SERGIO DE CAMARGO RANGEL

Análise por elementos finitos da junta de vedação e dinâmica de um compressor hermético

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Ciências.

Área de concentração: Dinâmica de Máquinas e Sistemas.

Orientador: Prof. Dr. Helio Aparecido Navarro

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-
SE DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA
EESC-USP.

**São Carlos
2017**

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

R196a Rangel, Sergio de Camargo
Análise por elementos finitos da junta de vedação e
dinâmica de um compressor hermético / Sergio de Camargo
Rangel; orientador Helio Aparecido Navarro. São Carlos,
2017.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
das Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2017.

1. Junta de vedação. 2. Elementos finitos. 3.
Compressor hermético. 4. Análise dinâmica. 5. Vibração.
6. Energia cinética e potencial. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **SERGIO DE CAMARGO RANGEL**

Título da tese: "Análise por elementos finitos da junta de vedação e dinâmica de um compressor hermético".

Data da defesa: 27/06/2017.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Helio Aparecido Navarro**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Associado **Luben Cabezas Gómez**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Vicente Luiz Scalon**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP – Bauru)

APROVADO

Prof. Dr. **Luiz Eduardo de Angelo Sanchez**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP – Bauru)

APROVADO

Prof. Dr. **Arlindo Neto Montagnoli**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luís Fernando Costa Alberto**

Dedico esse trabalho em especial à minha mãe Maria Teresa (*in memoriam*) que é a grande inspiração das coisas importantes na minha vida e à minha querida esposa Hanriette e filhos Mariana e Bruno que sempre me incentivam e apoiam em tudo.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao professor Dr. Helio Aparecido Navarro pelos conhecimentos a mim transmitidos e pela atenção, paciência, orientação e ajuda na elaboração dessa tese durante o transcorrer de todo período do doutorado.

De maneira alguma poderia deixar de agradecer também a minha esposa Hanriette por toda compreensão e paciência durante o tempo que precisei me dedicar às pesquisas e todas as atividades para concluir essa tese de doutorado. Agradeço aos meus filhos Mariana e Bruno pelos incentivos para superar os obstáculos em todas as etapas da tese. Agradeço a minha Mãe Maria Teresa (*in memoriam*), excelente professora, por toda a minha formação e por ser a minha grande inspiração em enfrentar o desconhecido até atingir o objetivo. Quero agradecer também a minha sogra Jewel (*in memoriam*), professora extremamente dedicada, de quem recebi o incentivo para buscar sempre a excelência em tudo que fizer. Também agradeço ao meu pai Hélio (*in memoriam*) pelos ensinamentos de vida e ao meu sogro José, que é meu segundo pai, pelo exemplo de honestidade e luta por uma vida melhor.

Agradeço a CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pela bolsa a mim concedida, que foi de grande importância e ajuda durante o doutorado.

Não poderia deixar de agradecer ao IFSP – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo pelo grande incentivo a mim concedido, que permitiu conduzir a tese de doutorado até a sua conclusão.

Quero agradecer aos meus amigos Mike e Elizabeth Maertens e Marcelo Real pela importante ajuda dispensada.

Também quero agradecer ao professor Dr. Luben Cabezas Gómez pelas informações sobre elementos finitos. Agradeço ao professor Dr. Ernesto Massaroppi Jr pelos ensinamentos, participação e ajuda durante o andamento dessa tese. E aos professores Dr. Carlos Alberto Fortulan e Rollo pelos ensinamentos.

Agradeço aos professores da Engenharia Mecânica e ao técnico em informática do LabDin Leandro pelo suporte prestado. Não poderia deixar de agradecer as secretárias da Pós-graduação Ana Paula e Iara assim como a Cristina do LabDin por toda a ajuda em todos os processos envolvendo documentação. E por fim agradeço ao pessoal da sala dos alunos do LabDin onde dividimos o espaço e compartilhamos bons momentos.

Resumo

RANGEL, S. C. (2017). **Análise por elementos finitos da junta de vedação e dinâmica de um compressor hermético**. 2017. 138 p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

Essa tese tem o objetivo modelar um subconjunto de peças de um compressor hermético de refrigeração idealizado utilizando um programa de elementos finitos para estudar a pressão de contato na junta da placa de válvulas com e sem pressão de gás refrigerante. Nessa pesquisa também se faz a modelagem dinâmica da bomba de um compressor acadêmico com vistas a estudar a vibração gerada durante seu funcionamento. No estudo da junta de vedação se faz um modelo geométrico do conjunto cabeçote e juntas com um programa CAD. A partir da geometria do subconjunto um modelo físico é construído no ANSYS®, que leva em consideração as diferentes propriedades dos materiais do conjunto cabeçote e juntas, inclusive a não linearidade do material da junta. São feitas simulações aplicando diferentes valores de força normal nos parafusos do cabeçote. No estudo de vibração do compressor faz-se o modelo de CAD da bomba de onde se obtém seu peso e propriedades de inércia. A matriz de rigidez do sistema de suspensão da bomba é calculada e se faz a análise modal da bomba. Os resultados das análises de pressão de contato foram mostrados através de gráficos da “normal closure” e da “normal pressure” da junta. Eles indicam de forma clara as regiões de baixa pressão de contato aplicada pelas peças que estão ou deveriam estar comprimindo a junta de vedação, que seriam regiões de falhas. Na análise dinâmica da bomba do compressor, é calculada a matriz de rigidez total do sistema com as molas de suspensão, levando em consideração a rigidez compressiva, de flexão e cisalhante das molas. Com a solução do modelo dinâmico criado, calcula-se a matriz dinâmica, a matriz modal normalizada, a matriz de frequências características, o deslocamento $\vec{X}$ da bomba e também as energias cinética e potencial da bomba devido às forças de agitação. O modelo de elementos finitos da junta da placa de válvulas tem resultados coerentes e o modelo dinâmico da bomba fornece vários resultados para a análise de vibração de compressores.

Palavras chaves: Junta de vedação, Elementos finitos, Compressor hermético, Análise dinâmica, Vibração, Energia cinética e potencial.

Abstract

RANGEL, S. C. (2017). **Finite element analysis of the gasket and dynamics of a hermetic compressor**. 2017. 138 p. Thesis (Ph.D.) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

This thesis has as objective to model a subset of parts of an idealized hermetic compressor for refrigeration using a program of finite elements intended to study the contact pressure on the valve plate gasket with and without pressure from the refrigerant gas. In this research a dynamic modelling of an academic compressor pump is also made with the aim of studying the vibration generated during its functioning. In the study of the sealing gasket, a geometric model of the cylinder head and gasket assembly is made by using a *CAD* program. From the geometric of the subset a physical model is built on the ANSYS®, which takes into account the different properties of the cylinder head and gasket assembly materials, including the non-linearity of the gasket material. Simulations are made by applying different normal force values on the cylinder head screws. In the compressor vibration study, a *CAD* pump model is made, thus obtaining its weight and inertia properties. The stiffness matrix of the pump suspension system is calculated and a modal analysis of the pump is made. The results from the contact pressure analyses were shown through “normal closure” and “normal pressure” charts of the gasket. They show in clear form the low contact pressure regions applied by the parts that are or should be compressing the sealing gasket, which would be the regions of failures. In the dynamic analysis of the compressor pump, the total stiffness matrix of the system is calculated with the suspension springs, taking into account the compressive, flexural and shearing rigidities of the springs. With the solution of the dynamic model created, the following are calculated: the dynamic matrix, the normalized modal matrix, the characteristics frequency matrix, the $\vec{X}$ displacement from the pump, as well as the kinetic and potential energy of the pump due to shaking forces. The finite elements model of the valve plate gasket has coherent results and the dynamic model of the pump provides various results for the analysis of the compressor vibration.

Key words: Gasket, Finite element, Hermetic compressor, Dynamic analysis, Vibration, Kinetic and potential energy.

Lista de Figuras

Figura 1	Circuito de refrigeração.....	21
Figura 2	Compressor hermético, vista externa.....	22
Figura 3	Corte do compressor hermético.....	22
Figura 4	Conjunto mecânico do compressor.....	23
Figura 5	Subconjunto cabeçote, parafusos, placa, juntas e corpo.....	27
Figura 6	Conjunto da bomba do compressor.....	28
Figura 7	Curva hipotética de tensão-deformação.....	53
Figura 8	Curvas idealizadas de tensão-deformação.....	54
Figura 9	Curva pressão versus deformação mecânica.....	55
Figura 10	Localização dos pontos de integração no plano médio.....	56
Figura 11	O mecanismo biela-manivela.....	58
Figura 12	Modelo geométrico da análise por <i>MEF</i>	61
Figura 13	Aparato experimental.....	63
Figura 14	Detalhe da compressão da junta.....	63
Figura 15	Tensão versus deslocamento da junta de papelão hidráulico N2085G.....	65
Figura 16	Valores do ANSYS® de pressão (“pressure”) versus deslocamento (“closure”).....	66
Figura 17	Malha do conjunto montado.....	67
Figura 18	Malha do cabeçote.....	67
Figura 19	Malha junta do cabeçote.....	68
Figura 20	Malha da placa de válvulas.....	68
Figura 21	Malha junta da placa de válvulas.....	68
Figura 22	Malha do corpo.....	69
Figura 23	Contato da região da rosca do parafuso com o furo do corpo.....	70
Figura 24	Contato da região que a cabeça do parafuso toca no cabeçote.....	70
Figura 25	Contato da região que o cabeçote toca a junta do cabeçote.....	70
Figura 26	Contato da região que a junta do cabeçote toca a placa de válvulas..	71

Lista de Figuras

Figura 27	Contato da região que a junta da placa de válvulas toca a placa de válvulas.....	71
Figura 28	Contato da região que a junta da placa de válvulas toca o corpo.....	71
Figura 29	Vínculos aplicados no corpo.....	72
Figura 30	Força normal de 2000 N resultante do torque aplicado nos parafusos	73
Figura 31	Força normal de 4000 N resultante do torque aplicado nos parafusos	73
Figura 32	Força normal de 6000 N resultante do torque aplicado nos parafusos	74
Figura 33	Mola de suspensão.....	82
Figura 34	Seis graus de liberdade da mola.....	85
Figura 35	Localização do sistema de eixos de coordenadas.....	86
Figura 36	Fluxograma para cálculo das energias.....	93
Figura 37	“Normal Closure” sem pressão de gás para força de 2000 N.....	94
Figura 38	“Normal Closure” sem pressão de gás para força de 4000 N.....	95
Figura 39	“Normal Closure” sem pressão de gás para força de 6000 N.....	95
Figura 40	“Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 2000 N.....	96
Figura 41	“Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 4000 N.....	96
Figura 42	“Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 6000 N.....	96
Figura 43	Pressão do gás refrigerante aplicado na face interna do cabeçote e no lado da descarga da placa de válvulas.....	97
Figura 44	Pressão do gás refrigerante aplicado na face da placa de válvulas que apoia na junta da placa de válvulas.....	97
Figura 45	Visão geral dos vínculos e cargas e também com pressão de gás.....	98
Figura 46	“Normal Closure” com a pressão de gás para força de 2000 N.....	98
Figura 47	“Normal Closure” com pressão de gás para força de 4000 N.....	99
Figura 48	“Normal Closure” com a pressão de gás para força de 6000 N.....	100
Figura 49	“Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 2000 N.....	100
Figura 50	“Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 4000 N.....	101
Figura 51	“Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 6000 N.....	101
Figura 52	Tabela de “Normal Closure” e “Pressure” sem pressão de gás.....	102

Lista de Figuras

Figura 53	Tabela de “Normal Closure” e “Pressure” com pressão de gás.....	103
Figura 54	Biela, pistão e pino do pistão.....	107
Figura 55	Massas equivalentes da biela.....	108
Figura 56	Deslocamentos em x , y e z em função do tempo.....	111
Figura 57	Rotações θ_x , θ_y e θ_z em função do tempo.....	111
Figura 58	Deslocamento na direção x em função de frequência.....	112
Figura 59	Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função de frequência.....	113
Figura 60	Energias cinética, potencial e a soma das energias cinética-potencial elástica em função de frequência.....	113
Figura 61	Deslocamentos em x , y e z em função do tempo para a condição 1..	115
Figura 62	Deslocamentos em x , y e z em função do tempo para a condição 2..	115
Figura 63	Rotações θ_x , θ_y e θ_z em função do tempo para a condição 1.....	116
Figura 64	Rotações θ_x , θ_y e θ_z em função do tempo para a condição 2.....	116
Figura 65	Deslocamento na direção x em função da frequência na condição 1..	117
Figura 66	Deslocamento na direção x em função da frequência na condição 2..	117
Figura 67	Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência para a condição 1.....	118
Figura 68	Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência para a condição 2.....	118
Figura 69	Energias cinética, potencial elástica e a soma das energias cinética-potencial elástica em função da frequência para a condição 1.....	119
Figura 70	Energias cinética, potencial elástica e a soma das energias cinética-potencial elástica em função da frequência para a condição 2.....	119

Lista de Tabelas

Tabela 1	Propriedades dos materiais utilizadas nas simulações.....	62
Tabela 2	Valores médios medidos do material para cada condição de teste...	66
Tabela 3	Dados para a simulação computacional.....	109
Tabela 4	Resultados da simulação computacional da bomba com a variação de rigidez das molas	114

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>MEF</i>	Método dos elementos finitos
<i>FEA</i>	Finite element analysis
<i>CAD</i>	Computer aided design
<i>CAE</i>	Computer aided engineering
<i>CAM</i>	Computer aided manufacturing
<i>3D</i>	Tridimensional
<i>C.M.</i>	Centro de massa
<i>M</i>	Matriz de inércia
<i>K</i>	Matriz de rigidez
<i>A</i>	Matriz dinâmica
<i>D</i>	Matriz diagonal
<i>P</i>	Matriz Modal
d_{e_m}	Matriz de massa desacoplada
d_{e_K}	Matriz de rigidez desacoplada
<i>F</i>	Vetor de força
<i>W</i>	Vetor peso da bomba
<i>Y</i>	Vetor coluna
<i>X</i>	Vetor deslocamento
<i>KE</i>	Energia cinética
<i>PE</i>	Energia potencial elástica

Lista de Símbolos

E	Módulo de elasticidade, MPa
ν	Coefficiente de Poisson
σ	Tensão, MPa
ϵ	Deformação
δ	Deslocamento, m
L	Distância, m
$P(x)$	Força axial, N
$A(x)$	Área da seção transversal, m ²
F_m	Força de mola, N
r	Posição da mola em relação ao C.M., mm
F_p	Força do pistão, N
W	Peso da bomba, N
F_m	Distensão da mola, N
F_{mi}	Força na mola i , N
x, y, z	Deslocamento positivo nas direções x, y e z , mm
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$	Rotação angular anti-horária em torno dos eixos x, y e z , rad
K_{xx}, K_{yy}, K_{zz}	Rigidez lateral de um elemento de mola nas direções x, y e z , N/m
$K_{\theta x \theta x}, K_{\theta y \theta y}, K_{\theta z \theta z}$	Rigidez de momento de um elemento de mola em torno das direções x, y e z , Nm/rad
$\vec{S}$	Arco de deslocamento, m
S_x, S_y, S_z	Arco de deslocamento em torno dos eixos x, y e z , m
$\vec{r}$	Vetor posição da fixação da mola em relação ao C.M., m
$\vec{\theta}$	Vetor deslocamento angular da bomba, rad
m e M_b	Massa da bomba, kg
$\vec{a}_G$	Aceleração do centro de massa da bomba, m/s ²
$\vec{M}^i$	Momento da força de mola em relação ao C.M., Nm
$F_m^{(i)}$	Força de Mola, N
$\vec{M}_\theta$	Momento torsor, Nm
M_{mx}, M_{my}, M_{mz}	Momento da força de mola em torno dos eixos x, y e z , Nm
F_{mx}, F_{my}, F_{mz}	Força de mola nas direções x, y e z , N
r_x, r_y, r_z	Posição da mola em relação ao C.M. nas direções x, y e z , m

Sumário

Capítulo 1 - Introdução.....	21
1.1 Objetivos.....	25
1.2 Contribuições da tese.....	28
1.3 Estrutura da tese.....	29
 Capítulo 2 - Revisão bibliográfica.....	 30
2.1 Pesquisas do MEF em estudos de juntas de vedação.....	30
2.1 Pesquisas na área da análise dinâmica.....	43
 Capítulo 3 - Contextualização Teórica.....	 49
3.1 Análise da junta de vedação por Elementos Finitos.....	49
3.2 Análise dinâmica.....	57
 Capítulo 4 - Modelagem com Elementos Finitos.....	 61
4.1 Modelagem física.....	61
4.1.1 Modelo de CAD do conjunto cabeçote e juntas.....	61
4.1.2 Modelo físico do conjunto cabeçote e juntas.....	62
4.1.2.1 Materiais.....	62
4.1.2.2 Malhas.....	67
4.1.2.3 Contatos.....	69
4.1.2.4 Vínculos e cargas.....	72
 Capítulo 5 - Modelagem dinâmica.....	 75
5.1 Sistema de equações de movimento.....	75
5.1.1 Sistema de coordenadas para a montagem do compressor.....	77
5.1.2 Matriz de massa e inércia do sistema.....	77
5.1.3 Matriz de rigidez total.....	78
5.1.3.1 Convenção de numeração das molas.....	78
5.1.3.2 A mola helicoidal.....	79
5.1.3.3 Rigidez cisalhante, de flexão e compressiva.....	82
5.1.3.4 Obtenção da matriz de rigidez do elemento.....	84
5.1.3.5 Computação da matriz de rigidez total da montagem.....	89
5.2 As energias cinética e potencial.....	89
 Capítulo 6 - Resultados.....	 94
6.1 Análise da junta de vedação por elementos finitos sem pressão de gás...	94
6.2 Análise da junta de vedação por elementos finitos com pressão de gás...	97
6.3 Determinação das matrizes de massa-inercia e de rigidez do sistema.....	103
6.4 Características geométricas da biela, do pistão e do pino do pistão.....	107
6.5 Análise dinâmica do compressor.....	109
6.6 Análise paramétrica do comportamento dinâmico da bomba em função da rigidez das molas.....	114

Sumário

Capítulo 7 - Considerações finais e trabalhos futuros.....	120
7.1 Considerações finais.....	120
7.2 Trabalhos futuros.....	121
Referências Bibliográficas.....	122
Anexo A – Material da junta N-2085G.....	128
Anexo B – Desenhos das peças que compõem o conjunto cabeçote e juntas.....	129
Anexo C – Desenhos da bomba do compressor para análise dinâmica.....	136

Capítulo 1 - Introdução

A conservação de alimentos perecíveis depende de que sejam mantidos em baixas temperaturas através de refrigeração, seja nos pontos de comercialização, quando estão sendo transportados ou nas residências. A forma mais comum de fazer a refrigeração é através do ciclo de compressão de vapor, onde o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão (STOECKER, 1985). Isso se faz utilizando um circuito hermético contendo condensador, válvula de expansão ou tubo capilar, evaporador e compressor onde é feita a compressão do fluido de trabalho chamado refrigerante. A compressão do gás frigorífico se faz com um compressor, que na maioria dos casos é do tipo recíproco ou também chamado de alternativo. A Figura 1 mostra um circuito de refrigeração de um refrigerador doméstico. As Figuras 2, e 3 mostram compressores similares ao que é objeto de estudo nessa pesquisa. O compressor que foi estudado é o compressor hermético recíproco de refrigeração idealizado, não pertencente a nenhum fabricante. O compressor é o principal componente de um sistema de refrigeração. Por ser tão importante componente, muito se tem investido em termos de pesquisa e desenvolvimento para reduzir seus níveis de vibração e ruído assim como melhorar o seu desempenho e confiabilidade. O compressor hermético recíproco de refrigeração é normalmente composto de três principais conjuntos de peças denominados: conjunto mecânico, motor elétrico e carcaça.

Figura 1 – Circuito de refrigeração

Fonte: Stoecker (1985, p. 220).

Figura 2 – Compressor hermético Danfoss, vista externa

Fonte: Danfoss (2017).

Figura 3 – Corte do compressor hermético

Fonte: European Patent Office (2017).

Na montagem do conjunto mecânico do compressor recíproco mostrado na Figura 4, além do sistema biela-manivela, um subconjunto de peças composto de cabeçote, junta do cabeçote, placa de válvulas, junta da placa de válvulas, corpo e parafusos do cabeçote, formam a parte do conjunto mecânico que tem a função de conter e direcionar o fluxo de gás refrigerante tanto no lado da sucção quanto no lado da descarga do gás. Durante a sucção, o gás está com temperatura e pressão mais baixas, pois está retornando do evaporador do refrigerador para dentro do circuito de sucção do compressor. Após o ciclo de sucção, o gás é comprimido onde passa a ter alta temperatura e pressão, para em seguida ser descarregado pelo circuito de descarga do compressor.

Figura 4 – Conjunto mecânico do compressor da ACC AUSTRIA GmbH

Fonte: ACC no YouTube (2017).

A presente pesquisa analisou o componente denominado junta da placa de válvulas de um compressor hermético de refrigeração, construída de material composto de uma mistura de preenchimento inorgânico, encapsulada com borracha nitrílica e com uma pequena quantidade de fibras celulósicas. Material designado por papelão hidráulico N-2085G de comportamento não linear. Esse componente é necessário para compensar a variação da extensão do pistão em relação à face externa do corpo, devida às variações de fabricação das peças como: corpo, eixo, biela, pistão e pino do pistão, dentro dos campos de tolerâncias especificados. Essa junta determina o volume nocivo do compressor, que influencia na eficiência do mesmo. Tal junta, que é montada entre o corpo e a placa de válvulas, deve assegurar a vedação completa mesmo nas condições extremas de pressão como ocorre nos testes de vida/confiabilidade realizados durante o desenvolvimento dos compressores e nos programas de testes de validação para a

liberação da produção de novos produtos. O conjunto das peças que estão envolvidas nessa análise e que são modelados contém: o corpo, a junta da placa de válvulas, a placa de válvulas, a junta do cabeçote, o cabeçote e os parafusos do cabeçote. O torque aplicado nos parafusos, que resulta em uma força normal comprimindo o cabeçote, que transmite essa força à junta da placa de válvulas, juntamente com a pressão de operação do compressor, vão resultar na pressão de contato que será aplicada nas faces da junta da placa de válvulas. Essa pressão de contato, que é variável ao longo da superfície da junta, depende principalmente do torque aplicado nos parafusos do cabeçote, da rigidez do cabeçote e da pressão de operação do compressor. A parte da pesquisa de modelagem com o *MEF* está dividida em duas partes. Na primeira, em que a pressão do gás refrigerante não é considerada no modelo. E na segunda parte, em que o modelo é simulado numa condição igual a da primeira parte, mas acrescida da pressão do gás refrigerante.

Essa pesquisa também faz a modelagem dinâmica do conjunto montado que vai dentro da carcaça do compressor. Sendo que a carcaça não faz parte do modelo desse estudo. O conjunto montado que contém o conjunto mecânico, o motor elétrico e as molas de suspensão, a partir desse momento, é chamado de conjunto da bomba do compressor ou “Frame”. Ou simplesmente bomba.

Os compressores são aplicados em refrigeradores e aparelhos de ar condicionado e devem atender ao requisito de ter nível de ruído muito baixo, dentro de limites rigorosos estabelecidos por normas. O compressor em estudo nessa pesquisa é do tipo alternativo ou recíproco de um cilindro, que utiliza o mecanismo biela-manivela. O desbalanceamento de massas de componentes desse mecanismo geram forças de agitação que contribuem para o aumento da emissão do ruído durante o funcionamento do compressor. O compressor utilizado nesse estudo é idealizado, de formas simples e aberto ao domínio público.

A construção da geometria da bomba idealizada, que é um modelo acadêmico, foi feita criando-se um modelo no programa Solid Edge® com as dimensões na mesma escala de tamanho da geometria utilizada para as simulações com o *MEF* em que se estudou a pressão de contato na junta da placa de válvulas.

As principais finalidades da modelagem da geometria da bomba foram: obtenção do peso desse conjunto e suas propriedades de inércia. O peso do conjunto foi utilizado para se verificar o dimensionamento das molas de suspensão. As propriedades de inércia foram utilizadas no equacionamento dinâmico.

1.1 - Objetivos

O objetivo geral do presente trabalho é a modelagem matemática e computacional de dois componentes fundamentais de compressores herméticos. Primeiro se modela por elementos finitos o comportamento estático da junta da placa de válvulas para avaliar a pressão de contato, e posteriormente se realiza a modelagem dinâmica da bomba do compressor para estudar a vibração gerada pelo funcionamento do compressor.

Os objetivos específicos da presente tese são dimensionados para atingir o objetivo geral proposto. Sumariamente os objetivos específicos compreendem:

- O desenvolvimento dos modelos geométricos virtuais mostrados nas Figuras 5 e 6, para as análises estática e dinâmica respectivamente. Na Figura 5 se apresenta o conjunto cabeçote e juntas e na Figura 6 se mostra o conjunto da bomba do compressor idealizado.
- A realização de uma análise estática por elementos finitos para investigar a deformação da junta de vedação da placa de válvulas em função da pressão aplicada pelas peças que estão em contato com a junta. Desenvolvem-se simulações considerando valores nulos e não nulos da pressão do gás refrigerante.
- A execução de uma análise dinâmica para estudar os efeitos do desbalanceamento das partes do mecanismo biela-manivela da bomba em funcionamento, analisando as energias cinética e potencial elástica da bomba empregando uma ferramenta de simulação que utiliza o MATLAB®.
- Calcular a matriz de rigidez do sistema de suspensão da bomba do modelo acadêmico de um compressor hermético empregado na análise dinâmica.
- Estudar o comportamento dinâmico da bomba do compressor quando a rigidez compressiva e cisalhante das molas de suspensão é aumentada ou diminuída. Analisando as energias cinética e potencial elástica assim como as frequências de ressonâncias da bomba.

De forma detalhada os objetivos específicos da presente tese compreendem os desenvolvimentos explicados a seguir.

Primeiramente se desenvolve o projeto de um conjunto cabeçote e juntas, mostrado na Figura 5, e da bomba da Figura 6, de um compressor idealizado, para as análises estática e dinâmica respectivamente.

Na análise estática investiga-se a deformação da junta de vedação da placa de válvulas em função da pressão aplicada pelas peças que estão em contato com a junta. A pressão aplicada pelas peças é variável ao longo da sua superfície e é estudada com o *MEF*. O problema a ser investigado nessa parte da pesquisa é representado pelo desenho do conjunto cabeçote e juntas ilustrado na Figura 5. Nesse desenho, a geometria de formas retas e simplificada, tem a finalidade de fazer um modelo idealizado, que possa ser estudado por qualquer pesquisador interessado em desenvolver estudos nessa linha de pesquisa.

A principal forma de investigação é a modelagem e a simulação do conjunto cabeçote e juntas do compressor pelo método dos elementos finitos utilizando o programa de computador denominado ANSYS®. As simulações são feitas considerando pelo menos três diferentes valores de forças normais nos parafusos do cabeçote, que são 2000 N, 4000 N e 6000 N, para simular diferentes valores de torque aplicados na montagem do compressor. Nessa primeira fase de simulações, só é considerada a aplicação das forças normais nos parafusos, não aplicando a pressão de gás nos componentes analisados. Os resultados das análises são a obtenção de gráficos demonstrando a distribuição da pressão de contato na junta da placa de válvulas indicando a variação da espessura da junta devido à pressão de contato “Normal Gasket Total Closure” e a pressão de contato na junta “Normal Gasket Pressure”.

Após estar concluída a fase das simulações sem pressão de gás, é feita a simulação considerando também a aplicação da pressão de operação do gás refrigerante da condição de trabalho pesado, que se utiliza em testes de vida, que é da ordem de 3,0 MPa. Novamente, os resultados das análises são a obtenção de gráficos demonstrando a distribuição da pressão de contato na junta da placa de válvulas mostrando a variação da espessura da junta devido à pressão das peças que a comprimem “Normal Gasket Total Closure” e a pressão de contato que as peças aplicam na junta “Normal Gasket Pressure”.

Figura 5 – **Problema a ser investigado por MEF** - subconjunto cabeçote, parafusos, placa, juntas e corpo: (a) vista explodida com parte interna do cabeçote; (b) vista explodida com parte externa do cabeçote; (c) conjunto cabeçote e juntas montado

Fonte: do próprio autor.

Na análise dinâmica objetiva-se estudar os efeitos do desbalanceamento das partes do mecanismo biela-manivela da bomba em funcionamento, analisando as energias cinética e potencial elástica do conjunto através da modelagem utilizando o programa MATLAB®. Um importante objetivo da análise dinâmica da bomba é o calculo da matriz de rigidez total do sistema com quatro molas de suspensão e uma mola que faz a função da serpentina, levando em consideração a rigidez compressiva, de flexão e cisalhante das molas. Com a modelagem dinâmica vamos obter o deslocamento $\vec{X}$ do sistema da bomba devido ao desbalanceamento. Assim como simular os valores de energia cinética (KE) e potencial elástica (PE) do sistema da bomba devido à vibração.

O problema a ser investigado nessa parte da pesquisa é representado pelo desenho da bomba do compressor ilustrado na Figura 6.

Figura 6 - **Problema a ser investigado por modelagem dinâmica** – bomba: (a) perspectiva; (b) vista lateral; (c) vista frontal; (d) vista superior

Fonte: do próprio autor.

1.2 – Contribuições da tese.

As contribuições dessa tese são: 1 – a realização de um estudo do comportamento de juntas de vedação utilizando um modelo geométrico de formas retas, universal, e aberto ao domínio público com o método dos elementos finitos; 2 – o desenvolvimento de um modelo acadêmico da bomba de um compressor recíproco para análise dinâmica e estudo da vibração do mesmo, considerando o cálculo da sua matriz de rigidez.

1.3 - Estrutura da tese

Esse trabalho está apresentado em 7 capítulos onde são feitas a análise do comportamento estrutural da junta da placa de válvulas do compressor e análise dinâmica da bomba. No presente capítulo é apresentada a introdução mostrando a junta da placa válvulas, o compressor, o circuito de refrigeração e a bomba para a análise dinâmica. Também são descritos os objetivos, contribuições da tese e estrutura do trabalho.

No capítulo 2 é descrita a revisão bibliográfica. Nele são citados diversos trabalhos sobre análise estrutural de juntas de vedação assim como trabalhos na área de análise dinâmica. A contextualização teórica desse trabalho é descrita no capítulo 3 discorrendo sobre a força axial nos parafusos e material da junta. Descreve também o deslocamento, velocidade e aceleração do mecanismo biela-manivela assim como a dinâmica do movimento de corpo rígido.

A modelagem com *MEF* dessa pesquisa está descrita no capítulo 4. É apresentada a modelagem física onde inicialmente foi feita a modelagem do conjunto de peças em um programa de *CAD*. Na sequência foi construído o modelo de elementos finitos com o programa ANSYS® em que são colocados os dados dos materiais, contatos, malhas, vínculos e forças envolvidas nas análises.

A modelagem dinâmica é apresentada no capítulo 5. São desenvolvidos os equacionamentos para se calcular a matriz de massa-inércia e matriz de rigidez. Também se mostra o equacionamento da análise modal da bomba e das energias cinética e potencial elástica.

No capítulo 6 são apresentados os resultados obtidos como os gráficos das simulações com o *MEF* sem pressão de gás refrigerante e também com a pressão de gás refrigerante. Também são feitas análises e discussões dos resultados. São apresentados também os resultados da parte dinâmica. Obtém-se a matriz de massa-inércia do sistema, e calcula-se as matrizes de rigidez das molas e matriz de rigidez total da montagem. Por fim, as considerações finais e sugestões de trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 7.

Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica é composta de duas partes, na primeira parte se pesquisou o uso do método dos elementos finitos aplicado em estudos de juntas de vedação de compressores de refrigeração, mas também de juntas de vedação de aplicações similares como motores de combustão interna, célula combustível e também o uso de ferramentas de CAD/CAE em desenvolvimento de compressores. Na segunda parte da revisão bibliográfica se buscou estudos de modelagem dinâmica de compressores, análise de forças em compressor recíproco, simulação do movimento de compressores recíprocos, e estudos de balanceamento, vibração e ruído.

2.1 – Pesquisas do MEF em estudos de juntas de vedação

O comportamento mecânico do ponto de vista estrutural das juntas tem ocupado a atenção de cientistas e engenheiros por diversos anos. Entretanto limitações na elaboração de modelos matemáticos, que no passado esbarravam em dificuldades para serem solucionados devido a restrições computacionais, estão sendo eliminadas com o desenvolvimento e a disponibilização de computadores mais potentes. Os programas de computador utilizados para simular o comportamento estrutural de conjunto de peças feitas de diferentes materiais, que utilizam o método dos elementos finitos (como o ANSYS®), estão agregando cada vez mais funcionalidades capazes de representar o comportamento mecânico dos materiais de todos os componentes desse conjunto de peças, inclusive juntas, cujo material tem comportamento não linear. Além do aumento na capacidade de fazer modelos que representem com maior proximidade o comportamento mecânico real das peças de um conjunto, os programas de computador estão evoluindo com interfaces cada vez mais amigáveis para o usuário.

O aumento da rigidez do cabeçote e a melhoria da geometria da junta, além de aumentar a confiabilidade desses componentes e, por consequência, do compressor, promovem a redução nos tamanhos de paredes, reduzindo o consumo de matéria prima para a confecção dessas peças, resultando em redução de custos e aumento de valor agregado.

Estudos numéricos e experimentais têm sido realizados por vários grupos de pesquisa para o desenvolvimento de modelos que representem o comportamento de juntas em diversos tipos de aplicações. A seguir estão alguns trabalhos feitos na área de interesse dessa pesquisa.

Puff et al. (2006) descrevem a grande importância do uso das ferramentas de CAD/CAE no desenvolvimento de compressor tendo como foco a análise estrutural. Puff et.

al. (2006) relataram que, considerando o ambiente de mercado, onde a competição não pode ser negada e o tempo de desenvolvimento deve ser bastante curto, o uso de ferramentas avançadas de engenharia é imprescindível. Os novos produtos devem alcançar o mercado tão rápido quanto possível, caso contrário a oportunidade será deixada aos concorrentes. Além disso, a abordagem de redução de custos durante o projeto é um esforço indispensável e deve ser considerada. Relativo a essas questões, as ferramentas avançadas de CAE têm uma função primordial para atender essa exigência. Usando modelos criados pelo sistema de CAD e os programas de engenharia de CAE comerciais ou proprietários, usando o MEF, é possível simular o comportamento estrutural de um componente mecânico antes de fazer a sua prototipagem. Protótipos têm altos custos em termos financeiros, de tempo e de produção. O artigo de Puff et al. (2006) tem como objetivo apresentar algumas aplicações do MEF em componentes do compressor, mostrando sua importância e potência no desenvolvimento desse tipo de produto.

Puff (2008) relatou a análise do circuito de descarga do gás no conjunto mecânico do compressor hermético recíproco com o uso do MEF. Ele descreve que a indústria de compressores herméticos para refrigeração doméstica está continuamente estudando formas de aumentar o rendimento de seus produtos, com o objetivo de reduzir a demanda de energia elétrica e desta forma reduzir os danos ambientais no futuro. O sistema do circuito da sucção e de descarga do gás do compressor recebe um foco maior durante o desenvolvimento do compressor. A necessidade desse foco é devido à forte geração de calor durante os processos de compressão e de descarga do gás. Para aumentar a eficiência do compressor, um dos desafios é assegurar que a maior parte desse calor seja transportado pelo gás, e não transmitido para o corpo. Uma das ideias desenvolvida para alcançar esse efeito, foi a introdução de um elemento extra entre a placa de válvulas e o cabeçote com uma junta adicional. O efeito indesejado disso é o aumento dos níveis de vazamento através da interface entre esses elementos de junta e os outros componentes. O artigo de Puff (2008) tem como objetivo apresentar os passos de projeto desse novo elemento, cabeçote e juntas, com o uso do MEF, tendo como foco a modelagem e a simulação dos materiais de junta e a interface entre eles com os outros componentes. Com o uso dessa técnica foi possível reduzir a necessidade de protótipos e testes, consequentemente reduzindo o tempo e o custo do projeto.

Jorwekar et al. (2006) relatam que desde a ratificação do tratado de banimento dos CFC, refrigerantes alternativos estão sendo introduzidos, de modo que os esquemas de projeto existentes devem ser reavaliados. O artigo de Jorwekar et al. (2006) faz a avaliação da distribuição da pressão de contato na junta do cabeçote para tratar das novas condições

adversas de pressão. A montagem da bomba consiste de um mecanismo recíproco em que o cabeçote é apertado na face do corpo com uma junta de vedação entre eles. O cabeçote consiste essencialmente de câmara de sucção e de descarga separados por paredes e estão sujeitos as respectivas pressões. A diferença de pressão entre as câmaras de sucção e descarga aumentou com os refrigerantes alternativos. Para fazer frente a esse aumento da diferença de pressão, a junta do cabeçote deve ter pressão de contato suficiente através da câmara de descarga e as paredes de separação. O artigo de Jorwekar et al. (2006) utiliza o MEF com o programa ANSYS®, para analisar o cabeçote e a junta do cabeçote dessa união. Essa análise ajudou a encontrar a pressão de contato através da junta de vedação devido aos pré-torques aplicados aos parafusos. Foram feitas modificações de projeto para remover as zonas de baixa pressão de contato nas juntas de vedação. O padrão da pressão de contato obtida no ANSYS® foi validado experimentalmente usando filme FUJI.

Bertoli (2002) descreve as principais vantagens de usar um sistema integrado de CAE/CAD/CAM no desenvolvimento de compressores para refrigeração. O desenvolvimento de um corpo de compressor é apresentado para ilustrar esse trabalho. Esse componente é uma peça de ferro fundido e as fases principais desse desenvolvimento são: 1 - modelagem CAD; 2 - análise funcional (MEF); 3 - manufatura do modelo de fundição; 4 - fundição do corpo; 5 - usinagem do corpo; 6 - testes experimentais; 7 - aprovação final.

O processo inteiro é conduzido em um ambiente integrado de CAE/CAD/CAM. O modelo tridimensional do corpo é a ligação entre as diversas fases do desenvolvimento, e permite uma grande integração de informação das diversas disciplinas envolvidas no processo. Isso previne retrabalho e elimina informação ambígua. Ao final do processo se alcança um significativo aumento na qualidade e produtividade do componente do ciclo de desenvolvimento. Um importante aspecto de ganho de produtividade está relacionado ao modelo tridimensional, que atua sem interfaces com outras disciplinas do processo de desenvolvimento. Por exemplo, não há necessidade de desenhos na fase inicial do processo, uma vez que o modelo sólido sozinho tem toda a informação necessária para a análise por elementos finitos, programas CNC, prototipagem rápida, entre outros. Normalmente os desenhos são somente necessários posteriormente, para atividades como: planejamento de usinagem, controle dimensional e documentação.

Prasad (2007) relata em seu artigo que juntas de vedação tem um importante papel no desempenho da estanqueidade de juntas com flange parafusadas e seu comportamento é complexo devido às propriedades não-lineares do material combinado com deformação permanente. A variação das tensões de contato devido à rotação do flange e das propriedades

do material da junta desempenham papéis importantes para se alcançar uma junta a prova de vazamentos. No artigo de Prasad (2007), uma análise tridimensional de elementos finitos de uma junta com flange parafusada é realizada tomando as características de carregamento e descarregamento das juntas que foram obtidas experimentalmente. A análise mostra que a distribuição da pressão de contato tem um efeito mais dominante no desempenho de vedação do que o limite de rotação do flange especificado pela ASME/ANSI B 16.5 (1988).

Chiang et al. (2005) descrevem o trabalho que fizeram sobre o projeto e a análise da vedação da junta do cabeçote de um motor de combustão interna sob condições de operação. É descrito que dois fatores de aumento da eficiência de vedação da junta, que evitam o escape de gás do motor afetando seu desempenho global durante a operação são: a força de pré-carga nos parafusos, assim como o projeto da junta. Nessa investigação a distribuição da pressão de contato na junta e as tensões no cabeçote são explorados numericamente pelo MEF em diferentes condições de carga, como: montagem a frio, montagem a quente, partida a frio, e ignição a quente. Os resultados revelam que a eficiência de vedação da junta do cabeçote depende da força de pré-carga nos parafusos, sem levar em conta qualquer tensão térmica resultante de distribuição de temperatura no cabeçote. Entretanto a localização da máxima pressão de contato na junta é alterada quando a carga térmica é considerada. Além disso, a pesquisa de Chiang et al. (2005) faz análises paramétricas da força de pré-carga nos parafusos e compara as diferenças entre as condições de montagem a frio e partida a frio.

Em Ross et al. (2001) se mostra características de junta para o projeto de conexões de flange parafusadas do tipo contato metal com metal e relatam que as conexões de flanges parafusadas são frequentemente usadas em plantas industriais, especialmente onde são esperados carregamentos dinâmicos. Ao contrário das juntas de flange do tipo flutuante, onde a carga total do parafuso é transmitida através da junta, somente uma parte da carga do parafuso é assumida pela junta que é necessária na conexão do tipo contato metal com metal (MMC). Basicamente dois tipos de juntas MMC devem ser distinguidos. No primeiro caso, a junta – “spiral wound” (SWG) sem anéis distanciadores – é implementada em uma ranhura em um dos flanges, e, durante a montagem do flange, o contato tem que ser alcançado. Se esse tipo é usado, o parâmetro mais importante é a folga no diâmetro externo. Se a diferença entre os diâmetros externo da ranhura e a junta é muito pequena, irá resultar em excessiva tensão na MMC, a qual não pode ser alcançado na prática. Esse efeito é conseguido com o aumento desproporcional da junta (diferença entre a espessura da junta e a profundidade da ranhura). A faixa aceitável da folga radial está entre 1,0 e 1,5 mm, dependendo da espessura

da junta. Juntas com largura pequena (cerca de 6 mm) mostram altas taxas de vazamento devido ao colapso e/ou flambagem interior.

No segundo caso é usado o flange de face plana e uma junta com um elemento de vedação e anel distanciador (isto é, SWG com anel distanciador externo). O aperto dos parafusos leva ao contato entre os flanges e o anel distanciador. Dependendo da largura da junta, a tensão requerida da junta para MMC pode ser muito alta. A largura ótima da junta é cerca de 10 mm ou menos, para se ter uma tensão adequada no contato metal com metal (MMC) e aperto adequado.

Cartraud e Wielgosz (1995) no artigo sobre a modelagem numérica do comportamento elasto-plástico de um material de junta, descrevem que o modelo elasto-plástico proposto para o material de junta inclui: 1 – uma lei não-linear e transversalmente isotrópica elástica; 2 – um comportamento plástico com um ou dois mecanismos de escoamento, um encruamento isotrópico, e uma falha de superfície. Esse modelo se ajusta bem ao material sob cargas de compressão monotônicas, como no aperto feito em um sistema parafusado. As vantagens desse modelo são a sua simplicidade e a sua capacidade de calibração. Além disso, eles já estão implementados em um programa de elementos finitos. Entretanto, devido à falta de resultados experimentais, os autores apresentaram muitas hipóteses, para o comportamento plástico em particular. Portanto, os dois resultados de testes são inadequados para escolher entre os dois modelos propostos pelos autores. Eles descrevem que testes adicionais deveriam ser feitos, e provavelmente permitiriam melhorar a modelagem do comportamento elasto-plástico do material da junta.

Parsons e Estrada (1999) relatam em seu artigo a análise por elementos finitos da resistência e vazamento de uma junta de flange GFRP (plástico reforçado com fibra de vidro) com a extremidade do flange modificada. A análise é realizada usando elementos finitos tridimensionais e axissimétricos. Para modelar o material GFRP, os autores usaram um modelo de material ortotrópico. Para modelar a perda de contato entre o flange e a junta, os autores usaram uma condição de contato entre essas peças que se encaixam. No caso em que é feito o modelo axissimétrico foi permitido que o fluido penetrasse na área onde o contato é perdido; entretanto a formulação de contato tridimensional não suporta essa opção de penetração. Os autores usaram uma ferramenta de elementos finitos denominada ABACUS® para fazer essa análise. A ênfase básica está em avaliar a rigidez do flange e a estanqueidade da junta. A interação do parafuso não foi considerada, de forma que a carga no parafuso foi assumida constante durante toda história da análise.

Abid (2006) faz a determinação das condições seguras de operação de uma junção de flange com junta de vedação sob condições combinadas de pressão e temperatura internas, utilizando uma abordagem por elementos finitos. O desempenho de uma junção de flange é caracterizado principalmente por sua resistência e capacidade de vedação. Uma série de estudos analíticos e experimentais foram realizados para estudar essas características sob carregamento de pressão interna. Entretanto, devido à chegada de novas tendências tecnológicas de aplicações de alta temperatura e pressão, está ocorrendo um aumento na demanda por análises. O efeito do carregamento térmico em regime permanente torna o problema mais complexo uma vez que conduz a uma aplicação combinada de pressão e temperatura internas. Os códigos de projeto atuais não abordam os efeitos da temperatura na integridade estrutural e capacidade de vedação. Além disso, as soluções de projeto disponíveis não resolvem problemas de falha de uma junção de flange com junta de vedação mesmo sob condições de aperto de parafuso e carregamento de pressão interna. Para investigar a capacidade de resistência e vedação sob carregamento interno combinado de pressão e diferente carregamento térmico em regime permanente, é executada uma análise não-linear tridimensional por elementos finitos da junção de flange com junta de vedação. Para determinar a faixa de operação segura, ou as condições de operação real da junção, a junção é analisada adicionalmente para pressões internas diferentes, mantendo a temperatura constante.

O artigo de Mackerle (2003) apresenta uma revisão bibliográfica sobre análise por elementos finitos de união e fixação, que é uma bibliografia do período de 1990 até 2002. O artigo faz uma revisão dos pontos de vista teórico e prático. O artigo contém 726 referências de artigos e anais de conferências sobre o assunto publicados no período. Estes são classificados em várias categorias, entre as quais estão as de interesse dessa pesquisa, que são juntas parafusadas e juntas de vedação.

Kumar, Brahamanandam e Rao, (2011) realizaram um estudo para encontrar as tensões nos parafusos de um flange parafusado de forma que parafusos e porcas não falhem durante o teste de pressão. Os autores descrevem que as juntas de flange parafusadas têm um papel estrutural muito importante no fechamento de flanges de um vaso de pressão, e citam duas importantes funções, que são: (a) manter a integridade estrutural da junta e (b) prevenir vazamentos através da junta com a pré-carga aplicada nos parafusos. Descrevem também que a pré-carga nos parafusos é extremamente importante para o desempenho da junta. A pré-carga deve ser suficientemente grande para assentar a junta e ao mesmo tempo não excessiva para não esmagá-la. A rigidez do flange em conjunção com a pré-carga dos parafusos fornece a força de superfície e de compressão para evitar vazamentos dos gases contidos no vaso de

pressão. A pressão do gás tende a reduzir a pré-carga do parafuso, o que reduz a compressão da junta e tende a separar as duas faces do flange. Devido à abertura do flange, foi observado que ocorre a flexão do parafuso. Portanto parafusos e porcas devem ser projetados para resistirem à pré-carga, à carga da pressão interna e ao momento de flexão. Por esses motivos o comportamento do parafuso é não-linear e não deve ser analisado por fórmulas matemáticas simples. A abordagem com elementos finitos 3-D é a técnica que mais mostra resultados satisfatórios.

Xue (1992) apresenta em sua dissertação de mestrado uma análise estrutural de conexões flangeadas parafusadas retangulares para vasos de pressão, uma modelagem e uma análise usando o MEF. Os resultados são comparados com valores experimentais de medições com extensômetro em testes de pressão em vasos, e com dados de dois métodos aproximados utilizados pelos projetistas de vasos de pressão. Foram analisados dois tipos de conexões flangeadas e três tipos de juntas de vedação. A análise foi feita com o programa ANSYS®. Os resultados das análises mostraram que a estrutura de flange retangular com o tipo de junta “strip gasket” é muito sensível ao valor da pré-carga nos parafusos. O autor relata que foi obtida uma boa correlação de resultados entre os três métodos utilizados.

Gatto et al. (2011) realizaram estudos sobre a influência do torque do parafuso no rendimento eletromecânico de célula combustível “PEFC – Polymer Electrolyte Fuel Cell” com diferentes materiais de junta de vedação. Investigaram os materiais NBR “Acrylonitrile-butadiene Rubber”, PTFE expandido e PTFE “Polytetrafluorethylene” com diferentes espessuras de junta e torques aplicados nos parafusos para fixar a célula. Por causa da composição dos materiais a junta está sujeita a diferentes deformações, dependendo das propriedades mecânicas, uma compressão diferente é obtida no GDL “Gas Diffusion Layer” como uma função da força de aperto. Esses efeitos influenciam o desempenho da célula, acima de toda a região difusiva das curvas de polarização, onde os problemas relacionados ao transporte de massa são mais importantes. Esses problemas são minimizados quando a célula é alimentada com gás pressurizado na pressão absoluta de 3 Bar. Para uma maior pressão, a concentração de gás é maior e a difusão é favorecida apesar da baixa porosidade da GDL devido à compressão.

Quando a pressão absoluta de gás é de 1 Bar, o desempenho da célula é mais evidentemente afetado pela compressão GDL e pelo aumento da resistência de contato.

Em todo o caso, uma força de fixação ótima foi considerada como uma função das propriedades mecânicas dos materiais que compõem a junta. O NBR e o PTFE expandido

alcançaram o melhor desempenho com um torque de 11 Nm enquanto que o PTFE alcançou o mesmo desempenho com um torque de 9 Nm.

Para medir a pressão de contato Gatto et al. (2011) utilizaram um sistema chamado TEKSCAN, que é composto de um suporte polimérico que aloca um grande número de sensores de pressão piezoresistivos que permite fazer um mapa numérico de pressão e uma representação colorida através de uma interface digital.

Gray et al. (2009) descrevem o comportamento de uma junta-parafusada-simples sob carga de tensão forçando a separação da junta usando métodos analíticos convencionais, uma abordagem por elementos finitos e técnicas experimentais. A variação da força no parafuso com a carga externa prevista por análise por elementos finitos coincide bem com os resultados experimentais. Os autores relatam também que certos detalhes como filetes de roscas não precisam ser modelados para assegurar um resultado útil. O comportamento durante a fase de pré-carga de uso coincide bem com os estudos de longa data. Entretanto, a análise de pré-carga não coincide bem quando carga externa é aplicada, como é normalmente assumido e é mostrado que os atuais métodos analíticos convencionais superestimam a proporção da força externa aplicada pelo parafuso. Os autores afirmam que a razão básica para isso está relacionada à variação não linear nas condições de contato, entre os componentes do conjunto apertados, durante o estágio de carregamento externo.

Prasad e Mathan (2011), descreveram o comportamento de uma junta de flange sob carga de flexão através de análise tridimensional por elementos finitos e experimentos. A rigidez no plano e de flexão das juntas “spiral wound” são consideradas usando um modelo de material de plasticidade anisotrópica de Hill. Este é um modelo de material ortotrópico combinado com encruamento. A variação da força axial dos parafusos nas juntas sob carga de flexão, prevista pela análise por elementos finitos, compara-se bem com os resultados experimentais. A distribuição da tensão de contato obtida tem variação significativa quando comparada aos padrões dos modelos de materiais anteriores e são consistentes com os resultados de BOUZID com relação à rotação de flange.

Kurz e Rooz (2012), realizaram um trabalho para capacitar os profissionais da indústria química a projetar e operar tubulações e flanges de material plástico reforçado com fibra de vidro em temperaturas de até 80 °C, usando junta de vedação de politetrafluoretileno (PTFE) que devem substituir as juntas de borrachas.

Foram investigadas várias juntas a base de borracha (EPDM) e PTFE com vistas das condições de fronteiras em conexões de flanges parafusadas de plástico reforçado com fibra de vidro em conformidade com a DIN EN 13555.

O comportamento mecânico de conexões de flanges parafusadas DN50 com flanges de plástico reforçado com fibra de vidro foi investigado e foi levado em consideração um novo procedimento de cálculo, que leva em conta as propriedades específicas do material plástico reforçado com fibra de vidro e, portanto permite forças nos parafusos superiores, o que conduz a um aumento no aperto e na confiabilidade operacional das plantas.

Os autores fizeram investigação experimental, simulação com o método dos elementos finitos e também um modelo analítico para calcular a carga e a deformação de conexões de flange parafusadas feitas de plástico reforçado com fibra de vidro.

Prasad e Mathan (2012), realizaram um estudo, usando elementos finitos, da resposta dinâmica de um sistema de tubulação incluindo flanges com juntas de vedação em várias temperaturas. É realizada uma análise termomecânica através de simulação por elementos finitos (EF), seguida pela análise modal e pela análise harmônica. Os autores discutem parâmetros importantes que afetam a vibração. A temperatura do fluido interno induz tensões térmicas que influenciam significativamente na frequência natural. Os autores fazem uma comparação entre a junta de vedação de metal e a junta de vedação do tipo “spiral wound”. Os resultados mostram que as frequências naturais correspondendo a modos particulares são influenciadas pelo tipo de junta usada.

Haruyama et al. (2013) estudaram a influência da rugosidade superficial das faces que apoiam na junta no desempenho da vedação. Eles relatam que estudos anteriores estabelecem como parâmetros importantes para a otimização do desempenho de juntas de metal: a largura de contato, a pressão de contato e o processo de simulação. Projetos ótimos são, portanto, realizados baseados nas tensões de contato elástica e plástica. Entretanto a influência da rugosidade da superfície do flange não foi investigada completamente até o momento. Nesse estudo os autores desenvolveram um modelo de junta de vedação que inclui o efeito da rugosidade da superfície do flange. Um método de elementos finitos foi empregado para desenvolver a solução da simulação. Foi obtido através de simulação: a largura de contato, a tensão de contato e a força por unidade de comprimento para a junta em contato com o flange tendo diferentes níveis de rugosidade de superfície. Entre as conclusões dos autores estão as seguintes: i - que o desempenho contra vazamento melhora com o aumento da largura e tensão de contato; e ii - e também que a força por unidade de comprimento aumenta significativamente com uma diminuição da rugosidade superficial na faixa estudada.

Charoensuk et al. (2012) fizeram a avaliação da propriedade hermética e compatibilidade mecânica de vários projetos de alojamentos de junta de vedação para célula combustível. A junta é deformada sob tensão aplicada por carregamento externo de 0,13 a

0,17 Mpa. A temperatura de operação é de 30 a 800°C. A junta tem largura de 1,95 mm e profundidade de 2,1 mm, que é acomodada em canais quadrado, retangular e ranhura em U de dimensões 2,0 x 2,0 mm. Os autores concluíram que a configuração na forma de U da o melhor desempenho com taxa de vazamento não mensurável sob carga aplicada representada em termos de tensão global de 0,67 Mpa. Foi feita análise de tensão usando o método de elementos finitos com a ferramenta ABAQUS®, e se conclui que o projeto da ranhura em U tem o melhor desempenho de vedação.

Abid et al. (2012) apresentam resultados detalhados de análise modal por elementos finitos 3D e análise modal matemática para determinar as frequências naturais e modos de vibrar de junções flangeadas, para junta de vedação, com e sem rebaixo na face; fazendo a comparação com junção flangeada sem junta de vedação. As propriedades dos materiais utilizadas pelos autores são lineares e isotrópicas uma vez que a análise modal não leva em consideração não-linearidades. Os autores realizaram análises paramétricas tridimensionais com elementos finitos de dois tipos diferentes de junções: com e sem junta de vedação. Os componentes da montagem analisada foram modelados com elementos sólidos estruturais do ANSYS® (SOLID45), e a junta de vedação com o elemento “gasket”. Foram usados elementos de contato “surface-to-surface” para ambas as faces dos flanges. Os elementos de contato tridimensional “surface-to-surface” CONTA173 em combinação com os elementos de “target” TARGE170 são usados entre o flange e a placa de simetria (para junção sem a junta de vedação) e a superfície da junta de vedação (para o caso da junção com junta de vedação), o topo do flange, e a face de baixo da cabeça do parafuso para simular a distribuição do contato. Da análise modal comparativa por elementos finitos os autores concluem que a junção flangeada sem junta de vedação é a melhor escolha para assegurar condições livres de vazamento.

Fang et al. (2012) utilizaram o método dos elementos finitos para analisar tensão e deformação na montagem da “double-toroidal anvil” e junta de vedação, que é usada com uma prensa Paris-Edinburg para dispersão de nêutrons, para investigar a falha desta montagem, observada repetidamente, nos experimentos realizados com uma carga de aproximadamente 240 toneladas. A análise é baseada em uma nova abordagem para modelar um “opposed anvil device” trabalhando em condições extremas de tensão. O método se baseia no uso de dados experimentais para validar a simulação na ausência de dados de propriedades do material para condições de altas pressões. Usando este método os autores analisaram a distribuição de tensão na superfície e no volume “bulk” do “double-toroidal anvil” e concluíram que a falha ocorre na superfície do “anvil” e que é causada pela tensão de tração.

Diversas propriedades dos materiais anteriormente indisponíveis foram confirmadas pela modelagem por FEA e validados usando os dados experimentais. O modelo também foi usado para mostrar possíveis caminhos de otimização de projeto do “anvil” de forma a aumentar a sua faixa de pressão operacional.

Eagleson (2013) relata em sua dissertação a análise por elementos finitos de juntas de vedação de aço com múltiplas camadas, que ainda existe em quase todos os motores de combustão interna, e são componentes cruciais para o rendimento adequado dos mesmos. O autor afirma que existe nas indústrias atualmente muitas abordagens diferentes para estudar as juntas de vedação usando elementos finitos. Esse estudo procura dar uma visão no que o MEF esta sendo usado pelos analistas e se os resultados deles se correlacionam com os resultados dos testes físicos. As categorias dos elementos finitos estudados para utilização na montagem com junta de vedação foram dependentes dos tipos de resultados necessários incluindo elementos de casca convencional, casca contínua, tipo junta de vedação e elementos sólidos tridimensionais. Através do uso do programa ABAQUS® e comparações com filme FUJI se descobriu que cada tipo de elemento tem pontos fortes e limitações com relação às correlações do mundo real, no que diz respeito a custos computacionais e facilidade de procedimento.

Cho et al. (2010) realizaram a avaliação da junta do cabeçote-bloco do motor de um motor de combustão interna usando elementos finitos. Um conjunto cabeçote-bloco do motor é uma junção parafusada com junta de vedação. A avaliação de desempenho de vedação e durabilidade de fadiga da junção durante o desenvolvimento recai inteiramente no teste de dinamômetro do motor de combustão interna porque o equipamento de teste não pode reproduzir a condição de funcionamento do motor e as análises por elementos finitos empregam modelos de junta de vedação e parafuso que são simples demais para fornecer os dados de tensão para a avaliação de fadiga. Esse artigo introduz uma avaliação baseada em elementos finitos da junta de vedação e do parafuso e um modelo que melhora a exatidão da análise sem aumentar o tempo computacional. São apresentados dados experimentais da deformação dos componentes da junção sob carga termomecânica para demonstrar a exatidão do modelo.

Abid e Hussain (2010) estudaram o comportamento de relaxação de juntas de vedação durante a montagem usando elementos finitos. As junções de tubos com flanges com juntas de vedação parafusadas estão sempre propensas a vazamentos durante as condições de operações. Assim, o desempenho de uma junção com flange contendo junta de vedação é muito dependente da montagem apropriada da junção, de uma junta de vedação adequada,

com a tensão de assentamento apropriada e a adequada pré-carga nos parafusos da junção. As duas principais preocupações de uma junção de flange com junta de vedação são: a força da junção e a capacidade de vedação. Para investigar estas, uma detalhada análise tridimensional não linear por elementos finitos de uma junta de vedação é realizada usando a junta de vedação como uma placa sólida. Os autores concluem que os principais fatores que afetam o rendimento da junta são: dispersão da carga do parafuso, flexão do parafuso e relaxação do parafuso. Além disso, a importância da sequência apropriada de aperto do parafuso e a influência do número de passes na modelagem plástica e elastoplástica do material no desempenho da junção também foram apresentados. Um modo dinâmico na junção com junta de vedação é indicado como a causa principal de sua falha.

Abid e Ullah (2007) afirmam que o desempenho de uma junção com flange é caracterizado principalmente por sua força e capacidade de vedação. Diversos estudos analíticos e experimentais foram conduzidos para estudar essas características apenas com carregamento de pressão interna. O efeito do carregamento térmico em regime permanente é um problema bem reconhecido e torna o problema mais complexo quando se combina a aplicação de pressão interna e temperatura. Para investigar as características fundamentais da junção, força da junção e capacidade de vedação, sob condições combinadas de pressão interna e carga térmica variável, uma análise tridimensional não linear por elementos finitos da junção de flange com junta de vedação é realizada usando o programa comercial ANSYS®. Os autores concluem que a redução da força na junção é devida à rotação do flange que cede sob o aperto do parafuso e à aplicação das condições de operações. Concluem também que a redução da vedação se deve a variação no assentamento da junta de vedação ou pressão de contato devido à variação da carga no parafuso.

Raub (2002) realizou a modelagem de juntas de vedação do cabeçote de motor diesel. Essa modelagem é complicada devido à resposta não linear dos materiais da junta do cabeçote. A linearização das respostas desse material pode levar a erros significantes nos resultados das soluções. A aproximação não linear unidimensional feita pela opção de material de junta de vedação com o elemento SOLID185 captura suficientemente a resposta de materiais de juntas não lineares, enquanto mantém tempos de solução práticos para modelos de grande tamanhos, associados com modelos de junção com juntas de vedação do cabeçote com múltiplos cilindros. Esse artigo dá uma visão geral da construção do modelo e do processo usado para criar um modelo de junção da junta de vedação do cabeçote, descreve a natureza não linear dos materiais usados nesse modelo e apresenta comparações de resultados do modelo com medições experimentais.

Francis (2014) apresentou, na conferência da ANSYS®, informações a respeito de montagens com juntas de vedação parafusadas. O autor cita Richard Klinger como a primeira pessoa a desenvolver uma junta de vedação com fibra comprimida. Também discorre sobre vedação estática de fluidos, onde faz uma explanação da composição do material da junta de vedação, explicando a necessidade de se incluir materiais flexíveis e mais duros nessa composição. Sobre o modelo de elementos finitos, que inclui uma montagem de vários componentes, o autor fala sobre a utilização de elementos específicos para a junta de vedação. Esses elementos INTER194 e INTER 195 são utilizados nas juntas, pois elas são geralmente materiais de multicamadas, com comportamento consideravelmente não linear. São fornecidas informações de comandos para a montagem do modelo no programa ANSYS®. Um teste de vazamento da junta é apresentado, que inclui célula de carga, espectrômetro de massa, cilindros de ar comprimido, gás hélio e nitrogênio. Também é mostrada a medição experimental da distribuição da pressão de contato ao longo da superfície da junta utilizando-se Filme FUJI.

Olivier (2012) descreve as melhores práticas para modelagem de junção parafusada utilizando o programa ANSYS® Workbench. São mostrados os passos, em detalhes, que devem ser seguidos para ser feita toda a análise. É explicado como se faz a criação da geometria, o estabelecimento das condições de contato e a elaboração da malha do modelo, enfim, toda a construção do modelo de elementos finitos para esse tipo de montagem com características não lineares. Esse artigo, que tem como objetivo orientar a simulação de partes ou montagens submetidas a condições reais de operação fornece as melhores práticas, que se não seguidas, podem levar a resultados imprecisos e ilusórios. Embora isso possa não ser um problema em uma junção de aço com aço, mas se a junção tiver um material de menor rigidez como liga de alumínio ou mesmo uma junta de vedação na junção, um modelo 3D com rotação deve ser utilizado, e os valores de coeficiente de atrito cuidadosamente considerados.

Também foram utilizados os seguintes livros para a compreensão dos fenômenos envolvidos nessa parte da pesquisa: Método dos elementos finitos: primeiros passos, do autor Assan (2003); Elementos finitos: A base da tecnologia CAE, de Alves Filho (2000); Materiais de Engenharia – microestrutura e propriedades, do autor Padilha (2000) e Teoria da Elasticidade, dos autores Timoshenko e Goodier (1980).

2.2 – Pesquisas na área da análise dinâmica

São apresentados a seguir estudos de compressores em que foram feitas modelagens dinâmicas, estudos de balanceamento dinâmico e análises de vibração.

Santos e Estupiñan (2007) elaborou um modelo dinâmico multicorpos dos principais componentes mecânicos de um compressor hermético recíproco. A dinâmica dos componentes mecânicos é descrita com a ajuda de sistemas dinâmicos multicorpos (componentes rígidos) e pelo método dos elementos finitos (componentes flexíveis). Alguns dos elementos mecânicos são suportados por mancais de filme de fluido, onde as forças de interação hidrodinâmicas são descritas pela equação de Reynolds modificada. O sistema de equações não lineares é resolvido numericamente, levando em conta as vibrações laterais e inclinação do centro do eixo. Particularmente, nesse estudo o foco principal é no comportamento da lubrificação dos mancais superior e inferior do eixo, considerando a condição de lubrificação hidrodinâmica. O comportamento das órbitas e da distribuição de pressão das superfícies dos mancais do eixo é apresentado, e alguns parâmetros são detalhados como: pressão máxima de filme de fluido, espessura mínima de filme de fluido e níveis máximo de vibração.

Santos e Estupiñan (2009) nesse trabalho, os passos envolvendo a modelagem de um compressor linear reciprocante são descritos em detalhes. A dinâmica dos componentes mecânicos é descrita com a ajuda da dinâmica multicorpos (componentes rígidos) e método dos elementos finitos (componentes flexíveis). Alguns dos elementos mecânicos são suportados por mancais de filme de fluido, onde as forças de interação hidrodinâmicas são descritas pela equação de Reynolds. O sistema de equações não lineares é resolvido numericamente para três diferentes condições restritivas do movimento do eixo onde o terceiro caso leva em conta as oscilações laterais e inclinação da extremidade do eixo. Os resultados numéricos do comportamento das superfícies de mancais para cada caso são apresentados mostrando em detalhes alguns parâmetros de projeto como pressão máxima de filme de óleo, espessura mínima de filme de óleo, níveis de vibração máximo e forças de reação dinâmica entre os componentes da máquina, tendo em vista a otimização e a aplicação da lubrificação ativa visando à redução da vibração.

Sève et al. (2002) apresentaram o procedimento do balanceamento de máquinas compostas por uma peça flexível rotativa (rotor) e uma peça não rotativa (estator) montados

em suspensão. A peça rotativa gira a uma velocidade variável de rotação e é montada em mancais com características dependentes da velocidade variável. Os autores assumem que o desbalanceamento de massas é relativamente bem definido, como no caso do eixo de manivela, e propõem o procedimento que é baseado em uma abordagem numérica usando teoria da dinâmica de rotores acoplada com os métodos dos elementos finitos e dos coeficientes de influência. Um modelo acadêmico rotor/estator ilustra o procedimento. Além disso, a aplicação industrial diz respeito a um compressor rotativo de refrigeração cujas investigações experimentais permitem validar o modelo. Assumindo que os planos de balanceamento estão localizados no rotor, é mostrado que a redução do nível de vibração de ambos rotor e estator requer um procedimento de balanceamento usando planos objetivos no rotor e no estator. No caso do compressor rotativo, isso evita fricções do rotor no estator e minimiza a transmissão de vibração através de tubos e amortecedores.

Kurka et al. (2012) em sua pesquisa analisaram as cargas nos mancais visco-elásticos num modelo dinâmico de um compressor recíproco de refrigeração. O modelo incorpora interações giroscópicas devido aos movimentos radiais dos mancais. O método de Newton-Euler é usado na análise, estabelecendo as equações diferenciais necessárias que descrevem o movimento do sistema, conduzindo também ao cálculo dos deslocamentos orbitais dos mancais. Eles concluíram que o modelo é capaz de representar a inclinação do rotor durante a operação do compressor. Esse comportamento pode ser verificado pelas órbitas dos mancais principal e secundário, que estão em direções opostas. Além disso, os autores concluíram que o modelo também pode ser empregado com sucesso na análise de outros compressores e motores recíprocos em que inércia, velocidade ou tolerâncias de folgas radiais podem conduzir a movimentos orbitais que influenciam de uma forma mais crítica a carga suportada pelos mancais.

Mahfoud et al. (2011) em sua pesquisa descrevem que o compressor é composto de três subconjuntos mecânicos principais: a carcaça hermética, o corpo e a montagem rotor-eixo de manivela. A massa de contrapeso localizada na montagem rotor-eixo de manivela é projetada para balancear as massas excêntricas do mecanismo biela manivela, que predomina em comparação as massas residuais distribuídas devido à manufatura. Entretanto, níveis de vibração excessivos podem ser observados. O objetivo dos autores nesse estudo é realizar um modelo confiável de elementos finitos para o balanceamento do compressor levando em conta o comportamento desses três subconjuntos citados. O conjunto rotor-eixo de manivela é considerado como um corpo flexível, enquanto que o corpo e a carcaça foram assumidos como corpos rígidos. O modelo rotor-eixo de manivela é atualizado usando análise modal em

repouso. As características do filme de fluido dos mancais são dependentes da rotação. As forças da pressão e o mecanismo biela-manivela são expandidos usando transformação de Fourier. O método do coeficiente de influência é usado para investigar soluções de balanceamento para reduzir os níveis de vibração do plano alvo localizado nos três subconjuntos principais. Os autores descrevem que os experimentos realizados mostram que esse procedimento de balanceamento multi-estágios é bem mais eficiente que a abordagem clássica baseada somente no balanceamento dinâmico da montagem rotor-eixo de manivela.

Arcot (1993) realizou uma pesquisa cujo objetivo foi a simulação por computador das vibrações do sistema de suspensão de um compressor recíproco de dois cilindros. Um modelo teórico foi desenvolvido para descrever os vários passos empreendidos para calcular a resposta desse sistema rígido de seis graus de liberdade. A resposta, que é na forma de vetor deslocamento, serve como entrada para um programa de animação do movimento da órbita do compressor com respeito ao sistema de suspensão de quatro molas.

O modelo teórico é desenvolvido calculando (1) a matriz do sistema de massa e inércia, (2) a matriz giroscópica, (3) a matriz de rigidez total da montagem e (4) a matriz de forças e momentos externos de excitação. Também são discutidos os métodos: experimental e elementos finitos, usados para avaliar os parâmetros necessários para calcular essas matrizes. Uma análise de autovalores e autovetores é executada para calcular as frequências de autovalores e autovetores do sistema. A análise de força é executada para calcular a função forçante no domínio do tempo para as 40 primeiras harmônicas. O método FFT é usado para transformar a função forçante do domínio do tempo para o domínio da frequência. A resposta foi então calculada em coordenadas originais, depois de ser feita a transformação modal. Finalmente, a resposta, que é um vetor deslocamento, é utilizada em um programa de animação para animar o movimento da órbita do compressor.

Ong (2000) em sua pesquisa estudou um compressor de gás refrigerante recíproco de um- e dois-cilindros conversíveis, para aplicações de refrigeração ou ar condicionado. O interesse principal é a redução da vibração (ruído) causada durante a operação do compressor. A vibração é a principal preocupação quando o compressor é mudado da posição de operação de um cilindro para a operação no modo de dois cilindros e o reverso dessa mudança.

Os objetivos dessa pesquisa são (1) investigar a força de agitação devido à massa recíprocante em altas frequências, que são até 4600 Hz (80ω) nessa pesquisa; (2) determinar a força dominante da vibração do compressor entre três possíveis fontes que são: força de agitação devido à massa recíprocante, força de impacto devido à folga na junção entre a biela e o pistão, e a força no eixo z do torque do motor devido às barras condutoras do rotor serem

inclinadas em um determinado ângulo; (3) minimizar a diferença na mudança das energias cinéticas quando é feita a comutação do modo de operação do compressor entre um- e dois-cilindros.

As propriedades de vibração na operação em um- e dois-cilindros foram estudadas e os resultados foram analisados em termos de energias cinéticas geradas em diferentes ajustes de operação do compressor. A simulação dinâmica da força de impacto foi calculada usando o programa Simulink®. A força no eixo z devido ao torque do motor foi calculada. Os resultados indicaram que a força de agitação devido à massa reciprocante é a força dominante somente nas primeiras duas harmônicas (ω , 2ω). Uma rotina de otimização baseada no método de busca padrão Hooke e Jeeves é desenvolvida, e um ajuste otimizado de ângulo, força e torque para o balanceamento do eixo para atingir o objetivo (3) é determinado.

Yanagisawa et al. (1984) em sua pesquisa, estudaram um compressor do tipo rotativo para aplicação de ar condicionado. A vibração do compressor é analisada teoricamente e experimentalmente. As características de vibração são investigadas nas operações em regime permanente, na partida e na parada do compressor. Um método simples para prever a vibração em cada condição de operação é apresentado. Os autores concluem que em regime permanente as partes rotantes giram em uma rotação média com flutuações como uma curva seno e as partes estacionárias vibram em torno da linha de centro do eixo do eixo de manivela como uma curva cosseno.

Wu et al., (2014) fizeram um estudo dos comportamentos dinâmicos do eixo de manivela de compressores rotativos de um e dois cilindros. Esses compressores rotativos são amplamente utilizados em aparelhos de ar condicionado. Um compressor rotativo tem um sistema de rotor-mancais especial, uma vez que o eixo de manivela em balanço elástico está sujeito a forças dinâmicas transversas em diferentes planos. A grande deformação do eixo de manivela pode afetar a espessura do filme de óleo, causar desgaste nos mancais ou até mesmo induzir que o rotor toque no estator, roçando no mesmo. Isso ocorre porque a deformação do eixo ultrapassa a folga entre o rotor e o estator chamada de entreferro ou “air gap”. Este fenômeno é considerado como um problema de interação fluido-estrutura não linear. Os autores descreveram que para assegurar o bom funcionamento do compressor, o comportamento dinâmico dos eixos de manivela de ambos compressores de um e dois cilindros são analisados em várias velocidades. Além disso, os autores investigaram a influência da configuração dos contrapesos na confiabilidade do sistema do rotor. Os resultados dos cálculos sugerem que as seções vulneráveis do eixo de manivela variam com a velocidade de rotação. Os autores também concluíram que oitenta por cento do

balanceamento dinâmico está na condição ótima de projeto para reduzir as forças transversas no eixo de manivela e o desgaste nas guias dos mancais.

Wang et al. (2015) descreveram um método de otimização de projeto reverso para o procedimento de desenvolvimento de um elemento de transmissão de vibração. Nessa pesquisa os autores propuseram uma metodologia para otimizar a redução da transmissão de vibração da serpentina de descarga de um compressor linear de refrigeração. Estruturas mecânicas são geralmente compostas de componentes vibracionais focais, componentes no caminho de transmissão da vibração e locais de avaliação da vibração. A avaliação de vibração é conduzida nos locais de avaliação de vibração usando resultados obtidos do domínio da frequência. Entretanto, os engenheiros repetem a manufatura dos elementos de transmissão de vibração utilizando sua experiência e intuição até que os níveis de vibração desejados tenham sido obtidos. Através desse processo geral, os engenheiros perseguem a configuração ótima do elemento de transmissão que pode satisfazer o nível de vibração desejada. Nessa pesquisa, os autores tentaram determinar a configuração do elemento de transmissão (serpentina) que minimiza a vibração na posição de avaliação (carcaça do compressor) revertendo a abordagem padrão no processo descrito. Além disso, essa abordagem reversa é executada com uma otimização de tamanho nos métodos de otimização de projeto.

Ramani (1993) em sua pesquisa desenvolveu um modelo de elementos finitos de um compressor hermético recíproco para aplicações de previsão de ruído. São discutidas dificuldades inerentes para se desenvolver o modelo de elementos finitos de uma estrutura complicada e estratégias de modelagem apropriadas são envolvidas. O desenvolvimento do modelo de elementos finitos do compressor completo é realizado em dois estágios: i – modelagem da carcaça do compressor e, ii – modelagem da montagem dos componentes dentro da montagem do compressor.

A carcaça do compressor é isolada para a modelagem detalhada. A complexidade da geometria, massas secundárias, molas de montagem, junta soldada sobreposta e variações de manufatura colocam desafios em desenvolver um modelo confiável. São feitas comparações frequentes com escaneamentos experimentais para obter compreensão do comportamento real da estrutura modelada. Quando possível, pontos fracos são localizados no modelo de elementos finitos e corrigidos. Foram encontradas 23 frequências naturais, excluindo os modos de corpo rígido, para a carcaça do compressor na faixa de frequência baixa (abaixo de 2000 Hz) da análise. Cálculos da resposta forçada são também usadas para correlacionar

modelo analítico e dados de testes com um máximo de discordância de cinco por cento para as 14 frequências naturais que puderam ser correlacionadas.

A modelagem da montagem do compressor envolve a modelagem sólida detalhada (CAD) dos componentes internos para obtenção das propriedades de inércia, desenvolvimento de modelos de graus de liberdade reduzidos das molas de montagem e modelagem da serpentina de descarga. O comportamento dinâmico do corpo é investigado separado do modelo do compressor montado. Finalmente, os componentes são montados, e a montagem do compressor é resolvida para suas frequências naturais pelo método de síntese do modo componente. São encontradas para o modelo da montagem do compressor, oitenta e sete frequências naturais abaixo de 2000 Hz, excluindo os modos de corpo rígido. Esse modelo pode ser usado para prever respostas de velocidade na superfície da carcaça, com as forças geradas internamente como excitações. Os dados de resposta de velocidade são usados diretamente na previsão do ruído.

Os seguintes livros foram utilizados auxiliando a compreensão dos assuntos relacionados a essa parte da pesquisa: “Engineering vibration”, do autor Inman (2008); “Fundamentals of mechanical vibrations”, de Kelly (1993); Teoria da vibração com aplicações, do autor Thomson (1978); Mecânica para engenharia, de Hibbeler (2005) e Resistência dos materiais, do autor Hibbeler (2010).

Capítulo 3 - Contextualização teórica

3.1 – Análise da junta de vedação por Elementos Finitos

Essa pesquisa desenvolve estudos de um conjunto de peças fixadas através de parafusos solicitados por carga axial. As seguintes peças formam esse conjunto: cabeçote, junta do cabeçote, placa de válvulas, junta da placa de válvulas, corpo e parafusos.

Segundo Hibbeler (2010), o conceito de tensão pode ser entendido como um meio de medir a distribuição da força no interior de um corpo e o conceito de deformação como um meio para medir a deformação geométrica de um corpo. A relação entre tensão e deformação depende do tipo de material do corpo. Se esse material se comportar de maneira linear elástica, a lei de Hooke pode ser aplicada e ocorrerá uma relação proporcional entre a tensão e deformação. De acordo com o princípio de Saint-Venant os efeitos localizados causados por qualquer carga que age em um corpo vão ser dissipados ou atenuados em regiões suficientemente afastadas do ponto de aplicação da carga. Ou seja, a tensão e a deformação localizadas que ocorrem no interior das regiões de aplicação de carga ou nos apoios tendem a “nivelar-se” a uma distância suficientemente afastada dessas regiões.

A deformação elástica de um elemento submetido à carga axial pode ser equacionada através da lei de Hooke e das definições de tensão e deformação. Considere uma barra cuja área da seção transversal varia gradativamente ao longo de seu comprimento e está sujeita à cargas concentradas em suas extremidades e uma carga externa variável distribuída ao longo do seu comprimento. Deseja-se determinar o deslocamento relativo delta (δ) de uma extremidade da barra em relação à outra extremidade, causada por esse carregamento. São desprezadas as deformações localizadas dos carregamentos concentrados e locais de mudança repentina de seção transversal.

Com o método das seções um elemento diferencial da barra de comprimento dx e área da seção transversal $A(x)$ em uma posição arbitrária, x , é isolado. No diagrama de corpo livre desse elemento a força axial interna resultante é $P(x)$, pois o carregamento externo fará com que a força axial interna varie ao longo do comprimento da barra. A carga $P(x)$ irá deformar o elemento e o deslocamento de uma das extremidades do elemento em relação à outra será d . A tensão e a deformação no elemento vão ser:

$$\sigma = \frac{P(x)}{A(x)} \quad \epsilon = \frac{d\delta}{dx} \quad (3.1)$$

Essas quantidades estando dentro do limite de proporcionalidade permite que a lei de Hooke possa ser usada, então:

$$\sigma = E \epsilon \quad (3.2)$$

Para o comprimento total da barra L , teremos:

$$\delta = \int_0^L \frac{P(x)dx}{A(x)E} \quad (3.3)$$

onde

δ = deslocamento da barra

L = distância original

$P(x)$ = força axial interna na seção, localizada a distância x de uma extremidade

$A(x)$ = área da seção transversal da barra, expressa em função de x

E = módulo de elasticidade do material

Ocorre em muitos casos que a barra terá uma área de seção transversal constante, A ; e o material será homogêneo fazendo com que o módulo de elasticidade E seja constante. Além disso, se uma força externa constante for aplicada em cada extremidade, então a força interna P também será constante em todo comprimento da barra. Isso resulta em:

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (3.4)$$

O conjunto cabeçote e juntas em estudo é composto de diversas peças feitas de diferentes materiais, mas um dos objetivos dessa pesquisa é o material da junta da placa de válvulas.

A descrição das propriedades do material foi baseada no volume 1 do livro de Chen e Saleeb (1994). De uma maneira geral, a solução de um problema de mecânica dos sólidos a cada instante deve satisfazer: 1- equações de equilíbrio ou de movimento; 2 – condições de geometria ou de compatibilidade de deformações e deslocamentos; 3 – leis constitutivas do material ou relações tensão-deformação.

Das considerações de equilíbrio (ou de movimento), pode-se relacionar a tensão dentro de um corpo às forças de campo e forças externas agindo na superfície de um corpo. Há três equações de equilíbrio relacionando seis componentes do tensor de tensão para um elemento infinitesimal do corpo. Em problemas lineares essas equações não contêm deformações ou deslocamentos, mas em problemas não lineares elas frequentemente contêm. Em problemas de dinâmica, as equações de equilíbrio são substituídas pelas equações de movimento, que

contêm a derivada de segunda ordem no tempo do deslocamento. Esse é o primeiro conjunto de equações.

Das considerações de geometria ou cinemática, pode-se relacionar as deformações dentro de um corpo com os deslocamentos de um corpo. Há seis equações de cinemática expressando os seis componentes do tensor deformação em termos das três componentes de deslocamento, que são conhecidas como relações deformação-deslocamento. Este é o segundo conjunto de equações.

De forma clara, ambas as equações de equilíbrio e equações de cinemática são independentes do material particular do qual o corpo é feito. A influência do material é expressa por um terceiro conjunto de equações, as equações constitutivas. Elas descrevem as relações entre tensões e deformações. No caso mais simples de todos, há seis equações expressando os componentes de deformação em termos dos componentes de tensão, ou vice versa. Se elas forem lineares, elas são conhecidas como lei de Hooke.

As seis componentes de tensão, seis componentes de deformação e três componentes de deslocamento estão relacionadas por três equações de equilíbrio, seis equações de cinemática e seis equações constitutivas. Essas quinze quantidades desconhecidas de tensões, deformações e deslocamentos dentro do corpo são determinadas através de um sistema de quinze equações expressando leis da natureza.

Para alguns materiais, o seu comportamento pode ser idealizado como independente do tempo, onde os efeitos do tempo podem ser negligenciados. Esse comportamento independente do tempo de materiais pode ser ainda mais idealizado como comportamento elástico ou comportamento plástico. Existe para materiais elásticos uma coordenação de um para um entre tensão e deformação. Assim um corpo que consiste desse material retorna a sua forma original sempre que todas as tensões são reduzidas a zero. No material plástico não ocorre essa reversibilidade.

Em um sentido mais restrito, um material elástico deve também satisfazer a equação da energia de termodinâmica. Um material que satisfaça esse requisito adicional é conhecido como hiperelástico. Por outro lado, o requisito mínimo para um material ser qualificado como elástico, em qualquer sentido, é que exista uma coordenação de um para um, entre o incremento de tensão e o incremento de deformação. Assim um corpo que consiste desse material retorna ao seu estado original de deformação sempre que todos os incrementos de tensão são reduzidos à zero. Essa reversibilidade no senso infinitesimal justifica o uso do termo hipoeelástico para materiais satisfazendo somente esse requisito mínimo.

As equações constitutivas de materiais plásticos representam a necessária extensão das relações tensão-deformação elásticas dentro da faixa plástica em que deformação plástica permanente é possível além da deformação elástica. Essa deformação plástica permanece quando as tensões são removidas. Assim a deformação em um material plástico deve ser considerada como a soma das deformações elásticas reversíveis e a deformação plástica permanente irreversível.

O comportamento do material da junta da placa de válvulas é mostrado na Tabela 2, e na Figura 15. Detalhamentos dos materiais podem ser obtidos no livro do Malvern (1969). O sólido elástico ideal é o material mais comumente assumido para análise de tensão em estruturas e peças de máquinas. Assume-se obedecer a lei de Hooke, que em uma situação de tensão uniaxial expressa uma relação linear entre a tensão axial e deformação axial.

O fluido Newtoniano ideal é assumido para muitas aplicações em análise de fluidos viscosos. Um fluido difere de um sólido no aspecto que ele não pode suportar tensão cisalhante; em um fluido, a deformação cisalhante irá continuar enquanto a tensão cisalhante estiver sendo aplicada. A equação constitutiva para um fluido relaciona a taxa de deformação à tensão aplicada.

Essas duas equações lineares clássicas, elasticidade clássica e viscosidade clássica, são exemplos especialmente simples de dois tipos fundamentais de equações constitutivas ideais. Em um corpo elástico ideal é assumido meramente que a tensão depende da deformação.

Diferentemente do material elástico, o fluido Stokesiano não tem memória do seu estado inicial; a tensão em um ponto depende exclusivamente da taxa instantânea de deformação naquele ponto.

Não há razão para supor que todos os materiais possam ser separados em duas categorias: materiais em que a tensão depende da deformação e materiais em que a tensão depende da taxa de deformação. O sólido elástico e o fluido viscoso são meramente os dois casos extremos de uma larga faixa de materiais, incluindo sólidos viscoelásticos, sólidos elásticos que tem alguma taxa de dependência mas ainda tem um estado natural bem definido o qual eles eventualmente retornam quando as cargas são removidas, e materiais viscoplásticos, mais parecidos com um fluido viscoso mas ainda exibindo alguns aspectos de um sólido.

Um material é chamado idealmente elástico quando um corpo formado desse material recupera a sua forma original completamente depois de removidas as forças que causaram a

deformação, e existe um relacionamento um para um entre o estado de tensão e o estado de deformação, para uma dada temperatura.

Quando o material é elasticamente isotrópico, isto é, quando não há direção preferencial no material, as constantes elásticas devem ser as mesmas para qualquer sistema de coordenadas retangulares cartesianas em que se avalia módulo de elasticidade.

A plasticidade de um metal é ilustrada na curva hipotética de tensão-deformação da Figura 7. Três características são aparentes: 1 – uma ingreme subida linear inicial na faixa elástica; 2 – “Yield” escoamento e 3 – faixa plástica de encruamento em que a tensão aumenta muito mais lentamente com a deformação que na faixa elástica.

Figura 7 - Curva hipotética de tensão-deformação

Fonte: Malvern (1969).

Algumas distribuições de tensão e deformações plásticas são analisadas por uma generalização apropriada bidimensional ou tridimensional de uma dessas curvas uniaxiais idealizadas da Figura 8. Note que as primeiras duas curvas negligenciaram completamente o encruamento; o nome perfeitamente plástico é usado para tais materiais idealizados sem encruamento. As duas últimas curvas aproximaram a parte do encruamento da curva com uma linha reta com uma inclinação menor que a inclinação da faixa elástica. Essa linha representa o encruamento linear.

Figura 8 – Curvas idealizadas de tensão-deformação

Fonte: Malvern (1969).

São descritas a seguir algumas considerações a respeito do material da junta de vedação e também sobre o modelo de elementos finitos que é utilizado para esse tipo de material.

A necessidade de vedação entre partes ou peças de um conjunto sempre foi um desafio para o homem. De acordo com Francis (2014) Richard Klinger desenvolveu a primeira junta de vedação com fibra comprimida em 1894.

A vedação estática de fluidos pode ser feita das seguintes maneiras: i – folha de material de vedação com base em elastômero, mica, grafite, preenchido com PTFE e expandido com PTFE; ii – selante com PTFE expandido; iii – “Beater Addition” bobina de material de junta.

Na composição do material de junta comprimida comum estão os seguintes componentes e suas proporções: elastômero 20%, fibra 5%, carga de reforço 70% e produtos químicos de vulcanização 5%.

Na seleção do material da junta se escolhermos materiais mais flexíveis, vamos ter as seguintes propriedades: i – menos confiável; ii – menor resistência à compressão, iii – utilizável em aplicações de temperatura mais baixa; iv - menos tensão necessária para a vedação; v – maior capacidade de absorver imperfeições na superfície do flange onde assenta a junta de vedação. Ao passo que se escolhermos materiais mais duros, teremos as seguintes propriedades: i – mais confiáveis; ii - maior resistência à compressão; iii – utilizável em aplicações de temperatura mais alta; iv - mais tensão necessária para a vedação; v – menor capacidade de absorver imperfeições na superfície do flange onde assenta a junta de vedação.

O que é feito na verdade na formulação do material da junta, é acrescentar tanto materiais flexíveis quanto materiais mais duros obtendo assim o máximo de desempenho do material da junta. Na escolha do material da junta deve se considerar também a compatibilidade química e a temperatura.

No programa de simulação com elementos finitos são utilizados elementos específicos para a modelagem de materiais de junta de vedação. O material de junta de vedação é frequentemente composto de múltiplas camadas de materiais, isso resulta que a resposta global é consideravelmente não linear. O comportamento completo da junta de vedação é caracterizado por uma relação pressão versus deformação mecânica “Mechanical Closure”. Os caminhos dos descarregamentos podem ser diferentes, dependendo do ponto em que o descarregamento ocorre. Podem existir deformações permanentes no material como mostrado na Figura - 9

Figura 9 – Curva pressão versus deformação mecânica “Closure”

Fonte: Francis (2014).

Os corpos das juntas de vedação são modelados através de malhas com elementos de interface especiais, que são o INTER194 e INTER195. Esses elementos têm as seguintes características únicas: i – há somente um elemento através da espessura da junta. Isso permite a medição da “closure”, que é a deformação relativa entre as faces superior e inferior do elemento de interface; ii – O plano médio do elemento de junta serve como localização onde a integração numérica é realizada, o que é diferente do que ocorre nos elementos contínuos regulares.

Figura 10 – Localização dos pontos de integração no plano médio mostrados com “x”

Fonte: Francis (2014).

Durante a construção do modelo, um passo que deve ser feito, é definir os contatos entre a junta de vedação e as peças. Francis (2014) indica as seguintes condições durante a colocação dos contatos: i – Definir o contato entre a junta de vedação e o flange como colado “Bonded”; ii – Tipicamente se utiliza a formulação “Augmented Lagrange”; iii – Se existir lacuna entre os elementos do modelo, utilizar um fator de amortecimento “Dampening Fator” de 0,1; iv – Se existir penetração inicial entre os elementos, utilizar o comando de tratamento para interface chamado ajuste para tocar “Adjust to Touch”.

Durante a configuração do modelo para construir a malha de elementos finitos, ajustar o tamanho do elemento de junta para 1 milímetro de largura, de forma que se tenha poucos elementos na largura da parede da junta. Também, escolher o método de construção da malha chamado “sweep” e ajustar para se retirar os nós que estão no meio do elemento na espessura da junta usando o comando “Dropped” no campo “Element Midside Nodes”. Ao retirar os nós do meio dos elementos da espessura de junta, evita-se que ocorra a flambagem nos elementos da espessura, devido à força aplicada na superfície da junta.

Na configuração do modelo, as forças aplicadas pelos parafusos nas peças que comprimem a junta de vedação, podem ser valores desenvolvidos por equações ou obtidas por experimentos. Cada parafuso é carregado em um ou mais passos de carga individualmente.

Durante a configuração do modelo, quando estiver na definição de análise “Analysis Settings”, são recomendadas as seguintes configurações: i – definir um degrau de carga para cada parafuso (isso é feito no campo “mode”); ii – colocar Sim no comando para grandes

deformações; iii – Ligar o “Auto Time Stepping”; iv – Colocar o tipo de “Solver” no “Direct”, esse “solver” é mais robusto para análises não lineares.

E por último, nas saídas do programa, selecionar “Normal Gasket Stress” ou “Normal Gasket pressure” e “Normal Gasket total Closure”. Essas saídas são mais relevantes para as análises de estudos dos casos de vedação estática.

3.2 – Análise dinâmica

O compressor recíproco utiliza o mecanismo biela-manivela na sua operação. Para a aplicação desse mecanismo no compressor, um motor elétrico é usado para acionar o eixo de manivela, no qual a força vai ser transmitida através da biela acionando o pistão para comprimir o gás. A Figura 11(a) mostra o desenho simplificado de um mecanismo biela manivela de quatro barras. O Link 1 é o corpo com aterramento, o link 2 é o eixo de manivelas, o link 3 é a biela e o link 4 é a parte deslizante, que nesse caso é o pistão que está deslizando ao longo do cilindro comprimindo o fluido de trabalho.

A seguir se descreve as equações do deslocamento, velocidade e aceleração do pistão deslizante. De acordo com Mabie e Reinholtz (1987), o deslocamento X de um pistão deslizante (link 4) com respeito ao ponto morto superior (PMS), conforme mostrado na Figura 11(b), pode ser determinado por:

$$X = (R + L) - (R\cos\theta + L\cos\phi) = R(1 - \cos\theta) + L(1 - \cos\phi) \quad (3.5)$$

Também pode ser visto que:

$$\begin{aligned} L\sin\phi &= R\sin\theta \\ \sin\phi &= \frac{R}{L}\sin\theta \end{aligned} \quad (3.6)$$

Figura 11 – O mecanismo biela-manivela: (a) desenho simplificado do mecanismo; (b) deslocamento do pistão com respeito ao PMS

Fonte: adaptado de Ong (2000).

Usando a identidade trigonométrica de $\cos\Phi = \sqrt{1 - \sin^2\Phi}$ e substituindo a equação (3.6) na equação (3.5), o deslocamento X pode ser escrito como:

$$X = R(1 - \cos\theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta} \right] \quad (3.7)$$

A equação (3.7) pode ser ainda mais simplificada aproximando o radical $\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta}$ substituindo-o pela série binomial de:

$$(1 \pm B^2)^{\frac{1}{2}} = 1 \pm \frac{1}{2}B^2 - \frac{B^4}{2.4} \pm \frac{1.3B^6}{2.4.6} - \frac{1.3.5B^8}{2.4.6.8} \pm \dots \quad (3.8)$$

onde $B = \left(\frac{R}{L}\right) \sin\theta$.

Em aplicação geral, precisão suficiente pode ser obtida usando somente os dois primeiros termos das séries. Aplicando isso na equação (3.7) temos:

$$X = R(1 - \cos\theta) + L \left[1 - \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2\theta \right) \right] = R(1 - \cos\theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2\theta \quad (3.9)$$

Com $\theta = \omega t$ onde ω é constante e tomando a primeira e segunda derivada de X , a velocidade e a aceleração do pistão deslizante são, respectivamente:

$$V = \frac{dx}{dt} = R\omega \left[\sin\theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right] \quad (3.10)$$

$$A = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \left[\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (3.11)$$

De acordo com a segunda lei de Newton define-se as equações do movimento de translação do corpo rígido em termos de aceleração do seu centro de massa medida em relação a um referencial inercial X, Y, Z , isto é,

$$\sum \vec{F}_{ext} = m\vec{a}_G$$

Ou pelas equações escalares nas direções x, y , e z , respectivamente:

$$\sum F_x = m(a_G)_x$$

$$\sum F_y = m(a_G)_y$$

$$\sum F_z = m(a_G)_z$$

As equações de movimento de rotação podem ser escritas como

$$\sum \vec{M}_G = \left(\dot{\vec{H}}_G \right)_{xyz} + \vec{\Omega}_{xyz} \times \vec{H}_G$$

onde $(\dot{\vec{H}}_G)_{xyz}$ é a derivada temporal da quantidade de movimento angular e $\vec{\Omega}_{xyz}$ é a velocidade angular do eixo móvel, x , y , z . No presente trabalho esses eixos foram fixados no corpo, isto é, $\vec{\Omega}_{xyz} = \vec{\dot{\theta}}$. O corpo rígido estudado é simétrico em relação ao plano de referência $x - z$ de forma que $I_{xy} = I_{yz} = 0 \text{ kg.m}^2$. Os eixos x , y , z foram escolhidos como eixos principais de inércia e a rotação do corpo em torno dos eixos x e z são desprezíveis, de forma que a equação de movimento de rotação é expressa pelas seguintes equações escalares em torno dos eixos x , y , e z , respectivamente.

$$\sum M_x = I_x \ddot{\theta}_x$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\theta}_y$$

$$\sum M_z = I_z \ddot{\theta}_z$$

Capítulo 4 – Modelagem com Elementos Finitos

4.1 – Modelagem física

Denominamos de modelo físico aquele que inclui a geometria, os materiais, as malhas, os contatos, os vínculos e as cargas.

4.1.1 – Modelo de CAD do conjunto cabeçote e juntas

Para fazer a modelagem física do conjunto de peças, inicialmente foram construídos os modelos geométricos de cada peça em um programa de CAD chamado Solid Edge®. Foram feitos os modelos de CAD das seguintes peças: cabeçote, junta do cabeçote, placa de válvulas, junta da placa de válvulas, corpo e parafusos do cabeçote. O modelo CAD do corpo foi reduzido em tamanho, eliminando-se a parte sem importância para a análise, mantendo-se apenas a parte do cilindro, a região de apoio da junta da placa de válvulas que contem os furos para fixação dos parafusos de cabeçote conforme mostrado na Figura 12. Essa eliminação de parte do corpo foi feita para que o modelo CAE não fique com uma malha excessivamente grande aumentando muito o tempo computacional de solução do modelo.

Figura 12 – Modelo geométrico da análise por MEF

Fonte: do próprio autor.

4.1.2 – Modelo físico do conjunto cabeçote e juntas

Uma vez que foi definido o modelo de CAD de todas as peças e do conjunto delas, este foi exportado para o formato “parasolid®” pelo Solid Edge®. Nessa operação o arquivo no formato Solid Edge® passa pela conversão da geometria e é salvo no formato “parasolid®”. O programa ANSYS® fez a leitura do arquivo em formato “parasolid®” e foi então construído o modelo físico de análise pelo MEF.

4.1.2.1 – Materiais

O conjunto cabeçote e juntas é composto de diversos tipos de materiais diferentes que precisam ter suas propriedades declaradas dentro do programa ANSYS®. A Tabela 1 mostra as propriedades dos materiais componentes utilizadas no modelo do conjunto cabeçote e juntas.

Tabela 1 – Propriedades dos materiais utilizadas nas simulações

Peça	Material	Descrição	Valor
Corpo	Ferro fundido cinzento	Módulo de elasticidade - E	107000 MPa
		Coeficiente de Poisson - ν	0,29
Junta da placa de válvulas	Papelão hidráulico N 2085G	Curva pressão versus deslocamento	Figura 16
Placa de válvulas	Ferro sinterizado	Módulo de elasticidade - E	115000 MPa
		Coeficiente de Poisson - ν	0,25
Junta do cabeçote	Papelão hidráulico N 2085G	Curva pressão versus deslocamento	Figura 16
Cabeçote	Liga de alumínio SAE 308	Módulo de elasticidade - E	66500 MPa
		Coeficiente de Poisson - ν	0,33
Parafuso do cabeçote	Aço para parafuso classe 12.9 kgf/mm ²	Módulo de elasticidade - E	215000 MPa
		Coeficiente de Poisson - ν	0,30

Fontes: Efunda (2013) e do próprio autor.

O material da junta de vedação tem comportamento não linear e para estudá-lo e entendê-lo, foi necessário caracterizar a deformação do material da junta como função da tensão aplicada. Foi feita então a caracterização do material da junta em solicitação de carga e descarga. Essa informação foi obtida experimentalmente e é descrita a seguir:

O equipamento utilizado, mostrado nas Figuras 13 e 14, foi o seguinte: i - Fresadora; ii - Célula de carga de 0 a 2500 kgf e indicador digital; iii - Relógio comparador; iv - Calibrador de altura linear; v - Base de compressão de 10 mm de diâmetro;

Figura 13 – Aparato experimental

Fonte: do próprio autor.

Figura 14 – Detalhe da compressão da junta

Fonte: do próprio autor.

Foi feito o seguinte procedimento para caracterizar o material:

- 1 – A célula de carga foi fixada na fresadora;
- 2 – Foram cortadas amostras de material da junta em quadrados de 15x15mm e posicionada sobre a mesa da fresadora;
- 3 – A base de compressão foi posicionada sobre a amostra da junta;
- 4 – A mesa da fresadora foi comprimida contra a célula de carga, através do eixo “Z”, conseqüentemente a carga indicada na célula foi aplicada na junta. Foi utilizada uma pré-carga de 10 kgf para ajustar o zero do mostrador digital;
- 5 – Foi deslocado o “eixo Z”, aumentando a carga sobre a junta. Foram aplicadas as cargas de 150, 300, 450, 600 e 700 kgf;
- 6 – Foram utilizados (5) minutos de estabilização para cada ponto de carga. O deslocamento da junta foi lido no mostrador digital e o sistema foi descarregado para 10 kgf. Mais 5 minutos de estabilização foram usados e o mostrador digital foi lido de novo. A diferença entre os valores de carga e descarga foi a deformação da junta.
- 7 – Então (10) amostras foram ensaiadas seguindo os passos anteriores. Os valores médios foram usados para plotar os resultados.

Para a obtenção dos resultados foi feito o seguinte:

O sistema foi ensaiado sem a junta e os valores devido à deformação da base foram considerados nas medições. Também, a deformação foi verificada usando a equação (4.1):

$$E = \frac{F \cdot l_o}{A \cdot \Delta l} \quad (4.1)$$

onde E é o módulo de Young ou módulo de elasticidade em GPa; F é a força aplicada no objeto em N; A é a área original da seção transversal a qual a força é aplicada em m; Δl é a quantidade em que o comprimento do objeto muda em m; l_o é o comprimento original do objeto em m.

Foi usada a equação (4.2) para encontrar a Tensão σ , em MPa, a partir da carga aplicada em kgf:

$$\sigma = \frac{4.F_{kgf}.g}{\pi.d^2} \quad (4.2)$$

onde σ é a tensão em MPa; g é a aceleração da gravidade em m/s^2 e d é o diâmetro da base de compressão de 0,010 m.

A Figura 15 mostra o comportamento da tensão versus deslocamento da junta de vedação do papelão hidráulico N 2085G. Podemos observar na figura o comportamento não linear do material. A tabela 2 mostra os valores médios medidos para cada condição de teste.

Figura 15 – Pressão versus deslocamento da junta de papelão hidráulico N 2085G

Fonte: do próprio autor.

Tabela 2 – Valores médios medidos do material para cada condição de teste

Carregamento e descarregamento da junta da placa - medido.			
Carga	Pressão	Deslocamento	Deslocamento residual
kgf	MPa	μm	μm
10	1,2	0	0
150	18,7	34	18
10	1,2	16	
300	37,5	47	20
10	1,2	27	
450	56,2	55	21
10	1,2	34	
600	74,9	60	19
10	1,2	41	
700	87,4	63	19
10	1,2	44	

Fonte: do próprio autor.

Os dados obtidos experimentalmente da tabela 2 foram inseridos na biblioteca de materiais do programa ANSYS®, que gerou uma curva do comportamento do material da junta usado nas análises. Essa curva é apresentada na Figura 16.

Figura 16 – Valores do ANSYS® de pressão (MPa) versus do deslocamento (mm) (“Pressure” versus “Closure”)

Fonte: Ansys (2013).

4.1.2.2 – Malhas

As malhas foram geradas considerando o conjunto de peças e suas regiões de contato. Isso quer dizer que a malha foi gerada em todo o conjunto cabeçote e juntas de uma só vez, considerando as regiões de contato entre as peças do conjunto. Com isso as malhas foram geradas individualmente em cada peça, mas considerando as interfaces com as peças vizinhas a ela, variando o tamanho dos elementos, refinando os elementos nos pontos mais importantes de interesse da análise e também visando facilitar a obtenção da solução do modelo.

Figura 17 – Malha do conjunto montado (359.555 nós e 182.442 elementos)

Fonte: do próprio autor.

Figura 18 – Malha do cabeçote (101750 nós e 67609 elementos)

Fonte: do próprio autor.

Figura 19 – Malha da junta do cabeçote (9780 nós e 1404 elementos)

Fonte: do próprio autor.

Figura 20 – Malha da placa de válvulas (123505 nós e 83229 elementos)

Fonte: do próprio autor.

Figura 21 – Malha da junta da placa de válvulas (17348 nós e 2741 elementos)

Fonte: do próprio autor.

Figura 22 – Malha do corpo (98482 nós e 25086 elementos)

Fonte: do próprio autor.

4.1.2.3 – Contatos

Como o modelo é um conjunto, todas as regiões em que uma peça do conjunto toca outra peça foram modeladas como um tipo de contato. Foram utilizados diferentes tipos de contatos como: colado e com atrito.

As Figuras 23, 24, 25, 26, 27 e 28 mostram os diversos tipos e regiões de contatos utilizados neste modelo. A Figura 23 mostra a região de contato entre a área da rosca do parafuso e o furo no corpo, que é um contato do tipo colado. O contato em que a parte de baixo da cabeça do parafuso toca no cabeçote está representado na Figura 24. Esse contato é do tipo com atrito. A Figura 25 mostra a área em que a face plana do cabeçote toca a junta do cabeçote. O contato dessa área é do tipo com atrito. O contato em que a junta do cabeçote toca a placa de válvulas é mostrado na Figura 26. Também esse contato é do tipo com atrito. A Figura 27 representa a região do contato em que a junta da placa de válvulas toca a placa de válvulas, que é um contato do tipo com atrito. E finalmente a Figura 28 mostra o contato da região que a junta da placa de válvulas toca o corpo através de um contato do tipo com atrito.

Figura 23 – Contato da região da rosca do parafuso com o furo do corpo

Fonte: do próprio autor.

Figura 24 – Contato da região que a cabeça do parafuso toca no cabeçote

Fonte: do próprio autor.

Figura 25 – Contato da região que o cabeçote toca a junta do cabeçote

Fonte: do próprio autor.

Figura 26 - Região que a junta do cabeçote toca a placa de válvulas

Fonte: do próprio autor.

Figura 27 - Região que a junta da placa de válvulas toca a placa de válvulas

Fonte: do próprio autor.

Figura 28 - Região que a junta da placa de válvulas toca o corpo

Fonte: do próprio autor.

4.1.2.4 – Vínculos e cargas

Para definir o modelo físico é necessário proceder a fixação do conjunto de peças assim como aplicar as cargas envolvidas em cada análise.

A Figura 29 mostra os vínculos do corpo. Somente o corpo foi fixado com vínculos. A interação das demais peças do conjunto foi feita com a aplicação dos contatos. Na face inferior do corpo foi colocado o vínculo “Fixed support” indicado pela cor azul escura e em três laterais do corpo, indicadas pela cor vermelha na Figura 29, foram colocados deslocamento zero.

Figura 29 – Vínculos aplicados no corpo

Fonte: do próprio autor.

As figuras 30, 31 e 32 mostram a aplicação das forças normais aos parafusos do cabeçote nas três condições utilizadas nas simulações.

A Figura 30 mostra os vínculos e as cargas aplicadas no modelo para a condição de simulação que o torque aplicado resulta em força normal nos parafusos de 2000 N.

Figura 30 – Força normal de 2000 N aplicada nos parafusos

Fonte: do próprio autor.

A Figura 31 mostra os vínculos e as cargas aplicadas no modelo para a condição de simulação em que a força normal nos parafusos é de 4000 N.

Figura 31 – Força normal de 4000 N aplicada nos parafusos

Fonte: do próprio autor.

A Figura 32 mostra os vínculos e as cargas aplicadas no modelo para a condição de simulação em que a força normal nos parafusos é de 6000 N.

Figura 32 – Força normal de 6000 N aplicada nos parafusos

Fonte: do próprio autor.

Capítulo 5 – Modelagem dinâmica

5.1 – Sistema de equações de movimento

O conjunto de equações diferenciais ordinárias usadas para simular as vibrações da bomba é desenvolvido nesta seção. As hipóteses em que o modelo se baseia são as seguintes:

- 1 – A carcaça hermética contendo o compressor tem movimento zero.
- 2 – As partes do compressor, rotor, eixo, biela, pistão são assumidas como corpos rígidos.
- 3 – Todas as molas são assumidas como corpos deformáveis linearmente e sem massa.
- 4 – As forças inerciais da biela, pino do pistão e pistão são calculadas com respeito as suas posições em relação ao centro de massa da bomba.

Um esquema do compressor em estudo é mostrado na Figura 6 da página 28. O compressor consiste de um corpo, montagem do pistão e das molas de suspensão. A montagem do pistão consiste da biela, pino do pistão e pistão. As molas de suspensão compreendem quatro molas. Estas quatro molas estão apoiadas na parte inferior do motor elétrico. E uma quinta mola apoiada na parte superior do corpo. O sistema de coordenadas inercial está colocado na posição de equilíbrio do centro de gravidade da bomba.

A equação geral do movimento descrevendo a dinâmica de corpo rígido incluirá contribuições dos termos tendo i - a massa e ii - rigidez. Aplicando a segunda lei de Newton,

$$\Sigma F_x = m\ddot{x} \quad (5.1)$$

Temos então para o sistema geral:

$$m\ddot{x} = -kx \quad (5.2)$$

onde m é a massa do corpo e k é a rigidez do sistema.

Considerando um sistema dinâmico de corpo rígido com uma força aplicada variando no tempo $F(t)$ temos:

$$M\ddot{x} + Kx = F(t) \quad (5.3)$$

Esta equação geral pode ser aplicada na forma de matrizes para sistemas com mais de um grau de liberdade. Para um sistema não forçado a equação aparece como:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (5.4)$$

E para um sistema forçado a equação do movimento pode ser escrita como:

$$M_g\ddot{x} + K_gx = F_g(t) \quad (5.5)$$

Normalmente, para um corpo com múltiplos graus de liberdade, isto é, um corpo que tem mais de um grau de liberdade, seu número de graus de liberdades representa o número de coordenadas requeridas para descrever totalmente sua posição e orientação no espaço.

O modelo matemático será no seguinte formato

$$M_g(\ddot{X}_g) + K_g(X_g) = [F_g] \quad (5.6)$$

onde $[M_g]$ representa a matriz de massa e inercial do sistema, $[K_g]$ significa a matriz de rigidez total da montagem e $[F_g]$ representa a matriz de forças e momentos de agitação do sistema, que é uma função da velocidade angular do eixo, ω , devido à aceleração dos elementos dentro da bomba do compressor.

O vetor deslocamento do centro de gravidade da bomba é:

$$(X_g)^T = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z] \quad (5.7)$$

O vetor velocidade do centro de gravidade da bomba é:

$$(\dot{X}_g)^T = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_z] \quad (5.8)$$

O vetor aceleração do centro de gravidade da bomba é:

$$(\ddot{X}_g)^T = [\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}, \ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z] \quad (5.9)$$

Serão descritos a seguir o desenvolvimento do sistema de coordenadas, as matrizes do sistema $[M_g]$, $[K_g]$ e a matriz de forças e momentos $[F_g]$.

5.1.1 – Sistema de coordenadas para a montagem do compressor

Foi adotado um sistema de coordenadas tridimensionais para a montagem do compressor, em que a origem deste sistema de coordenadas está localizada no centro de massa desta montagem. A direção positiva do eixo de coordenadas X foi escolhida em uma direção paralela ao eixo do cilindro e em direção ao cabeçote. A direção positiva do eixo de coordenadas Y foi escolhida em uma direção perpendicular ao eixo do cilindro e ao longo da face do cilindro. Foi aplicada a regra da mão direita de Maxwell para determinar o eixo Z , em que a direção positiva é paralela à linha de centro do eixo de manivela e em direção à parte superior da carcaça do compressor (Figura 35).

Para todos os casos, deslocamentos ao longo de cada eixo de coordenadas positivos foram tomados como deslocamentos positivos e todas as rotações anti-horárias em torno dos eixos de coordenadas positivos foram tomadas como rotações positivas, consistente com a regra da mão direita, conforme mostrado na Figura 35.

A localização do centro de massa da montagem tem um aspecto muito importante, porque ele localiza os eixos de coordenadas do sistema no qual todos os cálculos são feitos, por exemplo, a localização dos pontos de fixação das molas seria com respeito a este sistema de eixos coordenados, e a localização de qualquer parte do compressor como biela, pino do pistão ou pistão deveriam ser também com respeito a esse sistema de eixos coordenados. Portanto a localização do centro de massa com respeito a uma origem localizada no ponto morto superior do pistão $(X_o; Y_o; Z_o) = (0; 0; 0)$ (Figura 35) é:

$$(X_g; Y_g; Z_g) = (-48,2; 0,00464; -17,4) \quad (5.10)$$

5.1.2 – Matriz de massa e inércia do sistema

A matriz de massa e inércia enfatiza as propriedades de massa e inércia da montagem do compressor. Ela inclui ambos os termos de translação e rotação da bomba tal como:

$$[M_g] = \begin{bmatrix} M_{bc} & 0 \\ 0 & I_{bc} \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

onde as seções de massa e momento de inércia da matriz de massa e inércia do sistema são:

$$M_{bc} = \begin{bmatrix} M_b & 0 & 0 \\ 0 & M_b & 0 \\ 0 & 0 & M_b \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

e

$$I_{bc} = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

Como os eixos de coordenadas fixos da bomba não são geralmente os eixos principais de coordenadas, a matriz de momento de inércia da bomba tem termos que vem da contribuição do produto vetorial de inércia. Assim a matriz de massa e inércia do sistema pode ser escrita como:

$$[M_g] = \begin{bmatrix} M_b & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_b & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

5.1.3 – Matriz de rigidez total

Apresenta-se o cálculo da rigidez total do conjunto da bomba do compressor.

5.1.3.1 – Convenção de numeração das molas

As molas foram identificadas como mola 1, mola 2, mola 3 mola 4 e mola 5 (serpentina). Para localizar a posição de cada mola, vamos considerar que estamos olhando a face do cilindro da bomba, isto é na direção - X_g . A mola 1 está localizada na face inferior do motor elétrico à esquerda e abaixo do furo do cilindro em posição mais próxima da face do

cilindro, a mola 2 está localizada na face inferior do motor elétrico à esquerda e abaixo do furo do cilindro, porém, em posição mais distante da face do cilindro. A mola 3 fica localizada na face inferior do motor elétrico à direita do furo do cilindro em posição mais distante da face do cilindro e finalmente a mola 4 está localizada na face inferior do motor elétrico à direita do furo do cilindro porém próximo da face do cilindro. A mola 5, que faz a função da serpentina está localizada no centro da face superior do corpo do compressor.

As coordenadas das molas tomando-se como referência de origem o centro de massa da bomba $(X_g, Y_g, Z_g) = (-48,2; 0,00464; -17,4)$ mm são as seguintes: mola 1 $(30,23; -32,00; -52,48)$ mm, mola 2 $(-33,77; -32,00; -52,48)$ mm, mola 3 $(-33,77; 32,00; -52,48)$ mm; mola 4 $(30,23; 32,00; -52,48)$ mm e mola 5 $(-1,77; 0; 42,31)$ mm.

5.1.3.2 – A mola helicoidal

A montagem do compressor em estudo está suportada por quatro molas helicoidais iguais de compressão apoiadas na face inferior do motor elétrico e uma mola no centro da face superior do corpo. Como uma mola é uma ligação flexível entre dois corpos em um sistema mecânico, ela é um elemento geral na matriz de rigidez do sistema. Quando tal mola é deformada a mola exerce uma força que é proporcional ao deslocamento, mas em direção contrária. A expressão matemática é:

$$F = kx \quad (5.15)$$

onde k é a constante elástica para uma dada mola.

Uma vez que foi obtido o peso do conjunto, foi feita a verificação do dimensionamento das molas baseado em procedimento de Melconian (2012).

Antes de se chegar à mola a ser estudada foram feitas algumas tentativas que se mostraram reprovadas durante a verificação pelo procedimento de Melconian. Foi utilizado o mesmo material da mola final escolhida, o mesmo número de espiras ativas n_a , o mesmo número total de espiras n_t , porém alterando-se o diâmetro do arame e o diâmetro das espiras da mola. Três diferentes projetos de molas foram analisados. No primeiro projeto, com diâmetro médio da mola $d_m = 18,0$ mm, e diâmetro do arame $d_a = 0,95$ mm, a mola fica com comprimento livre muito longo de 83,7 mm, deflexão máxima da mola muito grande

$\delta_{max} = 76,1$ mm e tensão máxima atuante $\tau_{max} = 997$ N/mm² que excede o limite de 700 N/mm² especificado para esse material para regime de trabalho pesado. No segundo projeto, com diâmetro médio da mola $d_m = 16,0$ mm, e diâmetro do arame $d_a = 0,95$ mm, a mola fica com comprimento livre muito longo de 61,1 mm, deflexão máxima da mola muito grande $\delta_{max} = 53,5$ mm e tensão máxima atuante $\tau_{max} = 895$ N/mm² que também excede o limite de 700 N/mm² especificado para esse material para regime de trabalho pesado. No terceiro projeto, com diâmetro médio da mola $d_m = 14,0$ mm, e diâmetro do arame $d_a = 0,95$ mm, a mola fica com comprimento livre muito longo de 43,5 mm, deflexão máxima da mola muito grande $\delta_{max} = 35,8$ mm e tensão máxima atuante $\tau_{max} = 791$ N/mm² que também excede o limite de 700 N/mm² especificado para esse material para regime de trabalho pesado.

A mola aprovada utilizada no estudo é uma mola helicoidal de compressão feita de aço corda de piano com arame circular. O diâmetro médio das espiras é $d_m = 14$ mm, o diâmetro do arame é $d_a = 1,2$ mm, o número de espiras ativas é $n_a = 6$ e o número total de espiras é $n_t = 8$. O peso da bomba é de 60,4 N. A carga de compressão na mola é de 15,1 N. O módulo de elasticidade do aço da mola é $E = 206842$ N/mm². E o módulo de elasticidade transversal é $G = 79290$ N/mm². A mola tem extremidade em esquadro e retificada.

Foram verificados os seguintes parâmetros:

- índice de curvatura da mola (c):

$$c = \frac{d_m}{d_a} = \frac{14}{1,2} = 11,667 \quad c = 11,667 \quad (5.16)$$

- fator de Wahl:

$$k_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} \quad k_w = \frac{4 \cdot 11,667 - 1}{4 \cdot 11,667 - 4} + \frac{0,615}{11,667} \quad k_w = 1,123 \quad (5.17)$$

- tensão de cisalhamento atuante (τ):

$$\tau = \frac{8.F.c.k_w}{\pi.d_a^2} \quad \tau = \frac{8.15,1.11,667.1,123}{\pi 1,2^2} \quad \tau = 350 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.18)$$

- deflexão por espira ativa ($\frac{\delta}{n_a}$):

$$\frac{\delta}{n_a} = \frac{8.F.c^3}{d_a.G} \quad \frac{\delta}{n_a} = \frac{8.15,1.(11,667^3)}{1,2.79290} \quad \frac{\delta}{n_a} = 2,016 \frac{\text{mm}}{\text{espira ativa}} \quad (5.19)$$

- passo da mola (p):

$$p = d_a + \frac{\delta}{n_a} + 0,15 \frac{\delta}{n_a} \quad p = 1,2 + 2,016 + 0,15.2,016 \quad p = 3,518 \text{ mm} \quad (5.20)$$

- comprimento livre da mola (l):

$$l = p.n_a + 2.d_a \quad l = 3,518.6 + 2.1,2 \quad l = 23,51 \text{ mm} \quad (5.21)$$

- comprimento da mola fechada (l_f)

$$l_f = d_a(n_a + 2) \quad l_f = 1,2.(6 + 2) \quad l_f = 9,60 \text{ mm} \quad (5.22)$$

- deflexão máxima da mola ($\delta_{max.}$)

$$\delta_{max.} = l - l_f \quad \delta_{max.} = 23,508 - 9,60 \quad \delta_{max.} = 13,91 \text{ mm} \quad (5.23)$$

- carga máxima atuante (mola fechada) ($F_{max.}$):

$$F_{max.} = \frac{G.\delta_{max.}d_a}{8.c^3.n_a} \quad F_{max.} = \frac{79290.13,908.1,2}{8.11,667^3.6} \quad F_{max.} = 17,4 \text{ N} \quad (5.24)$$

- tensão máxima atuante (mola fechada) ($\tau_{max.}$):

$$\tau_{max.} = \frac{8.F_{max.}.c.k_w}{\pi.d_a^2} \quad \tau_{max.} = \frac{8.17,36.11,667.1,123}{\pi.1,2^2} \quad \tau_{max.} = 359,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.25)$$

- deflexão da mola (δ):

$$\delta = \frac{\delta}{n_a} \cdot n_a \quad \delta = 2,016.6 \quad \delta = 12,1 \text{ mm} \quad (5.26)$$

- constante elástica da mola (k)

$$k = \frac{F}{\delta} \quad k = \frac{15,1}{12,096} \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad k = 1,248 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (5.27)$$

- ângulo de inclinação da espira (λ)

$$\lambda = \arctan \frac{p}{\pi \cdot d_m} \quad \lambda = \arctan \frac{3,518}{\pi \cdot 14} \quad \lambda = 4,57^\circ \quad (5.28)$$

Figura 33 – Mola de suspensão

Fonte: do próprio autor.

5.1.3.3 – Rigidez cisalhante, de flexão e compressiva

O capítulo IX de Wahl (1944) discorre sobre carga combinada lateral e axial e também sobre flambagem de molas helicoidais de compressão. Se uma mola de compressão é construída com o comprimento longo demais em relação ao seu diâmetro, pode ocorrer que, a uma determinada carga, uma repentina flambagem irá ocorrer.

Fazendo l_o = comprimento livre da mola; l = comprimento da mola após a compressão; n = número de espiras ativas; r = raio médio da espira; α_o, β_o e γ_o igual as rigidez compressiva, de flexão e cisalhante da mola em sua condição livre e α, β e γ são as mesmas quantidades após a compressão da mola.

Para molas com espiras fechadas nas extremidades, a rigidez compressiva, de flexão e cisalhante serão todas inversamente proporcionais ao número de espiras por unidade de comprimento. Assim:

$$\alpha = \alpha_o \frac{l}{l_o}, \quad \beta = \beta_o \frac{l}{l_o} \quad \text{e} \quad \gamma = \gamma_o \frac{l}{l_o} \quad (5.29)$$

A rigidez compressiva da mola na condição livre é:

$$\alpha_o = \frac{Gd^4 l_o}{64r^3 n} \quad (5.30)$$

Então a rigidez compressiva da mola sob a ação de carga é:

$$\alpha = \frac{Gd^4 l_o}{64r^3 n} \frac{l}{l_o},$$

Assim, $\alpha = K_{zz} = \frac{Gd^4}{64r^3}$ (5.31)

A rigidez de flexão da mola na condição livre é:

$$\beta_o = \frac{2l_o EIG}{n\pi r(2G+E)} \quad (5.32)$$

Então sob a ação de carga a rigidez de flexão será:

$$\beta = \frac{2l_o EIG}{n\pi r(2G+E)} \frac{l}{l_o},$$

Assim, $\beta = K_{\theta x \theta x} = K_{\theta y \theta y} = \frac{EI(2G)}{\pi r(2G+E)}$ (5.33)

A rigidez cisalhante da mola na condição livre é:

$$\gamma_o = \frac{l_o EI}{\pi n r^3} \quad (5.34)$$

Então a rigidez cisalhante da mola sob a ação de carga será:

$$\gamma = \frac{l_o EI}{\pi n r^3} \frac{l}{l_o},$$

$$\text{Assim,} \quad \gamma = K_{xx} = K_{yy} = \frac{EI}{\pi r^3} \quad (5.35)$$

Foram utilizados os dados da mola aprovada do item 5.1.3.2 para serem calculados os três tipos de rigidez da mola.

Rigidez compressiva $\alpha = k_{zz}$

$$k_{zz} = \frac{G d^4}{64 r^3} = 7,49 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Rigidez de flexão $\beta = k_{\theta x \theta x} = k_{\theta y \theta y}$

$$k_{\theta x \theta x} = k_{\theta y \theta y} = \frac{EI(2G)}{\pi r(2G + E)} = 1155,1 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}}$$

Rigidez cisalhante $\gamma = k_{xx} = k_{yy}$

$$k_{xx} = k_{yy} = \frac{EI}{\pi r^3} = 19,538 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Esses valores são utilizados na montagem da matriz de rigidez da bomba.

5.1.3.4 – Obtenção da matriz de rigidez do elemento

A Figura 34 mostra uma mola de seis graus de liberdade em um espaço tridimensional consistindo de três molas de translação e três molas de rotação nas direções e em torno dos eixos X , Y e Z respectivamente. Esse elemento poderia ser livre para transladar em três direções diferentes, isto é, nas direções X , Y , Z . O elemento também poderia ser livre para girar em torno de três direções de coordenadas diferentes, isto é, em torno das direções X , Y e Z . Assim esse elemento poderia ter seis graus de liberdade.

Figura 34 – Seis graus de liberdade da mola em um espaço tridimensional

Fonte: adaptada de Arcot (1993).

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \quad (5.36)$$

$\vec{r} = (r_x, r_y, r_z)$ posição da mola em relação ao centro de massa C.M.

A Figura 35 é um desenho esquemático da bomba do compressor mostrando os pontos de fixação 1, 2, 3, 4 e 5, as forças envolvidas na análise como as forças de mola F_{m1} , F_{m2} , F_{m3} , F_{m4} , e F_{m5} , a força do pistão F_p e a força peso indicada na figura pela letra (W). A figura também mostra a localização do centro de massa C.M. indicado pela letra (G) e o sistema de coordenadas, que está localizado na origem no centro de massa.

Figura 35 – Localização do sistema de eixos de coordenadas

Fonte: do próprio autor.

$$\sum \vec{F} = m\vec{a}_G \quad (5.37)$$

$$\vec{F}_m^{(1)} + \vec{F}_m^{(2)} + \vec{F}_m^{(3)} + \vec{F}_m^{(4)} + \vec{F}_m^{(5)} + \vec{W} + \vec{F}_p = m\vec{a}_G \quad (5.38)$$

$$\vec{F}_m^{(i)} + \vec{W} + \vec{F}_p = m\vec{a}_G, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (5.39)$$

$$\vec{W} + \vec{F}_p = -\vec{F}_m^{(i)} + m\vec{a}_G, \quad (5.40)$$

onde $\vec{F}_m^{(i)*} = -\vec{F}_m^{(i)}$ (5.41)

$$\vec{W} + \vec{F}_p = \vec{F}_m^{(i)*} + m\vec{a}_G \quad (5.42)$$

Força da mola:

$$\begin{aligned}
 \vec{F}_m^{(i)*} &= F_{m1}x\vec{i} + F_{m1}y\vec{j} + F_{m1}z\vec{k} \\
 &= \vec{F}_m, \text{distensão da mola}(\text{linear}) + \vec{F}_m, \text{Flexão da mola}(\text{angular}) \\
 &= k_{xx}x\vec{i} + k_{yy}y\vec{j} + k_{zz}z\vec{k} + k_{xx}S_x\vec{i} + k_{yy}S_y\vec{j} + k_{zz}S_z\vec{k}
 \end{aligned} \tag{5.43}$$

Mola helicoidal:

$$\vec{S} = S_x\vec{i} + S_y\vec{j} + S_z\vec{k} = \vec{\theta} \times \vec{r} = (\theta_x\vec{i} + \theta_y\vec{j} + \theta_z\vec{k}) \times (r_x\vec{i} + r_y\vec{j} + r_z\vec{k}) \tag{5.44}$$

$$\vec{S} = \vec{\theta} \times \vec{r} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \theta_x & \theta_y & \theta_z \\ r_x & r_y & r_z \end{vmatrix} \tag{5.45}$$

$$\vec{S} = (r_z\theta_y\vec{i} + r_x\theta_z\vec{j} + r_y\theta_x\vec{k}) - (r_y\theta_z\vec{i} + r_z\theta_x\vec{j} + r_x\theta_y\vec{k}) \tag{5.46}$$

$$\vec{S} = (r_z\theta_y - r_y\theta_z)\vec{i} + (r_x\theta_z - r_z\theta_x)\vec{j} + (r_y\theta_x - r_x\theta_y)\vec{k} \tag{5.47}$$

$$\text{onde, } (r_z\theta_y - r_y\theta_z) = S_x, \quad (r_x\theta_z - r_z\theta_x) = S_y \quad \text{e} \quad (r_y\theta_x - r_x\theta_y) = S_z$$

Portanto,

$$\vec{F}_m^{(i)} = k_{xx}(x - r_y\theta_z + r_z\theta_y)\vec{i} + k_{yy}(y - r_z\theta_x + r_x\theta_z)\vec{j} + k_{zz}(z - r_x\theta_y + r_y\theta_x)\vec{k} \tag{5.48}$$

$$\text{onde, } k_{xx}(x - r_y\theta_z + r_z\theta_y) = F_{mx}, \quad k_{yy}(y - r_z\theta_x + r_x\theta_z) = F_{my} \quad \text{e} \quad k_{zz}(z - r_x\theta_y + r_y\theta_x) = F_{mz}$$

Momento da força de mola $\vec{F}_m^{(i)}$ para cada mola em relação ao C.M.

$$\vec{M}^{(i)} = \vec{r} \times \vec{F}_m^{(i)} + \vec{M}_\theta = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ r_x & r_y & r_z \\ F_{mx} & F_{my} & F_{mz} \end{vmatrix} + \vec{M}_\theta = M_{mx}\vec{i} + M_{my}\vec{j} + M_{mz}\vec{k} \tag{5.49}$$

$$= (r_yF_{mz} - r_zF_{my})\vec{i} + (r_zF_{mx} - r_xF_{mz})\vec{j} + (r_xF_{my} - r_yF_{mx})\vec{k} + \vec{M}_\theta \tag{5.50}$$

Onde,

$$\vec{M}_\theta = K_{\theta x \theta x} \theta_x \vec{i} + K_{\theta y \theta y} \theta_y \vec{j} + K_{\theta z \theta z} \theta_z \vec{k} \quad (\text{momento torsor}) \quad (5.51)$$

$$F_{mx} = (K_{xx})x + (r_z K_{xx})\theta_y - (r_y k_{xx})\theta_z \quad (5.52)$$

$$F_{my} = (K_{yy})y - (r_z K_{yy})\theta_x + (r_x k_{yy})\theta_z \quad (5.53)$$

$$F_{mz} = (K_{zz})z + (r_y K_{zz})\theta_x - (r_x K_{zz})\theta_y \quad (5.54)$$

$$\begin{aligned} M_{mx} &= r_y F_{mz} - r_z F_{my} + K_{\theta x \theta x} \theta_x \\ &= r_y K_{xx} z + r_y^2 K_{zz} \theta_x - r_y r_x k_{zz} \theta_y - r_z K_{yy} y + r_z^2 K_{yy} \theta_x - r_z r_x K_{yy} \theta_z + K_{\theta x \theta x} \theta_x \\ &= -(r_z K_{yy})y + (r_y K_{zz})z + (K_{\theta x \theta x} + r_y^2 K_{zz} + r_z^2 K_{yy})\theta_x - (r_x r_y K_{zz})\theta_y - (r_x r_z K_{yy})\theta_z \end{aligned} \quad (5.55)$$

$$\begin{aligned} M_{my} &= r_z F_{mx} - r_x F_{mz} + K_{\theta y \theta y} \theta_y \\ &= r_z k_{xx} x + r_z^2 k_{xx} \theta_y - r_z r_y K_{xx} \theta_z - r_x K_{zz} z - r_x r_y K_{zz} \theta_x + r_x^2 K_{zz} \theta_y + K_{\theta y \theta y} \theta_y \\ &= (r_z K_{xx})x - (r_x K_{zz})z - (r_x r_y K_{zz})\theta_x + (K_{\theta y \theta y} + r_z^2 K_{xx} + r_x^2 K_{zz})\theta_y - (r_y r_z K_{xx})\theta_z \end{aligned} \quad (5.56)$$

$$\begin{aligned} M_{mz} &= r_x F_{my} - r_y F_{mx} + K_{\theta z \theta z} \theta_z \\ &= r_x K_{yy} y - r_x r_z K_{yy} \theta_z + r_x^2 K_{yy} \theta_z - r_y k_{xx} x - r_y r_z K_{xx} \theta_y + r_y^2 K_{xx} \theta_z + K_{\theta z \theta z} \theta_z \\ &= -(r_y K_{xx})x + (r_x K_{yy})y - (r_x r_z K_{yy})\theta_z - (r_y r_z K_{xx})\theta_y + (K_{\theta z \theta z} + r_y^2 K_{xx} + r_x^2 K_{yy})\theta_z \end{aligned} \quad (5.57)$$

Matriz de rigidez $\vec{K}^{(i)}$:

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 & 0 & r_z K_{xx} & -r_y k_{xx} \\ 0 & K_{yy} & 0 & -r_z K_{yy} & 0 & r_x K_{yy} \\ 0 & 0 & K_{zz} & r_y K_{zz} & -r_x K_{zz} & 0 \\ 0 & -r_z K_{yy} & r_y K_{zz} & K_{\theta x \theta x} + r_y^2 K_{zz} + r_z^2 K_{yy} & -r_x r_y K_{zz} & -r_x r_z K_{yy} \\ r_z K_{xx} & 0 & -r_x K_{zz} & -r_x r_y K_{zz} & K_{\theta y \theta y} + r_z^2 K_{xx} + r_x^2 K_{zz} & -r_y r_z K_{xx} \\ -r_y K_{xx} & r_x K_{yy} & 0 & -r_x r_z K_{yy} & -r_y r_z K_{xx} & K_{\theta z \theta z} + r_y^2 K_{xx} + r_x^2 K_{yy} \end{bmatrix} \quad (5.58)$$

A matriz $\vec{K}^{(i)}$ é para cada mola. A matriz de rigidez geral $\vec{K}$ pode ser escrita como:

$$\vec{K} = \sum_{i=1}^5 \vec{K}^{(i)} \quad (5.59)$$

5.1.3.5 – Computação da matriz de rigidez total da montagem

A matriz de rigidez do elemento é computada para a mola 1, mola 2, mola 3 e mola 4. Assim como para a mola 5, que faz a função da serpentina de descarga do compressor. A matriz de rigidez total da montagem do compressor é então obtida por superposição das matrizes de rigidez dessas quatro molas de suspensão e da mola 5 da serpentina, como na equação (5.59). Lembramos que a matriz de rigidez total da montagem é computada com respeito ao centro de massa da montagem em torno da posição de equilíbrio estático.

$$[K_g] = [K_{mola\ 1}] + [K_{mola\ 2}] + [K_{mola\ 3}] + [K_{mola\ 4}] + [K_{mola\ 5}] \quad (5.60)$$

5.2 – As energias cinética e potencial

Através da análise modal se obtém as energias cinéticas e potencial elástica da bomba.

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \quad (5.61)$$

O compressor é modelado como um corpo rígido e as equações de movimento Newton-Euler para força externa $\vec{F}(t)$ na forma matricial resulta em:

$$\bar{\bar{M}}\ddot{\vec{x}} + \bar{\bar{K}}\vec{x} = \vec{F}(t) \quad (5.62)$$

onde $\bar{\bar{M}}$ é a matriz de inércia, $\bar{\bar{K}}$ a matriz de rigidez e $\vec{x}$ é o vetor deslocamento linear e angular.

O sistema (5.62) tem seis graus de liberdade e está acoplado de forma que para a solução utiliza-se a análise modal. O desacoplamento é feito por meio da transformação de coordenadas:

$$\vec{x}(t) = \bar{\bar{P}}\vec{y}(t) \quad (5.63)$$

onde $\bar{P}$ é a matriz modal do sistema mecânico e $\vec{y}(t)$ é o vetor de coordenadas modais. Como $\bar{P}$ não depende do tempo, tem-se $\dot{\vec{x}}(t) = \bar{P}\dot{\vec{y}}(t)$ e $\ddot{\vec{x}}(t) = \bar{P}\ddot{\vec{y}}(t)$. Substituindo a Equação (5.63) na Equação (5.62) e multiplicando pela transposta da matriz modal, $\bar{P}^T$, resulta:

$$\bar{P}^T M \bar{P} \ddot{\vec{y}}(t) + \bar{P}^T K \bar{P} \vec{y}(t) = \bar{P}^T \vec{F}(t) \quad (5.64)$$

Na Equação (5.64) tem-se $\bar{M}_g = \bar{P}^T M \bar{P}$ a matriz diagonal das massas modais generalizadas, isto é,

$$\bar{M}_g = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 \end{bmatrix} \quad (5.65)$$

e $\bar{K}_g = \bar{P}^T K \bar{P}$ a matriz diagonal dos coeficientes de rigidez generalizadas,

$$\bar{K}_g = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_6 \end{bmatrix} \quad (5.66)$$

As matrizes (5.65) e (5.66) dos modos normais tem a propriedade de ortogonalidade sendo matrizes diagonais.

Considerando a matriz modal normalizada da forma:

$$\bar{M}_g^* = \bar{J} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \bar{M}_g^{-1} \bar{M}_g \quad (5.67)$$

Obtém-se a matriz diagonal dos autovalores da forma:

$$\bar{K}_g^* = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_3^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega_4^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_5^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_6^2 \end{bmatrix} = \bar{M}_g^{-1} \bar{K}_g \quad (5.68)$$

O lado direito da Equação (5.64) é dado por:

$$\vec{g}(t) = \bar{P}^T \vec{F}(t)$$

de forma que a equação modal do movimento é dada por (Equação 5.64)!

$$\bar{\bar{M}}_g \ddot{\vec{y}}(t) + \bar{\bar{K}}_g \vec{y}(t) = \vec{g}(t) \quad (5.69)$$

A matriz dinâmica do sistema $\bar{\bar{A}}$ é determinada multiplicando a inversa da matriz de massa e inércia $\bar{\bar{M}}^{-1}$ pela matriz de rigidez $\bar{\bar{K}}$, isto é, $\bar{\bar{A}} = \bar{\bar{M}}^{-1} \bar{\bar{K}}$. A partir da matriz modal $\bar{\bar{A}}$ pode-se gerar um conjunto de autovetores $\bar{\bar{V}}$ e correspondentes autovalores λ , tal que, $\bar{\bar{A}} \bar{\bar{V}} = \lambda \bar{\bar{V}}$. A matriz modal $\bar{\bar{P}}$ corresponde aos autovetores de $\bar{\bar{A}}$. E os autovalores λ formam uma matriz diagonal $\bar{\bar{D}}$ que é a matriz $\bar{\bar{K}}_g^*$.

Reescrevendo a Equação (5.69) na forma normalizada obtém-se:

$$\ddot{\vec{y}}(t) + \bar{\bar{K}}_g^* \vec{y}(t) = M_g^{-1} \vec{g}(t) \quad (5.70)$$

Considerando o caso particular de uma força harmônica com amplitude g_0 e frequência Ω , isto é, $g(t) = g_0 \cos(\Omega t)$ representa a seguinte equação para um oscilador não amortecido forçado:

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) = g_0/m \cos(\Omega t) \quad (5.71)$$

em que a solução particular de (5.71) é expressa por:

$$y(t) = \frac{g_0/m \cos(\Omega t)}{(\omega^2 - \Omega^2)} \quad (5.72)$$

Considerando $\omega^2 = k/m$ a amplitude y_0 é dada por:

$$y_0 = \frac{g_0/k}{1 - \frac{m\Omega^2}{k}} \quad (5.73)$$

com a solução $\vec{y}(t)$ as coordenadas originais $\vec{x}(t)$ são obtidas pela transformação:

$$\vec{x}(t) = \bar{\bar{P}} \vec{y}(t)$$

A energia cinética é expressa por:

$$KE = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} [\Omega x]^T M [\Omega x] = \frac{\Omega^2}{2} \bar{\bar{x}}^T \bar{\bar{M}} \bar{\bar{x}} \quad (5.74)$$

A energia potencial elástica é dada por:

$$PE = \frac{1}{2} k x^2 = \frac{1}{2} \bar{\bar{x}}^T \bar{\bar{K}} \bar{\bar{x}} \quad (5.75)$$

Para se calcular o vetor deslocamento $\vec{x}(t)$, a energia cinética KE e a energia potencial elástica PE da bomba do compressor devido às forças de agitação, utilizou-se o programa MATLAB® com a rotina conforme mostrada no fluxograma da figura 36. Inicia-se colocando os dados de entrada para as matrizes de massa-inércia e de rigidez calculadas no item 6.3, a massa reciprocante, a rotação do eixo de manivela, a distância da força de agitação até o centro de massa da bomba do compressor (braço), o excêntrico do eixo e o comprimento entre os dois furos da biela. São calculados os valores da aceleração da massa reciprocante, da força devido a essa aceleração e do torque gerado por essa força na bomba do compressor. Calcula-se a matriz dinâmica, autovalores, autovetores e matrizes de massa e rigidez desacopladas. São aplicadas no modelo as solicitações externas: força da massa reciprocante, do peso da bomba e torque. É obtida a solução y em regime. Faz-se a transformação de coordenadas para se obter os valores de deslocamento X . E finalmente são calculadas as energias cinética e potencial elástica devido às forças de agitação KE e PE respectivamente.

Figura 36 – Fluxograma para cálculo das energias

Fonte: do próprio autor.

Capítulo 6 - Resultados

6.1 – Análise da junta de vedação por elementos finitos sem pressão do gás

A seguir são mostrados os resultados das simulações nas condições em que são aplicados os vínculos e as forças normais nos parafusos sem aplicação da pressão do gás refrigerante.

O gráfico da “Normal gasket total closure” mostra o deslocamento ocorrido pela junta em milímetros, sendo que quando o seu valor é negativo a junta está sendo comprimida pelas peças que estão em contato com ela. Se esse valor de deslocamento for zero ou ficar positivo indica que não há mais compressão sobre a junta e ela irá falhar na sua função de vedação. Na verdade, quando houver pressão de gás, a falha poderá ocorrer quando os valores de “Normal gasket total closure”, mesmo sendo negativo, ficarem em níveis muito baixos, ou seja, valores negativos que se aproximam de zero.

As Figuras 37, 38 e 39 mostram a “Normal Closure” sem a pressão de gás para os casos em que as forças nos parafusos são 2000, 4000 e 6000 N, respectivamente.

Figura 37 – “Normal Closure” sem pressão de gás para força de 2000 N

Fonte: do próprio autor.

Figura 38 – “Normal Closure” sem pressão de gás para força de 4000 N

Fonte: do próprio autor.

Figura 39 – “Normal Closure” sem pressão de gás para força de 6000 N

Fonte: do próprio autor.

O gráfico da “Normal gasket total pressure” mostra a distribuição da pressão exercida na superfície da junta pelas peças que estão em contato com ela. Da mesma forma que na “Normal Closure”, quando os valores de “Normal Pressure” são negativos uma pressão de compressão está sendo aplicada na superfície da junta. Se os valores de “Normal Pressure” for zero ou positivo, nenhuma pressão está sendo aplicada na junta pelas peças que estão em contato com ela, o que indica que a junta de vedação irá falhar na sua função de conter o fluido, podendo ocorrer vazamento ou mesmo a ruptura da junta de vedação.

As Figuras 40, 41 e 42 mostram a “Normal Pressure” sem a pressão de gás para os casos em que as forças nos parafusos são 2000, 4000 e 6000 N, respectivamente.

Figura 40 – “Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 2000 N

Fonte: do próprio autor.

Figura 41 – “Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 4000 N

Fonte: do próprio autor.

Figura 42 – “Normal Pressure” sem pressão de gás para força de 6000 N

Fonte: do próprio autor.

6.2 – Análise da junta de vedação por elementos finitos com pressão do gás

Para proceder a simulação com a pressão do gás de refrigeração, foram mantidas as mesmas condições de vínculos e aplicação de cargas do capítulo 4 e do item 6.1 e foram acrescentadas as pressões nas superfícies das cavidades internas do lado de alta pressão do compressor. As pressões aplicadas no modelo são mostradas nas Figuras 43, 44 e 45. A Figura 43 mostra pressão do gás refrigerante aplicada nas faces internas do cabeçote e no lado da descarga da placa de válvulas. A Figura 44 mostra a pressão do gás refrigerante aplicado na face da placa de válvulas que apoia na junta da placa de válvulas. Na Figura 45 são mostradas as cargas e os vínculos aplicados no modelo e também a pressão de gás refrigerante.

Figura 43 – Pressão do gás refrigerante aplicado no cabeçote e na placa de válvulas

Fonte: do próprio autor.

Figura 44 – Pressão do gás refrigerante aplicado na placa de válvulas no lado oposto ao cabeçote

Fonte: do próprio autor.

Figura 45 – Visão geral dos vínculos e cargas e também da pressão de gás

Fonte: do próprio autor.

As Figuras 46, 47 e 48 mostram a “Normal Closure” com a pressão de gás para os casos em que as forças nos parafusos são 2000, 4000 e 6000 N.

Para o caso de força normal de 2000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Closure” com a pressão de gás aumentaram passando a valores positivos de +0,0056 a +0,0016 mm (cor laranja na Figura 46). Sendo que com força normal de 2000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Closure” obtidos foram -0,0017 a -0,0051 mm (cor vermelha na Figura 37).

Figura 46 – “Normal Closure” com a pressão de gás para força de 2000 N

Fonte: do próprio autor.

Para o caso de força normal de 4000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Closure” com a pressão de gás aumentaram, mas não chegam a valores positivos. Esses valores foram de -0,0008 a -0,0064 mm (cor vermelha na Figura 47). Sendo que com força normal de 4000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Closure” obtidos foram -0,0031 a -0,0087 mm (cor vermelha na Figura 38).

Figura 47 – “Normal Closure” com a pressão de gás para força de 4000 N

Fonte: do próprio autor.

Para o caso de força normal de 6000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Closure” com a pressão de gás aumentaram, mas também não chegam a valores positivos. Esses valores foram de -0,0025 a -0,0093 mm (cor vermelha na Figura 48). Sendo que com força normal de 6000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Closure” obtidos foram -0,0045 a -0,0118 mm (cor vermelha na Figura 39).

Figura 48 – “Normal Closure” com a pressão de gás para força de 6000 N

Fonte: do próprio autor.

As Figuras 49, 50 e 51 mostram a “Normal Pressure” com a pressão de gás para os casos em que as forças nos parafusos são 2000, 4000 e 6000 N.

Para o caso de força normal de 2000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Pressure” com a pressão de gás aumentaram para 0 (zero) a -1,63 MPa (cor vermelha na Figura 49). Sendo que com força normal de 2000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Pressure” obtidos foram -0,95 a -2,85 MPa (cor vermelha na Figura 40).

Figura 49 – “Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 2000 N

Fonte: do próprio autor.

Para o caso de força normal de 4000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Pressure” com a pressão de gás aumentaram para -0,47 a -5,56 MPa (cor vermelha na Figura 50). Sendo que com força normal de 4000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Pressure” obtidos foram -1,73 a -7,44 MPa (cor vermelha na Figura 41).

Figura 50 – “Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 4000 N

Fonte: do próprio autor.

Para o caso de força normal de 6000 N, pode-se observar que os menores valores da “Normal Pressure” com a pressão de gás foram -1,34 a -11,51 MPa (cor vermelha na Figura 51). Sendo que com força normal de 6000 N e sem pressão de gás os menores valores de “Normal Pressure” obtidos foram $-9,02 \cdot 10^{-6}$ a -10,94 MPa (cor vermelha na Figura 42).

Figura 51 – “Normal Pressure” com a pressão de gás para força de 6000 N

Fonte: do próprio autor.

As Figuras 52 e 53 mostram, de forma agrupada, os resultados das análises de “Normal Closure” e também de “Normal Pressure” na junta da placa de válvulas com os três níveis de forças normais aplicadas nos parafusos, das simulações feitas sem e com a pressão de gás refrigerante no sistema de descarga do compressor respectivamente.

Figura 52 – Tabela de “Normal Closure” e “Normal Pressure” sem pressão de gás

Fonte: do próprio autor.

Figura 53 – Tabela de “Normal Closure” e “Normal Pressure” com pressão de gás

Também os valores de I_{xx} , I_{yy} e I_{zz} em termos de kg/m^2 obtidos pelo modelo de CAD no programa Solid Edge® foram:

$$I_{xx} = 0,010618 \text{ kg/m}^2$$

$$I_{yy} = 0,025819 \text{ kg/m}^2$$

$$I_{zz} = 0,023880 \text{ kg/m}^2$$

Do programa Solid Edge® também se obteve os termos abaixo:

$$I_{xy} = 0 \text{ kg/m}^2$$

$$I_{xz} = 0,005343 \text{ kg/m}^2$$

$$I_{yz} = 0 \text{ kg/m}^2$$

Substituindo esses valores na Equação (5.14), conforme discutido na seção 5.1.2, temos:

$$[M_g] = \begin{bmatrix} 6,159 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6,159 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6,159 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,10618 & 0 & -0,005343 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,025819 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0,005343 & 0 & 0,023880 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Conforme derivado na seção 5.1.3.4, a matriz de rigidez do elemento para cada mola, K_{elem} , pode ser escrita. Usando a Eq. (5.58) para K_{elem} , as coordenadas dos pontos de fixação das molas da seção 5.1.3.1 e os valores de rigidez da seção 5.1.3.3, nos podemos escrever as matrizes de rigidez dos elementos como segue:

Matriz de rigidez do elemento para a mola 1

Rigidez lateral, $K_{xx} = K_{yy} = 19,538 \text{ N/mm}$ (Eq. 5.35)

Rigidez axial, $K_{zz} = 7,490 \text{ N/mm}$ (Eq. 5.31)

Rigidez de momento, $K_{\theta_x\theta_x} = K_{\theta_y\theta_y} = 1155,1 \text{ N/mm}$ (Eq. 5.33)

Rigidez de momento, $K_{\theta_z\theta_z} = 0$

Coordenadas de fixação da mola 1 $(r_x; r_y; r_z) = (+30,23; -32,00; -52,48) \text{ mm}$

Utilizando os valores acima de rigidez e coordenadas com unidades em Newton e metro, a matriz de rigidez da mola 1 é a seguinte:

$$K_1 = \begin{bmatrix} 19538 & 0 & 0 & 0 & -1025,4 & 625,2 \\ 0 & 19538 & 0 & 1025,4 & 0 & 590,6 \\ 0 & 0 & 7490 & -239,7 & -226,4 & 0 \\ 0 & 1025,4 & -239,7 & 62,64 & 7,25 & 30,99 \\ -1025,4 & 0 & -226,4 & 7,25 & 61,81 & -32,81 \\ 625,2 & 590,6 & 0 & 30,99 & -32,81 & 37,86 \end{bmatrix}$$

Matriz de rigidez do elemento para a mola 2

Rigidez lateral, $K_{xx} = K_{yy} = 19,538 \text{ N/mm}$

Rigidez axial, $K_{zz} = 7,490 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_x\theta_x} = K_{\theta_y\theta_y} = 1155,1 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_z\theta_z} = 0$

Coordenadas de fixação da mola 2 ($r_x; r_y; r_z$) = $(-33,77; -32,00; -52,48) \text{ mm}$

A matriz de rigidez da mola 2 com os valores acima de rigidez e coordenadas expressos nas unidades em Newton e metro é mostrada a seguir:

$$K_2 = \begin{bmatrix} 19538 & 0 & 0 & 0 & -1025,4 & 625,2 \\ 0 & 19538 & 0 & 1025,4 & 0 & -659,8 \\ 0 & 0 & 7490 & -239,7 & 252,9 & 0 \\ 0 & 1025,4 & -239,7 & 62,64 & -8,094 & -34,63 \\ -1025,4 & 0 & 252,9 & -8,094 & 63,51 & -32,81 \\ 625,2 & -659,8 & 0 & -34,63 & -32,81 & 42,28 \end{bmatrix}$$

Matriz de rigidez do elemento para a mola 3

Rigidez lateral, $K_{xx} = K_{yy} = 19,538 \text{ N/mm}$

Rigidez axial, $K_{zz} = 7,490 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_x\theta_x} = K_{\theta_y\theta_y} = 1155,1 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_z\theta_z} = 0$

Coordenadas de fixação da mola 3 ($r_x; r_y; r_z$) = $(-33,77; +32,00; -52,48) \text{ mm}$

Utilizando os valores acima de rigidez e coordenadas com as unidades em Newton e metro, a matriz de rigidez da mola 3 é a seguinte:

$$K_3 = \begin{bmatrix} 19538 & 0 & 0 & 0 & -1025,4 & -625,2 \\ 0 & 19538 & 0 & 1025,4 & 0 & -659,8 \\ 0 & 0 & 7490 & 239,7 & 252,9 & 0 \\ 0 & 1025,4 & 239,7 & 62,64 & 8,094 & -34,63 \\ -1025,4 & 0 & 252,9 & 8,094 & 63,51 & 32,81 \\ -625,2 & -659,8 & 0 & -34,63 & 32,81 & 42,29 \end{bmatrix}$$

Matriz de rigidez do elemento para a mola 4

Rigidez lateral, $K_{xx} = K_{yy} = 19,538 \text{ N/mm}$

Rigidez axial, $K_{zz} = 7,490 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_x\theta_x} = K_{\theta_y\theta_y} = 1155,1 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_z\theta_z} = 0$

Coordenadas de fixação da mola 4 ($r_x; r_y; r_z$) = (+30,23; +32,00; -52,48) mm

A matriz de rigidez da mola 4 com os valores acima de rigidez e coordenadas expressos nas unidades em Newton e metro é mostrada a seguir:

$$K_4 = \begin{bmatrix} 19538 & 0 & 0 & 0 & -1025,4 & -625,2 \\ 0 & 19538 & 0 & 1025,4 & 0 & 590,6 \\ 0 & 0 & 7490 & 239,7 & -226,4 & 0 \\ 0 & 1025,4 & 239,7 & 62,64 & -7,25 & 30,99 \\ -1025,4 & 0 & -226,4 & -7,25 & 61,81 & 32,81 \\ -625,2 & 590,6 & 0 & 30,99 & 32,81 & 37,86 \end{bmatrix}$$

Matriz de rigidez do elemento para a mola 5 (serpentina)

A matriz de rigidez do elemento de mola 5, serpentina de descarga, foi calculada utilizando-se as rigidez lateral, axial e de momento da mola de suspensão, mas localizada no centro da face superior do corpo do compressor.

Rigidez lateral, $K_{xx} = K_{yy} = 19,538 \text{ N/mm}$

Rigidez axial, $K_{zz} = 7,490 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_x\theta_x} = K_{\theta_y\theta_y} = 1155,1 \text{ N/mm}$

Rigidez de momento, $K_{\theta_z\theta_z} = 0$

Coordenadas de fixação da mola 5 ($r_x; r_y; r_z$) = (-1,77; 0; +42,31) mm.

A matriz de rigidez da mola 5 com os valores acima de rigidez e coordenadas nas unidades em Newton e metro é a seguinte:

$$K_5 = \begin{bmatrix} 19538 & 0 & 0 & 0 & 826,7 & 0 \\ 0 & 19538 & 0 & -826,7 & 0 & -34,6 \\ 0 & 0 & 7490 & 0 & 13,3 & 0 \\ 0 & -826,7 & 0 & 36,13 & 0 & 1,46 \\ 826,7 & 0 & 13,3 & 0 & 36,12 & 0 \\ 0 & -34,6 & 0 & 1,46 & 0 & 0,0612 \end{bmatrix}$$

A matriz de rigidez total da montagem é obtida somando-se termo a termo os valores de rigidez de cada uma das quatro molas de suspensão e da quinta mola, que desempenha a função da serpentina. A rigidez total é mostrada a seguir:

$$K_{Tot} = \begin{bmatrix} \begin{matrix} & \text{N/m} & \\ 97690 & 0 & 0 \\ 0 & 97690 & 0 \\ 0 & 0 & 37450 \end{matrix} & \begin{matrix} & \text{N/rad} & \\ 0 & -3274,7 & 0 \\ 3274,7 & 0 & -172,9 \\ 0 & 66,3 & 0 \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} 0 & 3274,7 & 0 \\ -3274,7 & 0 & 66,3 \\ 0 & -172,9 & 0 \end{matrix} & \begin{matrix} 286,67 & 0 & -5,796 \\ 0 & 286,75 & 0 \\ -5,796 & 0 & 160,36 \end{matrix} \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

N
N.m/rad

6.4 – Características geométricas da biela, do pistão e do pino do pistão

O compressor dessa pesquisa tem um pistão de diâmetro externo de 29,999 mm e eixo de manivela com excêntrico de 5,0 mm. Isso resulta em um deslocamento volumétrico de 7,06 cm³ por revolução. Com o programa Solid Edge® se obteve as massas da biela 0,038 kg, do pistão 0,089 kg e do pino do pistão 0,005 kg.

Figura 54 – Biela, pistão e pino do pistão

Fonte: do próprio autor.

O procedimento para se obter a massa reciprocante, que é a parte da massa da biela com movimento alternativo, foi baseado em (Arcot 1993). A massa rotativa da biela não é considerada no cálculo porque foi feito balanceamento do compressor.

O comprimento entre os dois furos, l , da biela é de 43,71 mm. A distância entre o centro de massa da biela e o furo do pino do pistão é chamada de l_{Trans} . A distância entre o centro de massa e o furo maior da biela é chamada de l_{rot} .

Figura 55 – Massas equivalentes da biela

Fonte: adaptado de Arcot (1993).

$$l = 43,71 \text{ mm} = 0,04371 \text{ m}$$

$$l_{trans} = 27,86 \text{ mm} = 0,02786 \text{ m}$$

$$l_{rot} = 15,85 \text{ mm} = 0,01585 \text{ m}$$

$$M_{trans}(l_{rot} + l_{trans}) = M_{cr}l_{rot}$$

Portanto,

$$M_{trans} = M_{cr} \left(\frac{l_{rot}}{l_{rot} + l_{trans}} \right)$$

$$M_{trans} = 0,038 \left(\frac{15,85}{15,85 + 27,86} \right)$$

$$M_{trans} = 0,013779 \text{ kg}$$

Para se obter a massa reciprocante M_{Recip} , soma-se as massas do pistão, do pino do pistão e a massa M_{trans} .

$$\text{Assim, } M_{Recip} = M_{pistão} + M_{pino} + M_{Trans} = (0,089 + 0,005 + 0,013779) \text{ kg.}$$

$$M_{Recip} = 0,10779 \text{ kg}$$

Os dados utilizados para fazer a simulação do modelo dinâmico da bomba do compressor são apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Dados para a simulação computacional.

Descrição	Parâmetro
Matriz da Massa e inércia	M_g (Eq. 6.2)
Matriz de rigidez	K_{TOT} (Eq. 6.3)
Vetor do sistema de força e torque	F [N] e torque [N.m]
Vetor de peso	W [N]
Velocidade angular	$\Omega = 361$ [rad/s]
Massa do pistão	$m_{piston} = 0,089$ [kg]
Massa do pino do pistão	$m_{wristpin} = 0,005$ [kg]
Massa da parte da biela com movimento alternativo	$m_{rcp} = 0,013779$ [kg]
Massa reciprocante	$m_{recip} = 0,10779$ [kg]
Distância do centro do cilindro ao centro de massa	$b = 0,01741$ [m]

Fonte: do próprio autor.

6.5 – Análise dinâmica do compressor

A matriz dinâmica do sistema é calculada utilizando a matriz de massa e inércia (Eq. 6.2) e a matriz de rigidez (Eq. 6.3) e o seu valor é dado por:

$$\bar{\bar{A}} = 1,0e + 05$$

$$\begin{bmatrix} 0,1586 & 0 & 0 & 0 & -0,005317 & 0 \\ 0 & 0,1586 & 0 & 0,005317 & 0 & -0,0002808 \\ 0 & 0 & 0,06081 & 0 & 0,0001077 & 0 \\ 0 & 3,434 & 0 & 0,30287 & 0 & 0,03193 \\ -1,268 & 0 & 0,02569 & 0 & 0,1111 & 0 \\ 0 & 0,6960 & 0 & 0,06534 & 0 & 0,07430 \end{bmatrix}$$

(6.4)

Com a matriz dinâmica $\bar{\bar{A}}$ determina-se a matriz modal normalizada $\bar{\bar{P}}$ expressa por:

$$\bar{\bar{P}} =$$

$$\begin{bmatrix} 0,08582 & 0,04853 & 0,04378 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0,02202 & 0,03092 & -0,04975 \\ -0,0006726 & -0,009263 & 0,5928 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0,9681 & -0,5425 & 0,6907 \\ -0,9963 & 0,9988 & 0,8041 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0,2495 & 0,8395 & 0,7214 \end{bmatrix}$$

(6.5)

E a matriz de frequências características em rad/s que correspondem a raiz quadrada dos autovalores da matriz $\bar{\bar{D}}$, isto é,

$$\bar{\bar{f}}_r = \begin{bmatrix} 148,44 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 70,14 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 78,07 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 197,28 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 75,97 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 94,27 \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

O vetor da amplitude das forças e momentos externos aplicados é dado pelo vetor:

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} 76,7582 \\ 0 \\ -60,4198 \\ 0 \\ -1,3364 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

Utilizando o fluxograma da figura 36 e a solução dada pela equação (5.73) o vetor $\vec{X}$, em mm, expresso pela equação (5.63) é o seguinte:

$$\vec{X} = [-0,0912 \quad 0 \quad -1,6144 \quad 0 \quad 1,1578 \quad 0]^T$$

e as energias cinética e potencial elástica são dadas respectivamente por $KE = 1,051$ J e $PE = 0,0496$ J.

Observa-se que a energia cinética é aproximadamente 20 vezes maior que a energia potencial elástica, que é dada pela rigidez das molas helicoidais e pela serpentina que seguram o corpo do compressor. Essas energias aparecem porque o compressor tem somente um cilindro. Caso o mesmo tivesse mais de um cilindro ele poderia ser balanceado através do cálculo dessas energias.

As figuras 56 e 57 ilustram o histórico no tempo para os deslocamentos e rotações respectivamente. A figura 56 apresenta o deslocamento nas direções x , y e z (cores azul, verde e vermelha, respectivamente).

Observa-se que na direção y o corpo não sofre movimento linear. Na direção x o corpo é excitado na frequência de 361 rad/s e na direção z o corpo se desloca pela excitação gravitacional na forma de degrau em que a resposta é o dobro do deslocamento estático.

Figura 56 – Deslocamentos em x (azul), y (verde) e z (vermelho) em função do tempo

Fonte: do próprio autor.

A figura 57 ilustra a rotação nas direções x , y , e z , com os gráficos nas cores azul, verde e vermelha, respectivamente. Observa-se que a rotação principal ocorre em torno do eixo y , θ_y , na frequência de excitação. Entretanto essa vibração é pequena por causa do pequeno valor do braço ($b = 0,01741$ m) do eixo do cilindro em relação ao centro de massa da bomba do compressor.

Figura 57 – Rotações θ_x (azul), θ_y (verde) e θ_z (vermelho) em função do tempo

Fonte: do próprio autor.

As figuras 58, 59 e 60 ilustram respostas do sistema em função da frequência de excitação. Nesses gráficos a frequência varia de 0 a 4500 rpm (0 a 471,24 rad/s).

As figuras 58 e 59 ilustram o deslocamento na direção x e a rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência, respectivamente. Utilizando a matriz modal normalizada $\bar{\bar{P}}$ (Eq. 6.5) as variáveis físicas generalizadas x e θ_y são expressas por:

$$x = +0,085824y_1 + 0,048533y_2 + 0,043779y_3 \text{ m, e}$$

$$\theta_y = -0,99631y_1 + 0,99878y_2 + 0,80413y_3 \text{ rad.}$$

Observa-se que para essas variáveis somente as três primeiras frequências de ressonância dominam o movimento, isto é, 148,44 rad/s, 70,14 rad/s e 78,07 rad/s. As frequências de 70,14 rad/s e 78,07 rad/s tem menor contribuição quando comparadas com a de 148,44 rad/s. Esse fato é notado nas figuras 59 e 60 onde se observa o pico na frequência de ressonância de 148,44 rad/s (1417 rpm) que é maior que os picos das frequências de ressonâncias de 70,14 rad/s (670 rpm) e 78,07 rad/s (746 rpm), em que os movimentos são dominados pelo deslocamento linear do pistão do compressor na direção x e pela rotação na direção y (θ_y). Deve ser observado que existem três outras frequências de ressonâncias que podem ser desprezadas devido à resposta do sistema nessas frequências. De fato o sistema tem seis graus de liberdade e consequentemente seis frequências de ressonâncias, mas somente três delas devem ser consideradas, como pode ser visto nas figuras 59, 60 e 61.

Figura 58 – Deslocamento na direção x em função de frequência

Fonte: do próprio autor.

Figura 59 – Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função de frequência

Fonte: do próprio autor.

A figura 60 ilustra as energias cinética, potencial elástica e a soma das energias cinética-potencial elástica (cores azul, verde e vermelho, respectivamente) em função da frequência de excitação. A energia cinética é função de frequência, de modo que ela cresce com a mesma. Isso também ocorre com a soma das energias cinética-potencial elástica. Observa-se que na frequência de ressonância (148,44 rad/s) ocorre uma grande variação dessas energias. Também se observou menores variações de energias nas duas outras frequências de ressonância (70,14 rad/s e 78,07 rad/s, respectivamente).

Figura 60 – Energias cinética (azul), potencial elástica (verde) e a soma das energias cinética-potencial elástica (vermelho) em função de frequência

Fonte: do próprio autor.

6.6 – Análise paramétrica do comportamento dinâmico da bomba em função da rigidez das molas

A tabela 4 ilustra um estudo paramétrico mudando a rigidez compressiva e cisalhante das molas K_{xx} , K_{yy} e K_{zz} analisando os valores resultantes das energias cinética, potencial elástica e frequências de ressonâncias. Os resultados são apresentados na ordem crescente dos valores de rigidez da mola. As condições de rigidez das molas são: (Condição 1: $K_{xx} = 10000$ N/m; $K_{yy} = 10000$ N/m; $K_{zz} = 3700$ N/m; $K_{\theta x \theta x} = K_{\theta y \theta y} = 1.1551$ N.m/rad; $K_{\theta z \theta z} = 0$), (Referência: $K_{xx} = 19538$ N/m; $K_{yy} = 19358$ N/m; $K_{zz} = 7490$ N/m; $K_{\theta x \theta x} = K_{\theta y \theta y} = 1.1551$ N.m/rad; $K_{\theta z \theta z} = 0$), (Condição 2: $K_{xx} = 50000$ N/m; $K_{yy} = 50000$ N/m; $K_{zz} = 18000$ N/m; $K_{\theta x \theta x} = K_{\theta y \theta y} = 1.1551$ N.m/rad; $K_{\theta z \theta z} = 0$). Está claro que um aumento da rigidez da mola leva a um aumento da frequência de ressonância e a uma diminuição das energias cinética total e potencial elástica total. A energia cinética total diminui de 2,95 J para 0,242 J quando a condição de rigidez da mola é mudada da condição 1 para a condição 2. E com a mesma mudança de rigidez da mola a energia elástica potencial total se altera de 0,0823 J para 0,0272 J. A primeira frequência de ressonância muda de 107,83 rad/s para 235,49 rad/s quando a condição de rigidez da mola é aumentada da condição 1 para a condição 2.

Tabela 4: Resultados da simulação computacional da bomba com a variação de rigidez das molas

Descrição	Condição 1	Referência	Condição 2
KE [J]	2,95	1,051	0,242
PE [J]	0,0823	0,0496	0,0272
Frequência de ressonância f_1 [rad/s]	107,83	148,43	235,49
Frequência de ressonância f_2 [rad/s]	66,94	70,14	77,17
Frequência de ressonância f_3 [rad/s]	60,09	78,07	113,65
Frequência de ressonância f_4 [rad/s]	143,14	197,28	312,58
Frequência de ressonância f_5 [rad/s]	85,46	75,97	92,70
Frequência de ressonância f_6 [rad/s]	57,15	94,27	136,03

Fonte: do próprio autor.

As figuras 61 e 62 mostram o deslocamento em x , y e z em função do tempo para as condições 1 e 2 respectivamente. Observa-se na comparação das duas figuras que o deslocamento em x é maior na condição 2 e que o deslocamento em z diminuiu sensivelmente na condição 2.

Figura 61 – Deslocamentos em x (azul), y (verde) e z (vermelho) em função do tempo na condição 1

Fonte: do próprio autor.

Figura 62 – Deslocamentos em x (azul), y (verde) e z (vermelho) em função do tempo na condição 2

Fonte: do próprio autor.

As figuras 63 e 64 mostram as rotações θ_x , θ_y e θ_z em função do tempo para as condições 1 e 2 respectivamente. A comparação das duas figuras evidencia que a rotação em torno do eixo y, θ_y é maior na condição 2. E que a rotação em torno do eixo y na condição 2 é o duas vezes maior se comparada com θ_y na condição 1.

Figura 63 – Rotações θ_x (azul), θ_y (verde) e θ_z (vermelho) em função do tempo para a condição 1

Fonte: do próprio autor.

Figura 64 – Rotações θ_x (azul), θ_y (verde) e θ_z (vermelho) em função do tempo para a condição 2

Fonte: do próprio autor.

As figuras 65 e 66 mostram o deslocamento em x em função da frequência para as condições 1 e 2 respectivamente. Observa-se na comparação das duas figuras que houve aumento nas frequências de ressonâncias na condição 2.

Figura 65 – Deslocamento na direção x em função da frequência na condição 1

Fonte: do próprio autor.

Figura 66 – Deslocamento na direção x em função da frequência na condição 2

Fonte: do próprio autor.

As figuras 67 e 68 mostram a rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência para as condições 1 e 2 respectivamente. Também se pode notar, na comparação das duas figuras, que houve aumento nas frequências de ressonâncias na condição 2.

Figura 67 – Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência para a condição 1

Fonte: do próprio autor.

Figura 68 – Rotação em torno do eixo y (θ_y) em função da frequência para a condição 2

Fonte: do próprio autor.

As figuras 69 e 70 mostram a energia cinética, potencial elástica e a soma das energias cinética-potencial elástica em função da frequência para as condições 1 e 2 respectivamente. Comparando as duas figuras também se observa, que houve aumento nas frequências de ressonâncias na condição 2 em relação a condição 1.

Figura 69 – Energias cinética (azul), potencial elástica (verde) e a soma das energias cinética-potencial elástica (vermelho) em função da frequência para a condição 1

Fonte: do próprio autor.

Figura 70 – Energias cinética (azul), potencial elástica (verde) e a soma das energias cinética-potencial elástica (vermelho) em função da frequência para a condição 2

Fonte: do próprio autor.

Capítulo 7 - Considerações finais e trabalhos futuros.

7.1 – Considerações finais

Conforme descrito no capítulo de revisão bibliográfica, a utilização do método dos elementos finitos para análise e melhoramentos das juntas de vedação, tanto nas aplicações de compressores de refrigeração, quanto em diversas outras está cada vez mais presente. A pesquisa bibliográfica mostrou artigos da utilização de elementos finitos nas áreas de equipamentos industriais, baterias elétricas de equipamentos de consumo como celulares, motores de combustão e compressores de refrigeração.

Nesse trabalho foi apresentada a simulação estrutural de um modelo do conjunto cabeçote e juntas idealizado de um compressor de refrigeração (Figura 5) utilizando o método dos elementos finitos e o programa ANSYS®. Podemos considerar que o objetivo dessa parte da pesquisa foi atingido, pois os resultados das distribuições de pressão na superfície da junta da placa de válvulas para os três níveis de forças normais aplicadas nos parafusos do cabeçote tiveram resultados coerentes. Essa coerência de resultados ocorre tanto nos casos de aplicação da força normal nos parafusos somente, quanto nos casos em que foi aplicada força normal nos parafusos e a pressão de gás refrigerante no interior do conjunto cabeçote e juntas.

A influência da intensidade da força normal aplicada nos parafusos na pressão de contato resultante na junta da placa de válvulas está evidenciada nas análises feitas com forças normais de 2000, 4000 e 6000 N. É interessante destacar que o modelo reproduz bem a diminuição da pressão de contato na junta de vedação quando é aplicada a pressão de gás refrigerante na cavidade de descarga do conjunto cabeçote e juntas. Isso pode ser verificado através da diminuição dos valores da “Normal Closure” e da “Normal Pressure” no modelo, nas três condições de forças normais aplicadas nos parafusos. Também é interessante notar que o modelo com a pressão de gás refrigerante reproduz bem o aumento da pressão de contato quando a força normal nos parafusos vai sendo aumentada de 2000 N para 4000 N e para 6000 N. Isto é, os valores de “Normal Closure” e “Normal Pressure” vão ficando mais negativos conforme a força normal nos parafusos aumenta.

Na parte da pesquisa que faz a análise dinâmica da bomba do compressor recíproco (Figura 6), onde se desenvolveu um modelo idealizado da mesma para a simulação computacional, foi possível calcular a matriz de rigidez total do sistema com as molas de suspensão, levando em consideração a rigidez compressiva, de flexão e cisalhante das molas. A obtenção da matriz de rigidez juntamente com a matriz de massa e inércia do sistema da bomba possibilitou a elaboração de um modelo dinâmico. Com a solução do modelo computacional foram calculadas a matriz dinâmica, a matriz modal normalizada, a matriz de frequências características, o deslocamento $\vec{X}$ do centro de massa da bomba e também os valores de energia cinética (KE) e potencial elástica (PE) do sistema da bomba devido às forças de agitação. Também foram obtidos gráficos dos deslocamentos nos eixos x , y e z e rotações θ_x , θ_y e θ_z em função do tempo. Assim como gráficos do deslocamento na direção x em função da frequência, da rotação em torno do eixo y , θ_y , em função da frequência e das energias cinética, potencial elástica e da soma das energias cinética-potencial elástica, em função da frequência. Nas figuras 58, 59 e 60 observa-se a ocorrência de três frequências de ressonância na ordem decrescente de contribuição 148,44 rad/s, 70,14 rad/s e 78,07 rad/s.

A metodologia computacional desenvolvida permite estudar um comportamento dinâmico de uma bomba de compressor ajudando a encontrar as frequências de ressonâncias e a influência da rigidez das molas, através de uma análise paramétrica, no comportamento dinâmico do sistema considerando um compressor com velocidade variável. O modelo encontra as principais frequências de ressonâncias e ajuda a projetar a rigidez das molas de forma e evitar a ocorrência de frequências de ressonância do sistema na faixa operacional de velocidades presente no compressor real.

7.2 - Trabalhos futuros

Seguem sugestões para a realização de pesquisas relacionadas a esse trabalho:

- Incluir efeitos térmicos no modelo de elementos finitos da análise da junta da placa de válvulas devido ao calor gerado na região pela compressão do gás.
- Fazer a verificação experimental das pressões de contato obtidas nas simulações da junta da placa de válvulas através de filme FUJI ou outro meio disponível.
- Verificação experimental dos parâmetros dinâmicos obtidos nas simulações.

Referências Bibliográficas

ABID, M. **“Determination of safe operating conditions for gasketed flange joint under combined internal pressure and temperature: A finite element approach”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 83, p. 433–441, 2006.

ABID, M.; HUSSAIN, S. **“Relaxation behaviour of gasketed joints during assembly using finite element analysis”**, Sādarānā Vol. 35 Part 1, p. 31–43, Indian Academy of Sciences, 2010.

ABID, M.; MAQSOOD, S.; WAJID, H. **“Comparative modal analysis of gasketed and nongasketed bolted flange pipe joints: FEA approach”**, Hindawi Publishing Corporation, Advances in Mechanical Engineering, article ID 413583, 8 pages, 2012.

ABID, M.; ULLAH, B. **“Three-Dimensional nonlinear finite-element analysis of gasketed flange joint under combined internal pressure and variable temperatures”**, Journal of Engineering Mechanics © ASCE Vol. 133, N° 2, February 1, 2007

ACC no site YouTube. Disponível em <http://goo.gl/FSvmh0>. Acesso em 27/04/17.

ALVES FILHO A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**, Editora Érica, São Paulo, 2000.

ANSYS® 13.0, **User Manual**.

ARCOT, R. **“Computer simulation of the Bristol compressor suspension system dynamics”** Virginia Polytechnic institute & State University Thesis; Blacksburg, 1993.

ASME/ANSI B 16.5. **Specifications for plate flanges**, New York: American National Standards Institution, 1988.

ASSAN, A. E. **Método dos Elementos Finitos: Primeiros Passos**, Editora da Unicamp, Campinas, 2003.

BERTOLI, M. G. D. **“The use of an integrated CAE/CAD/CAM system during the compressor design”**, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue: C9-4, 2002.

BOUZID, A. **“On the effect of external bending loads in bolted flange connections”**, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 131, p 1-8, 2009.

CARTRAUD, P.; WIELGOSZ C. **“Numerical modelling of the elastoplastic behaviour of a gasket material”**, Computational Material Science, v.5, p. 75–81, 1995.

CHEN, W.; SALEEB, A. F. **“Constitutive Equations for Engineering Materials, Vol. 1” Elasticity and Modeling**, Purdue University, John Wiley, N.Y., 1994.

CHEN, W.; SALEEB, A. F. **“Constitutive Equations for Engineering Materials, Vol. 2” Plasticity and Modeling**, Purdue University, John Wiley, N.Y., 1994.

CHIANG, K.; LEE, C.; CHEN, W.; CHEN, R. **“Design and analysis of gasket sealing of cylinder head under engine operation conditions”**, Finite Elements and Analysis and Design, v. 41, p. 1160–1174, 2005.

CHO, S. S.; SHIN, C. S.; LEE, C. S.; CHANG, H.; LEE K. W. **“Assessment of an engine cylinder head block joint using finite element analysis”** International journal of automotive technology, volume 11, No. 1, pp. 75-80, 2010.

DANFOSS, 2017. Disponível em <http://files.danfoss.com/images/IMG164144860347.jpg?w=1024&h=724&mode=pad>. Acesso em 27/04/2017.

EAGLESON, J. S. **“Head gasket finite element model correlation”**, Master thesis of University of Windsor, Ontario, Canada, 2013.

EFUNDA. Disponível em <https://www.efunda.com/home.cfm>. Acesso em 29/01/2013.

ESTUPIÑAN, E.; SANTOS, I. **“Dynamic modeling of hermetic reciprocating compressors, combining multibody dynamics, finite element method and fluid film lubrication”**, International Journal of Mechanics, issue 4, volume 1, 2007.

ESTUPIÑAN, E.; SANTOS, I. **“Modelling hermetic compressors using different constraint equations to accommodate multibody dynamics and hydrodynamic lubrication”**, Journal of Brazilian Society of mechanical science and engineering ABCM, volume XXXI, No 1, 2009.

EUROPEAN PATENT OFFICE. Disponível em: <http://goo.gl/KFCsol>. Acesso em 27/04/2017.

FANG, J.; BULL, C. L.; LOVEDAY, J. S.; NELMES, R. J.; KAMENEV, K. V. **“strength analysis and optimization of double-toriodal anvils for high-pressure research”**, Review of Scientific Instruments 83, 093902, 2012.

FRANCIS, P. **“Analysis of sealing in bolted joint assemblies”**, ANSYS® Conference, 2014.

GATTO, I.; URBANI, F.; GIACOPPO, G.; BARBERA, O. PASSALACQUA, E. **“Influence of the bolt torque on PEFC performance with different gasket materials”**, International journal of Hydrogen Energy, v 36, p. 13043–13050, 2011.

GRAY, T.; WILLIAMS, J.; ANLEY, R.; NASH, D. **“Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, v. 86, p. 420–427, 2009.

HARUYAMA, S.; NURHADIYANTO, D.; CHOIRON, M.; KAMINISHI, K. **“Influence of surface roughness on leakage of new metal gasket”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 1 – 9, 2013.

HIBBELER R. C. **Dinâmica: Mecânica para engenharia**, Pearson Prentice Hall, 10^a ed., São Paulo, 2005.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**, Pearson Prentice Hall, 7^a ed., São Paulo, 2010.

INMAN, D. J. **“Engineering vibration”**, 3^a ed. Pearson, Upper Saddle River, New Jersey, 2008.

JORWEKAR, P. P.; BIRARI, Y. V.; NADGOUDA, M. M. **“Cylinder Head Gasket Contact Pressure Simulation for a Hermetic Compressor”**, Proceedings of 18th International Compressor Engineering Conference at Purdue, C071, 2006.

KELLY, S. G. **“Fundamentals of mechanical vibrations”** McGraw-Hill, Singapore, 1993.

KUMAR, N.; BRAHAMANANDAM, P.; RAO, B. **“3-D Finite Element Analysis of Bolt Flange Joint of Pressure Vessel”**, MIT international Journal of Mechanical Engineering Vol. 1, No 1, p. 35-40, ISSN No. 2230 – 7699 © MIT Publications, 2011.

KURKA, P.; IZUKA, J; PAULINO, K. **“Dynamic of reciprocating compressors with flexible bearings”**, Mechanism and Machine Theory, 52, p. 130 – 143, 2012

KURZ, H.; ROOS, E. **“Design of floating type bolted flange connections with grp flanges”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 89, 1 – 8, 2012.

LEVECQUE, N; MAHFOUD, J.; VIOLETTE, D.; FERRARIS, G.; DOFOUR, R. **“Vibration reduction of a single cylinder reciprocating compressor based on multi-stage balancing”**, Mechanism and Machine Theory, 46, p. 1 – 9, 2011

MABIE, H. H.; REINHOLTZ, C. F. **“Mechanisms and dynamics of machinery”**, 4a ed., Virginia Polytechnic Institute and State University, John Wiley, Singapore, 1987.

MACKERLE J. **“Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990 – 2002)”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, p. 253–271, 2003.

MALVERN, L. **“Introduction to the mechanics of a continuous medium”**, Prentice-Hall, Englewood, New Jersey, U.S., 1969.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**, 10ª ed. rev. Editora Érica, São Paulo, 2012.

OLIVIER, M. **“Modeling threaded bolted joint in ANSYS® Workbench”**, ANSYS® Conference, 2012.

ONG, C. **“Shaking and balance of a convertible one-and two-cylinder reciprocating compressor”**, Virginia Polytechnic institute & State University Thesis; Blacksburg, 2000.

PADILHA, A. F. **Materiais de Engenharia - Microestrutura e Propriedades**, Editora Hemus, São Paulo, 2000.

PARSONS, I.; ESTRADA, H. **“Strength and leakage finite element analysis of a GFRP flange joint”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 76, p. 543–550, 1999.

PRASAD, S. N. **“A study on sealing Performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 84, p. 349–357, 2007.

PRASAD, N.; MATHAN, G. **“Studies on gasketed flange joints under bending with anisotropic Hill plasticity model for gasket”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 88, p. 495–500, 2011.

PRASAD, N.; MATHAN, G. **“Study of dynamic response of piping system with gasketed flanged joint using finite element analysis”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 89, 28 - 32, 2012.

PUFF, R.; BORTOLI, M.; BOSCO Jr, R.; GAERTNER, E. **“The use of CAD/CAE tools in compressor development focusing structural analysis”**, Proceedings of 2006 International Compressor Engineering Conference at Purdue: C149, 2006.

PUFF, R. **“Hermetic Compressor Manifold Analysis With The Use Of The Finite Element Method”**, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1301, 2008.

PUNBUSAYAKUL N.; BOONSIRI K.; CHAROJROCHKUL S.; FUNGTAMMASAN B.; CHAROENSUK J. **“Assessment on the hermetic properties and mechanical compatibility of various groove gasket sealing designs for solid oxide fuel cell stack”**, Journal of Power Sources 213 186-202, 2012.

RAMANI, A. **“Finite element modeling of a refrigeration compressor for noise predictions applications”**, Virginia Polytechnic institute & State University Thesis; Blacksburg, 1993.

RAUB, J. **“Modeling diesel engine cylinder head gaskets using the gasket material option of the SOLID185 element”**, ANSYS® Conference 17, 2002.

ROOS, E.; KOCKELMANN, H.; HAHN, R. **“Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal to metal contact type”**, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 79, p. 45–52, 2001.

SÈVE, F.; ANDRIANOELY, M.A.; BERLIOZ, A.; DUFOUR, R.; CHARREYRON, M. **“Balancing of machinery with a flexible variable-speed rotor”**, Journal of sound and vibration 264 (2003) 287 - 302, 2002.

STOECKER, W.; JONES J. **Refrigeração e Ar Condicionado**; tradução José M. Saiz Jabardo et. al., Ed. McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER J. N. **Teoria da Elasticidade**, 3^a Edição, Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1980.

THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**, Editora Interciência, tradução de Cássio Sigaud, Rio de Janeiro, 1978.

WAHL, A. M. **“Mechanical Springs”**, First Edition, Penton Publishing Company, Cleveland, Ohio, 1944.

WANG, S.; LEE, J.; HYUN, J.; KI, S. **“Development procedure for a vibration transmission element using a reversed design optimization method”**, Journal of sound and vibration 354 p. 72 – 85, 2015.

WU, J.; ZHANG, H.; XIE, F.; CHEN, A.; LI, Y. **“Dynamic behaviors of the crankshaft in single-cylinder and twin-cylinder rotary compressors”**, International Journal of refrigeration 47 p. 36 – 45, 2014.

XUE, L. **“Structural Analysis of Rectangular Bolted Flanged Connections for Pressure Vessels”**, Master degree thesis of Montreal: Concordia University, 1992.

YANAGISAWA, T.; MORI, M.; SHIMIZU, T.; OJI, Y. **“Vibration of a rolling piston type rotary compressor”**, International Journal of Refrigeration, volume 7, number 4, 1984.

Anexo A – Material da junta N-2085 G

[PRODUCTS](#)
[SERVICE AND SUPPORT](#)
[ABOUT US](#)
[WHERE TO BUY](#)
[CONTACT US](#)

N-2085G

[Home](#)

[Specification Data Sheet](#)

[PRINT THIS PAGE](#)
[PDF VERSION](#)

InterFace
Solutions

N-2085G

Standard/Nonasbestos Gasket Material
F723940E43M6

Description:

N-2085G is a fully cured nitrile butadiene bound material that offers excellent resistance to water, coolant, oil, and fuel. This product is available in close tolerance gauges for hermetic compressor valve plate applications, and is intended for short duration maximum temperatures up to 190°C (375°F).

Property:	Specification:	Method:
Density, g/cc(lb/cu.ft)	1.36 (85) (min.)	ASTM F 1315
Compressibility, % (at 34.5MPa)	10 - 20	ASTM F 36
Recovery, %	50 (min.)	ASTM F 36
Tensile Strength, AMD, MPa(psi)	13.79 (2000) (min.)	ASTM F 152
Fluid Resistance, IRM903 Oil		ASTM F 146
Change in Tensile Strength, %	35 (max.)	
Change in Thickness, %	10 (max.)	
Change in Weight, %	30 (max.)	
Change in Compressibility, %	25 (max.)	
Fluid Resistance, Fuel B		ASTM F 146
Change in Thickness, %	15 (max.)	
Change in Weight, %	30 (max.)	
Binder Type	Fully Cured Nitrile Butadiene	

Remarks and Related Documents:

Specification values determined by the test methods required for ASTM F-104, Type 7 materials.

Fonte: site www.sealinfo.com (2014).

Figura B.5 – Junta do cabeçote

Fonte: do próprio autor.

Figura B.6 – Junta da placa de válvulas

Fonte: do próprio autor.

Figura B.7 – Parafuso do cabeçote

Fonte: do próprio autor.

Figura B.8 – Placa de válvulas

Fonte: do próprio autor.

Anexo C – Desenhos da bomba do compressor para análise dinâmica

Figura C.1 – Bomba, vista em perspectiva

Fonte: do próprio autor.

Figura C.2 – Bomba, vista lateral

Fonte: do próprio autor.

Figura C.3 – Bomba, vista superior

Fonte: do próprio autor.

Figura C.4 – Bomba, vista inferior

Fonte: do próprio autor.

Figura C.5 – Desenho da bomba

Fonte: do próprio autor.