UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Modelagem Dinâmica de Compressores Alternativos

Autor: **Karen de Lolo Guilherme Paulino**
Orientador: **Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka**

45/2008

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

Modelagem Dinâmica de Compressores Alternativos

Autor: **Karen de Lolo Guilherme Paulino**

Orientador: **Prof. Dr. Paulo Roberto G. Kurka**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2008

S.P. - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

	Guilherme, Karen de Lolo
G945m	Modelagem dinâmica de compressores alternativos / Karen de Lolo Guilherme Paulino.--Campinas, SP: [s.n.], 2008.
	Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka.
	Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.
	1. Compressores. 2. Dinâmica de máquinas. 3. Mancais. I. Kurka, Paulo Roberto Gardel. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Dynamic model of reciprocating compressors.
Palavras-chave em Inglês: Reciprocating compressors, Mechanism dynamics, Hidrodynamic bearings.
Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.
Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Alvaro Toubes Prata, Maria Lúcia Duarte, Durval Duarte Junior e Marco Lúcio Bittencourt.
Data da defesa: 21/02/2008
Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

TESE DE DOUTORADO

Modelagem Dinâmica de Compressores Alternativos

Autor: **Karen de Lolo Guilherme Paulino**
Orientador: **Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

Prof. Dr. Paulo Roberto G. Kurka, Presidente
DPM/FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Alvaro Toubes Prata
POLO/DEM/UFSC

Prof^a. Dr^a. Maria Lúcia Duarte
DEM/UFMG

Prof. Dr. Durval Duarte Junior
DPM/FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt
DPM/FEM/UNICAMP

Campinas, 21 de fevereiro de 2008.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais José Ap. Guilherme e Marilda L. Guilherme pelo apoio devotado em todos os momentos da minha vida, e ao meu esposo Leonardo P. Paulino, pelo amor, incentivo e paciência que foram essenciais para a realização deste trabalho.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer às pessoas e instituições que colaboraram para o sucesso deste trabalho:

- À Capes (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo apoio financeiro durante o desenvolvimento deste trabalho.

- Ao professor Dr. Paulo R. G. Kurka, obrigado pela orientação, e principalmente pela paciência e persistência que permitiram a realização deste trabalho.

- Ao professor Dr. Alvaro Toubes Prata e ao pesquisador Dr. Paulo R. C. Couto do POLO (Laboratório de Pesquisas em Refrigeração e Termofísica), agradeço a acolhida e as experiências trocadas que garantiram o enriquecimento desta tese.

- Ao meu esposo Leonardo P. Paulino, um especial agradecimento pelo apoio nas boas e más horas, pelo carinho que sempre me dedicou e pelo incentivo durante todo o trabalho.

- Aos meus pais Marilda L. Guilherme e José Ap. Guilherme e às minhas irmãs Kátia L. Guilherme e Karina L. Guilherme, muito obrigada por estarem sempre presentes, por me apoiarem em todos os momentos, sempre acreditando nesta conquista.

- Às amigas Elvira, Luciana e Celina, agradeço pelos momentos de alegria e de descontração. Ao amigo e colega de trabalho Jaime, um especial agradecimento pela valiosa ajuda com as simulações.

- Às funcionárias da Faculdade de Engenharia Mecânica: Denise, Girlene e Cleusa, obrigado pela colaboração e atenção.

- À Deus, pela constante presença em todos os momentos da minha vida, iluminando, protegendo e conduzindo o meus passos.

Resumo

Paulino, Karen de Lolo Guilherme *Modelagem dinâmica de compressores alternativos.* Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008, 121 p. Tese (Doutorado).

Este trabalho tem como objetivo propor um modelo de dinâmica flexivel dos componentes de um compressor alternativo monocilíndrico de refrigeração. Tal modelo representa um aperfeiçoamento da modelagem dinâmica utilizada, que supõe mancais rotativos fixos ou pinados. A modelagem dinâmica flexível do compressor é útil na análise dos esforços de natureza elástica e dissipativa que ocorrem nos mancais de sustentação do conjunto. Esses resultados podem também ser utilizados numa correta medição da energia dissipada pelos mancais. O modelo dinâmico utiliza um mecanismo biela-manivela, pistão e eixo, sujeitos ao carregamento da pressão que o fluido refrigerante exerce sobre o pistão no interior do cilindro. A modelagem incorpora efeitos giroscópicos e utiliza mancais flexíveis nos acoplamentos dos componentes, o que proporciona maior mobilidade ao modelo. O Método de Newton Euler é utilizado na análise das forças e momentos atuantes no sistema para a obtenção das equações diferenciais que representam o seu movimento. As equações dinâmicas, por sua vez, são resolvidas numericamente através do método de Runge-Kutta. Observou-se que a modelagem da oscilação dos componentes rotativos no conjunto eixo-biela-manivela é capaz de produzir esforços diferenciados nos mancais do compressor quando comparado aos esforços de mancal presentes num modelo pinado.

Palavras chaves: Compressores alternativos, dinâmica de mecanismos, mancais hidrodinâmicos.

Abstract

Paulino, Karen de Lolo Guilherme *Dynamic model of reciprocating compressors.* Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008, 121 p. Tese (Doutorado).

The work consists in fiding a flexible dynamics model of a single cylinder, reciprocating refrigeration gas compressor. The model represents an improval to the current dynamic model of compressors, that use fixed or pinned rotation journal bearings. An efficient dynamic model of the compressor is useful in the analysis of elastic and dissipative loads that occur in the system's internal bearings. The results produced by the model can also be employed in the correct measurement of the energy dissipated at the bearings. The dynamic model consists of a rotor, cranckshaft, connecting rod and piston, all subject to the load from compression of the refrigerant fluid. The model incorporates gyroscopic effects and utilizes flexible bearing couplings, which yield greater mobilty to the moving mechanisms. The Newton-Euler method is used in the analysis of acting forces and torques, establishing the necessary differential equations that describe the movement of the system. A numerical solution of the dynamic equations is obtained through use of the Runge-Kutta method. Application of the model shows that oscillations of the rotating internal components of the compressor yield increased loads to the bearings, as compared to a pinned rotation model.

Keywords: Reciprocating compressors, mechanism dynamics, hidrodynamic bearings.

Índice

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Nomenclatura

Letras Latinas

a - aceleração do corpo rígido

A - área do mancal

c - elementos da matriz de dissipação

C - matriz de dissipação paramétrica

D - diâmetro do mancal

f - folga

F - forças ou cargas

I - momento inercial

k - elementos da matriz elástica

K - matriz elástica

L - comprimento do mancal

M - matriz de massas

P - pressão

r - vetor posição no referencial local

R - vetor posição no referencial inercial

Re - número de Reynolds

t - tempo

v - velocidade do corpo rígido

V - velocidade relativa entre a superfície do mancal e seu alojamento

Letras Gregas

θ - ângulo de nutação

μ - viscosidade do lubrificante

ρ - densidade do lubrificante

τ - torque

φ - ângulo de precessão

ψ - ângulo de spin

ω - velocidade angular

$\dot{\omega}$ - aceleração angular

Subscritos

1 - localização do mancal principal no eixo

2 - localização do mancal secundário no eixo

3 - localização do mancal excêntrico

4 - localização do pino de ligação biela-pistão

5 - saia do pistão

6 - topo do pistão

c - referencial da biela

d - descarga

D - arrasto

g - referencial no centro de gravidade

s - sucção

r - referencial do rotor

rad - radial

p - referencial do pistão

$visc$ - viscoso

Siglas

CG - Centro de gravidade

DPM - Departamento de Projeto Mecânico

FEM - Faculdade de Engenharia Mecânica

PV - Diagrama de pressão em função do volume

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

Capítulo 1

Introdução

Os compressores alternativos foram as primeiras máquinas de compressão de gases construídas. Esse tipo de máquina utiliza um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo no movimento translacional de um pistão ou êmbolo. Dessa maneira, a cada rotação do acionador, o pistão translada no interior de um cilindro em um movimento de aproximação e afastamento do cabeçote. Este movimento resulta na compressão e expansão do gás e estabelece um ciclo de operação do compressor alternativo. Os elementos que constituem o compressor são acoplados por meio de mancais hidrodinâmicos, cuja lubrificação é realizada por uma bomba centrífuga de deslocamento. Um sistema de ranhuras presente no eixo permite a condução do óleo da bomba para os mancais, e também para a folga entre pistão e cilindro. Tendo em vista o crescente interesse de aprimorar o projeto destes compressores, é necessário determinar as condições de funcionamento e operação dos seus componentes.

O presente trabalho investiga o comportamento dinâmico de um compressor hermético alternativo monocilíndrico, utilizado principalmente em equipamentos de refrigeração. Pesquisando a bibliografia, observa-se a utilização de modelos dinâmicos simplificados deste sistema como ferramenta auxiliar para trabalhos referentes à dinâmica do pistão, aos métodos de lubrificação dos mancais ou ao melhor desempenho vibro-acústico de compressores alternativos. A modelagem tradicional, desenvolvida com a utilização de softwares industriais, restringe os movimentos angulares do eixo, da biela e do pistão, impossibilitando a verificação dos desalinhamentos causados no eixo devido ao movimento recíproco do compressor. Essa modelagem é baseada em um sistema pinado e ignora a existência dos desalinhamentos dos componentes rotativos, o que pode alterar o cálculo dos esforços suportados pelos mancais.

No modelo desenvolvido neste trabalho, a rotação dos elementos do compressor é descrita a partir dos ângulos de Euler, compostos por três tipos de rotações: precessão, nutação e spin. Além do sistema de coordenadas inerciais, são considerados três sistemas locais, um para cada elemento do compressor, e a rotação destes elementos é realizada em conjunto com o respectivo eixo coordenado. Desta maneira, a velocidade angular de cada componente é definida pela composição das velocidades de cada rotação, em seu respectivo referencial. A reação de cada mancal é modelada por forças elásticas e viscosas, que representam o esforço hidrodinâmico gerado pelo movimento relativo entre o eixo e o mancal.

As cargas externas ocorrem devido ao torque motriz e à pressão que o fluido refrigerante exerce no pistão. Os corpos são considerados sólidos e a distância entre os mancais não é grande o suficiente para causar flexões relevantes. O procedimento básico consiste em estabelecer o equilíbrio de forças no pistão devido à variação da pressão no cilindro, determinar as reações na biela e fazer a composição dos esforços no excêntrico e no eixo do compressor. O funcionamento dinâmico do modelo baseia-se em simulações numéricas utilizando o método Runge-Kutta de quarta ordem em uma plataforma Matlab. O programa computacional simula a dinâmica do compressor e possibilita a inserção de diferentes modelos constitutivos das forças atuantes nos mancais.

A importância de uma modelagem dinâmica eficiente para compressores alternativos deve-se ao fato de que a vida útil e o rendimento do compressor são extremamente afetados pelos diferentes tipos de componentes que constituem esta máquina. O sistema de acionamento, o comportamento dinâmico do pistão e a eficiência do seu sistema de lubrificação são características dinâmicas que afetam sensivelmente o seu movimento. Além disso, conhecer as forças que atuam nestes componentes pode melhorar o desempenho, a durabilidade e a confiabilidade dos mancais presentes no sistema. Uma modelagem dinâmica eficiente possibilita uma maior confiabilidade do sistema, permitindo obter resultados melhores na solução dos efeitos de compressão e expansão do fluido refrigerante, um melhor dimensionamento dos componentes, e um aprimoramento nas pesquisas a cerca do desempenho vibro-acústico e do sistema de lubrificação do compressor.

1.1 Objetivos do trabalho

O objetivo principal deste trabalho é a obtenção de um modelo que descreva de forma realista o comportamento dinâmico de um compressor alternativo monocilíndrico do tipo hermético. Para essa finalidade, utiliza-se um modelo dinâmico para o mecanismo pistão-biela-manivela, sujeito ao carregamento da pressão que o fluido refrigerante exerce sobre o pistão no interior do cilindro, incorporando efeitos giroscópicos, e utilizando mancais flexíveis nos acoplamentos dos componentes, o que proporciona maior mobilidade ao modelo.

A eficiência do modelo dinâmico está relacionada a um número maior de graus de liberdade, angulares e de translação, para que os efeitos de desalinhamentos dos componentes do mecanismo possam ser verificados. O aumento dos esforços sobre os mancais deve ser contemplado pelo modelo dinâmico, como conseqüência destes desalinhamentos. Observa-se na bibliografia uma lacuna com relação a este estudo, pois os modelos dinâmicos utilizados são muito simplificados e restritivos.

1.2 Cooperação POLO/UFSC e UNICAMP

O presente trabalho faz parte de um projeto de cooperação entre a Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP e o POLO (Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica), uma parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade

Federal de Santa Catarina e a EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores). Esta tese é parte de um conjunto de trabalhos que têm sido realizados no POLO com o intuito de desenvolver soluções criativas e inovadoras, de forma multidisciplinar, em tecnologias de refrigeração.

Os modelos de compressores desenvolvidos pelo POLO beneficiam-se de forma marcante pela exatidão como são representados os efeitos visco-elásticos de sustentação dos mancais hidrodinâmicos. Identificou-se a necessidade de uma linha de pesquisa adicional que investigue detalhadamente os efeitos inerciais causados por componentes rotativos que sofrem pequenos desalinhamentos de seu eixo de rotação, o que altera os esforços de suporte dos mancais. Tal alteração de cargas pode ser incluída com sucesso ao estudo do desempenho dos mancais hidrodinâmicos e foi incorporada aos objetivos do presente trabalho.

Foram realizadas visitas aos laboratórios do POLO e trabalhos conjuntos no desenvolvimento do programa computacional de simulação dinâmica do compressor. Foram redefinidos os parâmetros de análise e o fluxo de dados necessários ao programa de cálculo dinâmico.

1.3 Revisão bibliográfica

Os trabalhos que abordam compressores alternativos dão ênfase à dinâmica do pistão, aos métodos de lubrificação dos mancais ou ao melhor desempenho vibro-acústico do sistema. Para auxiliar estes estudos, os pesquisadores geralmente utilizam modelagens dinâmicas simplificadas do sistema eixo-biela-pistão, que não contemplam os desalinhamentos dos eixos de rotação dos componentes.

O pistão é considerado o componente mais importante no compressor alternativo por ser o responsável pelo ciclo de funcionamento do mesmo. Além do movimento axial, a existência de forças e momentos na direção radial do pistão gera pequenos deslocamentos nesta direção (movimento secundário do pistão). Por esse motivo sua dinâmica tem sido amplamente investigada com o objetivo de aprimorar a eficiência de compressores alternativos.

Prata e colaboradores (2000) apresentam uma investigação numérica de um pistão no interior de um cilindro em um compressor hermético. A folga radial entre o pistão e o cilindro é preenchida com óleo lubrificante e uma equação temporal que governa o fluxo de óleo é calculada utilizando solução por volumes finitos. Esta solução temporal foi usada para obter a distribuição de pressão na saia do pistão e determinar as forças hidrodinâmicas provenientes dos mancais. Os movimentos axial e radial do pistão são considerados. Os efeitos de alguns parâmetros de projeto e condições de operação são explorados, assim como a estabilidade do pistão, o escoamento do óleo e as perdas por atrito. A investigação da influência da localização do pino, aspectos da folga radial e viscosidade do óleo são enfatizados na dinâmica do pistão.

O movimento secundário do pistão em um compressor alternativo também é investigado por Cho e Moon (2005). Uma análise com elementos finitos é utilizada para a resposta dinâmica do pistão, acoplando os métodos de diferenças finitas e elementos finitos para o movimento dinâmico do pistão, aproximando numericamente a interação lubrificante-estrutura em um compressor alternativo. É verificado que a distribuição de pressão no lubrificante é influenciada pela excentricidade e pela inclinação do pistão, assim como a amplitude da pressão do gás. Constata-se também a importância da localização do pino de ligação da biela e do pistão no movimento secundário.

Wisbeck (2000) apresenta resultados utilizando o carregamento dinâmico de um compressor hermético alternativo sobre dois mancais radiais de sustentação do eixo excêntrico, o que acarreta desalinhamentos durante a trajetória do eixo. Os efeitos do contato sólido entre as superfícies do eixo e do mancal são considerados pela inclusão das relações de Coulomb e de Archard no modelo. Como forma de simplificação em relação ao contato direto, os componentes são considerados rígidos e nenhum efeito elástico é incluído. A lubrificação considerada é da forma hidrodinâmica e o fluido lubrificante é o óleo. O modelo do mancal consiste de equações de equilíbrio de força e momento entre a sustentação hidrodinâmica e o carregamento externo. As forças de sustentação hidrodinâmica são obtidas pela integração do campo de pressão fornecido pela equação de Reynolds, enquanto o carregamento externo depende do tipo de aplicação à qual o mancal é submetido. A equação de Reynolds governa o problema de lubrificação e sua solução é obtida por uma metodologia de volumes finitos. O autor conclui que o modelamento em conjunto dos mancais, aliado à inclusão do desalinhamento do eixo, é imprescindível à formulação, visto que sem estas considerações fica comprometida a capacidade de predizer a dinâmica do sistema. O autor observa ainda que contemplar a elasticidade do eixo parece ser importante, visto que, para sustentar as solicitações do momento, é comum configurar os mancais com uma razoável distância entre eles, o que resulta em eixos longos e flexíveis.

A integração de um modelo dinâmico para o sistema eixo-biela-pistão e de uma modelagem de mancais hidrodinâmicos é apresentada por Gerardin (2005), considerando um motor de combustão interna de um cilindro. A equação básica que descreve o comportamento do fluido lubrificante na folga radial do mancal hidrodinâmico é a equação de Reynolds, descrita para um fluido Newtoniano e isoviscoso. O método de elementos finitos é utilizado para aproximar esta equação, resultando na determinação dos campos de pressão do filme de óleo entre as superfícies do mancal e do rotor. O modelo dinâmico do sistema pistão-biela-manivela é apresentado, com rotações do eixo e da biela em apenas uma direção. As forças hidrodinâmicas e as folgas para o mancal principal e nos olhais menor e maior da biela são derivados da pressão de combustão. O sistema dinâmico não-linear é resolvido utilizando o método iterativo de Newton-Raphson para cada passo de integração no tempo. Os resultados do sistema rígido, cujos mancais não são hidrodinamicamente lubrificados, apresentaram compatibilidade com o software AVL e coerência dos ciclos de um motor de combustão interna. Dificuldades foram encontradas no acoplamento da modelagem dinâmica do sistema eixo-biela-manivela com o modelo de mancais hidrodinâmicos.

Dufour e Lalanne (1995) desenvolveram um método de predição do movimento completo de compressores monocilíndricos, constituído por equações, códigos computacionais e investigações experimentais. O efeito giroscópico não é considerado e carga externa é a pressão exercida sobre o pistão, obtida experimentalmente. As translações (movimento axial) do pistão e da biela e os respectivos deslocamentos angulares são monitorados. As máximas amplitudes de deslocamento são observadas durante a condição de regime permanente e durante o transiente de parada do compressor. É observado que a predição do movimento pode ser aprimorada com o conhecimento de parâmetros como o torque motor e o perfil da pressão exercida no cilindro.

Uma análise numérica é realizada por Kim e Han (2004) para um mecanismo alternativo de compressão que considera o comportamento dinâmico acoplado do pistão e do virabrequim. O modelo dinâmico obtido considera força de atrito viscoso do pistão e a variação na superfície de contato do sistema pistão-cilindro. São utilizados um modelo de mancal finito e as características de lubrificação hidrodinâmica do sistema virabrequim-mancais. Além disso, a potência consumida e a viscosidade do óleo são comparadas entre o modelo de mancais finitos e a aproximação para mancais curtos analisando a trajetória dinâmica e as características de lubrificação. A folga radial dos mancais, o escoamento do lubrificante e o momento de inércia da massa do pistão e da biela são investigados no comportamento dinâmico completo do compressor. O modelo dinâmico de eixo-biela-pistão utilizado não considera o efeito giroscópico que aparece no movimento orbital dos componentes girantes em seus mancais.

Couto (2006) desenvolveu uma bancada experimental utilizada para avaliar o comportamento de mancais radiais lubrificados hidrodinamicamente quando submetidos a carregamentos estáticos, dinâmicos e a desalinhamentos de montagem. Em carregamento estático são apresentadas a pressão hidrodinâmica gerada no filme de lubrificante, a região de cavitação e comparações com resultados teóricos. Uma metodologia de volumes finitos é utilizada para a integração da equação de Reynolds que governa o problema de lubrificação. São observados fenômenos físicos associados à região de cavitação. Em carregamento dinâmico, a órbita do mancal foi monitorada e comparada com resultados numéricos obtidos pela utilização de uma metodologia de elementos finitos para a integração da equação de Reynolds. As evidências experimentais permitiram que alterações na equação de Reynolds fossem sugeridas para que a região de cavitação em carregamento dinâmico fosse melhor caracterizada. Uma metodologia numérica é apresentada para a simulação acoplada do mecanismo de compressão de um compressor hermético de refrigeração. Nesta formulação, todos os mancais hidrodinâmicos são modelados em carregamento dinâmico e os desalinhamentos são considerados. Resultados experimentais são apresentados para a potência consumida e para a órbita do eixo.

As características acústicas de compressores herméticos têm se tornado cada vez mais críticas no projeto destes equipamentos e as predições destas características ao longo do projeto, obrigatórias para a adequação deste produto às condições de consumo. Este fato tem motivado vários trabalhos.

(Nunes, 2005) apresenta um método de avaliação vibro-acústica de compressores herméticos através de modelos de elementos finitos. Para estas avaliações, forças harmônicas com amplitudes unitárias são aplicadas em pontos específicos da carcaça e os seus campos de pressão sonora resultante são calculados sob condições anecóicas, sendo que, estas condições foram modeladas através de elementos finitos acústicos. Através deste método, é possível obter numericamente a potência acústica irradiada por diferentes versões de projeto, compará-las, escolher a versão mais adequada e, se for o caso, obter informações para direcionar modificações em uma versão para a sua adequação aos níveis de potência sonora exigidos. O trabalho mostra as verificações executadas durante o processo de desenvolvimento desta metodologia como análise modal, análises de convergência e comparações de resultados numéricos com analíticos através de modelos de fontes omnidirecionais. Para possibilitar o desenvolvimento desta metodologia é necessário conhecer os fatores que mais influenciam nos resultados deste fenômeno. Uma vez que as fontes de ruído, assim como o sistema mecânico (dinâmica, ressonâncias e desbalanços), influenciam a pressão acústica no exterior do compressor, um modelo dinâmico do sistema foi utilizado para identificá-las. Para a verificação de seu funcionamento, são apresentadas as análises vibro-acústicas numéricas de duas versões de compressores. Além disto, dois protótipos com características semelhantes aos modelos analisados foram testados em câmara reverberante para a obtenção de suas potências sonoras e comparação com os resultados numéricos. Os resultados obtidos desta comparação mostraram boas correlações entre numérico e experimental e fornecem subsídios para avaliar o desempenho entre as diferentes versões de projeto.

1.4 Organização do texto

O capítulo 2 apresenta uma breve revisão sobre sistemas de compressão. São apresentados os processos realizados durante a compressão, fatores que influenciam o seu funcionamento e informações relacionadas ao seu rendimento. Os principais tipos de compressores e algumas informações detalhadas sobre compressores alternativos são explanadas também neste capítulo.

O capítulo 3 apresenta a modelagem através da cinética e cinemática do mecanismo investigado neste trabalho. São definidas as matrizes de rotação do sistema, relacionando a rotação entre os sistemas de referência, fixos em cada componente dinâmico do compressor. O método de Newton-Euler é utilizado na análise das forças e momentos atuantes no sistema recíproco de compressão.

O capítulo 4 apresenta as equações dinâmicas do mecanismo pistão-biela-manivela na forma espaço de estados e o algorítmo de solução destas equações.

O capítulo 5 apresenta os resultados obtidos com a simulação e uma análise do desempenho do compressor alternativo investigado.

Finalmente, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões finais e as propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Sistemas de Compressão

O compressor é uma das máquinas de utilização mais freqüente desde o século XX. Um dos fatores que contribui para este fato é a crescente utilização de sistemas de refrigeração no nosso cotidiano. Eles estão presentes em várias aplicações domésticas e são essenciais em alguns processos industriais. Entre os equipamentos essenciais para um sistema de refrigeração, o compressor é o mais importante e está intimamente relacionado à eficiência deste sistema.

O mercado de compressores oferece uma vasta gama de modelos. Estes modelos podem ser agrupados conforme suas capacidades, aplicações (doméstica, industrial, automotiva etc.) e também conforme o conceito de projeto como, por exemplo, o conceito de compressor alternativo (recíproco), rotativo, parafuso, centrífugo, entre outros.

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos a cerca dos sistemas de compressão, os processos realizados durante a compressão, fatores que influenciam o seu funcionamento e informações relacionadas ao seu rendimento. Além disso, é realizada uma breve explanação sobre os principais tipos de compressores.

2.1 Definições e conceitos básicos

O sistema de compressão é responsável por comprimir ou simplesmente movimentar um fluido em estado gasoso (ar, hélio, fluido refrigerante,...). Este sistema transfere o gás entre dois ambientes: um a baixa pressão e o outro a alta pressão. Além de movimentar o gás, o compressor aumenta a pressão do mesmo a valores que satisfaçam as condições de projeto.

No interior do compressor ocorrem dois processos distintos: compressão pura e movimentação do gás contra um gradiente adverso de pressão, como mostrado na figura 2.1. Na compressão pura, o volume do gás contido no interior de um sistema fechado é reduzido, proporcionando a elevação de sua pressão. No processo de movimentação do gás (Rodrigues, 2006), existe pelo menos um fluxo de massa entrando, relativo à sucção, e outro saindo da máquina (descarga), ao mesmo tempo em que se processa a elevação de pressão e conseqüente redução do volume específico do gás.

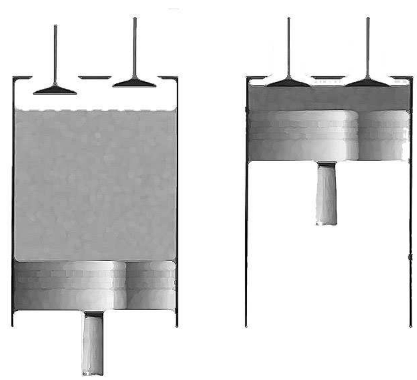


Figura 2.1: Processos de movimentação do gás e compressão pura.

A contração do volume do gás e a sua movimentação contra um gradiente adverso de pressão fazem com que o compressor necessite de uma alimentação contínua de energia por um acionador. Além disso, a compressão do gás também provoca o aumento de sua temperatura, na maioria das vezes indesejável para a aplicação. Por isso, a potência requerida ao acionador e a temperatura de descarga são resultados relevantes produzidos no processo de compressão. Dentre as características operacionais resultantes do processo de compressão estão também a vazão proporcionada pela máquina e o nível de esforços mecânicos. Os fatores que influenciam estas características estão relacionados ao desempenho do compressor.

Além das características construtivas, ou seja, a rotação imposta pelo acionador, as dimensões do compressor, etc, existem os fatores determinados pelas características do sistema ao qual o compressor está acoplado, tais como a pressão e a temperatura de sucção, a natureza do gás e a pressão de descarga. Desses fatores, somente a pressão de descarga é estabelecida pelo processo a jusante, enquanto os outros são características termodinâmicas do gás, estabelecidas a montante.

Alguns compressores apresentam grande sensibilidade com relação à composição do gás, por essa razão existe uma grande demanda de pesquisa nesse setor. O gás circulante no sistema de compressão pode ser puro, ou seja, composto por uma única espécie de moléculas, ou pode ser composto por uma mistura homogênea de espécies moleculares. Este último é o mais utilizado em aplicações industriais.

A vazão de gás é definida como a intensidade de escoamento e pode ser expressa como vazão mássica ou vazão volumétrica. A vazão mássica é a quantidade de massa que atravessa uma dada seção de um escoamento. A vazão volumétrica se refere à intensidade do fluxo em termos de volume. Durante um escoamento em regime permanente, a vazão mássica se mostra constante enquanto a vazão volumétrica pode se alterar devido à variação da densidade.

2.2 Rendimento mecânico e potência de compressão

Parte da energia mecânica fornecida pelo acionador é dissipada por atritos mecânicos entre as partes móveis em contato no compressor, principalmente devido aos mancais de sustentação e posicionamento do eixo. Além disso, o próprio funcionamento do motor elétrico, quando este é o acionador do compressor, provoca perdas mecânicas. Essas perdas de energia mecânica no processo de compressão estão relacionadas com as cargas e a rotação envolvidas na transferência de energia e não aos processos termodinâmicos a que o gás é submetido.

O rendimento mecânico de um compressor é definido pela razão entre o trabalho fornecido pelo acionador e o trabalho recebido pelo gás. Por outro lado, admitindo que o compressor esteja operando em regime permanente, com rotação constante, a potência fornecida pelo acionador não se altera durante o processo de compressão. A potência de um sistema de compressão é o fluxo de trabalho na unidade de tempo, e no caso do gás pode ser calculada pelo produto da vazão mássica pelo trabalho por unidade de massa.

A definição do ponto de trabalho (ou ponto de operação) do compressor em um sistema, ou seja, o ponto que define a vazão e a potência do compressor, a temperatura de descarga, etc, é determinado pelo equilíbrio dinâmico do sistema. Esse equilíbrio é resultante do equilíbrio das vazões de suprimento e demanda do compressor. A pressão de sucção estará em equilíbrio se a vazão de suprimento proporcionada pelo processo à montante for idêntica à vazão do compressor. Analogamente, a vazão de descarga estará em equilíbrio se existir a igualdade entre as vazões do compressor e da demanda, proporcionada pelo processo à jusante.

(Kim e Bullard, 2002) modelaram um compressor hermético de pequeno porte utilizando princípios termodinâmicos para investigar parâmetros como o trabalho do compressor e transferência de calor pela carcaça do compressor, e verificaram que a viscosidade do óleo é o principal parâmetro a ser considerado no consumo de potência mecânica em compressores herméticos.

2.3 Compressores em sistemas de refrigeração

Aplicações em sistemas de refrigeração representam uma ampla fatia da demanda total por compressores. A refrigeração por compressão mecânica é muito utilizada atualmente em diversas aplicações domésticas, comerciais e industriais. O seu princípio de funcionamento objetiva a retirada de energia de um recinto fechado e o seu transporte para o exterior, produzindo assim o efeito desejado de redução da temperatura do recinto. O fenômeno da refrigeração em um sistema frigorífico é resultado das transformações físicas sofridas pelo fluido refrigerante durante o seu percurso pelo circuito de refrigeração. A figura 2.2

mostra o circuito de refrigeração aplicado a um refrigerador doméstico e os equipamentos essenciais para este sistema frigorífico: compressor, condensador, filtro secador, dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão), evaporador e linha de sucção.

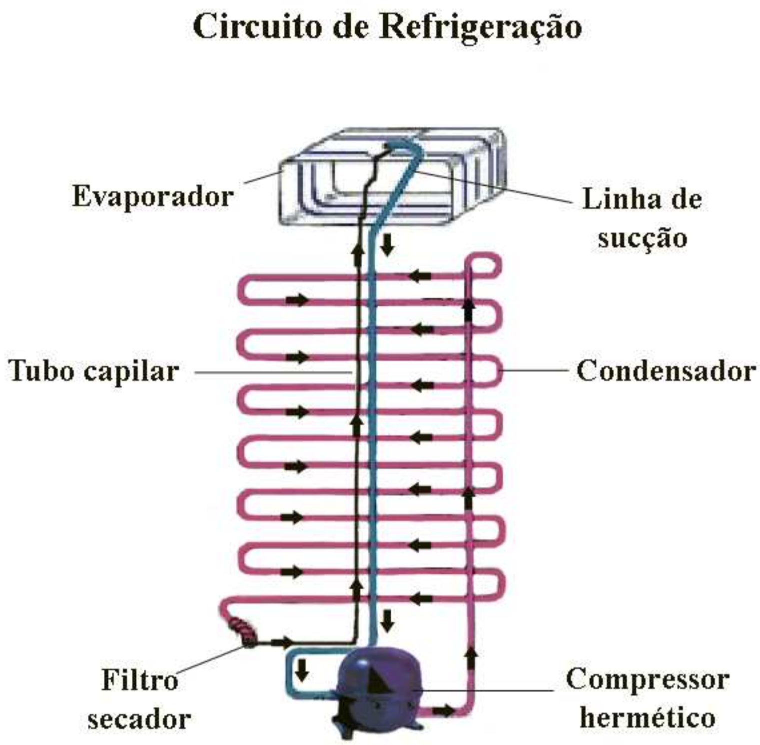


Figura 2.2: Circuito de refrigeração aplicado a um refrigerador doméstico.

O tubo capilar é um tubo de cobre de diâmetro reduzido que recebe o fluido refrigerante na forma de líquido subresfriado a alta pressão (proveniente do condensador), sendo submetido a uma queda de pressão brusca. O fluido a baixa pressão e temperatura é conduzido pelo evaporador, vaporizando-se e absorvendo o calor da superfície de tubulação do evaporador, promovendo o resfriamento no interior do refrigerador. Na saída do evaporador, na forma de vapor superaquecido, o fluido é conduzido através da linha de sucção e succionado pelo compressor, que eleva a sua pressão (e temperatura) e o conduz para o condensador. Através do condensador, o fluido refrigerante cederá calor ao ambiente externo, transformando-se em líquido subresfriado a alta pressão, completando o ciclo. O filtro secador retêm as partículas sólidas que podem ocasionar obstrução ou danos às partes mecânicas do compressor, e absorve totalmente a umidade residual do circuito, evitando danos ao sistema.

O compressor é o coração do sistema de refrigeração e os principais tipos de compressores encontrados são: alternativos, centrífugos, espiral, de parafusos ou rotativos. Em refrigeração doméstica são utilizados compressores herméticos, aplicados para pequenas potências, onde o motor e o compressor encontram-se acoplados e envoltos por invólucro metálico selado, conforme ilustrado esquematicamente na figura 2.3. O processo de compressão do fluido é exercido por um mecanismo pistão-biela-manivela, representado à direita da mesma figura.

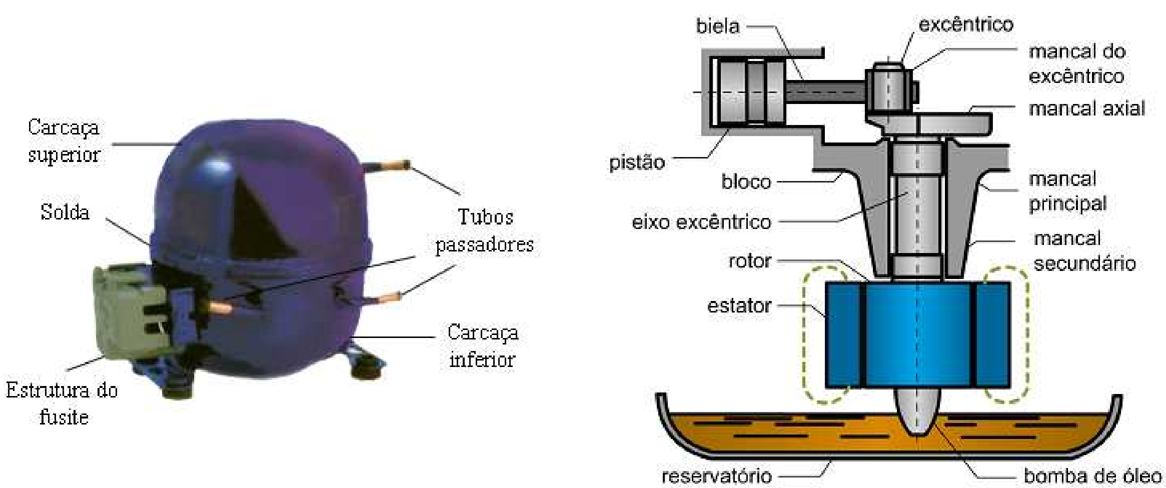


Figura 2.3: Representações externa (à esquerda) e interna (à direita) de um compressor hermético alternativo (Wisbeck, 2000).

O mecanismo biela-manivela é caracterizado por um eixo excêntrico solidário à árvore de acionamento do motor elétrico, e impulsiona o pistão promovendo a compressão do refrigerante. O pistão trabalha no interior de um cilindro, que realiza a função de câmara de compressão. O arranjo deste mecanismo com os mancais de sustentação do eixo excêntrico formam um único bloco. O eixo excêntrico possui três mancais radiais: os mancais principal e secundário, localizados no bloco do compressor e responsáveis pela sustentação do eixo; o terceiro mancal, localizado no excêntrico, responsável pela conexão entre a manivela e a biela. Observa-se também a existência de um quarto mancal localizado no bloco do compressor, responsável pela sustentação da carga na direção axial (Wisbeck, 2000). No presente trabalho este mancal não é considerado. O quinto mancal está presente no pino articulado que acopla o olhal menor da biela e o pistão. O movimento principal do pistão é na direção axial, porém deslocamentos de menor amplitude também ocorrem na direção radial (Cho e Moon, 2005). Por esse motivo, no presente trabalho acrescenta-se dois mancais na saia e no topo do pistão, representando os pontos de atuação das forças responsáveis por esses pequenos deslocamentos.

A lubrificação dos mancais do eixo excêntrico e da folga entre pistão e cilindro é realizada por uma bomba centrífuga de deslocamento, e um sistema de ranhuras presentes no eixo permite a condução do óleo da bomba para os componentes lubrificados. (Campbell et al., 1967) apresentam uma revisão dos métodos destinados a predizer o comportamento de mancais radiais sob carregamentos de máquinas alternativas. As propriedades dinâmicas dos mancais hidrodinâmicos, as vantagens e desvantagens das diversas geometrias são descritas por Vohr (Vohr, 1988).

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração doméstica, pois apresentam a melhor eficiência termodinâmica devido às suas menores perdas nos processos de compressão, sucção e descarga, quando comparado aos demais mecanismos de compressão, mesmo que o efeito do seu volume morto resulte na menor eficiência volumétrica (Gomes, 2006). Além disso, dentre os compressores existentes, o compressor alternativo domina a faixa de capacidades inferiores a 300 kW (Bassetto, 2007). As características físicas de um compressor variam de acordo com a aplicação para a qual ele será destinado. Os compressores de refrigeração operam com fluidos específicos e em condições de sucção e descarga bem caracterizadas. O resfriamento do gás pode ser feito antes do processo de compressão com o propósito de evitar a aspiração do gás em temperatura elevada, aumentando o consumo de energia por unidade de massa (proporcional à temperatura de sucção), e tornando a temperatura de descarga desnecessariamente alta. O resfriamento feito após a compressão reduz o volume específico e a temperatura em que o gás é distribuído, reduzindo assim as dimensões, os requisitos de resistência mecânica e a possibilidade de corrosão dos equipamentos em contato com esse gás.

O conceito da eficiência que o equipamento pode alcançar em pleno funcionamento é de extrema importância, pois, quanto maior for essa eficiência menor será o consumo de energia elétrica. A dependência dessa energia pode ser considerada um dos grandes desafios no projeto de sistemas de refrigeração, e grandes esforços são realizados pelos fabricantes para minimizar o consumo energético dos compressores. Na próxima seção são mostrados alguns tipos de compressores industriais.

2.4 Classificação dos compressores

A seleção do compressor a ser adotado em cada aplicação depende não só de aspectos técnicos, mas também de outros fatores como comerciais e logística. As características previstas para o processo de compressão podem estabelecer faixas de operação para as quais cada tipo de compressor se mostra mais adequado. A vazão volumétrica aspirada, por exemplo, pode determinar o porte e a rotação exigidos para o compressor, e a pressão de descarga está relacionada com os requisitos de resistência mecânica da máquina.

De acordo com o seu princípio de funcionamento, um compressor pode ser classificado como volumétrico (ou de deslocamento positivo) ou dinâmico (também denominados turbocompressores).

2.4.1 Compressores volumétricos

Nos compressores volumétricos a elevação de pressão é conseguida mediante a redução de volume ocupado pelo gás no interior de uma câmara de compressão. Na primeira fase de operação deste compressor ocorre a compressão propriamente dita, em um sistema fechado. Ou seja, uma quantidade de gás é admitida no interior de uma câmara que em seguida é fechada, fazendo com que o gás sofra uma redução de volume. Como a compressão é realizada em um sistema fechado, não existe contato do gás com a sucção e a descarga. Em uma segunda fase a câmara se abre e o gás é liberado para o consumo. Essas duas operações constituem um ciclo que se repete a cada rotação do eixo propulsor da máquina. Entre os compressores volumétricos mais utilizados estão os alternativos e os rotativos.

Os **compressores alternativos** realizam a compressão do gás através de um pistão ligado a um mecanismo biela-manivela (exceção feita aos compressores lineares), em uma câmara de volume variável. Quando o pistão comprime o gás a um valor determinado, uma válvula se abre deixando o gás escapar, praticamente com pressão constante. Quando o pistão realiza o movimento no sentido oposto, a válvula de descarga se fecha e a de sucção se abre, preenchendo a câmara à medida em que o pistão se move. Mais detalhes sobre esse tipo de compressor será visto no próximo capítulo.

Os **compressores rotativos** possuem um rotor montado dentro de uma carcaça com uma excentricidade (entre o centro do eixo do rotor e da carcaça). Para os rotativos de palhetas móveis, a rotação faz com que as palhetas montadas no rotor se movimentem para dentro e para fora de suas ranhuras. A rotação e a excentricidade do rotor forçam a compressão do gás contido entre duas palhetas sucessivas à medida em que o volume diminui.

2.4.2 Compressores dinâmicos

Os compressores dinâmicos efetuam a compressão de forma contínua, onde a elevação de pressão se dá através de dois componentes: impelidor e difusor. Neste caso, o gás está sempre em contato com a sucção e a descarga. O impelidor é um componente rotativo munido de pás que realiza transferência da energia gerada do acionador para o gás. Parte dessa energia é recebida em forma de entalpia, provocando a elevação da pressão, e a outra parte é transferida para o difusor na forma de energia cinética. O difusor é um dispositivo fixo, cuja geometria converte a energia cinética do escoamento em entalpia, realizando também um aumento de pressão. Entre os compressores dinâmicos mais utilizados estão os centrífugos e os axiais (Gomes, 2006).

Os **compressores centrífugos** (ou radiais) aspiram e descarregam o gás utilizando o movimento gerado pela força centrífuga, que surge do movimento de rotação. O gás é aspirado continuamente pela abertura central do impelidor e descarregado pela periferia do mesmo. O gás descarregado pelo impelidor descreve uma trajetória em forma de espiral no anel que envolve o impelidor, chamado difusor radial ou anel difusor, e provoca uma desaceleração do gás convertendo energia cinética em entalpia, e promovendo um novo aumento de pressão. O fluxo então é conduzido à descarga do compressor.

Nos **compressores axiais** o fluxo do gás se dá em direção paralela ao eixo do rotor. Um tambor rotativo, constituído de uma série de palhetas em arranjos circulares igualmente espaçados, compõe o impelidor deste compressor. A carcaça também possui arranjos de palhetas semelhantes ao do rotor, mas nesse caso as palhetas são fixas e desenhadas de modo a promover a difusão do escoamento. Ou seja, quando o rotor é posicionado na máquina, as palhetas móveis intercalam as fixas e cada um destes pares forma um ciclo de compressão. São necessários vários desses estágios em um processo de compressão pois a elevação de pressão em cada um deles é muito pequena.

2.5 Compressor alternativo

O compressor alternativo comumente utiliza um sistema biela-manivela para converter o movimento rotativo de um eixo no movimento translacional de um pistão ou êmbolo. Dessa maneira, a cada rotação do acionador, o pistão translada em um movimento de aproximação e afastamento do cabeçote, estabelecendo um ciclo de operação. O funcionamento do compressor alternativo pode ser dividido basicamente em quatro etapas, como mostra a figura 2.4.

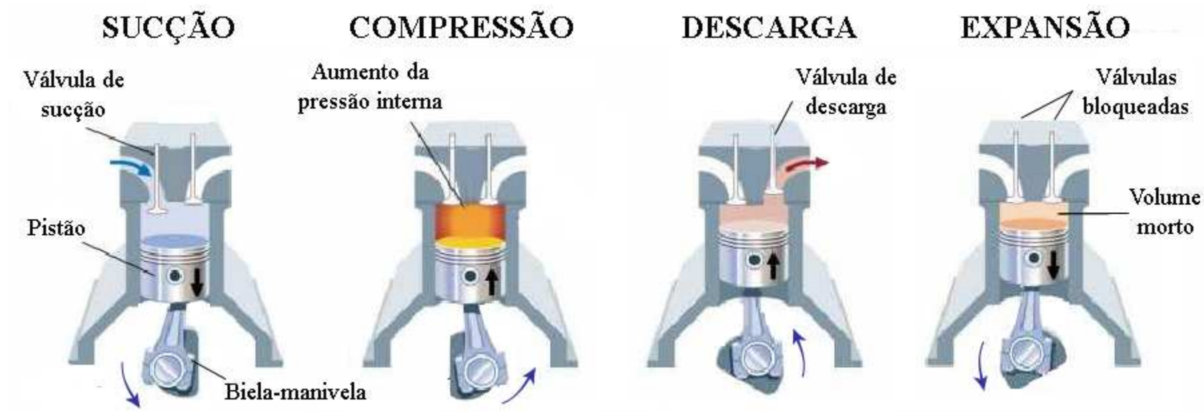


Figura 2.4: Ciclo de operação do compressor alternativo

Na etapa de sucção, quando o gás é aspirado, o pistão se movimenta partindo do final do cilindro (ponto morto superior) para o início, fazendo com que haja uma diminuição da pressão no interior do cilindro, que propicia a abertura da válvula de sucção. O obturador, um elemento móvel presente em cada válvula, compara as pressões interna e externa ao cilindro. No caso da válvula de sucção, o obturador se abre para dentro do cilindro quando a pressão interna é menor que a pressão na tubulação de sucção, e então o gás é aspirado.

Quando o sentido de movimento do pistão é invertido, a válvula de sucção se fecha (etapa de compressão). Inicia-se então um processo de compressão pura do gás e a pressão no interior do cilindro se eleva. Quando esta pressão supera a pressão na tubulação de descarga, o obturador da válvula de descarga se abre para fora do cilindro. A movimentação do pistão faz com que o gás seja expulso, caracterizando a etapa de descarga. Esta etapa dura até que o pistão encerre o seu movimento no sentido da extremidade final do cilindro. Em compressores domésticos as válvulas de sucção e de descarga se abrem e fecham automaticamente dependendo da diferença de pressão através da mesma e portanto dispensa o uso de obturadores.

Ocorre, porém, que nem todo o gás anteriormente comprimido é expulso do cilindro. A existência de um volume morto, espaço compreendido entre a extremidade final do cilindro e o ponto final do deslocamento do pistão, faz com que a pressão no interior do cilindro não caia instantaneamente quando se inicia o curso de retorno. Nesse momento, a válvula de descarga se fecha, mas a de sucção só se abrirá quando a pressão interna cair o suficiente para que o obturador da válvula de sucção se abra. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso ao do cabeçote denomina-se etapa de expansão, e precede a etapa de sucção de um novo ciclo.

A figura 2.5 apresenta o diagrama pressão-volume (PV) para um ciclo ideal de funcionamento de um compressor alternativo.

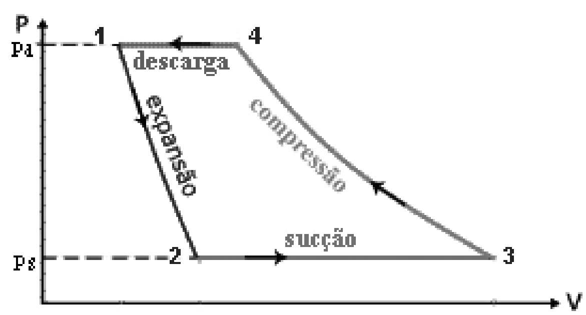


Figura 2.5: Ciclo ideal do compressor alternativo

Do ponto 1 ao 2 tem-se a fase de expansão do gás, com diminuição de pressão e pequeno aumento de volume. O volume morto corresponde ao volume mínimo ocupado pelo gás no interior do cilindro e é uma característica geométrica do compressor. Devido à sua existência, a fase de sucção é retardada para dar margem à expansão do gás residual, acabando por se processar de fato entre os pontos 2 e 3. Entre esses dois pontos está o volume de gás efetivamente aspirado no ciclo de compressão. Do ponto 3 ao 4 caracteriza-se a compressão, onde o volume do gás é comprimido, promovendo a elevação de pressão. Do ponto 4 ao 1 caracteriza-se a descarga, que no modelo ideal de compressão tem pressão constante com redução de volume devido à liberação do gás.

Para se estabelecer um ciclo ideal de funcionamento do compressor alternativo considera-se que o fluido em evolução no ciclo é um gás perfeito. Além disso, os processos de compressão e expansão deste gás são ideais e adiabáticos, ou seja, ocorrem sem trocas térmicas. Com essas duas afirmações, pode-se concluir que o diagrama pressão-volume (PV) deste processo é descrito pela equação $Pv^k = cte$. Outra consideração importante para estabelecer o ciclo ideal é admitir que os processos de sucção e descarga se fazem isobaricamente, nos níveis de pressão do sistema. Considerando que não há trocas térmicas, atrito e nenhum outro efeito dissipativo, o estado termodinâmico do gás permanece inalterado durante essas fases. O ciclo real de funcionamento do compressor difere daquele mostrado na figura 2.5 pois as condições descritas acima não podem ser garantidas em um sistema real. Uma curva experimental da pressão em função do volume do cilindro, utilizada nas simulações do modelo dinâmico desenvolvido no presente trabalho é apresentada no capítulo 5 (figura 5.4).

Pode-se observar então que a dinâmica das válvulas é de extrema importância no funcionamento e na eficiência do compressor alternativo. (Yasar e Koças, 2007) investigam, a partir de simulações numéricas, a razão pela qual as válvulas se fecham múltiplas vezes e a relação deste movimento com o fluxo de gás no interior da câmara de compressão. (Rovaris e Deschamps, 2006) observaram vários fenômenos associados ao processo de descarga em um compressor alternativo, tais como a sobre-pressão no cilindro e o refluxo através da válvula de descarga. A dinâmica da válvula de descarga e a sua área de abertura durante o processo de compressão do gás refrigerante são investigadas, sendo que o deslocamento da válvula é modelado por um sistema massa-mola de um grau de liberdade e a pressão no cilindro define a metodologia de solução que combina formulações diferencial e integral.

Devido ao funcionamento automático das válvulas, pode-se concluir que os compressores alternativos se adaptam às pressões do sistema, pois ele succiona e descarrega o gás respectivamente nas pressões instantâneas da tubulação de sucção e da tubulação de descarga, se adequando melhor às necessidades do processo. Em termos reais, existe diferença entre as pressões interna e externa ao cilindro durante a aspiração e a descarga em função das perdas de carga no escoamento. Além disso, inconvenientes do ponto de vista mecânico, como por exemplo as forças de inércia e as vibrações que são geradas pelo movimento alternativo, constituem desvantagens com relação a outras máquinas de compressão (Rodrigues, 2006).

Os compressores alternativos também perdem espaço em plantas industriais de larga capacidade, por produzirem vazões muito baixas. Quando há a necessidade de maior vazão com compressores alternativos, são utilizados modelos policilíndricos de grande porte, o que pode gerar dificuldades na instalação e uso devido ao grande peso e dimensões. Apesar das desvantagens citadas, os compressores alternativos ainda são amplamente utilizados principalmente em aplicações em sistemas de refrigeração.

2.5.1 Partes essenciais de um compressor alternativo

As partes principais que compõem um compressor alternativo são a carcaça, o cilindro, a biela, o pistão, o eixo e as válvulas.

A carcaça tem a função de proteger os elementos de acionamento, ou seja, as partes móveis do compressor (eixo, mancais, ...) e serve também como reservatório de óleo lubrificante, que fica armazenado na sua parte inferior. O sistema de lubrificação inclui uma bomba, um filtro de óleo, e um sistema de resfriamento do óleo e é responsável pela lubrificação do conjunto dos elementos de acionamento do compressor. A bomba rotativa aspira o óleo armazenado e o faz passar por processos de filtragem e resfriamento e efetua finalmente a distribuição para os mancais de forma abundante. O ciclo é fechado pelo escorrimento do óleo para dentro da própria carcaça. Seu projeto estrutural é simples pois não trabalha sob pressão.

Os elementos de acionamento são: o eixo, que recebe o torque proveniente do acionador; a biela, conectada excentricamente ao eixo e que atua na conversão do movimento de rotação para translação alternativa; o pino, que que une a biela ao pistão; e o pistão, elemento cujo movimento alternativo executa a compressão do gás no interior do cilindro.

O projeto do cilindro é bastante complexo. Trata-se de um vaso de pressão dotado de uma série de aberturas que proporcionam concentração de tensões, com o agravante dessa peça estar sujeita a diferenciais térmicos durante a operação. A lubrificação do cilindro geralmente é realizada através de injeção de uma pequena quantidade de óleo lubrificante em alguns pontos da câmara de compressão, para minimizar o desgaste do pistão e do pino de ligação biela-pistão. Existem modelos que não utilizam esse tipo de lubrificação, são os denominados compressores não lubrificados. Eles utilizam anéis fabricados com materiais que toleram o funcionamento a seco. Esse sistema é exigido quando o gás comprimido não pode ser contaminado com óleo e aumentam o custo do compressor. Tais compressores, no entanto, não são utilizados em sistemas de refrigeração doméstica, que é o foco dos compressores investigados no presente trabalho.

As válvulas são os componentes que mais afetam o desempenho dos compressores alternativos, e requerem um grande esforço no seu projeto. As válvulas devem ter abertura suficientemente grande para promover o rápido escoamento do gás, impondo-lhe pequena perda de carga, mas ao mesmo tempo não podem ocupar grande área do cilindro. Além disso, elas devem apresentar grande estanqueidade quando fechadas, devem ser altamente resistentes à corrosão e ter alta resistência mecânica. O dimensionamento incorreto ou o mau funcionamento dessas válvulas pode afetar negativamente a vazão e o consumo de energia do compressor, além de provocar a elevação da temperatura de descarga do gás.

Compressores alternativos ainda contam com um volante de inércia (ou contrapeso) acoplado ao eixo. Ele serve para compensar a irregularidade da solicitação de torque ao acionador. O torque motor geralmente é constante, mas o torque resistivo oriundo do funcionamento do compressor é variável. A diferença entre os dois é o torque resultante aplicado ao eixo, cujo efeito sobre a aceleração do conjunto dependerá do respectivo momento de inércia. Ao incorporar um volante ao eixo, sua inércia minimiza a aceleração decorrente do desbalanceamento entre o torque gerado pelo acionador e o torque resistivo do compressor, retardando a perda de rotações e diminuindo as vibrações torcionais do eixo. Como conseqüência, o processo de aceleração do compressor até atingir a rotação de regime se torna um pouco mais lento.

Capítulo 3

Modelagem Dinâmica

O movimento dos corpos é amplamente compreendido através do estudo da dinâmica. Para um sistema de corpos rígidos este estudo subdivide-se em duas etapas: o estudo cinemático e o estudo da cinética do sistema. A cinemática é responsável pela descrição geométrica do movimento, ou seja, ela desconsidera as forças que causam o movimento e as forças que são geradas em conseqüência dele. Por outro lado, a cinética dos corpos estuda as relações entre seus movimentos e seus respectivas esforços.

Neste capítulo são realizados os estudos cinéticos e cinemáticos de um compressor alternativo. São definidas as matrizes de rotação do sistema, relacionando a rotação entre os sistemas de referência fixos em cada componente dinâmico do compressor. Um estudo dos diagramas de corpo livre de cada um desses componentes é realizado com o objetivo de obter as equações de movimento individuais de cada elemento, e a união destas equações descreve o comportamento dinâmico do sistema.

A importância deste estudo deve-se ao fato de que a representação detalhada da dinâmica do sistema é capaz de fornecer de maneira mais correta os esforços de reação nos mancais.

3.1 Descrição construtiva do compressor alternativo

Descreve-se nessa seção a construção do modelo numérico de um compressor alternativo, apresentado à figura 2.3, e composto de um mecanismo pistão-biela-manivela. Tal modelo é a plataforma para a análise de desempenho do processo de compressão de gás. Para o desenvolvimento das relações cinemáticas no rotor, biela e pistão, são utilizados quatro sistemas de coordenadas: um fixo (inercial) e três móveis, centrados nos centros de gravidade do rotor, da biela e do pistão. A figura 3.1 apresenta os sistemas de coordenadas utilizados no modelo desenvolvido no presente trabalho.

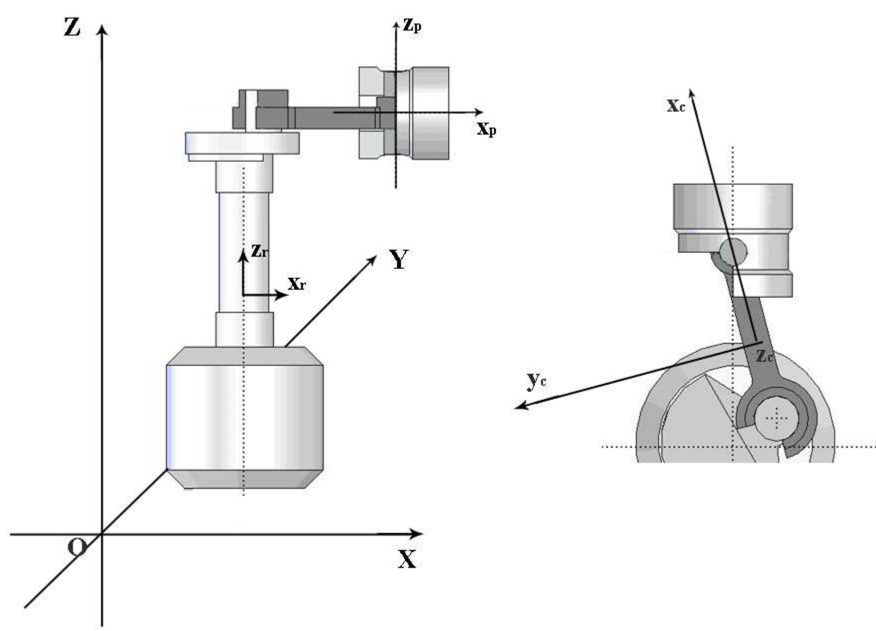


Figura 3.1: Sistemas de coordenadas: inercial e solidários aos componentes do compressor.

O primeiro é o sistema inercial, cujos eixos coordenados são $\boldsymbol{X}$, $\boldsymbol{Y}$, $\boldsymbol{Z}$ e seus respectivos versores são $\boldsymbol{i}$, $\boldsymbol{j}$ e $\boldsymbol{k}$. A representação do sistema inercial por letras maiúsculas é utilizada em todo o texto, inclusive na implementação do programa. Os outros três sistemas de coordenadas são sistemas locais móveis e são representados por letras minúsculas. O primeiro deles, com origem no centro de gravidade do rotor é representado pelas coordenadas $\boldsymbol{x}_r$, $\boldsymbol{y}_r$ e $\boldsymbol{z}_r$, e pelos versores $\boldsymbol{i}_r$, $\boldsymbol{j}_r$ e $\boldsymbol{k}_r$. O segundo com origem no centro de gravidade da biela, é representado pelas coordenadas $\boldsymbol{x}_c$, $\boldsymbol{y}_c$ e $\boldsymbol{z}_c$, cujos versores são $\boldsymbol{i}_c$, $\boldsymbol{j}_c$ e $\boldsymbol{k}_c$. Finalmente, o terceiro sistema de coordenadas móvel, com origem no centro de gravidade do pistão, é representado pelas coordenadas $\boldsymbol{x}_c$, $\boldsymbol{y}_c$ e $\boldsymbol{z}_c$ e versores $\boldsymbol{i}_c$, $\boldsymbol{j}_c$ e $\boldsymbol{k}_c$. Em seguida, são definidas as posições dos pontos de interesse de cada elemento do compressor.

3.2 Vetores posição dos elementos

As figuras 3.2, 3.3 e 3.4, apresentadas nas próximas seções, mostram os pontos no corpo do compressor onde são estudadas as forças atuantes e são obtidas as equações de movimento.

3.2.1 Eixo de acionamento do compressor

O eixo de acionamento do compressor é composto pelo eixo, o contrapeso e o excêntrico. Ele é o responsável pela transmissão de energia do motor elétrico até o excêntrico através de seus componentes. O eixo de acionamento é radialmente acoplado ao bloco através dos mancais principal e secundário, representados pelos pontos 1 e 2 na figura 3.2. O excêntrico é ligado à biela novamente por um mancal radial (ponto 3), permitindo a conversão do movimento circular do eixo em movimento linear do pistão. O sistema de coordenadas adotadas no rotor tem sua origem no centro de gravidade e todos os vetores definidos neste referencial têm como índice a letra “r”. Neste referencial são definidas as posições dos mancais principal e secundário e do excêntrico.

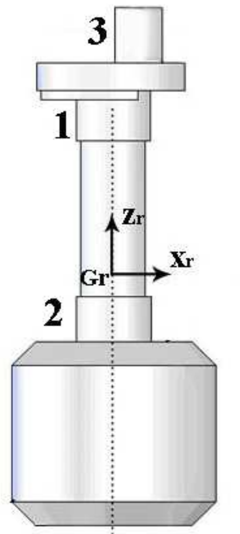


Figura 3.2: Sistema de referência local do rotor e localização dos mancais

Vetor posição do mancal principal no referencial local do rotor:

$$\boldsymbol{r}_{1r} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ r_{1rz} \end{bmatrix} \tag{3.1}$$

Vetor posição do mancal secundário no referencial local do rotor:

$$\boldsymbol{r}_{2r} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ r_{2rz} \end{bmatrix} \tag{3.2}$$

Vetor posição do excêntrico no referencial local do rotor:

$$\boldsymbol{r}_{3r} = \begin{bmatrix} r_{3rx} \\ 0 \\ r_{3rz} \end{bmatrix} \tag{3.3}$$

3.2.2 Biela

A biela é um elemento de máquina responsável por transmitir ou transformar o movimento circular contínuo do eixo em movimento retilíneo do pistão, resultando na compressão e na expansão do fluido refrigerante. A biela é composta por uma haste cujas extremidades apresentam um olhal ligado ao pistão (ponto 4 da figura 3.3) e outro ligado ao excêntrico do eixo (ponto 3 da figura 3.3), sendo que as ligações são realizadas através de pino articulado e mancal, respectivamente. O mancal do olhal maior, conectado ao excêntrico, é um mancal radial e o pino do olhal menor suporta esforços radiais e axiais. O sistema referencial local da biela tem sua origem no centro de gravidade da mesma, e os vetores representados neste referencial possuem a notação indicial "c".

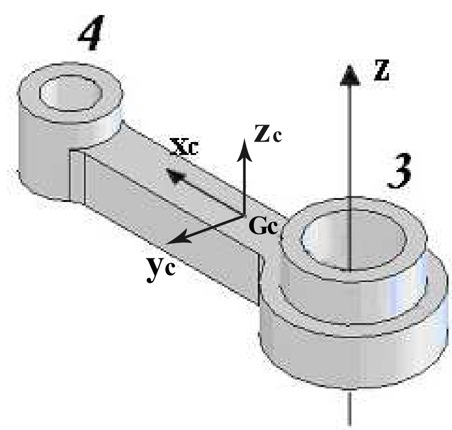


Figura 3.3: Sistema de referência local da biela e localização dos mancais

Vetor posição do excêntrico no referencial local da biela:

$$\boldsymbol{r}_{3c} = \begin{bmatrix} -r_{3cx} \\ r_{3cy} \\ r_{3cz} \end{bmatrix} \tag{3.4}$$

Vetor posição do pino biela-pistão no referencial local da biela:

$$\boldsymbol{r}_{4c} = \begin{bmatrix} r_{4cx} \\ r_{4cy} \\ r_{4cz} \end{bmatrix} \tag{3.5}$$

3.2.3 Pistão

O pistão é uma peça cilíndrica que se move axialmente no interior do cilindro do compressor. Apesar deste ser o movimento mais importante do pistão, existem forças atuando também na direção radial, gerando momentos e pequenas oscilações do pistão nesta direção. Essas pequenas oscilações ocorrem devido à folga entre o pistão e a parede do cilindro e, embora pequenas, são muito importantes no desempenho e na confiabilidade de um compressor alternativo. No pistão, o sistema referencial também tem origem no centro de massa e a letra "p" representa os vetores neste referencial. Nesse sistema são definidos os pontos de aplicação das forças que atuam no pistão.

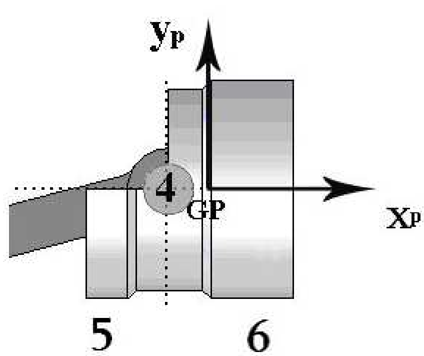


Figura 3.4: Sistema de referência local do pistão e localização dos mancais

Vetor posição do pino do pistão neste referencial:

$$\boldsymbol{r}_{4p} = \begin{bmatrix} -r_{4px} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.6}$$

Vetor posição da saia do pistão (extremidade inferior) neste referencial:

$$\boldsymbol{r}_{5p} = \begin{bmatrix} -r_{5px} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.7}$$

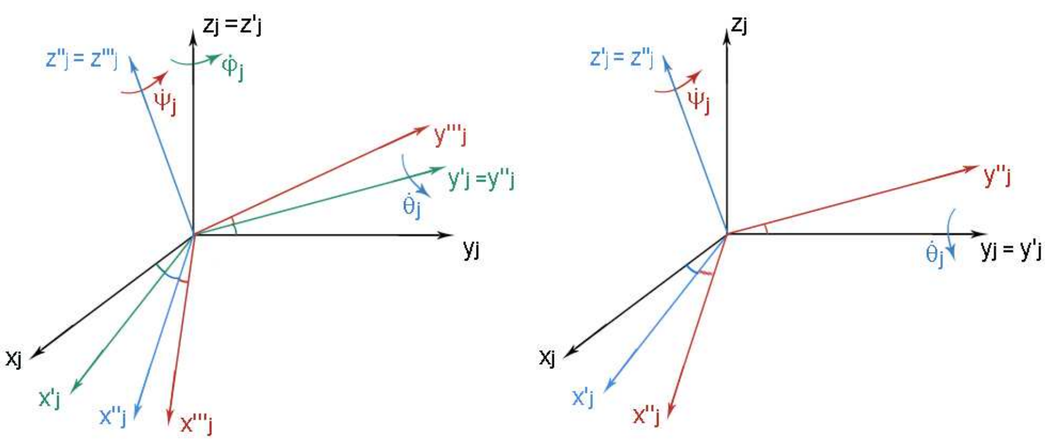
Vetor posição do topo do pistão (extremidade superior) neste referencial:

$$\boldsymbol{r}_{6p} = \begin{bmatrix} r_{6px} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.8}$$

A seguir são definidos os ângulos de giro de cada componente, em função dos movimentos que cada um deles executa.

3.3 Matrizes de rotação

A rotação dos elementos do compressor é descrita a partir dos ângulos de Euler, compostos por três tipos de rotação: precessão, nutação e spin. Esses movimentos angulares são matematicamente representados por matrizes de rotação. Tais matrizes são definidas em termos dos eixos coordenados locais do corpo rígido onde ocorrem as rotações. Com a finalidade de generalizar a notação destas matrizes, assume-se o índice j para um determinado corpo rígido, e as três rotações que este corpo exerce são apresentadas na figura 3.5.



(a) Precessão, Nutação e Spin   (b) Nutação e Spin

Figura 3.5: Rotações do corpo rígido generalizado j (a) movimento giroscópico completo (b) nutação e spin

O índice j pode assumir os valores r para designar o eixo, c para biela ou p para o pistão. A partir destas informações determinam-se as seguintes matrizes:

- A matriz generalizada do movimento de precessão do corpo rígido j, cujo movimento angular é exercido em torno do eixo coordenado z_j:

$$\mathbf{T}_{\varphi_j} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_j) & \sin(\varphi_j) & 0 \\ -\sin(\varphi_j) & \cos(\varphi_j) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.9}$$

- A matriz generalizada do movimento de nutação do corpo rígido j, cujo movimento angular ocorre no eixo coordenado y_j:

$$\mathbf{T}_{\theta_j} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_j) & 0 & -\sin(\theta_j) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta_j) & 0 & \cos(\theta_j) \end{bmatrix} \tag{3.10}$$

- A matriz generalizada do movimento de spin do corpo rígido j, que também é realizado em torno do eixo coordenado z_j:

$$\mathbf{T}_{\psi_j} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_j) & \sin(\psi_j) & 0 \\ -\sin(\psi_j) & \cos(\psi_j) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.11}$$

O rotor do compressor, devido a sua grande inércia nos três eixos geométricos, possui movimento giroscópico completo com precessão, nutação e spin. Dessa maneira, o movimento rotacional completo do eixo do compressor é composto pelas rotações φ_r, θ_r e ψ_r (figura 3.5 (a)). A biela e o pistão, que possuem momentos de inércia predominantes em apenas dois eixos geométricos, tem o seu movimento angular descrito apenas pelos ângulos de nutação e spin, representados respectivamente por θ_c e ψ_c para a biela, e θ_p e ψ_p para o pistão (figura 3.5 (b)). Utilizando estas definições, constrói-se as matrizes de rotação dos componentes.

- As matrizes de rotação da biela e do pistão, compostas por nutação e spin são

$$\mathbf{T}_c = \mathbf{T}_{\psi_c}\mathbf{T}_{\theta_c} \text{ e } \mathbf{T}_p = \mathbf{T}_{\psi_p}\mathbf{T}_{\theta_p} \tag{3.12}$$

onde, para $j = c, p$

$$\mathbf{T}_j = \begin{bmatrix} \cos(\psi_j)\cos(\theta_j) & \sin(\psi_j) & -\cos(\psi_j)\sin(\theta_j) \\ -\sin(\psi_j)\cos(\theta_j) & \cos(\psi_j) & \sin(\theta_j)\sin(\psi_j) \\ \sin(\theta_j) & 0 & \cos(\theta_j) \end{bmatrix} \tag{3.13}$$

- A matriz de rotação do eixo é uma matriz completa, composta pelas três rotações:

$$\mathbf{T}_r = \mathbf{T}_{\psi_r}\mathbf{T}_{\theta_r}\mathbf{T}_{\varphi_r} \tag{3.14}$$

$$\mathbf{T}_r = \begin{bmatrix} \cos(\psi_r)\cos(\theta_r)\cos(\varphi_r) - \sin(\psi_r)\sin(\varphi_r) & \cos(\psi_r)\cos(\theta_r)\sin(\varphi_r) + \sin(\psi_r)\cos(\varphi_r) & -\cos(\psi_r)\sin(\theta_r) \\ -\sin(\psi_r)\cos(\theta_r) - \cos(\psi_r)\sin(\varphi_r) & \sin(\psi_r)\cos(\theta_r)\sin(\varphi_r) + \cos(\psi_r)\cos(\varphi_r) & \sin(\psi_r)\sin(\theta_r) \\ \sin(\theta_r)\cos(\varphi_r) & \sin(\theta_r)\sin(\varphi_r) & \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \tag{3.15}$$

Anteriormente, todos os vetores posição foram definidos nos sistemas locais, em função dos seus respectivos eixos coordenados. Os vetores posição em relação ao sistema inercial são definidos através da transposta das matrizes de rotação de cada componente. Assim, definem-se $\boldsymbol{R}_{1r}$, $\boldsymbol{R}_{2r}$ e $\boldsymbol{R}_{3r}$ os vetores relacionados a $\boldsymbol{r}_{1r}$, $\boldsymbol{r}_{2r}$ e $\boldsymbol{r}_{3r}$ no referencial inercial:

$$\boldsymbol{R}_{ir} = \mathbf{T}_r^t\,\boldsymbol{r}_{ir} = \begin{bmatrix} \sin(\theta_r)\cos(\varphi_r) \\ \sin(\theta_r)\sin(\varphi_r) \\ \cos(\theta_r) \end{bmatrix} r_{irz}\text{ , para } i = 1, 2. \tag{3.16}$$

e

$$\begin{aligned} &\boldsymbol{R}_{3r} = \mathbf{T}_r^t\,\boldsymbol{r}_{3r} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos(\psi_r)\cos(\theta_r)\cos(\varphi_r) - \sin(\psi_r)\sin(\varphi_r) \\ \cos(\psi_r)\cos(\theta_r)\sin(\varphi_r) + \sin(\psi_r)\cos(\varphi_r) \\ -\cos(\psi_r)\sin(\theta_r) \end{bmatrix} r_{3rx} + \begin{bmatrix} \sin(\theta_r)\cos(\varphi_r) \\ \sin(\theta_r)\sin(\varphi_r) \\ \cos(\theta_r) \end{bmatrix} r_{3rz} \end{aligned} \tag{3.17}$$

Os vetores definidos no sistema de coordenadas da biela $\boldsymbol{r}_{3c}$ e $\boldsymbol{r}_{4c}$, e os vetores definidos anteriormente no sistema de coordenadas do pistão $\boldsymbol{r}_{4p}$, $\boldsymbol{r}_{5p}$ e $\boldsymbol{r}_{6p}$, agora são definidos em coordenadas globais:

$$\boldsymbol{R}_{ic} = \mathbf{T}_c^t\,\boldsymbol{r}_{ic} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_c)\cos(\theta_c) \\ \sin(\psi_c) \\ -\cos(\psi_c)\sin(\theta_c) \end{bmatrix} r_{icx}\text{ , para } i = 3, 4 \tag{3.18}$$

e

$$\boldsymbol{R}_{ip} = \mathbf{T}_p^t\,\boldsymbol{r}_{ip} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_p)\cos(\theta_p) \\ \sin(\psi_p) \\ -\cos(\psi_p)\sin(\theta_p) \end{bmatrix} r_{ipx}\text{ , para } i = 4, 5, 6. \tag{3.19}$$

3.4 Velocidade angular

Definidas as diferentes rotações de cada componente do compressor, utiliza-se a composição das velocidades destas rotações para determinar a velocidade angular dos corpos. Para a velocidade angular do rotor ($\boldsymbol{\omega}_r$), por exemplo, considera-se primeiramente uma rotação de precessão, com velocidade $\dot{\varphi}_r$ em torno do eixo $\mathbf{z}_r$, seguido da nutação, com velocidade $\dot{\theta}_r$ em torno do eixo $\mathbf{y}_r$, e finalmente, o spin $\dot{\psi}_r$ em torno de $\mathbf{z}_r$. A velocidade angular do rotor é a composição destas três velocidades, projetadas em seu referencial móvel segundo as rotações de Euler (referencial $x_j^{'''}$, $y_j^{'''}$, $z_j^{'''}$ da figura 3.5), ou seja,

$$\boldsymbol{\omega}_r = \begin{bmatrix} \omega_{rx} \\ \omega_{ry} \\ \omega_{rz} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\psi r}\mathbf{T}_{\theta r} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi}_r \end{bmatrix} + \mathbf{T}_{\psi r} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_r \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi}_r \end{bmatrix} = \mathbf{A}_r(\theta_r,\, \psi_r) \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_r \\ \dot{\theta}_r \\ \dot{\psi}_r \end{bmatrix} \tag{3.20}$$

A obtenção das velocidades angulares da biela ($\boldsymbol{\omega}_c$) e do pistão ($\boldsymbol{\omega}_p$),que possuem apenas os movimentos angulares de nutação e spin, é feita com o mesmo procedimento, projetadas no referencial $x_j^{''}$, $y_j^{''}$, $z_j^{''}$ da figura 3.5:

$$\boldsymbol{\omega}_c = \begin{bmatrix} \omega_{cx} \\ \omega_{cy} \\ \omega_{cz} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\psi c} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_c \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi}_c \end{bmatrix} = \mathbf{A}_c(\psi_c) \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_c \\ \dot{\psi}_c \end{bmatrix} \tag{3.21}$$

$$\boldsymbol{\omega}_p = \begin{bmatrix} \omega_{px} \\ \omega_{py} \\ \omega_{pz} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\psi p} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_p \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi}_p \end{bmatrix} = \mathbf{A}_p(\psi_p) \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_p \\ \dot{\psi}_p \end{bmatrix} \tag{3.22}$$

A aceleração angular de cada corpo rígido é obtida pela derivada temporal das equações (3.20), (3.21) e (3.22):

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_r = \mathbf{A}_r(\theta_r,\, \psi_r) \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_r \\ \ddot{\theta}_r \\ \ddot{\psi}_r \end{bmatrix} + \boldsymbol{b}_r(\dot{\varphi}_r,\, \dot{\theta}_r,\, \dot{\psi}_r) \tag{3.23}$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_c = \mathbf{A}_c(\psi_c)\begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{\psi}_c \end{bmatrix} + \boldsymbol{b}_c(\dot{\theta}_c,\, \dot{\psi}_c) \tag{3.24}$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_p = \mathbf{A}_p(\psi_p)\begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{\theta}_p \\ \ddot{\psi}_p \end{bmatrix} + \boldsymbol{b}_p(\dot{\theta}_p,\, \dot{\psi}_p) \tag{3.25}$$

3.5 Restrições geométricas

As restrições de um problema são determinadas quando a posição de seus componentes está confinada em uma trajetória específica, ou quando o movimento de dois ou mais componentes está inter-relacionado em virtude de restrições de membros de ligação. Para que seja possível determinar os movimentos destes corpos é necessário considerá-las na formulação.

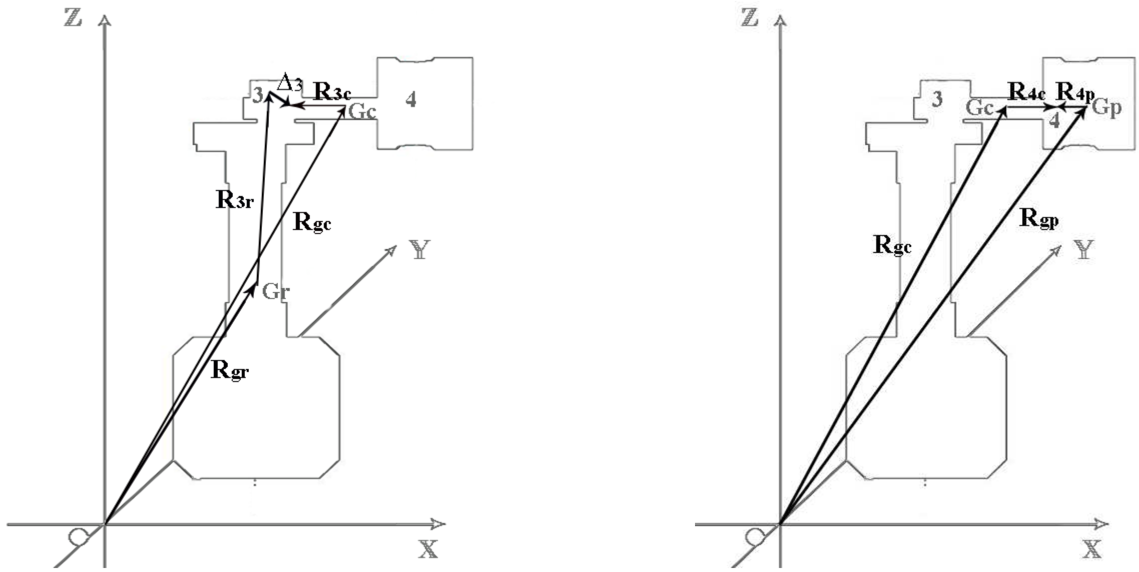
No compressor alternativo representado pelo sistema eixo-biela-pistão, estas restrições aparecem devido à ligação entre a biela e o pistão. O movimento da biela, guiada pelo rotor, restringe o movimento do pistão. Consideram-se iguais as velocidades angulares de nutação dos dois corpos, ou seja,

$$\theta_c = \theta_p. \tag{3.26}$$

devido às condições de vínculo do pistão com a biela (pinagem).

O movimento de deslocamento relativo do excêntrico no interior do mancal da biela (figura 3.6), é designado pela variável $\boldsymbol{\Delta}_3$, dependente dos vetores de deslocamento do centro de massa da biela, $\boldsymbol{R}_{gc}$, e do rotor, $\boldsymbol{R}_{gr}$:

$$\Delta_3 = -\boldsymbol{R}_{gr} - \boldsymbol{R}_{3r} + \boldsymbol{R}_{gc} + \boldsymbol{R}_{3c}. \tag{3.27}$$



Variável dependente Δ_3 Variável dependente $\boldsymbol{R}_{gc}$

Figura 3.6: Restrições geométricas do sistema eixo-biela-pistão

Além disso, o modelo adotado impõe a restrição de que o vetor $\boldsymbol{R}_{gc}$ é dependente da posição do centro de massa do pistão $\boldsymbol{R}_{gp}$ (figura 3.6), ou seja,

$$\boldsymbol{R}_{gc} = \boldsymbol{R}_{gp} + \boldsymbol{R}_{4p} - \boldsymbol{R}_{4c}. \tag{3.28}$$

Para analisar a relação entre esforços e movimentos, é necessário obter as acelerações absolutas dos corpos. Estas são definidas a partir da segunda derivada temporal dos vetores posição.

Primeiras derivadas:

$$\dot{\Delta}_3 = \dot{\boldsymbol{R}}_{gc} + \dot{\mathbf{T}}_c^t\, \boldsymbol{r}_{3c} - \dot{\boldsymbol{R}}_{gr} - \dot{\mathbf{T}}_r^t\, \boldsymbol{r}_{3r} \tag{3.29}$$

$$\dot{\boldsymbol{R}}_{gc} = \dot{\boldsymbol{R}}_{gp} + \dot{\mathbf{T}}_p^t\, \boldsymbol{r}_{4p} - \dot{\mathbf{T}}_c^t\, \boldsymbol{r}_{4c} \tag{3.30}$$

As acelerações:

$$\ddot{\Delta}_3 = \ddot{\boldsymbol{R}}_{gc} + \ddot{\mathbf{T}}_c^t\, \boldsymbol{r}_{3c} - \ddot{\boldsymbol{R}}_{gr} - \ddot{\mathbf{T}}_r^t\, \boldsymbol{r}_{3r} \tag{3.31}$$

$$\ddot{\boldsymbol{R}}_{gc} = \ddot{\boldsymbol{R}}_{gp} + \ddot{\mathbf{T}}_p^t\, \boldsymbol{r}_{4p} - \ddot{\mathbf{T}}_c^t\, \boldsymbol{r}_{4c} \tag{3.32}$$

Os termos $\dot{\mathbf{T}}_r^t$, $\dot{\mathbf{T}}_c^t$ e $\dot{\mathbf{T}}_p^t$ nas equações (3.29) e (3.30) representam respectivamente as primeiras derivadas das matrizes de rotação do eixo, da biela e do pistão. A primeira derivada da matriz de rotação $\mathbf{T}_j^t$ generalizada, onde $j = r, c, p$ é apresentada a seguir:

$$\dot{\mathbf{T}}_j^t = \frac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \varphi_j}\dot{\varphi}_j + \frac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \theta_j}\dot{\theta}_j + \frac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \psi_j}\dot{\psi}_j \tag{3.33}$$

Os termos $\ddot{\mathbf{T}}_r^t$, $\ddot{\mathbf{T}}_c^t$ e $\ddot{\mathbf{T}}_p^t$ nas equações (3.31) e (3.32) e representam respectivamente as segundas derivadas das matrizes de rotação do eixo, da biela e do pistão. A segunda derivada da matriz de rotação $\mathbf{T}_j^t$ generalizada, onde $j = r, c, p$ é apresentada a seguir:

$$\begin{aligned}\ddot{\mathbf{T}}_j^t \;&= \tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \varphi_j^2}\,\dot{\varphi}_j + \tfrac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \varphi_j}\,\ddot{\varphi}_j + \tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \theta_j^2}\,\dot{\theta}_j + \tfrac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \theta_j}\,\ddot{\theta}_j + \tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \psi_j^2}\,\dot{\psi}_j + \tfrac{\partial \mathbf{T}_j^t}{\partial \psi_j}\,\ddot{\psi}_j + \\ &+2\,\tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \varphi_j \theta_j}\,\dot{\varphi}_j\,\dot{\theta}_j + 2\,\tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \varphi_j \psi_j}\,\dot{\varphi}_j\,\dot{\psi}_j + 2\,\tfrac{\partial^2 \mathbf{T}_j^t}{\partial \psi_j \theta_j}\,\dot{\psi}_j\,\dot{\theta}_j\end{aligned} \tag{3.34}$$

Existem também dois parâmetros geométricos do compressor referentes à posição do pistão. O termo Δy refere-se ao offset da linha de centro do pistão, e a coordenada Δz à altura do pistão com respeito ao CG do eixo, definidos na figura 3.7.

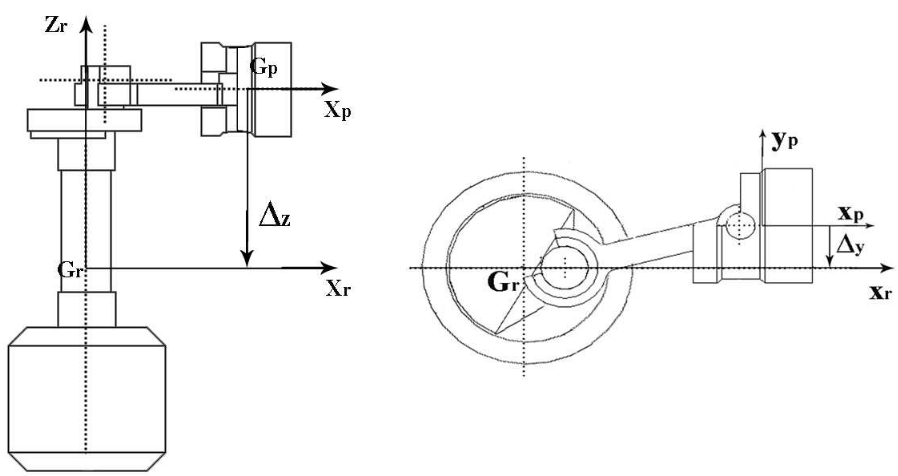


Figura 3.7: Definição de parâmetros geométricos Δy e Δz.

3.6 Cargas que atuam no sistema

Ao descrever as relações entre as cargas (forças e torques) e os movimentos que as mesmas produzem, faz-se necessário o uso do diagrama de corpo livre do sistema. Cada corpo que compõe o sistema é isolado e submetido às cargas externas e às cargas de vínculo com os corpos adjacentes. Dessa maneira, distinguem-se claramente a ação e reação de cada carregamento, levando-se em conta também as cargas externas.

Na presente análise cada um dos mancais é substituído por um sistema de rigidez e amortecimento. As cargas externas ocorrem devido ao torque motor e à pressão que o fluido refrigerante exerce no pistão. Os elementos são acoplados por meio de mancais, que são representados por forças com componentes elásticas e viscosas. Na figura 3.8 apresenta-se o diagrama de corpo livre do eixo. O eixo possui massa $\mathbf{M}_r$ e está sujeito aos seguintes esforços:

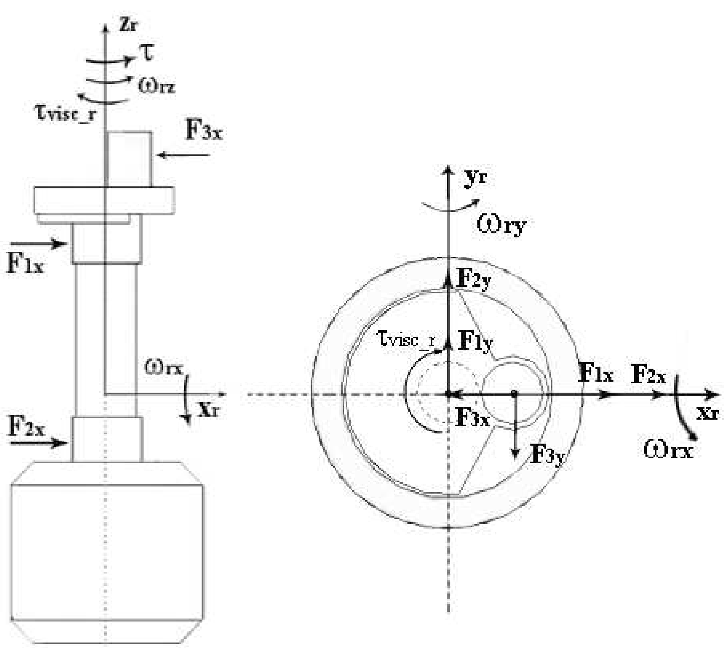


Figura 3.8: Diagrama de corpo livre do rotor.

- esforços causados pelo movimento da biela, representados pela força $\boldsymbol{F}_3$

$$\boldsymbol{F}_3 = \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.35}$$

- forças de sustentação dos mancais, representadas por $\boldsymbol{F}_1$ e $\boldsymbol{F}_2$

$$\boldsymbol{F}_1 = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \end{bmatrix} \;e\; \boldsymbol{F}_2 = \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.36}$$

- torque motriz, responsável por manter a velocidade constante do rotor, representado por $\boldsymbol{\tau}$

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_z \end{bmatrix} \tag{3.37}$$

- torques viscosos nos mancais do eixo, que fazem resistência aos torques no eixo $\boldsymbol{\tau}_{visc-r}$

$$\boldsymbol{\tau}_{visc-r} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_{visc-r} \end{bmatrix}. \tag{3.38}$$

Observa-se novamente aqui que o mancal axial localizado no bloco do compressor, responsável pela sustentação da carga na direção axial (ver figura 2.3) não está sendo considerado na presente análise. Por esse motivo o peso do rotor não é incluído no diagrama de corpo livre do eixo. Os efeitos de flexão do eixo e da biela não são considerados, pois espera-se que as deflexões elásticas da estrutura sob o carregamento considerado seja de ordem de grandeza inferior às deflexões dos mancais. Assume-se que os corpos são sólidos e que a distância dos mancais não é grande o suficiente para causar flexões relevantes.

O diagrama de corpo livre da figura 3.9 apresenta as cargas associadas ao movimento da biela, cuja função é transmitir os esforços originados pelo eixo para o pistão. As cargas são devidas a estes dois componentes e ao peso da biela:

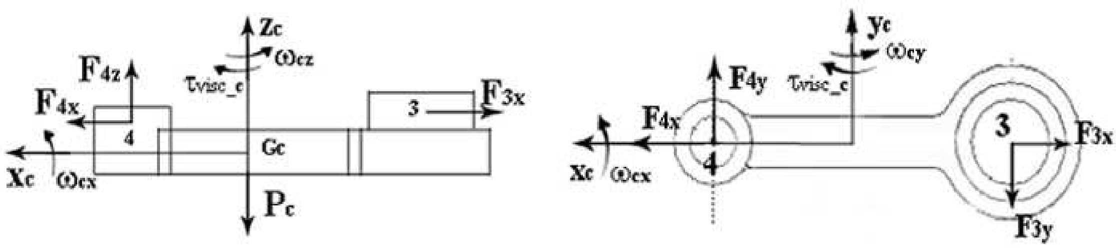


Figura 3.9: Diagrama de corpo livre da biela.

- $\boldsymbol{F}_3$ representa a carga do eixo excêntrico sobre a biela

$$-\boldsymbol{F}_3 = \begin{bmatrix} -F_{3x} \\ -F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.39}$$

- $\boldsymbol{F}_4$ a carga devido ao pistão

$$\boldsymbol{F}_4 = \begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ F_{4z} \end{bmatrix} \tag{3.40}$$

- $\boldsymbol{P}_c$ a força peso

$$\boldsymbol{P}_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_c g \end{bmatrix} \tag{3.41}$$

- torques viscosos no mancal do eixo-biela $\boldsymbol{\tau}_{visc-c}$

$$\boldsymbol{\tau}_{visc-c} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_{visc-c} \end{bmatrix}. \tag{3.42}$$

Sabe-se que no pistão o movimento predominante ocorre na direção axial, apesar disso, existem também forças que atuam na direção radial que provocam pequenas oscilações neste componente. A figura 3.10 apresenta as forças atuantes no pistão. Axialmente, são consideradas a força exercida pelo gás refrigerante em compressão, a força exercida pela biela e a força viscosa de movimentação do mancal. As forças atuantes na direção radial são compostas da reação dos mancais, da força de vínculo com a biela e com a carga de peso:

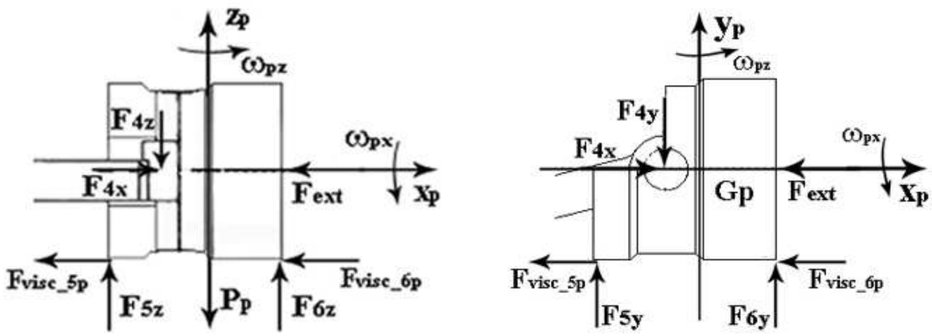


Figura 3.10: Diagrama de corpo livre do pistão.

- $\boldsymbol{F}_{ext}$ é a pressão exercida pelo gás refrigerante em compressão, em função do ângulo da manivela φ_r

$$\boldsymbol{F}_{ext} = \begin{bmatrix} P(\varphi_r) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.43}$$

- $\boldsymbol{F}_4$ é a força que a biela exerce sobre o pistão nas direções radial e axial

$$-\boldsymbol{F}_4 = \begin{bmatrix} -F_{4x} \\ -F_{4y} \\ -F_{4z} \end{bmatrix} \tag{3.44}$$

- $\boldsymbol{F}_5$ e $\boldsymbol{F}_6$ são as forças atuantes na direção radial, devido à reação dos mancais na saia e no topo do pistão respectivamente

$$\boldsymbol{F}_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{5y} \\ F_{5z} \end{bmatrix} \quad e \quad \boldsymbol{F}_6 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{6y} \\ F_{6z} \end{bmatrix} \tag{3.45}$$

- e $\boldsymbol{P}_p$ representa a carga de peso próprio do pistão, que atua radialmente

$$\boldsymbol{P}_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_p g \end{bmatrix} \tag{3.46}$$

3.7 Equações constitutivas

Os esforços nos mancais são oriundos de forças que ocorrem devido à sua lubrificação hidrodinâmica. Neste caso, a existência do óleo lubrificante nos mancais durante o movimento relativo entre a sua superfície e a superfície do eixo geram pressões hidrodinâmicas capazes de suportar cargas (Prata, 2005). Os efeitos associados a essa geração de pressão são denominados filme espremido e efeito cunha. O filme espremido ocorre quando uma carga provoca a aproximação das duas superfícies separadas pelo lubrificante, e o mesmo escoa para as laterais em um movimento cisalhante, fazendo com que a força de atrito associada à viscosidade do fluido se oponha ao escoamento do óleo. Esse fato resulta na elevação da pressão do filme de óleo que será responsável pela sustentação das cargas que forçam a aproximação da superfície. Tal efeito é de fundamental importância no carregamento dinâmico de mancais (Prata et al., 2000)(Fernandes, 1996). O efeito cunha ocorre pelo movimento tangencial relativo das duas superfícies, quando estas não são perfeitamente paralelas. O óleo é então carregado pelas superfícies em direção a uma cunha convergente. Devido à diminuição da secção transversal, surge uma oposição ao escoamento do óleo pela cunha, elevando a pressão no mesmo e causando o efeito de sustentação de carga. Estes dois efeitos são contemplados pela Equação de Reynolds, que representa matematicamente o problema da lubrificação hidrodinâmica (Hamrock et al., 2004), (Duarte Jr., 2005).

A solução da equação de Reynolds fornece o campo de pressão no filme lubrificante. Em sua forma completa, esta equação não possui solução analítica, porém versões simplificadas podem ser analisadas, como por exemplo, considerando mancais onde o comprimento é muito maior do que a largura (simplificação de mancal longo), ou mancais onde a largura é muito menor do que o comprimento (simplificação de mancal curto). A forma comumente utilizada para solucionar a equação de Reynolds é pela integração numérica desta equação, pelo método de volumes finitos (Prata et al., 2000), ou pelo método dos elementos finitos (Couto, 2006).

(Hattori, 1993) descreve a variação dos coeficientes de rigidez e amortecimento em mancais hidrodinâmicos, através da combinação de equações de movimento para os rotores, com as Equações de Reynolds. Os mancais estão sob a influência de grandes cargas dinâmicas, introduzidas por um compressor rotativo com dois cilindros e a variação dos parâmetros de rigidez e amortecimento é verificada durante a rotação do rotor.

As referências (Rodrigues, 2003) e (Sternlicht e Rieger, 1967) mostram que a integração das equações fluido-dinâmicas ao conjunto eixo-mancal oferecem valores equivalentes de forças elásticas e viscosas que interagem com o movimento do eixo suportado.

(Shabaneh e Zu, 2000) verificaram que em um sistema eixo-rotor suportado por mancais viscoelásticos, o aumento do coeficiente de perda viscoelástico eleva a freqüência amortecida do sistema e diminui a vibração correspondente. Além disso, o aumento da rigidez provoca o aumento da freqüência fundamental até alcançar o valor correspondente a um mancal rígido.

No presente modelo, as forças de mancal são constituídas de parcelas elástica e viscosa. A força elástica é proporcional ao valor negativo do deslocamento do eixo em relação ao mancal, e a força viscosa é proporcional ao valor negativo da velocidade do eixo também em relação ao mancal.

Dessa maneira, as forças de mancal $\boldsymbol{F}_1$, $\boldsymbol{F}_2$, $\boldsymbol{F}_3$, $\boldsymbol{F}_5$ e $\boldsymbol{F}_6$ do modelo dinâmico podem ser descritas pelas equações constitutivas de rigidezes e coeficientes viscosos equivalentes a cada mancal, ou seja:

$$
\begin{aligned}
\boldsymbol{F}_1 &= -\mathbf{K}_1(\boldsymbol{R}_{gr} + \boldsymbol{R}_{1r} - \boldsymbol{r}_{1r}) - \mathbf{C}_1(\dot{\boldsymbol{R}}_{gr} + \dot{\boldsymbol{R}}_{1r}) - \boldsymbol{F}_{visc1}; && (3.47)\\
\boldsymbol{F}_2 &= -\mathbf{K}_2(\boldsymbol{R}_{gr} + \boldsymbol{R}_{2r} - \boldsymbol{r}_{2r}) - \mathbf{C}_2(\dot{\boldsymbol{R}}_{gr} + \dot{\boldsymbol{R}}_{2r}) - \boldsymbol{F}_{visc2}; && (3.48)\\
\boldsymbol{F}_3 &= -\mathbf{K}_3\Delta_3 - \mathbf{C}_3\dot{\Delta}_3 - \boldsymbol{F}_{visc3}; && (3.49)\\
\boldsymbol{F}_5 &= -\mathbf{K}_5(\boldsymbol{R}_{gp} + \boldsymbol{R}_{5p} - \boldsymbol{r}_{5p} - \Delta_{yz}) - \mathbf{C}_5(\dot{\boldsymbol{R}}_{gp} + \dot{\boldsymbol{R}}_{5p}) - \boldsymbol{F}_{visc5} - \boldsymbol{F}_{lin5}; && (3.50)\\
\boldsymbol{F}_6 &= -\mathbf{K}_6(\boldsymbol{R}_{gp} + \boldsymbol{R}_{6p} - \boldsymbol{r}_{6p} - \Delta_{yz}) - \mathbf{C}_6(\dot{\boldsymbol{R}}_{gp} + \dot{\boldsymbol{R}}_{6p}) - \boldsymbol{F}_{visc6} - \boldsymbol{F}_{lin6}; && (3.51)
\end{aligned}
$$

onde as somas $(\boldsymbol{R}_{gr}+\boldsymbol{R}_{ir})$, para $i = 1, 2$, e $(\boldsymbol{R}_{gp}+\boldsymbol{R}_{ir} - \Delta_{yz})$, para $i = 5, 6$ representam as posições finais dos respectivos vetores $\boldsymbol{r}_{ir}$, $i = 1, 2$ e $\boldsymbol{r}_{ip}$, $i = 5, 6$ no sistema inercial, o termo Δ_3 e é definido pela equação (3.27), e o termo Δ_{yz} refere-se a coordenada de altura e offset da linha de centro do pistão com respeito ao CG do eixo (figura 3.7). As matrizes $\mathbf{K}_1$, $\mathbf{K}_2$, ... , $\mathbf{K}_6$ são rigidezes, responsáveis pela componente elástica destas forças e as matrizes $\mathbf{C}_1$, $\mathbf{C}_2$, ... , $\mathbf{C}_6$ são valores de amortecimentos viscosos equivalentes para cada mancal. As componentes viscosas $\boldsymbol{F}_{visc1}, \ldots, \boldsymbol{F}_{visc6}$ representam as forças de arraste devido à lubrificação dos mancais e as componentes $\boldsymbol{F}_{lin5}$ e $\boldsymbol{F}_{lin6}$ são forças viscosas nos mancais da saia e do topo do pistão, que oferecem resistência ao seu movimento de translação devido a sua lubrificação. No capítulo 5 os valores atribuídos a essas constantes são baseados em critérios geométricos e cinemáticos de mancais disponíveis na literatura.

3.8 Equações de movimento - Newton-Euler

De acordo com a primeira e a segunda lei de Newton, um corpo sob a ação de forças que não estão em equilíbrio possui um movimento acelerado, e a sua aceleração é proporcional à resultante destas forças. Isso é válido para as acelerações medidas em um sistema de coordenadas inerciais (Santos, 2001)

$$\sum_{i=1}^{n} {}_I\boldsymbol{F}_i = \mathbf{M}_j \, {}_I\boldsymbol{a}_j \tag{3.52}$$

onde $\sum_{i=1}^{n} {}_{I}\boldsymbol{F}_i$ é a resultante de forças agindo no centro de gravidade do corpo, $\mathbf{M}$ a sua matriz de inércia translacional e $\boldsymbol{a}$ a aceleração de seu centro de massa. A equação de Euler, semelhantemente, estabelece que a aceleração angular de um corpo é proporcional a carga de torques externos exercidos sobre o mesmo. Tal relação, entretanto, pode ser descrita com respeito a um sistema de coordenadas locais, não inerciais, com origem no centro de massa de cada corpo. A expressão genérica da equação de Euler para um corpo rígido j sujeito a n forças (externas e de reação) é dada por:

$$\sum_{i=1}^{n} {}_{B_j}\boldsymbol{M}_i = \mathbf{I}\,\dot{\boldsymbol{\omega}}_j + \Omega_j \times (\mathbf{I}\,\boldsymbol{\omega}_j) \tag{3.53}$$

onde $\sum_{i=1}^{n} {}_{B_j}\boldsymbol{M}_i$ é o somatório dos momentos provocados pelas n forças, $\mathbf{I}$ é o tensor de inércia do corpo, $\dot{\boldsymbol{\omega}}_j$ é a derivada do vetor de velocidade angular do corpo $\boldsymbol{\omega}_j$. O vetor ω_j é a velocidade de rotação do referencial do corpo rígido, que coincide com a velocidade angular absoluta do corpo quando o referencial é solidário ao corpo, que é o caso no presente modelo. As equações de Newton-Euler para cada componente do compressor, são apresentadas na seqüência.

As equações de Newton-Euler aplicadas ao rotor são:

$$\mathbf{I}_r\dot{\boldsymbol{\omega}}_r + \boldsymbol{\omega}_r \times \mathbf{I}_r\boldsymbol{\omega}_r = \boldsymbol{r}_{1r} \times \boldsymbol{f}_1 + \boldsymbol{r}_{2r} \times \boldsymbol{f}_2 - \boldsymbol{r}_{3r} \times \boldsymbol{f}_3 + \boldsymbol{\zeta} \tag{3.54}$$

$$\mathrm{M}_r\ddot{\boldsymbol{R}}_{gr} = \boldsymbol{F}_1 + \boldsymbol{F}_2 + \boldsymbol{F}_3 \tag{3.55}$$

onde $\boldsymbol{\zeta}$ é o torque motriz imposto ao rotor, $\boldsymbol{F}_1$ e $\boldsymbol{F}_2$ representam as reações nos mancais de sustentação do eixo, e $\boldsymbol{F}_3$ a força exercida pelo mancal de conexão do excêntrico com a biela. As forças $\boldsymbol{f}_1$, $\boldsymbol{f}_2$ e $\boldsymbol{f}_3$ são as projeções das três forças no sistema móvel de referência do eixo, determinadas pela transformação

$$\boldsymbol{f}_i = \mathbf{T}_j\boldsymbol{F}_i, \quad \text{para} \quad j = r, c, p \quad \text{e} \quad i = 1, 2, \ldots, 6. \tag{3.56}$$

As equações de Newton-Euler aplicadas à biela são:

$$\mathbf{I}_c\dot{\boldsymbol{\omega}}_c + \boldsymbol{\omega}_c \times \mathbf{I}_c\boldsymbol{\omega}_c = -\boldsymbol{r}_{3c} \times \boldsymbol{f}_3 + \boldsymbol{r}_{4c} \times \boldsymbol{f}_4 \tag{3.57}$$

$$\mathrm{M}_c\ddot{\boldsymbol{R}}_{gc} = -\boldsymbol{F}_3 + \boldsymbol{F}_4 + \boldsymbol{P}_c \tag{3.58}$$

onde $\boldsymbol{F}_3$ é a força exercida pelo mancal de conexão do excêntrico com a biela e $\boldsymbol{F}_4$ representa a carga que o pino de ligação do pistão exerce sobre a extremidade da biela. As forças $\boldsymbol{f}_3$ e $\boldsymbol{f}_4$ são as projeções das duas forças no sistema móvel de referência da biela e $\boldsymbol{P}_c$ é a força peso.

As equações de Newton-Euler aplicadas ao pistão são:

$$\mathbf{I}_p\dot{\boldsymbol{\omega}}_p + \boldsymbol{\omega}_p \times \mathbf{I}_p\boldsymbol{\omega}_p = \boldsymbol{r}_{4p} \times \boldsymbol{f}_4 + \boldsymbol{r}_{5p} \times \boldsymbol{f}_5 - \boldsymbol{r}_{6p} \times \boldsymbol{f}_6 \tag{3.59}$$

$$\mathrm{M}_p\ddot{\boldsymbol{R}}_{gp} = -\boldsymbol{F}_4 + \boldsymbol{F}_5 + \boldsymbol{F}_6 + \boldsymbol{P}_p + \boldsymbol{F}_{ext} \tag{3.60}$$

onde $\boldsymbol{F}_4$ é a carga que a biela exerce sobre o pino de ligação do pistão, $\boldsymbol{F}_5$ e $\boldsymbol{F}_6$ representam os esforços dos mancais na saia e no topo do pistão, respectivamente. $\boldsymbol{F}_{ext}$ é o carregamento externo exercido pela pressão do gás e $\boldsymbol{P}_p$ é a força peso do pistão.

É possível reescrever as equações de movimento do sistema eixo-biela-pistão explicitando as variáveis dependentes e os graus de liberdade. Os primeiros graus de liberdade são as variáveis angulares do rotor $\ddot{\varphi}_r$, $\ddot{\theta}_r$ e $\ddot{\psi}_r$, determinadas pelas equações (3.55), substituindo os valores de ω_r (eq. (3.20)) e $\dot{\omega}_r$ (eq. (3.23)):

$$\begin{aligned}\mathbf{I_r A_r}\begin{bmatrix}\ddot{\varphi}_r\\ \ddot{\theta}_r\\ \ddot{\psi}_r\end{bmatrix} = & -\mathbf{I}_r\boldsymbol{b}_r - \left(\mathbf{A_r}\begin{bmatrix}\dot{\varphi}_r\\ \dot{\theta}_r\\ \dot{\psi}_r\end{bmatrix}\right) \times \left(\mathbf{I_r A_r}\begin{bmatrix}\dot{\varphi}_r\\ \dot{\theta}_r\\ \dot{\psi}_r\end{bmatrix}\right) + \boldsymbol{r}_{1r} \times \mathbf{T_r}\begin{bmatrix}F_{1x}\\ F_{1y}\\ 0\end{bmatrix} + \\ & + \boldsymbol{r}_{2r} \times \mathbf{T_r}\begin{bmatrix}F_{2x}\\ F_{2y}\\ 0\end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{3r} \times \mathbf{T_r}\begin{bmatrix}F_{3x}\\ F_{3y}\\ 0\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ 0\\ \tau_z\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ 0\\ \tau_{visc-r}\end{bmatrix}\end{aligned} \tag{3.61}$$

As forças de ação e reação $\boldsymbol{F}_1$, $\boldsymbol{F}_2$ e $\boldsymbol{F}_3$ são conhecidas e definidas pelas equações (3.48), (3.49) e (3.50). Estas últimas são dependentes da posição absoluta do centro de massa do rotor, cujas coordenadas são graus de liberdade do sistema, e são determinadas pelas equações (3.55):

$$\mathbf{M_r}\begin{bmatrix}\ddot{R}_{grx}\\ \ddot{R}_{gry}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}F_{1x}\\ F_{1y}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}F_{2x}\\ F_{2y}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}F_{3x}\\ F_{3y}\end{bmatrix} \tag{3.62}$$

A equação de Euler da biela (3.58) tem como incógnitas as duas acelerações angulares da mesma, $\ddot{\theta}_c$ e $\ddot{\psi}_c$. A dependência das rotações de nutação da biela e do pistão, representada pela restrição geométrica (3.26), define a aceleração angular de nutação da biela como uma variável dependente ($\ddot{\theta}_c = \ddot{\theta}_p$). A aceleração angular $\ddot{\psi}_c$ em z_c é grau de liberdade do sistema, e é definida pela equação abaixo, utilizando as definições de ω_c e $\dot{\omega}_c$ das equações (3.21) e (3.24) respectivamente:

$$\begin{aligned}\mathbf{I_c A_c}\begin{bmatrix}0\\ \ddot{\theta}_c\\ \ddot{\psi}_c\end{bmatrix} = &-\mathbf{I_c}\boldsymbol{b}_c - \left(\mathbf{A_c}\begin{bmatrix}0\\ \dot{\theta}_c\\ \dot{\psi}_c\end{bmatrix}\right) \times \left(\mathbf{I_c A_c}\begin{bmatrix}0\\ \dot{\theta}_c\\ \dot{\psi}_c\end{bmatrix}\right) - \\ &-\boldsymbol{r}_{3c} \times \mathbf{T_c}\begin{bmatrix}F_{3x}\\ F_{3y}\\ 0\end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{4c} \times \mathbf{T_c}\begin{bmatrix}F_{4x}\\ F_{4y}\\ F_{4z}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ 0\\ \tau_{visc-c}\end{bmatrix}\end{aligned} \tag{3.63}$$

O pistão tem as duas acelerações angulares que compõe o seu movimento, $\ddot{\theta}_p$ e $\ddot{\psi}_p$ como graus de liberdade. Estes são determinados pelas equações de Euler do pistão (3.58), nas coordenadas y_p e z_p, e utiliza as equações (3.22) e (3.25) para determinar a velocidade ω_p e a aceleração $\dot{\omega}_c$ angulares, respectivamente:

$$\begin{aligned}\mathbf{I}_p\mathbf{A}_p\begin{bmatrix}0\\ \ddot{\theta}_c\\ \ddot{\psi}_p\end{bmatrix} = -\mathbf{I}_p\boldsymbol{b}_p - \left(\mathbf{A}_p\begin{bmatrix}0\\ \dot{\theta}_c\\ \dot{\psi}_p\end{bmatrix}\right) \times \left(\mathbf{I}_p\mathbf{A}_p\begin{bmatrix}0\\ \dot{\theta}_c\\ \dot{\psi}_p\end{bmatrix}\right) + \boldsymbol{r}_{4p} \times \mathbf{T}_p\begin{bmatrix}F_{4x}\\ F_{4y}\\ F_{4z}\end{bmatrix} + \\ +\boldsymbol{r}_{5p} \times \mathbf{T}_p\begin{bmatrix}0\\ F_{5y}\\ F_{5z}\end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{6p} \times \mathbf{T}_p\begin{bmatrix}0\\ F_{6y}\\ F_{6z}\end{bmatrix}\end{aligned} \tag{3.64}$$

As forças $\boldsymbol{F}_5$ e $\boldsymbol{F}_6$ são conhecidas e definidas pelas equações (3.51) e (3.51). Os últimos graus de liberdade do sistema eixo-biela-pistão são as coordenadas do vetor posição absoluta do pistão $\boldsymbol{R}_{gp}$, determinados pela equação de Newton do pistão (3.60):

$$\mathbf{M}_p\begin{bmatrix}\ddot{R}_{gpx}\\ \ddot{R}_{gpy}\\ \ddot{R}_{gpy}\end{bmatrix} = -\begin{bmatrix}F_{4x}\\ F_{4y}\\ F_{4z}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ F_{5y}\\ F_{5z}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ F_{6y}\\ F_{6z}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ 0\\ P_{pz}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}F_{ext}\\ 0\\ 0\end{bmatrix} \tag{3.65}$$

Todos os esforços que atuam no sistema eixo-biela-pistão são conhecidos, exceto a força que ocorre no pino de ligação entre a biela e o pistão $\boldsymbol{F}_4$. O esforço que a biela realiza sobre o pino do pistão ($\boldsymbol{F}_4$) é incógnita do sistema, determinada pelas equações de Newton da biela (3.58), como segue:

$$\begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ F_{4z} \end{bmatrix} = \mathbf{M_c} \begin{bmatrix} \ddot{R}_{gcx} \\ \ddot{R}_{gcy} \\ \ddot{R}_{gcy} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ P_{cz} \end{bmatrix} \tag{3.66}$$

$\boldsymbol{F}_4$ é variável dependente de $\boldsymbol{R}_{gp}$, pois as componentes do vetor aceleração $\ddot{\boldsymbol{R}}_{gc}$ são determinadas pela equação de vínculo (3.32).

Esta força gera momentos na biela e no pistão, representados pelos termos $\boldsymbol{r}_{4c} \times \mathbf{T}_c \boldsymbol{F}_4$ na equação de Euler da biela (3.63), e $\boldsymbol{r}_{4p} \times \mathbf{T}_p \boldsymbol{F}_4$ na equação de Euler do pistão (3.64). Por se tratar de uma incógnita, é conveniente que as componentes desta força sejam explícitas nas equações, e para isso o cálculo vetorial é substituído pelo cálculo matricial, da seguinte maneira:

$$r_{4j} \times \mathbf{T}_j F_4 = \mathbf{A}_{4j} \mathbf{T}_j \mathbf{F}_4 \;, \quad j = c, p \tag{3.67}$$

onde a matriz $\mathbf{A_{4j}}$ representa o vetor $\boldsymbol{r}_{4j}$:

$$\mathbf{A}_{4j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{4jx} \\ 0 & r_{4jx} & 0 \end{bmatrix} \;, \quad j = c, p. \tag{3.68}$$

As equações na forma acima (3.61)-(3.65) mostram que o sistema eixo-biela-pistão é composto por onze graus de liberdade e sete variáveis dependentes. A complexidade das equações exige que sejam executadas algumas manipulações algébricas para possibilitar a simulação numérica e determinação da solução do sistema. Estas manipulações, bem como o algoritmo de solução do sistema são apresentadas no capítulo 4. Os resultados obtidos com simulações numéricas do modelo são apresentados no capítulo 5. Uma abordagem com menor número de graus de liberdade considera mais simplificações no movimento do mecanismo e pode ser encontrado em (Gerardin, 2005), (Dufour et al., 1995) e (Kim e Han, 2004).

Capítulo 4

Simulação Numérica

Obtidas as equações diferenciais que representam o movimento do sistema mecânico estudado, estas devem ser resolvidas (integradas) para a obtenção do seu movimento resultante, em função das componentes de velocidade e do vetor posição (Rade, 2000). Devido à complexidade das equações diferenciais, utilizam-se técnicas numéricas aproximadas para a sua resolução, baseadas na discretização da variável tempo e nas aproximações numéricas das derivadas presentes na equação diferencial. Através das equações dinâmicas do compressor, são elaborados os modelos descritos neste capítulo, que aplicados ao método de Runge-Kutta simulam o comportamento do sistema de compressão alternativo em seu regime de trabalho.

4.1 Equações de estado

Qualquer sistema de equações diferenciais de segunda ordem ou ordem superior pode ser reformulado em um sistema de equações de primeira ordem, mediante uma mudança de variáveis convenientes. Dessa forma, para um problema de valor inicial de segunda ordem:

$$\ddot{\boldsymbol{x}}(t) = \boldsymbol{g}(t, \boldsymbol{x}(t), \dot{\boldsymbol{x}}(t)), \quad t > t_0 \tag{4.1}$$

$$\boldsymbol{x}(t_0) = \boldsymbol{x}_0 \tag{4.2}$$

$$\dot{\boldsymbol{x}}(t_0) = \boldsymbol{y}_0 \tag{4.3}$$

onde $\boldsymbol{x}$, $\boldsymbol{g}$, $\boldsymbol{x}_0$ e $\boldsymbol{y}_0$ são vetores pertencentes ao $\mathbf{R^n}$, e

$$\boldsymbol{g} = \left[\begin{array}{c} g_1(t, \boldsymbol{x}_1(t), \dots, \boldsymbol{x}_n(t), \dot{\boldsymbol{x}}_1(t), \dots, \dot{\boldsymbol{x}}_n(t)) \\ g_2(t, \boldsymbol{x}_1(t), \dots, \boldsymbol{x}_n(t), \dot{\boldsymbol{x}}_1(t), \dots, \dot{\boldsymbol{x}}_n(t)) \\ \vdots \\ g_n(t, \boldsymbol{x}_1(t), \dots, \boldsymbol{x}_n(t), \dot{\boldsymbol{x}}_1(t), \dots, \dot{\boldsymbol{x}}_n(t)) \end{array} \right] \tag{4.4}$$

define-se uma nova variável $\boldsymbol{y}(t) = \dot{\boldsymbol{x}}(t)$ cuja derivada $\dot{\boldsymbol{y}}(t) = \ddot{\boldsymbol{x}}(t)$ e aplica-se a substituição de $\dot{\boldsymbol{x}}(t)$ e $\ddot{\boldsymbol{x}}(t)$ na equação (4.3), formando um sistema de primeira ordem:

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{x}} &= \boldsymbol{y} \\ \dot{\boldsymbol{y}} &= \boldsymbol{g}(t, \boldsymbol{x}, \boldsymbol{y}) \end{aligned} \tag{4.5}$$

com condições iniciais $\boldsymbol{x}(t_0) = \boldsymbol{x}_0$ e $\boldsymbol{y}(t_0) = \boldsymbol{y}_0$.

As equações de movimento (3.61)-(3.65) e são equações diferenciais de segunda ordem, e representam o sistema de onze graus de liberdade e dez variáveis dependentes. Os graus de liberdade de cada elemento do compressor são as variáveis em que o componente tem liberdade de movimento, determinados pelas equações dinâmicas. Além disso, o sistema possui sete variáveis dependentes destes graus de liberdade, algumas delas determinadas pelas equações de vínculo. Para melhor compreensão do sistema, realiza-se a distinção entre as variáveis dependentes e as variáveis que são graus de liberdade.

O rotor realiza três rotações, sendo duas delas realizadas no eixo coordenado móvel z_r, denominados precessão e spin, e uma rotação no eixo coordenado móvel y_r, denominada nutação, todas representadas na figura 3.5(a). As acelerações angulares referentes a estes três movimentos são graus de liberdade do sistema e são definidas pelas equações de Euler do rotor (3.61). O eixo também translada em duas direções x_r e y_r, e estes movimentos são representados pela variável R_{gr} (apresentada na figura 3.6), orientadas em seu centro de gravidade, e determinadas pelas equações de Newton do rotor (3.62). Assim, as acelerações do CG nas direções x_r e y_r são também graus de liberdade do compressor. Desta forma, os graus de liberdade relacionados ao eixo do compressor são

$$\ddot{\varphi}_r,\ \ddot{\theta}_r,\ \ddot{\psi}_r,\ \ddot{R}_{grx},\ \ddot{R}_{gry}.$$

A biela tem o seu movimento restrito pelo movimento do pistão. A biela realiza duas rotações, uma no eixo coordenado móvel z_c, movimento de precessão, e uma rotação no eixo coordenado móvel y_c, denominada nutação (figura 3.5(b)). A rotação em z_c é livre e a aceleração angular relacionada a esta rotação é um grau de liberdade do sistema, determinado pela equação de Euler da biela (3.63). A nutação, realizada em y_c depende da nutação do pistão no respectivo eixo coordenado e constitui a primeira variável dependente do sistema, definida pela equação (3.26). A translação da biela, que ocorre nas três direções, também está atrelada à translação do pistão e é determinada pela equação de vínculo (3.28) (ver figura 3.6). A equação de vínculo também determina a variável dependente que representa o deslocamento do excêntrico no interior do mancal, definido pela equação (3.27). Assim, o grau de liberdade relacionado à biela é

$$\ddot{\psi}_c$$

e as variáveis dependentes relacionados à mesma são

$$\theta_c,\ R_{gcx},\ R_{gcy},\ R_{gcz},\ \Delta_{3x},\ \Delta_{3y},\ \Delta_{3z}.$$

O pistão, assim como o rotor, tem todas as acelerações como graus de liberdade. O movimento recíproco do conjunto biela-manivela e a presença do lubrificante no cilindro, estabelecem uma tendência de rotação no pistão em torno dos eixos y_p e z_p, denominadas nutação e precessão, respectivamente. Os graus de liberdade relativos a estas acelerações angulares são determinados pela equação de Euler do pistão (3.64). Estas rotações provocam pequenas oscilações no pistão, e além do seu movimento principal de translação em x_p, este translada nas direções y_p e z_p (variável R_{gp} da figura 3.6), sendo as respectivas acelerações graus de liberdade do sistema, determinados pelas equações (3.65). Os graus de liberdade relacionados ao pistão são, portanto,

$$\ddot{\theta}_p,\ \ddot{\psi}_p,\ \ddot{R}_{gpx},\ \ddot{R}_{gpy},\ \ddot{R}_{gpz}.$$

O esforço do mancal no pino de conexão entre a biela e o pistão também é incógita do sistema e depende da translação do pistão. A força $\boldsymbol{F}_4$ ocorre nas três direções, está representada na figura 3.10 e é determinada pelas equações de Newton da biela (3.66). As variáveis dependentes relacionadas ao pistão são

$$F_{4x},\ F_{4y},\ F_{4z}.$$

O vetor de estados do compressor é composto por suas variáveis independentes e suas respectivas velocidades, e pode ser escrito como

$$\boldsymbol{x}(t) = [\varphi_r,\ \theta_r,\ \psi_r,\ R_{grx},\ R_{gry},\ \psi_c,\ \theta_p,\ \psi_p,\ R_{gpx},\ R_{gpy},\ R_{gpz}]^t.$$

Para transformar as equações de movimento do compressor (3.61)-(3.65) em equações de primeira ordem, novas variáveis $\boldsymbol{y}_i = \boldsymbol{x}$ e $\boldsymbol{y}_{i+1} = \dot{\boldsymbol{x}}, i = 1, 3, 5, \ldots, 21$ são criadas, e definidos os estados:

$$\begin{array}{ll}
\varphi_r = y_1 & \dot{\varphi}_r = y_2 \\
\theta_r = y_3 & \dot{\theta}_r = y_4 \\
\psi_r = y_5 & \dot{\psi}_r = y_6 \\
R_{grx} = y_7 & \dot{R}_{grx} = y_8 \\
R_{gry} = y_9 & \dot{R}_{gry} = y_{10} \\
\theta_c = y_{11} & \dot{\theta}_c = y_{12} \\
\psi_c = y_{13} & \dot{\psi}_c = y_{14} \\
\psi_p = y_{15} & \dot{\psi}_p = y_{16} \\
R_{gpx} = y_{17} & \dot{R}_{gpx} = y_{18} \\
R_{gpy} = y_{19} & \dot{R}_{gpy} = y_{20} \\
R_{gpz} = y_{21} & \dot{R}_{gpz} = y_{22}
\end{array} \tag{4.6}$$

As equações de primeira ordem são:

$$\dot{y}_i = y_{i+1}, \quad i = 1, 3, 5, \ldots, 21 \tag{4.7}$$

Para $i\,=\,1,\,3,\,5$

$$\dot{y}_{i+1} = (\mathbf{I_r A_r})^{-1} \left(\begin{array}{l} -\mathbf{I_r}\boldsymbol{b}_r - \left(\mathbf{A_r}\begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \end{bmatrix}\right) \times \left(\mathbf{I_r A_r}\begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \end{bmatrix}\right) + \\ \\ +\boldsymbol{r}_{1r} \times \mathbf{T_r^t}\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{2r} \times \mathbf{T_r^t}\begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{bmatrix} + \\ \\ +\boldsymbol{r}_{3r} \times \mathbf{T_r^t}\begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_{visc-r} \end{bmatrix} \end{array} \right), \tag{4.8}$$

Para $i\,=\,7,\,9$

$$\dot{y}_{i+1} = (\mathbf{M_r})^{-1}\left(\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix}\right) \tag{4.9}$$

Para $i\,=\,11$

$$\dot{y}_{i+1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} (\mathbf{I_c A_c})^{-1} \left(\begin{array}{l} -\mathbf{I_c}\boldsymbol{b}_c - \left(\mathbf{A_c}\begin{bmatrix} 0 \\ y_{12} \\ y_{14} \end{bmatrix}\right) \times \left(\mathbf{I_c A_c}\begin{bmatrix} 0 \\ y_{12} \\ y_{14} \end{bmatrix}\right) - \\ \\ -\boldsymbol{r}_{3c} \times \mathbf{T_c}\begin{bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} + \mathbf{A}_{4c}\mathbf{T_c}\begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ F_{4z} \end{bmatrix} \end{array} \right) \tag{4.10}$$

Para $i = 13, 15$

$$\dot{y}_{i+1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} (\mathbf{I}_p \mathbf{A}_p)^{-1} \left(\begin{array}{l} -\mathbf{I}_p \boldsymbol{b}_p - \left(\mathbf{A}_p \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_c \\ y_{16} \end{bmatrix} \right) \times \left(\mathbf{I}_p \mathbf{A}_p \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_c \\ y_{16} \end{bmatrix} \right) - \\ \\ -\mathbf{A}_{4p} \mathbf{T}_p \begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ F_{4z} \end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{5p} \times \mathbf{T}_p^{\mathbf{t}} \begin{bmatrix} 0 \\ F_{5y} \\ F_{5z} \end{bmatrix} + \\ \\ +\boldsymbol{r}_{6p} \times \mathbf{T}_p^{\mathbf{t}} \begin{bmatrix} 0 \\ F_{6y} \\ F_{6z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tau_{visc-c} \end{bmatrix} \end{array} \right) \tag{4.11}$$

Para $i = 17, 19, 21$

$$\dot{y}_{i+1} = (\mathbf{M}_p)^{-1} \left(- \begin{bmatrix} F_{4x} \\ F_{4y} \\ F_{4z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ F_{5y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ F_{6y} \\ F_{6z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_p g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{ext} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \right) \tag{4.12}$$

4.2 Método de Runge-Kutta

Os métodos de Runge-Kutta baseiam-se na aproximação por Série de Taylor e a ordem das séries empregadas determina a ordem do método de Runge-Kutta. Para um sistema de n equações diferenciais de primeira ordem na forma (4.5), utilizam-se combinações de valores das funções $\boldsymbol{g}_i(t, x_1, x_2, \ldots, x_n)$ para as expansões em séries de Taylor das funções $\boldsymbol{x}_i$, para $i = 1, \ldots, n$. Este método tem a vantagem de não exigir as avaliações explícitas das derivadas das funções. O método de Runge-Kutta de quarta ordem é bastante utilizado por ser uma combinação de simplicidade, alta precisão e economia (Cunha, 2000).

Para obter uma solução aproximada de quarta ordem do sistema de equações diferenciais (4.5) no intervalo de tempo (t_0, t_f), discretiza-se este intervalo em p sub-intervalos de largura h, dada por

$$h = \frac{t_f - t_0}{p} \tag{4.13}$$

e gera-se as seqüências iterativas:

$$m_0 = g(t_k, x_k)$$

$$m_1 = g\left(t_k + \tfrac{h}{2}, x_k + \tfrac{h}{2} m_0\right)$$

$$m_2 = g\left(t_k + \tfrac{h}{2}, x_k + \tfrac{h}{2} m_1\right)$$

$$m_3 = g\left(t_{k+1}, x_k + h m_2\right)$$

$$x_{k+1} = x_k + \tfrac{h}{6}\left(m_0 + 2m_1 + 2m_2 + m_3\right)$$

onde $t_{k+1} = t_k + \ h, \ k = 0, 1, \ldots, p-1$.

4.3 O esquema de simulação

A figura 4.1 apresenta um fluxograma de solução das equações de movimento do compressor alternativo estudado. A simulação numérica realizada compreende as seguintes etapas:

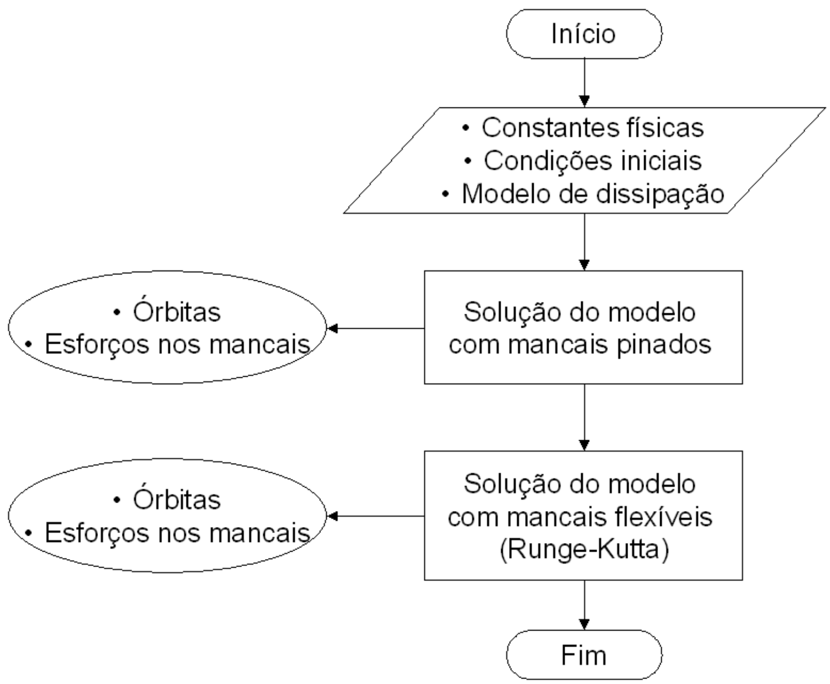


Figura 4.1: Fluxograma de solução das equações dinâmicas do compressor alternativo estudado.

1. Definição dos valores constantes das propriedades inerciais e geométricas dos componentes do sistema.

2. Definição dos parâmetros físicos de rigidez e amortecimento atribuídos aos mancais do sistema.

3. Definição das condições iniciais:

   No caso do sistema pinado as condições iniciais de operação consistem no fornecimento da velocidade de rotação e perfil da força externa de compressão, em função do ângulo de rotação do rotor.

   No caso da análise do sistema flexível, além dos parâmetros de velocidade de rotação e perfil de força externa de compressão, é fornecido o conjunto de condições cinemáticas iniciais, bem como o perfil de torque motivo do rotor.

4. Análise do sistema pinado

   Nesta análise são determinados os esforços atuantes em cada mancal, bem como o perfil de torque motivo necessário à manutenção de rotação do rotor, para que ela se mantenha constante. Todas essas variáveis são determinadas em função de amostras igualmente espaçadas do ângulo de giro do rotor, ao longo de uma rotação completa. O perfil de torque motivo calculado é utilizado como entrada da análise do sistema flexível.

5. Análise do sistema flexível

   Nesta análise são calculados os esforços atuantes em cada mancal, assim como os deslocamentos resultantes de tais esforços. As equações constitutivas usadas para o relacionamento dos esforços com o movimento dos mancais, dependem dos parâmetros e mecanismos de forças conservativos e dissipativos atribuídos ao modelo. Diferentes hipóteses do mecanismo de forças de reação atuantes nos mancais podem ser verificados nessa etapa de análise do sistema flexível.

6. Apresentação dos resultados

   Os resultados obtidos nas análises são apresentados na forma de gráficos de forças, órbitas e através de uma animação gráfica do movimento do conjunto durante o ciclo de operação simulado.

Capítulo 5

Análise do Modelo Numérico

Neste capítulo comparam-se os resultados obtidos da simulação numérica do sistema de compressão modelado com ângulos de Euler e mancais representados por forças visco-elásticas, desenvolvido no presente trabalho, com aqueles obtidos da simulação do sistema com mancais pinados. A comparação tem como objetivo principal identificar a relevância da utilização de uma modelagem dinâmica mais completa na investigação dos esforços nos mancais. O modelo é analisado, quantificando progressivamente os diferentes esforços e condições de carregamento dos mancais.

Na primeira parte da comparação de resultados, utiliza-se o modelo proposto para a análise dinâmica de um sistema excêntrico-biela-pistão oriundo de uma aplicação automotiva. O objetivo é comparar o modelo com mancais pinados utilizado no presente trabalho, com aquele utilizado em um software comercial de análise dinâmica. Mostra-se que a análise de esforços de mancais no presente modelo pinado, compara-se com os obtidos no modelo dinâmico de Geradin (Gerardin, 2005). Em seguida, inicia-se as comparações com o modelo desenvolvido no presente trabalho. Analisa-se os esforços dinâmicos sobre os mancais causados pelas forças inerciais dos componentes do compressor movimentando em condições operacionais. Posteriormente, os esforços nos mancais são calculados considerando a carga de compressão do refrigerante.

Utiliza-se nestas análises diferentes modelos de forças de reação nos mancais: um modelo de forças elásticas (conservativas) e dois modelos de forças viscosas (dissipativas). Os modelos de forças dissipativas são do tipo geométrico - que levam em conta as forças e torques de arraste viscoso dos mancais, e paramétrico - que utiliza o produto de constantes de amortecimento arbitrárias pelas velocidades de deslocamento dos mancais. Em todos os casos, analisa-se também a órbita dos mancais, em função de suas relações de excentricidade. É feita também uma comparação da órbita obtida com os modelos de força de reação dos mancais e aquela obtida a partir de um experimento prático.

5.1 Modelagem dinâmica tradicional - Software AVL-Excite

Nesta seção, os esforços nos mancais são obtidos através da simulação do sistema com mancais pinados e são comparados com os resultados obtidos na dissertação de mestrado de Gerardin (2005). O trabalho citado faz a comparação das reações nos mancais principal, excêntrico e no pino do pistão, utilizando um modelo dinâmico desenvolvido com ângulos de Euler e mancais pinados, e a modelagem com o software AVL-Excite, tradicionalmente utilizada na indústria. O objetivo desta comparação inicial é mostrar que o atual modelo pinado representa o mesmo sistema proveniente da modelagem dinâmica completa de Gerardin, mais exato do que modelo comercial AVL-Excite.

Esta modelagem tradicional baseia-se na equação de vínculo do sistema, ou seja, em relações geométricas do sistema pistão-biela-manivela. O movimento ocorre no plano e a posição instantânea do pistão é representada por uma relação que envolve os ângulos motor e movido, da qual obtém-se a velocidade e aceleração do mesmo. Para determinar a massa e o centro de gravidade de partes complicadas com o software AVL-Excite, a força de inércia é decomposta como a soma de uma parcela oscilatória e outra de rotação, dependentes do ângulo de manivela (Gerardin, 2005).

Na presente simulação utiliza-se os mesmos dados utilizados na referência citada e o mesmo perfil de pressão, apresentada em função do ângulo da manivela na figura 5.1, para uma rotação de 2200 rpm.

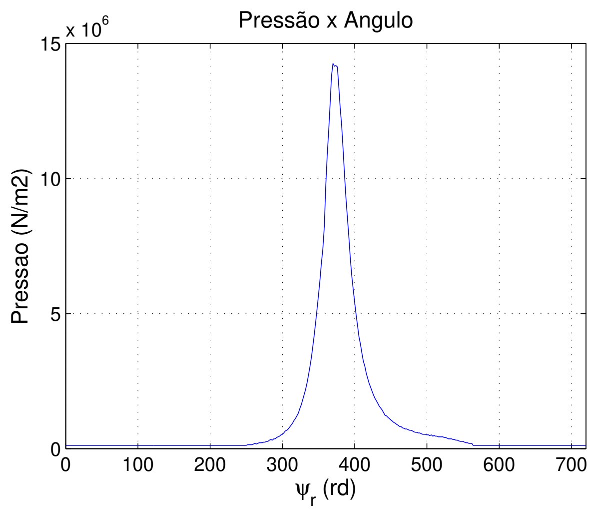
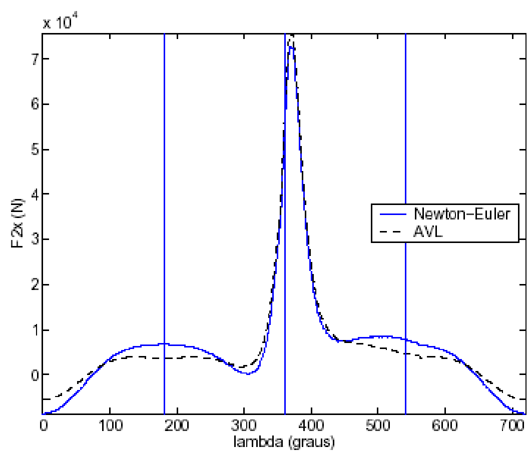
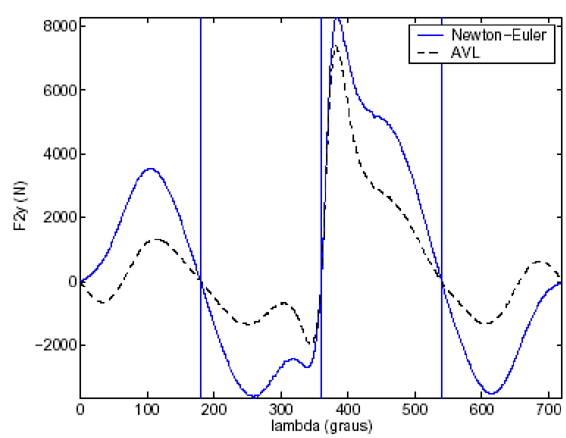


Figura 5.1: Perfil de pressão em função do ângulo utilizado na dissertação de mestrado de Gerardin (2005).

A figura 5.2 apresenta os esforços para o mancal do excêntrico, nas direções x e y, comparados à solução obtida com o software AVL-Excite, obtidos em (Gerardin, 2005).



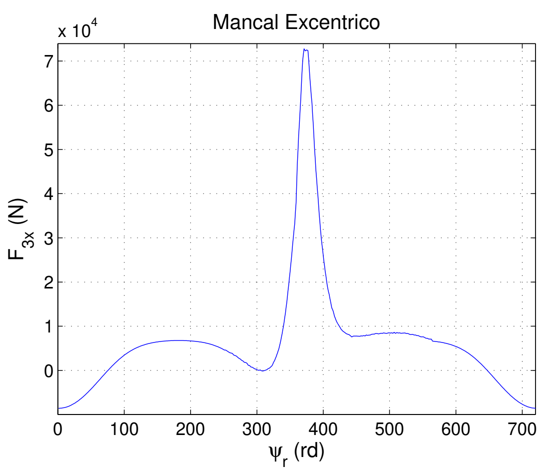
(a) Esforços na direção x



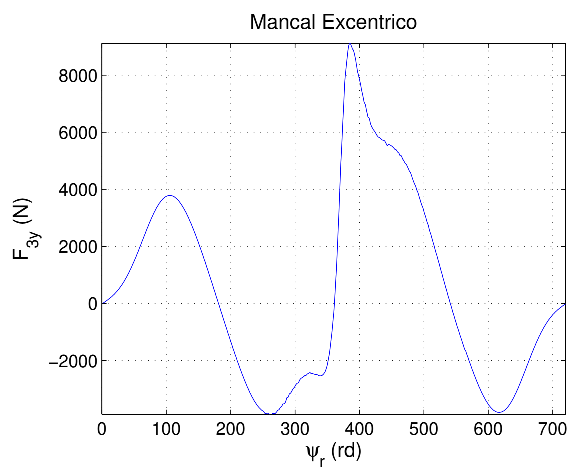
(b) Esforços na direção y

Figura 5.2: Esforços no mancal excêntrico do compressor aternativo (Gerardin, 2005).

Observa-se na figura 5.2 (a) que os esforços na direção x são superiores àqueles que ocorrem na direção y. Este fato também pode ser observado na figura 5.3 (a), obtida com o modelo de mancais pinados utilizado no presente trabalho. Observa-se também, para as duas figuras em comparação, que o início dos esforços na direção x do mancal excêntrico é negativo. Isto significa que os componentes do compressor estão sendo tracionados devido ao processo de sucção do gás. O pico de força, que também é semelhante nos dois resultados, reflete fase de compressão do gás.



(a) Esforços na direção x



(b) Esforços na direção y

Figura 5.3: Esforços no mancal excêntrico pinado do modelo desenvolvido no presente trabalho.

5.2 Modelos das forças atuantes no sistema

5.2.1 Força de compressão

A função do compressor em um sistema de refrigeração é estabelecer a diferença de pressão entre a condensação e evaporação, e garantir a movimentação do refrigerante. Em compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo), a elevação da pressão é alcançada mediante a compressão do volume de gás no interior de uma câmara de compressão, e quando essa se torna maior do que a pressão da tubulação de descarga, promove a abertura da válvula e a conseqüente movimentação do refrigerante, como explanado no capítulo 2.

Este processo estabelece que o fluxo do gás nestas máquinas, assim como a pressão no interior da câmara de compressão, não é constante.

A força de carregamento do compressor alternativo investigado neste trabalho é a pressão exercida sobre o pistão durante a compressão. Com o objetivo de comparação dos resultados numérico e experimental, o perfil de pressão adotado aqui é o mesmo utilizado na tese de doutorado de Couto (2006). O trabalho citado utiliza o acoplamento da descarga do compressor a um cilindro pressurizado para simular o processo de compressão, com o intuito de evitar a montagem do compressor em um sistema de refrigeração, o que dificultaria o processo de medição experimental. O cilindro preenchido com ar, succionado do ambiente de teste, tem sua pressão controlada. A pressão do cilindro é instantaneamente medida, bem como a posição do pistão, e desta forma consegue-se estabelecer a curva experimental da pressão em função do volume do cilindro durante a operação.

A evolução da pressão em função do volume é apresentada na figura 5.4 (a). Como o movimento do pistão é determinado pela rotação da manivela, a pressão também pode ser apresentada em função do ângulo de rotação do eixo (figura 5.4 (b)).

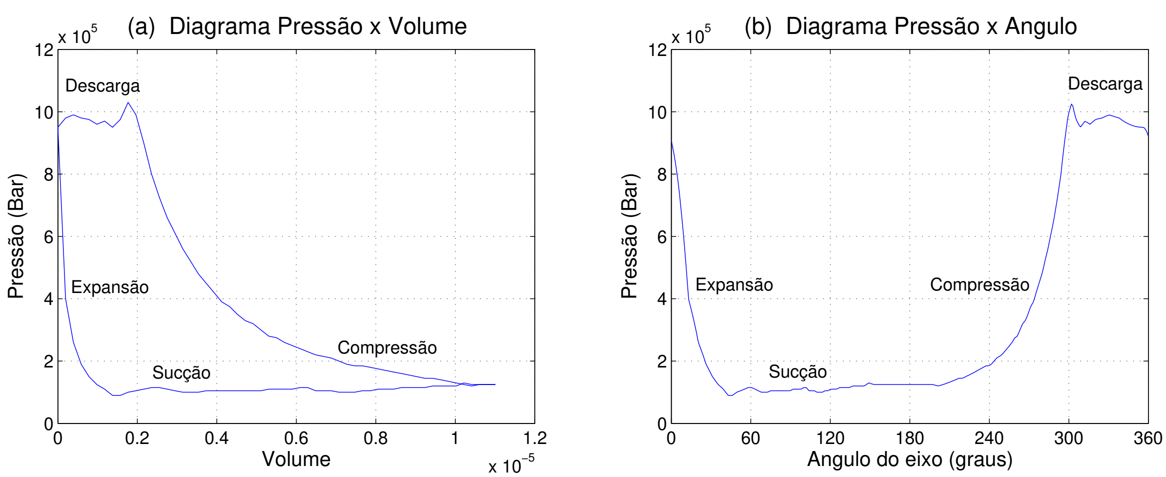


Figura 5.4: Evolução da pressão no cilindro do compressor.

Para o sistema de compressão investigado neste trabalho, o ponto inicial (ângulo da manivela 0 graus) é o ponto morto superior, onde as duas válvulas estão bloqueadas, e a pressão interna é mantida pela existência do volume morto. Inicia-se o movimento do pistão no sentido inverso ao cabeçote, caracterizando a etapa de expansão, e a pressão diminui até atingir um valor menor que a pressão na tubulação de sucção (ângulo de manivela em torno de 45 graus). Nesta etapa de sucção do gás, caracterizada pela absorção do refrigerante, o volume no interior do cilindro aumenta (figura 5.4 (a)) até o ponto em que o cilindro é totalmente preenchido pelo gás (ângulo de manivela em torno de 200 graus). O movimento do pistão é invertido, iniciando o processo de compressão do gás, reduzindo o volume e proporcionando o aumento da pressão até a abertura da válvula de descarga (300 graus). Nesta etapa, a pressão do gás se mantém e o seu volume é reduzido ao mínimo, encerrando um ciclo de operação. O processo de compressão pode ser verificado em (Rovaris e Deschamps, 2006), onde a influência da dinâmica da válvula de descarga é investigada.

O perfil da curva de carregamento externo determina a curva de torque necessária para manter a velocidade constante de operação do compressor. O torque motor inserido no modelo desenvolvido neste trabalho é obtido pela integração do modelo com mancais pinados sujeito à curva de pressão apresentada na figura 5.4. As seções 5.3 e 5.4 apresentam os respectivos perfis de torques utilizados nas simulações.

5.2.2 Forças elásticas

Como foi apresentado na seção 3.7, as forças de mancal são representadas por componentes elásticas e viscosas, sendo as elásticas modeladas como forças de mola, proporcionais aos valores negativos dos deslocamentos do eixo em relação aos mancais. Os elementos k_1, k_2 ... , k_6 das matrizes $\mathbf{K}_1$, $\mathbf{K}_2$, ... , $\mathbf{K}_6$ são rigidezes equivalentes de cada mancal e modeladas como:

$$\mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_i & 0 & 0 \\ 0 & k_i & 0 \\ 0 & 0 & k_i \end{bmatrix} \quad \text{para} \quad i = 1, 2, \ldots, 6 \tag{5.1}$$

Embora a matriz de rigidez apresentada para cada mancal seja diagonal, é sempre possível incluir na mesma os termos cruzados de rigidezes do mancal. Os valores atribuídos a estas constantes são obtidos através da relação de excentricidade dos mancais, cujas órbitas são traçadas nas simulações. Define-se a excentricidade do eixo e como o máximo deslocamento permitido do centro do eixo em relação ao centro do mancal, e a folga radial f_{rad} como a metade desse valor. Admite-se assim que os deslocamentos do eixo podem ser menores do que f_{rad}. Estas órbitas limitam a posição do eixo no interior dos mancais, proporcionando um deslocamento realista do eixo dentro dos mesmos.

5.2.3 Forças viscosas

Força viscosa geométrica

Considerando que todo o eixo no comprimento do mancal está envolvido pelo lubrificante, define-se a força viscosa geométrica como o arrasto que age em direção paralela à direção de movimento do eixo através do fluido, e que faz resistência ao movimento. Para uma esfera de diâmetro D e área A, se movendo em um fluido viscoso e incompressível, com velocidade V, cuja viscosidade é μ e a densidade é ρ, o arrasto é uma função do tipo

$$F_{visc} = f(D,\, V,\, \mu,\, \rho). \tag{5.2}$$

O coeficiente de arrasto é definido como (Fox e McDonald, 1978)

$$C_D = \frac{F_{visc}}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} = f(Re); \quad Re = \frac{\rho V D}{\mu}. \tag{5.3}$$

Este coeficiente possui as mesmas características para um fluxo sobre um cilindro circular, mas no caso do cilindro ele é calculado de acordo com valores tabelados em (Fox e McDonald, 1978). Este parâmetro é então utilizado para os mancais presentes no modelo dinâmico do compressor estudado, considerando as variáveis diâmetro (D), área do mancal (A), velocidade relativa entre as superfícies do mancal e sua carcaça (V), a viscosidade (μ) e a densidade (ρ) do lubrificante.

Os mancais giratórios estão sujeitos também a um torque resistivo dependente do coeficiente de arrasto. O arrasto por unidade de área é considerado uniforme sobre toda a superfície do mancal, desprezando os efeitos das extremidades. Assim, uma força resultante F_D que produz um torque com braço de alavanca igual ao raio do mancal pode portanto ser calculada, levando à expressão do torque viscoso resistivo (Fox e McDonald, 1978):

$$\tau_{visc} = F_D \frac{L}{2} = \frac{L}{4} \rho V^2 A C_D$$
$$\tau_{visc} = \mu \omega D^3 \frac{L}{4 f_{rad}} \pi \tag{5.4}$$

Além do arrasto, os mancais da saia e do topo do pistão oferecem uma resistência ao movimento de translação do pistão. Trata-se de uma força viscosa linear, dependente da folga radial (f_{rad}), da área (A) e da velocidade do mancal (V), e que pode ser expressa simplesmente por:

$$F_{lin} = \mu \frac{V}{f_{rad}} A. \tag{5.5}$$

Observa-se que este modelo aqui utilizado representa uma simplificação da situação real, onde o filme lubrificante não preenche toda a folga radial. A inclusão de modelos mais detalhados para o cálculo das forças viscosas foge do escopo do presente trabalho e dada a sua complexidade tem sido assunto de pesquisas atuais em desenvolvimento (Dias, 2008).

Força viscosa paramétrica

Este modelo de força viscosa nos mancais é representado por uma matriz com coeficientes de amortecimento, proporcional ao valor negativo das velocidades do eixo em relação ao mancal. Os elementos $c_1, c_2, \ldots, c_6$ das matrizes $\mathbf{C}_1, \mathbf{C}_2, \ldots, \mathbf{C}_6$ são valores de amortecimentos viscosos equivalentes a cada mancal, aqui representados como:

$$\mathbf{C}_i = \begin{bmatrix} c_i & 0 & 0 \\ 0 & c_i & 0 \\ 0 & 0 & c_i \end{bmatrix} \quad \text{para} \quad i = 1, 2, \ldots, 6. \tag{5.6}$$

Semelhante às rigidezes, as matrizes de amortecimento podem conter elementos de acoplamento cruzado do amortecimento, embora no presente trabalho sejam representadas apenas por seus elementos diagonais. Os valores atribuídos a essas constantes são calibrados, baseados na relação de excentricidade dos mancais.

5.3 Esforços das cargas inerciais

As cargas atuantes nos mancais são calculadas aqui sem a atuação da força externa de compressão e sem qualquer tipo de força de reação viscosa nos mancais. Apenas a carga inercial é considerada e a determinação do torque é feita através do sistema com mancais pinados. As reações nos mancais são calculadas para o este sistema e para o sistema com mancais elásticos, possibilitando a comparação entre os dois modelos. O ajuste das rigidezes de cada mancal é realizado pela observação da relação de excentricidade, definida pelas posições x e y do centro do mancal divididas pela folga radial. Os valores calibradas para esta configuração do sistema dinâmico são:

$k_1 = 5,0{\times}10^7\, N/m$; $k_2 = 4,0{\times}10^7\, N/m$; $k_3 = 2,5{\times}10^7\, N/m$; $k_5 = k_6 = 3,0{\times}10^7\, N/m$.

A figura 5.5 apresenta o gráfico do torque motor responsável pela manutenção da velocidade de rotação constante no sistema de compressão analisado, calculado para o sistema com mancais pinados sem esforço de carregamento externo, em função do ângulo do eixo.

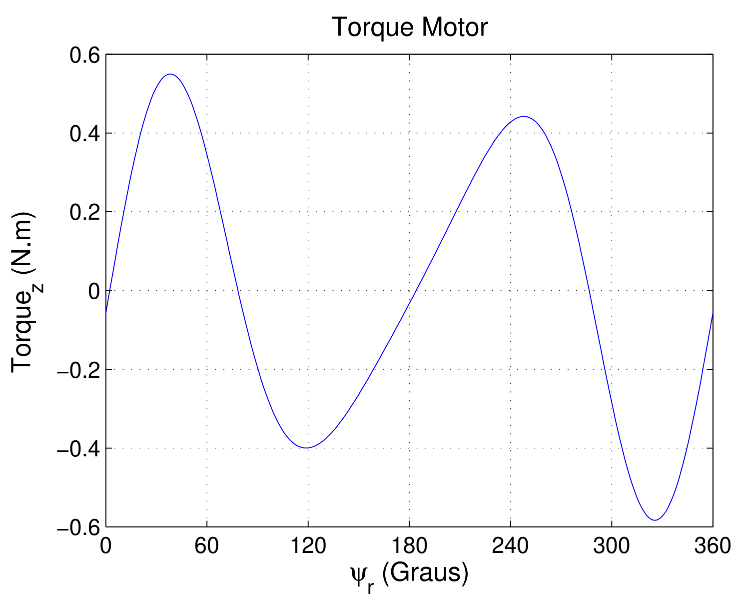


Figura 5.5: Torque motor para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais dos seus componentes.

Observa-se na figura 5.5 que o valor inicial do torque é diferente de zero devido ao offset da linha de centro do pistão (ver figura 3.7). Um torque crescente é exigido para iniciar o movimento do pistão no sentido oposto ao do cabeçote, e decresce a partir de um ângulo de 38 graus, quando o eixo precisa de uma força menor para movimentar o pistão. O torque se torna negativo por volta de 78 graus do ângulo do eixo e se torna positivo novamente quando o ângulo passa pelo valor de 180 e o pistão inicia um movimento de retorno, exigindo mais torque para movimentar o pistão. O torque muda de sinal novamente por volta dos 287 graus e finaliza um ciclo em movimento crescente.

As figuras 5.6 e 5.7 mostram os esforços nos mancais quando estes sofrem apenas a ação das cargas inerciais, considerando o sistema com mancais rígidos ou pinados e o início do movimento quando o pistão está posicionado no ponto morto superior. Os resultados para os mancais principal, secundário e excêntrico são apresentados em órbitas, sendo as abcissas e as ordenadas das reações definidas nas figuras 3.2 e 3.3. Para o sistema com mancais pinados estas órbitas são regulares devido à fixação do centro de gravidade dos mancais no eixo. Nas mesmas figuras são apresentados os respectivos valores de intensidade média (RMS) e de intensidade de pico (MAX) destes esforços.

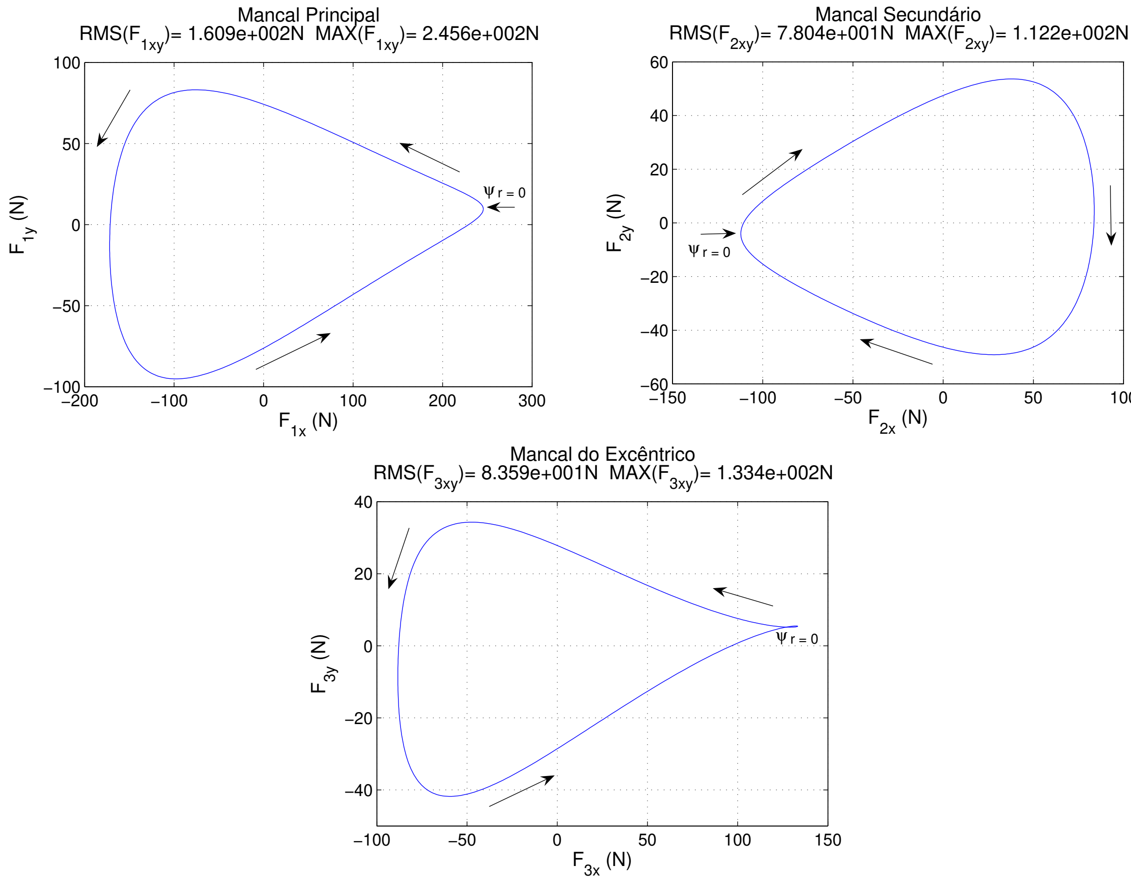


Figura 5.6: Esforços nos mancais pinados para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

A figura 5.6 mostra as reações no mancal principal, apresentadas à esquerda, os esforços no mancal secundário, apresentados à direita, e os esforços no mancal do excêntrico na figura inferior. Observa-se que as reações destes mancais no ponto inicial (posição $\psi_r = 0$) são diferentes de zero devido à inclinação que ocorre no eixo para promover a sustentação do pistão no ponto morto superior.

As reações do mancal principal na direção x (F_{1x}) iniciam-se no seu valor máximo ($245\,N$), decresce e muda de sinal por volta do ângulo de manivela de 85 graus. A mudança de sinal ocorre devido à mudança no sentido de inclinação do eixo durante a sua oscilação. A partir dos 180 graus da manivela, F_{1x} cresce gradativamente e muda de sinal novamente por volta dos 280 graus. A componente F_{1y} das reações do principal inicia-se suportando cargas em torno de $9\,N$ e permanece positiva até os 180 graus do ângulo de manivela, quando ocorre a inversão da inclinação do eixo na direção y. Ao final do ciclo, esta componente torna-se novamente positiva.

Em oposição às reações do mancal principal, os esforços do mancal secundário na direção x (F_{2x}) se iniciam no valor mínimo de $-112\,N$ (máximo em módulo). Na direção y, estes esforços iniciam-se em torno de $-4\,N$. Observa-se que as mudanças de sinal ocorrem nos mesmos pontos em que ocorrem as mudanças no principal, mas sempre no sentido oposto.

Os esforços no mancal do excêntrico acompanham aqueles do mancal principal e assumem o máximo de $134\,N$ no ponto inicial, proporcionando a sustentação do pistão no ponto morto superior (figura 5.6 inferior). F_{3x} também muda de sinal por volta do ângulo de manivela de 85 graus tornando-se negativa, e muda de sinal novamente em torno de 280 graus, quando se torna positiva. A componente F_{3y} das reações deste mancal inicia-se com carga da ordem de $5\,N$ e muda de sinal aos 180 graus do ângulo de manivela. Observa-se que no eixo, as maiores cargas são suportadas pelo mancal principal. A intensidade média das reações neste mancal é de $160\,N$, no secundário $78\,N$ e no excêntrico $84\,N$.

Para o modelo com mancais pinados, as reações na saia e no topo do pistão são consideradas apenas em uma direção, como mostra o diagrama de corpo livre 3.4. Os esforços no mancal localizado na saia do pistão são apresentados na figura 5.7 à esquerda, e os esforços referentes ao mancal no topo do pistão são apresentados na mesma figura à direita, em função do ângulo da manivela.

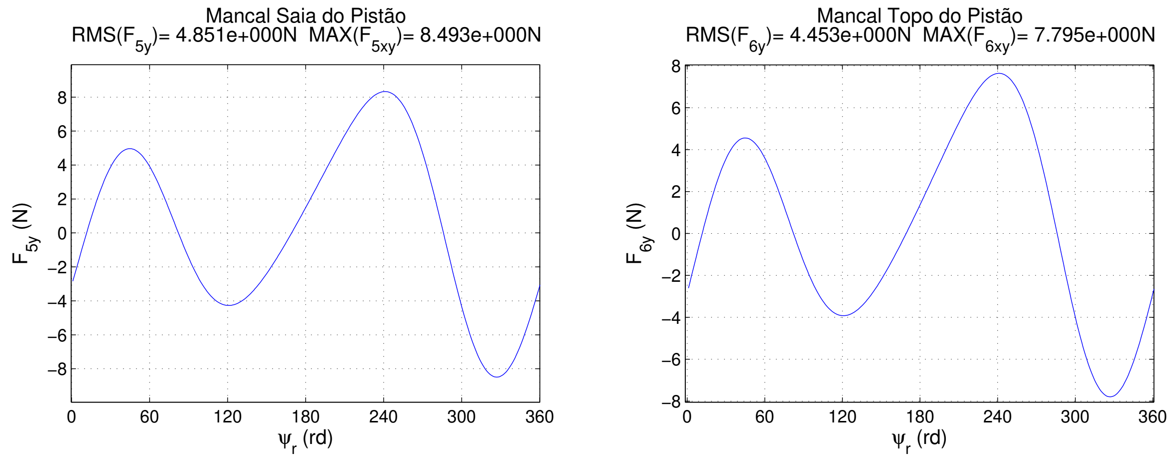


Figura 5.7: Esforços nos mancais pinados para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Observa-se que os resultados para os dois mancais são semelhantes e que um pequeno esforço é exigido no ponto inicial para a sustentação do pistão. Como não existe compressão de gás neste caso, o pistão acompanha o movimento da biela, exigindo maiores esforços no início do movimento (em torno dos 45 graus da manivela) e quando o pistão inicia o movimento de retorno, atingindo máximos próximos de $8\,N$ com um ângulo de manivela de 240 graus. Por volta de 80 graus da manivela, estas reações se tornam negativas, mudam de sinal antes de atingir os 180 graus, e novamente se tornam negativas por volta dos 280 graus. Quando não existe carga de compressão do refrigerante, os mancais da saia e do topo do pistão são os que sofrem as menores cargas e suas reações médias são da ordem de $4\,N$.

As figuras 5.8 e 5.9 mostram as reações dos mancais para o modelo com mancais elásticos. A modelagem elástica dos mancais, adotada neste modelo, faz com que os centros dos mancais possuam deslocamentos laterais, descrevendo órbitas irregulares, diferentes daquelas obtidas no modelo com mancais pinados (figuras 5.6 e 5.7).

A figura 5.8 mostra as reações no mancal principal à esquerda, os esforços no mancal secundário à direita, e os esforços no mancal do excêntrico na figura inferior. Observa-se que a carga no mancal principal do eixo no sistema com mancais elásticos é da ordem de $216\,N$, atingindo o valor máximo de $512\,N$ em um ciclo de funcionamento. No mancal secundário, as reações são da ordem de $165\,N$ e o valor máximo atingido em um ciclo é de $368\,N$. No excêntrico, a intensidade das cargas são de $104\,N$ e a carga máxima suportada é de $235\,N$. No sistema com mancais elásticos, assim como no sistema com mancais pinados, o mancal principal suporta as maiores cargas atuantes no eixo.

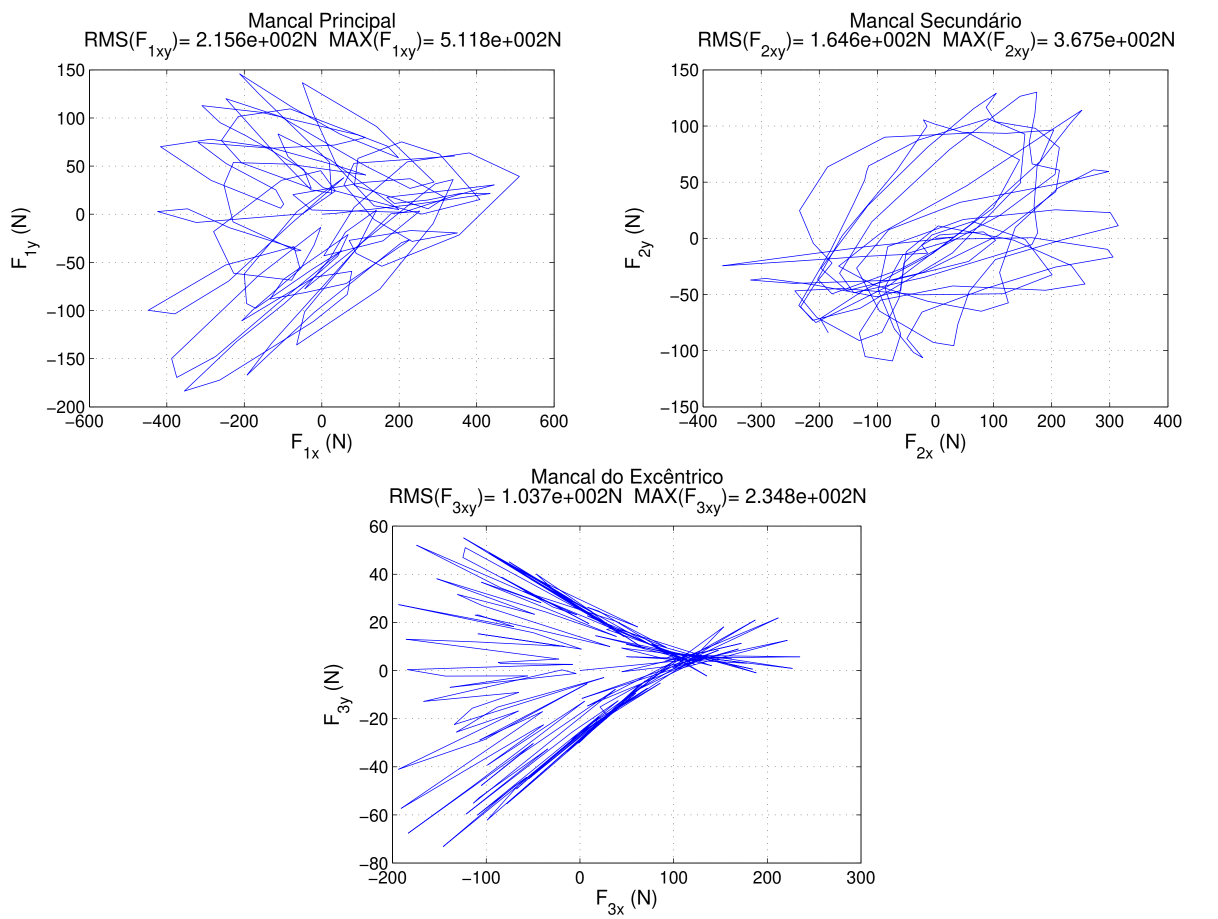


Figura 5.8: Esforços nos mancais elásticos para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

Os esforços nos mancais da saia e do topo do pistão são apresentados na figura 5.9 e, assim como o sistema com mancais pinados, estes mancais possuem reações qualitativamente semelhantes. Os esforços suportados na saia do pistão da ordem de $9\,N$ e no topo do pistão em torno de $7\,N$. Os máximos alcançados em um ciclo são de $26\,N$ para a saia e $19\,N$ para o topo do pistão. Para o sistema de compressão com mancais elásticos sem a carga de compressão do refrigerante, também observa-se que as cargas suportadas pelos mancais do pistão são bem menores em relação às cargas suportados pelos mancais do eixo.

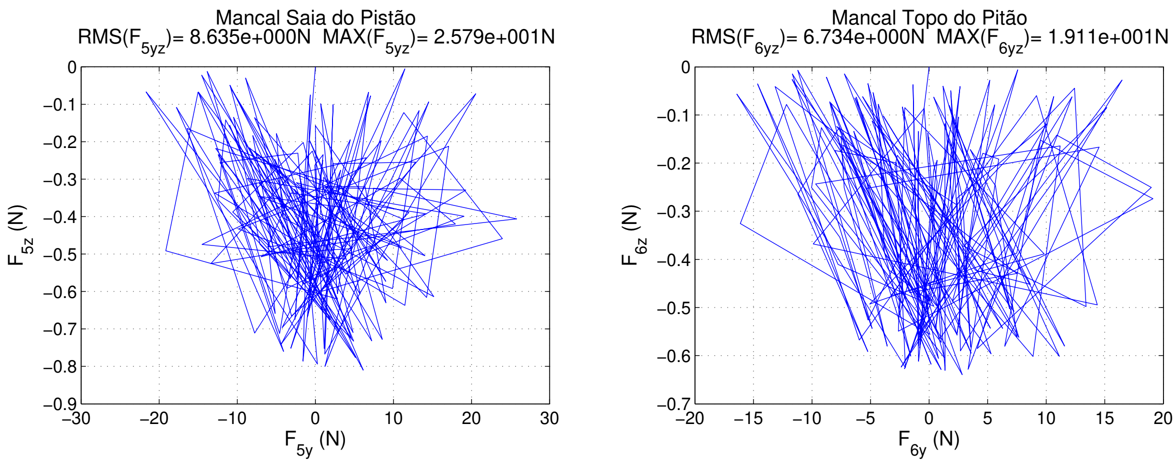


Figura 5.9: Esforços nos mancais elásticos para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Comparando os resultados apresentados nas figuras 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9, observa-se que as cargas exercidas sobre os mancais no modelo com mancais flexíveis são superiores àquelas encontradas no modelo com mancais pinados. Ou seja, a elasticidade dos mancais promove deslocamentos maiores dos componentes, exigindo um esforço maior dos mancais para a sustentação dos mesmos.

A figura 5.10 mostra as órbitas dos mancais flexíveis do compressor alternativo estudado. Estas órbitas são utilizadas para a calibração das rigidezes e representadas em termos da relação de excentricidade. O movimento dos mancais no interior do círculo unitário garante que o movimento do eixo se mantêm no interior dos respectivos mancais, refletindo uma situação realista.

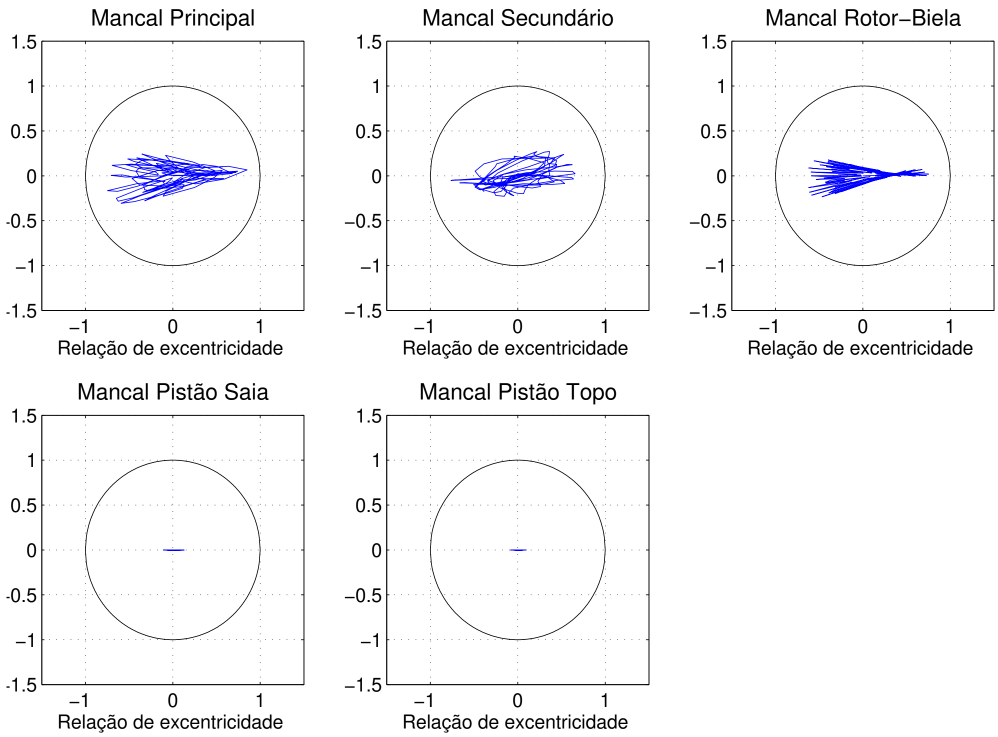


Figura 5.10: Órbitas dos mancais elásticos em termos da relação de excentricidade para o compressor alternativo sujeito apenas às cargas inerciais.

5.4 Esforços da carga compressiva

A introdução da carga de compressão, modelada de acordo com a descrição da seção 5.2.1, leva ao cálculo do torque necessário para manutenção da velocidade de rotação constante no sistema com mancais pinados, apresentado na figura 5.11 em função do ângulo do eixo. Observa-se também neste caso o valor inicial do torque diferente de zero devido ao offset do pistão. O torque tem uma pequena variação da ordem de $0.5\,Nm$ durante o período de expansão do gás (até os 50 graus da manivela), quando a pressão no interior do cilindro sofre uma queda e atinge o seu valor mínimo, iniciando o período de sucção do gás. Neste período a pressão é aproximadamente constante e o torque continua negativo, com variação da ordem de $1\,Nm$. O torque se torna positivo quando o ângulo do eixo passa por 180 graus e o pistão inicia o movimento de retorno, exercendo a compressão do gás. O grande aumento na pressão nesta etapa exige um torque elevado para manter a rotação do eixo constante, e leva ao pico de torque de $5.4\,Nm$. Na seqüência, inicia-se o processo de descarga do gás e o torque decresce rapidamente, encerrando o ciclo em um valor aproximadamente nulo.

Comparando os torques do sistema sujeito apenas às cargas inerciais dos componentes, apresentado na figura 5.5, e do sistema sujeito à carga de compressão, apresentado na figura 5.11, observa-se que o início do movimento do sistema com carga de compressão não exige uma grande variação de torque para a manutenção da rotação do eixo, ao contrário do que ocorre no sistema com cargas inerciais, que atinge o seu pico de torque nesta etapa. A carga de compressão no início do movimento age a favor do sistema devido à queda de pressão. Além disso, o valor máximo de torque exigido no sistema com carregamento de compressão é dez vezes maior do que no caso do sistema sujeito apenas às cargas inerciais.

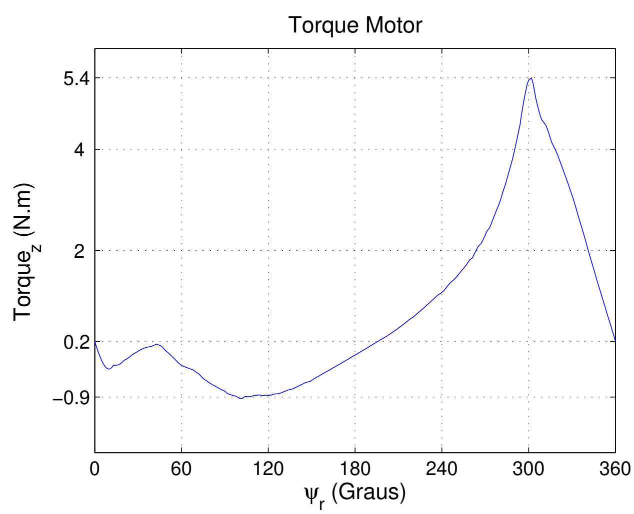


Figura 5.11: Torque motor para o compressor alternativo sujeito à carga de compressão.

As rigidezes de cada mancal são calibradas para garantir órbitas com relações de excentricidade menores do que 1 no modelo de mancais flexíveis sujeitos à carga de compressão. Os valores de tais rigidezes são:

$k_1 = 1,1{\times}10^8\,N/m$; $k_2 = 5,0{\times}10^7\,N/m$; $k_3 = 3,0{\times}10^7\,N/m$; $k_5 = k_6 = 3,0{\times}10^7\,N/m$.

As figuras 5.12 e 5.13 apresentam as cargas atuantes nos mancais quando se considera o modelo de mancais pinados submetidos à carga de compressão.

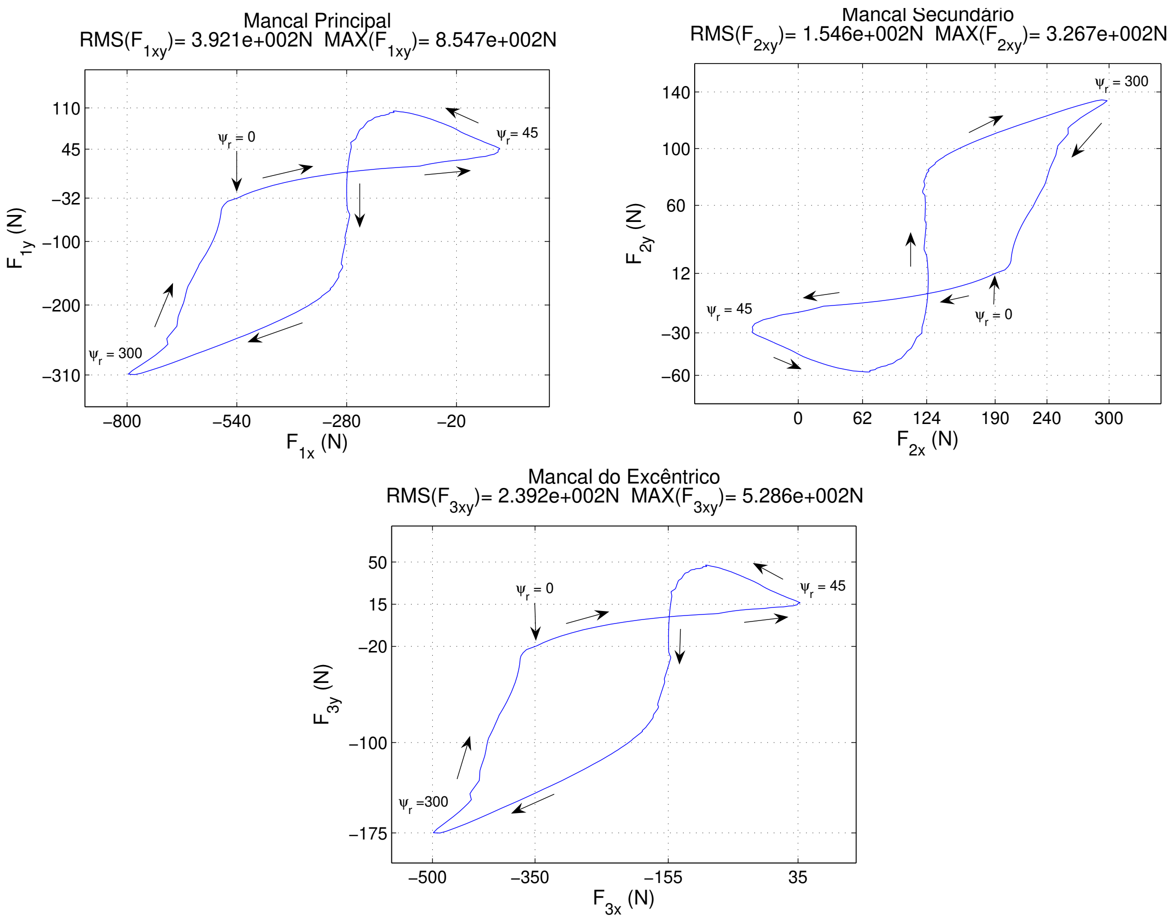


Figura 5.12: Esforços nos mancais pinados para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

A figura 5.12 mostra as órbitas regulares que representam as reações nos mancais principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (figura inferior). As reações do mancal principal iniciam-se com intensidade de $-540\,N$ na direção x (F_{1x}) e $-32\,N$ na direção y (F_{1y}) devido à inclinação que ocorre no eixo para promover a sustentação do pistão no ponto morto superior. As duas variáveis de reação crescem e se tornam positivas devido à mudança no sentido de inclinação do eixo durante a sucção do gás. F_{1x} é positiva apenas nesta fase. A partir dos 45 graus da manivela F_{1x} decresce, mudando de sinal novamente em torno de 60 graus, e permanece negativa até atingir o seu valor mínimo de $-800\,N$, quando o olhal maior da biela passa pelo ângulo de 300 graus. A componente F_{1y} das reações do principal permanece positiva até os 175 graus do ângulo de manivela, quando ocorre o início do processo de compressão do gás e a inversão da inclinação do eixo na direção y. F_{1y} torna-se negativa novamente e atinge o seu valor mínimo de $-310\,N$ aos 300 graus da manivela. Na fase de expansão do gás as duas variáveis de reação crescem, até completarem um ciclo de compressão.

Em oposição às reações do mancal principal, os esforços do mancal secundário se iniciam com valores positivos para as duas coordenadas: F_{2x} com $190\,N$ e F_{2y} com $12\,N$. A partir dos 100 graus da manivela, F_{2x} e F_{2y} aumentam gradativamente, até atingirem os seus valores máximos de $300\,N$ e $135\,N$, respectivamente, aos 300 graus da manivela. Esta fase corresponde à compressão do gás, que é seguida pelo decrescimento das reações até o final do ciclo. Observa-se que as mudanças de sinais ocorrem nos mesmos pontos em que ocorrem as mudanças no principal e que estas curvas são semelhantes, apresentando uma defasagem de 180 graus entre elas. Assim como no caso em que a carga de compressão não é considerada, essa semelhança é apenas qualitativa, pois as reações no principal (em média $392\,N$) têm aproximadamente o dobro da intensidade daquelas relacionadas ao mancal secundário (em média $155\,N$).

Os esforços no mancal do excêntrico são apresentados na figura 5.6 inferior e possuem as mesmas características dos esforços no mancal principal. No ponto inicial assumem valores próximos de $-350\,N$ na componente x e $-20\,N$ para a componente y, proporcionando a sustentação do pistão no ponto morto superior. F_{3x} também é positiva durante um pequeno intervalo na fase de sucção do gás, entre os ângulos de manivela de 20 graus e 60 graus, mantendo-se negativa até o final do ciclo de compressão, e atingindo o seu mínimo de aproximadamente $-500\,N$ aos 300 graus da manivela. A componente F_{3y} das reações deste mancal, assim como ocorre para o mancal principal, segue positiva dos 10 aos 175 graus do ângulo de manivela, quando ocorre o início do processo de compressão do gás e a inversão da inclinação do eixo na direção y. F_{3y} também atinge o seu valor mínimo de $-175\,N$ aos 300 graus da manivela e encerra o ciclo com evolução crescente. A intensidade média das reações neste mancal é de $240\,N$ e conclui-se que, assim como no caso inercial, as maiores cargas no eixo são suportadas pelo mancal principal.

Os esforços no mancal localizado na saia do pistão são apresentados na figura 5.13 à esquerda, e os esforços referentes ao mancal no topo do pistão são apresentados na mesma figura à direita, em função do ângulo da manivela.

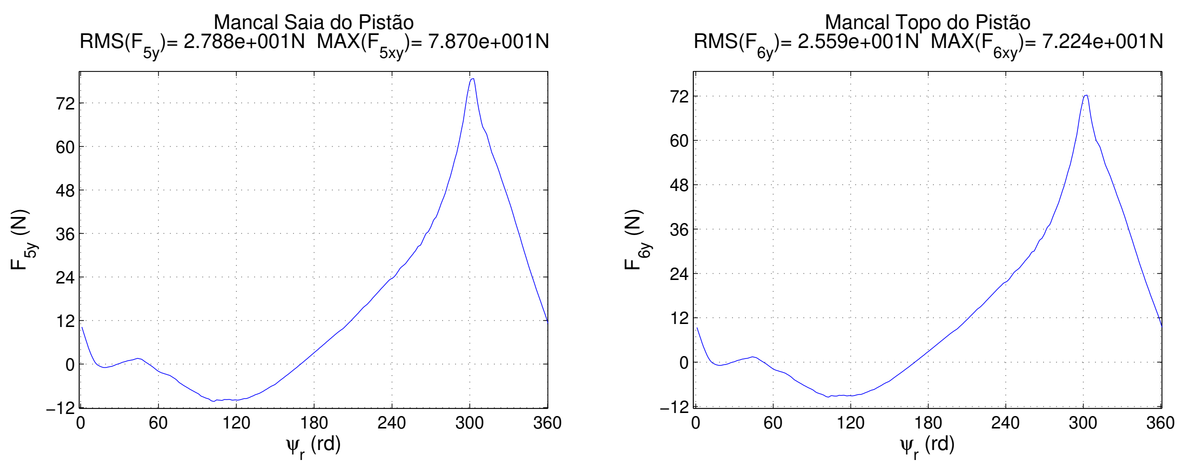


Figura 5.13: Esforços nos mancais pinados para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Assim como ocorre no sistema sem carga de compressão, os resultados para os dois mancais são semelhantes e os maiores esforços ocorrem quando o pistão exerce a compressão do gás, atingindo máximos da ordem de $70\,N$, em torno do ângulo de 300 graus da manivela.

Estas reações são negativas no intervalo de 50 a 170 graus do ângulo de manivela, quando ocorre a sucção do gás. Também semelhante ao caso inercial, os mancais da saia e do topo do pistão são os que sofrem as menores cargas e suas reações médias são da ordem de $25\,N$.

Pelos resultados obtidos até aqui, observa-se que o sistema sujeito à carga de compressão exige reações de maiores intensidades dos mancais. Comparando as figuras 5.8 e 5.9 com as figuras 5.12 e 5.13 é possível verificar que, mesmo o modelo com mancais pinados, quando sujeito à compressão, produz esforços maiores do que o modelo com mancais elásticos sem carga de compressão.

Os resultados para o sistema com mancais elásticos sujeito à carga de compressão são apresentados nas figuras 5.14 e 5.15. Novamente, verifica-se uma nova distribuição das cargas atuantes nos mancais com modelos elásticos, devido aos deslocamentos laterais dos centros dos mancais. As reações no mancal principal com modelo elástico são apresentados na figura 5.14 à esquerda e têm intensidade média de $528N$, atingindo o valor máximo de $1289N$ em um ciclo de funcionamento. Para o mancal secundário, apresentado à direita da mesma figura, os esforços são da ordem de $330N$ e o valor máximo atingido em um ciclo é de $735N$. No excêntrico, a intensidade das cargas são de $290N$ e a carga máxima suportada é de $735N$. No sistema com mancais elásticos sujeito à carga de compressão, assim como nos casos anteriores, o mancal principal suporta as maiores cargas atuantes no eixo.

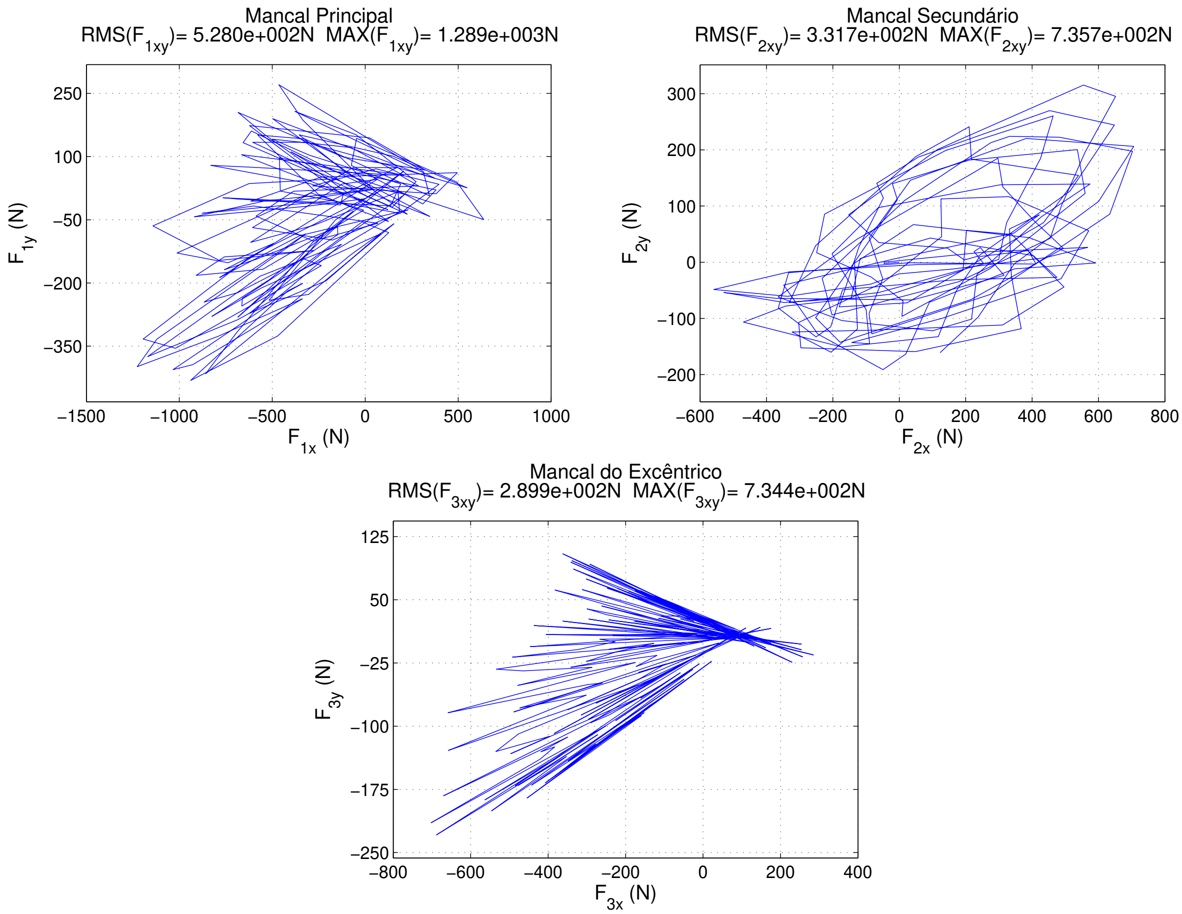


Figura 5.14: Esforços nos mancais elásticos para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

As reações nos mancais elásticos da saia e do topo do pistão são apresentados na figura 5.15. Estes mancais possuem esforços da ordem de $40\,N$ e a evolução de suas órbitas são semelhantes. Os máximos alcançados em um ciclo são de $127\,N$ para a saia e $139\,N$ para o topo do pistão. Neste modelo também observa-se que as cargas suportadas pelos mancais do pistão são muito menores do que aquelas referentes aos mancais do eixo.

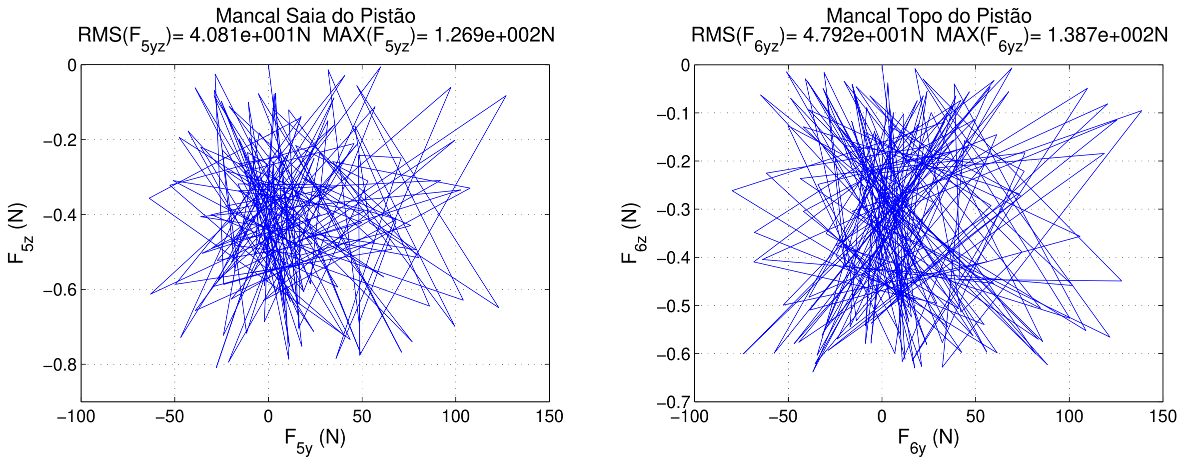


Figura 5.15: Esforços nos mancais pinados para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Comparando os resultados apresentados nas figuras 5.12, 5.13, 5.14 e 5.15, observa-se novamente que a elasticidade dos mancais promove maiores deslocamentos dos componentes, exigindo um esforço maior dos mancais para a sustentação dos mesmos. Além disso, uma comparação com os resultados obtidos da simulação do sistema sem a atuação da carga compressiva (figuras 5.8 e 5.9) mostra que a carga de compressão torna estes esforços ainda maiores. As órbitas dos mancais flexíveis do compressor alternativo, representadas em termos da relação de excentricidade, utilizadas para a calibração das rigidezes, são apresentadas na figura 5.16. O movimento dos mancais no interior do círculo unitário garante que o movimento do eixo se mantêm no interior dos respectivos mancais, refletindo uma situação realista.

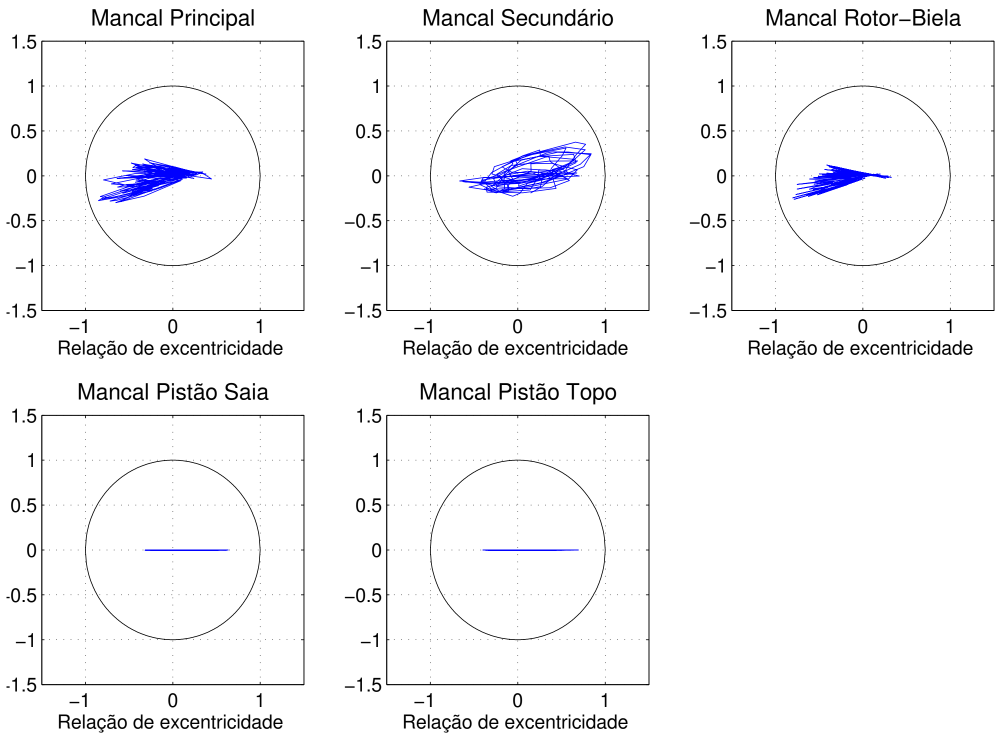


Figura 5.16: Órbitas dos mancais elásticos em termos da relação de excentricidade para o compressor alternativo com carga de compressão.

5.5 Mancais com dissipação geométrica

Nesta seção, as simulações são realizadas considerando a presença de forças dissipativas exercidas pelo fluido lubrificante nos mancais, além da carga externa de compressão. O modelo de dissipação geométrica adotado para descrever a dissipação nos mancais são aqueles descritos na seção 5.2.3. Este modelo mantém as rigidezes elásticas nos seguintes valores:

$k_1 = 8,0\times10^7\, N/m$; $k_2 = 5,0\times10^7\, N/m$; $k_3 = 5,0\times10^7\, N/m$; $k_5 = k_6 = 3,0\times10^7\, N/m$.

A simulação do modelo com mancais pinados composto por estas cargas é semelhante ao apresentado nas figuras 5.12 e 5.13 pois, neste modelo, as reações dos mancais são incógnitas e a dissipação não pode ser considerada isoladamente. As reações para os mancais elásticos com dissipação geométrica são apresentados nas figuras 5.17 e 5.18.

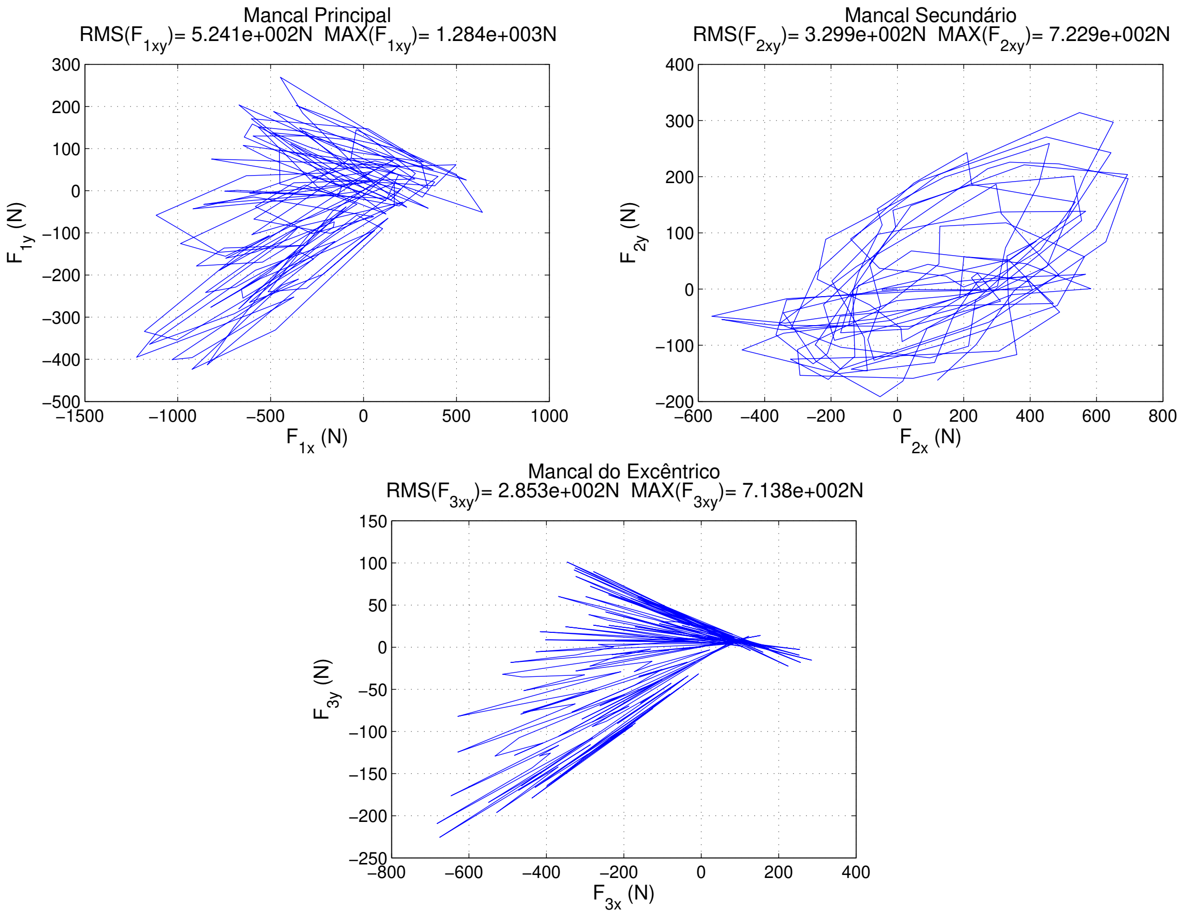


Figura 5.17: Esforços nos mancais elásticos com dissipação geométrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

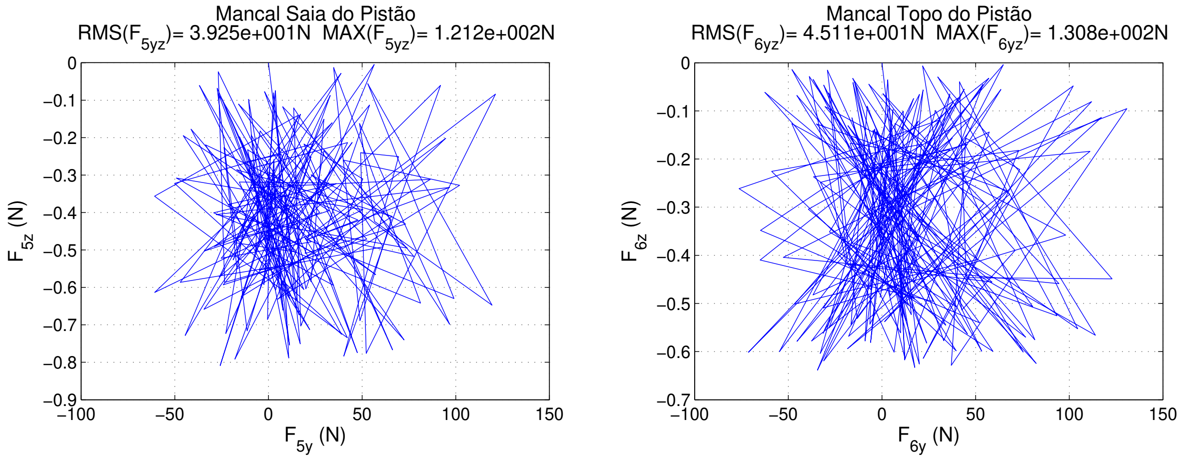


Figura 5.18: Esforços nos mancais elásticos com dissipação geométrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Observa-se que tanto a forma das distribuições como a intensidade das cargas para todos os mancais são semelhantes àquelas apresentadas nas figuras 5.14 e 5.15, referentes aos mancais puramente elásticos, sujeitos à carga de compressão. Isso ocorre porque os esforços dissipativos obtidos pelo modelo geométrico são muito menores em relação aos esforços elásticos. Este fato pode ser verificado nas figuras 5.19 e 5.20 que representam estes esforços.

Os esforços dissipativos nos mancais do eixo são da ordem de $2 \times 10^{-2} N$ para o mancal principal, $7 \times 10^{-3} N$ para o mancal secundário e 5×10^{-2} para o excêntrico. Nos mancais na saia e no topo do pistão estes esforços são ainda menores, da ordem de $4 \times 10^{-3} N$ e $8 \times 10^{-3} N$, respectivamente.

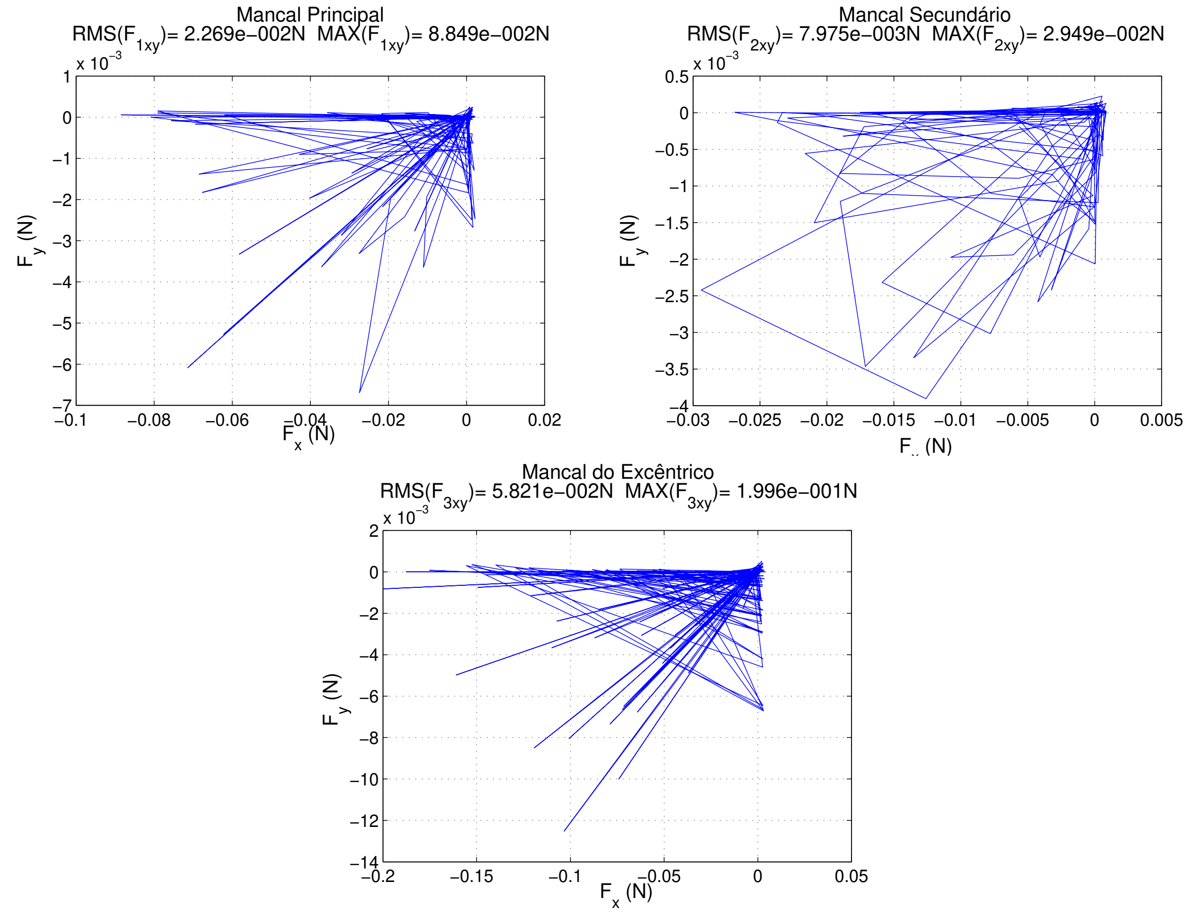


Figura 5.19: Esforços dissipativos nos mancais elásticos com dissipação geométrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

Conclui-se que o modelo de dissipação geométrica utilizado neste trabalho não oferece uma boa representação dos efeitos dissipativos que ocorrem nos mancais.

As órbitas dos mancais visco-elásticos em função das relações de excentricidade são apresentadas na figura 5.21 e também são semelhantes àquelas apresentadas na figura 5.16.

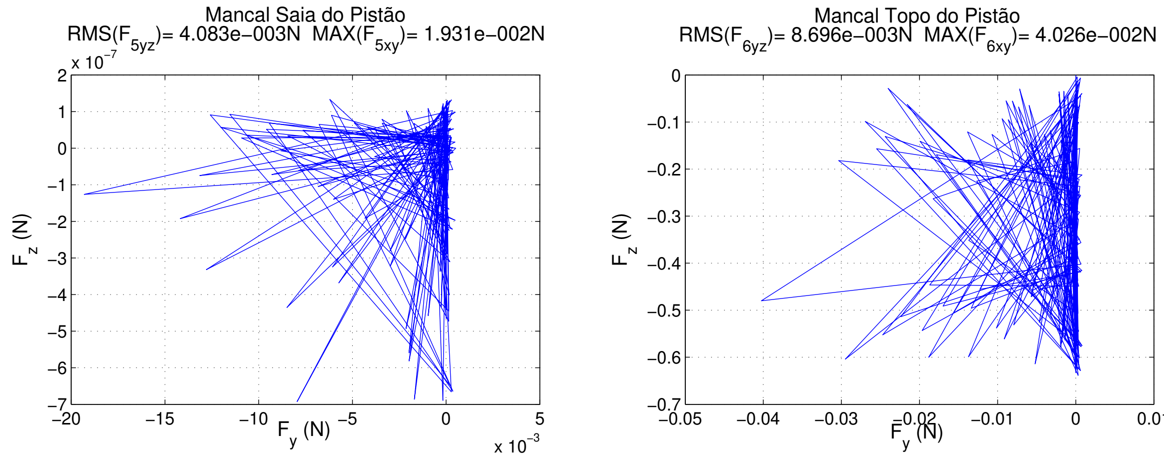


Figura 5.20: Esforços dissipativos nos mancais elásticos com dissipação geométrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

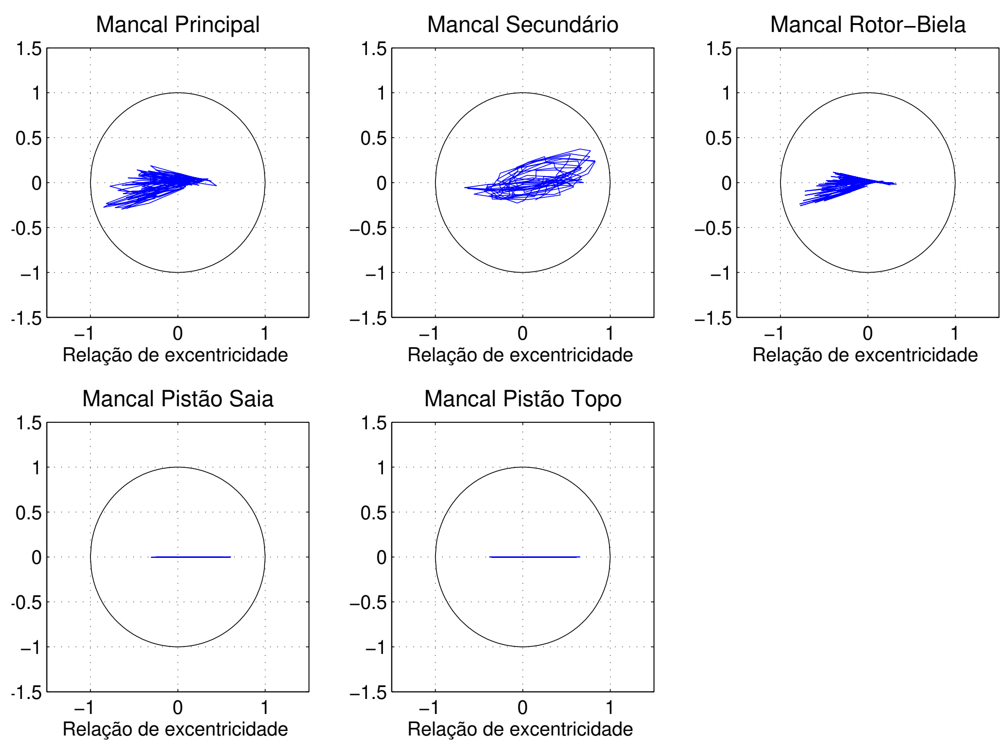


Figura 5.21: Órbitas dos mancais elásticos com dissipação geométrica para o compressor alternativo com carga de compressão, em termos da relação de excentricidade.

5.6 Mancais com dissipação paramétrica

As simulações apresentadas a seguir novamente consideram a presença de forças dissipativas exercidas pelo fluido lubrificante nos mancais e a carga externa de pressão que ocorre no interior do cilindro. Neste caso, o modelo de dissipação paramétrica descrito na seção 5.2.3 representa as dissipações nos mancais. Os valores adotados para os parâmetros de dissipação são:

$$c_j \;=\; 5,0 \times 10^3, \;\text{para}\; j = 1, 2, 3, 5, 6.$$

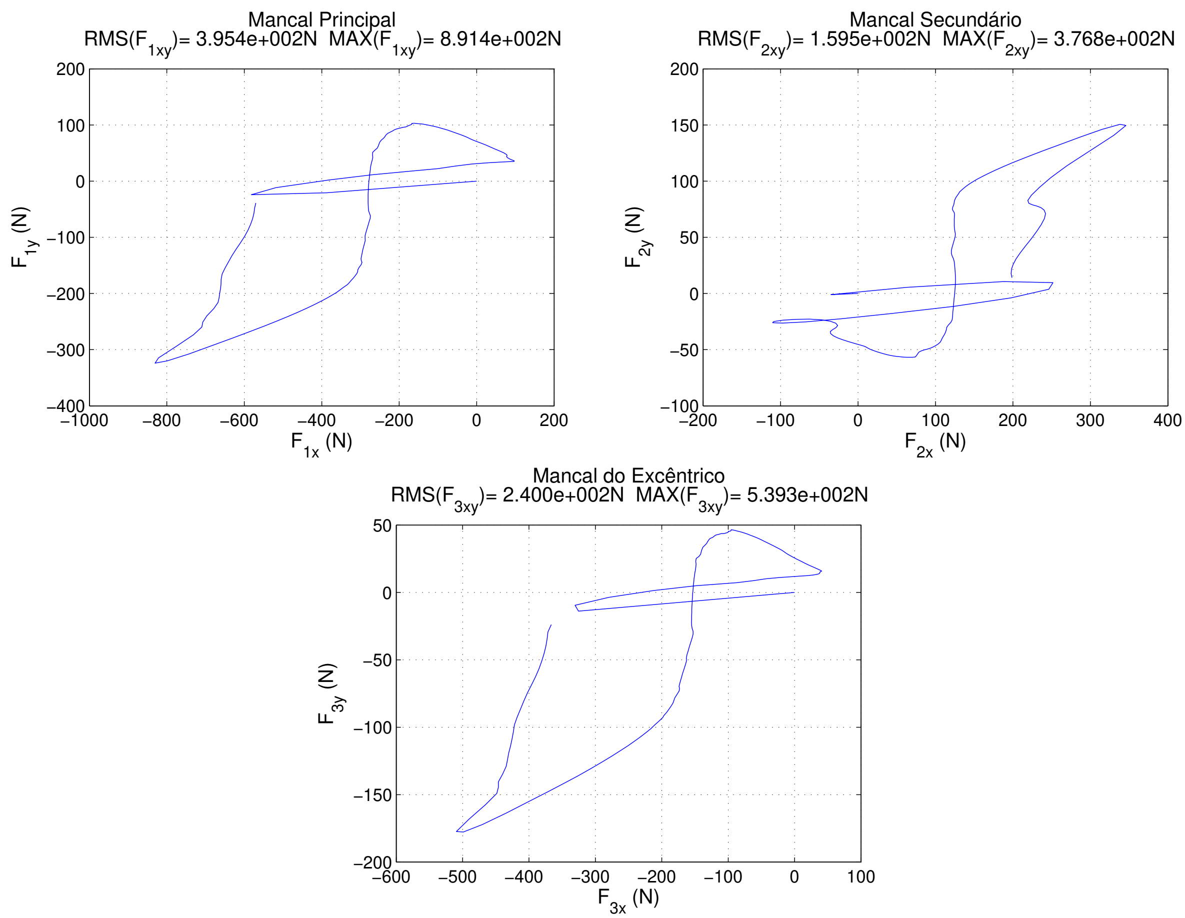


Figura 5.22: Esforços nos mancais elásticos com dissipação paramétrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

Este modelo de mancais utiliza os seguintes valores para as rigidezes elásticas:

$k_1 = 8,0\times10^7\, N/m$; $k_2 = 3,2\times10^7\, N/m$; $k_3 = 5,0\times10^7\, N/m$; $k_5 = k_6 = 3,0\times10^7\, N/m$.

Tais valores levam às reações visco-elásticas apresentadas nas figuras 5.22 e 5.23. Na figura 5.22 verifica-se que as cargas visco-elástica nos mancais do eixo são muito semelhantes em valor e forma àqueles obtidos com o modelo de mancais pinados sujeitos à carga de compressão (figura 5.12). As cargas para o mancal principal do eixo são da ordem de $390\, N$, no secundário são da ordem de $160\, N$ e no excêntrico são da ordem de $240\, N$, atingindo os máximos de $890\, N$, $376\, N$ e $540\, N$, respectivamente.

Para os mancais da saia e do topo do pistão (figura 5.23), observa-se que a intensidade das cargas também são semelhantes àquelas obtidas para os mancais pinados sujeitos à compressão (da ordem de $30\, N$), porém os perfis das órbitas são diferentes. Esta direferença ocorre devido à existência de coordenadas ao longo dos eixos y e z para estes esforços no modelo de mancais visco-elástico, enquanto nos mancais pinados ocorrem apenas em uma direção.

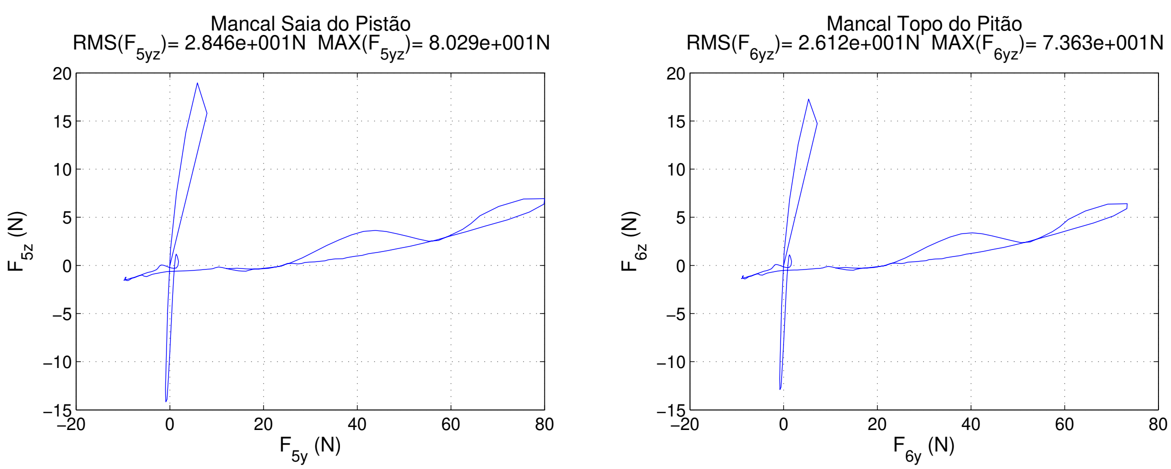


Figura 5.23: Esforços nos mancais elásticos com dissipação paramétrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

Verifica-se, então, que o modelo de dissipação paramétrica produz esforços dissipativos muito relevantes embora a intensidade destes esforços seja de uma ordem de grandeza menor do que as forças de natureza elástica atuantes nos mancais. Este fato pode ser observado nas figuras 5.24 e 5.25.

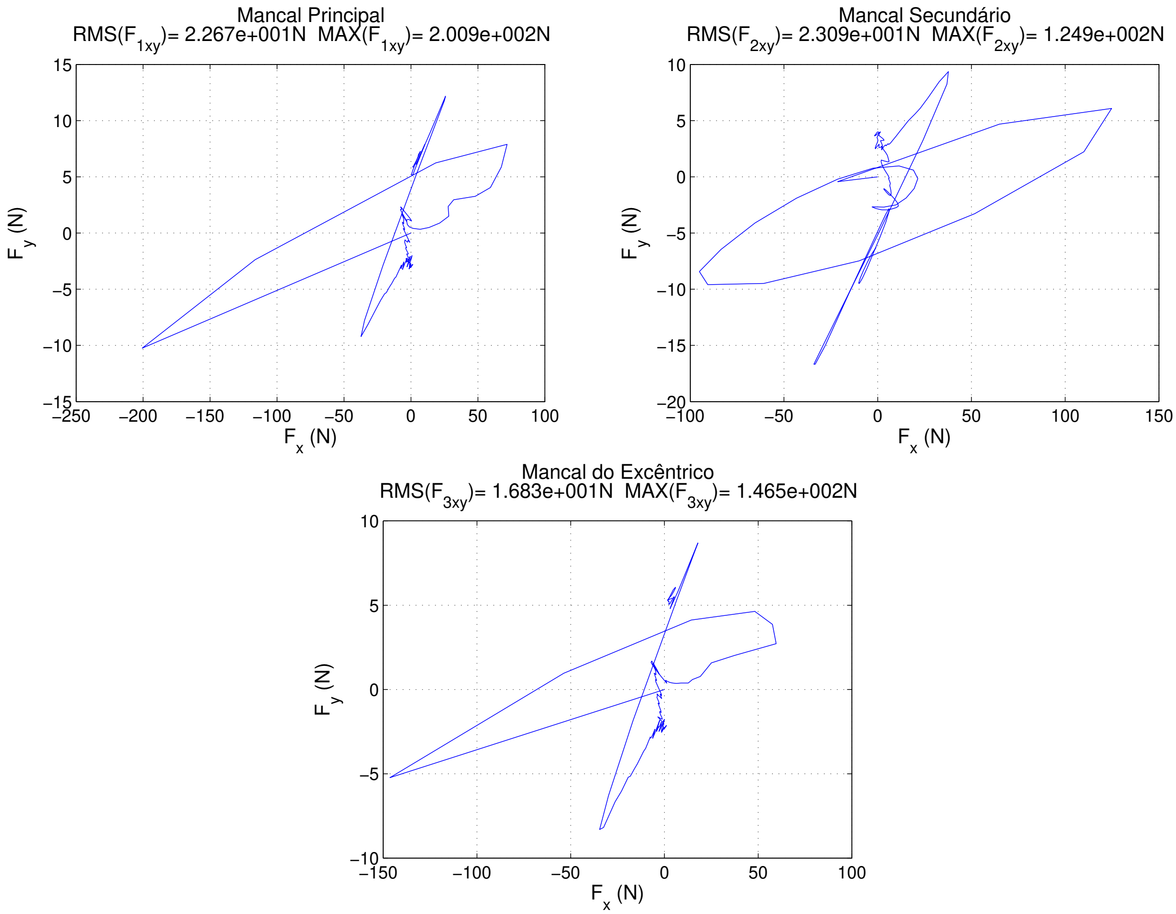


Figura 5.24: Esforços dissipativos nos mancais elásticos com dissipação paramétrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: principal (à esquerda), secundário (à direita) e excêntrico (inferior).

As cargas de dissipação nos mancais, considerando o modelo de dissipação paramétrica, são da ordem de $23\,N$ para os mancais principal e secundário, $17\,N$ para o mancal do excêntrico e $3\,N$ para os mancais da saia e do topo do pistão.

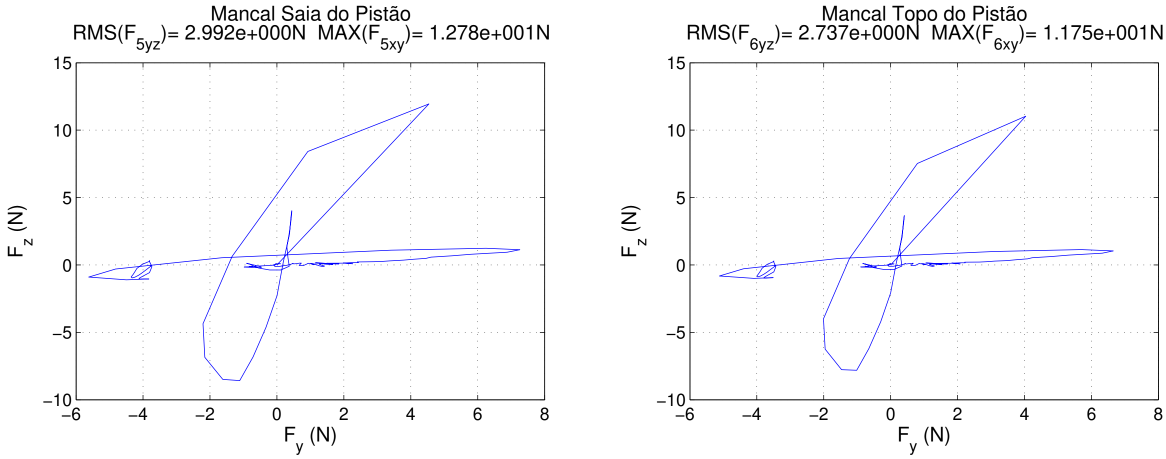


Figura 5.25: Esforços dissipativos nos mancais elásticos com dissipação paramétrica, para o compressor alternativo com carga de compressão: saia do pistão (à esquerda) e topo do pistão (à direita).

A figura 5.26 mostra as órbitas dos mancais representadas em função das relações de excentricidade, comprovando um movimento real do eixo no interior dos mancais. Estas órbitas são bastante regulares, indicando uma estabilidade maior no comportamento dinâmico do compressor alternativo considerado.

Os resultados obtidos referentes às reações de cada mancal no sistema com mancais pinados e no sistema com mancais visco-elásticos são sintetizados na tabela 5.6, onde são apresentados os valores médios destes esforços para cada simulação realizada.

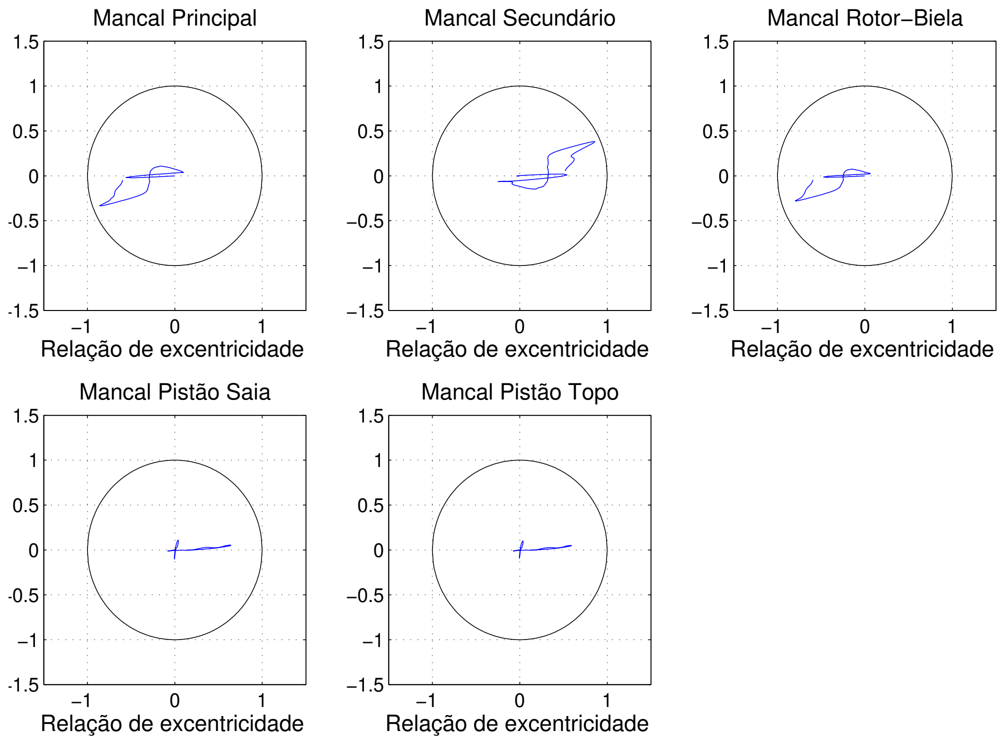


Figura 5.26: Órbitas dos mancais elásticos com dissipação paramétrica para o compressor alternativo com carga de compressão, em termos da relação de excentricidade.

	Cargas inerciais		**Carga compressiva**		**Compressão e dissipação**	
Mancal	**Modelo pinado**	**Modelo elástico**	**Modelo pinado**	**Modelo elástico**	**Dissipação geométrica**	**Dissipação paramétrica**
Principal	160,9	215,6	392,1	528,0	524,1	395,4
Secundário	78,0	164,6	154,6	331,7	329,9	159,5
Excêntrico	83,6	103,7	239,2	289,9	285,3	240,0
Saia pistão	4,9	8,6	27,9	40,8	39,3	28,5
Topo pistão	4,6	6,7	25,6	47,9	45,1	26,1

Tabela 5.1: Valores médios das reações dos mancais (N) para o compressor alternativo investigado.

5.7 Comparação experimental

As órbitas representadas em função da relação de excentricidade representam os deslocamentos do centro de gravidade do mancal no interior do seu alojamento. O modelo de mancais com rigidez elástica e dissipação paramétrica apresentou as órbitas mais estáveis dentre as opções analisadas. Assim, apresenta-se na figura 5.27 um gráfico sobreposto das órbitas dos mancais principal (linha vermelha) e secundário (linha azul) para tal configuração.

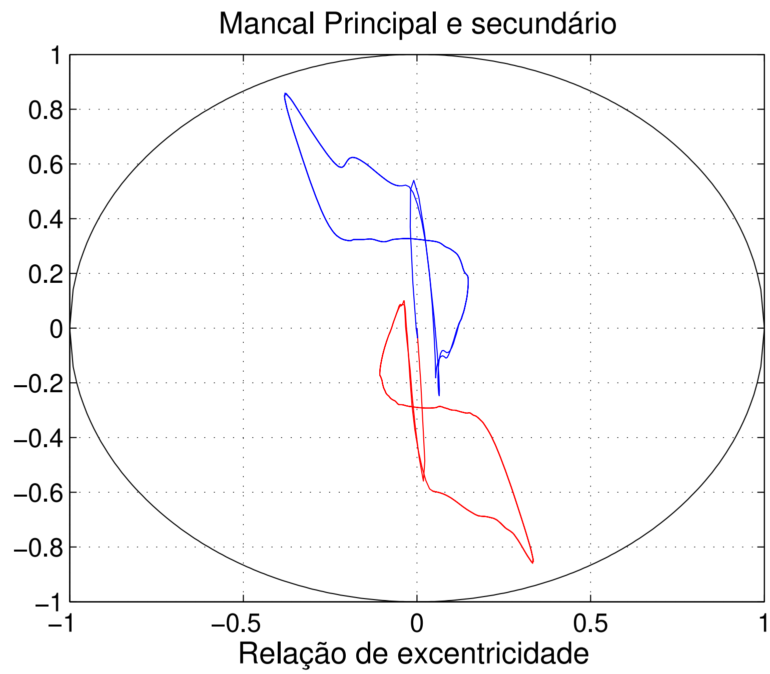


Figura 5.27: Excentricidade - mancal principal (vermelho) e secundário (azul).

Estas órbitas podem ser comparadas àquelas obtidas no trabalho experimental desenvolvido na Whirlpool - EMBRACO, apresentados na tese de doutorado de Couto (2006) (figura 5.28). O comportamento que elas descrevem sugerem que as forças de natureza dissipativa estabilizam os movimentos descentralizados dos mancais, ou seja, estas órbitas são proporcionais aos modelos e parâmetros de rigidez e amortecimento arbitrariamente escolhidos. Por essa razão, conclui-se que a adoção de outras formulações para as forças de restituição elástica e dissipativa dos mancais, pode levar as órbitas descritas pelo modelo desenvolvido no presente trabalho, para valores próximos daqueles mostrados à figura 5.28.

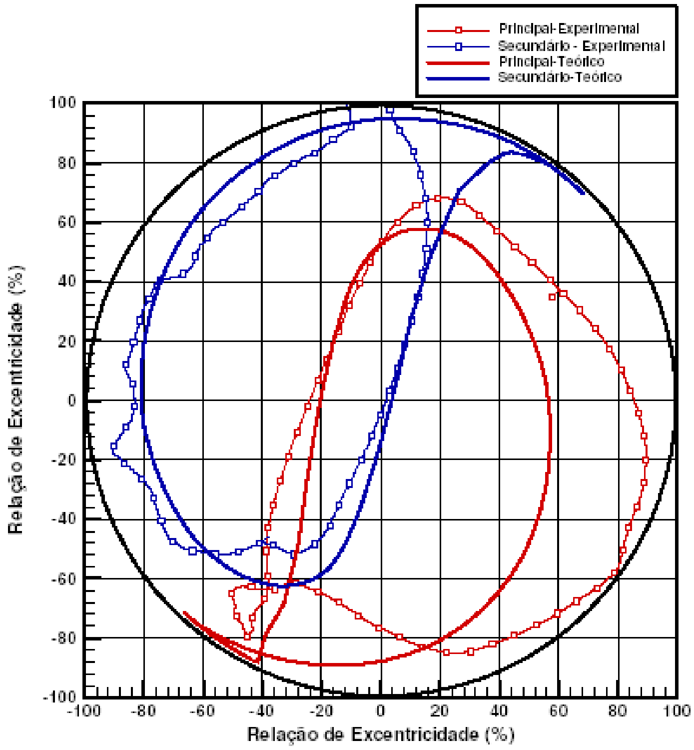


Figura 5.28: Orbitas experimentais e numéricas para os mancais principal e secundário (Couto, 2006).

No capítulo que se segue, interpreta-se os resultados obtidos com as simulações do modelo dinâmico construído e apresenta-se sugestões para a continuidade deste trabalho.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Neste capítulo realiza-se a análise e interpretação dos resultados obtidos com a modelagem dinâmica mais completa do sistema de compressão, desenvolvida no presente trabalho. Na seqüência, apresenta-se as principais ações futuras que podem dar continuidade ao trabalho.

6.1 Análise dos resultados

1. O resultado da comparação de esforços no sistema com mancais pinados e com mancais elásticos, considerando apenas a atuação das cargas inerciais dos componentes (seção 5.3), mostra que o modelo com mancais flexíveis promove forças restauradoras de ordem superior àquelas obtidas com mancais fixos. Tal comportamento era o esperado, uma vez que as inércias que possuem giro com direção oscilante, requerem forças maiores nos mancais para a estabilização de seu movimento.

2. Quando a carga externa é aplicada ao sistema (seção 5.4), as forças elásticas nos mancais para estabilização do movimento são ainda maiores. Verifica-se que, mesmo o modelo com mancais pinados, quando sujeito à compressão, produz esforços maiores do que o modelo com mancais elásticos sem carga de compressão.

3. A introdução do modelo de forças e torques viscosos de arraste nos mancais por imersão em fluido (dissipação geométrica - seção 5.5) contribui muito pouco para a mudança do padrão das forças elásticas atuantes. As forças viscosas geradas pelo modelo de dissipação geométrica são muito pequenas e pouco representativas do mecanismo de amortecimento que ocorre nos mancais.

4. A utilização de coeficientes de amortecimento diretamente proporcionais às velocidades dos componentes (dissipação paramétrica - seção 5.6) produz uma mudança significativa no padrão das forças de estabilização dos mancais.

   As forças elásticas de reação dos mancais flexíveis apresentam o mesmo padrão regular de distribuição e intensidade que as forças de reação dos mancais pinados sujeitos à carga de compressão (figuras 5.12, 5.13, 5.22 e 5.23). A parcela das forças de natureza viscosa nas reações dos mancais possui agora, valores relevantes, porém ainda com uma ordem de grandeza abaixo do valor das forças elásticas.

   Observa-se ainda uma órbita mais regular do mancal, diferente daquela obtida quando se utiliza o modelo de mancais flexíveis puramente elásticos. Este comportamento sugere que as forças de natureza dissipativa atuam como um controle de regularização/estabilização de movimento dos mancais, diminuindo a carga adicional gerada pelos movimentos descentralizados dos mesmos. O registro das forças viscosas, proporcionado pelo programa computacional desenvolvido neste trabalho, facilita a tarefa de cômputo da energia por elas dissipadas, no trabalho de estabilização do movimento orbital dos mancais.

5. Considerou-se ainda no presente trabalho a introdução do modelo de resposta de forças de um mancal curto (Duarte Jr., 2005), como uma representação mais acurada dos esforços de sustentação nos mancais. Era esperado que a interação das forças do modelo de mancal curto, com os esforços dinâmicos do sistema flexível, levasse a valores de reação nos mancais, mais próximos daqueles que poderiam ser obtidos com um

modelo mais completo de mancais hidrodinâmicos. A análise realizada, entretanto, aponta na direção de que os esforços de suporte obtidos com o modelo dissipativo de mancais curtos seriam os mesmos do que os obtidos no presente trabalho, ou ainda, os mesmos que se obteria caso se utilizasse um modelo mais completo de mancais hidrodinâmicos. Isso porque constata-se que o simples modelo paramétrico de força dissipativa no mancal já leva a uma medida de carga nos mancais que é semelhante ao obtido para o sistema com mancais pinados. Nesse sentido, o sistema com mancais pinados por si só, já é capaz de fornecer os valores das cargas atuantes nos mancais, que é a mesma que atua no sistema com mancais flexíveis estabilizado por forças viscosas.

6. As órbitas dos mancais principal e secundário obtidas na simulação é proporcional aos modelos e parâmetros de rigidez e amortecimento arbitrariamente escolhidos. A adoção de outras formulações para as forças de restituição elástica e dissipativa dos mancais, pode levar as órbitas descritas no presente modelo, para valores próximos daqueles mostrados à figura 5.28 obtidos experimentalmente.

6.2 Conclusões

O resultado das análises leva às seguintes conclusões acerca da utilização do modelo dinâmico completo com oscilações dos componentes rotativos, desenvolvido no presente trabalho:

1. É observado que, de fato, a modelagem da oscilação dos componentes rotativos no conjunto eixo-biela-manivela é capaz de produzir esforços diferenciados nos mancais do compressor, quando comparado aos esforços de mancal presentes num modelo com mancais pinados.

2. A presença de forças dissipativas nos mancais é responsável pela atenuação dos movimentos dos componentes em direções diferentes daquelas necessárias à realização do

ciclo de compressão. Tal efeito contribui para a diminuição dos esforços secundários causados pelas oscilações dos componentes, trazendo os carregamentos dos mancais para valores equivalentes àqueles observados no sistema com mancais pinados.

3. Acredita-se que a utilização de um modelo de mancal hidrodinâmico, através da solução das equações de Reynolds, integrado à presente modelagem dinâmica, traria resultados semelhantes àqueles já obtidos com os modelos de mancais pinados tradicionais. Isso, em relação aos esforços dinâmicos suportados pelos mancais.

4. Uma vez que o presente modelo quantifica de forma adequada o movimento dos componentes nas direções diferentes daquelas necessárias para a realização do ciclo de compressão, acredita-se que o mesmo possua uma grande eficiência no cálculo mais preciso da energia dissipada pelos mancais, na manutenção estável do ciclo de compressão.

5. O modelo pode ser também empregado com sucesso na análise de outros compressores cuja configuração de distribuição das inércias, altas velocidades de operação e maior tolerância nas folgas radiais possuam um movimento orbital que influencie de maneira mais crítica na carga total suportada pelos mancais.

6.3 Sugestões para futuros trabalhos

Existem vários fenômenos e procedimentos presentes neste estudo que necessitam maior entendimento e aperfeiçoamento. Para desenvolvimentos futuros, pode-se inlcuir no modelo as seguintes formulações:

1. As forças de contato sólido entre as superfícies dos mancais e seus respectivos componentes, que são aspectos que influenciam a durabilidade dos componentes, o consumo de energia e o nível de ruído do compressor.

2. O efeito cunha e o efeito de filme espremido podem ser contemplados utilizando a equação de Reynolds para a representação dos esforços nos mancais. Esta equação fornece um campo de pressão entre duas superfícies não paralelas, separadas por um filme de óleo, movimentando-se uma em relação à outra.

3. Os efeitos de flexão do eixo e da biela podem ser incluídos numa nova formulação, considerando que os elementos que constituem o compressor alternativo são flexíveis. Com isso, o modelo permitirá obter os esforços nos mancais e seus alojamentos com maior exatidão e confiabilidade.

Referências Bibliográficas

Bassetto, I. F. F. *Estudo de confiabilidade de compressores alternativos semi-herméticos de sistemas de refrigeração.* São Paulo: Universidade do Estado de São Paulo, 2007. Dissertação (Mestrado).

Campbell, J., Love, P. P., Martin, F. A. , Rafique, S. O. Bearings for reciprocating machinery: A review of the present state of theoretical, experimental and service knowledge. In *Lubrification and Wear: Fundamentals and Application to Design,* 1967, pages pp. 51–74.

Cho, J. R., Moon, S. J. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor. *Tribology International*, 38, pp. 459–468 2005.

Couto, P. R. C. *Análise de mancais radiais hidrodinâmicos com aplicação em compressores herméticos de refrigeração.* Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2006. Tese (Doutorado).

Cunha, M. C. C. *Métodos Numéricos.* Campinas, Editora UNICAMP, 2000.

Dias, J. P. *Análise do escoamento na folga entre o pistão e o cilindro em compressores de refrigeração.* Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. Tese (Doutorado).

Duarte Jr., D. *Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento.* Rio de Janeiro, Editora Ciência Moderna, 2005.

Dufour, R., Hagopian, J. D. , Lalanne, M. Transient and steady state dynamic behavior of single cylinder compressors: predição e experiments. *Journal of Sound and Vibration*, 181 (1), pp. 23–41 1995.

Fernandes, J. R. S. *Modelo dinâmico da lubrificação do pistão em compressores alternativos.* Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1996. Dissertação (Mestrado).

Fox, R. W., McDonald, A. T. *Introduction to fluid mechanics.* USA, John Wiley and Sons, 1978.

Gerardin, R. C. *Modelo dinâmico do sistema pistão-biela-manivela com mancais hidrodinâmicos.* Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. Dissertação (Mestrado).

Gomes, A. R. *Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica.* Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2006. Dissertação (Mestrado).

Hamrock, B. J., Schimid, S. R. , Jacobson, B. O. *Fundamentals of Fluid Film Lubrification.* USA, Marcel Dekker Inc, 2004.

Hattori, H. Dynamic analysis of a rotor-journal bearing system with large dynamics loads. *the Japan Society of Mechanical Engineers*, series C, Vol.36, No.2 1993.

Kim, M.-H., Bullard, C. W. Thermal performance analysis of small hermetic compressors and air-conditioning compressors. *JSME International Journal*, 45 (4) Series B, pp. 857–864 2002.

Kim, T.-J., Han, J.-S. Comparison of the dynamic behavior and lubrication characteristics of a reciprocating compressor crankshaft in both finite and short bearing models. *Tribology Transactions*, 47, pp. 61–69 2004.

Nunes, O. *Análise teórica e experimental do campo sonoro irradiado por um compressor hermético*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. Dissertação (Mestrado).

Prata, A. T. *Lubrificação Hidrodinâmica de Mancais Radiais*. Florianópolis, Notas de Aula - UFSC, 2005.

Prata, A. T., Fernandes, J. R. S. , Fagotti, F. Dynamic analysis of piston secondary motion for small reciprocating compressors. *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, 122, pp. 752–760 2000.

Rade, D. A. *Dinâmica*. Uberlândia, Notas de Aula - UFU, 2000.

Rodrigues, P. S. B. *Curso básico de compressores industriais*. Rio de Janeiro, Petrobras S/A, 2006.

Rodrigues, R. S. *Análise dos esforços dinâmicos transmitidos pelo eixo e pistão ao bloco de compressores herméticos*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2003. Dissertação (Mestrado).

Rovaris, J. B., Deschamps, C. J. Large eddy simulation applied to reciprocating compressors. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, XXVIII, No. 2, pp. 208–215 2006.

Santos, I. F. *Dinâmica de sistemas mecânicos: modelagem, simulação, visualização e verificação*. São Paulo, Makron Books, 2001.

Shabaneh, N. H., Zu, J. W. Dynamic analysis of rotor-shaft systems with viscoelastically supported bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 35, pp. 1313–1330 2000.

Sternlicht, B., Rieger, N. F. Rotor stability. In *Lubrification and Wear: Fundamentals and Application to Design,* 1967, pages pp. 82–99.

Vohr, J. H. Mechanics of bearing systems. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 24, No. 3 1988.

Wisbeck, H. J. *Uma Nova Metodologia de Solução para Sistemas de Mancais Radiais em Carregamento Dinâmico Incluindo Atrito Sólido e Desgaste*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2000. Dissertação (Mestrado).

Yasar, O., Koças, M. Computational modeling of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of High Performance Computing Applications*, v.21, n.1, pp. 30–41, 2007.