sem válvulas em estudo com o compressor com válvulas do trabalho de Volf (2017), foram adotados parâmetros de entrada semelhantes. Os parâmetros geométricos e de operação são descritos na tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros geométricos e de operação do compressor

Descrição do Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Diâmetro do Cilindro	D_{cil}	0,12	m
Raio da árvore de manivela	r	0,045	m
Comprimento do volume morto	Y_0	0,0035	m
Comprimento da Biela	l	0,18	m
Frequência de operação	n	300	rpm
Pressão de sucção	P_{suc}	100	kPa
Pressão de descarga	P_{des}	300	kPa
Comprimento máximo das seções das janelas de sucção e descarga	C	0,03	m
Altura máxima das seções das janelas de sucção e descarga	H	0,015	m

Fonte: Próprio autor

Todos os sete primeiros parâmetros descritos na Tabela 1 são iguais aos que foram utilizados no trabalho de Volf (2017). Já os valores de comprimento máximo (C) e altura máxima (H) das seções das janelas de sucção e descarga são específicos deste trabalho e foram calculados a fim de se adequar aos parâmetros geométricos de funcionamento do compressor alternativo sem válvulas.

O comprimento do volume morto (y_0) foi reduzido de 0,01m para 0,0035m em relação ao modelo do compressor de Volf (2017). Pois, o canal de sucção e descarga contido no pistão adiciona-se à porção do volume morto da parte superior do cilindro. Então, para ser mantido o valor do volume morto total, foi necessário reduzir o valor de y_0 .

É importante salientar que a redução do valor de y_0 não compromete o funcionamento do compressor, pois, diferentemente dos compressores a válvulas não é mais necessário um espaço para a acomodação dessas no interior do cilindro.

Outros parâmetros de entrada importantes para a implementação do modelo são descritos na tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros de entrada

Descrição do Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Coeficiente politrópico do gás ideal	γ	1,4	-
Densidade do fluido na sucção	ρ_{suc}	1,14	kg/m ³
Volume específico na sucção	v_{suc}	0,877	m ³ /kg
Viscosidade dinâmica	μ	0,000017	Pa.s

Fonte: Próprio autor

6.2. Procedimento numérico

As Equações Diferenciais Ordinárias nem sempre podem ser resolvidas de forma analítica, ou então sua solução apresenta grande complexidade. Diante disso, os métodos numéricos se apresentam como uma forma de encontrar uma solução aproximada dessas equações com pequenos erros.

Estes métodos apresentam uma sequência de operações algébricas e lógicas, feita de forma iterativa, que permite estimar o valor do problema matemático de forma tão aproximada quanto queira (BOYCE, 2006).

No presente trabalho, para se resolver o problema de valor inicial em questão, utilizou-se o método numérico de Runge-Kutta de 4ª ordem. Esse método possui um erro de

truncamento igual a quinta potência do tamanho do seu passo (h^5) sendo relativamente simples o seu uso e com precisão suficiente (BOYCE, 2006).

Sendo ele um método iterativo de passo simples, ou seja, y_{n+1} é determinado usando apenas de x_n e y_n do passo anterior, necessita de um valor inicial para alimentar o processo iterativo até o valor final que se pretende estudar. No caso do modelo matemático do compressor em estudo, os valores iniciais são o tempo do início do ciclo de compressão e pressão inicial no interior do cilindro, já o valor final é o tempo demandado do processo de compressão.

As equações que descrevem este método numérico são:

$$x_{n+1} = x_n + h \quad (48)$$

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6} \cdot [k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4] \quad (49)$$

$$k_1 = f(x_n, y_n) \quad (50)$$

$$k_2 = f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2} \cdot k_1\right) \quad (51)$$

$$k_3 = f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2} \cdot k_2\right) \quad (52)$$

$$k_4 = f\left(x_n + h, y_n + h \cdot k_3\right) \quad (53)$$

As 6 equações descritas anteriormente serão utilizadas na integração numérica das equações diferenciais da variação da pressão no interior do cilindro no tempo, para cada etapa do ciclo de compressão.

6.3. Etapas da implementação

A implementação do modelo matemático no software MATLAB foi feita por meio de uma programação estruturada. Nessa programação a leitura dos dados iniciais de entrada, as condições iniciais e o método de Runge-Kutta, responsável pela resolução das EDOs, foram alocados no programa principal.

Os outros parâmetros utilizados na modelagem matemática são alocados em funções específicas às quais retornam valores a partir de dados de entrada. Exemplo disso é a função que calcula e retorna o valor da área de abertura da janela de sucção quando é fornecido um instante de tempo.

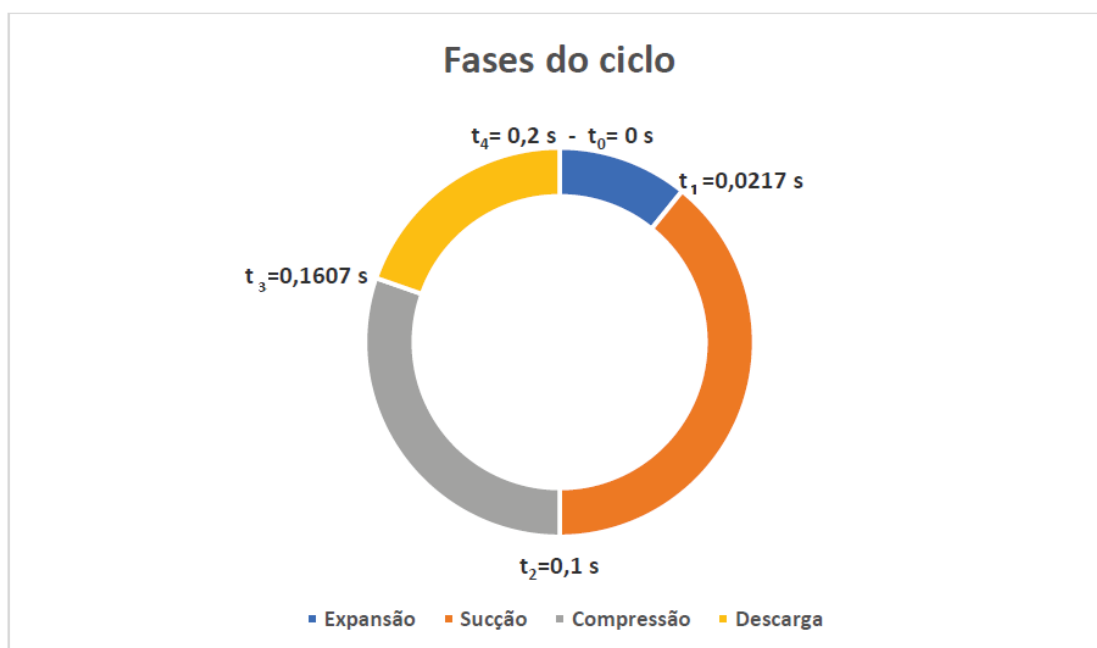
O programa principal permite que o método iterativo de Runge-Kutta acesse cada uma das funções específicas e alimente as variáveis da EDO nele implementado a cada

passo de tempo dado. Isso é feito para cada fase do ciclo do compressor com o auxílio de estruturas condicionais e de repetição.

O modelo do compressor sem válvulas em estudo apresenta uma frequência de operação definida em 300 rpm para fins de comparação e análise, conforme mencionado anteriormente. Desta forma, o tempo de duração de um ciclo é de apenas 0,2 segundos. O passo “h” utilizado no método numérico foi fixo e definido com sendo igual 0,0001, pois apresentou uma rápida convergência dos resultados.

Os intervalos de duração de cada uma das quatro fases do ciclo de compressão foram definidos com base nos instantes de início de abertura e fechamento das janelas de sucção e descarga. Estas por sua vez, foram dimensionadas com base nas expansões e compressões adiabáticas ao qual o fluido está sujeito no interior do cilindro. A Figura 23 apresenta os limites de cada intervalo de duração das quatro fases do ciclo de compressão.

Figura 23 – Intervalo da fase do ciclo de compressão

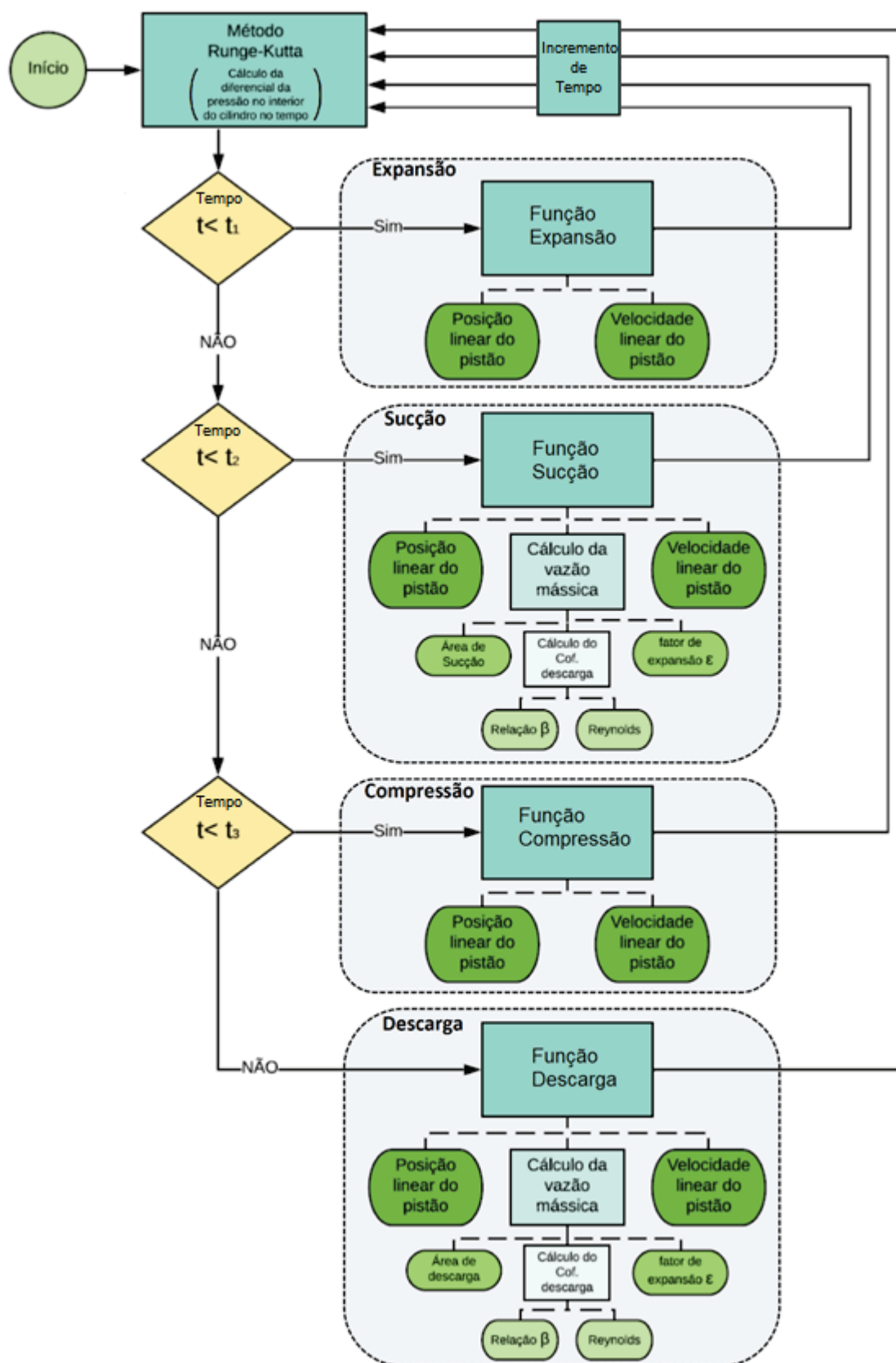


Fonte: Próprio autor

A estrutura geral da implementação matemática do modelo no software MATLAB pode ser melhor compreendida por meio do fluxograma na Figura 24. Nele é possível visualizar cada uma das quatro fases do ciclo de compressão em estudo.

No fluxograma é possível notar que o programa principal, descrito pelo retângulo denominado “Método Runge-Kutta”, é alimentado por todas outras funções auxiliares. O fluxo da aquisição dos dados é feito por meio da contagem do tempo no programa principal e o acesso a cada uma das funções é determinado por estruturas de controle.

Figura 14 – Fluxograma do modelo matemático



Fonte: Próprio autor

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos a partir da simulação do modelo numérico e sua análise paramétrica.

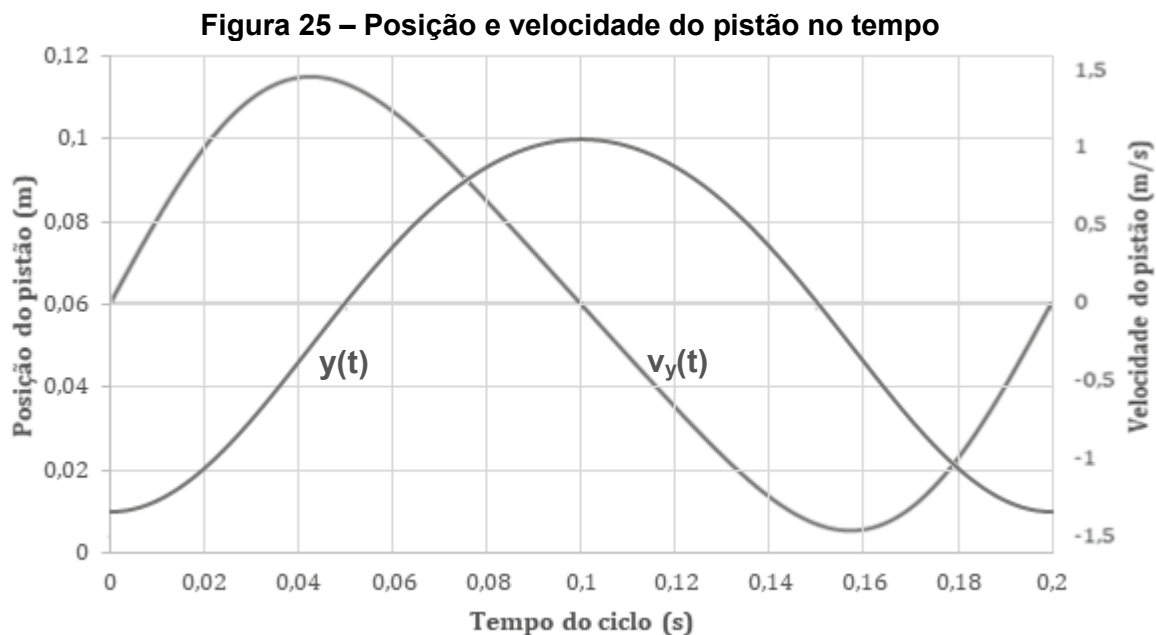
O estudo do modelo numérico foi realizado por meio da analogia entre os dados obtidos na simulação do modelo numérico do compressor alternativo sem válvulas e dos dados obtidos no modelo desenvolvido no trabalho de Volf (2017), que representa o modelo de um compressor alternativo real com válvulas de sucção e descarga. Esse estudo por analogia foi necessário, pois não há um modelo físico para realizar sua validação experimental.

7.1. Resultados obtidos

A simulação do modelo numérico permitiu a aquisição de diversos parâmetros que são função do tempo e serviram de base para o cálculo da pressão interna no cilindro ao longo de todo o ciclo, são eles:

- $y(t)$ - Posição do pistão no tempo;
- $V_y(t)$ - Velocidade do pistão no tempo;
- A_{suc} e A_{des} - Área de passagem das janelas de sucção e descarga;
- c_d - Coeficiente de descarga;
- Re - Número de Reynolds;
- ε - Fator de expansão do fluido;
- $\dot{m}$ - Vazão mássica do fluido.

A posição e velocidade do pistão no tempo apresentaram aspectos coerentes conforme descrito em Heywood (1988). O gráfico de cada uma delas é descrito na Figura 25.



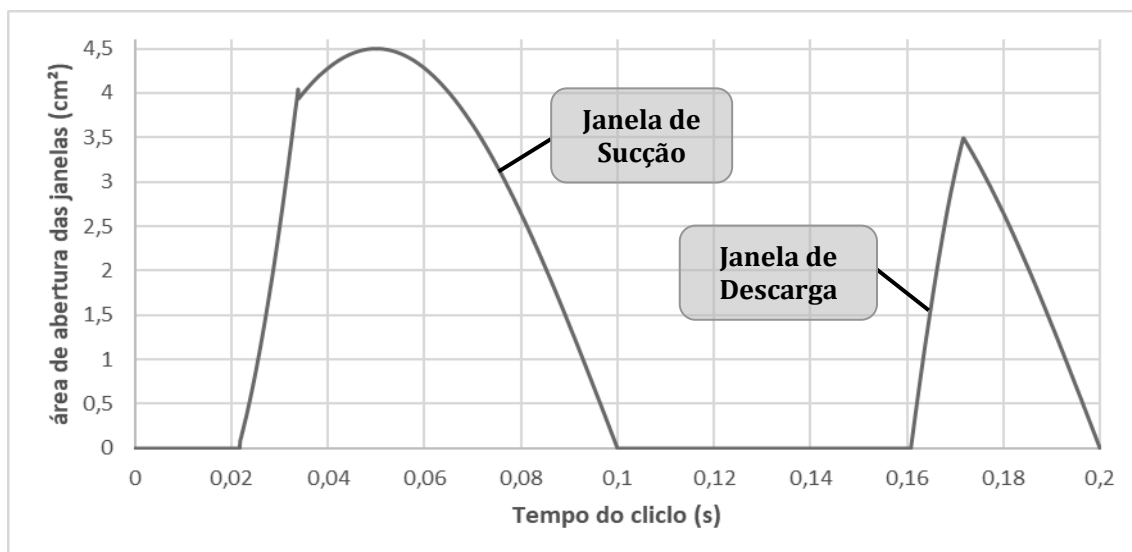
Fonte: Próprio autor

A velocidade do pistão no tempo apresenta um importante efeito na dinâmica de abertura das janelas de sucção e descarga e consequentemente na vazão mássica do fluido, pois eles são dependentes da movimentação do pistão.

Tendo em vista que a resolução do problema requer um valor inicial de pressão interna no cilindro para dar partida no método, foi estabelecido que no tempo zero, início da etapa de expansão, a pressão do fluido contido no volume morto é igual à pressão fixada para a descarga, sendo igual a 300 kPa. Essa pressão inicial é tida em decorrência do resíduo de pressão contido no interior do volume morto do cilindro ao final da etapa de descarga.

Como este modelo de compressor apresenta uma abertura mecânica de suas janelas de passagem, conforme visto na Figura 26, a convergência do valor de pressão inicial se deu em poucos ciclos de simulação até atingir a pressão de 307 kPa.

Figura 26 – Abertura das janelas de sucção e descarga

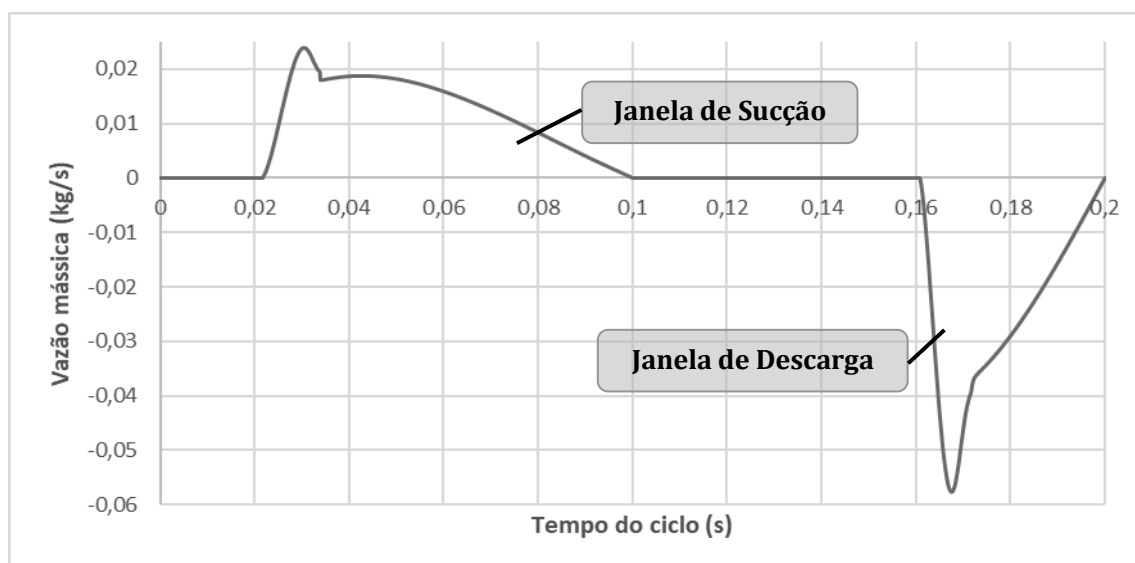


Fonte: Próprio autor

Conforme visto no gráfico da figura 26, observa-se que a janela de sucção apresenta valores de área de abertura maiores que a janela de descarga, pois a etapa de sucção se processa em um intervalo de tempo maior que a etapa de descarga. Este fato faz com que as vazões mássicas atingidas durante a etapa de descarga tenham valores maiores que o da etapa de sucção, pois o fluido deve atravessar a janela de descarga em um intervalo de tempo menor do que na etapa de sucção.

Por meio da figura 27 é possível visualizar os valores alcançados de vazões mássicas que atravessam as janelas de sucção e descarga ao longo do tempo.

Figura 27 – Vazão mássica através das janelas de sucção e descarga



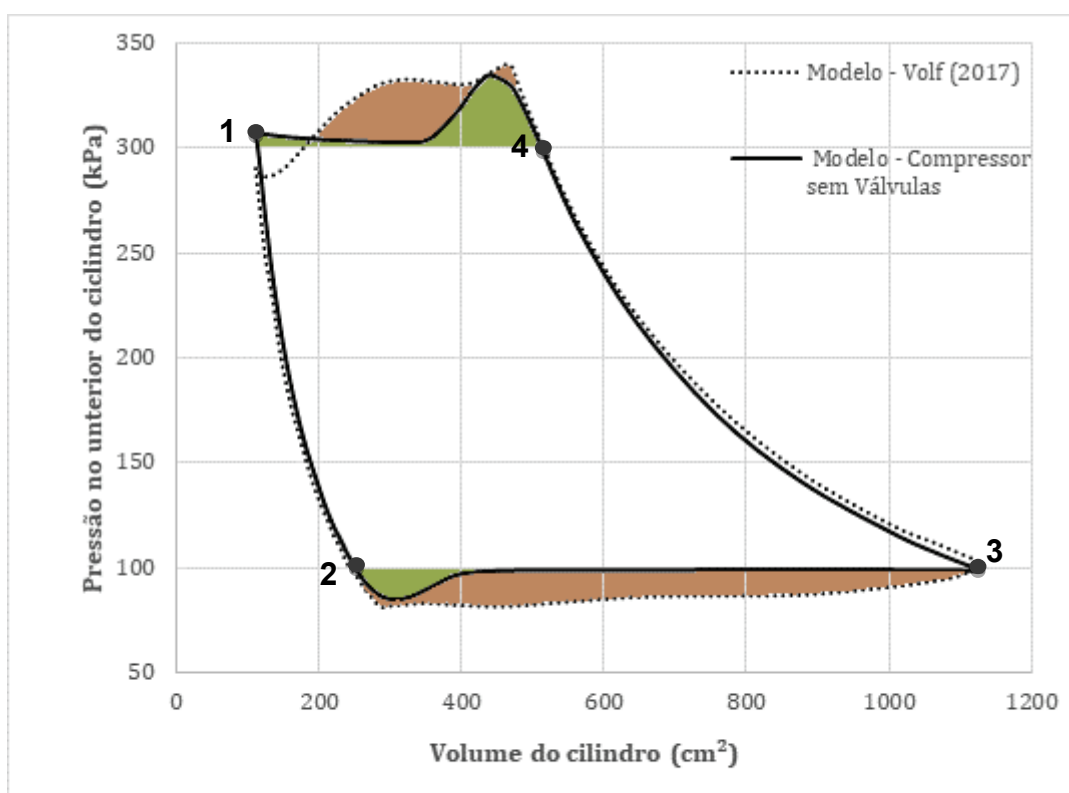
Fonte: Próprio autor

O gráfico da figura 27 expressa a vazão mássica ao longo do tempo. As áreas formadas pelas curvas expressam a quantidade de massa que entra e sai do cilindro sendo, portanto, iguais. Percebe-se, no entanto que os valores de vazão alcançados na janela de descarga são mais elevados que os valores da janela de sucção, conforme mencionado anteriormente. Isso é um dos principais fatores responsáveis por causar uma maior perda de carga durante a etapa de descarga quando comparado com a etapa de sucção.

Outro ponto importante é o formato da curva de vazão mássica. Pode-se perceber que os valores de vazão mássica alcançados apresentam forte correlação com os valores da abertura das janelas de sucção e descarga, pois nos instantes de grande abertura das janelas as vazões mássicas de sucção e descarga atingiram seus picos. Esse é, portanto, um fator esperado no âmbito qualitativo e que pode ser obtido quantitativamente a partir do modelo simulado.

Os dados apresentados anteriormente traduzem os resultados obtidos no diagrama de pressão por volume, exposto na Figura 28, para a análise do ciclo de compressão do modelo em estudo.

Figura 28 – Diagrama de pressão por volume do ciclo



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 28 são apresentadas as curvas de pressão por volume no interior do cilindro para os modelos do compressor sem válvulas e o modelo de Volf (2017). Nela, é notório a maior perda de carga nas fases de sucção e descarga, em alaranjado, que o modelo de Volf (2017) apresenta. No modelo do compressor sem válvulas o diferencial de pressão nas etapas de sucção e descarga é menor, em verde, não sendo possível visualizá-lo graficamente na etapa de sucção, pois seu valor médio é da ordem de 800 Pa.

Conforme visto na figura 28, as 4 etapas do ciclo de compressão podem ser representadas pelas curvas contidas entre os pontos 1, 2, 3 e 4, que são detalhadas a seguir:

- Expansão

A etapa de expansão está compreendida entre os pontos 1 e 2. No ponto 1 o pistão encontra-se na posição PMS, as janelas de sucção e descarga estão completamente fechadas e o volume do cilindro é equivalente ao volume morto. Nesse ponto, a pressão interna do cilindro, aproximadamente 307 kPa, tem valor maior que a pressão da linha de descarga, fixada em 300 kPa. Isso em decorrência da diferença de pressão na janela de descarga ao final da etapa de descarga. Desta forma, ocorre uma expansão adiabática do ponto 1 até o ponto 2 no qual a pressão interna do cilindro decai até atingir a pressão de sucção de 100 kPa.

- Sucção

A etapa de sucção está compreendida entre os pontos 2 e 3. No ponto 2 o pistão encontra-se na posição de início da abertura da janela de sucção e a pressão interna do cilindro neste instante é igual a pressão de sucção, 100 kPa. Nos instantes iniciais dessa etapa, a janela de sucção apresenta uma pequena área de passagem, porém o aumento da amplitude de abertura é rapidamente alcançado, conforme visto no gráfico da figura 26. Esse fato gera uma maior perda de carga logo no início do ciclo, atingindo um pico de diferença de pressão máxima a montante e jusante da janela de sucção de aproximadamente 15 kPa.

Essa perda de carga tem o seu valor decrescido após o pico de perda de carga, tendo um valor médio de perda de carga de aproximadamente 800 Pa até o final desta etapa.

- Compressão

A etapa de compressão está compreendida entre os pontos 3 e 4. No ponto 3 o pistão encontra-se na posição PMI, as janelas de sucção e descarga estão completamente fechadas e o volume de fluido contido no cilindro é equivalente ao volume total deslocado pelo pistão mais o volume morto. Nesse ponto, a pressão interna do cilindro,

aproximadamente 98,9kPa Pa, tem valor menor que a pressão da linha de sucção, fixada em 100kPa Pa, pois é resultado da diferença de pressão na janela de sucção ao final da etapa de sucção. Logo, a partir do ponto 3 ocorre uma compressão adiabática até o ponto 4 no qual a pressão interna do cilindro se eleva até atingir a pressão de descarga de 300.000 Pa.

- Descarga

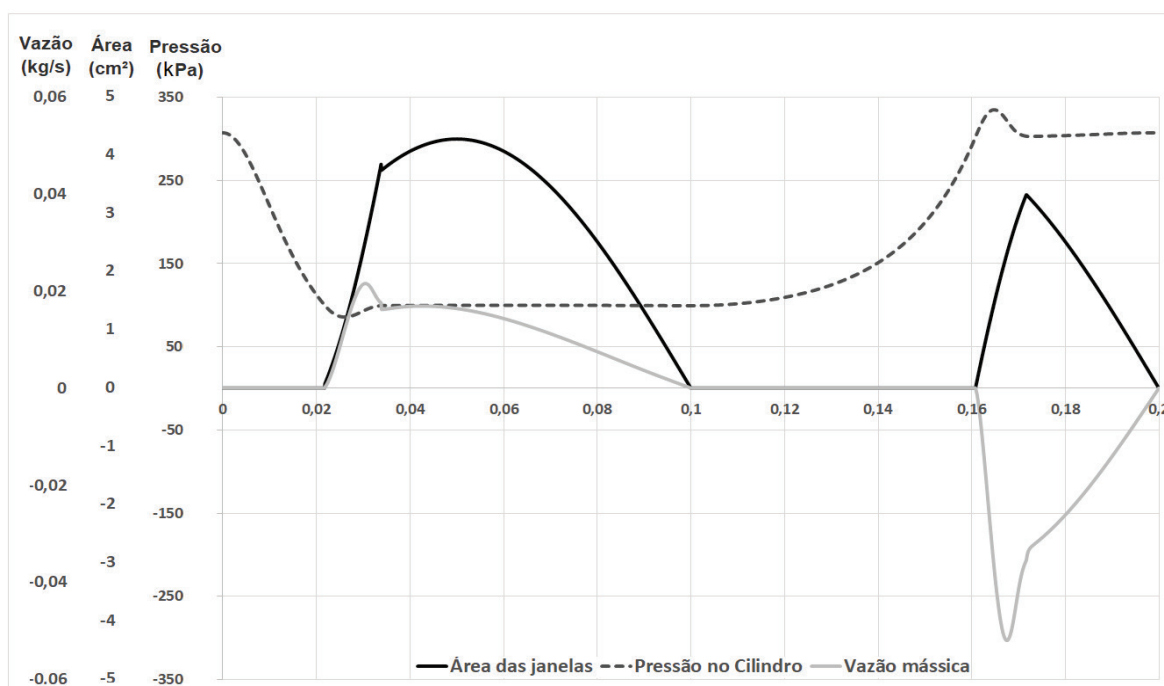
A etapa de descarga está compreendida entre os pontos 4 e 1. No ponto 4 o pistão encontra-se na posição de início da abertura da janela de descarga e a pressão interna do cilindro neste instante equivale à 300 kPa. Como essa etapa se processa em um intervalo de tempo mais curto do que o de sucção, apresenta perdas de carga mais elevadas.

Nos instantes iniciais, a janela de descarga apresenta uma pequena área de passagem, atinge sua amplitude máxima e volta a decrescer até o fim do processo. Esse fato gera uma maior perda de carga logo no início do ciclo, atingindo um pico de diferença de pressão máxima a montante e jusante da janela de descarga de aproximadamente 35 kPa.

Essa perda de carga tem o seu valor decrescido após o pico de perda de carga, tendo um valor médio de perda de carga de aproximadamente 5 kPa até o final desta etapa.

Um fato importante a se destacar sobre a perda de carga que ocorre nas etapas de sucção e descarga diz respeito à influência combinada da vazão mássica e da área da seção das válvulas, conforme ilustrado no gráfico da Figura 29.

Figura 29 – Influências na curva de pressão



Fonte: Próprio autor

O gráfico da Figura 29 apresenta, no mesmo espaço de tempo, as curvas de pressão interna do cilindro, vazão mássica e área da seção das janelas. Como é possível notar, os picos de perda de carga na sucção e descarga ocorrem quando se tem combinado as condições de altas vazões mássicas e pequena área de abertura das janelas de passagem.

Após a descrição das 4 etapas do compressor do modelo em estudo, é possível notar as diferenças do diagrama de pressão por volume quando comparado com o diagrama de um compressor alternativo ideal, como representado na Figura 4. O trabalho total gasto para comprimir o fluido sofre um aumento devido às parcelas perdidas nas etapas de sucção e descarga. Assim, os valores numéricos do trabalho total gasto pelo modelo em estudo ao longo de todo um ciclo foi de 118,82 J, o trabalho perdido durante a etapa de sucção foi de 1,90 J e o trabalho perdido durante a etapa de descarga foi de 4,33 J.

Na tabela 3 é possível visualizar uma análise comparativa do trabalho total, perdas de carga e eficiência isentrópica de três modelos de compressor alternativo: o modelo do compressor sem válvulas em estudo; o modelo do compressor com válvulas automáticas de trabalho de Volf (2017); e o modelo de um compressor alternativo ideal. É importante salientar que os três modelos em análise estão submetidos às mesmas condições de operação e apresentam dimensões similares, diferindo somente no mecanismo responsável por realizar as etapas de sucção e descarga.

Tabela 3 – Análise comparativa dos modelos

Modelos	Trabalho do ciclo (J)	Trabalho perdido na sucção (J)	Trabalho perdido na descarga (J)	Eficiência Isentrópica (%)	Eficiência Volumétrica (%)
Modelo ideal	100,49	0,00	0,00	100,00	100,00
Modelo em estudo	118,82	1,90	4,33	94,76	85,01
Modelo de Volf (2017)	139,5	10,2	14,4	82,37	81,78

Fonte: Próprio autor

Como é possível visualizar na tabela 3, o modelo ideal apresenta o valor mínimo de trabalho necessário para elevar a pressão de um certo volume de fluido de 100 kPa até 300 kPa sendo este igual à 100,49J e tem eficiências isentrópica e volumétrica máxima.

Na análise da eficiência isentrópica, todos os modelos foram simulados considerando os processos adiabáticos. O modelo em estudo apresentou uma alta eficiência

isentrópica, 94,76%, quando comparado com o modelo de Volf (2017). Isto ocorre, pois, o trabalho perdido nas etapas de sucção e descarga foi de apenas 5,24% do trabalho total do ciclo contra os 18,22% do modelo com válvulas automáticas. Estes valores traduzem a menor perda de carga que o mecanismo de abertura de janelas do modelo em estudo proporciona ao ciclo dos compressores alternativos.

A eficiência volumétrica também apresentou ganhos quando comparada ao modelo de válvulas automáticas, 85,01% do modelo sem válvulas contra 81,78% do modelo com válvulas. Essa diferença se deve às consequências impostas à maior perda de carga que o modelo com válvulas automáticas está submetido, causando assim:

- Um aumento na massa remanescente do fluido no volume morto, devido a maior pressão atingida ao final da etapa de descarga, ocasionando na diminuição da quantidade de massa efetivamente descarregada pelo compressor;
- Um atraso na abertura da válvula de sucção, devido à maior pressão remanescente no volume morto a qual tem uma expansão mais longa, ocasionando em uma redução do tempo de abertura da válvula de sucção e consequente menor admissão do fluido.

Esses dois fatores citados anteriormente são menos pronunciados no modelo de compressor sem válvulas e contribui para que ele tenha uma melhor eficiência volumétrica que o modelo com válvulas.

7.2. Análise paramétrica

O modelo matemático implementado apresentou os resultados de desempenho do compressor sem válvulas a partir de uma configuração geométrica, do canal e das janelas de sucção e descarga, predefinidas. Suas dimensões foram especificadas com base nos parâmetros do comprimento máximo da seção da janela (C) e altura máxima da seção da janela (H), mencionados na Tabela 1, sendo iguais à 0,03m e 0,015m, respectivamente. Desta forma pôde ser feito um estudo da influência do desempenho do compressor com as mudanças nas configurações geométricas.

Conforme apresentado no Capítulo 3 e descrito por MECÂNICA INDUSTRIAL (2019), o ângulo α , visualizado na Figura 12, é uma característica dimensional de um mecanismo de juntas universais e tem o seu valor máximo limitado em 45° para propiciar um funcionamento sem travamentos. Além disso, seu valor interfere diretamente no movimento

de rotação do pistão em torno de seu eixo axial e consequentemente no valor que parâmetro C pode possuir.

Portanto, a análise paramétrica do modelo do compressor sem válvulas foi feita mantendo-se o parâmetro C com o valor fixo de 0,03m e o parâmetro H variando seu valor em 8 quantidades definidas. É importante destacar que a variação do parâmetro H permite manter a dinâmica de abertura das janelas de sucção e descarga com uma variação linear da área de passagem com base nos 8 valores que foram escolhidos.

Os 8 valores escolhidos para o parâmetro H apresentam dimensões menores e maiores que o da altura máxima da seção da janela original do modelo. O parâmetro H parte do valor de 0,50cm para o Modelo 1 e é acrescido de 0,25cm até atingir o valor igual à 2,50cm para o Modelo 8.

Destaca-se que entre o Modelo 1 ao 6 os valores do comprimento do volume morto (y_0) são corrigidos para que a soma do volume da porção superior do cilindro e o volume do canal do pistão tenham um valor constante igual ao do modelo original. A partir do Modelo 7 não é possível ser feita essa correção pois o volume do canal do cilindro ultrapassa o valor de volume morto assumido.

Os modelos analisados e os respectivos valores do parâmetro H são descritos na tabela 4.

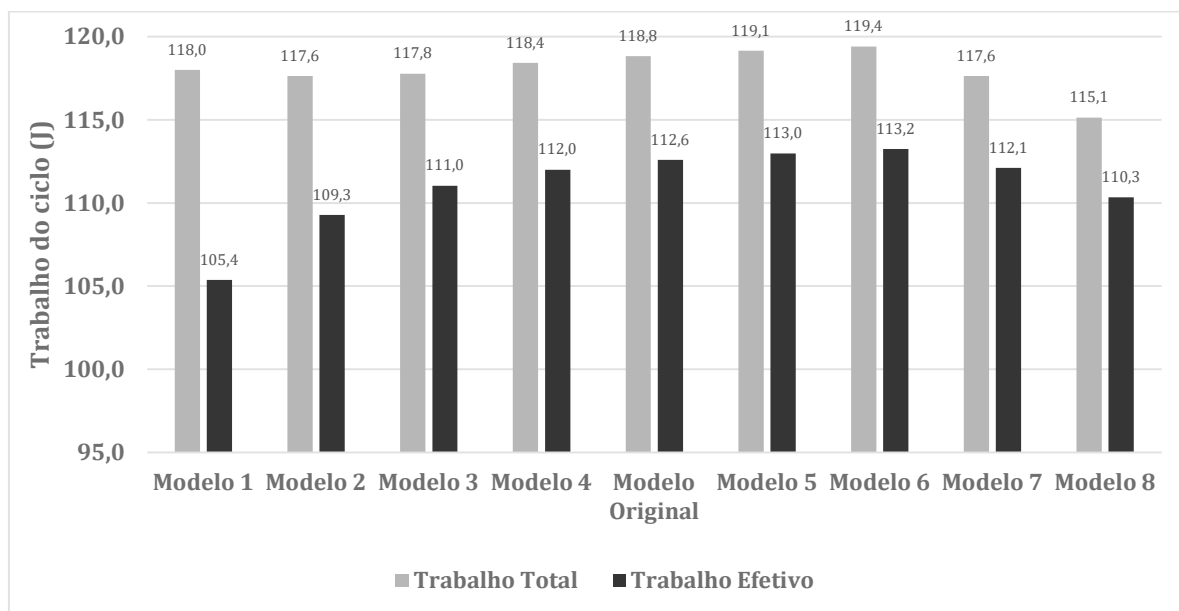
Tabela 4 – Área das janelas dos modelos analisados

Modelos	Comprimento máximo das seções das janelas – C (cm)	Altura máxima das seções das janelas – H (cm)	Área da seção das janelas (cm²)
Modelo 1	3,00	0,50	1,5
Modelo 2	3,00	0,75	2,25
Modelo 3	3,00	1,00	3,00
Modelo 4	3,00	1,25	3,75
Modelo Original	3,00	1,50	4,50
Modelo 5	3,00	1,75	5,25
Modelo 6	3,00	2,00	6,00
Modelo 7	3,00	2,25	6,75
Modelo 8	3,00	2,50	7,50

Fonte: Próprio autor

A partir dos parâmetros descritos dos 8 modelos, foi possível obter os valores de trabalho dos ciclos de compressão. Esses dados são descritos no gráfico na Figura 30.

Figura 30 – Trabalho total do ciclo de cada modelo



Fonte: Próprio autor.

Por meio do gráfico da Figura 30 pode-se observar o comportamento do trabalho total e efetivo de cada um dos modelos.

O Modelo 1 apresenta o menor trabalho efetivo entregue ao fluido, 105,37J, pois a elevada perda de carga nas janelas de sucção e descarga acarretam em uma redução da massa de fluido admitida e consequentemente menos trabalho efetivo é gasto em sua compressão. Em contrapartida, o trabalho total gasto, 118,01J, apresentando um valor elevado, pois é decorrência da energia perdida nas etapas de sucção e descarga.

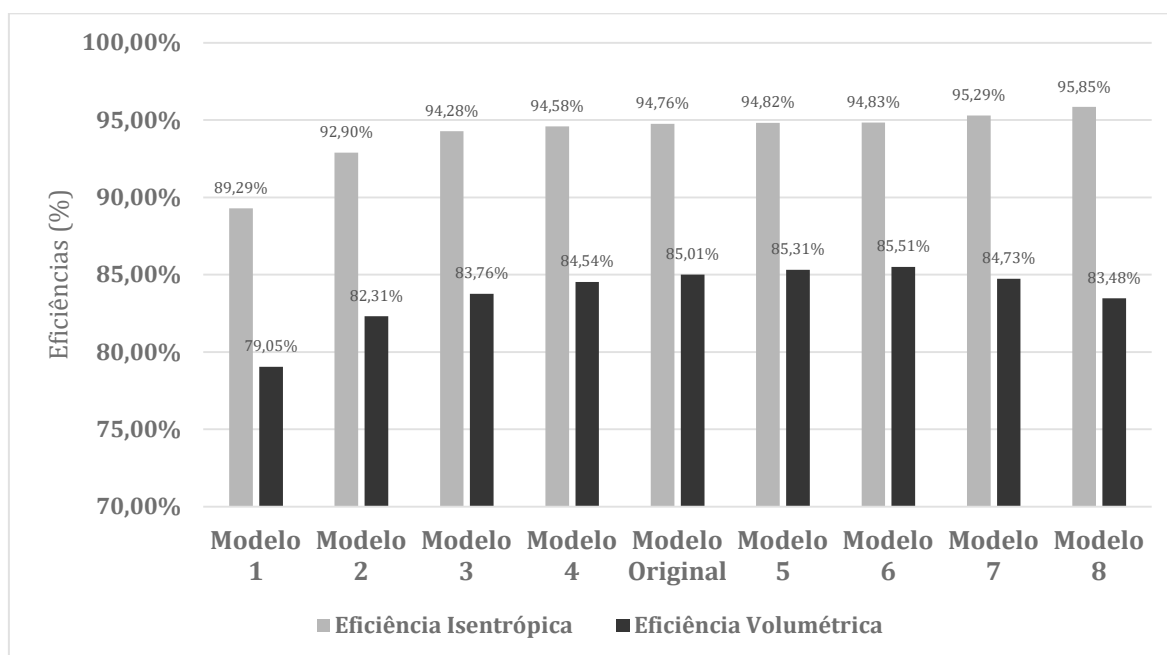
Dos Modelos 2 ao 6 observa-se uma tendência contínua. O trabalho efetivo entregue ao fluido cresce continuamente do Modelo 2 ao 6. Isso, pois, o aumento das áreas das janelas reduz a perda de carga e possibilitam uma maior admissão de fluido para ser comprimida no interior do cilindro. O trabalho total gasto também apresenta uma tendência contínua de crescimento, porém menos pronunciado. Isso se explica devido ao fato de menor quantidade de energia ser perdida nas etapas de sucção e descarga com o aumento da área de seção das janelas.

Os Modelos 7 e 8 apresentam um aspecto diferente dos demais. O aumento da área da seção das janelas acarreta em uma diminuição do trabalho efetivo. Esse fato é decorrente do aumento do volume morto adicionado pelo canal contido no pistão que, por consequência, atrasa o início da etapa de admissão e menor quantidade de fluido é admitida. O trabalho total gasto também sofre um decréscimo, pois, o aumento da área da

seção das janelas acarreta em uma diminuição da perda de carga e consequentemente menor quantidade de energia é perdida nas etapas de sucção e descarga.

Com base nos dados anteriormente descritos, pôde ser feita uma análise geral das eficiências isentrópicas e volumétricas de cada um dos modelos. Os valores são apresentados na Figura 31.

Figura 31 – Eficiência dos modelos



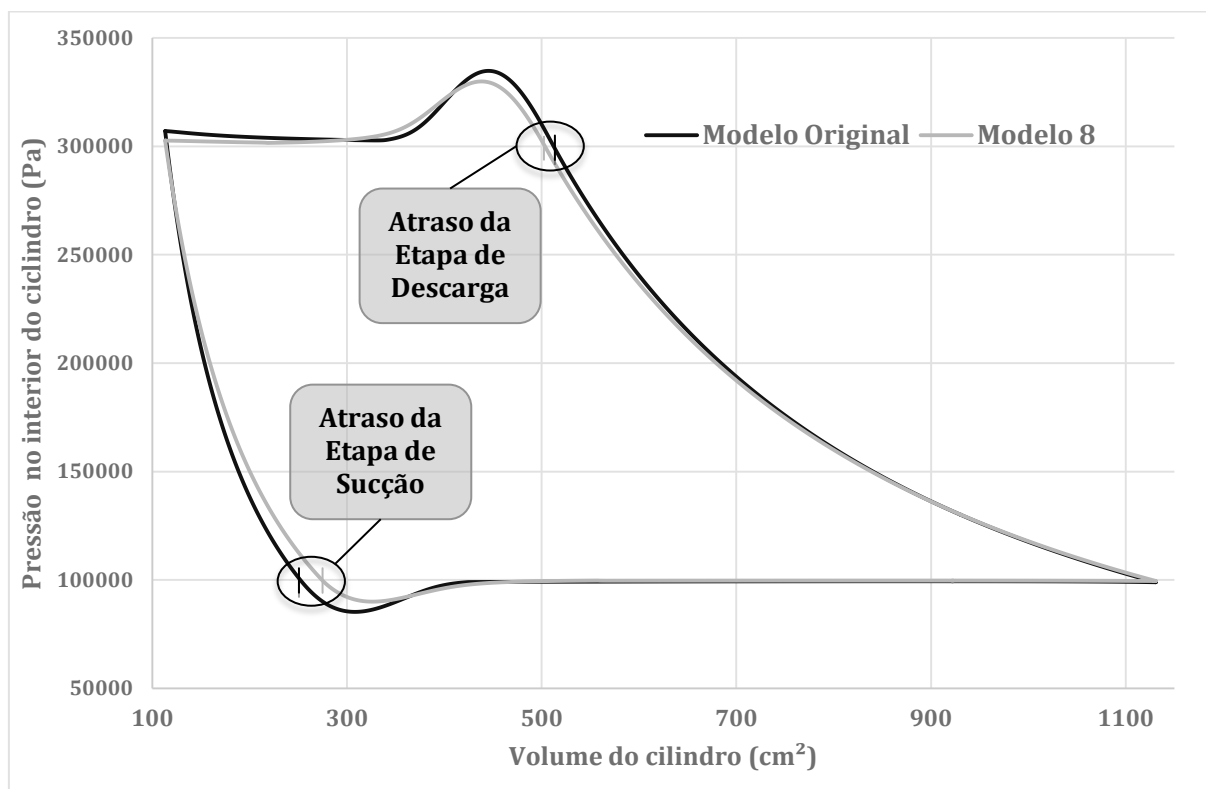
Fonte: Próprio autor

O gráfico da Figura 31 permite notar que houve um aumento da eficiência isentrópica, de forma geral, na medida em que a área da seção das janelas de sucção e descarga foi aumentando. Esse aumento é devido, exclusivamente, à diminuição da perda de carga que as etapas de sucção e descarga estão sujeitas, não sendo influenciado pelo efeito do volume morto do sistema.

Já a eficiência volumétrica apresenta um comportamento de aumento do Modelo 1 ao 6 seguido de uma diminuição nos Modelos 7 e 8. Isso porque, sofre influências tanto da perda de carga quanto do volume morto. Como já citado, os Modelos 1 ao 6 apresentam um valor de volume morto constante e a única influência para o aumento da eficiência volumétrica é o decréscimo da perda de carga nas etapas de sucção e descarga e que por consequência permitem que uma maior massa de fluido seja succionada e descarregada. Nos Modelos 7 e 8, a dimensão do canal do pistão causa acréscimos ao volume morto e este é um fator predominante para o decréscimo da eficiência volumétrica visto que as etapas de sucção e descarga ficam com seu tempo de início atrasadas.

O atraso das etapas de sucção e descarga é exemplificado no gráfico da Figura 32. O Modelo 8 é usado como referência neste gráfico pois apresenta a maior área da seção das janelas e como consequência, o maior volume morto.

Figura 32 – Atraso das etapas de sucção e descarga



Fonte: Próprio autor

O gráfico da Figura 32 retrata o atraso do início das etapas de sucção e descarga, do Modelo 8 em relação ao Modelo Original, em decorrência do aumento do volume morto.

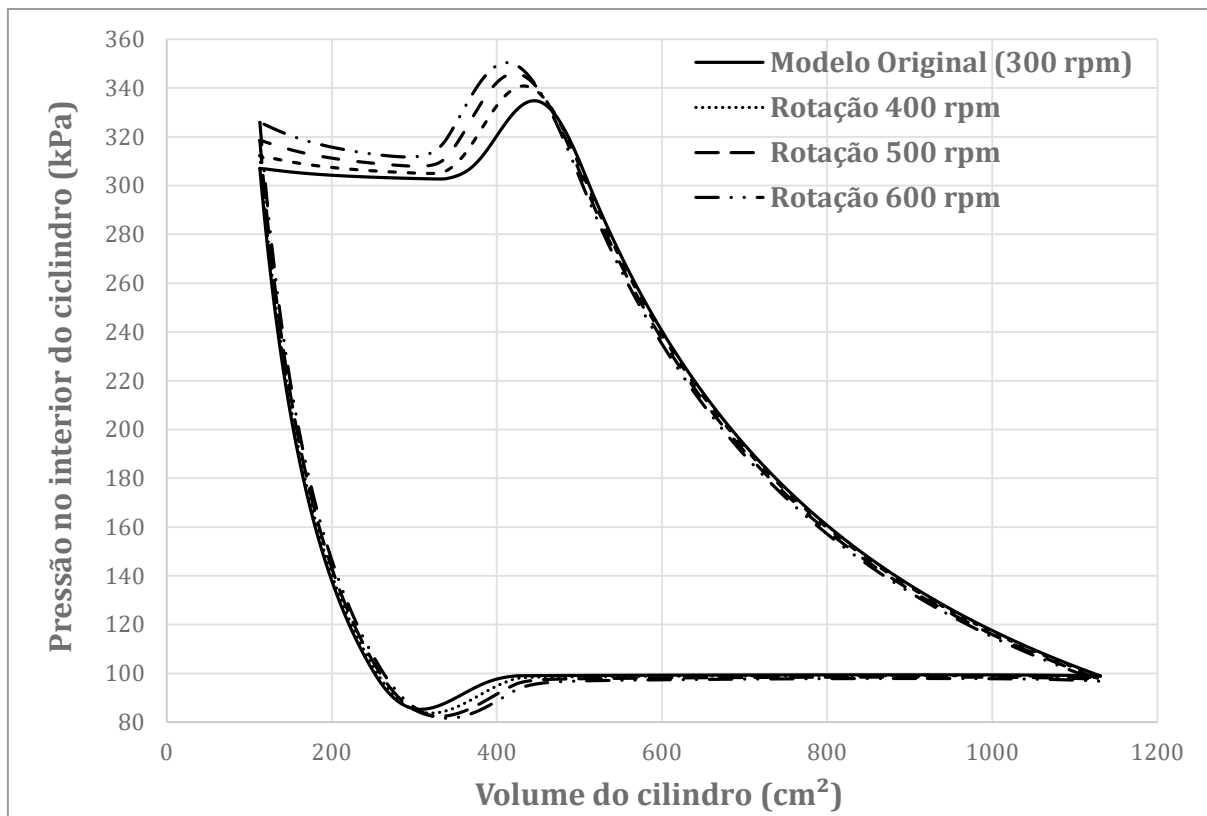
Desta forma, entende-se que o aumento da área da seção das janelas de sucção e descarga beneficia a eficiência isentrópica e volumétrica até o ponto que o volume gerado no canal de sucção não incorpore um aumento significativo ao volume morto do sistema. Pois, caso contrário o compressor se torna eficaz do ponto de vista energético, mas ineficaz para realização do seu propósito que é descarregar quantidades satisfatórias do fluido que está sendo comprimido.

Embora o modelo numérico representativo do compressor real com válvulas automáticas (modelo de Volf, 2017) não tenha simulado a influência da rotação no desempenho com compressor para fins de comparação, uma segunda análise paramétrica foi feita com esse propósito.

A regime de rotação de trabalho inicialmente estabelecido para o Modelo Original foi de 300 rpm, conforme mencionado anteriormente. Desta forma, foi avaliado a influência que

o aumento da rotação de trabalho tem sobre o desempenho do compressor alternativo sem válvulas. Para isso foi feita a simulação do modelo numérico original em regimes de rotação de 400, 500 e 600 rpm. Estes casos são ilustrados no diagrama pressão por volume da Figura 33.

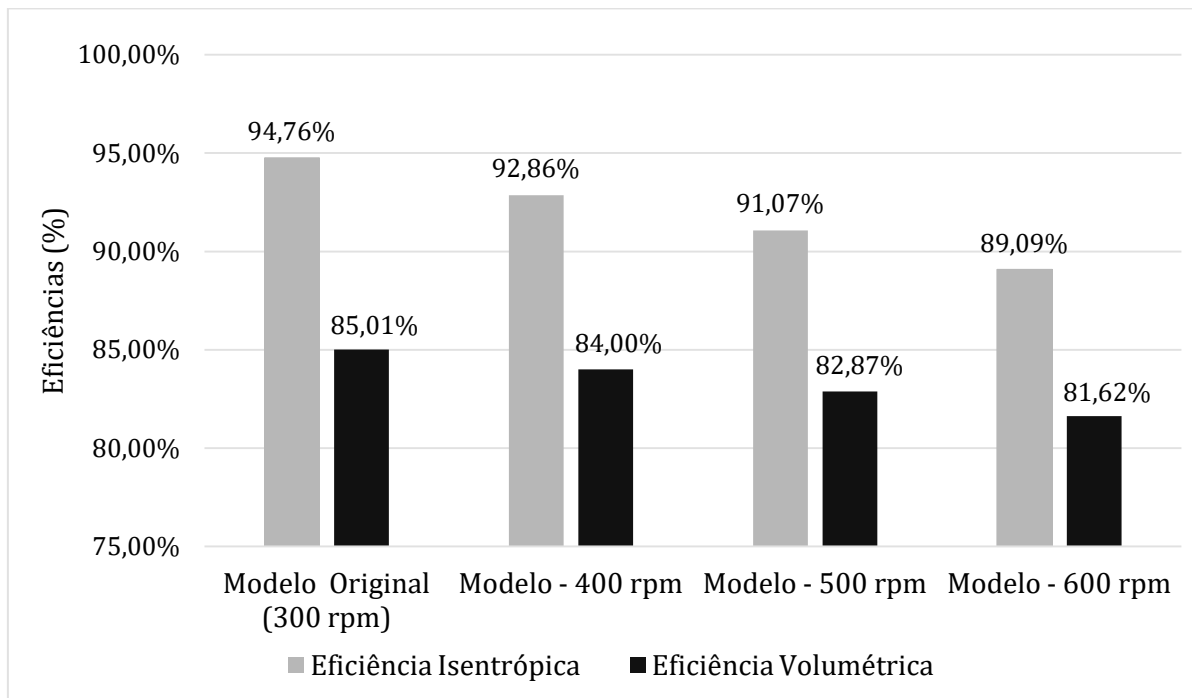
Figura 33 – Influência da rotação



Fonte: Próprio autor

Na Figura 32 pode-se notar que o aumento da rotação de trabalho do compressor causa um aumento da pressão diferencial nas etapas de sucção e descarga e como consequência uma maior perda de carga durante estas etapas. Também é possível notar um atraso no início das etapas de sucção e descarga conforme aumenta-se a rotação de trabalho.

Os dados de eficiência isentrópica e volumétrica são apresentados na Figura 34.

Figura 34 – Eficiência por regime de rotação

Fonte: Próprio autor

A análise dos dados presentes na figura 34 permite notar que o aumento do regime de rotação de trabalho acarreta em uma queda tanto na eficiência isentrópica quanto na eficiência volumétrica do compressor alternativo sem válvulas. Isso em razão do aumento da rotação implicar na movimentação mais rápida do fluido para o interior e exterior do cilindro ao longo das etapas de compressão e como consequência há um aumento das perdas de carga.

8. CONCLUSÃO

Por meio deste trabalho foi possível desenvolver uma metodologia para o estudo matemático do modelo de um compressor alternativo sem válvulas, além de proporcionar uma melhor percepção dos fenômenos térmicos e fluidodinâmicos associados aos compressores alternativos de válvulas automáticas.

O modelo numérico zero-dimensional e as considerações adotadas conseguiram proporcionar uma boa uniformidade dos resultados obtidos, visto que o comportamento da vazão mássica e da pressão interna do cilindro tiveram a conformidade esperada frente o comportamento da área das janelas de sucção e descarga.

O modelo matemático do compressor sem válvulas foi capaz de apresentar uma melhoria da eficiência proporcionada pelo mecanismo de abertura e fechamento do sistema de janelas de sucção e descarga frente aos compressores alternativos convencionais. Na análise feita foi notado um aumento da eficiência isentrópica de aproximadamente 12,4% e um aumento na eficiência volumétrica de aproximadamente 3,3% comparativamente ao modelo do compressor alternativo de válvulas automáticas desenvolvido no trabalho de Volf (2017) . Esses aumentos representam ganhos bastante expressivos quando comparado com a melhoria gerada pela adoção de concepções e implementos nos sistemas de válvulas automáticas.

Foi identificado, através da parametrização da área da seção das janelas de sucção e descarga, que para uma área de seção da janela igual à 6,00 cm² (Modelo 6) apresenta um ganho de eficiência isentrópica de aproximadamente 0,07% e um ganho na eficiência volumétrica de, aproximadamente 0,50% comparado inicialmente proposto (Modelo Original). Também foi notado que o aumento do regime de rotação de trabalho causa uma redução tanto na eficiência isentrópica quanto na eficiência volumétrica.

9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho apresentou uma boa conformidade dos resultados obtidos por meio de um modelo matemático zero-dimensional. No entanto, o modelo apresentou uma abordagem mais simplificada da perda de carga no decorrer do funcionamento do compressor e sua validação foi feita por analogia a um modelo de compressor com válvulas automáticas.

Deste modo, recomenda-se para trabalhos futuros o desenvolvimento de um modelo que utilize técnicas da fluidodinâmica computacional (CFD) capaz de simular alguns fenômenos considerados como simplificações neste trabalho, como por exemplo, a ausência de vazamento de fluido, o fluxo unidimensional do fluido e a adoção do gás ideal como fluido de trabalho com calor específico constante. Para a validação do modelo proposto é sugerido o confronto de dados com um modelo experimental do compressor alternativo sem válvulas de igual dimensão.

Por meio deste estudo será possível realizar os ajustes dimensionais necessários para se obter uma maximização do desempenho do compressor para uma possível aplicação em um sistema real.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5167-1**: medidores de vazão de fluidos por meio de instrumentos de pressão. Rio de Janeiro. p. 54. 2008.

BLOCH, H. P., HOEFNER, J. J. **Reciprocating Compressors**: operation & maintenance. Houston: Gulf Professional Publishing, 1996.

BOYCE, E. William, DIPRIMA, C. Richard. **Equações diferenciais elementares e problemas de valores de contorno**. oitava edição, editora LTC.

BRANDL, A., BIELMEIER, O., SPIEGL, B. Fast-acting suction-valve control: capacity modulation and impact on valve dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE, 21., 2012, West Lafayette. **Proceeding**... West Lafayette:[s.n.]. p. 8. 2012.

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

DIAS, RICARDO. **Conjuntura energética global**. Disponível em: <<https://www.cubienergia.com/insights-demandadeenergia/>> Acesso em: 07 de junho. 2018.

DOSSAT, R.J. **Princípio da refrigeração**: teoria, prática, exemplos, problemas e soluções. São Paulo, Hemus, 2004.

ELETROBRAS; PROCEL. **Energia Solar para aquecimento de água no Brasil**: contribuições da Eletrobrás Procel e Parceiros. Eletrobrás. Rio de Janeiro, p.240. 2012.

EMBRACO. **Compressores Herméticos**: aspectos gerais. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1990.

EXAME. **O futuro da energia**. Disponível em: <<https://exame.abril.com.br/revista-exame/o-futuro-da-energia/>> Acesso em 05 de Junho. 2019.

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.

GROLL, E. A., CHEN, Y., HALM, N. P., BRAUN, J. E. **Mathematical modeling of scroll compressors – part I: compression process modeling**. International Journal of Refrigeration. Vol. 25. p. 731 – 750. 2002.

HABING, R. A. **Flow and plate motion in compressor valves**. 2005 Disponível em: <http://doc.utwente.nl/50744/1/thesis_Habing.pdf> Acesso em: 07 de junho. 2018.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. Singapore: McGraw-Hill, 1988.

JÚNIOR, M. C. C. **Controle de válvulas de sucção de compressores de refrigeração usando limitador de abertura**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Universidade Júlio de Mesquita Filho de São Paulo, 2017.

JÚNIOR, S. A. A. **Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia – UNESP – Campus de Ilha Solteira de São Paulo, 2010.

KHALIFA, H. E.; LIU, X. **Analysis of stiction effect on the dynamics of compressor suction valve**. Disponível em: <https://docs.lib.purdue.edu/do/search/?q=author_lname%3A%22Khalifa%22%20AND%20author_fname%3A%22H.%22&start=0&context=119483&sort=date_desc&facet=>> Acesso em 06 de janeiro de 2019.

KOERICH, G. B. **Medição de perdas termodinâmicas em compressores herméticos para refrigeração**. Monografia de projeto de fim de curso. Departamento de Engenharia de Controle e Automação. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2004.

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

LIU, G., ZHAO, Y., WANG, L., YANG, Q., TANG, B., L, L. **Dynamic performance of valve in reciprocating compressor used stepless capacity regulation system**. In: international compressor engineering conference - at purdue, 22., 2014, West Lafayette. Proceeding... West Lafayette:[s.n.]. p. 6. 2014.

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

MACLAREN, J. F. T.; TRAMSCHEK, A. B. **Prediction of valve behavior with pulsating flow in reciprocating compressor**. In: Proceedings of Purdue, International Compressor Conference, Purdue University, EUA, p.203-211. 1972.

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.

MECÂNICA INDUSTRIAL. **O que é uma junta universal**. Disponível em: <<http://www.mecanicaindustrial.com.br/277-o-que-e-uma-junta-universal/>> Acesso em 20 de Abril. 2019.

MECHANICAL ENGINEERING SITE . **Reciprocating Compressor basic parts**. Disponível em: < <http://www.mechanicalengineeringsite.com/reciprocating-compressor-basic-parts/#Valve> > Acesso em 05 de Junho. 2019.

MYCA DO BRASIL. **Quanto custa o ar comprimido de sua indústria**. Disponível em: < <http://mykacompressores.com.br/quanto-custa-o-ar-comprimido/>> Acesso em 22 de Abril de 2019.

NINKOVIĆ, D., TARANOVIĆ, D., PEŠIĆ, R. **Modelling valve dynamics and flow in reciprocating compressors**. 2013 Disponível em: < <http://oaji.net/articles/2014/766-1398015561.pdf>. > Acesso em: 07 de junho. 2018.

OOI, K. T., WONG, T. N. **A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators**. Applied Thermal Engineering. Vol.17. p. 65 – 78. 1997,

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

PADHY, S. K., DWIVEDI, S. N. **Heat transfer analysis of a rolling-piston rotary compressor**. International Journal of Refrigeration, Vol.17, Júlio, 1994, p 400 – 410.

PEREIRA, E. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

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

POSSAMAI, F. C., TODESCAT, M. L., **A review of household compressor energy performance**. International Compressor Engineering Conference at Purdue. C067, 2004.

PRINCIPO. **Pneumática e tipos de compressores de palhetas**. Disponível em: < <http://principo.org/pneumatica-tipos-de-compressores-de-palhetas.html> > Acesso em 15 de novembro. 2018.

PUFF, R., SOUZA, E. A. **Programa para análise do desempenho de compressores rotativo de pistão rolante**. Relatório de Engenharia, EMBRACO, 1994.

RAND, D. **Compressor valves and unloaders for reciprocating compressors**. 2012. Disponível em: < <https://wenku.baidu.com/view/fe15da94daef5ef7ba0d3ce8.html> > Acesso em: 07 de fevereiro. 2019.

RODRIGUES, T. T. **A Modelagem numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores pelo método da fronteira imersa**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia – UNESP – Campus de Ilha Solteira de São Paulo, 2010.

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. p. 30-36, 1972.

TOUBER, S. **A Contribution to the Improvement of Compressor Valve Design**. Disponível em: < <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3A4c12fa64-32c6-4fd5-9ebc-e733621c96ac> > Acesso em 06 de Janeiro de 2019.

VOLF, M. **A study of reciprocating compressor valve dynamics**. Department of Power System Engineering. University of West Bohemia, Faculty of Mechanical Engineering, 2017.

WISBECK, H. J. **Uma nova metodologia de solução para sistemas de mancais radiais em carregamento dinâmico incluindo atrito sólido e desgaste**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.