

Wladimir Alex Magalhães Barcha

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO E
DO FENÔMENO DE DESLOCAMENTO EM
LAVADORAS DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL**

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

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço.....26...../.....11...../.....04.....

Ass.:.....*Paulo Sergio Varoto*.....

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Varoto



São Carlos
2004

DEDALUS - Acervo - EESC



FOLHA DE JULGAMENTO

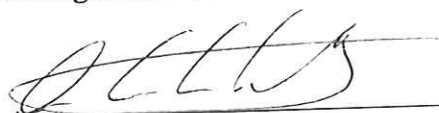
Candidato: Engenheiro **WLADIMIR ALEX MAGALHÃES BARCHA**

Tese defendida e julgada em 28-09-2004 perante a Comissão Julgadora:



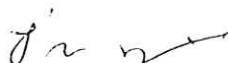
Prof. Associado **PAULO SERGIO VAROTO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO.



Prof. Dr. **ÁLVARO COSTA NETO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO



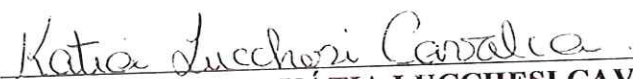
Prof. Livre-Docente **JOSÉ MANOEL BALTHAZAR**
(UNESP/Rio Claro)

APROVADO



Prof. Dr. **DOMINGOS ALVES RADE**
(Universidade Federal de Uberlândia/UFU)

APROVADO



Prof. Livre-Docente **KÁTIA LUCCHESI CAVALCA DEDINI**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO.



Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica



Prof. Associado **MARCIO ROBERTO SILVA CORRÊA**
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação em Exercício

À Ana, Filipe e Rafaella,
aos meus pais e irmãos pelo apoio, incentivo e pelas
horas de convivência roubadas.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Paulo Varoto pela orientação e colaboração na elaboração deste trabalho e pela amizade.

Ao Professor Dr. Alvaro Costa Neto pela colaboração e amizade.

Ao Engenheiro Adriano Ioriatti pela ajuda com o software Adams.

Aos amigos e colegas de toda a Multibrás pela ajuda direta ou indireta e pelo apoio.

Aos professores do departamento de Engenharia Mecânica.

À Multibrás S.A. Eletrodomésticos, pela oportunidade concedida para o desenvolvimento do programa de doutorado junto a área de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da EESC - USP

E, agradeço acima de tudo à DEUS que tem abençoado a minha vida e iluminado meus passos, mostrando-me os caminhos a serem seguidos para a conquista dos meus objetivos.

Tudo tem a sua ocasião própria, e há tempo
para todo propósito debaixo do céu.
Eclesiastes 3:1

RESUMO

BARCHA, W.A.M. (2004). *Estudo do comportamento dinâmico e do fenômeno de deslocamento em lavadoras de roupas de eixo vertical*. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.

Este trabalho apresenta e compara alguns meios para o estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical durante o processo de extração de água das roupas, também conhecido como centrifugação. Os três métodos utilizados para estudar o comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical foram: analítico, experimental e simulação através de Multicorpos. O interesse nesta etapa é devido ao fato dos problemas de vibração de uma lavadora ocorrerem principalmente durante a centrifugação. A modelagem de uma lavadora de roupas durante a etapa de centrifugação permite a obtenção de seu comportamento dinâmico bem como de suas principais características. Um outro tópico estudado neste trabalho foi o fenômeno de deslocamento da lavadora, um dos principais motivos de reclamação dos usuários de lavadoras de roupa automáticas.

Palavras chave: Lavadora de roupas; Vibração; Sistemas de balanceamento; comportamento dinâmico.

ABSTRACT

BARCHA, W.A.M. (2004). *Study of the dynamic behavior and walking phenomenon of a vertical axis washing machine*. Ph.D. Thesis - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.

This work presents and compares some ways to study the dynamic behavior of a vertical axis washing machine during the water extraction process, also called spinning stage. The three methodologies used to study the dynamic behavior of a vertical axis washing machine are: analytical, experimental and simulation using Multi Body System. The interest in this stage is due to the fact that the main vibration problems of an automatic washing machine occur in the spinning cycle. Since the unbalance force that causes the vibration problems is centrifugal in nature, this makes intuitive sense as the rotational speed of the basket is the largest during the spin extraction cycle. Thus, modeling the washing machine during the spinning cycle allow us to get its dynamic behavior as well as the main characteristics of this behavior. Another topic studied in this work was the walking phenomenon, the main complaint of the users.

Keywords: Washing machine; Vibration; Balance systems; Dynamic behavior.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – Esquema de uma lavadora de roupas de eixo vertical.

FIGURA 3.1 – Modelo de um disco balanceado montado sobre suportes flexíveis.

FIGURA 3.2 – Ângulos de Euler e transformação entre os sistemas de coordenadas.

FIGURA 3.3 – Modelo de um rotor com desbalanceamento estático.

FIGURA 3.4 – Modelo de um rotor com desbalanceamento dinâmico.

FIGURA 3.5 – Modelo analítico completo de um rotor.

FIGURA 4.1 – Esquema do cesto desbalanceado operando em velocidades acima da primeira frequência natural.

FIGURA 4.2 – Diagrama de forças atuantes no sistema – posição de equilíbrio.

FIGURA 4.3 - Posição do líquido de dentro do anel relativo à massa desbalanceada em função da frequência natural.

FIGURA 4.4 – Exemplo da distribuição do líquido dentro de um anel de balanceamento com a lavadora centrifugando em velocidade de regime permanente.

FIGURA 4.5 – Exemplo de um anel de Leblanc montado em uma lavadora de eixo vertical.

FIGURA 4.6 – Representação gráfica do volume ótimo de líquido dentro do anel.

FIGURA 4.7 – Força restauradora em função da excentricidade.

FIGURA 4.8 – Representação esquemática de uma lavadora.

FIGURA 4.9 – Exemplo de órbita da lavadora.

FIGURA 5.1 – Esquema da lavadora utilizada neste estudo.

FIGURA 5.2 – Plano XOZ.

FIGURA 5.3 – Plotagem do deslocamento na direção x.

FIGURA 5.4 – Plotagem do deslocamento na direção x no domínio da frequência.

FIGURA 5.5 – Órbita da lavadora.

FIGURA 5.6 – Força atuante na mola de suspensão.

FIGURA 5.7 – Pontos para aquisição de dados na lavadora.

FIGURA 5.8 – Órbita superior da lavadora (regime transiente e permanente).

FIGURA 5.9 – Órbita inferior da lavadora (regime transiente permanente).

FIGURA 5.10 – Deslocamento do topo do tanque na direção x.

FIGURA 5.11 – Deslocamento do fundo do tanque na direção x.

FIGURA 5.12 – Resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque na direção x.

FIGURA 5.13 – Deslocamento vertical do topo do tanque.

FIGURA 5.14 – Vibração do painel lateral do gabinete da lavadora (ponto 4).

FIGURA 5.15 – Modelo utilizado no trabalho.

FIGURA 5.16 – Órbitas superior e inferior.

FIGURA 5.17 – Variação do raio da órbita superior.

FIGURA 5.18 – Variação do raio da órbita inferior.

FIGURA 5.19 – Deslocamento do topo do tanque na direção y.

FIGURA 5.20 – Deslocamento do fundo do tanque na direção y.

FIGURA 5.21 Resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque na direção y.

FIGURA 5.22 – Deslocamento vertical do tanque.

FIGURA 5.23 – Força atuante na vareta/mola de suspensão.

FIGURA 5.24 – Modo 7 “lateral – lateral” – 1,6596Hz.

FIGURA 5.25 – Modo 8 “frontal – traseira” – 1,6668Hz.

FIGURA 5.26 – Modo 9 “torsional” – 2,1373Hz.

FIGURA 5.27 – Modo 10 “deslocamento vertical” – 2,8521Hz.

FIGURA 5.28 – Modo 11 “inclinação lateral” – 6,5043Hz.

FIGURA 5.29 – Modo 12 “inclinação frontal – traseira” – 6,592Hz.

FIGURA 6.1 – Gráfico de pareto para a variável resposta **am o in re**.

FIGURA 6.2 – Gráfico de pareto para a variável resposta **am o s re**.

FIGURA 6.3 – Gráfico de pareto para a variável resposta **ampl f**.

FIGURA 6.4 – Gráfico de pareto para a variável resposta **orb inf tr**.

FIGURA 6.5 – Gráfico de pareto para a variável resposta **orb sup tr**.

FIGURA 6.6 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta **ampl f**

FIGURA 6.7 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta **orb sup tr**.

FIGURA 6.8 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta **orb sup re**.

FIGURA 6.9 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **am o in re**.

FIGURA 6.10 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **am o s re**

FIGURA 6.11 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **ampl f**.

FIGURA 6.12 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **desl vert**.

FIGURA 6.13 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **orb inf re**

FIGURA 6.14 – Gráfico de efeitos principais para a variável resp **orb sup re**

FIGURA 6.15 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **orb inf tr**.

FIGURA 6.16 – Gráfico de efeitos principais para a variável resp **orb sup tr**

FIGURA 6.17 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **gap**.

FIGURA 6.18 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta **F resid**.

FIGURA 6.19 – Comparativo gráfico das entre a configuração atual e as cinco melhores obtidas no DOE.

FIGURA 7.1 – Modelo da lavadora de eixo vertical

FIGURA 7.2 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical: (a) para a massa desbalanceada e (b) para a lavadora.

FIGURA 7.3 – Variação da velocidade de centrifugação em função do coeficiente de atrito.

FIGURA 7.4 – Variação da velocidade de centrifugação em função da massa desbalanceada do sistema.

FIGURA 7.5 – Variação da velocidade de centrifugação em função da massa total do sistema.

FIGURA 7.6 – Modelo da lavadora de eixo vertical sobre um piso inclinado.

FIGURA 7.7 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical sobre um piso inclinado.

FIGURA 7.8 – Variação das velocidades de centrifugação em função do ângulo de inclinação do piso ($a/h=0,25$).

FIGURA 7.9 – Variação das velocidades de centrifugação em função do ângulo de inclinação do piso ($a/h=0,65$).

FIGURA 7.10 – Modelo da lavadora de eixo vertical sobre pés flexíveis.

FIGURA 7.11 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical e dos pés.

FIGURA 7.12 – Deslocamento devido à inclinação.

FIGURA 7.13 – Deslocamento devido ao deslizamento.

FIGURA 7.14 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical com sistema de suspensão.

FIGURA 7.15 – Deslocamento devido à inclinação.

FIGURA 7.16 – Deslocamento devido ao deslizamento.

FIGURA 7.17 – Modelo utilizado no trabalho.

FIGURA 7.18 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.

FIGURA 7.19 – Comportamento da força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=1,5\text{kg}$; $\mu=0,05$.

FIGURA 7.20 – Comportamento da força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=1,5\text{kg}$; $\mu=0,1$.

FIGURA 7.21 – Efeito do coeficiente de atrito sobre a força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=1,5\text{kg}$.

FIGURA 7.22 – Comportamento da força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=1,0\text{kg}$; $\mu=0,1$.

FIGURA 7.23 – Comportamento da força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=2,5\text{kg}$; $\mu=0,1$.

FIGURA 7.24 – Efeito da massa desbalanceada sobre a força residual durante a centrifugação. 750rpm; $\mu=0,1$.

LISTA DE TABELAS

TABELA 6.1 – Alguns tipos de planejamentos de experimentos.

TABELA 6.2 – Resultados obtidos para as 32 primeiras configurações do DOE.

TABELA 6.3 – Resultados obtidos para as 32 últimas configurações do DOE.

TABELA 6.4 – Comparação entre a configuração atual e as cinco melhores configurações obtidas no DOE.

SUMÁRIO

RESUMO	v
ABSTRACT	vi
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Considerações iniciais	1
1.2 Objetivos deste trabalho	3
1.3 Conteúdo do trabalho	5
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
2.1 Estudos sobre o comportamento dinâmico de lavadoras	7
2.1.1 Sistemas de suspensão	8
2.1.2 O fenômeno do deslocamento ("walking")	9
2.1.3 Sistemas de balanceamento dinâmico	10
3 FUNDAMENTOS SOBRE DINÂMICA DE ROTAÇÃO	14
3.1 Introdução	14
3.2 Disco balanceado	15
3.3 Desbalanceamento estático.....	21
3.4 Desbalanceamento dinâmico.....	25
4 FUNDAMENTOS SOBRE ANÉIS DE BALANCEAMENTO APLICADOS À LAVADORAS DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL	31
4.1 Introdução	31
4.2 Princípios de funcionamento	32
4.2.1 O anel de balanceamento de Leblanc	37
4.3 Fatores de influência	42
4.4 Impacto do anel de balanceamento na dinâmica da lavadora.....	44
4.5 Diretrizes para o desenvolvimento/otimização de um anel de balanceamento	46
4.6 Considerações finais	49
5 ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL	52

5.1	Introdução.....	52
5.2	Estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical	53
5.2.1	Método analítico	55
5.2.2	Método experimental	63
5.2.3	Método de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos ...	67
5.2.3.1	Análise modal da lavadora	72
5.3	Considerações finais	76
6	ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA E PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (DOE)	78
6.1	Introdução.....	78
6.2	Uma breve descrição sobre o planejamento de experimentos (DOE)	79
6.3	Metodologia utilizada.....	82
6.4	Considerações finais	100
7	ESTUDO DO FENÔMENO DE DESLOCAMENTO (“WALKING”) EM LAVADORAS DE EIXO VERTICAL	104
7.1	Introdução.....	104
7.2	Estudo analítico	105
7.2.1	Sistemas rígidos	105
7.2.1.1	Modelo rígido sobre uma fundação rígida	105
7.2.1.2	Modelo rígido sobre uma fundação rígida inclinada.....	112
7.2.1.3	Modelo rígido sobre pés com flexibilidade vertical	117
7.2.2	Sistemas não rígidos	121
7.3	Estudo numérico.....	125
7.4	Considerações finais	130
8	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	132
8.1	Conclusões	132
8.2	Sugestões	134
	BIBLIOGRAFIA	135
	APÊNDICE A – FUNDAMENTOS SOBRE A ANÁLISE DE SINAIS	138

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

À primeira vista, há quem possa dizer que o desenvolvimento de uma lavadora de roupas não necessita da aplicação de conhecimento profundo de engenharia. Engana-se quem pensa assim. A crescente demanda por produtos mais eficientes, silenciosos, duradouros, tudo isto a um preço acessível ao consumidor, tem feito com que as empresas que atuam neste ramo invistam cada dia mais na área de desenvolvimento de produtos.

Empresas do mundo todo que atuam no desenvolvimento de lavadoras de roupas e especificamente no Brasil, a Multibrás S.A. Eletrodomésticos (proprietária das marcas Brastemp e Consul), utilizam hoje tecnologia de ponta para este desenvolvimento (softwares de CAD/CAE, análise experimental, etc.).

Apesar do crescente investimento das empresas na área de desenvolvimento de tecnologia para lavadoras de roupas, a quantidade de publicações sobre o assunto é muito pequena. No Brasil, não há registros de publicação de trabalhos relacionados ao tema. A razão disto se deve basicamente a dois fatores: confidencialidade das informações e, especificamente para o Brasil, a pouca idade que o desenvolvimento de tecnologia possui dentro do país (menos de 10 anos).

Atualmente, existe uma tendência mundial exigindo que as lavadoras possam centrifugar em velocidades cada vez maiores, possibilitando assim ciclos mais curtos e eventual economia no consumo de energia. Uma outra exigência do mercado é a necessidade de baixos níveis de ruído e vibração dos produtos durante o seu funcionamento. Para isto faz-se necessário a existência de sistemas de balanceamento e suspensão cada vez mais eficientes.

A figura 1.1 abaixo mostra esquematicamente uma lavadora de roupas de eixo vertical. Ela é chamada de eixo vertical pois o eixo de rotação do cesto está na posição vertical.

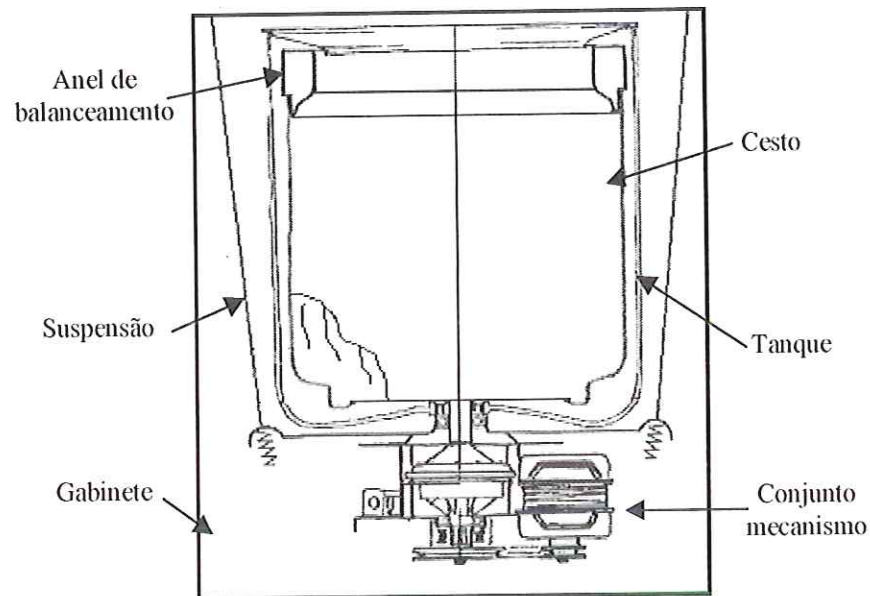


FIGURA 1.1 – Esquema de uma lavadora de roupas de eixo vertical.

A lavadora apresentada na figura 1.1 acima é composta basicamente dos seguintes componentes/conjuntos: Conjunto suspenso, que é composto pelo tanque (que tem a função de armazenar a água utilizada durante os processos de lavagem), pelo cesto (que tem a função de conter a roupa durante a lavagem e centrifugá-la para extração do excesso de água), pelo anel de balanceamento (que tem a função de balancear o cesto caso haja massa desbalanceada em seu interior), e pelo conjunto mecanismo (que tem a função de transmitir movimento para o cesto e/ou agitador); Gabinete (que tem

a função de proteger e isolar os componentes/conjuntos da lavadora e suportar o conjunto suspenso bem como os seus esforços; Conjunto suspensão (que tem as funções de conectar o conjunto suspenso ao gabinete e absorver e/ou amortecer o movimento do conjunto suspenso).

Uma lavadora automática de roupas realiza, basicamente, duas tarefas, o processo de agitação (para lavagem e enxágüe das roupas) e o processo de extração de água das roupas (também conhecido como centrifugação). Durante o processo de agitação a lavadora permanece praticamente estática. A centrifugação é o estágio que mais necessita do esforço de um engenheiro na obtenção de um comportamento dinâmico aceitável da lavadora (baixo nível de ruído e vibração).

Durante a centrifugação o cesto de uma lavadora de roupas, assim como as roupas contidas em seu interior, gira a velocidades que podem variar de 600 a 1200rpm. As forças centrífugas geradas pela massa desbalanceada (devido à distribuição das roupas dentro do cesto) são transmitidas para o gabinete através do sistema de suspensão, causando assim vibração e ruído do produto.

Desta forma, um sistema de suspensão deve ser projetado de forma tal a evitar que a lavadora “ande” e que também limite a mobilidade do conjunto interno, evitando assim choques do tanque com o gabinete. A obtenção de uma configuração que atenda aos requisitos listados acima, com um custo baixo, é o principal desafio de um engenheiro que trabalha com desenvolvimento de sistemas de suspensão e balanceamento para lavadoras de roupas.

1.2 Objetivos deste trabalho

O objetivo principal deste trabalho é o de realizar uma modelagem analítico experimental do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical através da utilização de técnicas de modelagem analítica e computacional e validação experimental. Assim poder-se-á obter subsídios

importantes para o projeto e otimização de sistemas de suspensão e balanceamento de tais máquinas.

Outro importante objetivo deste trabalho é o estudo do fenômeno que faz com a lavadora “ande” durante o processo de centrifugação. De agora em diante este fenômeno será referenciado como fenômeno de deslocamento e, conforme será demonstrado mais adiante, este fenômeno está intimamente ligado ao sistema de suspensão e balanceamento da lavadora. O fenômeno de deslocamento é uma das principais reclamações do consumidor relacionadas ao comportamento dinâmico da lavadora.

A fim de se obter um melhor entendimento dos conceitos utilizados no desenvolvimento de lavadoras, um capítulo sobre conceitos de anel de balanceamento aplicados à lavadoras de roupas de eixo vertical também será apresentado.

Objetivos específicos:

- Modelagem analítica;
- Modelagem através de prototipagem virtual;
- Validação experimental;
- Estudo analítico, numérico e experimental do fenômeno de deslocamento.

Finalmente, outro objetivo deste trabalho é servir como uma modesta contribuição para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de outros engenheiros que trabalham no centro de tecnologia de lavanderia (CTL) da Multibrás S.A. Eletrodomésticos em Rio Claro-SP.

Vale ressaltar que este é o primeiro trabalho referente à dinâmica de lavadoras a ser publicado no Brasil. Também, é um dos únicos no mundo, se não o único, a apresentar um estudo abrangente sobre o fenômeno de deslocamento em lavadoras de eixo vertical.

1.3 Conteúdo do trabalho

Além deste, o trabalho é composto pelos seguintes capítulos:

Capítulo 2 (REVISÃO BIBLIOGRÁFICA). Apresenta um breve histórico de trabalhos já desenvolvidos sobre o estudo do comportamento dinâmico de lavadoras.

Capítulo 3 (FUNDAMENTOS SOBRE DINÂMICA DE ROTAÇÃO). Apresenta um resumo sobre a teoria aplicada à dinâmica de rotação.

Capítulo 4 (FUNDAMENTOS SOBRE ANÉIS DE BALANCEAMENTO APLICADOS À LAVADORAS DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL). Apresenta alguns conceitos teóricos e práticos aplicados no desenvolvimento de anéis de balanceamento utilizados em lavadoras de roupas de eixo vertical.

Capítulo 5 (ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL). Apresenta a aplicação de três métodos para o estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação. Método analítico, método experimental e através de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS).

Encontra-se também neste capítulo as aplicações e limitações de cada método estudado/utilizado.

Capítulo 6 (ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA E PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (DOE)). Apresenta um estudo de otimização do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação através da utilização de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS). A técnica utilizada para obtenção das respostas ótimas

foi o planejamento de experimentos (ou do inglês DOE, "Design of Experiments").

Capítulo 7 (ESTUDO DO FENÔMENO DE DESLOCAMENTO ("WALKING") EM LAVADORAS DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL). Apresenta estudos teóricos de casos de deslocamento que podem ocorrer em lavadoras de roupas. Os estudos levam em conta a rigidez dos pés da lavadora e do sistema de suspensão bem como a inclinação do piso. Também são apresentados estudos realizados através de método numérico.

Capítulo 8 (CONCLUSÕES E SUGESTÕES). Apresenta as principais conclusões do trabalho juntamente com sugestões para futuros trabalhos, com base nos resultados obtidos.

Bibliografia. Apresenta as referências bibliográficas utilizadas durante a realização deste trabalho.

Apêndice A (FUNDAMENTOS SOBRE A ANÁLISE DE SINAIS). Apresenta alguns conceitos utilizados na análise experimental de sinais.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estudos sobre o comportamento dinâmico de lavadoras

Desde a invenção da primeira máquina de lavar roupas em 1766 por Schaefer (TÜRKAY et al., 1998), um contínuo desenvolvimento tecnológico na área de desenvolvimento de lavadoras tem ocorrido.

Hoje, existem dois tipos básicos de lavadoras (classificados de acordo com a direção do eixo de rotação do cesto): lavadoras de eixo horizontal e eixo vertical.

As lavadoras de eixo horizontal são mais utilizadas e comercializadas nos países Europeus e possuem a vantagem de utilizarem menos água, detergente e energia elétrica.

As lavadoras de eixo vertical são mais utilizadas e comercializadas na Ásia e América, incluindo o Brasil. Elas possuem a vantagem de serem mais fáceis para o abastecimento com roupa e possuírem maior capacidade.

Infelizmente a quantidade de trabalhos relativos a estudos sobre o comportamento dinâmico de lavadoras é bem pequeno. Da literatura disponível pode-se separar três áreas de interesse: Sistemas de suspensão; Fenômeno do deslocamento (“walking”); e Balanceamento dinâmico.

2.1.1 Sistemas de suspensão

A suspensão é o componente mais importante no projeto de uma lavadora, no que diz respeito a comportamento dinâmico. Basicamente, existem dois esquemas de suspensão que podem ser utilizados nas lavadoras, suspensão pendurada pelo topo (hung suspension) e a suspensão montada na base. A suspensão pendurada pelo topo consiste em pendurar o conjunto tanque, através da suspensão, no topo do gabinete. Já a suspensão montada na base possui molas e/ou amortecedores que conectam o conjunto tanque à base do gabinete.

Durante a centrifugação, o cesto de uma lavadora de roupas (bem como a roupa dentro do cesto) gira a velocidades que podem estar entre 600 a 1200rpm. As forças centrífugas geradas pela massa desbalanceada dentro do cesto (devido à distribuição das roupas) são transmitidas para o gabinete da lavadora através do sistema de suspensão. Assim sendo, a suspensão da lavadora deve ser desenvolvida de maneira a minimizar a amplitude de vibração do tanque, evitando deslizamento do gabinete e com baixo nível de ruído. Isto tudo aliado a maior capacidade de roupa e velocidade de centrifugação possíveis. A obtenção de uma configuração que atenda as necessidades descritas acima, com o menor custo possível, é hoje o maior desafio para um projetista de sistemas de suspensão para lavadoras.

BAGEPALLI (1987) desenvolveu um novo tipo de suspensão montada na base. Seu modelo consistia em um sistema de quatro graus de liberdade pivotado em uma superfície de atrito. Ele considerou duas superfícies: uma côncava e outra convexa. A superfície côncava impedia movimentos no plano horizontal causando maior incidência de deslizamento da lavadora.

CALEJERO (1988) considerou o amortecimento de Coulomb em seu modelo. Ele usou um sistema de três graus de liberdade para modelar uma lavadora de eixo horizontal e resolveu as equações de movimento utilizando seu próprio programa de computador.

SUMER (1992) desenvolveu uma aplicação para a análise dinâmica de uma lavadora. Ele determinou que é possível utilizar modelos dinâmicos para prever o comportamento de um dado projeto.

TÜRKAY et al. (1992) apresenta o estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo horizontal durante a etapa de centrifugação. Neste trabalho os autores construíram um modelo não linear e o compararam com medições experimentais.

TÜRKAY et al. (1993a) apresenta a modelagem e validação experimental de um novo tipo de suspensão para uma lavadora de roupas de eixo horizontal. O modelo em questão considerava tanto a condição de transiente como de regime permanente do processo de centrifugação.

TÜRKAY et al. (1993b) apresenta uma metodologia de otimização para determinação dos parâmetros ótimos da suspensão de uma lavadora de roupas de eixo horizontal. Neste trabalho, os autores utilizaram um método de otimização gráfico.

CONRAD (1994) apresenta as características fundamentais de sistemas de suspensões de lavadoras de eixo vertical e horizontal. Várias configurações de suspensões são apresentadas pelo autor. Os modelos de suspensões desenvolvidos apresentam uma boa correlação com o comportamento dinâmico das lavadoras estudadas.

TÜRKAY et al. (1998) descreve o modelamento detalhado e a análise de vibração de uma lavadora de roupas de eixo horizontal. Neste trabalho os autores construíram um modelo que leva em conta o transiente e regime permanente do processo de centrifugação.

BAE et al. (2002) apresenta a formulação analítica de uma anel de balanceamento hidrodinâmico. Também apresenta a formulação analítica do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical. Os autores validam o modelo matemático através de avaliações experimentais.

2.1.2 O fenômeno do deslocamento (“walking”)

O fenômeno do deslocamento (em inglês também conhecido como “walking”) é a movimentação excessiva da lavadora durante seu funcionamento, principalmente durante a centrifugação.

Hoje em dia o fenômeno do deslocamento precisa ser cuidadosamente analisado nos novos projetos de lavadoras. A busca de redução de custos nos

produtos através da redução de massa dos componentes e maciça utilização de peças plásticas, faz com que as lavadoras fiquem cada vez mais leves. Consequentemente, elas ficam mais susceptíveis ao deslocamento.

LEMON e BURTON (1972) discutiram o uso de um programa de simulação para analisar o fenômeno de deslocamento.

No passado as lavadoras eram fixadas ao piso através de parafusos para evitarem o deslocamento lateral que ocorria devido à forças de desbalanceamento excessivas (HARDER, 1981). Hoje porém, este tipo de método não é mais aceito pelo consumidor, a lavadora deve ser robusta aos desbalanceamentos e evitar o deslocamento lateral, dentro do possível.

SUMER (1992) considerou o fenômeno de deslocamento em um programa de simulação para avaliar diversas configurações de suspensão de lavadoras de roupas.

CONRAD (1994) apresenta a teoria envolvida no fenômeno do deslocamento em lavadoras de eixo horizontal. O autor desenvolve critérios que definem a velocidade máxima de centrifugação em função das características do sistema de suspensão.

CONRAD e SOEDEL (1995) discutem o problema de deslocamento lateral utilizando modelos simples sem sistema de suspensão.

2.1.3 Sistemas de balanceamento dinâmico

O balanceamento de sistemas rotativos tem sido estudado desde a sua invenção, e hoje o balanceamento destes sistemas é de suma importância.

As máquinas rotativas estão operando a velocidades cada vez maiores, e nas lavadoras de roupas não é diferente para se conseguir maior eficiência na extração de água. Na Europa, as lavadoras de roupas, que antes centrifugavam a velocidades em torno de 600rpm, centrifugam a velocidades em torno de 1600rpm. No futuro, estima-se que a velocidade de centrifugação chegue a 2000rpm. O uso de sistemas de balanceamento em lavadoras de roupas reduzem as forças devido ao desbalanceamento e consequentemente melhoram o comportamento dinâmico da máquina, reduzindo os níveis de ruído e vibração.

Os métodos de balanceamento podem ser divididos em dois grupos: controle passivo e controle ativo.

VAN KIRK (1971) desenvolveu um sistema de balanceamento que enchia com água câmaras posicionadas na periferia do cesto de uma lavadora, durante a etapa de centrifugação. Desta forma, ele adicionava pequenas quantidades de massa para balancear o sistema de forma ativa.

NAUNIN (1987) usou o próprio motor da lavadora para controlar o desbalanceamento. No seu trabalho, o torque do motor foi usado para atuar e reagir contra as forças devido ao desbalanceamento. Contudo, este tipo de sistema é muito dispendioso devido à necessidade de controle eletrônico.

Outros métodos para balanceamento de sistemas rotativos, mais baratos que os ativos, são os métodos passivos. O controle passivo mais simples que existe é a adição de massa, já que quanto mais pesado o sistema, menor será o efeito do desbalanceamento sobre ele. Porém, esta prática vai contra a tendência de redução de massa dos componentes para redução de custos.

Assim sendo, existe a necessidade da utilização de outros métodos passivos, por exemplo aqueles que utilizam suas massas “inteligentemente”, chamados de sistemas dinâmicos de balanceamento automático.

Os sistemas dinâmicos de balanceamento podem ser separados em dois grupos distintos: Os sistemas preenchidos com líquidos e os sistemas mecânicos.

Uma vantagem destes sistemas é que eles não necessitam de controle externo, a própria configuração interna é que diz quando o balanceamento irá ocorrer. O princípio físico no qual estes sistemas trabalham é que um rotor irá sempre ficar defasado em 180 graus da massa desbalanceada após passar pela primeira frequência natural. Assim, a maior desvantagem destes sistemas é adicionar massa desbalanceada enquanto estiver operando em velocidades abaixo da crítica. Desta forma, todo equipamento que for utilizar este tipo de sistema de balanceamento deve ter sua primeira frequência natural relativamente baixa a fim de permitir um balanceamento adequado.

Em 1916, Leblanc propôs um simples sistema dinâmico de balanceamento automático (THEARLE, 1950a). O sistema era composto por

um anel concêntrico parcialmente cheio com líquido. Conforme o anel era deslocado, o líquido era distribuído para uma posição oposta à massa desbalanceada. Porém, o anel de Leblanc consegue cancelar apenas parte da excentricidade gerada pela massa desbalanceada. Isto é devido à distribuição do líquido existente dentro do anel.

Já os sistemas mecânicos conseguem eliminar todo desbalanceamento, tornando-os bastantes úteis para aplicação em rotores com altas velocidades. Basicamente, existem três tipos de sistemas de balanceamento mecânicos: o de esferas, o de pêndulo e o anel de balanceamento. Estes sistemas possuem uma vantagem básica sobre o anel de Leblanc, eles conseguem balancear completamente um sistema rotativo.

THEARLE (1950a,b,c) escreveu uma série de três trabalhos relatando os princípios de funcionamento destes sistemas. No primeiro trabalho, THEARLE (1950a) descreve o princípio de funcionamento de sistemas dinâmicos de balanceamento, em especial o anel de Leblanc. No segundo trabalho da série, THEARLE (1950b) descreve o funcionamento de três sistemas mecânicos de balanceamento, o de esferas, o de pêndulo e o anel de balanceamento, e também os confronta com um sistema de balanceamento ideal. No terceiro e último trabalho da série, THEARLE (1950c) propõe um sistema de balanceamento que é 100% efetivo no balanceamento.

O sistema de balanceamento de esferas é sistema mecânico com maior aplicação em sistemas rotativos. Este sistema consiste de uma pista na qual rodam esferas. Isto reduz o atrito dentro do sistema de balanceamento. As esferas se posicionam de forma a balancearem o sistema, e conseqüentemente, são 100% efetivas até atinjam o ponto de saturação. Isto significa que uma massa mínima de esferas é necessário em função do raio da pista e do total de massa desbalanceada inicial.

ZUOXIN (1991) descreve sobre o conceito do anel de Leblanc aplicado a lavadoras de roupas, também chamado de anel hidrocompensador, e propõe uma solução para um problema de instabilidade de uma lavadora durante a centrifugação.

CONRAD (1994) apresenta uma revisão dos sistemas dinâmicos de balanceamento, dando ênfase na aplicação dos mesmos em lavadoras de

roupas. O autor discute os critérios para utilização dos sistemas dinâmicos de balanceamento bem como as suas limitações. Finalmente, um novo tipo de sistema dinâmico de balanceamento é apresentado, o sistema de balanceamento elástico.

CONRAD e SOEDEL (1998) discutem o procedimento genérico de controle de sistemas rotativos desbalanceados através da utilização de anéis de balanceamento.

O capítulo seguinte apresentará um resumo sobre a teoria aplicada à dinâmica de rotação. A idéia deste capítulo é servir como subsídio para o desenvolvimento do conceito de anéis de balanceamento aplicados à lavadoras de roupas. Vale lembrar que o cesto de uma lavadora, durante a centrifugação, apresenta comportamento similar ao de um rotor.

CAPÍTULO 3

FUNDAMENTOS SOBRE DINÂMICA DE ROTAÇÃO

3.1 Introdução

Este capítulo apresenta um resumo sobre a teoria aplicada à dinâmica de rotação. O desenvolvimento de um modelo analítico é apresentado nas seções seguintes.

A metodologia de modelagem será discutida em detalhes e as equações de movimento serão obtidas e resolvidas para a obtenção da solução do regime permanente de um rotor.

O rotor foi modelado como um disco balanceado montado sobre um eixo rígido. Molas e amortecedores foram adicionados para modelar a flexibilidade do eixo e dos mancais. O desbalanceamento do disco, a mais significativa fonte de distúrbios, foi modelado como massas pontuais, estrategicamente posicionadas no disco.

As equações de movimento do sistema completo foram obtidas através do método da energia de Lagrange, sendo que primeiramente foi resolvido o caso de um disco balanceado girando sobre suportes flexíveis. Posteriormente, foram solucionados os casos de massas desbalanceadas estáticas e dinâmicas adicionadas ao sistema.

3.2 Disco balanceado

O problema de um disco balanceado montado sobre suportes flexíveis, conforme figura 3.1, foi utilizado para a obtenção dos modos do rotor (translação e rotação) e do aumento de rigidez devido ao efeito giroscópico. O disco de massa M e raio R , está axialmente centrado em um eixo de comprimento $2d$. A flexibilidade do eixo e dos mancais são modeladas com quatro molas de rigidez $k/2$ localizadas a uma distância d_k do centro do rotor. Também foram modelados amortecedores com coeficiente de amortecimento $c/2$, posicionados em paralelo com as molas, a uma distancia d_c do centro do rotor.

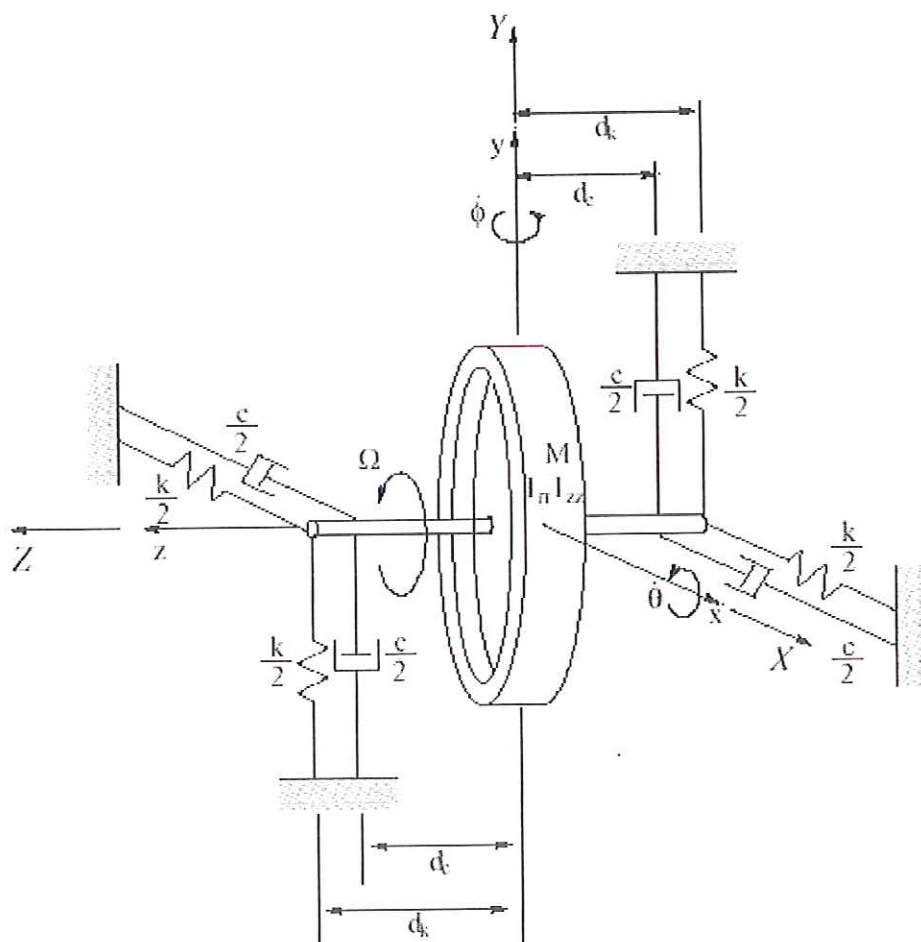
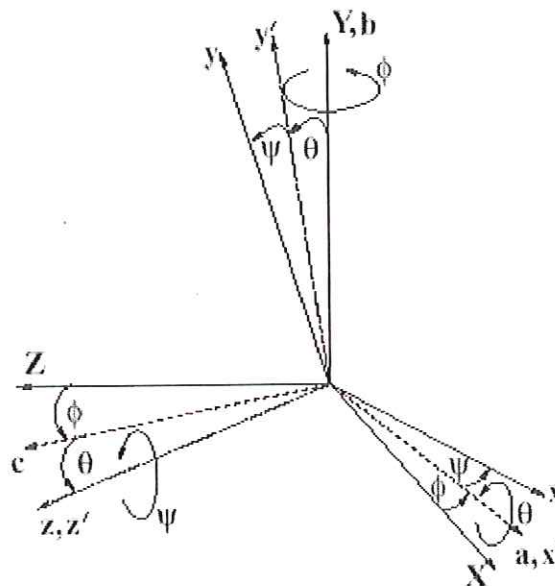


FIGURA 3.1 – Modelo de um disco balanceado montado sobre suportes flexíveis.

Para a definição das rotações de corpo rígido do rotor, bem como a relação entre os vários sistemas de coordenadas, foram utilizados os ângulos de Euler. O rotor é livre para girar em torno de três eixos diferentes, conforme mostrado na figura 3.2. O primeiro giro, ϕ , é em torno do eixo **Y** do sistema de coordenadas inercial fixo **XYZ** e define o sistema de coordenadas intermediário, **abc**. O próximo giro, θ , em torno do eixo **a**, define o sistema de coordenadas móvel, **x'y'z'**, o qual está rotacionado de ϕ e θ com relação ao sistema inercial fixo. O giro final, ψ , em torno de do eixo **z'**, representa a rotação do rotor e define o sistema de coordenadas final, **xyz**. Os sistemas de coordenadas e as transformações entre eles são apresentados na figura 3.2.



Sistema de Coordenadas	Descrição	Transformação		
		x	y	z
XYZ	Sistema inercial fixo	\hat{u}_X	\hat{u}_Y	\hat{u}_Z
abc	Sistema intermediário	$c\phi\hat{u}_X - s\phi\hat{u}_Z$	\hat{u}_Y	$s\phi\hat{u}_X + c\phi\hat{u}_Z$
x'y'z'	Sistema móvel	\hat{u}_a	$c\theta\hat{u}_b + s\theta\hat{u}_c$	$c\theta\hat{u}_c - s\theta\hat{u}_b$
xyz	Sistema final	$c\psi\hat{u}_{x'} + s\psi\hat{u}_{y'}$	$c\psi\hat{u}_{y'} - s\psi\hat{u}_{x'}$	$\hat{u}_{z'}$

\hat{u} = vetor unitário, $c = \cos$, $s = \text{sen}$

FIGURA 3.2 – Ângulos de Euler e transformação entre os sistemas de coordenadas.

Para a utilização do método da energia faz-se necessário que as expressões da energia cinética e potencial, e do trabalho externo sejam obtidas em termos das coordenadas generalizadas, q_i . Desta forma, a expressão da energia cinética é definida como:

$$T = \frac{1}{2} \omega^T I \omega + \frac{1}{2} M v^T v \quad (3.1)$$

onde I é o tensor de inércia e ω e v são as velocidades angular e de translação, respectivamente.

Conforme já mencionado anteriormente, o rotor possui três graus de liberdade, ϕ , θ e ψ . Contudo, assume-se que o rotor possua rotação em torno de seu eixo de rotação, \mathbf{z}' , com uma velocidade angular constante, $\dot{\psi} = \Omega$. Deste modo, existem apenas duas rotações generalizadas, ϕ e θ . A velocidade angular do rotor em função das rotações generalizadas e de sua velocidade angular constante Ω , é definida como:

$$\omega = \dot{\theta} \hat{u}_a + \dot{\phi} \hat{u}_y + \Omega \hat{u}_z \quad (3.2)$$

Na equação 3.2 pode-se notar que a mesma possui componentes de vários sistemas de coordenadas. Para a obtenção da energia cinética do sistema de forma apropriada, faz-se necessário a obtenção da velocidade angular do rotor em termos de apenas um sistema de coordenadas. Uma vez que o disco balanceado é axissimétrico, a energia cinética pode ser escrita no sistema de coordenadas móvel, $\mathbf{x}'\mathbf{y}'\mathbf{z}'$. Substituindo-se as transformações de coordenadas listadas na figura 3.2 na equação 3.2 obtém-se a expressão da velocidade angular do rotor na forma vetorial:

$$\omega_{x'y'z'} = \left\{ \begin{array}{c} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \cos \theta \\ \Omega - \dot{\phi} \sin \theta \end{array} \right\} \quad (3.3)$$

O tensor de inércia do disco no sistema de coordenadas móvel pode ser escrito em função dos principais momentos de inércia do rotor:

$$I_{x'y'z'} = \begin{bmatrix} I_{rr} & 0 & 0 \\ 0 & I_{rr} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

onde I_{rr} e I_{zz} são os momentos de inércia radial e polar, e para um disco uniforme:

$$I_{rr} = \frac{1}{2}MR^2 \quad I_{zz} = \frac{1}{4}MR^2 \quad (3.5)$$

O disco também possui dois graus de liberdade de translação, x e y , os quais descrevem o movimento do centro de massa do rotor nas direções X e Y conforme mostrado na figura 3.1. A velocidade de translação em termos das translações generalizadas é definida como:

$$v_{x'y'z'} = \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

Finalmente, a energia cinética do disco pode ser obtida substituindo-se as equações 3.3 a 3.6 na equação 3.1:

$$T_d = \frac{1}{2} \left[\left(\dot{\theta}^2 + \dot{\phi}^2 \cos^2 \theta \right) I_{rr} + \left(\Omega - \dot{\phi} \sin \theta \right)^2 I_{zz} + M \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right) \right] \quad (3.7)$$

A energia potencial do disco é armazenada nas molas e pode ser escrita como:

$$V = \frac{k}{4} \left[\left(x + d_k \sin \phi \right)^2 + \left(x - d_k \sin \phi \right)^2 + \left(y + d_k \sin \theta \right)^2 + \left(y - d_k \sin \theta \right)^2 \right] \quad (3.8)$$

Contudo, uma vez que o disco está centrado axialmente no eixo, a equação 3.8 se reduz a:

$$V = \frac{k}{2} \left[d_k^2 (\sin^2 \theta + \sin^2 \phi) + x^2 + y^2 \right] \quad (3.9)$$

O trabalho externo realizado sobre o rotor pelos amortecedores também precisa ser levado em consideração. Ele pode ser escrito em termos das coordenadas generalizadas e suas variações como:

$$\begin{aligned} \delta W = -\frac{c}{2} & \left[\left(\dot{y} + \dot{\theta} d_c \cos \theta \right) (\delta y + \delta \theta d_c \cos \theta) + \left(\dot{y} - \dot{\theta} d_c \cos \theta \right) (\delta y - \delta \theta d_c \cos \theta) \right. \\ & \left. + \left(\dot{x} + \dot{\phi} d_c \cos \phi \right) (\delta x + \delta \phi d_c \cos \phi) + \left(\dot{x} - \dot{\phi} d_c \cos \phi \right) (\delta x - \delta \phi d_c \cos \phi) \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$

Devido a simetria a equação 3.10 se reduz a:

$$\delta W = -c \left[\dot{y} \delta y + \dot{x} \delta x + d_c^2 \left(\dot{\theta} \cos^2 \theta \delta \theta + \dot{\phi} \cos^2 \phi \delta \phi \right) \right] \quad (3.11)$$

Desta forma, as equações de movimento podem ser determinadas através da equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j^{(nc)} \quad (3.12)$$

onde:

q_j são as coordenadas generalizadas;

$Q_j^{(nc)}$ são as forças não conservativas;

T é a energia cinética do sistema;

V é a energia potencial do sistema.

Aplicando as equações 3.7, 3.9 e 3.11 na equação 3.12, obtém-se as seguintes expressões, que originarão as equações de movimento do sistema:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial x} = -c \dot{x} \quad (3.13)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial y} = -c \dot{y} \quad (3.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{\partial V}{\partial \theta} = -cd_c^2 \dot{\theta} \cos^2 \theta \quad (3.15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} + \frac{\partial V}{\partial \phi} = -cd_c^2 \dot{\phi} \cos^2 \phi \quad (3.16)$$

As equações de movimento resultantes das equações 3.13 a 3.16 podem ser linearizadas assumindo-se pequenos deslocamentos em x , y , θ e ϕ . Para um melhor entendimento, os graus de liberdade de translação e rotação foram separados. Desta forma, as equações de movimento para as translações generalizadas são:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.17)$$

Para as rotações generalizadas tem-se:

$$\begin{bmatrix} I_{rr} & 0 \\ 0 & I_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_\theta & \Omega I_{zz} \\ -\Omega I_{zz} & c_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_\theta & 0 \\ 0 & k_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.18)$$

onde k_θ e c_θ são rigidez de torção e amortecimento de torção respectivamente:

$$k_\theta = kd_k^2 \quad c_\theta = cd_c^2 \quad (3.19)$$

As freqüências naturais do sistema podem ser obtidas através da solução das equações de movimento homogêneas. A freqüência natural do modo de translação radial, $\omega_T = \sqrt{k/M}$, é obtido assumindo-se $\mathbf{c}=\mathbf{0}$ e obtendo-se os auto valores da equação 3.17.

As freqüências dos modos de rotação podem ser obtidos supondo-se que as soluções da equação 3.18 são da forma, $\theta = Ae^{i\omega t}$ e $\phi = Be^{i\omega t}$. Substituindo na equação 3.18, assumindo-se $\mathbf{c}=\mathbf{0}$ e obtendo a solução para ω , obtém-se duas freqüências naturais de rotação:

$$\omega_{1,2} = \pm \frac{\Omega I_{zz}}{2I_{rr}} + \sqrt{\left(\frac{\Omega I_{zz}}{2I_{rr}}\right)^2 + \frac{kd_k^2}{I_{rr}}} \quad (3.20)$$

Da equação 3.20, pode-se notar que as freqüências naturais de rotação são dependentes da velocidade angular Ω . A precessão giroscópica do disco e a flexibilidade do apoio geram um modo de rotação o qual se divide em duas freqüências, conforme equação 3.20. Quando a precessão é oposta à rotação do rotor, o modo irá diminuir sua rigidez conforme aumenta a velocidade angular (ω_1). Esta parte do modo de rotação é chamada de contra rotação ou modo de giro negativo. Por outro lado, se a precessão estiver na mesma direção da rotação do rotor, o modo irá aumentar sua rigidez conforme aumenta a velocidade angular (ω_2), gerando a co-rotação ou modo de giro positivo.

3.3 Desbalanceamento estático

Com o disco balanceado montado sobre um eixo flexível, vide figura 3.1, foi possível obter-se os modos de translação e rotação do rotor. Para modelar os distúrbios gerados por forças radiais aplicadas ao disco em rotação deve-se adicionar ao mesmo o desbalanceamento estático. O desbalanceamento estático é gerado pelo deslocamento do centro de massa do rotor com relação ao eixo de rotação. Este desbalanceamento pode ser

facilmente modelado como uma massa, m_s , posicionada no raio, r_s , do disco, conforme a figura 3.3.

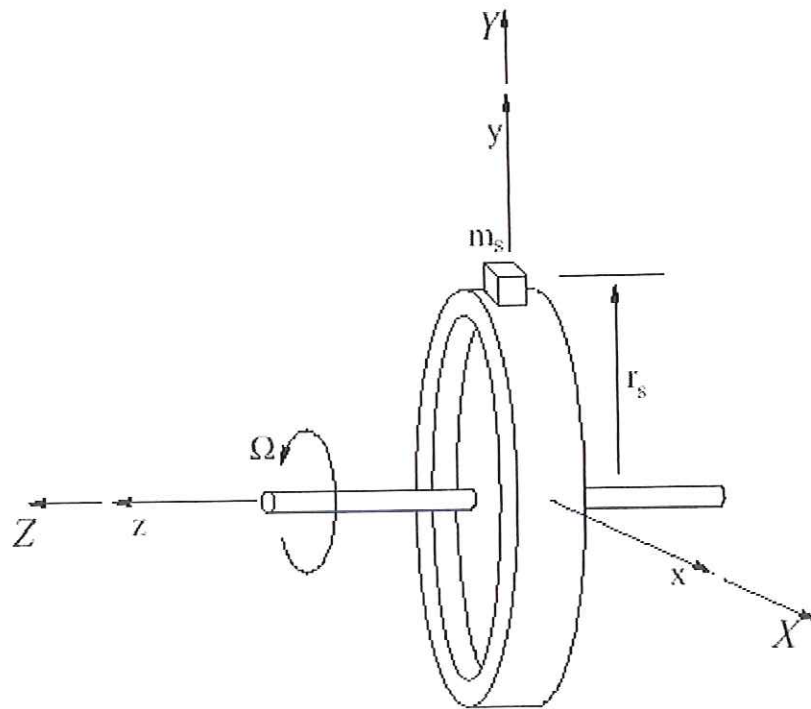


FIGURA 3.3 – Modelo de um rotor com desbalanceamento estático.

Assumindo-se que a massa, m_s , é uma massa pontual, sua energia cinética, T_{m_s} , pode ser definida apenas em função da sua velocidade de translação, v_{m_s} , em relação ao sistema de coordenadas fixo. Uma expressão para v_{m_s} pode ser obtida através da obtenção da posição da massa desbalanceada no sistema de coordenadas inercial fixo **XYZ**. A massa está localizada no eixo **y** do sistema de coordenadas final conforme mostrado na figura 3.3, e a sua posição neste sistema de coordenadas pode ser escrita como:

$$u_{m_s} = \{0 \quad r_s \quad 0\}^T \quad (3.21)$$

A matriz que transforma um ponto do sistema de coordenadas final para o sistema inercial fixo é obtida através da utilização dos ângulos de Euler já mostrados na figura 3.2.

$$\Phi = \begin{bmatrix} s\phi s\theta s(\Omega t) + c\phi c(\Omega t) & s\phi s\theta c(\Omega t) - c\phi s(\Omega t) & c\theta s\phi \\ c\theta s(\Omega t) & c\theta c(\Omega t) & -s\theta \\ -s\phi c(\Omega t) + s\theta c\phi s(\Omega t) & s\phi s(\Omega t) + s\theta c\phi c(\Omega t) & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

onde $c=\cos$ e $s=\text{sen}$.

O centro do rotor também é livre para transladar nas direções X e Y, conforme descrito pelo vetor Δ :

$$\Delta = \{x \quad y \quad 0\}^T \quad (3.23)$$

Uma vez que a massa desbalanceada está fixada no disco, ela também está submetida a estas translações, e sua posição no sistema de coordenadas inercial fixo, U_{ms} , pode ser descrito como:

$$U_{ms} = \Phi u_{ms} + \Delta \quad (3.24)$$

Substituindo-se as equações 3.21, 3.22 e 3.23 na equação 3.24, obtém-se a expressão para U_{ms} em termos das coordenadas generalizadas:

$$U_{ms} = \left\{ \begin{array}{l} r_s (\text{sen } \phi \text{ sen } \theta \cos(\Omega t) - \cos \phi \text{ sen}(\Omega t)) + x \\ r_s \cos \theta \cos(\Omega t) + y \\ r_s (\text{sen } \phi \text{ sen}(\Omega t) + \text{sen } \theta \cos \phi \cos(\Omega t)) \end{array} \right\} \quad (3.25)$$

A velocidade da massa desbalanceada no sistema inercial fixo, v_{ms} , pode ser obtida através da diferenciação de U_{ms} . Substituindo-se o vetor resultante na equação 3.1 obtém-se a expressão para a energia cinética da massa desbalanceada:

$$\begin{aligned}
T_{ms} = & \frac{m_s}{2} \{ \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + r_s^2 [\dot{\phi}^2 (1 - \cos^2 \theta \cos^2(\Omega t)) + \dot{\theta}^2 \cos^2(\Omega t) + \Omega^2] \\
& - 2r_s \dot{y} (\dot{\theta} \sin \theta \cos(\Omega t) + \Omega \cos \theta \sin(\Omega t)) + 2r_s^2 \dot{\phi} (-\Omega \sin \theta + \dot{\theta} \cos \theta \cos(\Omega t) \sin(\Omega t)) \\
& + 2r_s \dot{x} [\dot{\theta} \sin \phi \cos \theta \cos(\Omega t) - \Omega (\cos \phi \cos(-\Omega t) + \sin \phi \sin \theta \sin(\Omega t)) \\
& + \dot{\phi} (\cos \phi \sin \theta \cos(\Omega t) + \sin \phi \sin(\Omega t))] \}
\end{aligned} \tag{3.26}$$

Combinando-se a energia cinética da massa desbalanceada com a energia cinética do disco, equação 3.7, obtém-se a energia cinética do sistema completo.

$$\begin{aligned}
T = & \frac{1}{2} \{ (M + m_s)(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \dot{\theta}^2 (r_s^2 \cos^2(\Omega t) + I_{rr}) + \dot{\phi}^2 (r_s^2 (1 - \cos^2(\Omega t) \cos^2 \theta) \\
& + I_{zz} \sin^2 \theta) + (r_s^2 + I_{zz}) \Omega^2 - 2r_s \dot{y} (\dot{\theta} \sin \theta \cos(\Omega t) + \Omega \cos \theta \sin(\Omega t)) \\
& + 2r_s \dot{x} (\dot{\theta} \sin \phi \cos \theta \cos(\Omega t) - \Omega (\cos \phi \cos(\Omega t) + \sin \phi \sin \theta \sin(\Omega t)) \\
& + \dot{\phi} (\cos \phi \sin \theta \cos(\Omega t) + \sin \phi \sin(\Omega t))) + 2\dot{\phi} (r_s^2 (\dot{\theta} \cos \theta \cos(\Omega t) \sin(\Omega t) \\
& - \Omega \sin \theta) - I_{zz} \Omega \sin \theta) \}
\end{aligned} \tag{3.27}$$

Substituindo-se as equações 3.9 e 3.27 nas equações 3.13 a 3.16 obtém-se as equações de movimento do sistema que podem ser linearizadas assumindo-se pequenos deslocamentos em x , y , θ e ϕ . Para um melhor entendimento, os graus de liberdade de translação e rotação foram separados. Desta forma, as equações de movimento para as translações generalizadas são:

$$\begin{bmatrix} \tilde{M} & 0 \\ 0 & \tilde{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = u_s \Omega^2 \begin{Bmatrix} -\sin(\Omega t) \\ \cos(\Omega t) \end{Bmatrix} \tag{3.28}$$

onde $\tilde{M} = M + m_s$ e o desbalanceamento estático é definido como:

$$u_s = m_s r_s \tag{3.29}$$

A adição do desbalanceamento estático ao modelo resulta em um termo de excitação nas equações de movimento de translação, o qual é proporcional à velocidade do disco ao quadrado, Ω^2 .

Por outro lado, a adição do desbalanceamento estático ao modelo não afeta as rotações generalizadas, uma vez que a inércia do rotor não é significativamente modificada e o eixo principal de inércia permanece alinhado ao eixo de giro do disco.

3.4 Desbalanceamento dinâmico

Para completar o estudo do modelo analítico, faz-se necessária a adição do desbalanceamento dinâmico ao disco para a obtenção dos distúrbios gerados pelo torque radial. O desbalanceamento dinâmico é causado pelo desalinhamento angular do eixo principal de inércia e do eixo de giro do disco. Ele pode ser modelado como duas massas iguais, m_d , posicionadas a 180° uma da outra em um raio r_d e a uma distância axial, h , do centro do disco, conforme mostrado na figura 3.4 abaixo.

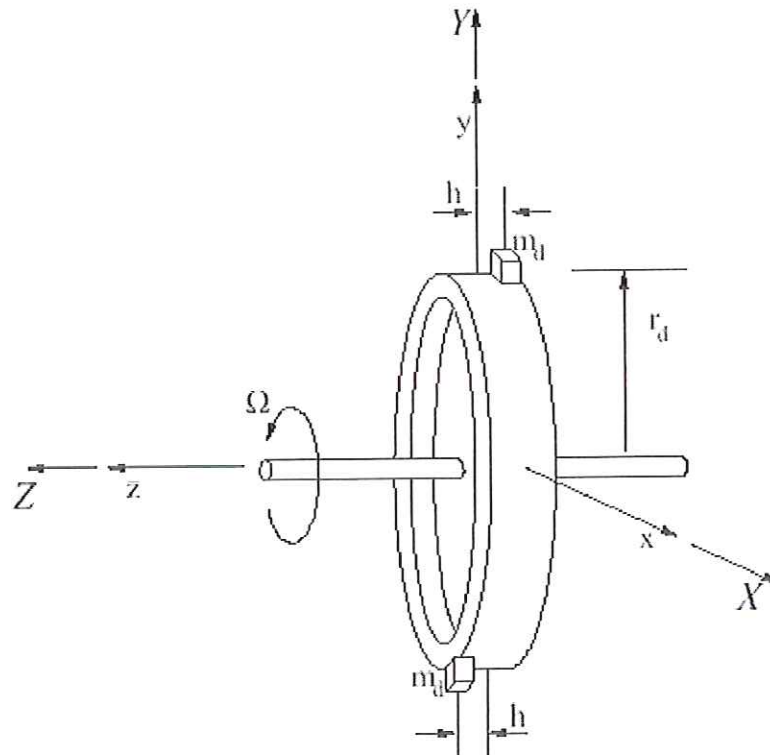


FIGURA 3.4 – Modelo de um rotor com desbalanceamento dinâmico.

O desbalanceamento dinâmico pode ser incorporado ao modelo através da mesma metodologia utilizada no caso do desbalanceamento estático.

As massas que geram o desbalanceamento dinâmico são massas pontuais e as suas energias cinéticas podem ser descritas em função de suas velocidades de translação, v_{md1} e v_{md2} . As expressões das velocidades podem ser obtidas a partir da posição das duas massas no sistema XYZ. Conforme mostrado na figura 3.4 as posições das massas são dadas por:

$$u_{md1} = \{0 \quad r_d \quad -h\}^T \quad (3.30)$$

$$u_{md2} = \{0 \quad -r_d \quad h\}^T \quad (3.31)$$

A matriz de transformação Φ (equação 3.22) e o vetor Δ (equação 3.23) são usados para determinar-se as posições das massas desbalanceadas no sistema de coordenadas inercial fixo:

$$U_{md1} = \Phi u_{md1} + \Delta \quad (3.32)$$

$$U_{md2} = \Phi u_{md2} + \Delta \quad (3.33)$$

Substituindo-se as equações 3.30 e 3.31 e 3.23 nas equações 3.32 e 3.33 obtém-se as expressões de U_{md1} e U_{md2} em termos das coordenadas generalizadas:

$$U_{md1} = \begin{Bmatrix} r_d (\sin \phi \sin \theta \cos(\Omega t) - \cos \phi \sin(\Omega t)) - h \cos \theta \sin \phi + x \\ r_d \cos \theta \cos(\Omega t) + h \sin \theta + y \\ r_d (\sin \phi \sin(\Omega t) + \sin \theta \cos \phi \cos(\Omega t)) - h \cos \phi \cos \theta \end{Bmatrix} \quad (3.34)$$

$$U_{md2} = \begin{Bmatrix} -r_d (\sin \phi \sin \theta \cos(\Omega t) - \cos \phi \sin(\Omega t)) + h \cos \theta \sin \phi + x \\ -r_d \cos \theta \cos(\Omega t) - h \sin \theta + y \\ -r_d (\sin \phi \sin(\Omega t) + \sin \theta \cos \phi \cos(\Omega t)) + h \cos \phi \cos \theta \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

As velocidades das massas desbalanceadas no sistema inercial fixo, v_{md1} e v_{md2} são obtidas através da diferenciação das equações 3.34 e 3.35. Desta forma, a energia cinética adicionada ao sistema pelo desbalanceamento dinâmico é dada por:

$$T_{md} = \frac{1}{2} m_d v_{md1}^T v_{md1} + \frac{1}{2} m_d v_{md2}^T v_{md2} \quad (3.36)$$

Substituindo-se os resultados da diferenciação das equações 3.34 e 3.35 na equação 3.36 tem-se a expressão da energia cinética adicionada ao sistema pelo desbalanceamento dinâmico:

$$\begin{aligned} T_{md} = m_d \{ & \dot{\phi}^2 [h^2 \cos^2 \theta + r_d^2 (1 - \cos^2 \theta \cos^2(\Omega t)) - r_d h \sin(2\theta) \cos(\Omega t)] \\ & + \dot{\theta}^2 (r_d^2 \cos^2(\Omega t) + h^2) - 2r_d \dot{\theta} \sin(\Omega t) [h\Omega - \dot{\phi} (r_d \cos \theta \cos(\Omega t) + h \sin \theta)] \\ & - 2r_d \dot{\phi} \Omega (r_d \sin \theta - h \cos \theta \cos(\Omega t)) + \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + r_d^2 \Omega^2 \} \end{aligned} \quad (3.37)$$

A modelagem do desbalanceamento dinâmico completa o modelo analítico, vide figura 3.5.

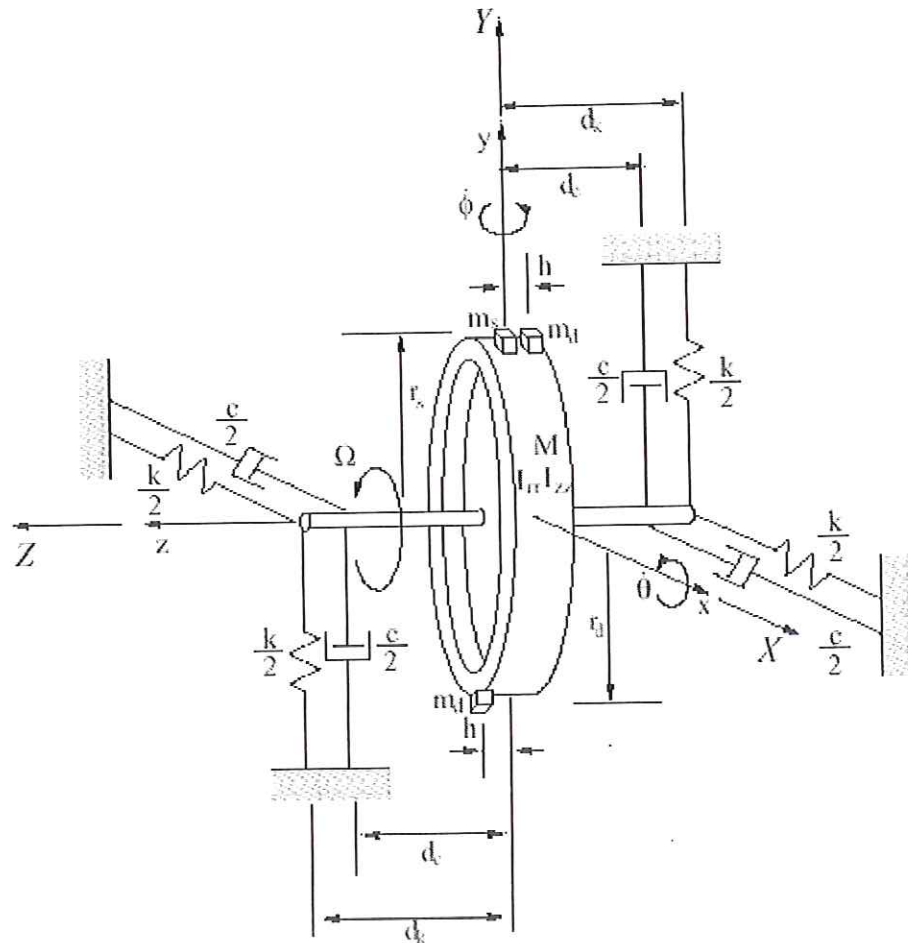


FIGURA 3.5 – Modelo analítico completo de um rotor.

A energia cinética devido ao desbalanceamento dinâmico, T_{md} , combinada com a energia cinética do disco balanceado, T_d , e com a energia cinética do disco com desbalanceamento estático, T_{ms} , fornece a energia cinética total do sistema:

$$T_t = T_d + T_{ms} + T_{md} \quad (3.38)$$

Substituindo-se as equações 3.9 e o resultado da equação 3.38 nas equações 3.13 a 3.16 obtém-se as equações de movimento do sistema completo que podem ser linearizadas assumindo-se pequenos deslocamentos em x , y , θ e ϕ . Para um melhor entendimento, os graus de liberdade de translação e rotação foram desacoplados. Desta forma, as equações de movimento para as translações generalizadas são:

$$\begin{bmatrix} M_t & 0 \\ 0 & M_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = u_s \Omega^2 \begin{Bmatrix} -\text{sen}(\Omega t) \\ \text{cos}(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad (3.39)$$

Onde $M_t = M + m_s + 2m_d$.

Para as rotações generalizadas tem-se:

$$\begin{bmatrix} I_\theta & \frac{1}{2} \tilde{I} s(2\Omega t) \\ \frac{1}{2} \tilde{I} s(2\Omega t) & I_\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} \frac{c_\theta}{\Omega} - \tilde{I} s(2\Omega t) & I_{zz} + 2\tilde{I} c^2(\Omega t) \\ -I_{zz} - 2\tilde{I} s^2(\Omega t) & \frac{c_\theta}{\Omega} + \tilde{I} s(2\Omega t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_\theta & 0 \\ 0 & k_\theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = u_d \Omega^2 \begin{Bmatrix} c(\Omega t) \\ s(\Omega t) \end{Bmatrix} \quad (3.40)$$

onde $c = \cos$ e $s = \text{sen}$ e os termos de inércia são:

$$I_\theta = I_{rr} + 2m_d h^2 + \tilde{I} \cos^2(\Omega t) \quad (3.41)$$

$$I_\phi = I_{rr} + 2m_d h^2 + \tilde{I} \text{sen}^2(\Omega t) \quad (3.42)$$

$$\tilde{I} = 2m_d r_d^2 + m_s r_s^2 \quad (3.43)$$

O desbalanceamento dinâmico é definido como:

$$u_d = 2m_d r_d h \quad (3.44)$$

As equações 3.39 e 3.40 descrevem completamente o movimento do modelo analítico completo. Nota-se que o termo de excitação do lado direito das equações 3.39 e 3.40 são funções harmônicas com frequência igual à velocidade de rotação do rotor. As translações e rotações resultantes destas funções geram o movimento harmônico do rotor em função das forças radiais e torque.

O capítulo seguinte apresentará alguns conceitos teóricos e práticos aplicados no desenvolvimento de anéis de balanceamento utilizados em lavadoras de roupas de eixo vertical.

CAPÍTULO 4

FUNDAMENTOS SOBRE ANÉIS DE BALANCEAMENTO APLICADOS À LAVADORAS DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL

4.1 Introdução

Nos dias de hoje existe uma tendência mundial para lavadoras exigindo que as mesmas possam centrifugar em velocidades cada vez maiores, possibilitando assim ciclos mais curtos e eventual economia no consumo de energia. Uma outra exigência do mercado é a necessidade de baixos níveis de ruído e vibração dos produtos durante o seu funcionamento. Para isto faz-se necessário a existência de mecanismos de balanceamento cada vez mais eficientes.

No caso de lavadoras de roupa, o mecanismo mais utilizado hoje em dia para balancear o cesto é o anel de balanceamento cheio com algum líquido, também conhecido como anel de Leblanc. O papel deste anel é minimizar possíveis desbalanceamentos causados pela distribuição não uniforme e aleatória da roupa dentro do cesto. Uma vez que a distribuição e a quantidade de roupa desbalanceada podem variar, o anel de balanceamento deve ser sensível a estas variações e atuar sem a necessidade de comando externo.

Sendo o funcionamento do anel bastante complexo, devido às interações fluido-estrutura, variação nas condições de desbalanceamento e características dinâmicas da lavadora, o conhecimento hoje disponível para o desenvolvimento deste componente é restrito e escasso. Assim sendo, o empirismo torna-se a principal ferramenta de desenvolvimento.

Uma vantagem destes sistemas é que eles não necessitam de controle externo, a própria configuração interna é que diz quando o balanceamento irá ocorrer. O princípio físico no qual estes sistemas trabalham é que um rotor irá sempre ficar defasado em 180 graus da massa desbalanceada após passar pela primeira frequência natural (no caso de amortecimento igual a zero). Assim, a maior desvantagem destes sistemas é adicionar massa desbalanceada enquanto estiver operando em velocidades abaixo da crítica. Desta forma, todo equipamento que for utilizar este tipo de sistema de balanceamento deve ter sua primeira frequência natural relativamente baixa a fim de permitir um balanceamento adequado.

4.2 Princípios de funcionamento

Um bom entendimento sobre dinâmica de rotores é essencial para o entendimento do funcionamento dos anéis de balanceamento.

Felizmente, uma lavadora de roupas tem comportamento similar ao de um rotor. Desta forma, o cesto de uma lavadora irá apresentar o seguinte comportamento:

- operando em velocidades abaixo da primeira frequência natural o cesto irá deslocar-se para o lado da massa desbalanceada;
- operando em velocidades acima da primeira frequência natural o cesto irá deslocar-se para o lado oposto ao da massa desbalanceada.

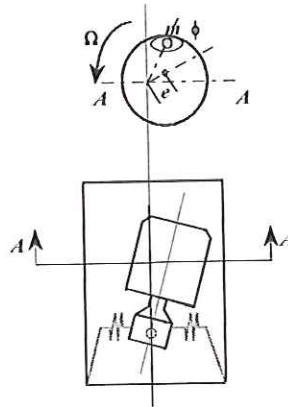


FIGURA 4.1 – Esquema do cesto desbalanceado operando em velocidades acima da primeira frequência natural.

Considerando-se o sistema apresentado na figura 4.1, onde a excentricidade, e , é o deslocamento radial do cesto da lavadora, m é a massa de roupa desbalanceada e a é a distância entre o centro do cesto e a massa desbalanceada. Similar ao caso de um rotor rígido, este sistema possui três forças atuando sobre ele em seu equilíbrio: a força centrífuga da massa desbalanceada, a força restauradora do sistema de suspensão e a força devido ao amortecimento do sistema. Para o caso em questão, assume-se que o amortecimento é viscoso e que as forças de amortecimento e restauradora possuem uma componente equivalente no plano de desbalanceamento. A força restauradora atua para restaurar o sistema radialmente na direção da excentricidade. A figura 4.2 abaixo, mostra o diagrama da interação das forças atuantes no sistema.

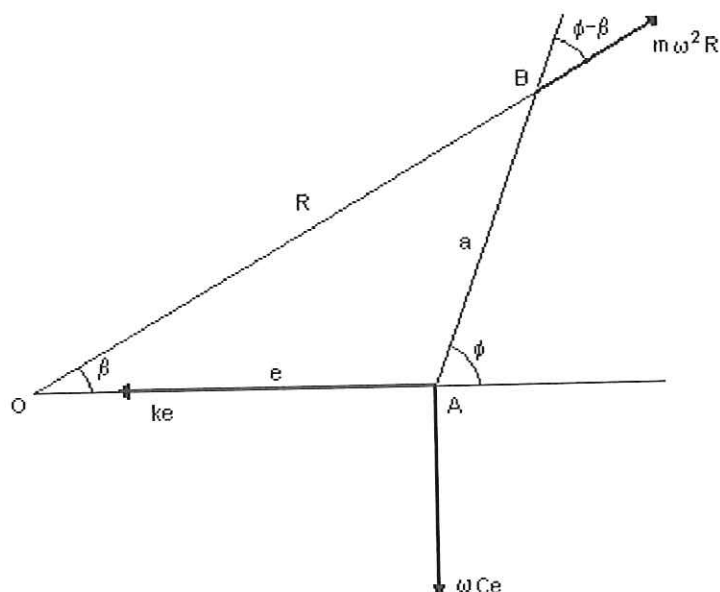


FIGURA 4.2 – Diagrama de forças atuantes no sistema – posição de equilíbrio.

Somando-se as forças ao longo da linha AB do diagrama da figura 4.2, obtém-se o seguinte:

$$ke \cos(\phi) + \omega Ce \sin(\phi) = m\omega^2 R \cos(\phi - \beta) \quad (4.1)$$

$$ke \sin(\phi) - \omega Ce \cos(\phi) = m\omega^2 R \sin(\phi - \beta) \quad (4.2)$$

Multiplicando-se as equações 4.1 e 4.2 por $\cos(\phi)$ e $\sin(\phi)$, respectivamente, e posteriormente somando as duas, obtém-se o seguinte:

$$ke = m\omega^2 R \cos(\beta) \quad (4.3)$$

Multiplicando-se as equações 4.1 e 4.2 por $\sin(\phi)$ e $\cos(\phi)$, respectivamente, e posteriormente subtraindo uma da outra, obtém-se o seguinte:

$$\omega Ce = m\omega^2 R \sin(\beta) \quad (4.4)$$

Da figura 4.2 também pode-se obter o seguinte:

$$\omega Ce = m\omega^2 a \sin(\phi) \quad (4.5)$$

$$\tan \phi = \frac{R \operatorname{sen}(\beta)}{R \cos(\beta) - e} \quad (4.6)$$

Substituindo-se as equações 4.3 e 4.4 na equação 4.6, obtém-se a relação para o ângulo de fase ϕ entre a massa desbalanceada e a excentricidade do sistema.

$$\tan \phi = \frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \quad (4.7)$$

onde $\frac{C}{m} = 2\zeta\omega_n$ and $\frac{k}{m} = \omega_n^2$.

Da equação 4.7 pode-se obter que:

$$\operatorname{sen} \phi = \frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right) \right)^2}} \quad (4.8)$$

Substituindo-se a equação 4.8 na equação 4.5, obtém-se expressão para a excentricidade do sistema como sendo:

$$e = \frac{a \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right) \right)^2}} \quad (4.9)$$

Com isso pode-se afirmar que as características físicas da lavadora irão ditar o comportamento do anel de balanceamento. Sabendo-se que o

líquido do anel irá escoar para o mesmo lado que o cesto tombar, tem-se os seguintes efeitos:

- operando em velocidades abaixo da primeira frequência natural o líquido de dentro do anel irá deslocar-se para o mesmo lado da massa desbalanceada, agravando o problema de desbalanceamento;
- operando em velocidades acima da primeira frequência natural o líquido de dentro do anel irá deslocar-se para o lado contrário ao da massa desbalanceada, minimizando a excentricidade (deslocamento radial do eixo do cesto, chamado de e na figura acima).

A figura 4.3 abaixo mostra graficamente o comportamento descrito acima. Já a figura 4.4, mostra um exemplo da distribuição da água dentro do anel de balanceamento.

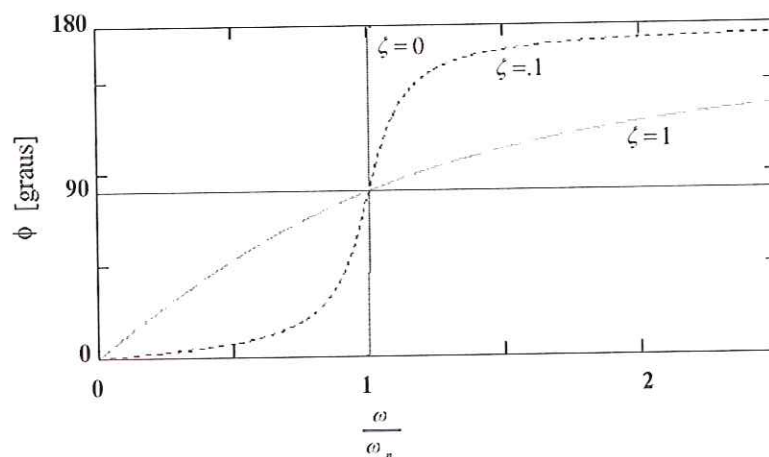


FIGURA 4.3 - Posição do líquido de dentro do anel relativo à massa desbalanceada em função da frequência natural.

Desta forma, para que o anel de balanceamento seja efetivo em uma larga faixa de velocidades, a primeira frequência natural da lavadora deve ser tão baixa quanto possível. Isto implica na utilização de uma suspensão bastante macia para a lavadora.

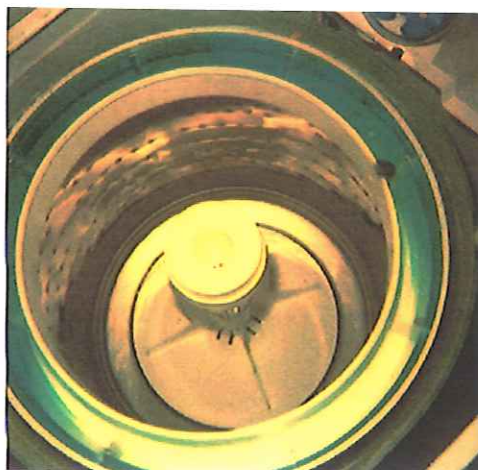


FIGURA 4.4 – Exemplo da distribuição do líquido dentro de um anel de balanceamento com a lavadora centrifugando em velocidade de regime permanente.

4.2.1 O anel de balanceamento de Leblanc

O anel de Leblanc consiste em um anel anular preenchido com líquido e concêntrico com o cesto da lavadora.

A figura 4.5 abaixo mostra um esquema de um anel de Leblanc aplicado em uma lavadora de roupas de eixo vertical. O sistema é mostrado em uma condição de deslocamento onde $\omega > \omega_n$.

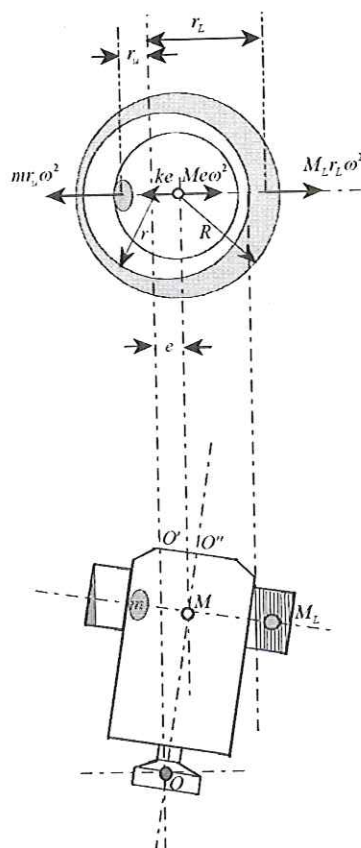


FIGURA 4.5 – Exemplo de um anel de Leblanc montado em uma lavadora de eixo vertical.

Somando-se as forças no plano de balanceamento da figura 4.5 acima, obtém-se a seguinte expressão para a condição de equilíbrio:

$$mr_u \omega^2 + ke = Me\omega^2 + M_L r_L \omega^2 \quad (4.10)$$

A massa do fluido dentro do anel é dada por:

$$M_L = \rho_L h \pi (R^2 - r^2) \quad (4.11)$$

O centro de massa do líquido está localizado no raio r_L , que pode ser obtido através da somatória dos momentos das massas em torno do eixo OO' . O anel de líquido pode ser obtido como a resultante de dois discos sólidos de líquido. Um disco com a densidade do líquido e outro disco sem densidade. A combinação dos destes dois discos gera o anel de líquido resultante. Desta forma, a equação resultante dos momento é dada por:

$$r_L M_L = \rho_L h \pi R^2 e \quad (4.12)$$

Substituindo-se a equação 4.11 na equação 4.12 obtém-se o raio de localização do centro de massa do líquido de balanceamento.

$$r_L = \frac{eR^2}{R^2 - r^2} \quad (4.13)$$

Substituindo-se a equação 4.13 na equação 4.10, obtém-se a expressão para a excentricidade do sistema como sendo:

$$e = \frac{mr_u \omega^2}{(M + \rho_L h \pi R^2) \omega^2 - k} \quad (4.14)$$

Para o caso da não utilização de um anel de balanceamento, o sistema apresentará uma excentricidade, e_0 , dada por:

$$e_0 = \frac{mr_u \omega^2}{M \omega^2 - k} \quad (4.15)$$

A relação entre as excentricidades pode ser escrita como:

$$\frac{e}{e_0} = \frac{M \omega^2 - k}{(M + \rho_L h \pi R^2) \omega^2 - k} \quad (4.16)$$

ou

$$\frac{e}{e_0} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1}{\left(1 + \frac{\rho_L h \pi R^2}{M}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1} \quad (4.17)$$

$$\text{onde } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Considerando-se que as lavadoras atuais trabalham com velocidades de centrifugação bem acima da primeira frequência natural, a equação 4.17 pode ser aproximada como:

$$\frac{e}{e_0} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\rho_L h \pi R^2}{M}\right)} \quad (4.18)$$

A equação 4.18 mostra a pequena falha existente no anel de Leblanc, para qualquer sistema real, a excentricidade nunca poderá ser eliminada completamente.

A força de restauração de do anel de Leblanc mostrado na figura 4.5 pode ser obtida pela seguintes expressões:

$$F_R = M_L r_L \omega^2 \quad (4.19)$$

ou

$$F_R = \rho_L h \pi R^2 \omega^2 e \quad (4.20)$$

Da equação 4.20, pode-se concluir que a massa equivalente do anel de balanceamento é um disco cheio e não o anel anular apresentado anteriormente. Também conclui-se que a força restauradora é linearmente proporcional à excentricidade. Desta forma, conclui-se que possa existir uma quantidade ótima de líquido dentro do anel e uma excentricidade máxima para o sistema de balanceamento.

O volume ótimo de líquido dentro do anel de balanceamento pode ser determinado graficamente. Na figura 4.6 abaixo em (A) o anel está completamente cheio, e assim o líquido não pode se deslocar e desta forma não consegue balancear o sistema. Em (B) o anel está muito cheio, permitindo assim que uma certa quantidade de líquido fique oposta à massa de balanceamento diminuindo a capacidade de balanceamento do anel. Em (C) o anel está com um volume ótimo, permitindo que o líquido se distribua e

balanceie o sistema de maneira eficaz. Na figura (D) também é mostrado o volume ótimo de líquido e a expressão que dá esse volume é a seguinte:

$$V_{\text{opt}} = \pi h \left((R_o)^2 - \left(\frac{R_o + R_i}{2} \right)^2 \right) \quad (4.21)$$

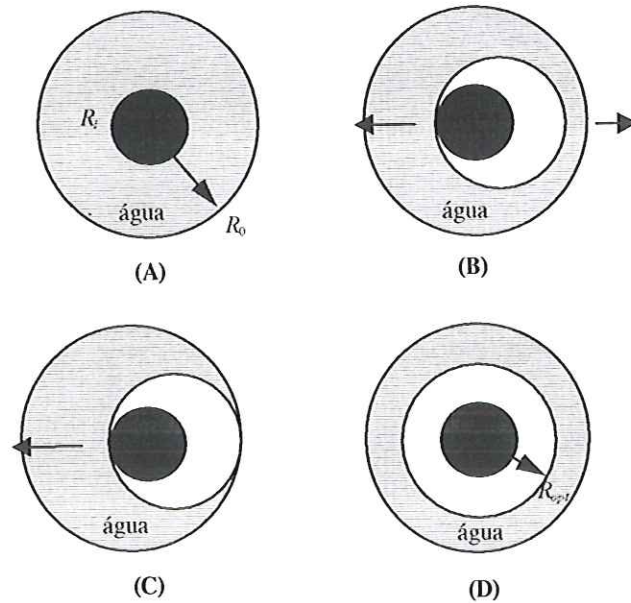


FIGURA 4.6 – Representação gráfica do volume ótimo de líquido dentro do anel.

A condição de ótimo volume leva à obtenção da excentricidade máxima do anel de balanceamento. Da figura 4.6(C) observa-se que quando o fluido se desloca para a posição de balanceamento não sobra mais fluido para movimentar-se e, conseqüentemente, a máxima excentricidade do sistema fica determinada. Assim, a máxima excentricidade do sistema é definida como:

$$e_{\text{max}} = \frac{R_o - R_i}{2} \quad (4.22)$$

Para excentricidades acima de e_{max} , o sistema atuará como uma massa sólida, M_L . A figura 4.7 abaixo mostra como se comporta a força restauradora em função da excentricidade.

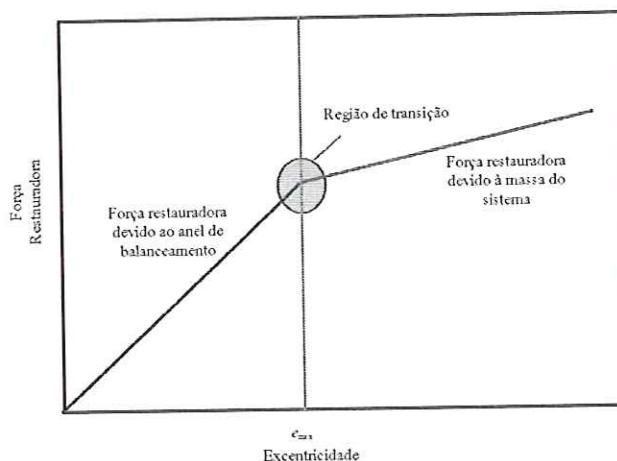


FIGURA 4.7 – Força restauradora em função da excentricidade.

Para valores de excentricidades até e_{\max} , a força restauradora é dada pela equação 4.20. No ponto de e_{\max} , o líquido terá se deslocado completamente para o lado oposto ao da massa desbalanceada, vide figura 4.6C. Para valores de excentricidades maiores do que e_{\max} , a força restauradora será proporcional somente à excentricidade e não mais devido à massa equivalente do líquido de balanceamento mais a excentricidade. Desta forma, a inclinação da curva da força restauradora diminui após a região de transição.

4.3 Fatores de influência

Basicamente o papel do anel de balanceamento é deslocar a maior quantidade de água no menor tempo possível para o lado oposto ao da massa desbalanceada existente dentro do cesto da lavadora. Também é necessário manter este volume de água nesta posição após a máquina atingir a velocidade de regime permanente.

Abaixo são listados os principais fatores que influenciam o desempenho do anel de balanceamento, bem como o efeito de suas variações:

- **Aletas no interior do anel:** Tem dois objetivos principais, arrastar o líquido existente dentro do anel na mesma velocidade do anel e mantê-lo na posição após a lavadora atingir a velocidade de regime permanente.

- **Arrastar o líquido:** Sem as aletas a única força que proporcionaria a aceleração do líquido dentro do anel seria a força de cisalhamento interna, porém esta é muito pequena devido a baixa viscosidade dos líquidos utilizados (normalmente água ou solução de água com sal). Desta forma, faz-se necessária a existência das aletas e o ideal é que possuam o maior tamanho possível.
- **Manter o líquido na posição após a lavadora atingir a velocidade de regime permanente:** Sabendo-se que o deslocamento do líquido dentro do anel é propiciado pela excentricidade do cesto e que uma vez que o líquido opõe-se à carga desbalanceada ele tende a minimizar esta excentricidade, o líquido tende a retornar a uma distribuição uniforme dentro do anel. Desta forma, novamente faz-se necessária a existência das aletas para manter o líquido na posição oposta à carga desbalanceada e quanto maior forem as aletas melhor elas desempenharão este papel.

De acordo com o descrito acima poder-se-ia dizer que o ideal seria que as aletas possuíssem um tamanho tão grande quanto possível. Porém aletas muito grandes impedem um rápido deslocamento do líquido para a posição oposta à carga desbalanceada, atrasando e prejudicando a resposta do anel e em alguns casos mantendo líquido entre as aletas e impedindo a distribuição ideal do mesmo.

Assim sendo, um tamanho de aleta ideal deve ser determinado de forma que o anel possa atuar rapidamente e manter o líquido em sua posição após o regime permanente. Vale ressaltar que este tamanho pode variar de acordo com o volume útil do anel, a forma do anel, características da máquina, etc.

- **Volume de líquido dentro do anel:** O volume de líquido dentro do anel tem papel fundamental na capacidade de balanceamento do mesmo. Conforme citado anteriormente, o volume de líquido irá ditar a magnitude da força

restauradora do anel de balanceamento. Cada anel tem um volume ótimo de líquido que pode ser utilizado, conforme equação 4.21.

- **Densidade do líquido de balanceamento:** A densidade do líquido de balanceamento está diretamente ligada a magnitude da força de balanceamento. Por exemplo, se o anel estiver calibrado com um volume ótimo, quanto maior for a densidade do líquido, maior será a força balanceadora, vide equação 4.20.

Quando a máquina está no início da centrifugação, abaixo ainda da primeira frequência natural, é importante lembrar que o líquido de balanceamento estará do mesmo lado da massa desbalanceada dentro do cesto. Desta forma, quanto maior for a densidade do líquido maior será o problema de desbalanceamento até que esta primeira frequência natural seja ultrapassada.

4.4 Impacto do anel de balanceamento na dinâmica da lavadora

Uma lavadora pode ser representada esquematicamente pela figura 4.8 abaixo.

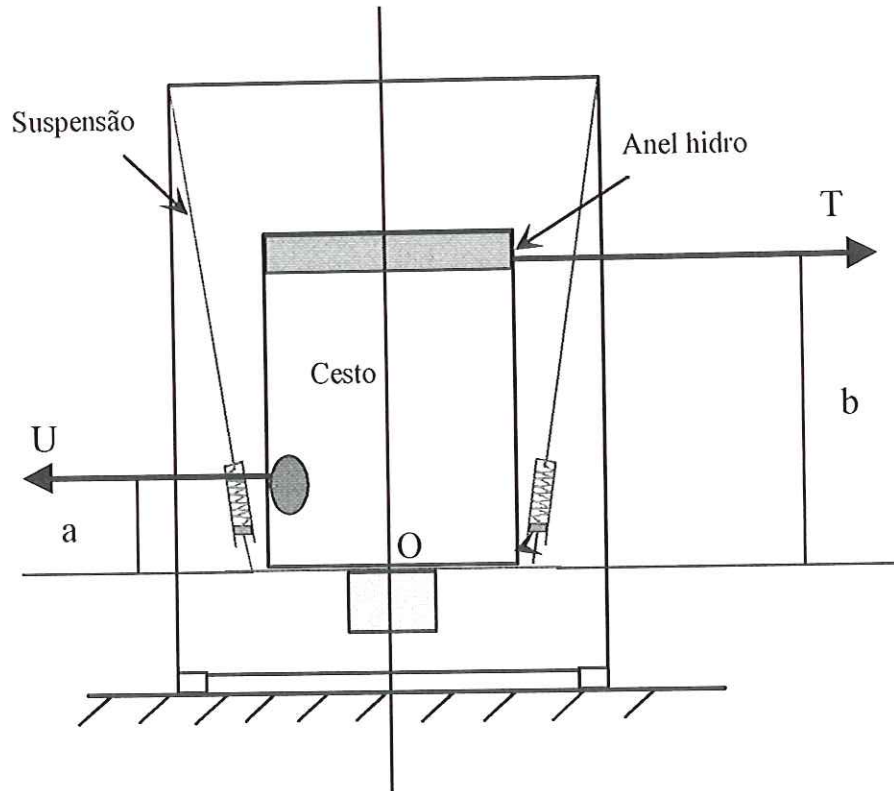


FIGURA 4.8 – Representação esquemática de uma lavadora.

Na figura acima O indica o centro de giro no plano da figura; U é a força devido a velocidade angular da massa desbalanceada e a a distância da massa desbalanceada até o centro de giro. T indica a força devido a velocidade angular da massa de líquido deslocada dentro do anel e b é a distância do anel até o centro de giro

Lembrando-se que a força T é negativa antes de a lavadora atingir a primeira frequência natural.

Observando-se uma lavadora desde a sua partida (na centrifugação) até atingir o regime permanente nota-se o seguinte:

- Quando a lavadora inicia a centrifugação (abaixo da primeira frequência natural) tem-se tanto a força devido a massa desbalanceada quanto a força devido ao deslocamento do líquido dentro do anel de balanceamento atuando para o mesmo lado. Além disso, como o ponto de giro está embaixo das duas forças aparece um outro esforço no conjunto devido à soma dos momentos gerados por estas forças. Este momento tende a tombar o conjunto para o mesmo lado que as forças atuam e desta forma pode-se observar no início da

centrifugação grandes amplitudes de deslocamento principalmente no topo do tanque, podendo ocorrer impactos do tanque com o gabinete. É nesta hora que a suspensão é mais importante, pois é o único sistema que trabalha para estabilizar o produto;

- Quando a velocidade atinge a primeira frequência natural, o deslocamento do cesto (e conseqüentemente o líquido dentro do anel) está defasado de 90 graus em relação à massa desbalanceada, vide figura 4.3. Este é o momento mais crítico para a lavadora e é necessário que o produto fique o menor tempo possível nesta velocidade. Também é desejável que esta frequência natural seja a mais baixa possível, pois assim tem-se um intervalo maior de atuação do anel de balanceamento.
- Após a primeira frequência natural os esforços agem como na figura 4.8 acima. Devido à atuação do anel, as forças e os momentos tendem a se anular. Deve-se notar que nesta configuração é impossível a anulação de todas as forças e momentos simultaneamente, visto que o anel de balanceamento não está no mesmo plano horizontal da massa desbalanceada. Uma maneira de minimizar isto é variar a posição do anel de balanceamento e/ou do ancoramento da suspensão na lavadora, conseguindo-se assim que todas as forças envolvidas fiquem em um mesmo plano horizontal. Uma outra maneira já existente para minimizar os momentos é a utilização de um anel de balanceamento auxiliar instalado no fundo do cesto, anulando assim o momento gerado pelo anel superior.

4.5 Diretrizes para o desenvolvimento/otimização de um anel de balanceamento

Diante do que foi exposto neste capítulo, pode-se afirmar que desenvolvimento de um anel de balanceamento eficiente não é tarefa fácil. Para auxiliar nesta tarefa um procedimento tem sido muito utilizado para o desenvolvimento de um anel de balanceamento: é o planejamento de

experimentos (DOE). Neste procedimento são analisados os efeitos e interações de diversos fatores que tem influência sobre o funcionamento do anel, tais como tamanho das aletas, quantidade de líquido dentro do anel, posição das aletas, etc., possibilitando assim a otimização dos mesmos.

Desta forma, pode-se sugerir alguns tópicos a serem considerados para a obtenção de melhores resultados no desenvolvimento e otimização de um anel de balanceamento.

- Quando da definição de um anel de balanceamento deve-se ter em mente que a sua capacidade de balancear massas maiores está ligada basicamente ao volume e densidade do líquido de balanceamento. É também natural a utilização de água como líquido de balanceamento devido a fatores econômicos. Assim deve-se considerar a capacidade do produto onde pretende-se usar o anel. Lavadoras com maior capacidade de carga devem possuir um anel com maior volume útil, uma vez que a capacidade de balancear do anel não pode ser aumentada simplesmente aumentando-se o volume de água, pois como visto anteriormente cada anel tem uma taxa de ocupação ótima.
- Sempre que for iniciado um trabalho para a determinação das características de um anel de balanceamento deve-se considerar pelo menos os fatores: volume de líquido, densidade e tamanho das aletas, pois sabe-se que existe interação entre estes fatores. Além disso, fatores como o volume de líquido dentro do anel e o tamanho das aletas não apresentam comportamento linear e portanto deve-se tratar os níveis de estudo destes fatores com bastante cuidado. Ainda com relação às aletas, são elas que vão ditar o funcionamento do anel, isto é, quando e como o líquido vai se deslocar dentro do anel. Desta forma, conhecendo-se qual é a primeira frequência natural da lavadora, o ideal seria que o líquido começasse a se deslocar somente após ultrapassada esta velocidade para não atrapalhar no início da centrifugação. Para que isto ocorra, é necessário uma configuração de aletas que impeça o líquido de se movimentar até uma certa velocidade (velocidade crítica) e que depois mantenha-o na posição balanceadora durante o regime permanente.

- É de extrema importância que as variáveis de resposta sejam escolhidas adequadamente e o ideal é que a escolha destas variáveis representem completamente os efeitos de desbalanceamento, já que é bastante comum a minimização de uma variável resposta em detrimento de outras.
- O processo de centrifugação possui ruídos que dificilmente poderão ser completamente considerados, como por exemplo a diferença de comportamento entre produtos do mesmo modelo, que pode variar devido a variáveis como montagem e características de alinhamento de componentes (principalmente cesto). Desta forma é imperativo que os estudos considerem algumas réplicas e que as variáveis resposta sejam obtidas através da média de várias medidas.
- A estabilidade do produto não depende exclusivamente do anel e o ideal é considerar-se o sistema de balanceamento como um todo (anel de balanceamento, sistema de suspensão e tirantes), pois existe momentos em que o anel atrapalha o balanceamento e somente a suspensão responde pela estabilidade do sistema (abaixo da primeira frequência natural).
- Além dos requisitos técnicos para balanceamento existem também os requisitos estruturais e de fabricação. Nota-se então que as aletas além de fundamental na tarefa de balanceamento também tem um papel estrutural e portanto na hora de projetá-las deve-se observar estes dois aspectos.

Uma vez definidos os fatores para a realização do DOE, o passo seguinte é a obtenção das variáveis resposta. Para o desenvolvimento de um anel de balanceamento, a órbita da lavadora é a melhor variável resposta a ser utilizada.

Desta forma, para cada configuração do experimento, as órbitas da lavadora, interna e externa, devem ser obtidas.

A figura 4.9 abaixo mostra um modelo de órbita obtida de uma lavadora de eixo vertical.

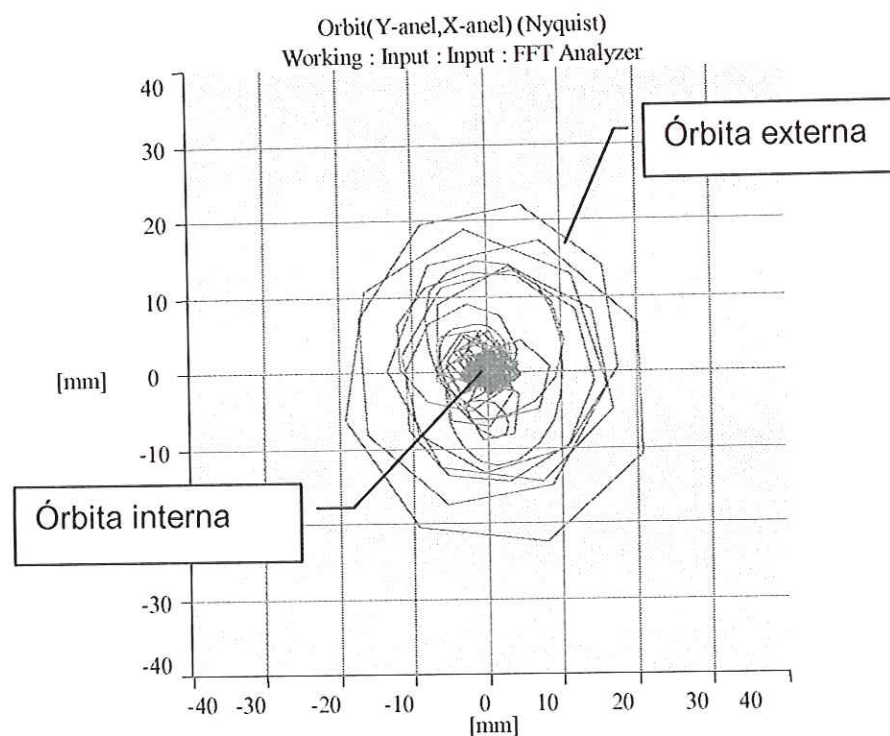


FIGURA 4.9 – Exemplo de órbita da lavadora.

Para o caso em questão, quanto menor forem as órbitas melhor será o comportamento da lavadora tanto na partida como em regime permanente. Desta forma um estudo via DOE irá mostrar quais os níveis ótimos para cada fator considerado no estudo ou pelo menos qual a tendência para cada fator.

4.6 Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados os fundamentos do funcionamento de uma anel de balanceamento aplicado a uma lavadora de roupas de eixo vertical. O anel de balanceamento utilizado para o estudo foi o anel de Leblanc (anel de balanceamento cheio com uma certa quantidade de líquido).

Baseado no que foi exposto, pode-se concluir que o anel de balanceamento de Leblanc apresenta vantagens e desvantagens e que o seu desenvolvimento necessita ser realizado em conjunto com o sistema de suspensão da lavadora. Outras informações da lavadora também são

fundamentais para o desenvolvimento do anel de balanceamento (dimensões, capacidade de carga, etc.).

THEARLE (1950a) propôs que um sistema de balanceamento deve atender 4 critérios básicos para ser completamente efetivo. São eles:

- **Primeiro:** O sistema de balanceamento deve anular completamente o desbalanceamento seja qual for a carga desbalanceada. Infelizmente nem sempre este critério é obedecido pelos anéis de balanceamento que trabalham com líquido, visto que os mesmos possuem um limite de capacidade de balanceamento baseado no volume do mesmo.
- **Segundo:** O sistema de balanceamento deve atuar em qualquer faixa de velocidade. Uma vez que o funcionamento de um anel de balanceamento depende do deslocamento do líquido existente dentro dele e este por sua vez depende da velocidade de rotação, pode-se dizer que os mesmos falham neste critério. Os anéis tornam-se ativos apenas após a velocidade de rotação ultrapassar a primeira frequência natural do sistema.
- **Terceiro:** O sistema de balanceamento deve ser sensível à mudanças na carga desbalanceada. Conforme a água da roupa é extraída pelo processo de centrifugação a quantidade de massa desbalanceada diminui e o anel de balanceamento deve ser apto a corrigir estas mudanças. O anel de balanceamento atende a este critério.
- **Quarto:** O sistema de balanceamento deve atuar no mesmo plano da carga desbalanceada. Este critério raramente é atendido devido à dificuldades de projeto, por exemplo instalar o anel em volta do cesto dentro do tanque. Hoje em dia o anel é instalado no topo do cesto e serve também como um limitante para a roupa dentro do cesto e desta forma nunca poderá eliminar completamente os esforços transmitidos para a suspensão.

Pode-se dizer que os critérios acima são ótimas diretrizes para o desenvolvimento de um anel de balanceamento. Porém, na prática, são quase impossíveis de serem cumpridos.

Contudo, apesar de não atenderem todos os critérios, os anéis de balanceamento hoje utilizados nas lavadoras de roupas apresentam resultados satisfatórios e atendem as necessidades.

Uma possibilidade para aumento da eficiência do anel de balanceamento é a utilização de um anel cheio com óleo e esferas de aço. Este tipo de anel pode atender o primeiro critério apresentado acima.

Uma outra possibilidade é a utilização de um segundo anel de balanceamento no fundo do cesto da lavadora, atendendo assim o quarto critério.

O capítulo seguinte apresentará a aplicação de três métodos para o estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação. Método analítico, método experimental e através de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS).

Encontra-se também neste capítulo as aplicações e limitações de cada método estudado/utilizado.

CAPÍTULO 5

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL

5.1 Introdução

Este capítulo apresenta e compara três métodos para o estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical: método analítico; método experimental; e através de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS).

Basicamente, duas tarefas são realizadas por uma lavadora de roupas, o processo de lavagem e o processo de extração de água da roupa, mais conhecido como centrifugação. Durante o processo de lavagem a lavadora permanece praticamente estática. A centrifugação é o estágio que exige maior esforço de um projetista na obtenção de um comportamento dinâmico aceitável (baixo nível de ruído e vibração).

Durante a centrifugação o cesto da lavadora de roupas (bem como as roupas dentro dele) giram a velocidade que podem ficar entre 600rpm e 1200rpm. As forças centrífugas geradas pela massa de roupa desbalanceada dentro do cesto (devido à distribuição gerada pelo processo de lavagem) são transmitidas para o gabinete através do sistema de suspensão.

Desta forma, um sistema de suspensão deve ser projetado de forma tal a evitar que a lavadora “ande” e que também limite a mobilidade do conjunto

interno, evitando assim choques do tanque com o gabinete. A obtenção de uma configuração que atenda aos requisitos listados acima, com um custo baixo, é o principal desafio de um engenheiro que trabalha com desenvolvimento de sistemas de suspensão e balanceamento para lavadoras de roupas.

5.2 Estudo do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical

Para a realização deste trabalho foi utilizada a lavadora de roupas modelo BWQ24 da marca Brastemp (marca líder no mercado Brasileiro de lavadoras de roupas). A lavadora em questão é uma lavadora de eixo vertical que utiliza suspensão do tipo pendurada (do inglês “hang suspension”), vide figura 5.1 abaixo.

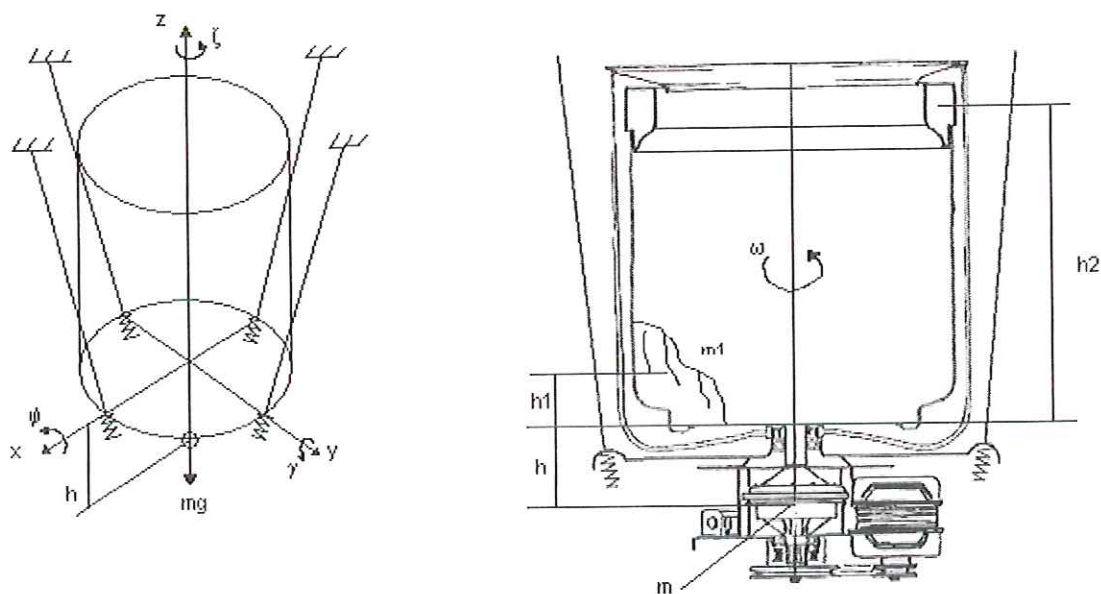


FIGURA 5.1 – Esquema da lavadora utilizada neste estudo.

Para a obtenção do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação, alguns resultados são muito importantes de serem obtidos:

- **Deslocamento do topo do tanque durante o regime permanente e transiente (órbita superior):** quanto menor melhor, durante o regime permanente estes deslocamentos dão uma idéia do nível de ruído e vibração da lavadora. Durante o transiente estes deslocamentos não podem ser muito grandes para evitar toques do tanque com o gabinete.
- **Deslocamento do fundo do tanque durante o regime permanente e transiente (órbita inferior):** quanto menor melhor, durante o regime permanente estes deslocamentos dão uma idéia do nível de ruído e vibração da lavadora. Durante o regime permanente estes deslocamentos não podem ser muito grandes para evitar rompimentos do chicote de fios elétricos.
- **Vibração do gabinete:** quanto menor melhor, para evitar reclamações dos consumidores e um alto nível de ruído.
- **Amplitude da força nas varetas de suspensão:** dá uma idéia do nível de vibração no gabinete uma vez que esta vibração é gerada pela transmissão de forças do sistema de suspensão para o gabinete.
- **Força residual nos pés da lavadora:** é o resultado da força de atrito atuante nos pés da lavadora menos a força lateral atuante na lavadora de roupas durante a centrifugação. Quando este valor tende a zero, ocorre o fenômeno de deslizamento lateral, ou em outras palavras, a lavadora começa a “andar”.

Para a obtenção dos resultados acima, três métodos podem ser utilizados: método analítico; método experimental; e através de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS). Contudo, é muito difícil obter todos os resultados descritos acima utilizando-se apenas um método. O uso de dois ou três métodos em conjunto possibilitará a obtenção de todos os resultados.

A seguir, será apresentado um sumário de cada um dos três métodos utilizados para a obtenção do comportamento dinâmico de uma lavadora de eixo vertical durante a centrifugação.

5.2.1 Método analítico

Neste método, será utilizado o método da energia para a obtenção da resposta do conjunto tanque de uma lavadora de roupas.

Para escrever as equações de movimento do sistema, foi extraído da figura 5.1 um plano vertical XOZ, vide figura 5.2.

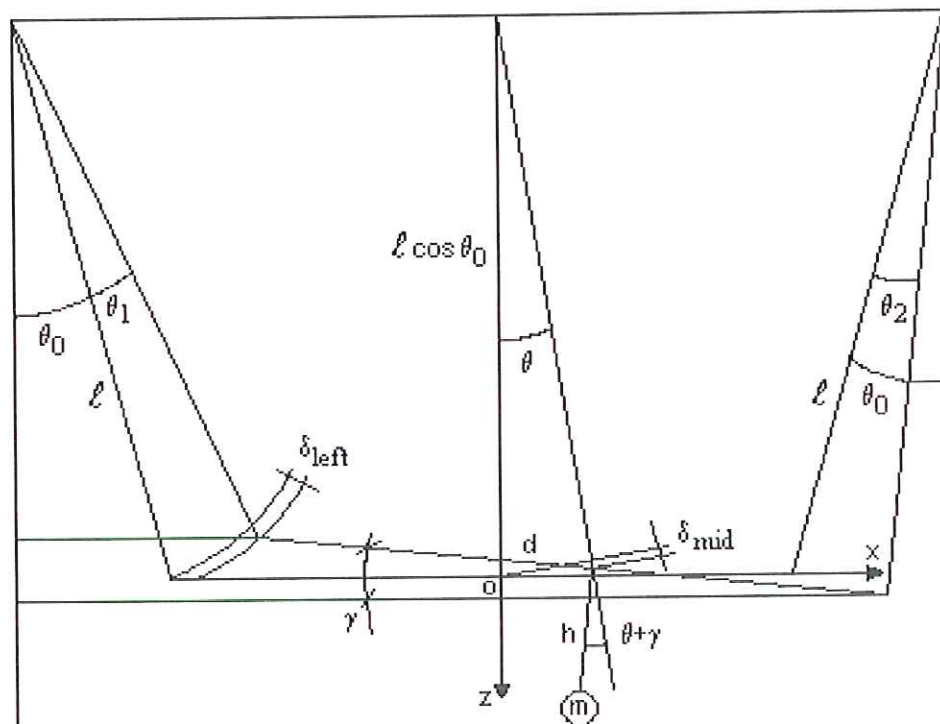


FIGURA 5.2 – Plano XOZ.

Na figura 5.2 acima, l é o comprimento da vareta de suspensão, d é a distância entre dois pontos de ancoramento da suspensão no tanque, h é a distância entre o centro de massa e o plano de ancoramento. Se o ângulo de pêndulo no centro é θ , então θ_1 , θ_0 e θ_2 podem ser assumidos como sendo iguais e desde que $x \cong l\theta\cos\theta_0$, pode-se obter:

$$\delta_{left} = 2\delta_{mid} = \frac{2\sin(\theta_0)x}{\cos^2(\theta_0)} - \frac{d\gamma}{\cos(\theta_0)} \quad (5.1)$$

onde δ é a deformação elástica de uma mola da suspensão e θ_0 é o ângulo inicial das varetas de suspensão quando a lavadora está em repouso. A equação 5.1 mostra a relação entre δ e os vetores de deslocamento. Esta equação é uma das equações chave para a obtenção das equações de movimento do sistema.

Neste estudo as coordenadas generalizadas são x , γ , y and ψ , extraídas de dois planos verticais (vide figura 5.1).

Desta forma, as equações de movimento podem ser determinadas através da equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j^{(nc)} \quad (5.2)$$

onde:

q_j são as coordenadas generalizadas;

$Q_j^{(nc)}$ são as forças não conservativas;

T é a energia cinética do sistema;

V é a energia potencial do sistema.

A energia cinética T é dada por:

$$T = \frac{m(\dot{x}^2 - 2\dot{x}\dot{\gamma}h + \dot{\gamma}^2h^2) + m(\dot{y}^2 - 2\dot{y}\dot{\psi}h + \dot{\psi}^2h^2) + J_a\dot{\gamma}^2 + J_a\dot{\psi}^2}{2} \quad (5.3)$$

A energia potencial V é dada por:

$$\begin{aligned}
V = & \frac{mgx^2}{2l \cos(\theta_0)} + \frac{3k \tan^2(\theta_0)x^2}{\cos^2(\theta_0)} - \frac{3kd \tan(\theta_0)yx}{\cos^2(\theta_0)} + \frac{4k \tan^2(\theta_0)yx}{\cos^2(\theta_0)} \\
& - \frac{2kd \tan(\theta_0)\psi x}{\cos^2(\theta_0)} + \frac{mgh\gamma^2}{2} + \frac{3kd^2\gamma^2}{4\cos^2(\theta_0)} - \frac{2kd \tan(\theta_0)y\gamma}{\cos^2(\theta_0)} + \frac{kd^2\psi\gamma}{\cos^2(\theta_0)} + \\
& + \frac{mgy^2}{2l \cos(\theta_0)} + \frac{3k \tan^2(\theta_0)y^2}{\cos^2(\theta_0)} - \frac{3kd \tan(\theta_0)y\psi}{\cos^2(\theta_0)} + \frac{mgh\psi^2}{2} + \frac{3kd^2\psi^2}{4\cos^2(\theta_0)}
\end{aligned} \quad (5.4)$$

Substituindo-se as equações 5.3 e 5.4 na equação 5.2, obtém-se a equação de movimento do sistema na seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{Q^{(nc)}\} \quad (5.5)$$

onde:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & -mh & 0 & 0 \\ -mh & J_a + mh^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & -mh \\ 0 & 0 & -mh & J_a + mh^2 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} \frac{mg}{l \cos(\theta_0)} + \frac{6k \tan^2(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} & -\frac{3kd \tan(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} & \frac{4k \tan^2(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} & -\frac{2kd \tan(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} \\ & mgh + \frac{3kd^2}{2\cos^2(\theta_0)} & -\frac{2kd \tan(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} & \frac{kd}{\cos^2(\theta_0)} \\ & & \frac{mg}{l \cos(\theta_0)} + \frac{6k \tan^2(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} & -\frac{3kd \tan(\theta_0)}{\cos^2(\theta_0)} \\ & & & mgh + \frac{3kd^2}{2\cos^2(\theta_0)} \end{bmatrix}$$

SIM

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x \\ \gamma \\ y \\ \psi \end{Bmatrix} \quad \{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\gamma} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{Bmatrix} \quad \{Q^{(nc)}\} = \begin{Bmatrix} -(m_1 - \rho\pi H Re)Rw^2 \sin(\omega t) \\ -(m_1 - \rho\pi HRh_2e)Rw^2 \sin(\omega t) \\ -(m_1 - \rho\pi H Re)Rw^2 \cos(\omega t) \\ -(m_1 - \rho\pi HRh_2e)Rw^2 \cos(\omega t) \end{Bmatrix}$$

onde m é a massa total do sistema, J_a é o momento de inércia do sistema em torno do eixo horizontal que passa pelo centro de massa, k é a rigidez das

molares de suspensão e e é a excentricidade gerada pela massa desbalanceada m_1 . Uma vez que as forças de excitação nas outras duas coordenadas (z e ζ) são nulas, pode-se afirmar que o sistema pode ser bem descrito através da equação 5.5.

Para solucionar a equação 5.5, primeiro é necessário obter-se o valor de e do vetor $Q^{(nc)}$. De acordo com CONRAD (1994) a excentricidade pode ser obtida através da equação 5.6 abaixo.

$$e = \frac{m_1 r w^2}{(m + \rho H \pi R^2) w^2 - k} \quad (5.6)$$

Onde r é o raio de posicionamento da massa desbalanceada dentro do cesto da lavadora, w é a velocidade de centrifugação da lavadora, ρ é a densidade do líquido dentro do anel de balanceamento, R e H são respectivamente o raio e altura do anel de balanceamento.

Para resolução da equação 5.5 será utilizado o método da superposição modal, pelo qual um conjunto de equações acopladas podem ser transformadas em um conjunto de equações desacopladas através do uso dos modos de vibrar do sistema.

O primeiro passo do método da superposição modal é a obtenção das frequências naturais e modos de vibrar correspondentes do sistema.

Assumindo-se que $m=26\text{kg}$; $J_a=2,185\text{kgm}^2$; $l=0,45\text{m}$; $d=0,46\text{m}$; $h=0,08\text{m}$; $k=2100\text{N/m}$; $\theta_0=8,3^\circ$; $m_1=1\text{kg}$; $\rho=1000\text{kg/m}^3$; $H=0,1\text{m}$; $R=0,2\text{m}$; $w=78,54\text{rad/s}$, obtém-se as seguintes frequências naturais para o sistema:

$$\begin{aligned} w_1 &= 4,873\text{rd/s} & w_2 &= 4,886\text{rd/s} & w_3 &= 10,314\text{rd/s} \\ w_4 &= 22,24\text{rd/s} \end{aligned}$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} -0.0185 & -0.026 & 0.6037 & -0.6341 \\ -0.7069 & -0.7066 & 0.3681 & -0.3130 \\ -0.0185 & 0.026 & 0.6037 & 0.6341 \\ -0.7069 & 0.7066 & 0.3681 & 0.3130 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Através da matriz modal (equação 5.7) pode-se facilmente obter as matrizes de massa modal e rigidez modal.

$$M_r = \Phi' M \Phi = \begin{bmatrix} 2.26 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.23 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 17.74 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 19.71 \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

$$K_r = \Phi' K \Phi = \begin{bmatrix} 1117.27 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 237.29 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 423.60 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 468.16 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

O próximo passo deste procedimento é realizar a transformação de coordenadas:

$$\{u(t)\} = [\Phi] \{\eta(t)\} = \sum_{r=1}^N \Phi_r \eta_r(t) \quad (5.10)$$

onde $\eta_r(t)$ são as coordenadas modais.

Agora, considere-se a resposta durante o regime permanente de um sistema MDOF não amortecido com uma excitação harmônica dada por:

$$\{p(t)\} = \{P\} \cos(\Omega t) \quad (5.11)$$

Neste caso, de acordo com CRAIG (1981), a resposta da equação 5.5 pode ser dada por:

$$\{u(t)\} = \sum_{r=1}^N \Phi_r \left(\frac{F_r}{K_r} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega / \omega_r)^2} \right) \cos(\omega t) \quad (5.12)$$

onde:

$$\{F_r\} = [\Phi]^t \{P\} \quad (5.13)$$

$$u(t) = \begin{Bmatrix} x \\ \gamma \\ y \\ \psi \end{Bmatrix} \quad (5.14)$$

Substituindo os valores corretos na equação 5.12, pode-se obter os vetores deslocamento do sistema.

$$\begin{aligned} x(t) = & \Phi_{11} \left(\frac{F_1}{K_1} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_1)^2} \right) \sin(\omega t) + \Phi_{12} \left(\frac{F_2}{K_2} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_2)^2} \right) \sin(\omega t) + \\ & \Phi_{13} \left(\frac{F_3}{K_3} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_3)^2} \right) \sin(\omega t) + \Phi_{14} \left(\frac{F_4}{K_4} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_4)^2} \right) \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} \gamma(t) = & \Phi_{21} \left(\frac{F_1}{K_1} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_1)^2} \right) \sin(\omega t) + \Phi_{22} \left(\frac{F_2}{K_2} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_2)^2} \right) \sin(\omega t) + \\ & \Phi_{23} \left(\frac{F_3}{K_3} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_3)^2} \right) \sin(\omega t) + \Phi_{24} \left(\frac{F_4}{K_4} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_4)^2} \right) \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} y(t) = & \Phi_{31} \left(\frac{F_1}{K_1} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_1)^2} \right) \cos(\omega t) + \Phi_{32} \left(\frac{F_2}{K_2} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_2)^2} \right) \cos(\omega t) + \\ & \Phi_{33} \left(\frac{F_3}{K_3} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_3)^2} \right) \cos(\omega t) + \Phi_{34} \left(\frac{F_4}{K_4} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_4)^2} \right) \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} \psi(t) = & \Phi_{41} \left(\frac{F_1}{K_1} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_1)^2} \right) \cos(\omega t) + \Phi_{42} \left(\frac{F_2}{K_2} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_2)^2} \right) \cos(\omega t) + \\ & \Phi_{43} \left(\frac{F_3}{K_3} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_3)^2} \right) \cos(\omega t) + \Phi_{44} \left(\frac{F_4}{K_4} \right) \left(\frac{1}{1 - (\omega/\omega_4)^2} \right) \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (5.18)$$

A figura 5.3 abaixo mostra uma plotagem do vetor $x(t)$.

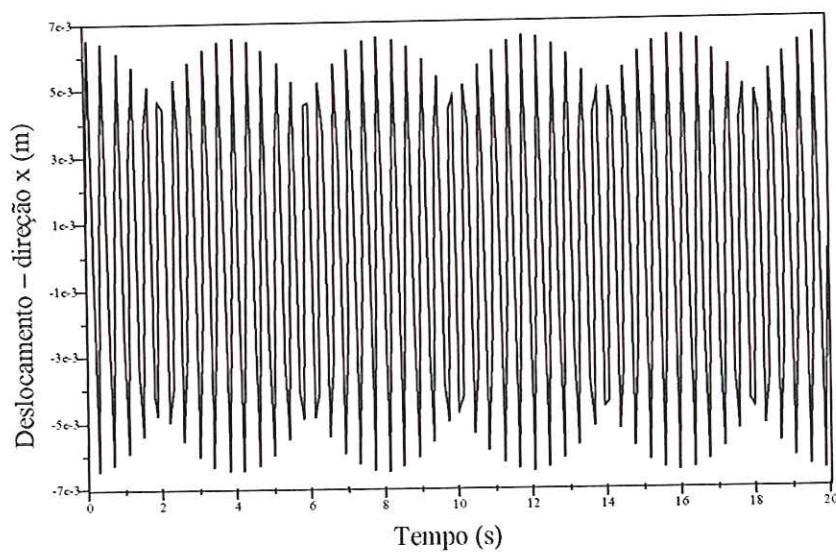


FIGURA 5.3 – Plotagem do deslocamento na direção x.

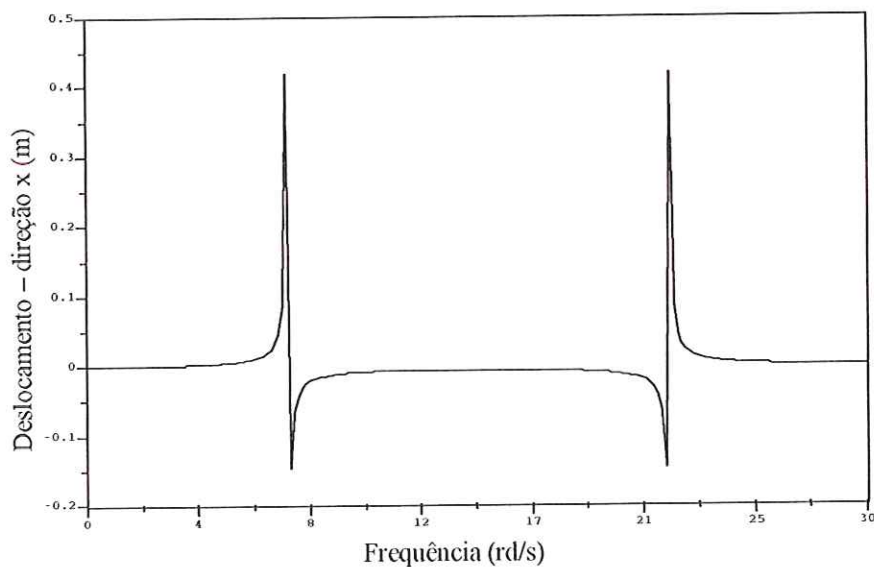


FIGURA 5.4 – Plotagem do deslocamento na direção x no domínio da frequência.

Se o vetor deslocamento x for plotado em função do vetor deslocamento y , o resultado obtido será a órbita da lavadora.

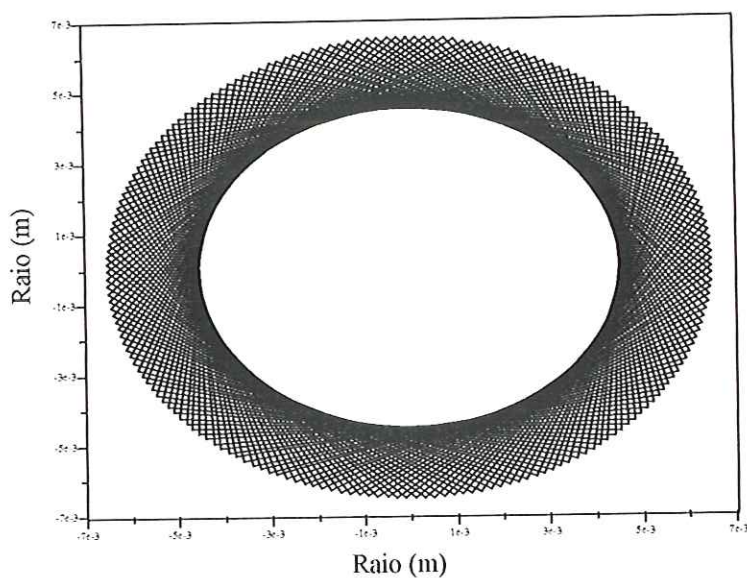


FIGURA 5.5 – Órbita da lavadora.

Substituindo x e γ na equação 5.1 e multiplicando-a pela rigidez K , obtém-se a resposta da força atuante na mola da suspensão em função do tempo, vide figura 5.6 abaixo.

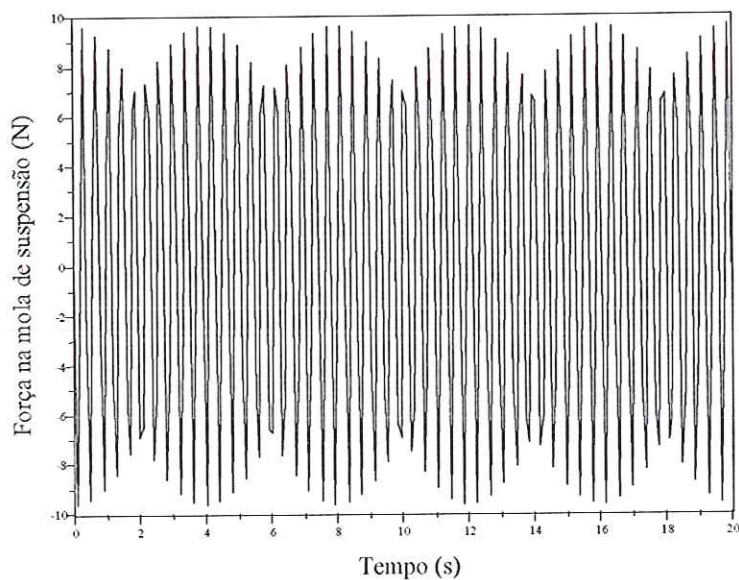


FIGURA 5.6 – Força atuante na mola de suspensão.

5.2.2 Método experimental

Para estudar experimentalmente o comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante a centrifugação, utilizou-se um analisador de sinais e alguns acelerômetros conectados na lavadora. A figura 5.7 abaixo mostra os pontos escolhidos para fixação dos acelerômetros.

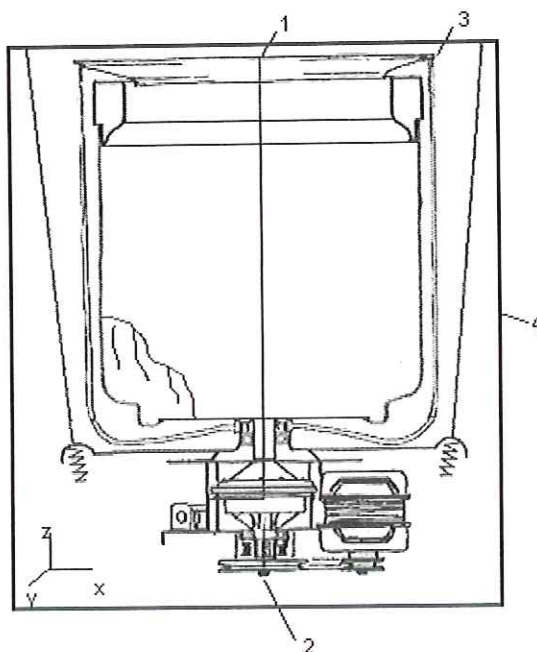


FIGURA 5.7 – Pontos para aquisição de dados na lavadora.

A medida do deslocamento no ponto 1 (direções x e y) fornece a órbita superior da lavadora durante o transiente e no regime permanente. Já a direção z fornece o deslocamento vertical do tanque da lavadora.

No ponto 2 (direções x e y) a medida do deslocamento fornece a órbita inferior da lavadora durante o transiente e no regime permanente.

No ponto 3 mediu-se o deslocamento vertical do topo do tanque e no ponto 4 a medição da velocidade fornece o nível de vibração do gabinete.

As figuras abaixo mostram alguns resultados obtidos experimentalmente. Foi utilizada uma massa desbalanceada de 1,0kg.

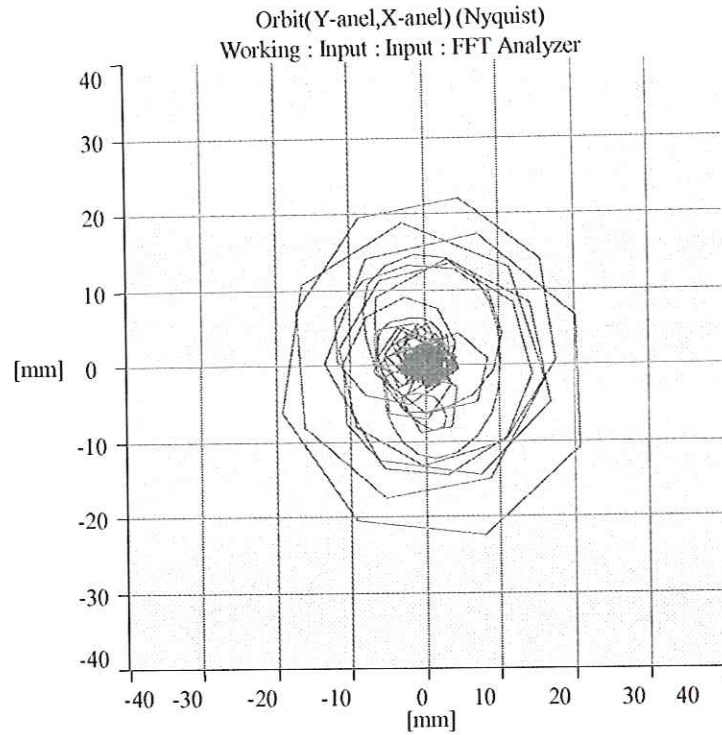


FIGURA 5.8 – Órbita superior da lavadora.

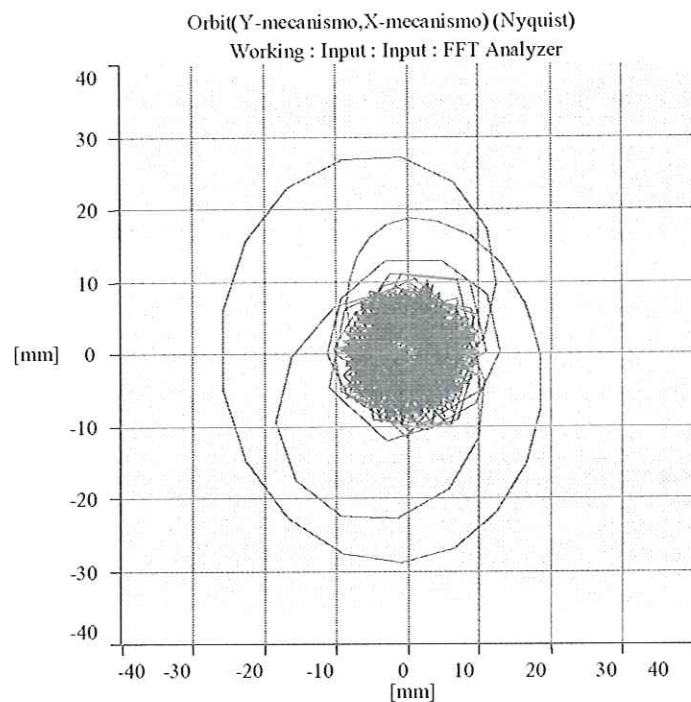


FIGURA 5.9 – Órbita inferior da lavadora.

A figura 5.8 mostra o comportamento da órbita superior. A figura 5.9 mostra o comportamento da órbita inferior. Durante o transiente o raio da órbita é maior do que aquele apresentado durante o regime permanente. Com estes

dados, pode-se checar se o tanque irá tocar o gabinete durante o transiente e ter-se uma idéia do nível de vibração da lavadora durante o regime permanente.

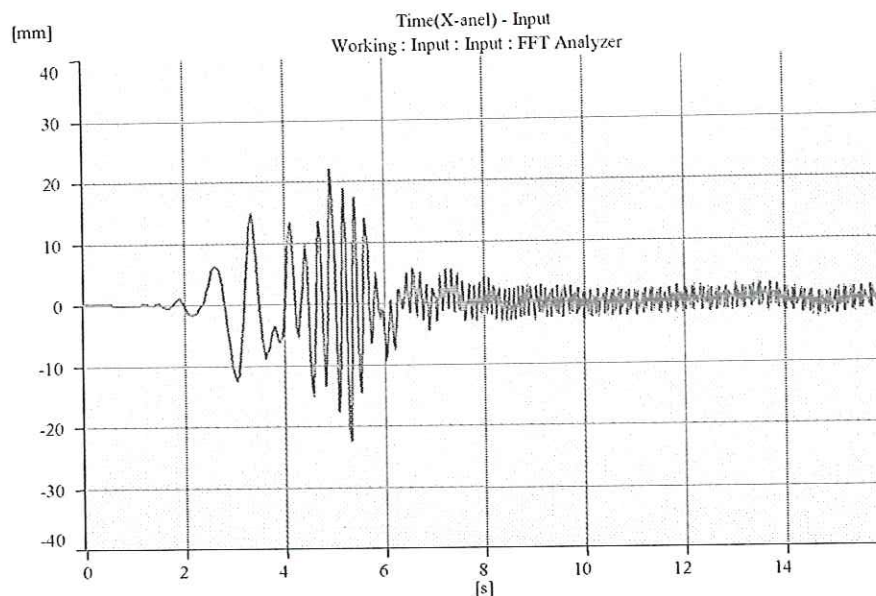


FIGURA 5.10 – Deslocamento do topo do tanque na direção x.

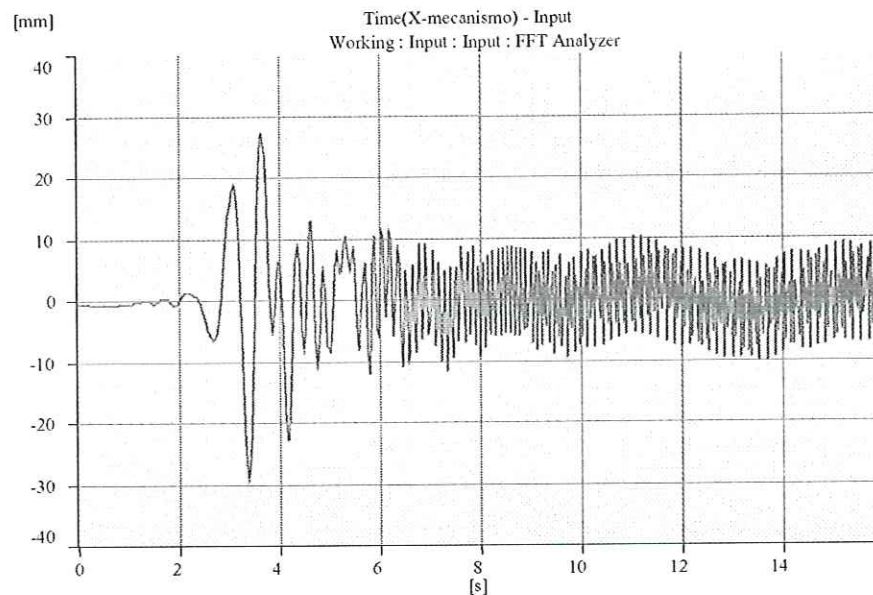


FIGURA 5.11 – Deslocamento do fundo do tanque na direção x.

As figuras 5.10 e 5.11 mostram o deslocamento do tanque, do topo e do fundo respectivamente, na direção x no plano horizontal. A mesma avaliação feita com as figuras 5.8 e 5.9 podem ser feitas aqui.

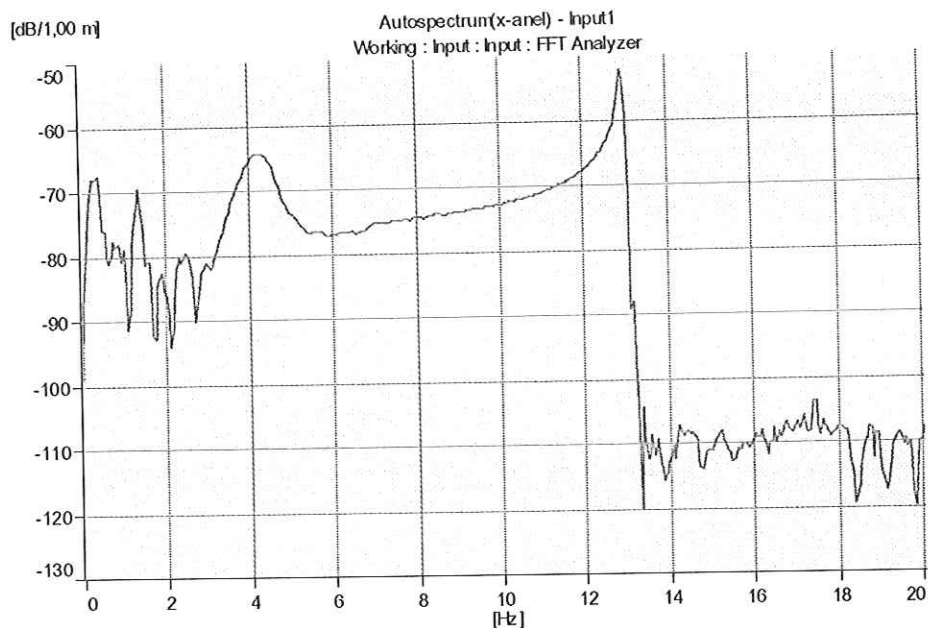


FIGURA 5.12 – Resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque na direção x.

A figura 5.12 mostra a resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque. Pode-se concluir que os picos de resposta entre 0 e 5Hz representam modos de vibrar do conjunto suspenso. O pico em 13Hz representa a frequência de trabalho (780rpm).

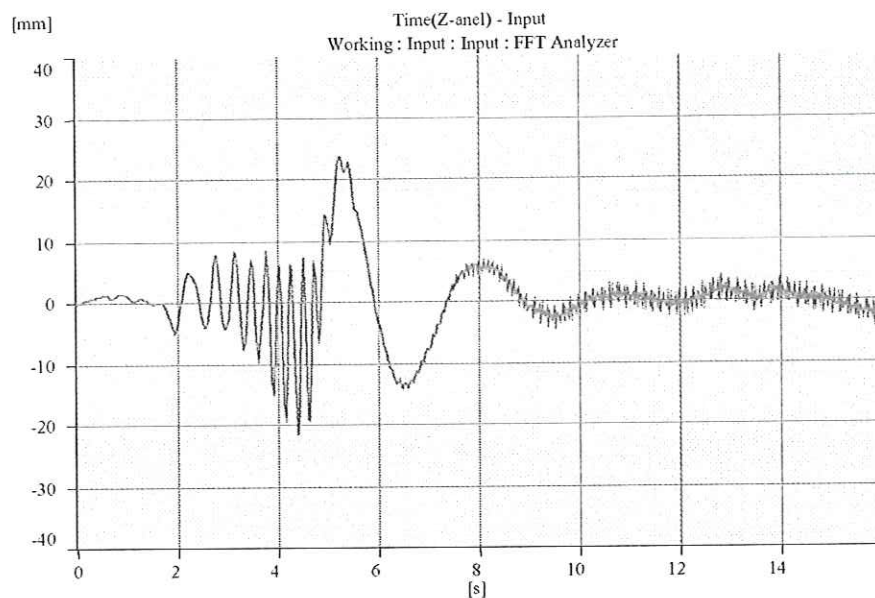


FIGURA 5.13 – Deslocamento vertical do topo do tanque.

A figura 5.13 mostra o deslocamento vertical do tanque medido no ponto 3. Este tipo de resultado é útil para verificação de possíveis toques do tanque com componentes montados na tampa da lavadora.

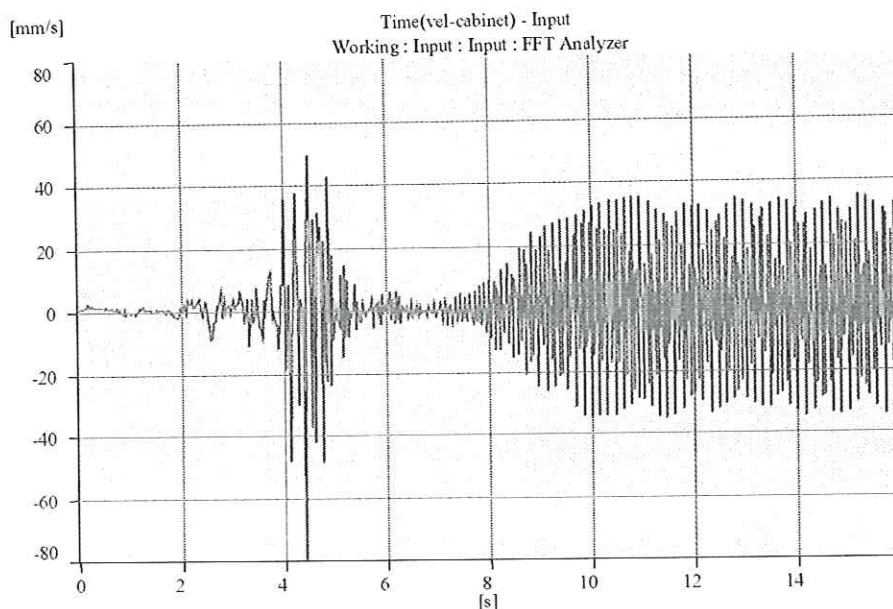


FIGURA 5.14 – Vibração do painel lateral do gabinete da lavadora (ponto 4).

A vibração do gabinete é um dos principais fatores geradores de ruído de uma lavadora durante a centrifugação. Desta forma, para reduzir-se o nível de ruído da lavadora e conseqüentemente o índice de reclamação do consumidor, um baixo nível de vibração do gabinete deve ser obtido.

5.2.3 Método de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos

Os sistemas de multicorpos são sistemas mecânicos compostos por partes rígidas que possuem movimento relativo entre elas. Estas partes são interconectadas através de juntas que são acionadas por movimentos ou forças pré definidas e também sujeitas a certas restrições.

Neste trabalho foi utilizado o software ADAMS, da empresa M.Sc. Software, para simular o comportamento dinâmico da lavadora de roupas em questão, durante a centrifugação.

A figura abaixo mostra o modelo utilizado neste trabalho.

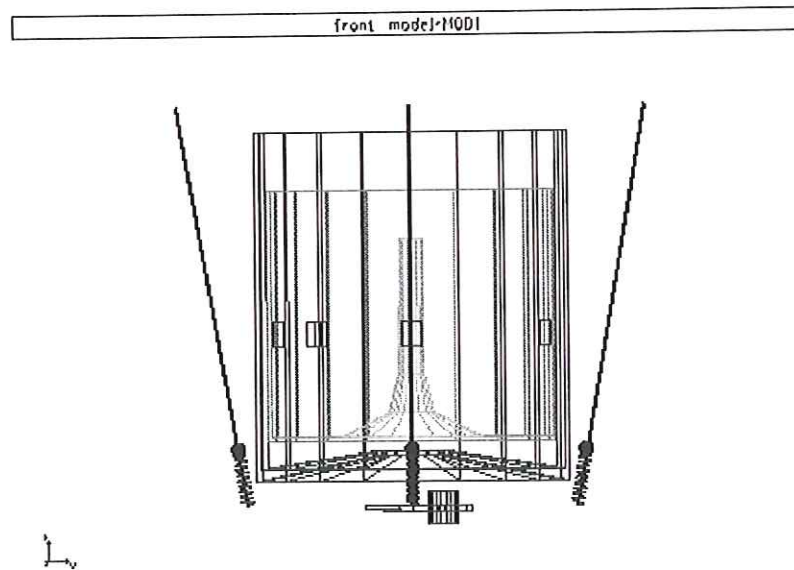


FIGURA 5.15 – Modelo utilizado no trabalho.

No modelo apresentado acima, figura 5.15, o tanque, o cesto, o conjunto mecanismo e as varetas de suspensão da lavadora foram modelados como partes rígidas, e foram conectados entre si através de juntas. Para simular o efeito do anel de balanceamento da lavadora, utilizou-se uma subrotina desenvolvida pela Whirlpool Corporation. Esta subrotina aplica uma força de balanceamento no centro do cesto da lavadora.

A utilização deste método em conjunto com o modelo descrito acima possibilitou a obtenção de alguns resultados que traduzem o comportamento dinâmico da lavadora de roupas durante a centrifugação. Alguns deles são: órbitas superior e inferior durante o transiente e regime permanente e a amplitude das forças nas varetas/molas da suspensão.

As figuras abaixo mostram alguns resultados obtidos através do método de simulação numérica. Foi utilizada uma massa desbalanceada de 1,5kg.

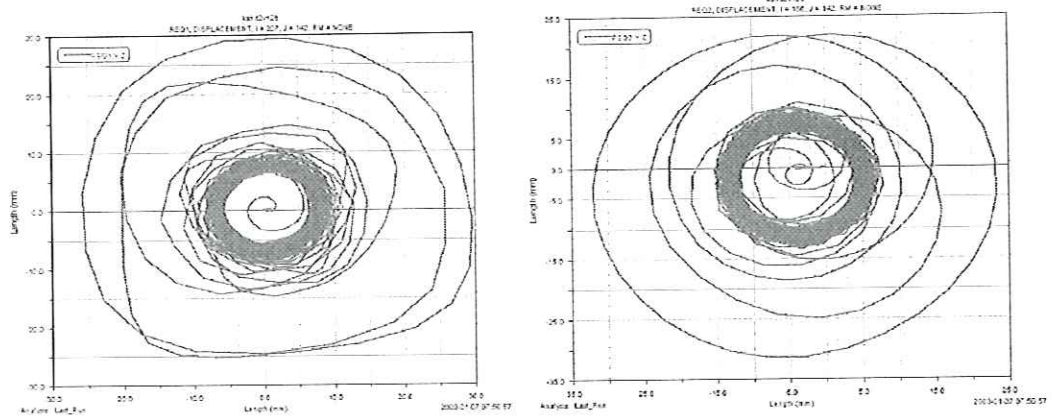


FIGURA 5.16 – Órbitas superior e inferior.

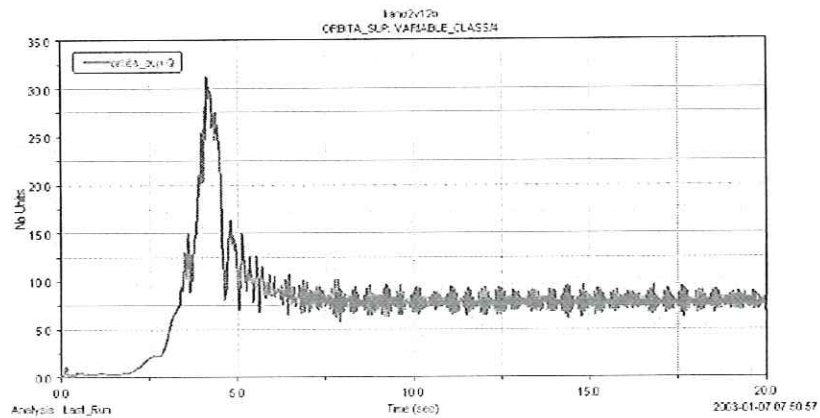


FIGURA 5.17 – Variação do raio da órbita superior.

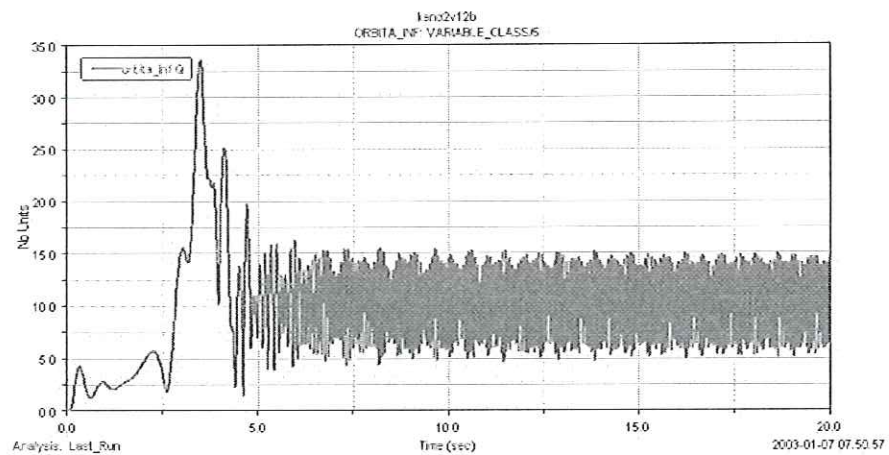


FIGURA 5.18 – Variação do raio da órbita inferior.

As figuras 5.16(a) e 5.17 mostram dois caminhos de se obter o comportamento da órbita superior. As figuras 5.16(b) e 5.18 mostram o comportamento da órbita inferior. Durante o transiente o raio da órbita é maior

do que durante o regime permanente. Com estes dados, pode-se checar se o tanque irá tocar o gabinete durante o transiente e ter-se uma idéia do nível de vibração da lavadora durante o regime permanente.

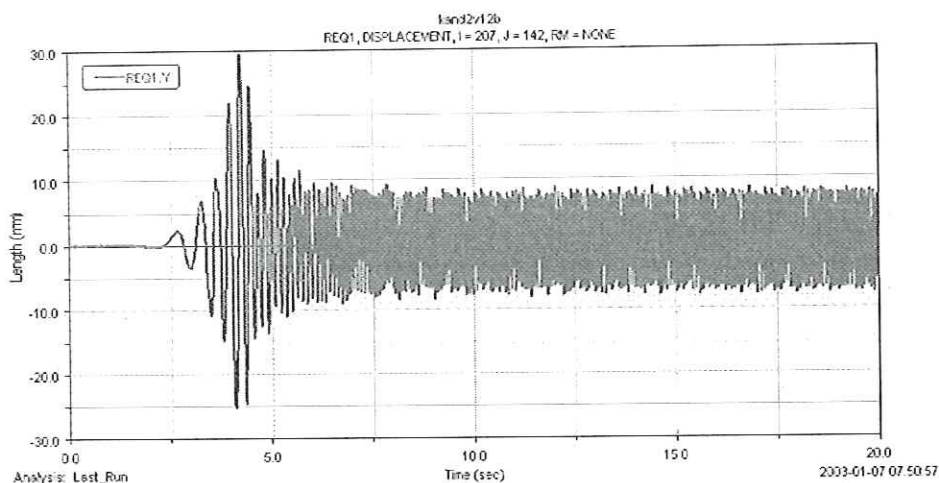


FIGURA 5.19 – Deslocamento do topo do tanque na direção y.

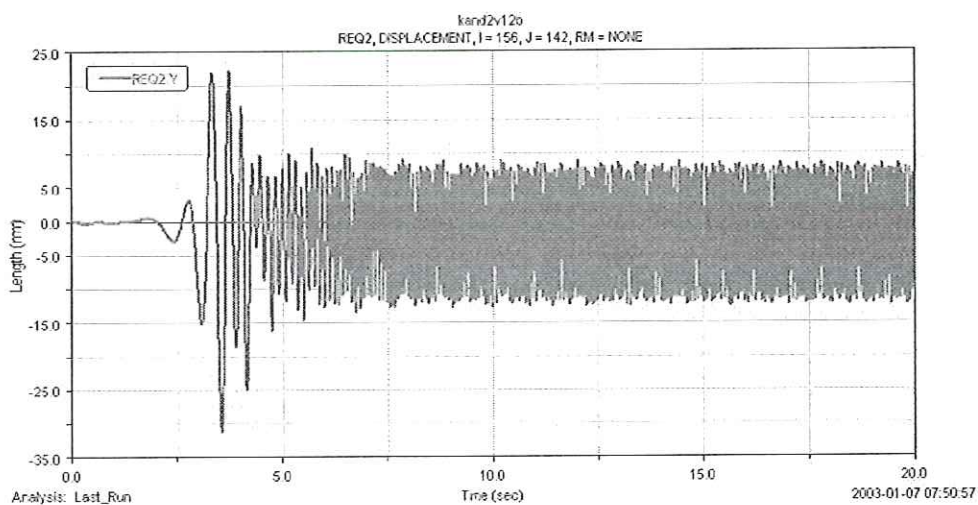


FIGURA 5.20 – Deslocamento do fundo do tanque na direção y.

As figuras 5.19 e 5.20 mostram o deslocamento do tanque, do topo e do fundo respectivamente, na direção y no plano horizontal, durante a centrifugação. A mesma avaliação feita utilizando-se as figuras 5.16, 5.17 e 5.18 pode ser feita aqui.

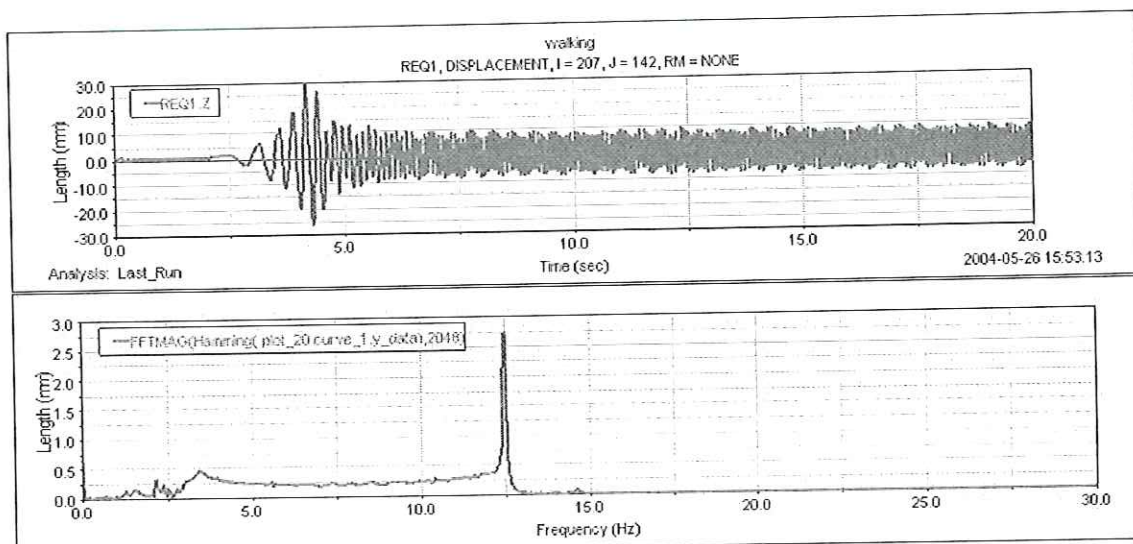


FIGURA 5.21 – Resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque na direção y.

A figura 5.21 mostra a resposta em frequência do deslocamento do topo do tanque. Pode-se concluir que os picos de resposta entre 0 e 5Hz representam modos de vibrar do conjunto suspenso. O pico em 12,5Hz representa a frequência de trabalho (750rpm).

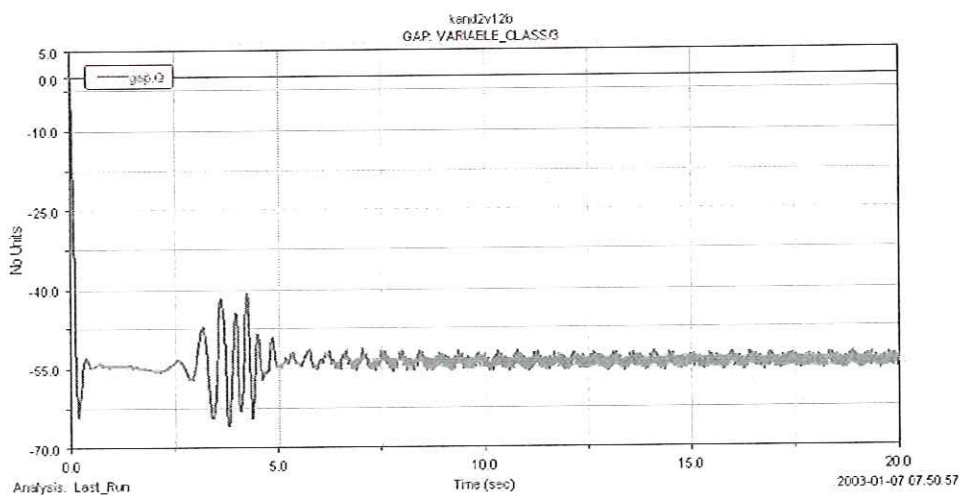


FIGURA 5.22 – Deslocamento vertical do tanque.

A figura 5.22 mostra o deslocamento vertical de um ponto localizado no topo do tanque, durante a centrifugação. Este tipo de resultado é útil para verificar a colisão do tanque na tampa ou em componentes montados na tampa.

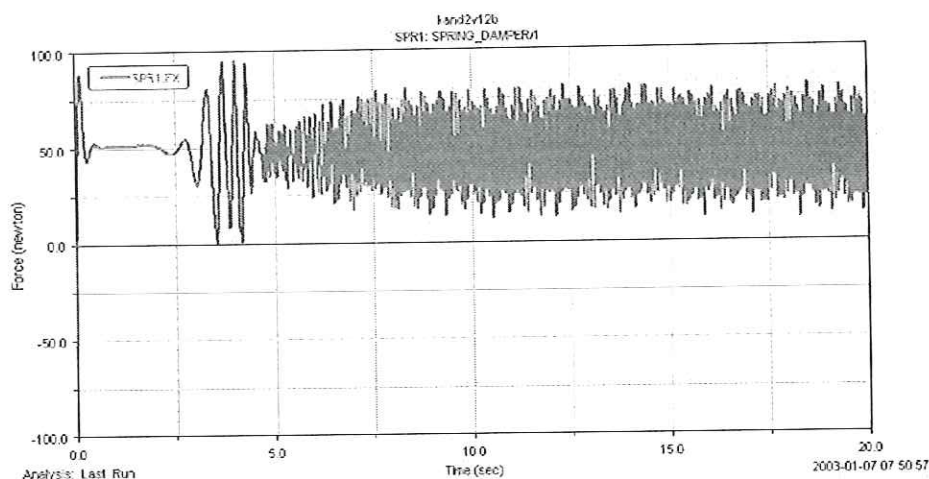


FIGURA 5.23 – Força atuante na vareta/mola de suspensão.

A força atuante na vareta/mola de suspensão durante o regime permanente é bastante útil para na previsão do nível de vibração transmitida para o gabinete. Quanto maior for a amplitude da força no regime permanente, maior será a vibração do gabinete.

5.2.3.1 Análise modal da lavadora

Através da utilização do módulo “Linear” do software ADAMS, da empresa M.Sc. Software, foi possível obter-se os modos de vibrar do conjunto suspenso da lavadora, bem como as suas frequências naturais.

As figuras abaixo mostram os modos e frequências obtidas (excluindo-se os seis primeiros de corpo rígido).

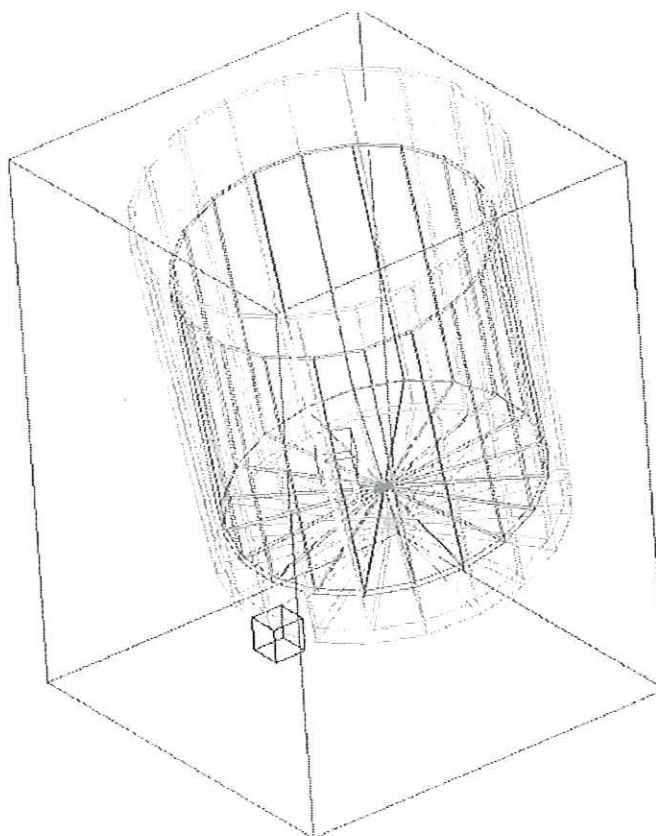


FIGURA 5.24 – Modo 7 “lateral - lateral” – 1,6596Hz.

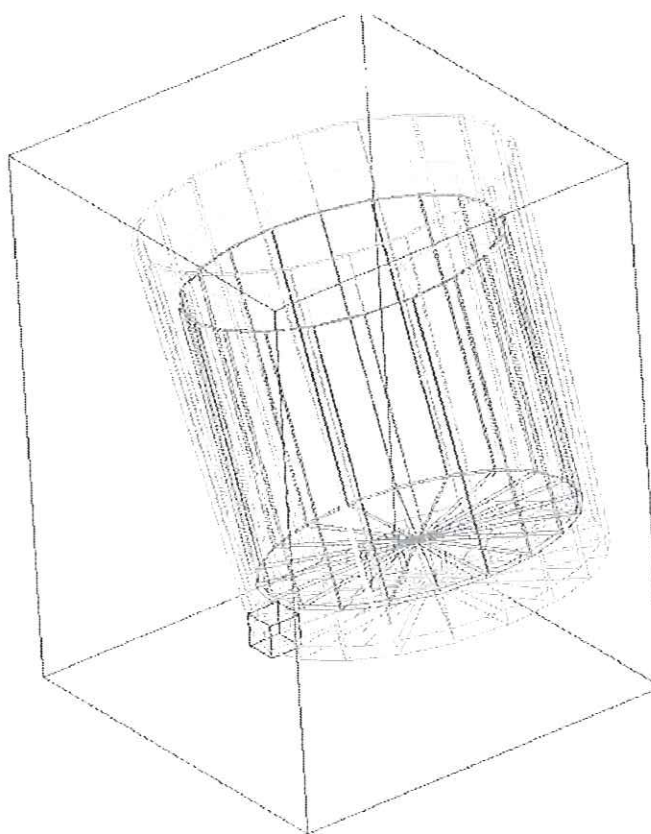


FIGURA 5.25 – Modo 8 “frontal - traseira” – 1,6668Hz.

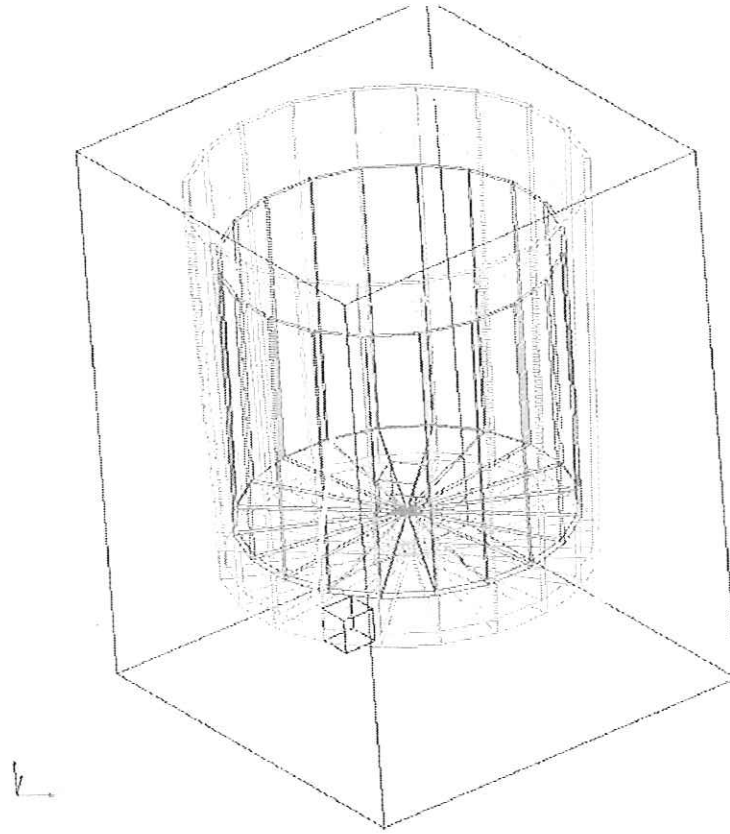


FIGURA 5.26 – Modo 9 “torsional” – 2,1373Hz.

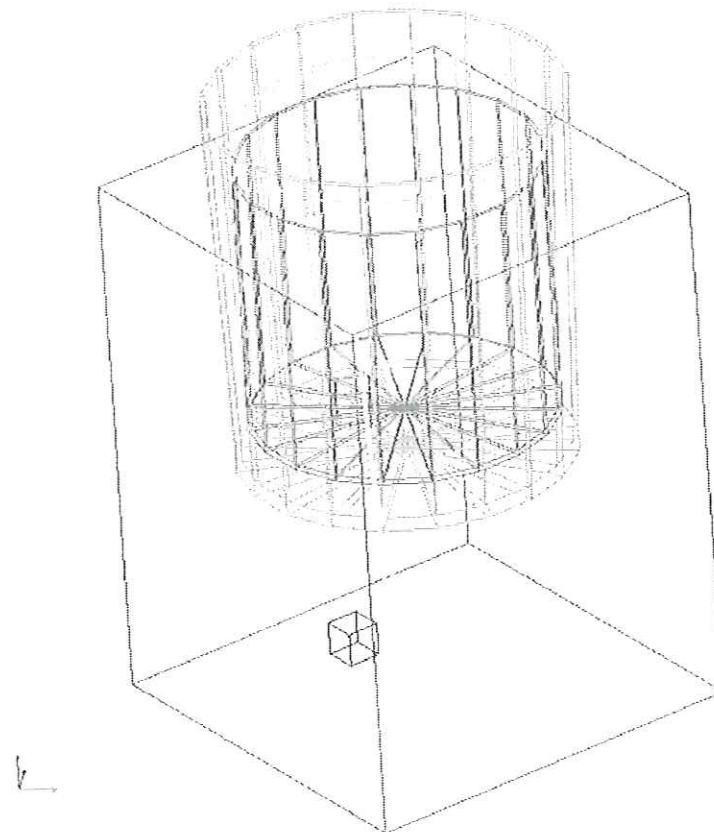


FIGURA 5.27 – Modo 10 “deslocamento vertical” – 2,8521Hz.

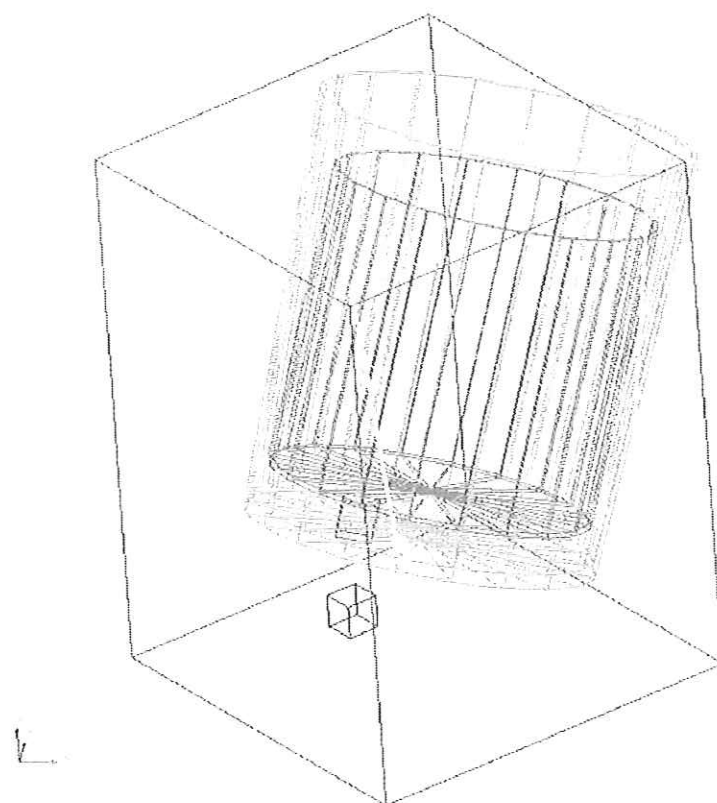


FIGURA 5.28 – Modo 11 “inclinação lateral” – 6,5043Hz.

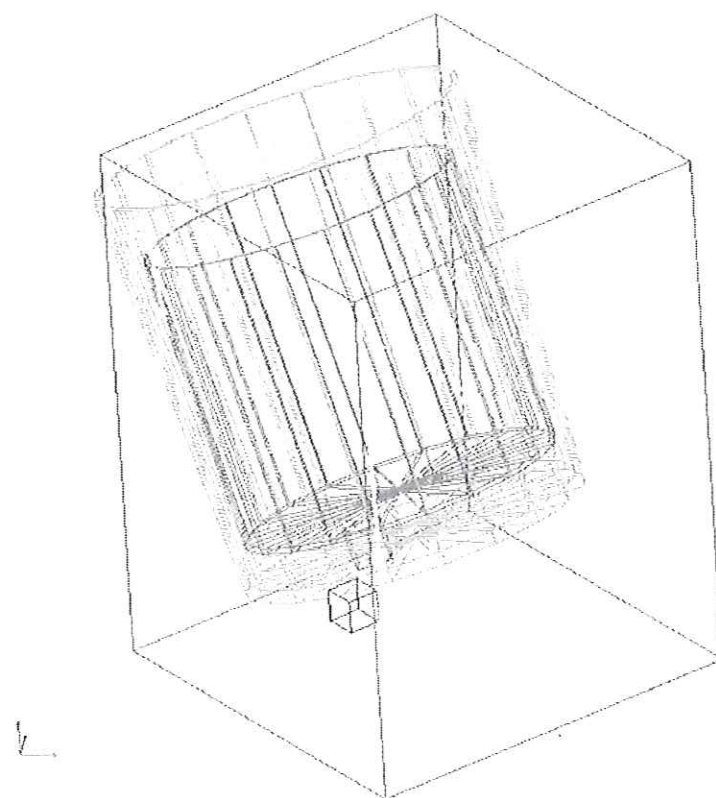


FIGURA 5.29 – Modo 12 “inclinação frontal-traseira” – 6,5921Hz.

Nas figuras 5.24 e 5.25 nota-se que os modos 7 e 8 são simétricos e de movimento pendular.

O modo 9, vide figura 5.26, tende a torcer o conjunto suspenso.

O modo 10, vide figura 5.27, tende a deslocar o conjunto suspenso verticalmente.

Os modos 11 e 12, vide figuras 5.28 e 5.29, são simétricos entre si e possuem influência direta da rigidez das molas da suspensão.

5.3 Considerações finais

De acordo com o exposto neste capítulo, pode-se concluir que através da utilização de apenas um método, não é possível a obtenção de todas as respostas que descrevem o comportamento dinâmico de uma lavadora. A seguir, são apresentados algumas vantagens e desvantagens dos três métodos descritos aqui.

O método analítico é um bom método para a obtenção de alguns resultados com uma certa velocidade e conveniência. O custo para a sua utilização é baixo e com ele pode-se testar algumas opções de projeto de suspensão sem custo algum. Este método porém, apresenta certa limitação na obtenção de alguns importantes resultados;

O método experimental é um ótimo método para a obtenção de quase todos os resultados necessários para a descrição do comportamento dinâmico de uma lavadora. A utilização deste método é muito útil para a obtenção do nível de vibração do gabinete da lavadora, um dos maiores índices de reclamação dos consumidores. O custo para a utilização deste método não é baixo, devido à necessidade de um bom analisador de sinais e alguns acelerômetros. A necessidade de protótipos físicos é outra dificuldade na utilização deste método.;

O uso de simulação através da técnica de multicorpos é o mais útil dos métodos durante a fase de desenvolvimento de um novo produto e/ou sistema de suspensão e balanceamento. Uma vez tendo um bom modelo

computacional da lavadora de roupas, pode-se obter um grande variedade de resultados para diversas configurações sem gastos com protótipos físicos. As limitações na utilização deste método são o custo do software para a simulação e o conhecimento necessário para operá-lo e gerar um bom modelo representativo da lavadora.

O capítulo seguinte apresentará um estudo de otimização do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação através da utilização de simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS). A técnica utilizada para obtenção das respostas ótimas foi o planejamento de experimentos (ou do inglês DOE, "Design of Experiments").

CAPÍTULO 6

ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA LAVADORA DE ROUPAS DE EIXO VERTICAL ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA E PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (DOE)

6.1 Introdução

Este capítulo apresenta um estudo realizado com o intuito de otimizar o comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante o processo de centrifugação. Basicamente, duas ferramentas de suma importância foram utilizadas neste trabalho: a simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS); e o planejamento de experimentos, também conhecido como DOE (do inglês “Design of Experiments”).

A simulação numérica foi utilizada como método para obtenção do comportamento dinâmico da lavadora durante a centrifugação, método este já descrito no capítulo 3.

O planejamento de experimentos, ou simplesmente chamado “DOE”, foi a ferramenta escolhida para a obtenção das respostas ótimas do comportamento dinâmico da lavadora, mediante a combinação de vários fatores que influenciam neste comportamento.

6.2 Uma breve descrição sobre o planejamento de experimentos (DOE)

Segundo WERKEMA (1996), um experimento é um procedimento no qual alterações propositais são feitas nas variáveis de entrada de um processo ou sistema, de modo que se possa avaliar as possíveis alterações sofridas pela variável resposta, como também as razões destas alterações.

Na definição acima, as variáveis de entrada correspondem aos fatores ou causas do processo, enquanto a variável resposta corresponde ao efeito deste processo.

Os fatores são as variáveis cuja influência sobre a variável resposta está sendo estudada no experimento. Os diferentes modos de presença de um fator no estudo considerado são denominados níveis do fator.

O resultado de interesse registrado após a realização de um ensaio é denominado variável resposta.

Os objetivos de um experimento planejado podem ser:

- Determinar as causas que mais influenciam o efeito de interesse do processo;
- Determinar as faixas de valores para os itens de verificação associados aos fatores controláveis, de modo a obter cada item de controle centrado no valor nominal almejado;
- Determinar as faixas de valores para os itens de verificação associados aos fatores controláveis, as quais minimizam as ações dos fatores não controláveis (também chamados de ruído) sobre as variáveis resposta.

Portanto, os experimentos planejados são extremamente úteis na descoberta dos principais fatores que influenciam as variáveis resposta de um sistema.

Para a realização de forma eficiente de um experimento, deve ser utilizada uma abordagem científica para o seu planejamento. Esta abordagem é identificada por meio do termo planejamento estatístico de experimentos, que se refere ao procedimento de planejar um experimento de forma que dados

apropriados sejam coletados em tempo e custo mínimos. A análise destes dados por meio de técnicas estatísticas resultará em conclusões confiáveis.

Existem vários tipos de planejamentos estatístico de experimentos, conforme mostrado na tabela 6.1 a seguir.

TABELA 6.1 – Alguns tipos de planejamentos de experimentos.

Planejamento	Tipo de aplicação	Estrutura	Informações fornecidas
Fatorial	Apropriado quando vários fatores devem ser estudados em dois ou mais níveis e as interações entre os fatores podem ser importantes.	Base: em cada repetição completa do experimento todas as combinações possíveis dos níveis dos fatores são estudadas. Blocos: ausentes	- Estimativas e comparações dos efeitos dos fatores. - Estimativa dos possíveis efeitos de interações. - Estimativas da variância.
Fatorial 2^k em blocos	Apropriado quando o número de ensaios necessários para o planejamento com k fatores e 2 níveis é muito grande para que seja realizado em condições homogêneas.	Base: o conjunto completo de tratamentos é dividido em subconjuntos de modo que as interações de ordem mais alta são confundidas com os blocos. São tomadas observações em todos os blocos. Blocos: os blocos geralmente surgem como consequência de restrições de tempo, homogeneidade de materiais, etc.	Fornece as mesmas estimativas do planejamento fatorial, exceto algumas interações de ordem mais alta que não podem ser estimadas porque estão confundidas com os blocos.
Fatorial 2^k fracionado	Apropriado quando existem muitos fatores (k muito grande) e não é possível coletar observações em todas as combinações dos níveis.	Base: vários fatores são estudados em dois níveis, mas somente um subconjunto do fatorial completo é executado. Blocos: a formação de blocos algumas vezes é possível.	- Estimativas e comparações dos efeitos de vários fatores. - Estimativa de certos efeitos de interações (alguns efeitos podem não ser estimáveis). - Certos planejamentos fatoriais fracionados (quando k é pequeno não fornecem informações suficientes para estimar a variância.

6.3 Metodologia utilizada

Conforme citado anteriormente, o objetivo aqui foi otimizar o comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas através de simulação numérica e aplicação de planejamento de experimentos.

Neste estudo, realizou-se um DOE fatorial completo com 6 fatores com dois níveis cada fator, a fim de identificar quais fatores tinham maior impacto sobre o comportamento dinâmico da lavadora.

Os 6 fatores utilizados, bem como seus respectivos níveis, foram:

- amortecimento da suspensão (0.11N.s/mm ou 0.3N.s/mm);
- utilização de contra peso (sim ou não) – para centralizar a posição do centro de massa da lavadora;
- rigidez da mola da suspensão (2N/mm ou 3 N/mm);
- comprimento da mola da suspensão (80mm ou 110mm);
- comprimento da vareta da suspensão (600mm ou 660mm);
- posição de ancoramento da suspensão no tanque (atual ou 62mm acima da posição atual).

A configuração atual da lavadora de roupas utilizada neste estudo é a que segue abaixo:

- amortecimento da suspensão = 0.11N.s/mm;
- utilização de contra peso = não;
- rigidez da mola da suspensão = 2N/mm;
- comprimento da mola da suspensão = 110mm;
- comprimento da vareta da suspensão = 660mm;

Para obtenção do comportamento dinâmico da lavadora foram coletadas 12 variáveis resposta:

- ***F resid*** (N) = força residual mínima no pé da lavadora (quanto maior melhor);
- ***gap*** (mm) = distância entre o topo do gabinete e o anel do tanque com a lavadora parada (quanto menor melhor);
- ***orb sup tr*** (mm) = raio máximo da órbita superior no transiente traçada pelo centro do anel do tanque (quanto menor melhor);

- **orb inf tr** (mm) = raio máximo da órbita inferior no transiente traçada pelo centro do mecanismo (quanto menor melhor);
- **orb sup re** (mm) = raio máximo da órbita superior no regime permanente traçada pelo centro do anel do tanque (quanto menor melhor);
- **orb inf re** (mm) = raio máximo da órbita inferior no regime permanente traçada pelo centro do mecanismo (quanto menor melhor);
- **desl vert** (mm) = deslocamento vertical máximo do topo do tanque no transiente (quanto menor melhor);
- **f mx var tr** (N) = força máxima na vareta de suspensão no transiente (quanto menor melhor);
- **f md var re** (N) = força média na vareta de suspensão no regime permanente (quanto menor melhor);
- **ampl f** (N) = amplitude máxima da força na vareta de suspensão no regime permanente (quanto menor melhor);
- **am o s re** (mm) = amplitude máxima do raio da órbita superior no regime permanente (quanto menor melhor);
- **am o in re** (mm) = amplitude máxima do raio da órbita inferior no regime permanente (quanto menor melhor).

Para a realização do DOE completo foram necessários 64 configurações (2^6) para a combinação de todos os fatores nos dois níveis possíveis. Para a análise de cada uma das 64 configurações e obtenção das variáveis repostas foi utilizada a simulação numérica utilizando a técnica de multicorpos (MBS). O software de simulação numérica utilizado foi o ADAMS da empresa M.Sc. Software.

As tabelas 6.2 e 6.3 a seguir trazem os resultados obtidos para as variáveis resposta para cada uma das 64 configurações possíveis.

TABELA 6.2 – Resultados obtidos para as 32 primeiras configurações do DOE.

Fatores						Respostas											
Amort	C peso	K mola	L mola	L vareta	Alt susp	F resid	gap	orb sup tr	orb inf tr	orb sup re	orb inf re	desl vert	f mx var tr	f md var re	ampl f	am o s re	am o in re
0,11	sim	2 N/mm	80 mm	600 mm	atual	122,00	31,70	37,75	21,72	8,30	7,90	12,32	127,82	67,78	19,65	0,62	0,97
0,3	sim	2 N/mm	80 mm	600 mm	atual	114,8	31,60	26,16	18,68	8,29	7,85	8,02	135,91	70,86	52,72	0,54	0,79
0,11	não	2 N/mm	80 mm	600 mm	atual	96,5	27,64	29,14	33,19	7,84	10,95	10,06	118,73	65,62	36,01	1,39	5,14
0,3	não	2 N/mm	80 mm	600 mm	atual	91,18	27,53	28,38	28,49	7,96	10,79	6,31	134,10	77,06	64,37	1,33	4,93
0,11	sim	3 N/mm	80 mm	600 mm	atual	121,35	21,08	35,25	27,07	8,34	7,86	12,10	144,14	71,06	20,29	0,95	1,32
0,3	sim	3 N/mm	80 mm	600 mm	atual	117,58	21,04	22,92	19,18	8,34	7,82	6,94	141,46	73,81	48,97	0,51	0,57
0,11	não	3 N/mm	80 mm	600 mm	atual	97,73	18,33	28,97	37,81	7,89	10,49	12,75	132,87	68,81	37,85	1,23	4,22
0,3	não	3 N/mm	80 mm	600 mm	atual	94,34	18,35	23,62	28,54	7,98	10,31	7,01	140,50	79,99	65,89	0,99	3,81
0,11	sim	2 N/mm	110 mm	600 mm	atual	141,18	6,71	35,94	23,31	8,42	7,82	10,23	152,14	78,17	19,09	0,59	0,81
0,3	sim	2 N/mm	110 mm	600 mm	atual	126,34	6,65	24,64	16,49	8,44	7,79	7,12	159,02	80,65	46,87	0,48	0,75
0,11	não	2 N/mm	110 mm	600 mm	atual	120,93	3,51	28,11	34,20	7,90	10,75	9,37	131,33	77,20	35,10	1,13	4,64
0,3	não	2 N/mm	110 mm	600 mm	atual	108,47	3,42	25,40	23,80	8,03	10,59	7,14	154,80	86,81	85,56	0,89	4,46
0,11	sim	3 N/mm	110 mm	600 mm	atual	143,41	-3,57	34,36	28,72	8,41	7,80	12,12	173,58	87,48	19,47	0,57	0,82
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	600 mm	atual	139,00	-3,60	22,29	18,79	8,44	7,77	7,88	176,94	89,71	46,59	0,44	0,53
0,11	não	3 N/mm	110 mm	600 mm	atual	120,87	-5,82	29,35	38,90	7,87	10,38	12,27	157,97	86,78	36,67	1,10	3,84
0,3	não	3 N/mm	110 mm	600 mm	atual	122,4	-5,79	22,25	24,93	8,01	10,18	7,84	167,79	95,61	84,26	0,86	3,36
0,11	sim	2 N/mm	80 mm	660 mm	atual	72,6	79,80	41,73	23,31	8,23	7,96	19,85	108,75	43,38	20,81	0,79	1,00
0,3	sim	2 N/mm	80 mm	660 mm	atual	69,25	79,72	33,26	25,07	8,25	7,93	12,69	118,33	48,23	42,37	0,63	0,74
0,11	não	2 N/mm	80 mm	660 mm	atual	61,78	76,96	36,82	33,83	7,80	10,85	15,36	99,11	44,09	37,04	1,75	4,33
0,3	não	2 N/mm	80 mm	660 mm	atual	46,96	76,93	37,96	38,32	7,93	10,71	11,73	115,82	60,57	94,19	1,82	4,36
0,11	sim	3 N/mm	80 mm	660 mm	atual	79,93	74,36	37,66	28,48	8,29	8,02	18,06	125,82	49,03	22,14	1,59	1,77
0,3	sim	3 N/mm	80 mm	660 mm	atual	72,98	74,35	29,90	27,83	8,25	7,92	11,17	128,67	53,19	54,40	0,65	0,60
0,11	não	3 N/mm	80 mm	660 mm	atual	57,42	71,96	33,14	40,55	7,84	10,61	15,27	113,75	49,03	39,92	2,51	4,68
0,3	não	3 N/mm	80 mm	660 mm	atual	48,6	72,12	36,63	40,19	7,92	10,41	10,92	123,51	64,18	94,82	2,05	3,89
0,11	sim	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	102,31	58,28	38,44	21,25	8,26	7,93	16,92	121,60	60,10	19,89	0,69	0,90
0,3	sim	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	92,95	58,18	29,79	22,64	8,29	7,90	11,01	136,36	63,59	52,76	0,61	0,84
0,11	não	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	80,99	54,61	31,12	33,56	7,82	10,98	13,71	106,63	58,65	36,67	1,71	5,29
0,3	não	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	72,69	54,50	32,83	33,67	7,94	10,83	9,08	126,66	71,15	93,47	1,64	4,68
0,11	sim	3 N/mm	110 mm	660 mm	atual	106,22	49,12	32,97	27,63	8,27	7,95	15,74	135,49	63,35	21,62	1,44	1,83
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	660 mm	atual	95,56	49,08	24,74	24,29	8,26	7,87	8,77	134,67	66,89	53,09	0,58	0,61
0,11	não	3 N/mm	110 mm	660 mm	atual	78,47	46,27	28,00	38,04	7,84	10,63	15,19	121,34	61,60	40,32	2,66	5,12
0,3	não	3 N/mm	110 mm	660 mm	atual	73,98	46,33	30,06	33,88	7,91	10,39	8,61	133,74	73,94	94,28	1,55	3,84

TABELA 6.3 – Resultados obtidos para as 32 últimas configurações do DOE.

Fatores						Respostas											
Amort	C peso	K mola	L mola	L vareta	Alt susp	F resid	gap	orb sup tr	orb inf tr	orb sup re	orb inf re	desl vert	f mx var trf	md var re	ampl f	am o s re	am o in re
0,11	sim	2 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	73,40	80,54	43,66	22,99	8,22	7,97	21,28	112,29	42,77	18,97	0,61	0,97
0,3	sim	2 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	63,06	80,45	34,71	29,43	8,24	7,94	13,58	118,79	48,10	54,72	0,57	0,75
0,11	não	2 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	58,26	77,73	38,84	33,44	7,79	10,89	15,78	99,72	43,70	35,84	1,71	4,78
0,3	não	2 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	42,04	77,68	38,67	37,53	7,92	10,74	12,30	117,94	61,46	91,80	1,62	4,30
0,11	sim	3 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	76,76	75,22	39,77	28,02	8,26	8,02	19,15	123,78	48,46	20,72	1,40	1,68
0,3	sim	3 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	67,74	75,21	30,93	26,91	8,25	7,93	12,07	123,79	53,23	51,50	0,55	0,58
0,11	não	3 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	53,61	72,81	34,62	40,45	7,81	10,62	15,07	119,70	48,69	36,75	2,16	4,26
0,3	não	3 N/mm	80 mm	600 mm	62mm	43,31	72,98	37,52	39,54	7,89	10,43	11,56	127,10	64,92	92,47	2,02	3,58
0,11	sim	2 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	98,79	59,18	41,29	20,90	8,26	7,94	18,13	122,61	59,89	19,11	0,54	0,84
0,3	sim	2 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	89,60	59,10	31,43	22,06	8,28	7,91	12,06	127,44	63,84	50,56	0,52	0,80
0,11	não	2 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	77,25	55,54	32,80	33,05	7,81	11,02	14,64	106,71	58,68	34,97	1,57	5,10
0,3	não	2 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	66,90	55,44	34,48	33,36	7,93	10,87	9,97	126,40	72,10	86,02	1,55	4,83
0,11	sim	3 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	102,86	50,10	34,56	27,08	8,25	7,94	16,78	136,09	63,31	19,16	1,00	1,40
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	92,21	50,06	26,33	23,86	8,25	7,88	9,76	131,47	67,18	50,17	0,49	0,59
0,11	não	3 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	74,80	47,26	28,34	37,33	7,78	10,61	15,14	117,15	61,74	37,12	2,09	4,70
0,3	não	3 N/mm	110 mm	600 mm	62mm	66,81	47,30	30,70	33,75	7,89	10,42	8,49	131,70	75,01	89,53	1,40	3,78
0,11	sim	2 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	71,11	139,50	43,77	27,36	8,26	8,07	19,27	92,00	39,00	18,69	2,25	1,97
0,3	sim	2 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	55,81	139,40	38,59	32,27	8,27	8,03	13,18	102,97	44,54	54,45	2,20	1,80
0,11	não	2 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	49,49	137,09	34,73	39,23	8,42	11,12	18,50	88,31	41,08	37,36	5,20	6,42
0,3	não	2 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	38,34	137,13	43,18	41,91	9,58	11,47	12,30	96,45	59,07	94,49	7,65	8,24
0,11	sim	3 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	67,31	135,10	39,36	35,93	10,00	9,18	17,56	109,52	45,36	23,31	6,62	5,44
0,3	sim	3 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	58,06	135,19	36,89	34,46	8,67	8,28	12,24	107,76	50,55	51,72	3,77	2,98
0,11	não	3 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	42,29	133,01	33,52	45,31	13,25	13,27	18,43	93,38	46,06	42,22	9,99	10,44
0,3	não	3 N/mm	80 mm	660 mm	62mm	38,08	133,29	42,61	42,59	10,16	11,52	11,95	106,64	63,16	98,83	8,00	8,04
0,11	sim	2 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	99,20	121,25	39,14	28,39	8,06	7,97	19,46	103,40	60,09	20,97	1,30	1,30
0,3	sim	2 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	83,40	121,18	35,59	28,58	8,26	8,05	16,14	107,19	64,09	54,93	2,55	2,20
0,11	não	2 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	75,68	118,26	29,95	43,55	9,87	12,03	20,05	97,46	59,19	38,49	7,67	9,20
0,3	não	2 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	64,10	118,15	41,21	38,53	8,00	11,05	15,71	105,61	72,77	95,78	3,90	6,08
0,11	sim	3 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	92,93	112,36	39,63	37,14	10,55	9,62	17,36	114,73	63,25	23,35	7,47	6,00
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	85,84	112,17	34,54	32,88	9,50	8,87	13,43	116,04	67,48	59,37	5,88	4,59
0,11	não	3 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	68,41	108,85	32,95	49,89	13,54	13,78	17,92	106,99	61,11	40,60	9,42	10,89
0,3	não	3 N/mm	110 mm	660 mm	62mm	64,98	108,84	41,18	42,55	9,29	11,18	13,73	116,54	75,44	100,55	6,83	7,69

Uma vez obtidos os resultados das várias configurações do DOE, o passo seguinte é a análise estatística dos resultados a fim de obter-se os fatores e/ou interações entre fatores que mais influenciam as variáveis resposta. Para isto, foi utilizado o software de análise estatística MiniTab e, deste software, para cada variável resposta, pode-se obter alguns tipos de gráficos que mostram a influência ou não dos fatores sobre a variável resposta. Os gráficos aqui utilizados são três:

- Gráfico de pareto: neste gráfico pode-se verificar qual fator e/ou interação entre fatores tem influência significativa sobre a variável resposta. Quando o valor de um fator ultrapassa a linha vermelha, significa que o mesmo possui influência significativa sobre a variável resposta em questão;
- Gráfico de efeitos principais: neste gráfico pode-se verificar qual(is) fator(es) tem maior influência na variação da resposta. Também é possível, através deste gráfico, verificar qual a tendência da variação da resposta para cada nível de cada fator.
- Gráfico de interação de fatores: com este gráfico é possível verificar a interação entre fatores. Esta análise é de suma importância em experimentos com vários fatores, visto que muitas vezes um fator analisado isoladamente pode não apresentar influência significativa. Porém, a interação deste fator com outro pode apresentar influência significativa na variável resposta.

As figuras 6.1 a 6.5 mostram gráficos de pareto para algumas variáveis resposta.

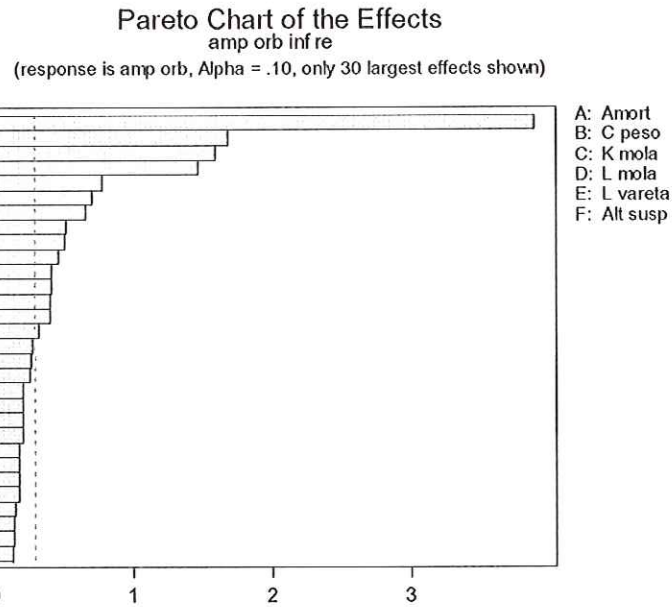


FIGURA 6.1 – Gráfico de pareto para a variável resposta **am o in re**.

Na figura 6.1 acima nota-se que vários fatores possuem influência significativa sobre a variável resposta amplitude do raio da órbita inferior no regime permanente. O fator utilização de contra peso é aquele que tem maior influência sobre a variável resposta. Algumas interações entre fatores também apresentam influência significativa sobre a variável resposta.

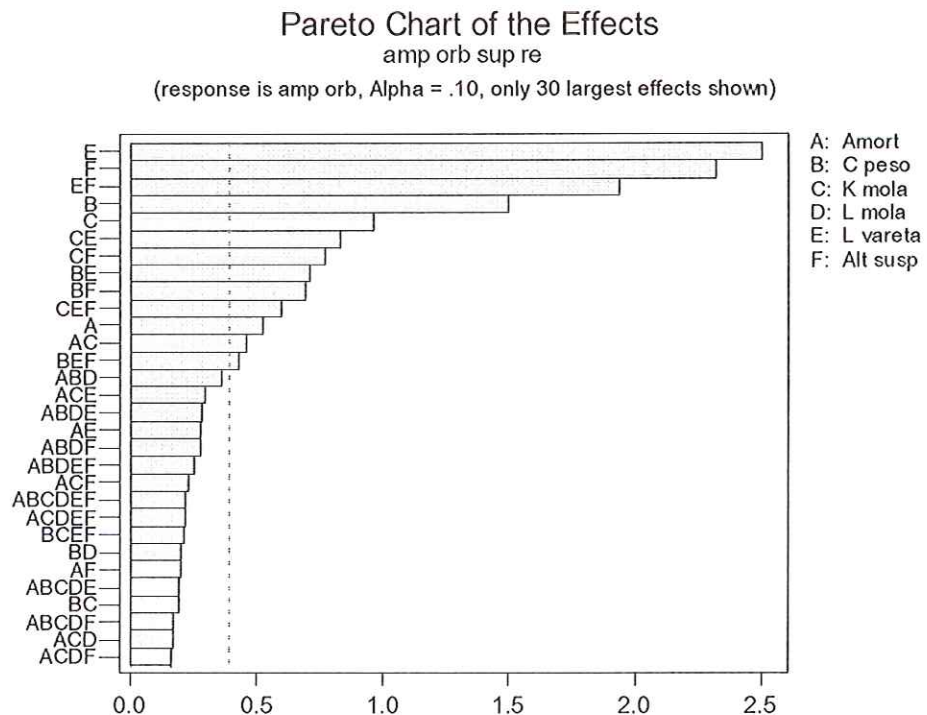


FIGURA 6.2 – Gráfico de pareto para a variável resposta **am o s re**.

Na figura 6.2 acima nota-se também que vários fatores possuem influência significativa sobre a variável resposta amplitude do raio da órbita superior no regime permanente. Os fatores comprimento da vareta de suspensão e posição de ancoramento da suspensão no tanque são os fatores com maior influência sobre a variável resposta. Também aqui, algumas interações entre fatores também apresentam influência significativa sobre a variável resposta.

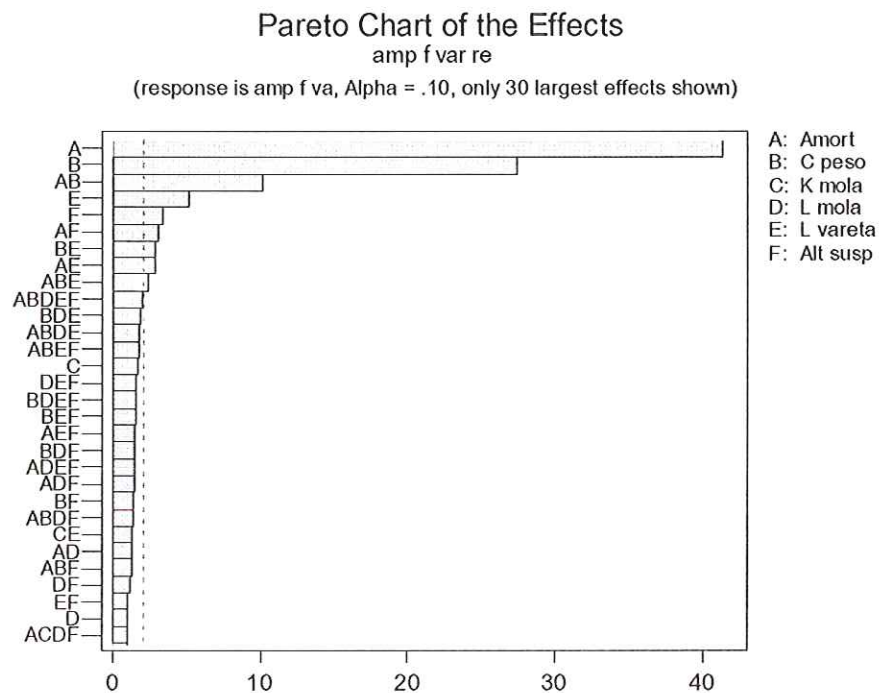


FIGURA 6.3 – Gráfico de pareto para a variável resposta *amp f*.

Na figura 6.3 acima nota-se um pequeno número de fatores com influência significativa sobre a variável resposta amplitude da força na vareta de suspensão no regime permanente. O fator amortecimento da suspensão é o fator com maior influência sobre a variável resposta. Também aqui, algumas interações entre fatores também apresentam influência significativa sobre a variável resposta.

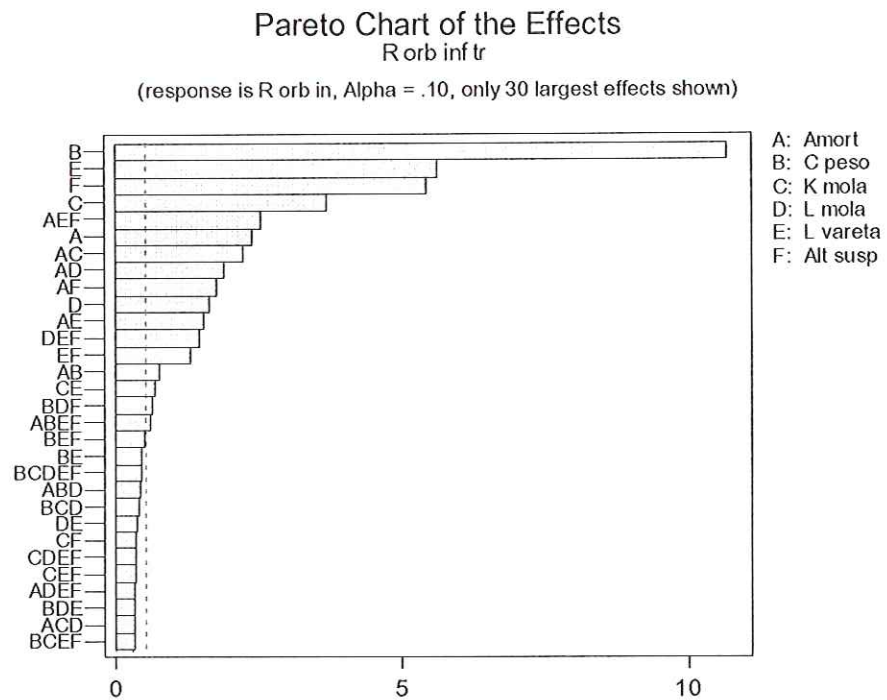


FIGURA 6.4 – Gráfico de pareto para a variável resposta *orb inf tr*.

Na figura 6.4 acima nota-se também que vários fatores possuem influência significativa sobre a variável resposta raio da órbita inferior no transiente. O fator utilização de contra peso é aquele que tem maior influência sobre a variável resposta. Também aqui, algumas interações entre fatores também apresentam influência significativa sobre a variável resposta.

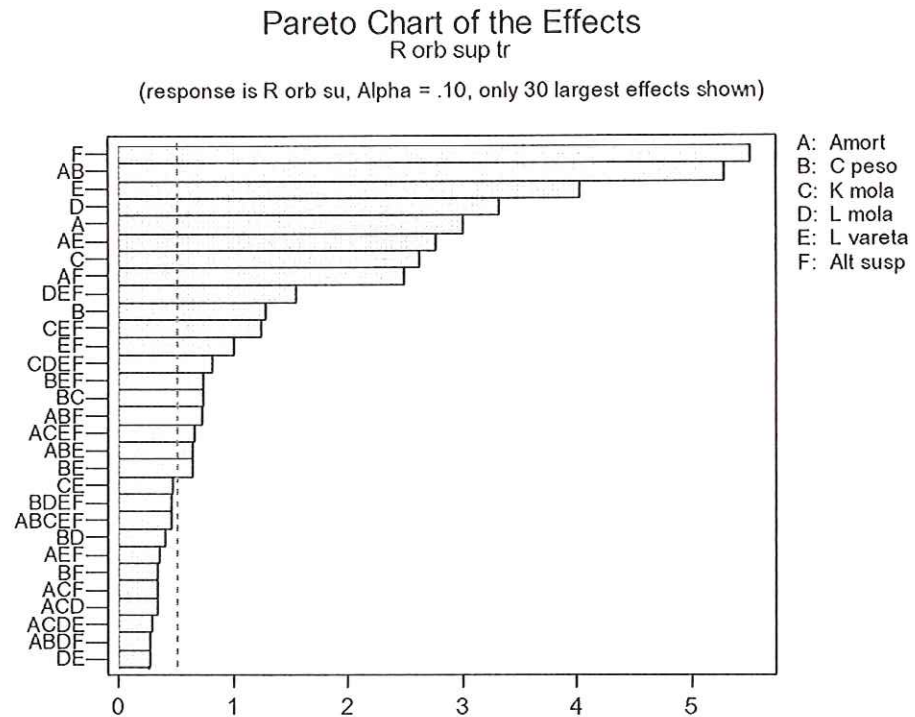


FIGURA 6.5 – Gráfico de pareto para a variável resposta *orb sup tr*.

Na figura 6.5 acima nota-se também que vários fatores possuem influência significativa sobre a variável resposta raio da órbita superior no transiente. O fator posição de ancoramento da suspensão no tanque e a interação entre os fatores amortecimento da suspensão e utilização de contra peso são aqueles que tem maior influência sobre a variável resposta. Também aqui, algumas interações entre fatores também apresentam influência significativa sobre a variável resposta.

As figuras 6.6 a 6.8 mostram gráficos de interação entre os fatores para algumas variáveis resposta.

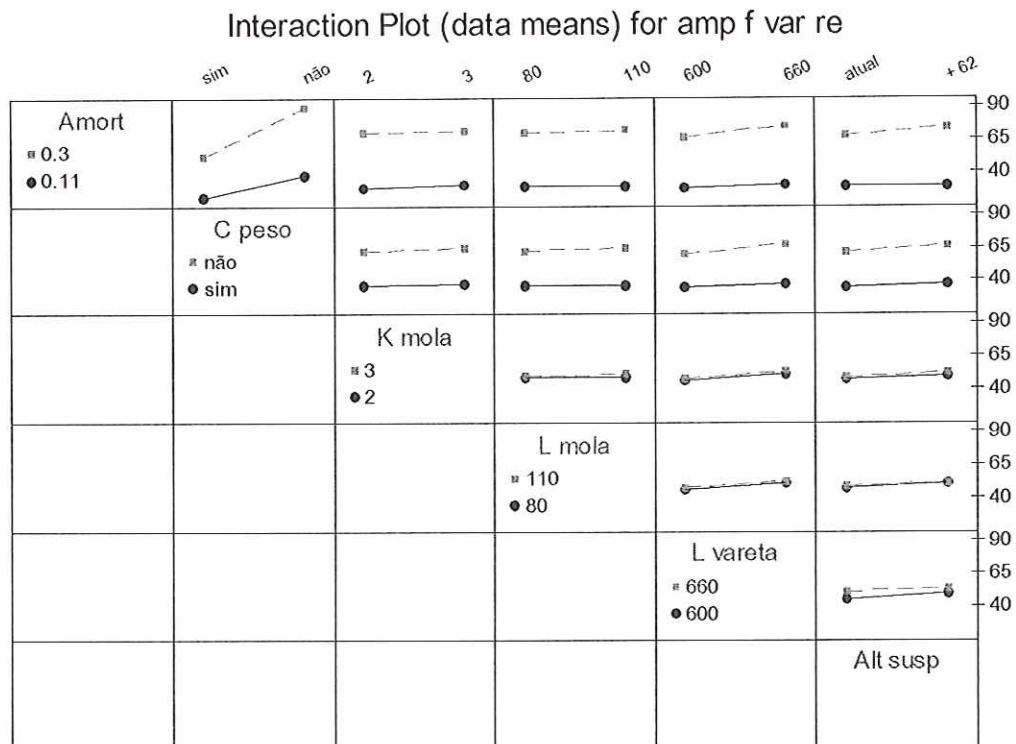


FIGURA 6.6 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta *amp f*

A figura 6.6 mostra que a interação entre fatores para a variável resposta amplitude da força na vareta de suspensão no regime permanente é pequena. Isto pode ser notado já que no gráfico não existem linhas se cruzando.

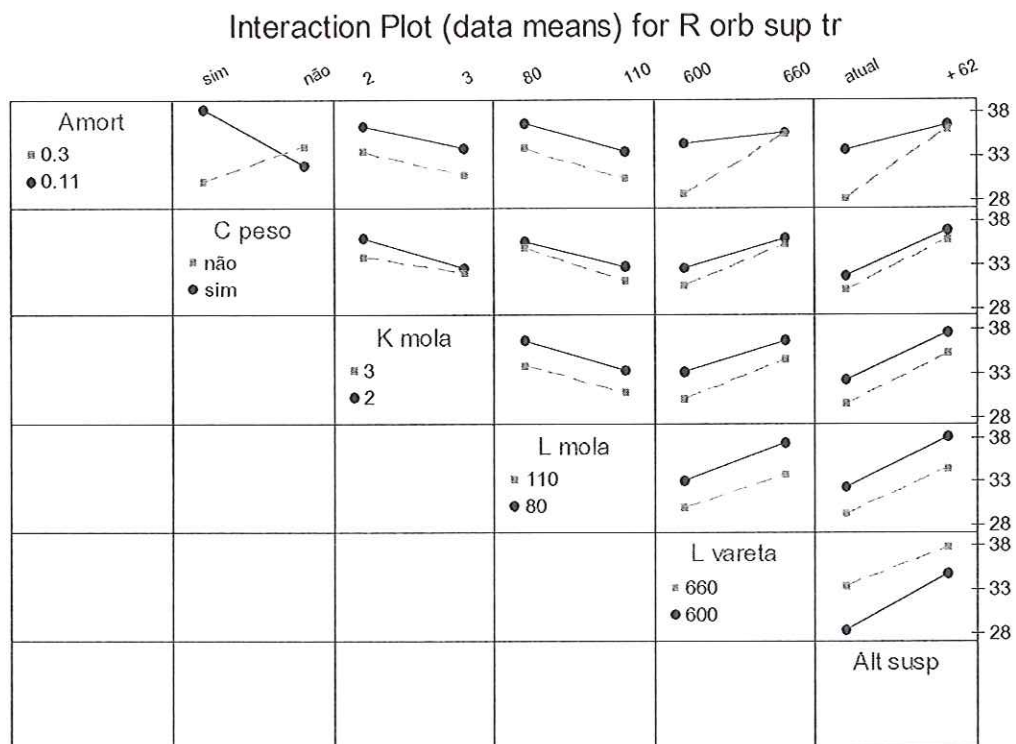


FIGURA 6.7 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta **orb sup tr**.

Já a figura 6.7 mostra a existência de uma forte interação entre os fatores amortecimento da suspensão e utilização de contra peso. No gráfico pode-se notar que no campo de relação entre estes dois fatores as linhas se cruzam. Também pode-se constatar interação entre o fator amortecimento da suspensão com os fatores comprimento da vareta e posição de ancoramento da suspensão.

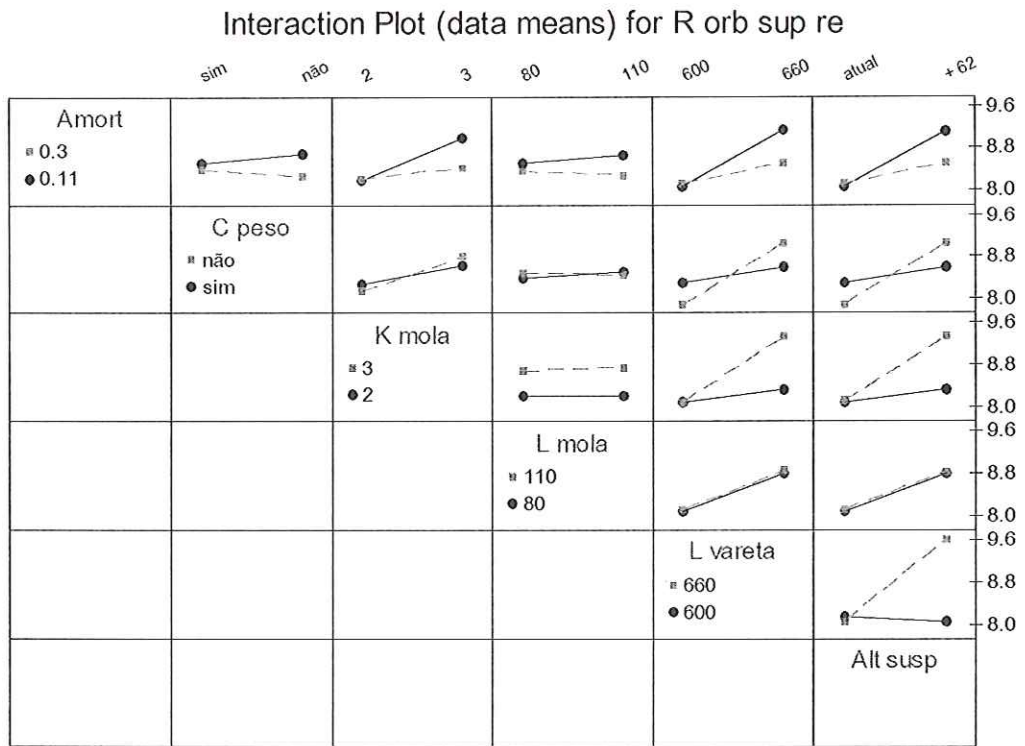
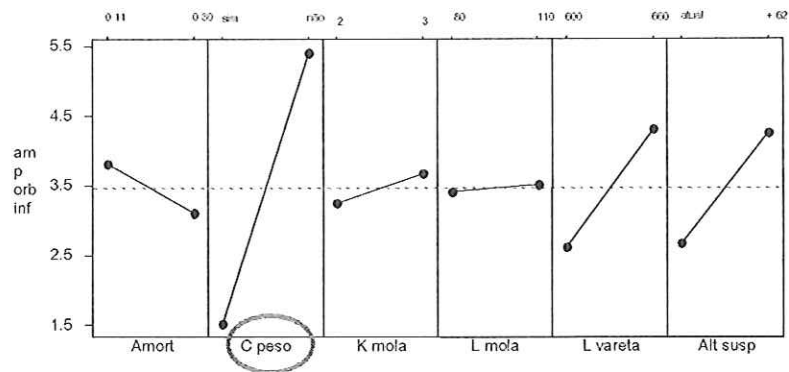


FIGURA 6.8 – Gráfico de interação de fatores para a variável resposta **orb sup re**.

A figura 6.8 mostra que a variável resposta órbita superior no regime permanente sofre influência de várias interações entre fatores. Pode-se citar as interações do fator utilização de contra peso com comprimento da vareta e posição de ancoramento da suspensão, amortecimento da suspensão com comprimento da vareta e posição de ancoramento da suspensão, e outros.

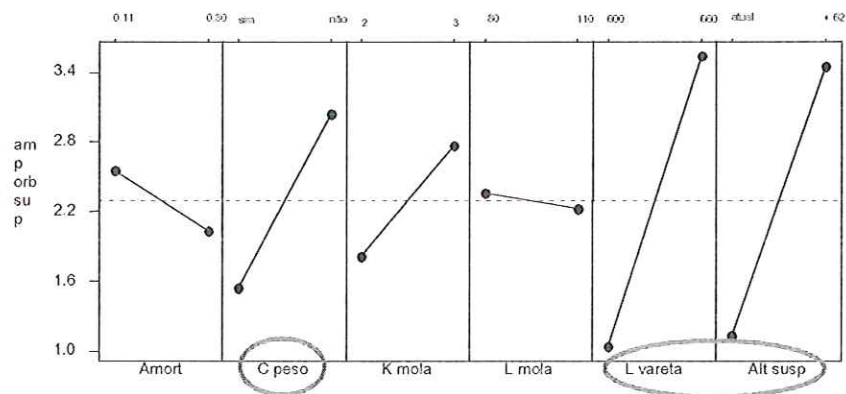
As figuras 6.9 a 6.18 mostram gráficos de efeitos principais para algumas variáveis resposta.

Main Effects Plot (data means) for amp orb inf re

FIGURA 6.9 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *am o in re*.

A figura 6.9 mostra que o fator contra peso no nível “sim” favorece a uma redução drástica da amplitude da órbita inferior no regime permanente. Isto reflete em menor vibração no mecanismo da lavadora.

Main Effects Plot (data means) for amp orb sup re

FIGURA 6.10 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *am o s re*

A figura 6.10 mostra que os fatores contra peso no nível “sim”, comprimento da vareta no nível “600mm” e posição da suspensão no tanque

no nível “atual” favorecem a redução da amplitude da órbita superior no regime permanente. Isto reflete em menor vibração no topo do tanque da lavadora.

Main Effects Plot (data means) for amp f var re

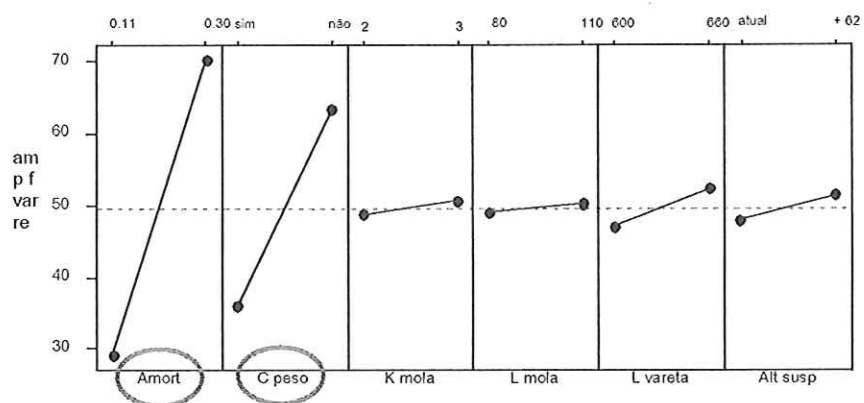
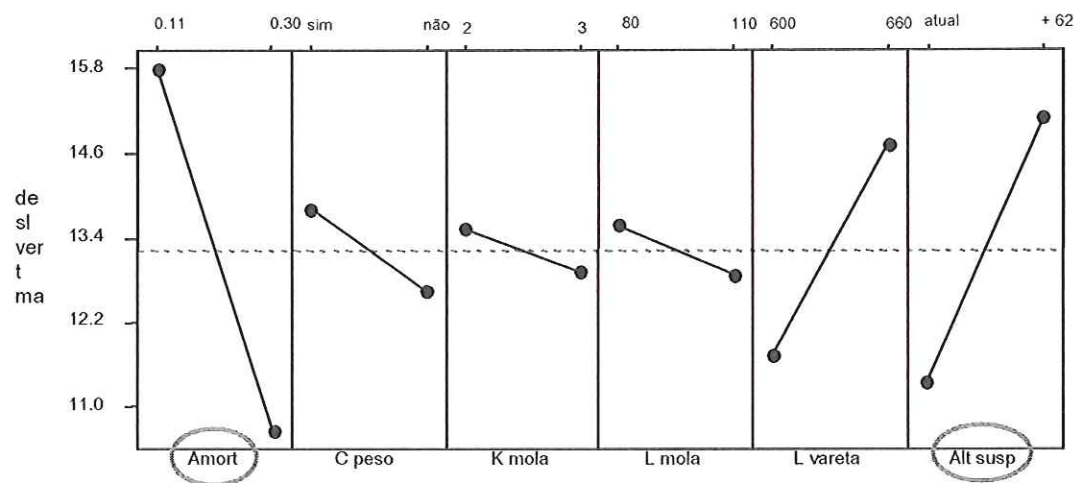


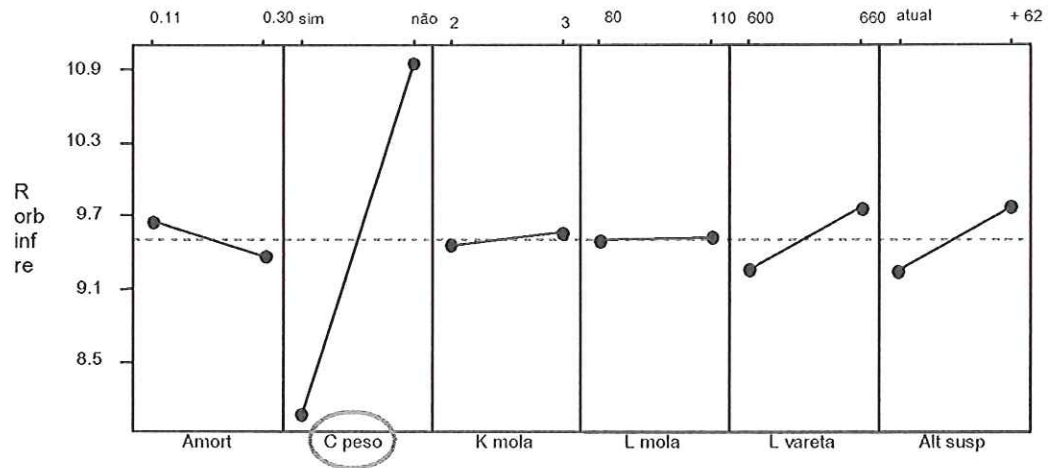
FIGURA 6.11 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *amp f*.

A figura 6.11 mostra que os fatores contra peso no nível “sim” e amortecimento no nível “0,11” favorecem a redução da amplitude da força na vareta. Isto reflete em menor vibração transferida para o gabinete.

Main Effects Plot (data means) for *desl vert ma*FIGURA 6.12 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *desl vert*.

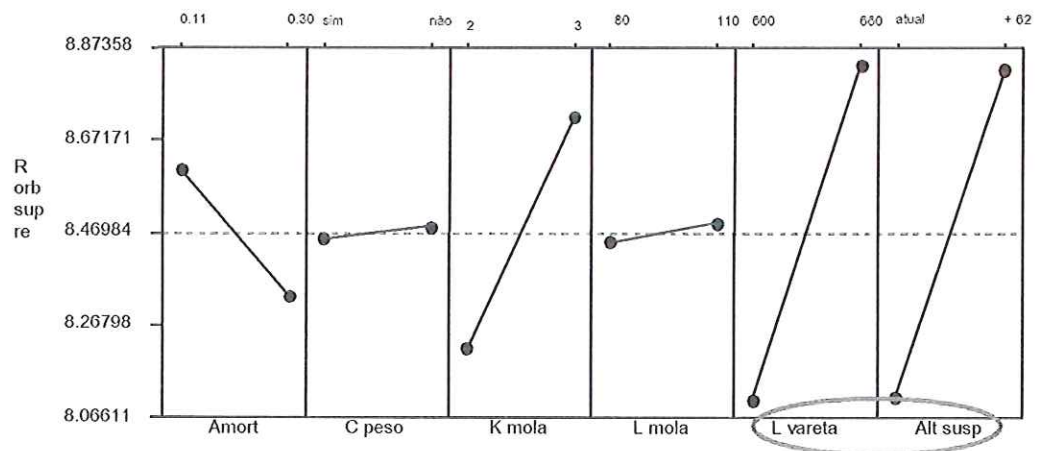
A figura 6.12 mostra que os fatores amortecimento no nível “0,3” e posição da susp no tanque no nível “atual” favorecem a redução do deslocamento vertical do anel do tanque no transiente. Isto permite a utilização de um gap menor.

Main Effects Plot (data means) for R orb inf re

FIGURA 6.13 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *orb inf re*

A figura 6.13 mostra que o fator contra peso no nível “sim” favorece a redução drástica do raio da órbita inferior no regime permanente. Isto reflete em menor vibração no mecanismo da lavadora.

Main Effects Plot (data means) for R orb sup re

FIGURA 6.14 – Gráfico de efeitos principais para a variável resp *orb sup re*

A figura 6.14 mostra que os fatores comprimento da vareta no nível “600mm” e posição da suspensão no tanque no nível “atual” favorecem a redução do raio órbita superior no regime permanente. Isto reflete em menor vibração no topo do tanque da lavadora.

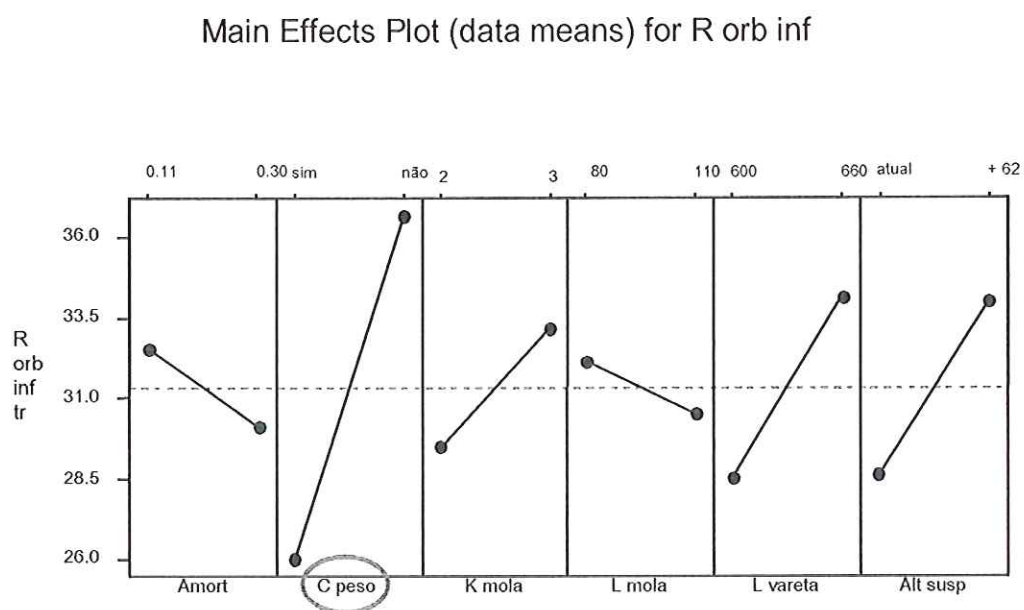


FIGURA 6.15 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *orb inf tr*.

A figura 6.15 mostra que o fator contra peso no nível “sim” favorece a redução drástica do raio da órbita inferior no transiente. Isto reflete em menor deslocamento no mecanismo da lavadora.

Main Effects Plot (data means) for R orb sup tr

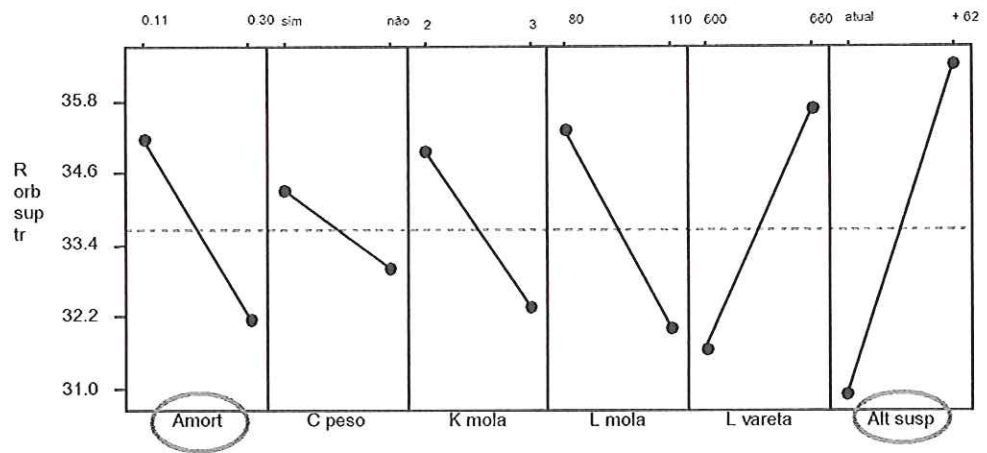


FIGURA 6.16 – Gráfico de efeitos principais para a variável resp *orb sup tr*

A figura 6.16 mostra que os fatores amortecimento no nível “0,3” e posição da suspensão no tanque no nível “atual” favorecem a redução do raio órbita superior no transiente. Isto reflete em menor deslocamento do topo do tanque, minimizando o risco do tanque bater no gabinete da lavadora.

Main Effects Plot (data means) for gap

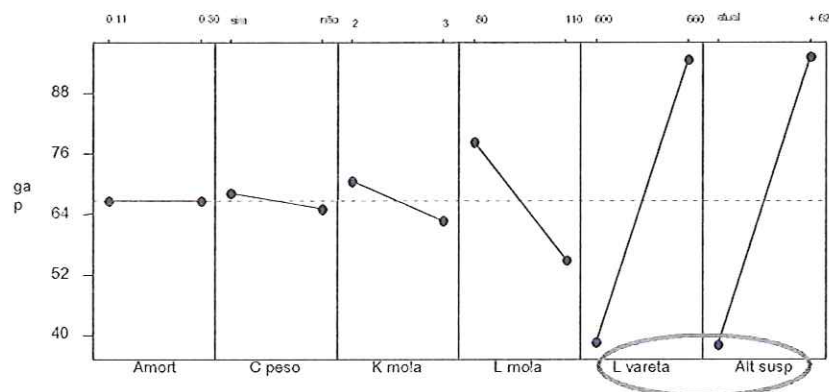


FIGURA 6.17 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *gap*.

A figura 6.17 mostra que os fatores comprimento da vareta no nível “600mm” e posição da suspensão no tanque no nível “atual” favorecem a redução drástica do gap. Isto reflete em menor risco para o dispensamento direto entre cesto e tanque e melhoria na estética da lavadora.

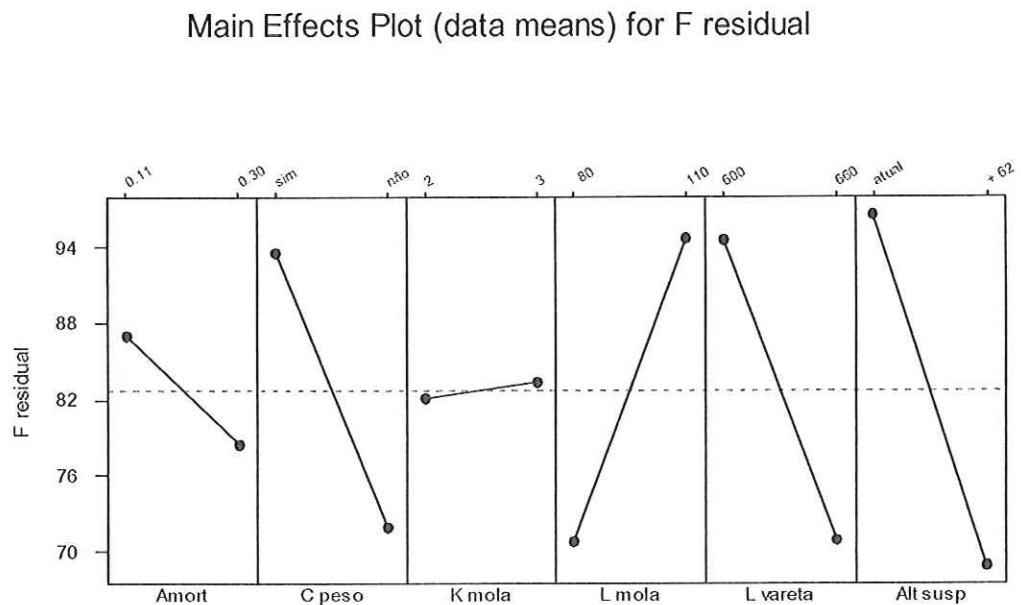


FIGURA 6.18 – Gráfico de efeitos principais para a variável resposta *F resid*.

A figura 6.18 mostra que vários fatores tem contribuição significativa na força residual nos pés da lavadora. Quanto maior a força residual no pé da lavadora, menor será a tendencia da mesma a se deslocar. O deslocamento da lavadora acontece quando a força residual tende à zero.

6.4 Considerações finais

A análise de todos os gráficos apresentados acima, mostra que não existe um fator que apresente efeito significativo para todas variáveis resposta. Isto é, um fator em um certo nível, apresenta melhoria significativa para algumas respostas e nenhuma melhoria (ou até piora) para outras.



Desta forma, buscou-se soluções de compromisso, isto é, configurações que na média tragam melhoria para a maior quantidade de variáveis resposta possíveis.

Através da análise dos resultados mostrados até aqui, foram selecionadas cinco opções com maior probabilidade de ganho nas variáveis resposta.

A tabela 6.4 a seguir mostra a comparação das cinco melhores configurações com a configuração atual. Cada caso apresenta o ganho ou perda para todas as variáveis resposta.

TABELA 6.4 – Comparação entre a configuração atual e as cinco melhores configurações obtidas no DOE.

Fatores						Respostas												
Amort	C peso	K mola	L mola	L vareta	Alt susp	F resid	gap	orb sup tr	orb inf tr	orb sup re	orb inf re	deslvert	f mx var tr	f md var re	ampl f	am o s re	am o in re	
0,11	não	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	80,99	54,61	31,12	33,59	7,82	10,93	13,71	106,63	58,65	36,67	1,71	5,29	
0,11	sim	2 N/mm	110 mm	660 mm	atual	102,31	58,28	38,44	21,25	8,26	7,93	16,92	121,60	60,10	19,89	0,69	0,90	
0,3	sim	2 N/mm	80 mm	600 mm	atual	114,8	31,60	26,16	18,68	8,29	7,85	8,02	135,91	70,86	52,72	0,54	0,79	
diferença com a configuração atual						42%	-42%	-16%	-44%	6%	-29%	-42%	27%	21%	44%	-68%	-85%	
0,3	sim	2 N/mm	110 mm	600 mm	atual	126,34	6,65	24,64	16,49	8,44	7,79	7,12	159,02	80,65	46,87	0,48	0,75	
diferença com a configuração atual						56%	-88%	-21%	-51%	8%	-29%	-48%	49%	38%	28%	-72%	-86%	
0,3	sim	3 N/mm	80 mm	600 mm	atual	117,58	21,04	22,92	19,18	8,34	7,82	6,94	141,46	73,81	48,97	0,51	0,57	
diferença com a configuração atual						45%	-61%	-26%	-43%	7%	-29%	-49%	33%	26%	34%	-70%	-89%	
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	600 mm	atual	139,00	-3,60	22,29	18,79	8,44	7,77	7,88	176,94	89,71	46,59	0,44	0,53	
diferença com a configuração atual						72%	-107%	-28%	-44%	8%	-29%	-43%	66%	53%	27%	-74%	-90%	
0,3	sim	3 N/mm	110 mm	660 mm	atual	95,56	49,08	24,74	24,29	8,26	7,87	8,77	134,67	66,89	53,09	0,58	0,61	
diferença com a configuração atual						18%	-10%	-21%	-28%	6%	-28%	-36%	26%	14%	45%	-66%	-88%	

	Configuração atual
	Configuração atual + contra peso
	Configurações propostas

Os cinco casos apresentaram ganhos nas seguintes variáveis resposta: F resid; gap; orb sup tr; orb inf tr; orb inf re; deslvert; am o s re; am o in re. Isto basicamente implica em menores deslocamentos e níveis de vibração do conjunto suspenso.

Consequentemente, apresentaram perdas nas seguintes variáveis resposta: orb sup re; f mx var tr; f md var re; ampl f. Isto basicamente implica em maior transferência de vibração para o gabinete e maior esforço nas varetas/apoios da suspensão.

A figura 6.19 abaixo mostra graficamente o comparativo realizado na tabela 6.4.

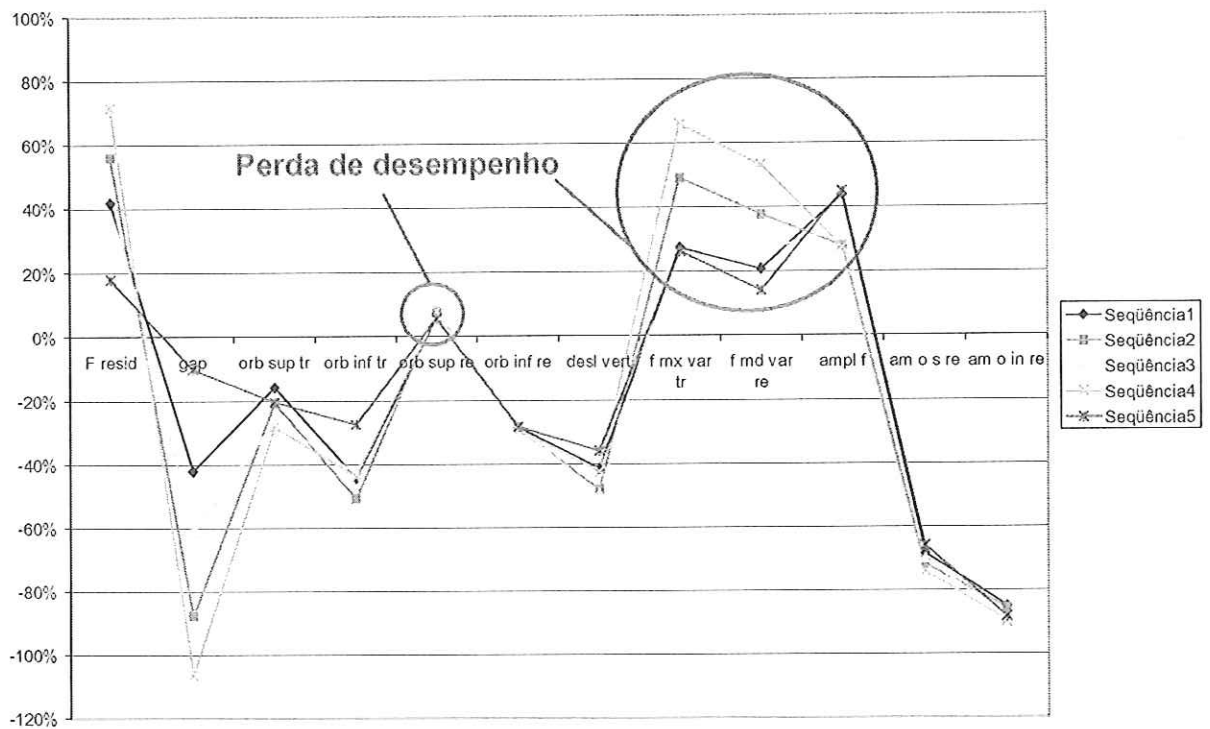


FIGURA 6.19 – Comparativo gráfico das entre a configuração atual e as cinco melhores obtidas no DOE.

Na figura 6.19 acima, a linha 0% corresponde à configuração atual. As curvas (seqüências de 1 a 5) correspondem às cinco melhores configurações do DOE. Para cada variável resposta e configuração tem-se um ganho ou perda em relação à configuração atual. Com exceção da variável resposta *F resid*, é desejável que para todas as outras haja perda quando comparado com a configuração atual (isto é, apresente respostas inferiores àquelas apresentadas pela configuração atual).

Conforme já citado anteriormente, não existe uma configuração que comparada à atual, apresente melhorias para todas as variáveis resposta. Desta feita, faz-se necessário a seleção de uma solução de compromisso, isto é, uma configuração que apresente melhorias porém com perda de desempenho em alguns pontos. A figura 6.19 também apresenta os pontos de perda de desempenho para as configurações escolhidas.

Conforme o exposto neste capítulo, foi possível obter-se uma visão mais ampla do comportamento da lavadora de roupas em questão, permitindo

assim a escolha de configurações, via simulação, que podem vir a melhorar o desempenho dinâmico da mesma.

Nenhuma grande descoberta foi obtida, isto é, nenhum fator utilizado no estudo mostrou-se como “salvador da pátria”. Porém, a combinação de alguns fatores pode levar à reduções significativas nos níveis de vibração do produto.

O capítulo seguinte apresentará estudos teóricos de casos de deslocamento que podem ocorrer em lavadoras de roupas. Os estudos levam em conta a rigidez dos pés da lavadora e do sistema de suspensão bem como a inclinação do piso. Também são apresentados estudos realizados pelo método numérico.

CAPÍTULO 7

ESTUDO DO FENÔMENO DE DESLOCAMENTO ("WALKING") EM LAVADORAS DE EIXO VERTICAL

7.1 Introdução

O fenômeno do deslocamento em lavadoras de roupas (em inglês também conhecido como "walking") é a movimentação excessiva da lavadora durante seu funcionamento, principalmente durante a etapa de extração de água das roupas, a centrifugação.

O deslocamento e a transmissão de forças pelos pés são os problemas mais relevantes, relacionados à vibração, encontrados em lavadoras de roupas automáticas. Basicamente, existem dois tipos de deslocamento que podem ocorrer em lavadoras de eixo vertical: o deslizamento e a inclinação. O deslizamento é definido como um movimento de translação ou rotação (em torno do eixo vertical) da lavadora. A inclinação é definida como o levantamento de pelo menos um dos pés da lavadora do piso.

Hoje em dia o fenômeno do deslocamento precisa ser cuidadosamente analisado nos novos projetos de lavadoras. A busca de redução de custos nos produtos através da redução de massa dos componentes e maciça utilização de peças plásticas, faz com que as lavadoras fiquem cada vez mais leves. Consequentemente, elas ficam mais susceptíveis ao deslocamento.

7.2 Estudo analítico

Neste estudo, serão analisados os casos de deslocamento iminente já que os mesmos podem ser analisados como quase estáticos.

Para simplificar a análise do fenômeno de deslocamento serão utilizados modelos em duas dimensões. Esta abordagem não leva em conta os modos de falha devido à rotação, contudo isto não será impeditivo para a análise dos principais fatores envolvidos nos outros modos de falha relacionados ao fenômeno de deslocamento.

Geralmente a geometria de uma lavadora esta relacionada à sua capacidade de carga, isto é, quantidade de roupa. Desta forma, considera-se que a geometria da lavadora seja conhecida nas análises seguintes e, serão focados os parâmetros relevantes para o fenômeno de deslocamento. Estes parâmetros são: características da suspensão; rigidez dos pés; flexibilidade e inclinação do piso.

7.2.1 Sistemas rígidos

Conforme citado anteriormente, o modelo de lavadora considerado neste estudo é o de eixo vertical. Tendo em vista que o principal modo de falha é o deslizamento lateral, o modelo pode ser desenvolvido em um sistema de coordenadas plano. A figura 7.1 mostra o modelo da lavadora de eixo vertical utilizado neste estudo.

Para o estudo do fenômeno de deslocamento considerou-se somente a etapa de centrifugação, visto que é nesta etapa onde ocorrem as maiores forças centrífugas (causadoras do deslizamento) devido às maiores velocidades de rotação.

Os tópicos seguintes mostram o estudo de um modelo rígido (sem suspensão) sobre diferentes tipos de piso (rígido, inclinado, flexível, etc.).

7.2.1.1 Modelo rígido sobre uma fundação rígida

O modelo mais simples para representar uma lavadora de roupas é modelo rígido (sem suspensão) com uma massa desbalanceada girando, conforme mostrado na figura 7.1.

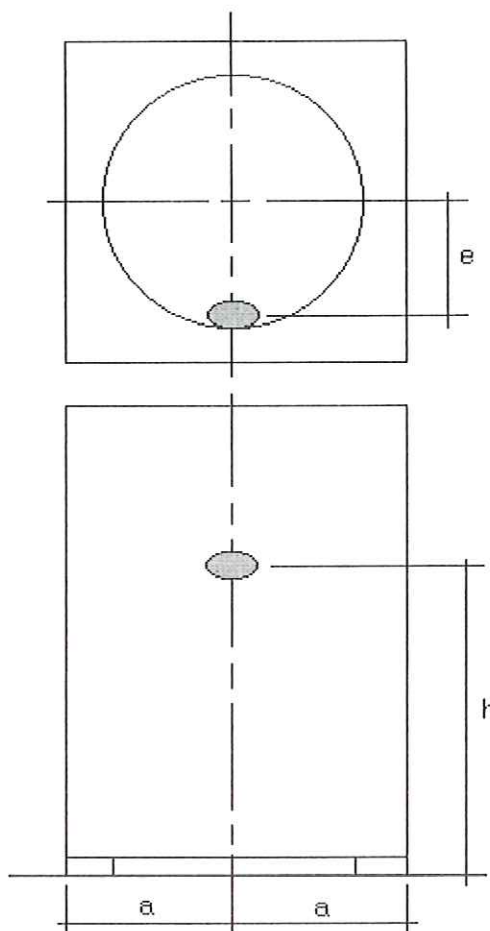


FIGURA 7.1 – Modelo da lavadora de eixo vertical

Do diagrama de corpo livre mostrado na figura 7.2b, pode-se obter as equações de movimento do sistema. A partir das equações de movimento pode-se obter as velocidades críticas de centrifugação para os vários critérios de descolamento.

No instante do deslocamento iminente, a lavadora está em contato com o solo e parada, e apesar dos esforços atuantes serem dinâmicos, pode-se resolver o problema como sendo estático.

Assim, somando-se as forças na direção horizontal ou direção x do diagrama de corpo livre, obtém-se a seguinte relação:

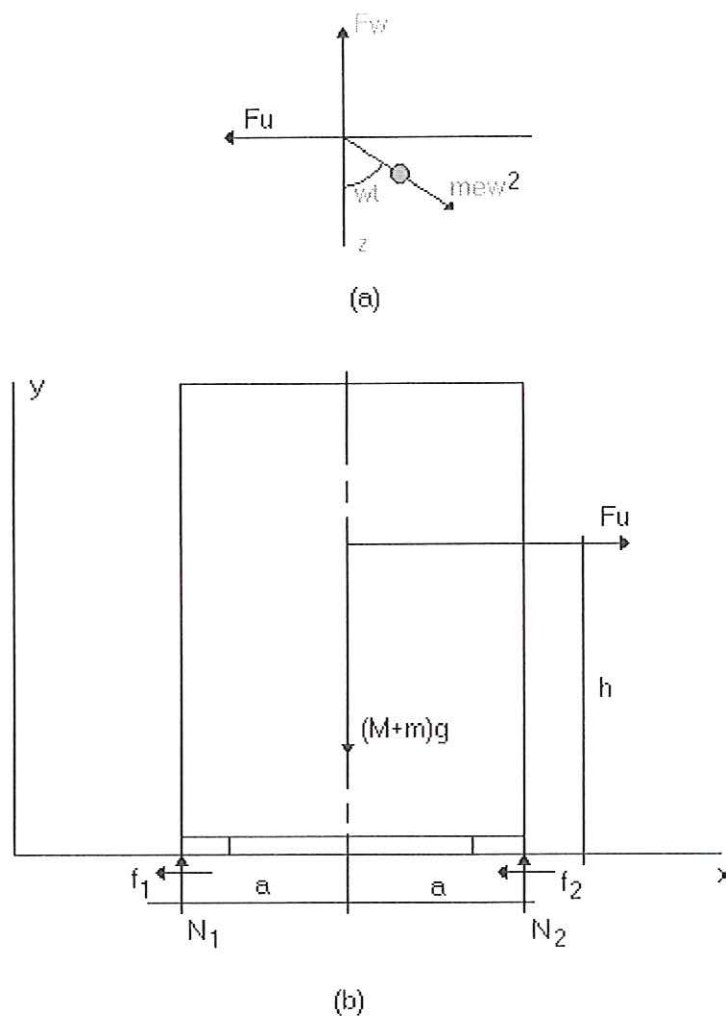


FIGURA 7.2 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical: (a) para a massa desbalanceada e (b) para a lavadora.

$$\sum F_x = F_u - f_1 - f_2 \quad (7.1)$$

Somando-se as forças na direção vertical ou direção y , obtém-se:

$$\sum F_y = -(M + m)g + N_1 + N_2 \quad (7.2)$$

Realizando-se a somatória dos momentos em torno dos pontos 1 e 2 do diagrama de corpo rígido, obtém-se:

$$\sum M_1 = 2aN_2 - a(M + m)g - hF_u \quad (7.3)$$

$$\sum M_2 = -2aN_1 + a(M + m)g - hF_u \quad (7.4)$$

Onde a força desbalanceada pode ser obtida do diagrama de corpo livre da figura 7.2a como sendo:

$$F_u = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.5)$$

Das equações 7.3 e 7.4 obtém-se as expressões para as forças normais do sistema.

$$N_1 = \frac{a(M + m)g - hF_u}{2a} \quad (7.6)$$

$$N_2 = \frac{a(M + m)g + hF_u}{2a} \quad (7.7)$$

Para que a inclinação ocorra (um caso especial do deslocamento, conforme citado anteriormente) a força normal N_1 ou N_2 deve ser menor ou igual a zero. Contudo, a força normal não aceita valores negativos e, desta forma, o limite para a inclinação é dado quando o valor de N_1 ou N_2 iguala-se a zero. Assim, para este caso especial as equações 7.6 e 7.7 podem ser rescritas como:

$$a(M + m)g - hF_u = 0 \quad (7.8)$$

$$a(M + m)g + hF_u = 0 \quad (7.9)$$

Substituindo-se a equação 7.5 nas equações 7.8 e 7.9 obtém-se duas expressões, diferentes entre si pela fase.

$$a(M + m)g = hme\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.10)$$

$$-a(M + m)g = hme\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.11)$$

Para obter-se a máxima velocidade de centrifugação do sistema na iminência da inclinação a equação 7.10 deve ser maximizada ($\sin(\omega t)=1$). Desta forma, a velocidade de centrifugação crítica para a inclinação pode ser escrita como:

$$\omega_{cr / inc} = \sqrt{\frac{a (M + m)g}{h me}} \quad (7.12)$$

Para o estudo do deslizamento, serão utilizadas as forças de atrito. As forças aplicadas na direção horizontal devem ser contrapostas pelas forças de atrito da interface dos pés da lavadora com o piso. Neste trabalho assumiu-se o modelo de atrito seco de Coulomb com um coeficiente de atrito constante, μ . Assim, as forças de atrito podem ser escritas como:

$$f_1 = \mu N_1 \quad (7.13a)$$

$$f_2 = \mu N_2 \quad (7.13b)$$

Substituindo-se as equações 7.13a e 7.13b na equação 7.1, e considerando-se o caso de deslizamento iminente obtém-se a seguinte expressão:

$$F_u = \mu(N_1 + N_2) \quad (7.14)$$

A equação 7.14 pode ser rescrita substituindo-se as equações 7.5, 7.6 e 7.7 nela mesma.

$$me\omega^2 = \mu(M + m)g \quad (7.15)$$

Onde o termo do seno foi substituído pela unidade a fim de obter-se a máxima relação.

Resolvendo-se a equação 7.15 para a velocidade de centrifugação crítica do deslizamento obtém-se:

$$\omega_{cr\ des} = \sqrt{\frac{\mu(M+m)g}{me}} \quad (7.16)$$

Para este caso simples, foi possível obter-se as velocidades críticas de centrifugação para os casos de inclinação e deslizamento. Para um sistema com uma certa massa (massa total e desbalanceada) pode-se concluir que a relação entre a largura e altura (a/h) é fundamental para definição da velocidade de centrifugação crítica para a inclinação. Para este mesmo sistema e para o caso de deslizamento, o coeficiente de atrito μ é o fator fundamental para a definição da velocidade de centrifugação crítica.

A figura 7.3 abaixo mostra, para um dado sistema, a variação da velocidade crítica de centrifugação com relação ao coeficiente de atrito. Quanto maior o coeficiente de atrito, maior será a velocidade de centrifugação que o sistema poderá atingir sem que haja o deslizamento.

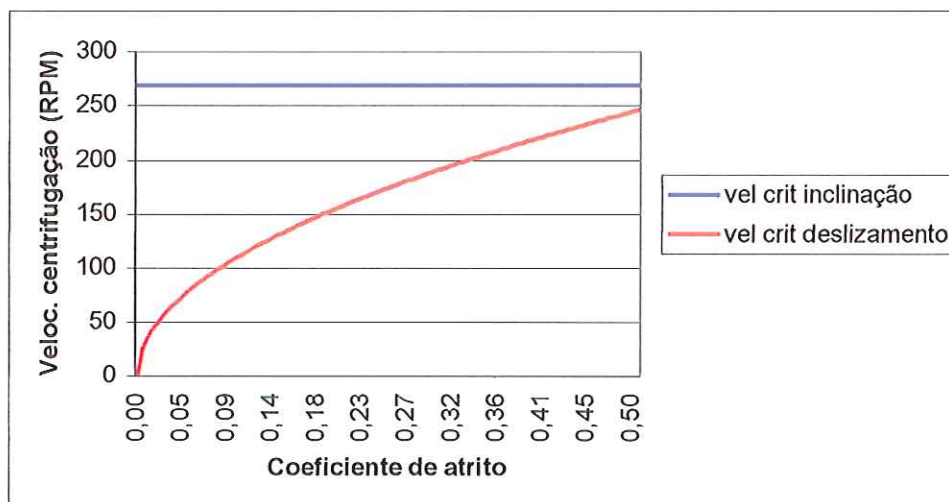


FIGURA 7.3 – Variação da velocidade de centrifugação em função do coeficiente de atrito.

Para garantir a segurança do usuário da lavadora, a mesma deve deslizar antes de inclinar. Desta forma, a velocidade crítica de deslizamento deve ser menor do que a velocidade crítica de inclinação. Assim, das equações 7.12 e 7.16 obtém-se um critério de projeto:

$$\mu < \frac{a}{h} \quad (7.17)$$

Desta forma, com o critério de deslizamento e inclinação iminente obtém-se dados sobre a máxima velocidade de centrifugação e parâmetros geométricos para o projeto de uma lavadora de roupas.

Para um dado sistema, que respeite a condição da equação 7.17, a variação das velocidades de centrifugação críticas, para a inclinação e deslizamento, variam de maneira similar em função da massa desbalanceada e total do sistema. Vide figuras 7.4 e 7.5.

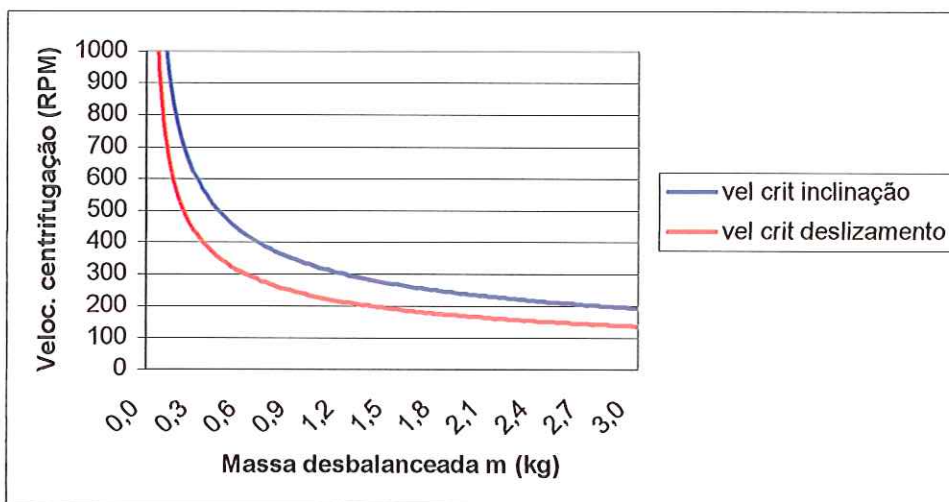


FIGURA 7.4 – Variação da velocidade de centrifugação em função da massa desbalanceada do sistema.

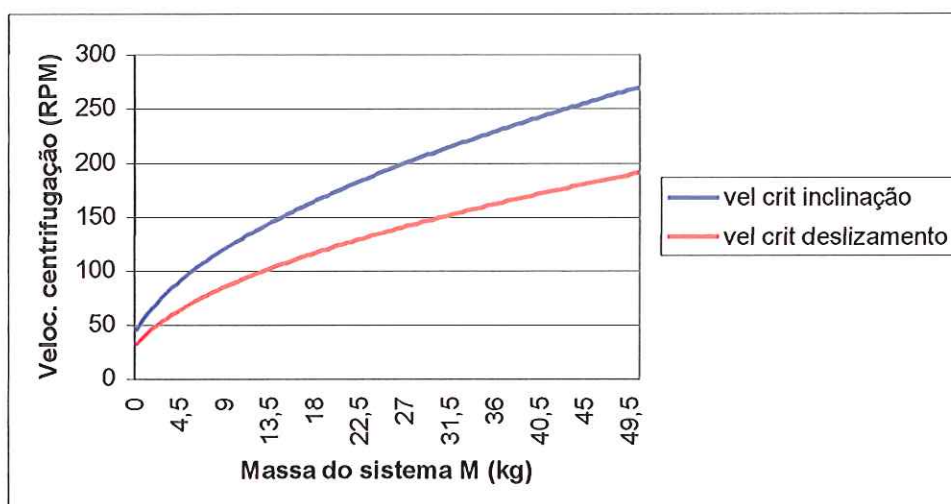


FIGURA 7.5 – Variação da velocidade de centrifugação em função da massa total do sistema.

7.2.1.2 Modelo rígido sobre uma fundação rígida inclinada

O objetivo desta seção é estudar o efeito da inclinação do piso no sistema rígido apresentado na seção anterior. As figuras 7.6 e 7.7 mostram, respectivamente, o sistema que será estudado e o diagrama de corpo livre do mesmo.

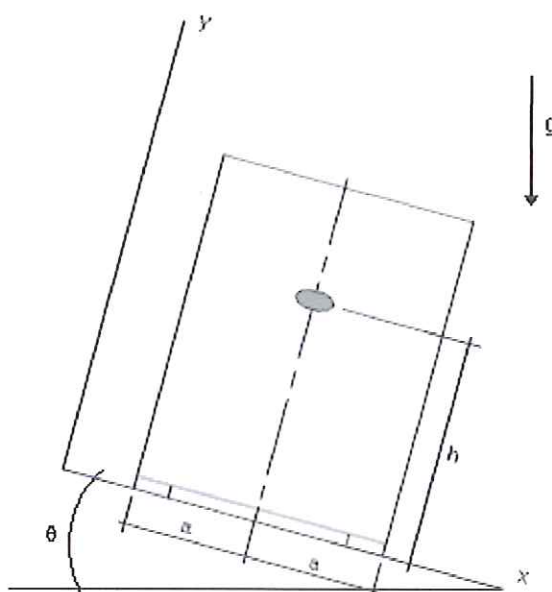


FIGURA 7.6 – Modelo da lavadora de eixo vertical sobre um piso inclinado.

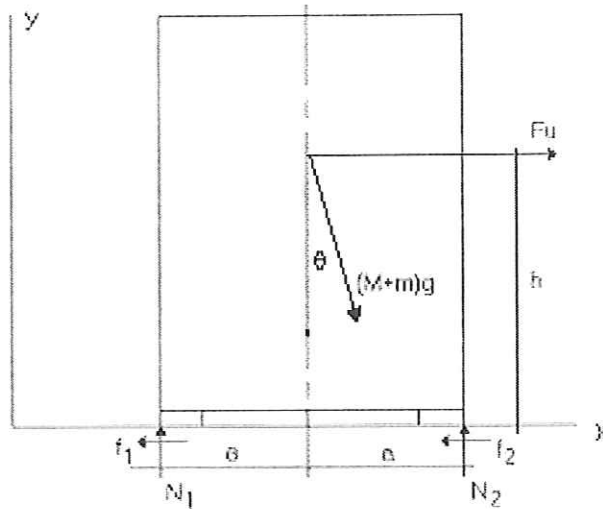


FIGURA 7.7 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical sobre um piso inclinado.

O sistema de coordenadas adotado possui o eixo x paralelo ao piso e o eixo y perpendicular ao piso.

Assim, de maneira similar à utilizada na seção anterior, somando-se as forças na direção x do diagrama de corpo livre, obtém-se a seguinte relação:

$$\sum F_x = F_u - f_1 - f_2 + (M + m)g \operatorname{sen}(\theta) \quad (7.18)$$

Somando-se as forças na direção y, obtém-se:

$$\sum F_y = -(M + m)g \operatorname{cos}(\theta) + N_1 + N_2 \quad (7.19)$$

Realizando-se a somatória dos momentos em torno dos pontos 1 e 2 do diagrama de corpo rígido, obtém-se:

$$\sum M_1 = 2aN_2 - a(M + m)g \operatorname{cos}(\theta) - hF_u - h(M + m)g \operatorname{sen}(\theta) \quad (7.20)$$

$$\sum M_2 = -2aN_1 + a(M + m)g \operatorname{cos}(\theta) - hF_u - h(M + m)g \operatorname{sen}(\theta) \quad (7.21)$$

Onde a força desbalanceada pode ser obtida como sendo:

$$F_u = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.22)$$

Das equações 7.20 e 7.21 obtém-se as expressões para as forças normais do sistema.

$$N_1 = \frac{a(M+m)g \cos(\theta) - h(F_u + (M+m)g \text{sen}(\theta))}{2a} \quad (7.23)$$

$$N_2 = \frac{a(M+m)g \cos(\theta) + h(F_u + (M+m)g \text{sen}(\theta))}{2a} \quad (7.24)$$

Conforme já dito na seção anterior, para que a inclinação ocorra a força normal N_1 ou N_2 deve ser menor ou igual a zero. Assim, as equações 7.23 e 7.24 podem ser rescritas como:

$$a(M+m)g \cos(\theta) - h(F_u + (M+m)g \text{sen}(\theta)) = 0 \quad (7.25)$$

$$a(M+m)g \cos(\theta) + h(F_u + (M+m)g \text{sen}(\theta)) = 0 \quad (7.26)$$

Substituindo-se a equação 7.22 nas equações 7.25 e 7.26 obtém-se duas expressões, diferentes entre si.

$$a(M+m)g \cos(\theta) - h(M+m)g \text{sen}(\theta) = hme\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.27)$$

$$-a(M+m)g \cos(\theta) - h(M+m)g \text{sen}(\theta) = hme\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.28)$$

Para obter-se a máxima velocidade de centrifugação do sistema na iminência da inclinação as equações 7.27 e 7.28 devem ser maximizadas ($\text{sen}(\omega t)=1$). Desta forma, diferentemente da seção anterior, duas velocidades de centrifugação críticas para a inclinação podem ser obtidas:

$$\omega_{cr \text{ incl}} = \sqrt{\frac{(M+m)g(a \cos(\theta) - h \text{sen}(\theta))}{hme}} \quad (7.29)$$

$$\omega_{cr \text{ inc2}} = \sqrt{\frac{(M+m)g(-a \cos(\theta) - h \sin(\theta))}{hme}} \quad (7.30)$$

Para o estudo do deslizamento, serão utilizadas as forças de atrito de maneira análoga à utilizada na seção anterior. Desta forma, obtém-se a seguinte expressão:

$$F_u = \mu(N_1 + N_2) \quad (7.31)$$

A equação 7.31 pode ser rescrita substituindo-se as equações 7.22, 7.23 e 7.24 nela mesma.

$$me\omega^2 = \mu(M+m)g \cos(\theta) \quad (7.32)$$

Onde o termo do seno foi substituído pela unidade a fim de obter-se a máxima relação.

Resolvendo-se a equação 7.32 para a velocidade de centrifugação crítica do deslizamento obtém-se:

$$\omega_{cr \text{ des}} = \sqrt{\frac{\mu(M+m)g \cos(\theta)}{me}} \quad (7.33)$$

A figura 7.8 abaixo mostra a variação das velocidades críticas de centrifugação de deslizamento e inclinação em função do ângulo de inclinação do piso. Neste gráfico, a relação a/h é 0,25 e desta forma, o sistema irá inclinar antes de deslizar ($\mu=0,3$).

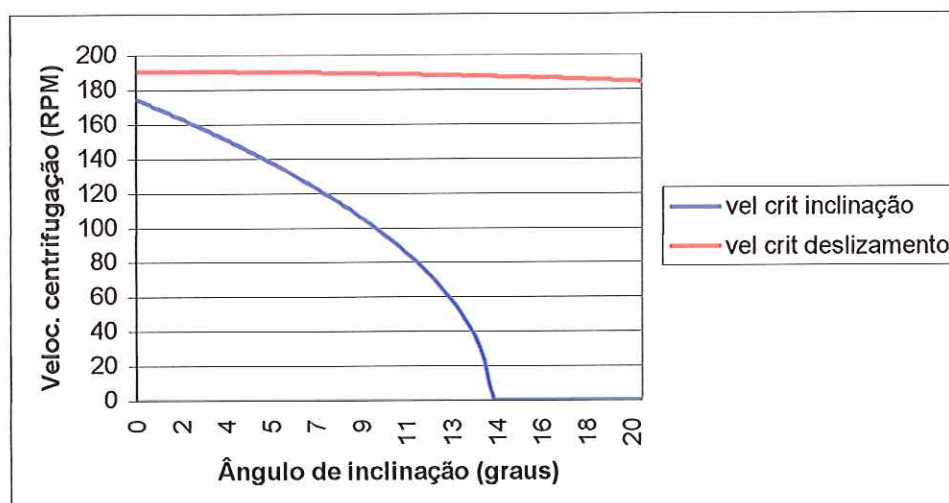


FIGURA 7.8 – Variação das velocidades de centrifugação em função do ângulo de inclinação do piso ($a/h=0,25$).

A análise da figura 7.8 mostra que o sistema com relação $a/h=0,25$ é bastante sensível ao ângulo de inclinação do peso. Para ângulos superiores a 14° o sistema não consegue realizar a centrifugação.

A figura 7.9 mostra a mesma relação entre as velocidades críticas de centrifugação e o ângulo de inclinação do piso da figura 7.8, porém com a relação a/h de 0,65.

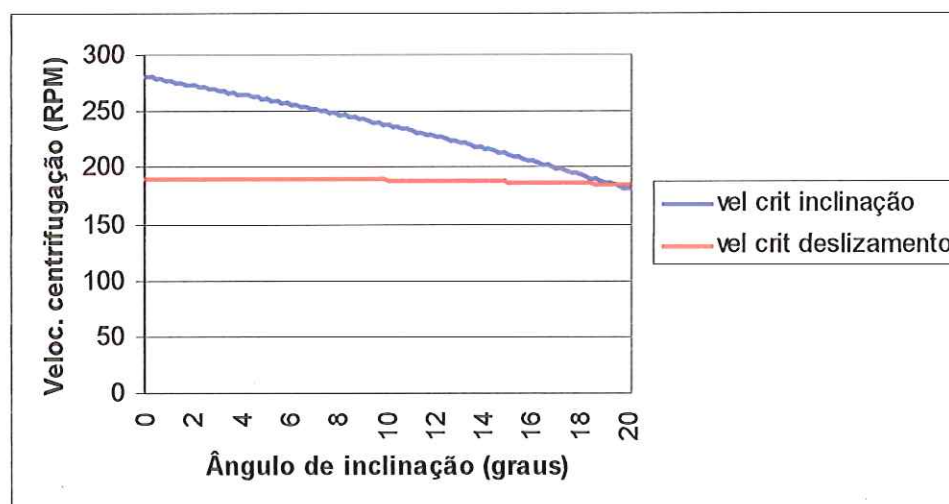


FIGURA 7.9 – Variação das velocidades de centrifugação em função do ângulo de inclinação do piso ($a/h=0,65$).

A análise da figura 7.9 mostra que a velocidade crítica de centrifugação para a inclinação fica menor que a velocidade de deslizamento

para ângulos superiores a 19° (para o caso de $a/h=0,65$). Isto é um ponto de atenção já que para garantir a segurança do usuário da lavadora, a mesma deve deslizar antes de inclinar. Desta forma, a velocidade crítica de deslizamento deve ser menor do que a velocidade crítica de inclinação

As figuras 7.8 e 7.9 mostram que a velocidade crítica de centrifugação de deslizamento é pouco afetada pelo ângulo de inclinação do piso.

7.2.1.3 Modelo rígido sobre pés com flexibilidade vertical

O objetivo desta seção é estudar o efeito da rigidez dos pés da lavadora sobre o comportamento dinâmico do sistema rígido apresentado na seção 7.2.1. As figuras 7.10 e 7.11 mostram, respectivamente, o sistema que será estudado e os diagramas de corpo livre do mesmo.

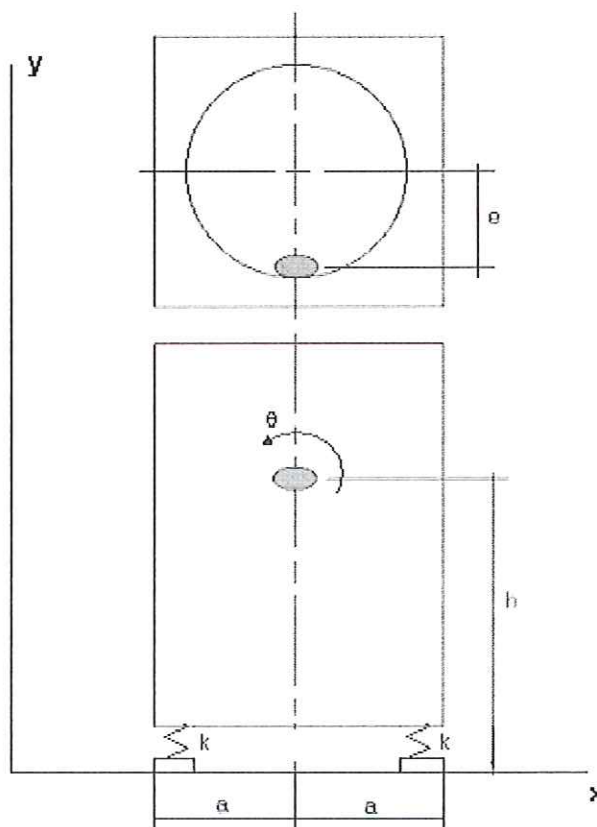


FIGURA 7.10 – Modelo da lavadora de eixo vertical sobre pés flexíveis.

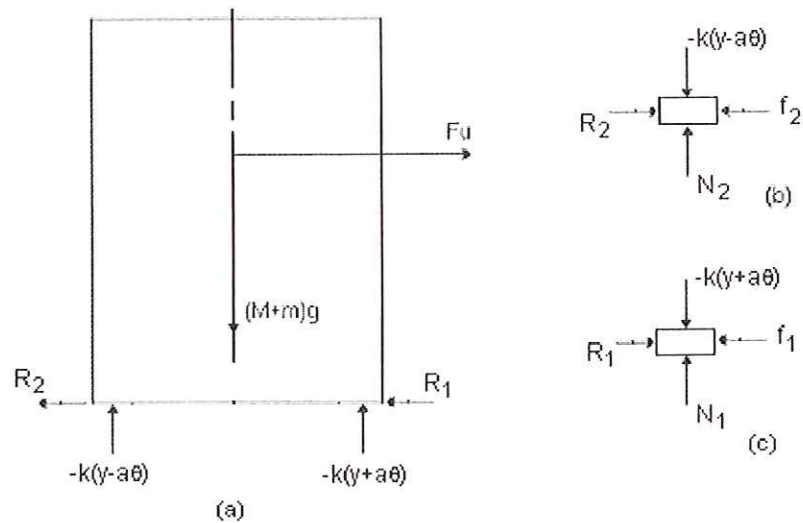


FIGURA 7.11 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical e dos pés.

Para simplificar a análise, os pés serão modelados apenas com a rigidez na direção vertical.

Do diagrama de corpo livre da figura 7.11 (a), obtém-se a somatória das forças e momentos que atuam no centro de massa da lavadora:

$$\sum F_x = F_u - R_1 - R_2 \quad (7.34)$$

$$\sum F_y = -(M + m)g - k(y - a\theta) - k(y + a\theta) - (M + m)\ddot{y} \quad (7.35)$$

$$\sum M_G = -h(f_1 + f_2) - ka(y + a\theta) + ka(y - a\theta) - I_G\ddot{\theta} \quad (7.36)$$

Onde $(M + m)\ddot{y}$ e $I_G\ddot{\theta}$ são forças inerciais e h pode ser aproximado como uma constante por ser muito maior do que os deslocamentos verticais ocorridos devido a flexibilidade dos pés.

Dos diagramas de corpo rígido da figura 7.11 (b) e (c), obtém-se:

$$N_1 = -k(y + a\theta) \quad (7.37)$$

$$N_2 = -k(y - a\theta) \quad (7.38)$$

$$\begin{aligned} f_1 &= R_1 \\ f_2 &= R_2 \end{aligned} \quad (7.39)$$

Das equações 7.35 e 7.36 obtém-se o seguinte:

$$(M + m)\ddot{y} + 2ky = -(M + m)g \quad (7.40)$$

$$I_G\ddot{\theta} + 2a^2k\theta = -hF_u \quad (7.41)$$

Desta forma, as soluções para o regime permanente das equações 7.40 e 7.41 são as seguintes:

$$y = \frac{-(M + m)g}{2k} \quad (7.42)$$

$$\theta = \frac{-hF_u}{2a^2k - \omega^2 I_G} \quad (7.43)$$

Onde a força desbalanceada pode ser obtida como sendo:

$$F_u = me\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.44)$$

Conforme já dito na seção anterior, para que a inclinação ocorra a força normal N_1 ou N_2 deve ser menor ou igual a zero. Desta forma, tem-se o seguinte:

$$y = -a\delta \quad (7.45)$$

$$y = a\delta \quad (7.46)$$

As equações acima apresentam apenas uma diferença na fase.

Substituindo-se as equações 7.42 e 7.43 na equação 7.46 obtém-se a expressão para a função deslocamento para o caso de inclinação, que é dada por:

$$\frac{ahme\omega^2}{2a^2k - \omega^2 I_G} - \frac{(M + m)g}{2k} = 0 \quad (7.47)$$

A inclinação irá ocorrer quando o resultado da expressão 7.47 for positivo. Valores negativos desta expressão indicam que não haverá

inclinação. A figura 7.12 abaixo mostra graficamente o comportamento da função deslocamento para a inclinação.

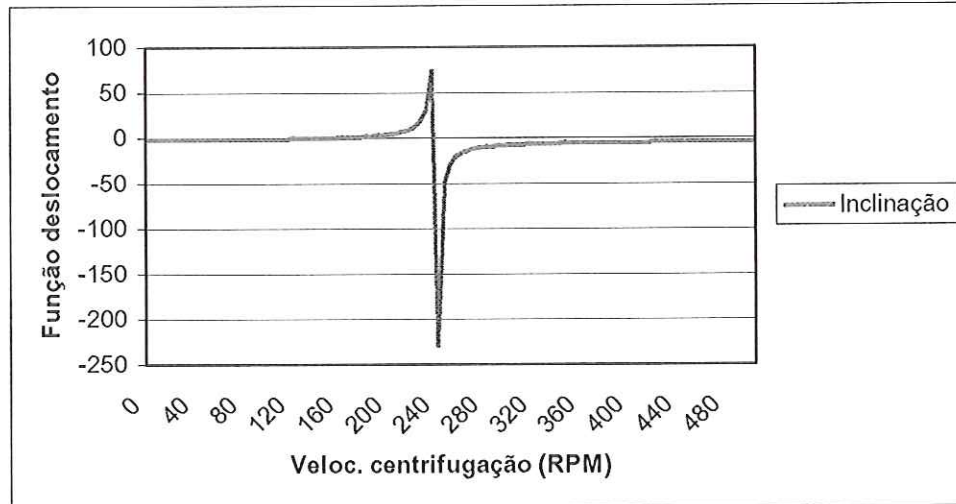


FIGURA 7.12 – Deslocamento devido à inclinação.

Para o estudo do deslizamento, serão utilizadas as forças de atrito de maneira análoga à utilizada na seção anterior. Desta forma, obtém-se a seguinte expressão:

$$F_u = \mu(N_1 + N_2) \quad (7.48)$$

ou

$$F_u = -2ky\mu \quad (7.49)$$

Substituindo-se as equação 7.42 e 7.44 na equação 7.49 obtém-se o seguinte:

$$me\omega^2 = \mu(M + m)g \quad (7.50)$$

Onde o termo do seno foi substituído pela unidade a fim de obter-se a máxima relação.

A equação 7.50 é idêntica à equação 7.15 que fornece o deslizamento para o sistema rígido sobre uma fundação também rígida. Desta forma, pode-

se concluir que a rigidez dos pés não influencia o deslizamento de sistemas rígidos.

A figura 7.13 abaixo mostra o comportamento da função deslocamento para o caso do deslizamento.

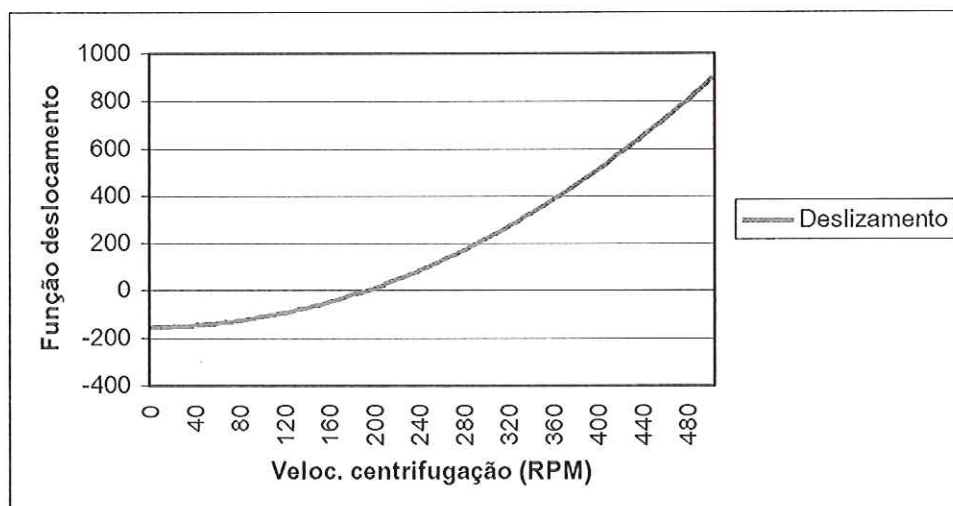


FIGURA 7.13 – Deslocamento devido ao deslizamento.

A análise do comportamento da função deslocamento para o caso do deslizamento, mostra que o sistema em questão ($M=50$; $m=1,5$; $\mu=0,3$) inicia o deslizamento próximo de 200rpm. Este resultado está condizente com aqueles obtidos na seção 7.2.1.

7.2.2 Sistemas não rígidos

O objetivo desta seção é estudar o efeito da rigidez do sistema de suspensão da lavadora sobre o fenômeno de deslocamento da mesma. O modelo utilizado será o mesmo do utilizado na seção 4.2.1 do capítulo 4. A figura 7.14 mostra o sistema que será estudado e o diagrama de corpo livre do mesmo.

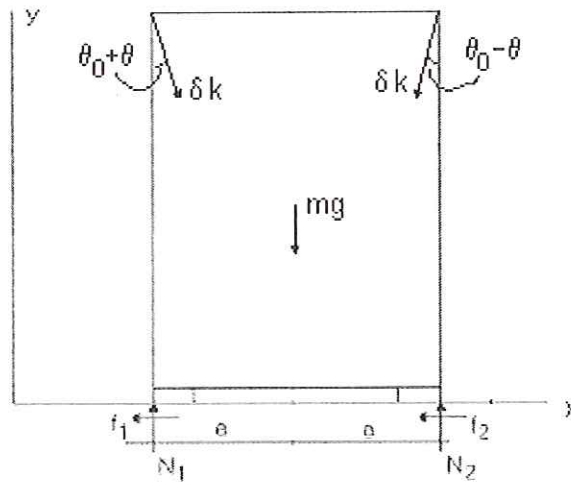


FIGURA 7.14 – Diagrama de corpo livre da lavadora de eixo vertical com sistema de suspensão.

Do diagrama de corpo livre da figura 7.14, obtém-se a somatória das forças nas direções x e y e a somatória dos momentos em torno dos pontos 1 e 2.

$$\sum F_x = \delta k \operatorname{sen}(\theta_0 + \theta) - f_1 - f_2 - \delta k \operatorname{sen}(\theta_0 - \theta) \quad (7.51)$$

$$\sum F_y = N_1 + N_2 - mg - \delta k \operatorname{sen}(\theta_0 + \theta) - \delta k \operatorname{sen}(\theta_0 - \theta) \quad (7.52)$$

$$\sum M_1 = -amg - 2a\delta k \cos(\theta_0 - \theta) + 2aN_2 + h\delta k \operatorname{sen}(\theta_0 - \theta) - h\delta k \operatorname{sen}(\theta_0 + \theta) \quad (7.53)$$

$$\sum M_2 = amg + 2a\delta k \cos(\theta_0 + \theta) - 2aN_1 - h\delta k \operatorname{sen}(\theta_0 + \theta) + h\delta k \operatorname{sen}(\theta_0 - \theta) \quad (7.54)$$

Onde δ é a deformação elástica de uma mola da suspensão (vide capítulo 4, seção 4.2.1).

Das equações 7.53 e 7.54 obtém-se as expressões para as forças normais do sistema.

$$N_1 = \frac{mg}{2} + \delta k \cos(\theta_0 + \theta) + \frac{h\delta k(\operatorname{sen}(\theta_0 - \theta) - \operatorname{sen}(\theta_0 + \theta))}{2a} \quad (7.55)$$

$$N_2 = \frac{mg}{2} + \delta k \cos(\theta_0 - \theta) + \frac{h\delta k(\sin(\theta_0 + \theta) - \sin(\theta_0 - \theta))}{2a} \quad (7.56)$$

Conforme já dito nas seções anteriores, para que a inclinação ocorra a força normal N_1 ou N_2 deve ser menor ou igual a zero. Desta forma, utilizando-se a equação 7.56 obtém-se a expressão para a função deslocamento para o caso de inclinação, que é dada por:

$$\frac{mg}{2} + \delta k \cos \theta_0 \cos \theta + \delta k \sin \theta_0 \sin \theta - \frac{h\delta k(2 \sin \theta \cos \theta_0)}{2a} = 0 \quad (7.57)$$

A inclinação irá ocorrer quando o resultado da expressão 7.57 for positivo. Valores negativos desta expressão indicam que não haverá inclinação. A figura 7.15 abaixo mostra graficamente o comportamento da função deslocamento para a inclinação.

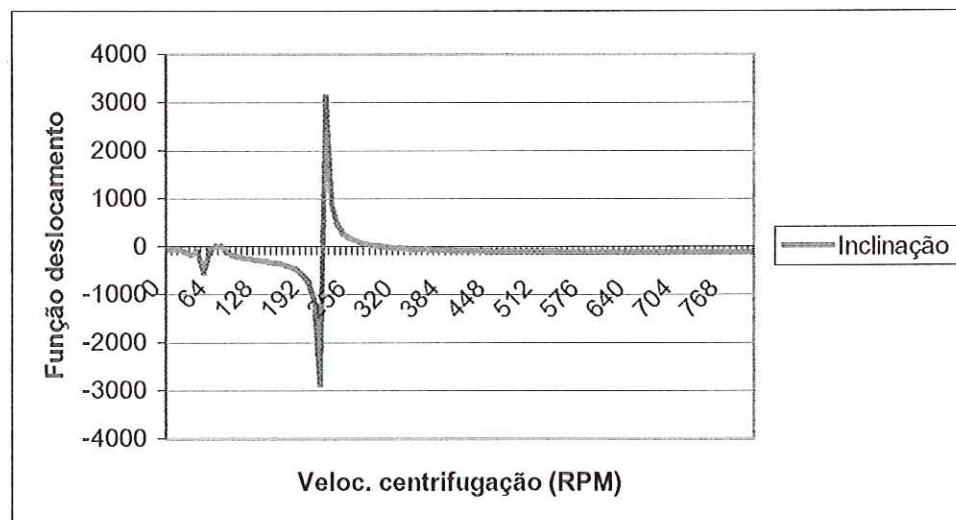


FIGURA 7.15 – Deslocamento devido à inclinação.

Para o estudo do deslizamento, serão utilizadas as forças de atrito de maneira análoga à utilizada nas seções anteriores. Desta forma, a equação 7.51 pode ser reescrita como:

$$\delta k \sin(\theta_0 + \theta) - \delta k \sin(\theta_0 - \theta) = \mu(N_1 + N_2) \quad (7.58)$$

Substituindo-se as equações 7.55 e 7.56 na equação 7.58, obtém-se a expressão para a função deslocamento para o caso de deslizamento, que é dada por:

$$\delta k(2 \operatorname{sen} \theta \cos \theta_0) = \mu mg + \delta k \mu(2 \cos \theta_0 \cos \theta) \quad (7.59)$$

A figura 7.16 abaixo mostra graficamente o comportamento da função deslocamento para o deslizamento.

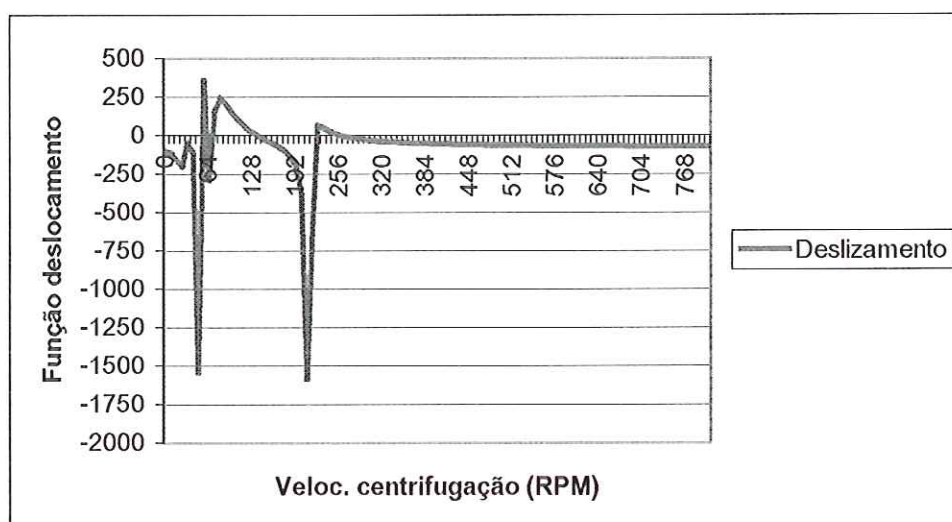


FIGURA 7.16 – Deslocamento devido ao deslizamento.

Para valores típicos de rigidez de suspensão ($k=2100\text{N/m}$), nota-se que o sistema irá apresentar o fenômeno de deslocamento nas frequências naturais do sistema. Pode-se notar também que a inclusão da suspensão no sistema permitiu ao mesmo atingir valores maiores de velocidade de centrifugação sem que o fenômeno do deslocamento ocorra. Infelizmente, este aumento na velocidade de centrifugação requer que o sistema tenha certas condições de ressonância que devem ser evitadas para a obtenção de uma performance satisfatória com relação ao deslocamento e à inclinação.

Hoje em dia, o método mais utilizado para a redução do impacto das ressonâncias no comportamento da lavadora, é a utilização de curvas de

aceleração que fazem com que o sistema passe rapidamente pelas velocidades críticas de centrifugação.

7.3 Estudo numérico

O objetivo desta seção é avaliar a influência do atrito dos pés da lavadora com o piso e da massa desbalanceada sobre o fenômeno de deslocamento devido ao deslizamento. Para isto, foi utilizado a simulação numérica através da técnica de multicorpos (MBS).

Neste trabalho foi utilizado o software ADAMS, da empresa M.Sc. Software, para simular o comportamento dinâmico da lavadora de roupas em questão, durante a centrifugação.

A figura abaixo mostra o modelo utilizado neste trabalho.

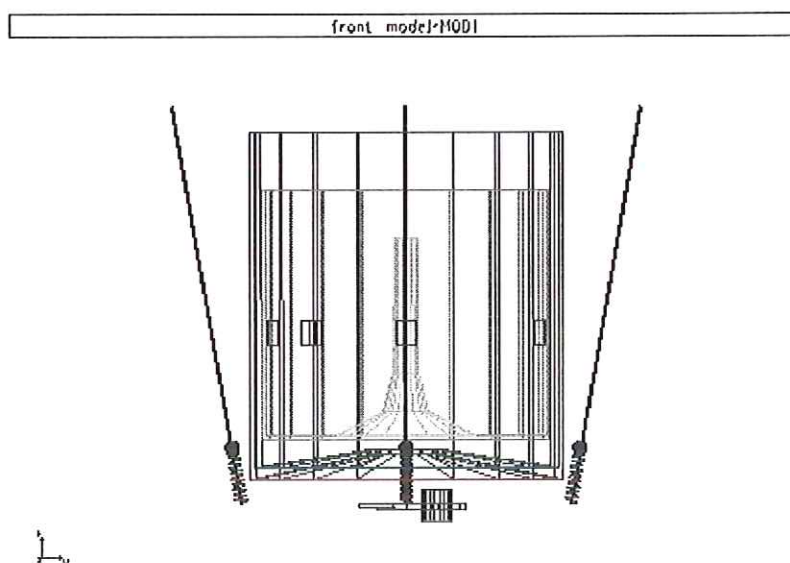


FIGURA 7.17 – Modelo utilizado no trabalho.

No modelo apresentado acima, figura 7.17, o tanque, o cesto, o conjunto mecanismo e as varetas de suspensão da lavadora foram modelados como partes rígidas, e foram conectados entre si através de juntas. Para simular o efeito do anel de balanceamento da lavadora, utilizou-se uma subrotina desenvolvida pela Whirlpool Corporation. Esta subrotina aplica uma força de balanceamento no centro do cesto da lavadora.

A utilização deste método em conjunto com o modelo descrito acima possibilita a obtenção de alguns resultados que traduzem o comportamento dinâmico da lavadora de roupas durante a centrifugação.

Para o estudo do fenômeno de deslizamento obteve-se a força residual em um dos pés da lavadora. A força residual é dada por:

$$F_{res} = N_1 \cdot \mu - \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (7.60)$$

Onde N_1 é a força normal no pé da lavadora e F_x e F_y são as forças atuantes no pé no plano do piso.

Quando F_{res} for maior que zero, a lavadora não irá deslocar-se.

Quando F_{res} for igual a zero, a lavadora estará na iminência de deslocamento e, quando F_{res} for menor que zero, a lavadora sofrerá o deslocamento.

A figura abaixo mostra o comportamento da força residual em um dos pés da lavadora durante o transiente e o regime permanente da etapa de centrifugação. Nota-se que em momento algum a força residual ficou abaixo de zero, e desta forma, pode-se afirmar que a lavadora não sofreu deslocamento.

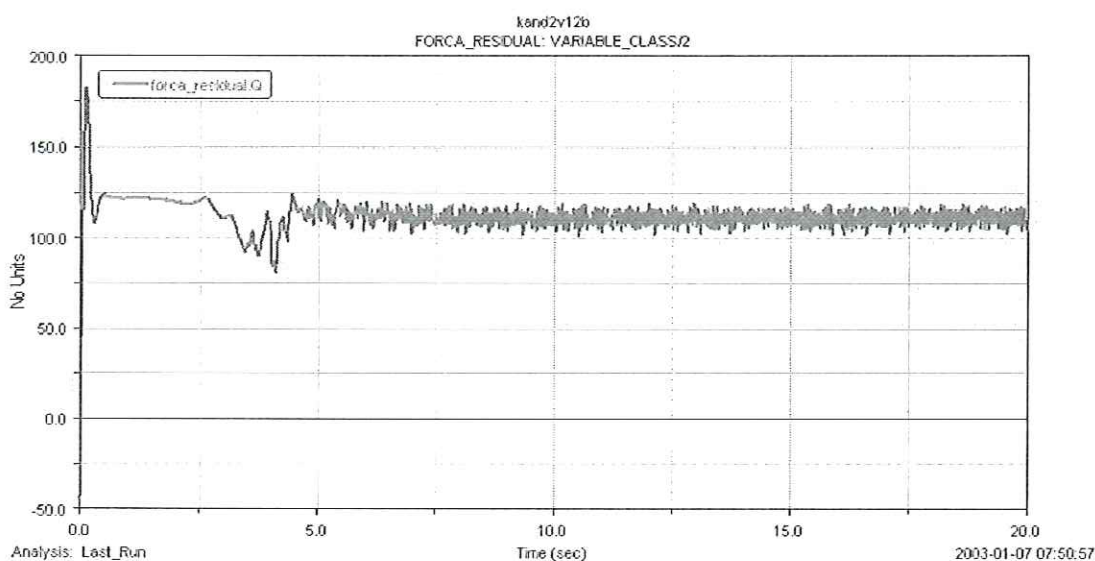


FIGURA 7.18 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.

Na figura 7.18 nota-se também que o momento mais crítico para o fenômeno do deslizamento é durante o transiente. É nesta hora, durante a

aceleração da velocidade de centrifugação, que a lavadora “passa” pela frequência crítica e a força residual atinge seu valor mínimo.

Um dos fatores avaliados para o estudo de influência no fenômeno do deslizamento foi o coeficiente de atrito entre os pés da lavadora e o piso. A figura 7.19 abaixo, caso onde o coeficiente de atrito utilizado foi de 0,05, mostra que o deslizamento ocorreu durante o transiente (força residual < 0). Durante o regime permanente, pode-se dizer que a lavadora está na iminência do deslizamento já que a força residual oscila em valores próximos do zero.

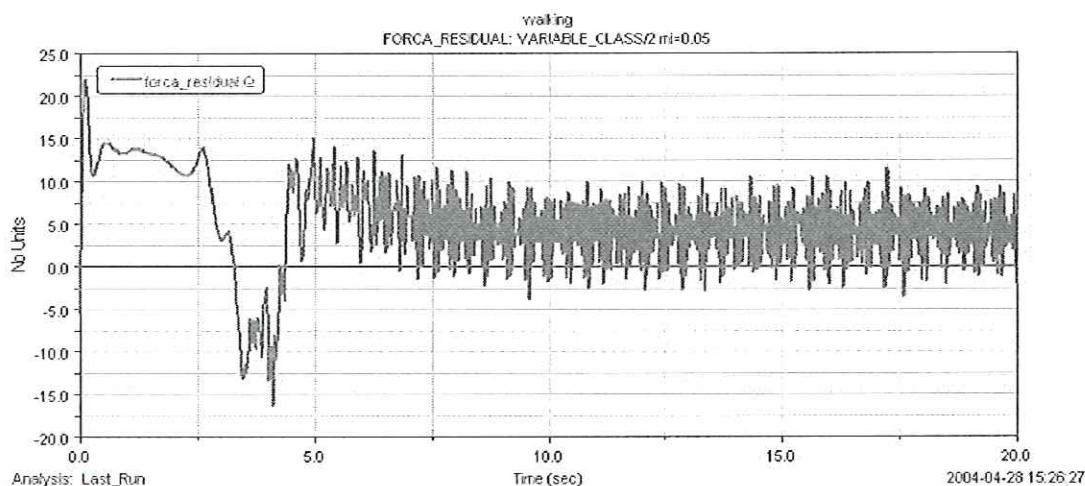


FIGURA 7.19 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.

750rpm; $m=1,5\text{kg}$; $\mu=0,05$.

A figura 7.20, caso onde o coeficiente de atrito utilizado foi de 0,1, mostra que durante o transiente a lavadora está na iminência do deslizamento (força residual $\cong 0$). Durante o regime permanente, pode-se dizer que a lavadora não apresentará deslizamento.

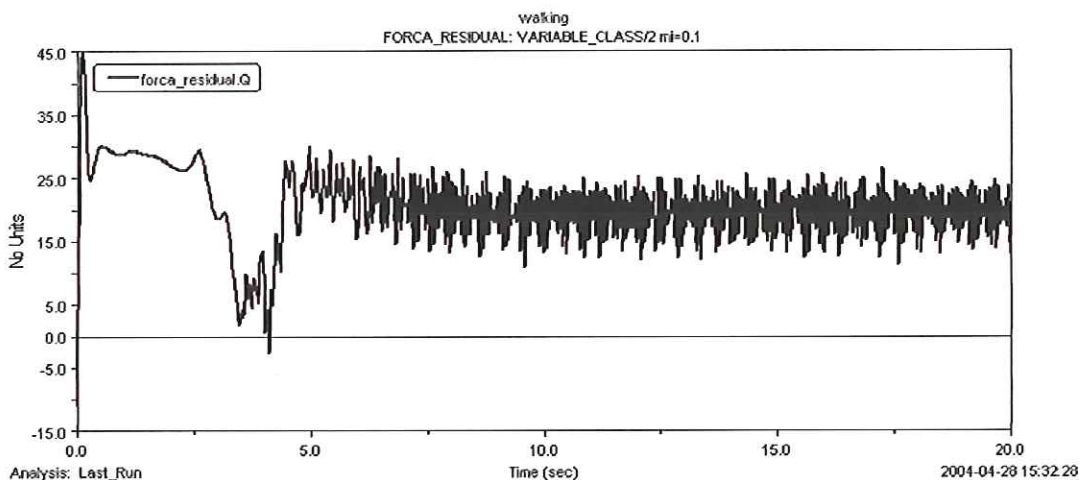


FIGURA 7.20 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.
750rpm; $m=1,5\text{kg}$; $\mu=0,1$.

A figura 7.21 abaixo mostra graficamente a influência do coeficiente de atrito entre os pés da lavadora e o piso no comportamento da força residual (resultado que dita o fenômeno do deslizamento) durante a etapa de centrifugação. A curva vermelha mostra o comportamento da força residual durante o regime permanente e a curva azul durante o transiente.

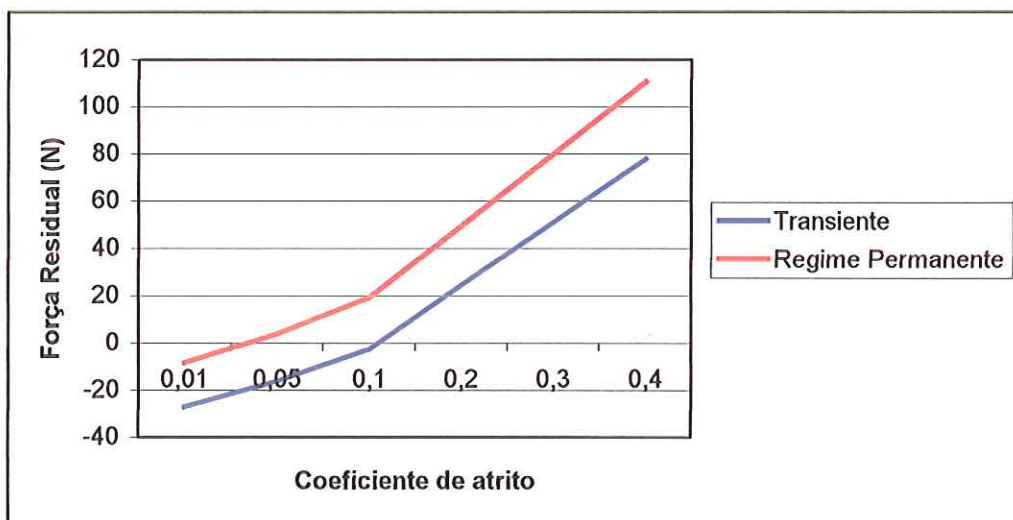


FIGURA 7.21 – Efeito do coeficiente de atrito sobre a força residual durante a centrifugação. 750rpm; $m=1,5\text{kg}$.

Outro fator avaliado para o estudo de influência no fenômeno do deslizamento foi a massa desbalanceada dentro do cesto da lavadora. A figura

7.22 abaixo, caso onde a massa desbalanceada utilizada foi de 1,0kg, mostra que não ocorreu deslizamento o transiente e durante o regime permanente.

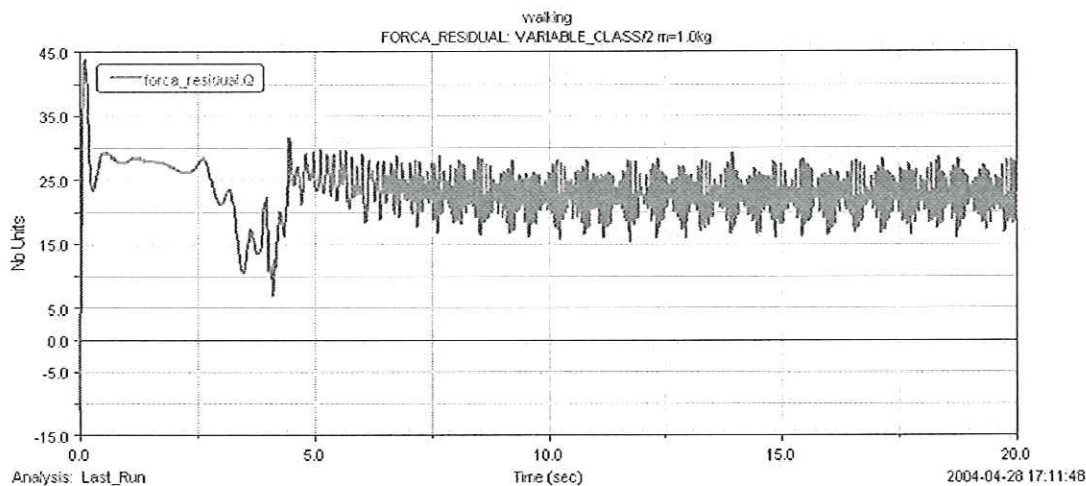


FIGURA 7.22 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.
750rpm; $m=1,0\text{kg}$; $\mu=0,1$.

A figura 7.23, caso onde a massa desbalanceada utilizada foi de 2,5kg, mostra que durante o transiente a lavadora apresentará o deslizamento (força residual < 0). Durante o regime permanente, pode-se dizer que a lavadora não apresentará deslizamento.

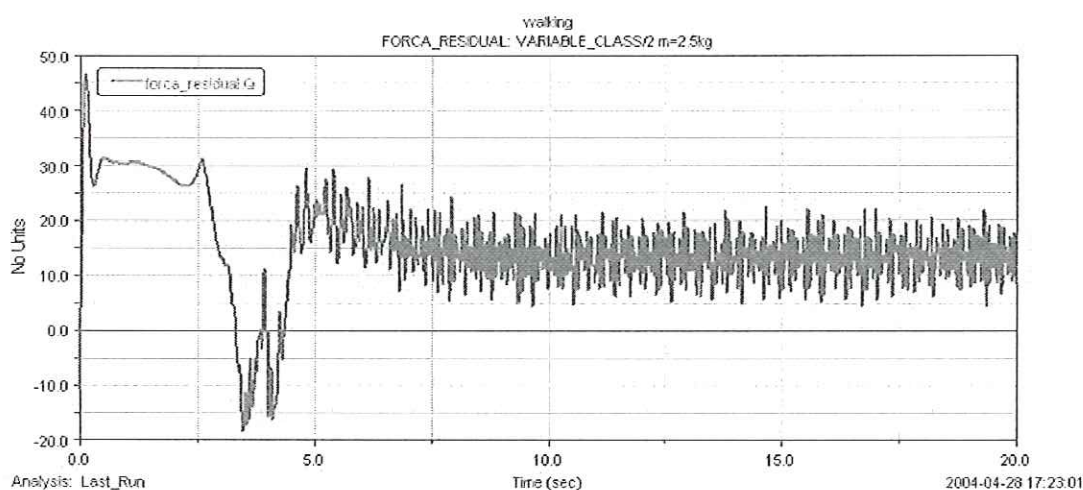


FIGURA 7.23 – Comportamento da força residual durante a centrifugação.
750rpm; $m=2,5\text{kg}$; $\mu=0,1$.

A figura 7.24 abaixo mostra graficamente a influência da massa desbalanceada no comportamento da força residual (resultado que dita o fenômeno do deslizamento) durante a etapa de centrifugação. A curva vermelha mostra o comportamento da força residual durante o regime permanente e a curva azul durante o transiente. Nota-se, que durante o regime permanente, a lavadora dificilmente apresentará problemas de deslizamento, mesmo para massas desbalanceadas elevadas.

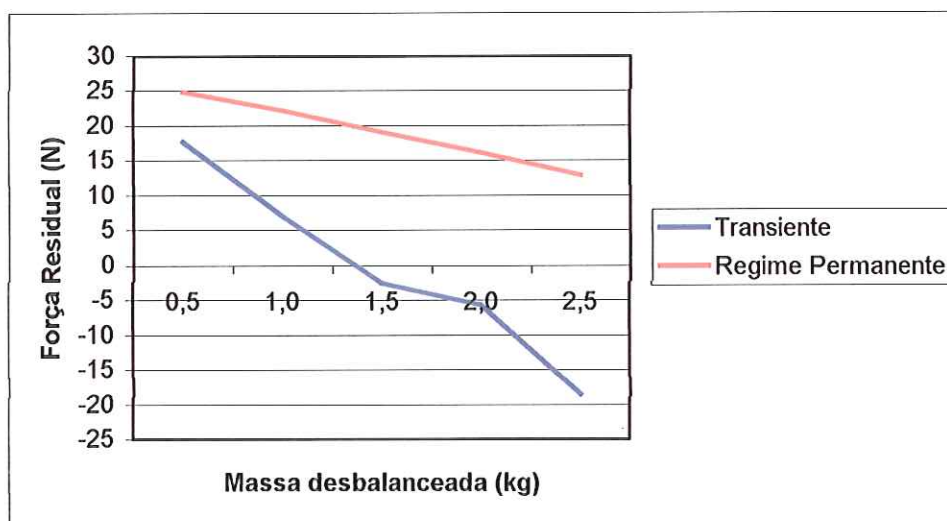


FIGURA 7.24 – Efeito da massa desbalanceada sobre a força residual durante a centrifugação. 750rpm; $\mu=0,1$.

7.4 Considerações finais

O estudo analítico dos sistemas rígidos mostrou que os mesmos podem atingir velocidades de centrifugação baixas antes que apresentem o fenômeno do deslizamento. Estas velocidades (em torno de 200rpm) são baixas para as lavadoras automáticas encontradas hoje no mercado. Contudo, o estudo tem a sua validade já que o mesmo pode apresentar um direcionamento para o desenvolvimento de um novo produto.

A inclusão de suspensão no modelo rígido permite ao mesmo atingir velocidades de centrifugação superiores aos 200rpm. Porém, um novo efeito pode ser observado, a ressonância do sistema de suspensão. Esta ressonância pode causar o fenômeno do deslizamento na lavadora,

principalmente se a mesma ficar centrifugando em velocidades próximas às frequências naturais do sistema de suspensão. Um meio de minimizar este efeito é a utilização de curvas de aceleração que faça com a lavadora centrifugue o menor tempo possível em velocidades próximas das frequências críticas.

O estudo numérico através da técnica de multicorpos (MBS) mostrou que este método é uma ferramenta poderosa para a identificação dos fatores de maior influência no fenômeno do deslizamento. Os resultados obtidos estão condizentes com aqueles obtidos com o método analítico. Uma vantagem do método numérico sobre o analítico é a possibilidade de obtenção de resultados tanto para o regime transiente como para o permanente. Com o método analítico, foi possível estudar-se apenas o regime permanente.

O capítulo seguinte apresentará as conclusões deste trabalho bem como algumas sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

8.1 Conclusões

Conforme citado no início deste trabalho, o objetivo principal deste trabalho foi o de realizar uma modelagem analítico experimental do comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas de eixo vertical através da utilização de técnicas de modelagem analítica, computacional e experimental. Assim feito, pode-se afirmar que os resultados obtidos estão de acordo entre eles. Por motivos de confidencialidade inerentes a qualquer empresa que desenvolve tecnologia, não foi possível uma comparação entre os resultados obtidos por cada um dos métodos utilizados. Contudo, pode-se afirmar que a utilização de cada um deles permite a obtenção de resultados bastante representativos. Vale lembrar que cada um dos métodos tem as suas vantagens e limitações.

O método analítico é um bom método para a obtenção de alguns resultados com uma certa velocidade e conveniência. O custo para a sua utilização é baixo e com ele pode-se testar algumas opções de projeto de suspensão sem custo algum. Este método porém, apresenta certa limitação na obtenção de alguns importantes resultados;

O método experimental é um ótimo método para a obtenção de quase todos os resultados necessários para a descrição do comportamento dinâmico de uma lavadora. A utilização deste método é muito útil para a obtenção do

nível de vibração do gabinete da lavadora, um dos maiores índices de reclamação dos consumidores. O custo para a utilização deste método não é baixo, devido à necessidade de um bom analisador de sinais e alguns acelerômetros. A necessidade de protótipos físicos é outra dificuldade na utilização deste método.;

O uso de simulação através da técnica de multicorpos é o mais útil dos métodos durante a fase de desenvolvimento de um novo produto e/ou sistema de suspensão e balanceamento. Uma vez tendo um bom modelo computacional da lavadora de roupas, pode-se obter um grande variedade de resultados para diversas configurações sem gastos com protótipos físicos. As limitações na utilização deste método são o custo do software para a simulação e o conhecimento necessário para operá-lo e gerar um bom modelo representativo da lavadora.

O estudo de otimização do comportamento dinâmico da lavadora através da utilização de planejamento de experimentos (DOE) e simulação numérica via MBS mostrou a influência de diversos fatores sobre diversas variáveis respostas que ditam o comportamento dinâmico. O estudo também mostrou que a otimização de certas variáveis respostas levam à piora de outras. Contudo, pode-se afirmar que a metodologia desenvolvida é de grande importância para o desenvolvimento e/ou otimização de sistemas de suspensão e balanceamento (responsáveis pelo comportamento dinâmico) de lavadoras de roupas.

Outro importante ponto deste trabalho foi o estudo sobre o fenômeno que faz com a lavadora “ande” durante o processo de centrifugação, chamado de fenômeno de deslocamento e intimamente ligado ao sistema de suspensão e balanceamento da lavadora. O estudo analítico dos sistemas rígidos mostrou que os mesmos podem atingir velocidades de centrifugação baixas antes que apresentem o fenômeno do deslizamento. Estas velocidades (em torno de 200rpm) são muito baixas quando comparados com os valores praticados pelas lavadoras automáticas encontradas hoje no mercado. Contudo, o estudo

tem a sua validade já que o mesmo pode apresentar um direcionamento para o desenvolvimento de um novo produto.

A inclusão de suspensão no modelo rígido mostrou que o mesmo pode atingir velocidades de centrifugação superiores a 200rpm. Porém, um novo efeito pode ser observado, a ressonância do sistema de suspensão.

O estudo numérico através da técnica de multicorpos (MBS) mostrou que este método é uma ferramenta poderosa para a identificação dos fatores de maior influência no fenômeno do deslizamento.

Outro ponto importante a ser ressaltado é que este é o primeiro trabalho referente à dinâmica de lavadoras publicado no Brasil. Também, é um dos únicos no mundo, se não o único, a apresentar um estudo abrangente sobre o fenômeno de deslocamento em lavadoras de eixo vertical.

8.2 Sugestões

Uma primeira sugestão para trabalhos futuros é o desenvolvimento de um sistema para o estudo experimental do fenômeno do deslocamento. Um sistema que possa medir as forças residuais em cada pé da lavadora e detectar se o deslocamento iminente ocorre ou não, isto é, força residual menor que zero.

Conforme mostrado anteriormente, o comportamento dinâmico de uma lavadora de roupas durante a etapa de centrifugação possui dois momentos distintos: o regime transiente e o permanente. Assim sendo, para a obtenção de um comportamento dinâmico ótimo tanto durante o transiente como no regime faz-se necessário a utilização de sistemas de suspensão não lineares, isto é, que se adaptem de acordo com a necessidade. Desta forma, uma outra sugestão seria o desenvolvimento de um sistema de suspensão ativa, um sistema que tenha suas características de amortecimento e rigidez alteradas conforme a necessidade ditada pela etapa de centrifugação.

BIBLIOGRAFIA

BAE, S. et al. (2002). Dynamic analysis of an automatic washing machine with a hydraulic balancer. *Journal of Sound and Vibration*, v.257, p.3-18.

BAGEPALLI, B.S. (1987). Dynamic modeling of washing machine suspension system. In: ASME 11th BIENNIAL CONFERENCE OF MECHANICAL VIBRATIONS AND NOISE, Massach, Sept 1987. *Proceedings*. p.13-18.

CALEJERO, M.E.; BELATEGUI, L.M.; GIMENEZ, B.C. (1988). Computer modelling of a guided Coulomb damping for a washing machine. *Mini and Microcomputers and their Applications*, p.13-16.

CONRAD, D.C. (1994). *The fundamentals of automatic washing machine design based upon dynamic constraints*. 261p. Ph.D. Thesis - School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette. December 1994.

CONRAD, D.C.; SOEDEL, W. (1995). On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines. *Journal of Sound and Vibration*, v.188, p.301-314.

CONRAD, D.C.; SOEDEL, W. (1998). Auxiliary mass dampers. *Appliance Engineer*, p.72-75, Jul.

CUNHA JR., S.S. (1999). *Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações*. 99p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. Março 1999.

HARDER, H.; LOEHR, A. (1981). Changes in domestic washing methods since 1945 – In German. *Tenside Detergents*, v.18, n.5, p.246-252, Sep-Oct.

VAN KIRK, J.W. (1971). *Design of an automatic dynamic balancer for a vertical axis washing machine*. Ph.D. Thesis – School of Engineering, University of Kansas, Kansas. 1971.

LEMON, J.R.; BURTON, S.L. (1972). Dynamic testing and analysis techniques as applied to appliance engineering problems. *Appliance Suppliers Exhibit and Conference*. Chicago.

MARQUES, R.F.A. (2000). *Estudo teórico e numérico de absorvedores dinâmicos de vibrações ativos e adaptativos*. 106p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. Julho 2000.

NAUNIN, D.; SPECOVIVUS, J. (1987). Electronic compensation of unbalanced mass forces in washing machines. In: SECOND EUROPEAN CONFERENCE ON POWER ELECTRONICS AND APPLICATIONS, France, 1987. *Proceedings*. v.2, p.1075-1078.

SUMER, I.T.; TUGCU, A.K.; TURKAY, O.S. (1992). The use of suspension system modeling and simulation in the manufacturing of washing machines. In: 43rd ANNUAL INTERNATIONAL APPLIANCE TECHNICAL CONFERENCE, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 1992. *Proceedings*. p.117-126.

THEARLE, E.L. (1950a). Automatic dynamic balancers – Part 1 – The Leblanc balancer. *Machine Design*, p.119-124, Sep.

THEARLE, E.L. (1950b). Automatic dynamic balancers – Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers. *Machine Design*, p.102-106, Oct.

THEARLE, E.L. (1950c). Automatic dynamic balancers – Part 3 – Designing for complete effectiveness. *Machine Design*, p.149-153, Nov.

TURKAY, O.S.; SUMER, I.T.; TUGCU, A.K. (1992). Modeling and dynamic analysis of the suspension system of a front loaded washing machines. *Advances in Design Automation Conference Trans ASME*, p.383-390.

TURKAY, O.S. et al. (1993a). Suspension design optimization of a washing machine: Part I – Modeling and validation results. *Advances in Design Automation Conference Trans ASME*, p.125-132.

TURKAY, O.S. et al. (1993b). Suspension design optimization of a washing machine: Part II – Formulation and implementation of parametric optimization. *Advances in Design Automation Conference Trans ASME*, p.133-144.

TURKAY, O.S. et al. (1998). Modeling and experimental Assessment of suspension dynamics of a horizontal axis washing machine. *Journal of Vibration and Acoustics Trans ASME*, v.120, p.534-543, April.

WERKEMA, M.C.; AGUIAR, S. (1996). *Planejamento e análise de experimentos: como identificar e avaliar as principais variáveis influentes em um processo*. Belo Horizonte: Fundação Christiano Ottoni, Escola de Engenharia da UFMG.

ZUOXIN, P. (1991). A study of the vibration of a fully automatic washer and the optimizing of the structure parameters. In: 42ND ANNUAL INTERNATIONAL APPLIANCE TECHNICAL CONFERENCE, University of Wisconsin, Madison, May 1991. *Proceedings*. p.545-556.

APÊNDICE A

FUNDAMENTOS SOBRE A ANÁLISE DE SINAIS

1 Introdução

Na análise experimental de vibração de máquinas e/ou mecanismos uma pergunta deve ser primeiramente respondida: Qual o objetivo das medições? Em geral, a análise deverá estar em uma das três categorias abaixo:

- desenvolvimento de um novo produto ou máquina;
- controle de qualidade e produção;
- monitoramento e manutenção.

Os princípios gerais e medições são basicamente os mesmos para cada categoria ou aplicação utilizada.

O desenvolvimento de equipamentos chamados de analisadores dinâmicos de sinais (ADS) tem facilitado muito a análise de vibração de máquinas. Estas vibrações consistem em uma complexa combinação de sinais gerados por uma série de fontes de vibrações internas. A vantagem da utilização do ADS está na sua habilidade em separar um sinal complexo nas partes que o compõe.

Através da exibição da amplitude da vibração em função da frequência (também chamado de espectro de frequências), o ADS torna possível a identificação individual de cada fonte de vibração.

Os ADSs também podem exibir a amplitude de vibração em função do tempo, formato bastante adequado para investigação de vibrações impulsivas.

A habilidade para analisar e gravar dados de vibração existe já há algum tempo. Porém, com o advento do ADS, é que a análise detalhada de vibração tornou-se efetiva e difundida.

Os principais objetivos na análise de vibrações são:

- simplificar e reduzir os dados oriundos da medição da vibração em uma forma mais fácil de ser interpretada;
- associar características da vibração a características específicas da máquina em estudo;
- prover medições consistentes que caracterizem a vibração da máquina;

- identificar características que variam com o tempo ou com condições de operação, ou ambos.

Em suma, a análise de vibração é uma poderosa ferramenta que fornece uma boa percepção no estudo da dinâmica de máquinas rotativas. Também auxilia no diagnóstico da causa de falhas e vibração excessiva.

2 Convertendo a vibração em um sinal elétrico

Antes do início da análise, a vibração deve ser transformada em um sinal elétrico, tarefa executada pelos transdutores de vibração. Os fatores fundamentais na obtenção de um sinal que represente fielmente a vibração são: selecionar o tipo correto de transdutor e posicioná-lo e instalá-lo corretamente.

Existem quatro tipos mais comuns de transdutores de vibração (que se diferenciam pelo parâmetro medido): o transdutor de deslocamento, o de velocidade e o de aceleração, e o tacômetro.

Em adição ao transdutor de deslocamento, para muitas medições faz-se necessária a medição da velocidade de rotação de um eixo, por exemplo. O transdutor utilizado para este fim é o tacômetro, que produz um número fixo de pulsos por revolução que são transformados na velocidade de rotação através de um contador de frequência. Os tipos mais comuns de tacômetros utilizam sondas ou sensores magnéticos ou óticos.

2.1 Conceitos básicos

Antes da apresentação sobre detalhes dos transdutores e análise de vibração, faz-se necessária a apresentação de alguns conceitos básicos. Os três tópicos que serão focados são:

- *parâmetros de vibração*: através da utilização de transdutores disponíveis comercialmente, pode-se medir deslocamento, velocidade ou aceleração

da vibração. A seleção correta do parâmetro irá assegurar uma análise efetiva;

- *impedância mecânica*: o que se deseja medir é a resposta da máquina submetida a forças de vibração geradas pelas suas características, e não as forças de vibração. As impedâncias mecânicas da máquina determinam como ela responde às forças de vibração e podem alterar significativamente as características do sinal medido.
- *freqüências naturais*: quando uma estrutura é excitada por um impacto, ela irá vibrar em uma ou mais de suas freqüências naturais ou de ressonância. Estas freqüências são importantes pois muitas vezes estão associadas a velocidade crítica da máquina, onde os desbalanceamentos residuais excitam a ressonância. Eles podem causar grandes modificações na vibração da máquina conforme varia a rotação da mesma.

2.1.1 Parâmetros de vibração

Um bom exemplo para a exemplificação e discussão dos parâmetros de vibração é a vibração causada por um simples desbalanceamento. A figura 1 mostra um rotor com uma massa desbalanceada. A força gerada pelo desbalanceamento é de forma senoidal.

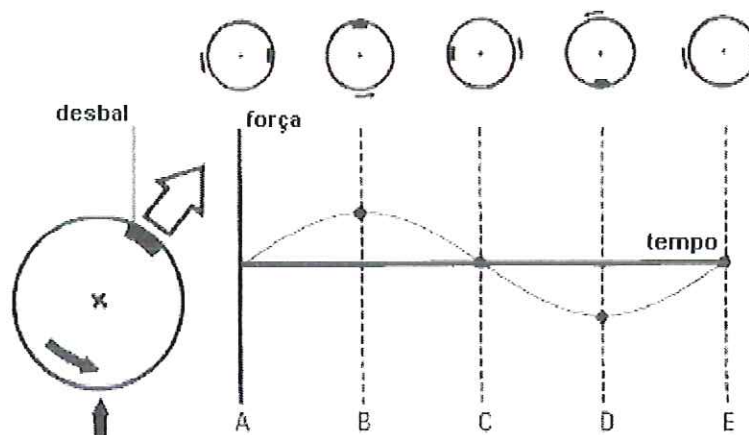


FIGURA 1 – Exemplo de rotor com massa desbalanceada.

A resposta do rotor a esta força é um deslocamento que afasta o centro de rotação do centro geométrico, vide figura 2. A medição do deslocamento do rotor resulta em uma curva similar à gerada para a força, com amplitude quase proporcional à magnitude da força. Não é exatamente a mesma pois a dinâmica do rotor afeta a resposta. Este é um ponto importante na análise de vibração e será discutido posteriormente.

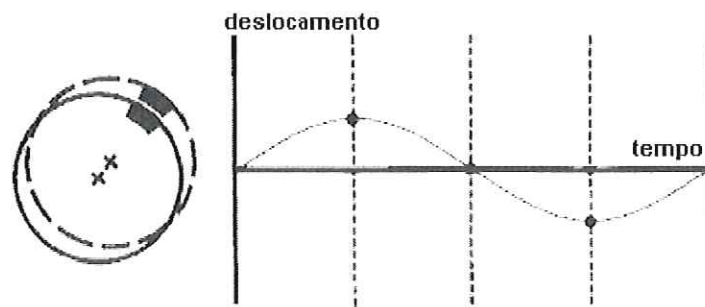


FIGURA 2 – Deslocamento do centro de rotação do centro geométrico.

A velocidade e a aceleração da vibração estão defasados com relação ao deslocamento, uma importante consideração quando da utilização da fase para a análise. A relação de fase entre os parâmetros de vibração é mostrada na figura 3. A velocidade, por exemplo, está defasada do deslocamento em 90° , isto é, quando o deslocamento é máximo, a velocidade é zero. De maneira análoga, a aceleração está defasada de 90° da velocidade e de 180° do deslocamento.

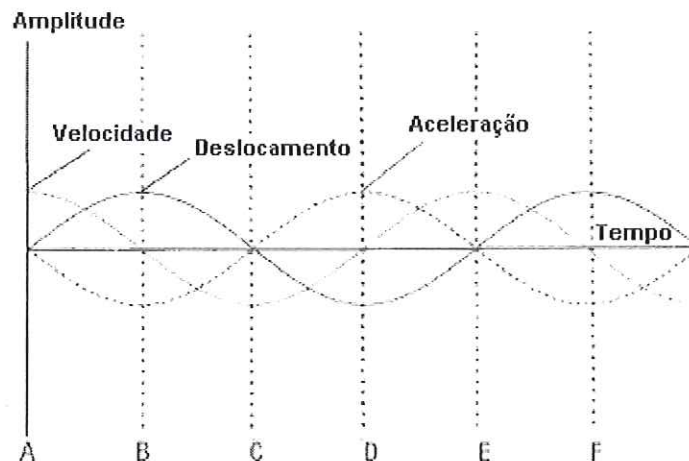


FIGURA 3 – Relação de fase entre os parâmetros de vibração.

A amplitude dos parâmetros de vibração também variam com a velocidade de rotação, uma importante consideração na seleção do transdutor.

A velocidade aumenta diretamente proporcional à frequência (f), enquanto a aceleração aumenta proporcionalmente ao quadrado da frequência. A variação com a frequência e a relação de fase mostrada na figura 3 são também mostradas nas equações abaixo.

$$\text{Deslocamento} = A \sin(2\pi ft)$$

$$\text{Velocidade} = 2\pi f A \cos(2\pi ft)$$

$$\text{Aceleração} = (2\pi f)^2 A \sin(2\pi ft)$$

Nas equações acima, válidas somente para vibrações senoidais, A é a amplitude do deslocamento da vibração e f a frequência de rotação. Desta forma, os três parâmetros de vibração podem ser relacionados entre si e, facilmente derivado um do outro por um ADS.

Contudo, a variação da amplitude de vibração com a velocidade da máquina e as limitações dos transdutores, significa que às vezes apenas um parâmetro de vibração será necessário para a análise.

Para ilustrar o impacto da variação da amplitude com a velocidade de rotação são considerados dois sistemas: um ventilador com baixa velocidade; uma caixa de transmissão de alta velocidade. Dois fatores devem ser considerados: níveis de deslocamento e aceleração são bastantes diferentes; a velocidade é relativamente constante.

Do primeiro caso pode-se concluir que a frequência é muito importante na seleção do parâmetro de vibração. Aceleração não é uma boa escolha para frequências muito baixas, enquanto deslocamento não é adequado para altas frequências. Nota-se que estas são limitações dos parâmetros de vibração, não do transdutor.

A limitação na faixa de frequência do transdutor também é um importante fator na seleção do parâmetro de vibração e será discutido na seção 2.2.

A velocidade de vibração é um ótimo indicador de danos em máquinas, independentemente da velocidade, e assim sendo, é muito utilizado para

monitoramento de máquinas. A velocidade permanece constante com um dado nível de dano pois ela é proporcional à energia de vibração.

2.1.2 Impedância mecânica

A medida da vibração de uma máquina é a resposta dela devido às forças de vibração e não a medição das forças. Desta forma, as características da máquina, ou sua impedância mecânica, tem impacto direto na vibração medida. Os dois resultados disto são: se a resposta é pequena, será difícil analisar a vibração; se a resposta muda drasticamente com relação à frequência, variações na rotação podem produzir variações enganosas no nível de vibração medida. Estas são importantes considerações na seleção e instalação dos transdutores.

Um exemplo comum de respostas pequenas acontecem em máquinas que possuem eixos leves e mancais de bucha, montados em suportes muito rígidos. A vibração do eixo transmitida para o suporte é muito pequena, e desta forma, a vibração deve ser medida diretamente no eixo.

2.1.3 Frequências naturais

As frequências naturais de um sistemas são frequências nas quais ele irá vibrar naturalmente se impactado por uma força. Uma boa ilustração de vibração na frequência natural é o caso do diapasão, que é projetado para vibrar em um frequência específica quando excitado.

Quando uma estrutura é excitada por uma força com frequência coincidente com uma de suas frequências naturais, ela entra em ressonância, isto é, vibra com grandes amplitudes.

As frequências naturais impactam a análise de vibração de máquinas em três pontos básicos: a ressonância da estrutura pode causar mudanças no nível de vibração com a rotação; a dinâmica de rotação de eixos muda significativamente próximo das frequências naturais; a ressonância dos transdutores limita a faixa de frequência de trabalho de transdutores de velocidade e aceleração.

2.2 Transdutores

Nesta seção serão apresentados três tipos de transdutores (deslocamento, velocidade e aceleração), bem como suas características mais importantes e aplicações mais comuns para cada um deles.

2.2.1 Transdutor de deslocamento

Transdutores de deslocamento sem contato, também conhecidos como sondas, são utilizados para medir diretamente movimentos relativos entre dois pontos. Uma oscilação de alta frequência é lançada contra o ponto que se deseja medir, sem tocá-lo. Conforme o ponto se desloca relativamente ao sensor, a energia varia, provendo uma voltagem de saída proporcional ao deslocamento. Esta voltagem é então enviada para um analisador de sinais.

Na prática, as sondas de deslocamento sem contato são utilizadas em máquinas com mancais flexíveis montadas em suportes rígidos, que resultam em sinais de resposta pequenos.

2.2.2 Transdutor de velocidade

Os transdutores de velocidade foram os primeiros transdutores de vibração, e no passado todos trabalhos para estudo da severidade da vibração foram realizados utilizando-se critérios de velocidade.

A figura 4 mostra esquematicamente um transdutor de velocidade.

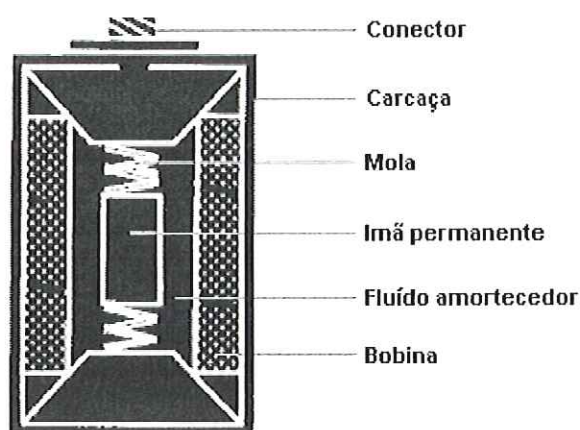


FIGURA 4 – Transdutor de velocidade esquemático.

O movimento do enrolamento através do campo do ímã permanente produz uma voltagem de saída relativamente alta, não necessitando assim de um condicionador de sinais. A amplitude da voltagem é diretamente proporcional à velocidade de vibração.

O sistema massa-mola-amortecedor de um transdutor de velocidade é projetado para frequências naturais que variam de 8 a 10Hz, permitindo assim ao ímã permanente ficar fixo no espaço. Isto estabelece um baixo limite inferior de utilização de aproximadamente 10Hz (600rpm). O limite superior, que pode ficar entre 1000 a 2000Hz, é determinado pela inércia do sistema massa-mola-amortecedor.

Historicamente, os transdutores de velocidade eram muito utilizados em medições de vibração de máquinas. Recentemente muitos fabricantes de transdutores têm substituído esta tecnologia por acelerômetros, que fornecem a mesma funcionalidade com faixas de frequência maiores e com maior estabilidade do sinal. Os ADSs também tem a capacidade de realizar, internamente, a integração do sinal de aceleração, tornando assim, o acelerômetro a melhor escolha de transdutor.

2.2.3 Acelerômetros

Os acelerômetros são os transdutores mais populares para aplicações genéricas. Eles podem ser construídos através de diversas técnicas, mas para medições de vibração de máquinas o mais utilizado é o acelerômetro com cristal piezoelétrico. A figura 5 mostra o esquema de um acelerômetro piezoelétrico.

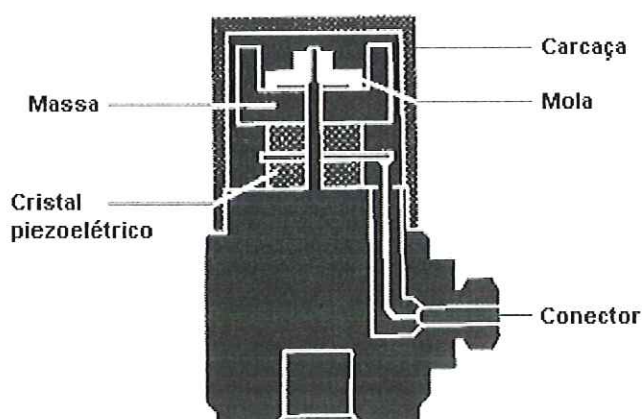


FIGURA 5 – Esquema de um acelerômetro piezoelétrico.

A massa de vibração aplica uma força sobre o cristal piezoelétrico que produz uma voltagem proporcional à força e conseqüentemente à aceleração.

A resposta em freqüência de um acelerômetro é mostrada na figura 6. Nota-se que a freqüência natural do acelerômetro está acima da faixa de trabalho, diferente do que acontece com os transdutores de velocidade. A faixa de operação de um acelerômetro deve ser limitada a 20% de sua freqüência natural.

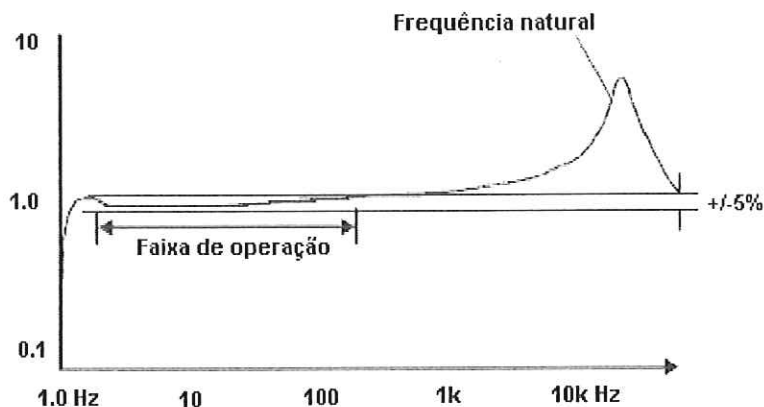


FIGURA 6 – Exemplo da resposta em frequência de um acelerômetro.

Outro ponto importante nos acelerômetros é a sua sensibilidade, que é muito dependente do tamanho da massa interna. Com uma massa grande, produz-se uma voltagem maior. Grandes voltagens são importantes para a utilização dos acelerômetros em baixas frequências. Contudo, conforme aumenta-se a massa, diminui-se a frequência natural. Desta forma, o aumento de sensibilidade implica em uma redução da faixa de frequência de trabalho e em aumento do tamanho do acelerômetro.

O sinal de saída de um acelerômetro é baixo e com alta impedância, necessitando assim de um condicionamento do sinal. O método tradicional para este condicionamento é a utilização, em separado, de um amplificador de carga.

Porém, hoje em dia já existem acelerômetros com condicionadores de sinal embutidos, que necessitam apenas de um fornecimento de corrente. Este acelerômetros podem ser conectados diretamente na maioria dos ADSs. Outra vantagem deste tipo de acelerômetro é que eles não necessitam de cabos de baixo ruído (que são muito caros), principalmente em aplicações que necessitam de cabos longos.

2.3 Seleção do transdutor correto

A seleção correta do transdutor para uma certa aplicação deve seguir os passos descritos abaixo.

- **Passo 1:** Determinar o parâmetro de interesse. Se o interesse está em medir uma folga ou movimento relativo entre componentes, a melhor escolha seria um transdutor de deslocamento. Apesar da possibilidade de converter a velocidade e a aceleração em deslocamento, através de integração, ele seria uma medida absoluta, ao invés de uma medida relativa quando medido diretamente por um transdutor de deslocamento. Se o parâmetro a ser medido não for uma folga ou movimento relativo, então o passo 2 deve ser seguido;
- **Passo 2:** Considerações sobre a impedância mecânica. Se a vibração não for bem transmitida para a carcaça da máquina deve-se utilizar um transdutor de deslocamento para medir-se, por exemplo, a excentricidade de um eixo. Se o eixo não for acessível pode-se então utilizar transdutores de velocidade ou acelerômetros para medir a vibração do sistema. Em caso de dúvidas, sugere-se a utilização de transdutores para medidas absolutas e também relativas. Se a utilização de transdutores de velocidade ou acelerômetros for a mais recomendada, então o passo 3 deve ser seguido;
- **Passo 3:** Considerações sobre a frequência. Se a frequência de vibração esperada for superior a 1000Hz, então sugere-se a utilização de acelerômetros. Se a vibração estiver entre 10 e 1000Hz, tanto um transdutor de velocidade quanto um acelerômetro poderá ser utilizado. Um ponto importante a ser considerado é a especificação individual do acelerômetro. Deve-se escolher um apropriado para a faixa de frequência e sensibilidade a que será submetido.

O gráfico da figura 7, que auxilia a seleção do transdutor, mostra como os níveis de deslocamento e aceleração variam com a frequência, relativo ao nível de velocidade. Nota-se que a resposta de aceleração é muito baixa para frequências abaixo de 1Hz (menos que 100 μ V com um acelerômetro de 10mV/g).

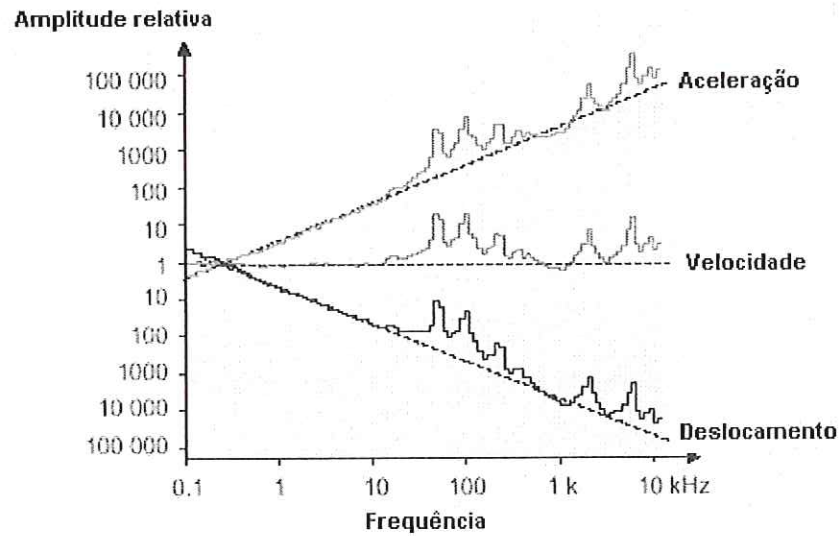


FIGURA 7 – Variação do níveis de deslocamento e aceleração em função da frequência.

Em muitos casos de aplicações de baixas frequências (<20Hz) ou aplicações onde o nível geral de vibração é importante para o conhecimento da situação do equipamento, a medida da velocidade é necessária. Isto irá ditar tanto o uso de um transdutor de velocidade como um acelerômetro com posterior integração para obtenção da velocidade.

3 Análise do sinal da vibração

O sinal obtido através de uma medição de vibração é uma complexa combinação de respostas a múltiplas excitações internas e externas. A chave para o sucesso de uma análise é reduzir este sinal complexo a seus componentes individuais, cada um relacionado à suas fontes.

Dois tipos de análise estão disponíveis para a determinação dos componentes da vibração: a análise no domínio do tempo (amplitude de vibração contra o tempo) e a análise no domínio da frequência (amplitude de vibração contra a frequência). Enquanto o domínio do tempo fornece uma percepção da natureza física da vibração, o domínio da frequência é ideal para a identificação de seus componentes. A vantagem da utilização dos ADSs é que eles podem trabalhar no dois domínios.

3.1 Análise no domínio do tempo

Um caminho para a análise da vibração é observar como ela varia com o tempo. O gráfico de domínio no tempo da figura 8 mostra claramente como a vibração de um rotor desbalanceado varia com o tempo.

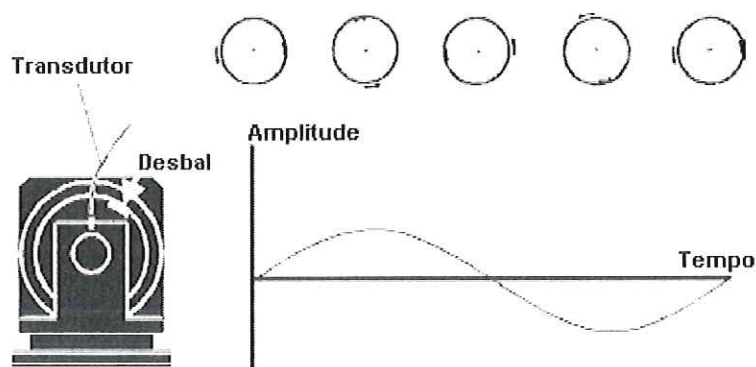


FIGURA 8 – Exemplo da resposta no domínio do tempo.

A amplitude do sinal é proporcional à quantidade de desbalanceamento e à velocidade de rotação do rotor. Este sinal é de fácil análise e visualização já que um exemplo com uma única fonte de vibração foi utilizado.

Sinais reais de vibração tendem a ser mais complexos, e a sua análise no domínio do tempo torna-se mais complexa. Um exemplo disto é mostrado na figura 9, onde duas curvas senoidais com frequências distintas são apresentadas.

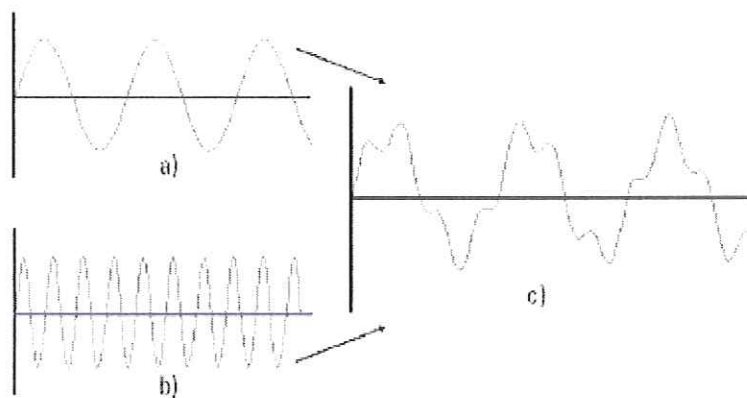


FIGURA 9 – Exemplo da resposta no domínio do tempo – combinação de duas curvas distintas.

O resultado desta combinação é um gráfico no domínio do tempo no qual fica difícil a identificação dos componentes individuais.

O domínio do tempo é o caminho que parece mais natural e aquele que fornece uma percepção física da vibração. Ele é especialmente útil na análise de sinais impulsivos e na análise da relação de fases dos sinais de vibração. Contudo, com a utilização deste método, fica difícil a identificação dos componentes individuais de sinais mais complexos.

3.2 Análise no domínio da frequência

Há mais de cem anos atrás o Barão Jean Baptiste Fourier mostrou que qualquer sinal periódico existente no mundo real pode ser reproduzido através da somatória de sinais senoidais. Isto foi mostrado na figura 9.

Reciprocamente, pode-se quebrar um sinal do mundo real em sinais senoidais simples. Esta combinação de sinais senoidais é única, isto é, qualquer sinal real pode ser representado por apenas uma única combinação de sinais senoidais.

A figura 10a apresenta um gráfico tridimensional da adição de sinais senoidais. Dois dos eixos são o tempo e a amplitude, já conhecidos do domínio do tempo. O terceiro eixo é a frequência, que permite a visualização separada de cada sinal senoidal. Se este gráfico tridimensional for visualizado ao longo do eixo da frequência o resultado será o domínio do tempo, vide figura 10b.

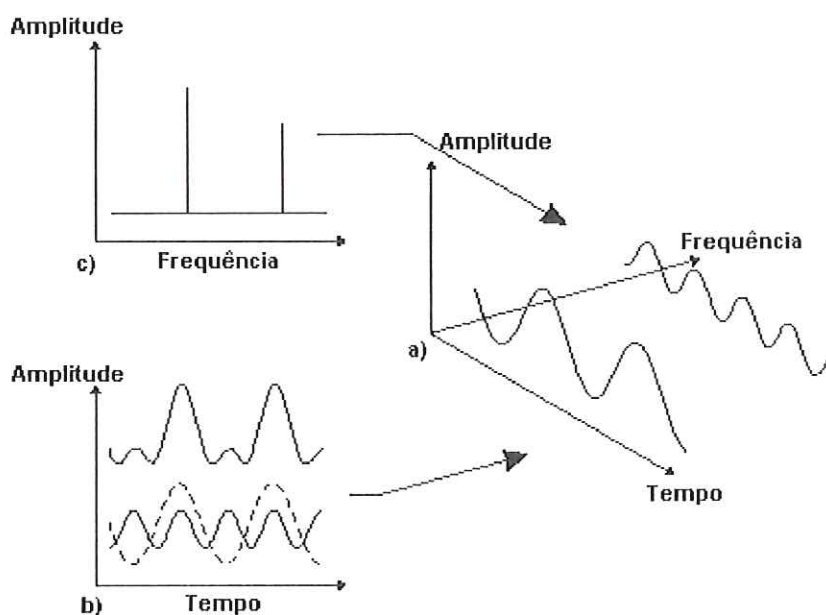


FIGURA 10 – Relação entre os domínios do tempo e da frequência.

Contudo, se o gráfico tridimensional for visualizado ao longo do eixo do tempo o resultado será bem diferente, chamado de domínio da frequência, vide figura 10c. No domínio da frequência, cada sinal senoidal aparece separadamente como uma linha vertical. Sua altura corresponde à amplitude do sinal e sua posição a frequência. Uma vez que cada linha representa uma senoide, tem-se caracterizado o sinal original no domínio da frequência. Esta representação no domínio da frequência também é chamado de espectro do sinal, sendo cada linha do espectro uma componente do sinal.

3.2.1 A necessidade da utilização da escala logarítmica

Uma das maiores vantagens da utilização do domínio da frequência é a possibilidade de visualização de sinais de pequena amplitude na presença de sinais com grandes amplitudes. Porém, para que isto seja possível um problema precisa ser endereçado.

Supondo a necessidade de medir-se uma componente cuja amplitude seja 0,1% do sinal. Caso o fundo de escala seja definido em 100mm, a componente teria amplitude de apenas 0,1mm. Obviamente, seria bastante difícil a visualização desta componente, bem como medi-la adequadamente.

A única solução para a fácil visualização de todas as componentes simultaneamente seria uma modificação no fundo de escala do gráfico de espectro. A utilização de uma escala logarítmica possibilita a compressão dos sinais com grande amplitude e a expansão daqueles com pequena amplitude, permitindo assim a visualização de todas as componentes simultaneamente.

A figura 11 apresenta um exemplo de um sinal com duas componentes mostrado na escala linear e na escala logarítmica.

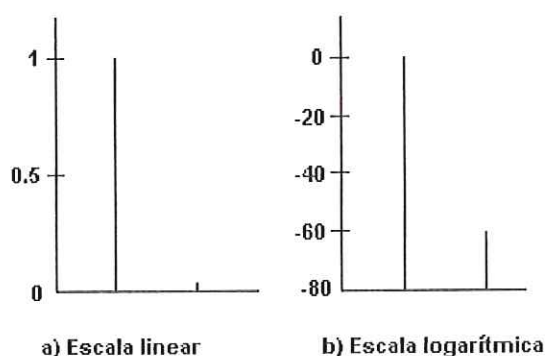


FIGURA 11 – Exemplo da expansão de sinais com pequena amplitude através da utilização de escala logarítmica.

Nota-se que não há nem ganho nem perda de informação, apenas uma forma de representação diferente.

3.2.2 Porque o domínio da frequência?

Suponha que se deseja os primeiros sinais de falha de um rolamento em uma máquina rotativa. Isto é, deseja-se medir sinais de baixa amplitude na presença de sinais de grande amplitude. A figura 12a mostra o sinal da máquina em questão no domínio do tempo, que aparentemente parece ser um simples sinal senoidal. Mas na figura 12b este mesmo sinal é exibido no domínio da frequência, mostrando assim que o sinal é composto por um sinal de grande amplitude e vários outros com amplitudes menores, porém significativos. Quando estes sinais de pequena amplitude são exibidos no domínio da frequência são de fácil visualização pois não são escondidos pelos de maior amplitude.

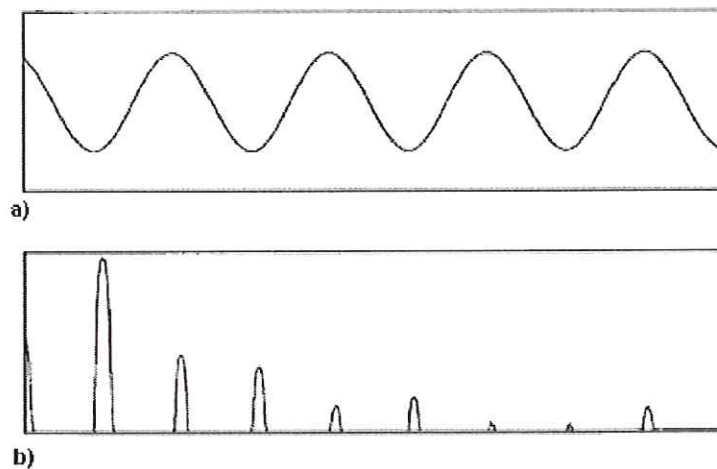


FIGURA 12 – Exemplo da “aparição” de pequenos sinais no domínio da frequência.

A figura 13 abaixo apresenta alguns sinais comuns nos domínios do tempo e da frequência.

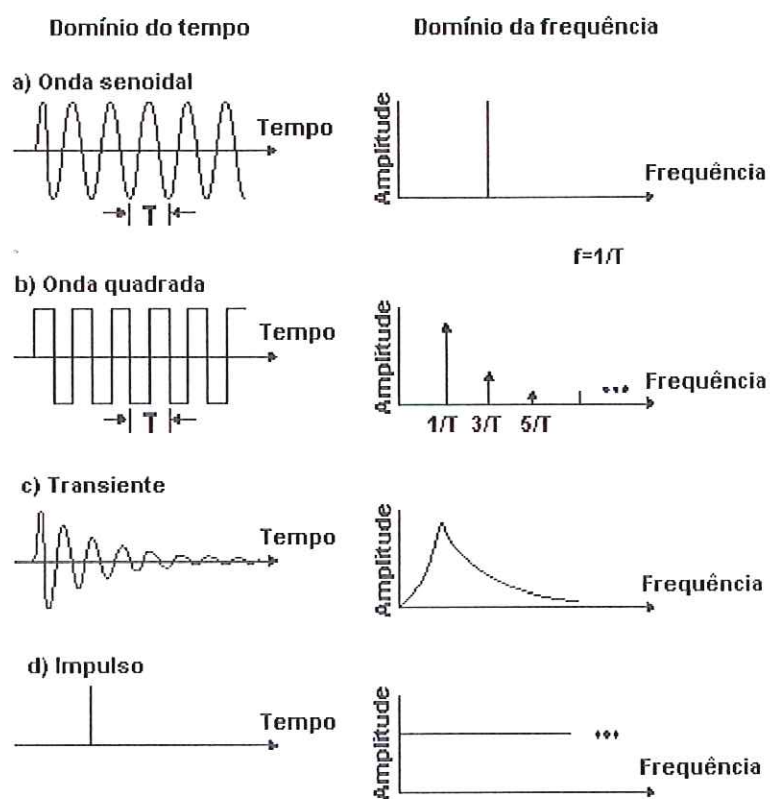


FIGURA 13 – Exemplos de sinais no domínio do tempo e da frequência.

Na figura 13a percebe-se que o espectro de um sinal senoidal é uma simples linha. O sinal de onda quadrada da figura 13b é composto por um número infinito de ondas senoidais, todos relacionados harmonicamente. Estes dois exemplos ilustram uma propriedade de que todo sinal periódico e existente por todo tempo possui um espectro de frequência discreto. Um contraste disto é o sinal transiente apresentado na figura 13c que possui um espectro de frequência contínuo. Isto significa que os sinais senoidais que compõe este sinal são infinitesimalmente espaçados.

Outro sinal de interesse é o impulso mostrado na figura 13d. O espectro de frequência de um impulso é plano, isto é, existe energia em todas as frequências. Desta forma, para gerar-se um verdadeiro impulso seria necessário uma quantidade infinita de energia. Contudo, é possível gerar uma aproximação de um impulso, o qual possui um espectro praticamente plano em uma faixa de frequência desejada.

3.3 Análise no domínio modal

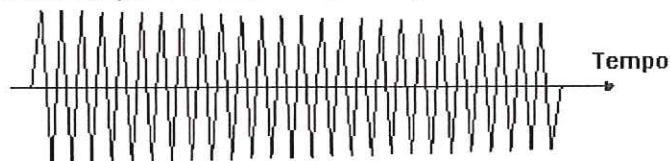
Nas seções anteriores foram apresentados os domínios do tempo e da frequência bem como as suas propriedades. Nesta seção serão apresentados as propriedades de um outro domínio, o domínio modal. Este domínio é particularmente útil para a análise do comportamento dinâmico de estruturas mecânicas.

Para um bom entendimento do domínio modal será analisada uma simples estrutura mecânica, um diapasão. Se o diapasão for excitado através de um impacto pode-se concluir, através do seu tom, que o mesmo vibra em um frequência única. O som causado pela deformação do diapasão, visto no domínio do tempo, é uma curva senoidal levemente amortecida, conforme mostrado na figura 14b.

a) A vibração mecânica de um diapasão gera ondas sonoras



b) Propagação do som gerado pelo diapasão no domínio do tempo



c) Amplitude do som gerado pelo diapasão no domínio da frequência

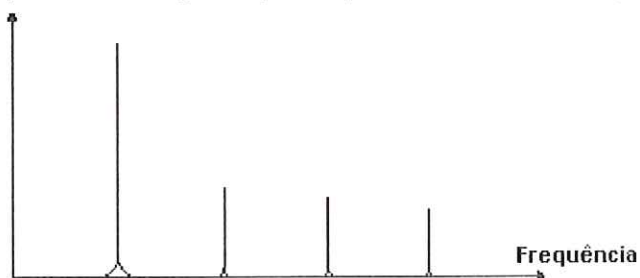


FIGURA 14 – Vibração de um diapasão.

Na figura 14c, pode ser visto que no domínio da frequência o espectro do diapasão possui um pico grande de frequência que é o do som audível aos ouvidos humanos. Existem também diversos outros picos de menor intensidade.

Cada um destes picos, grandes e pequenos, correspondem a um modo de vibrar do diapasão. Para este simples exemplo o maior pico de frequência é causado pelo modo de vibrar mostrado na figura 15a. Já o segundo modo pode ser o apresentado na figura 15b.

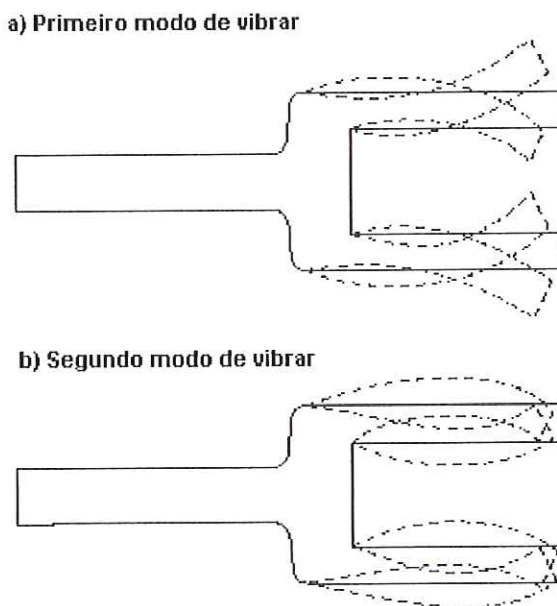
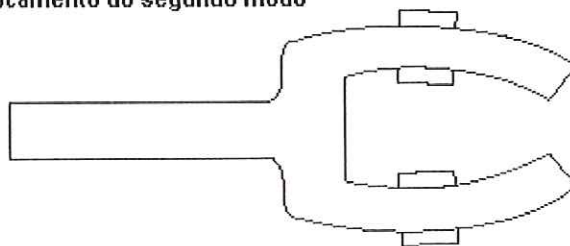


FIGURA 15 – Exemplos de modos de vibrar de um diapasão.

Sabe-se que a vibração de qualquer estrutura pode ser expressa como uma somatória de seus modos de vibrar. Da mesma forma que é possível representar um sinal real como uma somatória de vários sinais senoidais, pode-se representar qualquer vibração como uma somatória de simples modos de vibrar. Desta forma, a tarefa de uma análise modal é determinar a forma e a magnitude da deformação estrutural em cada modo de vibrar. Uma vez conhecidos estes modos, fica mais claro como modificar a vibração total da estrutura.

Para exemplificar o exposto acima supõe-se que exista a necessidade de reduzir o som da segunda harmônica apresentada na figura 14. Através da análise do segundo modo de vibrar, vide figura 15b, conclui-se que para isto basta a aplicação de algum material de absorção de vibração no centro das pontas. Isto irá afetar significativamente o segundo modo, já que o mesmo possui deformação máxima no centro das pontas, e quase não terá efeito sobre o primeiro modo, vide figura 16. Outras soluções também são possíveis, porém todas dependem do conhecimento de cada modo de vibrar.

a) Aplicação de material de amortecimento na localização de máximo deslocamento do segundo modo



b) O material de amortecimento tem pouca influência no primeiro modo

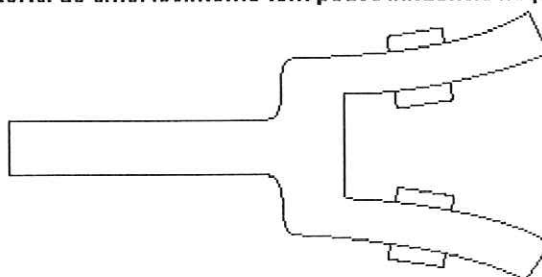
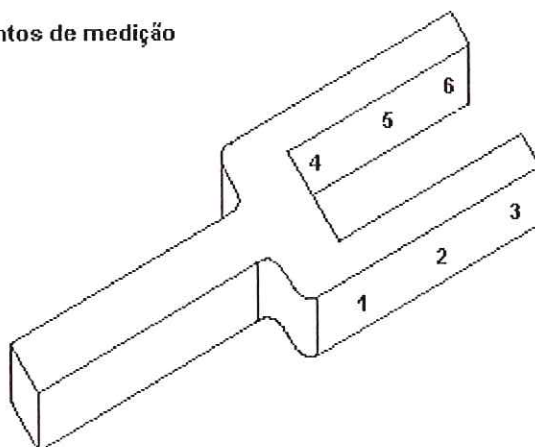


FIGURA 16 – Redução da segunda harmônica através de amortecimento do segundo modo de vibrar.

Para a determinação da vibração total do diapasão ou de qualquer outra estrutura, seria necessária a medição da vibração em diversos pontos da estrutura. A figura 17a mostra alguns pontos que poderiam ser medidos no diapasão. A figura 17b mostra os resultados no domínio da frequência, e desta forma, as propriedades da estrutura podem ser medidas independentemente da excitação.

a) Pontos de medição



b) Resposta em frequência

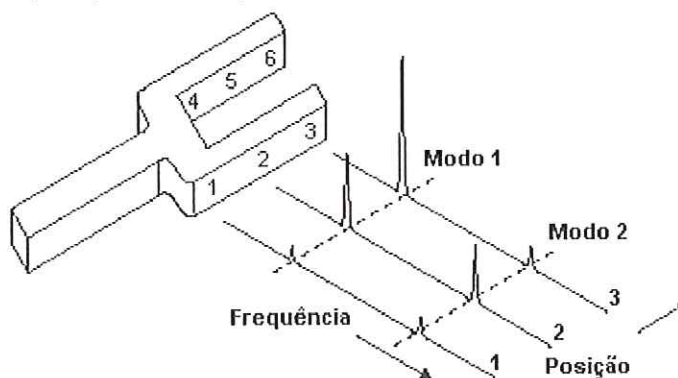


FIGURA 17 – Análise modal de um diapásio.

Pode-se notar que os picos, ou ressonâncias, ocorrem todas nas mesmas frequências independente do ponto da estrutura onde foram medidos.

Igualmente, pode-se notar que o amortecimento de cada ressonância, dado pela largura do picos, também não depende da posição onde é medido. O único parâmetro que varia com ponto medido é a altura dos picos de ressonância.

A figura 18a mostra vários espectros de frequência medidos em vários pontos do diapásio. Se este gráfico tridimensional for observado ao longo do eixo da distância, vide figura 18b, obtém-se um gráfico de resposta em frequência combinado. Cada ressonância possui um valor de pico correspondente ao pico de deslocamento do modo equivalente. Caso o gráfico tridimensional for observado ao longo do eixo da frequência, vide figura 18c, poder-se-á observar as formas dos modos de vibrar do diapásio.

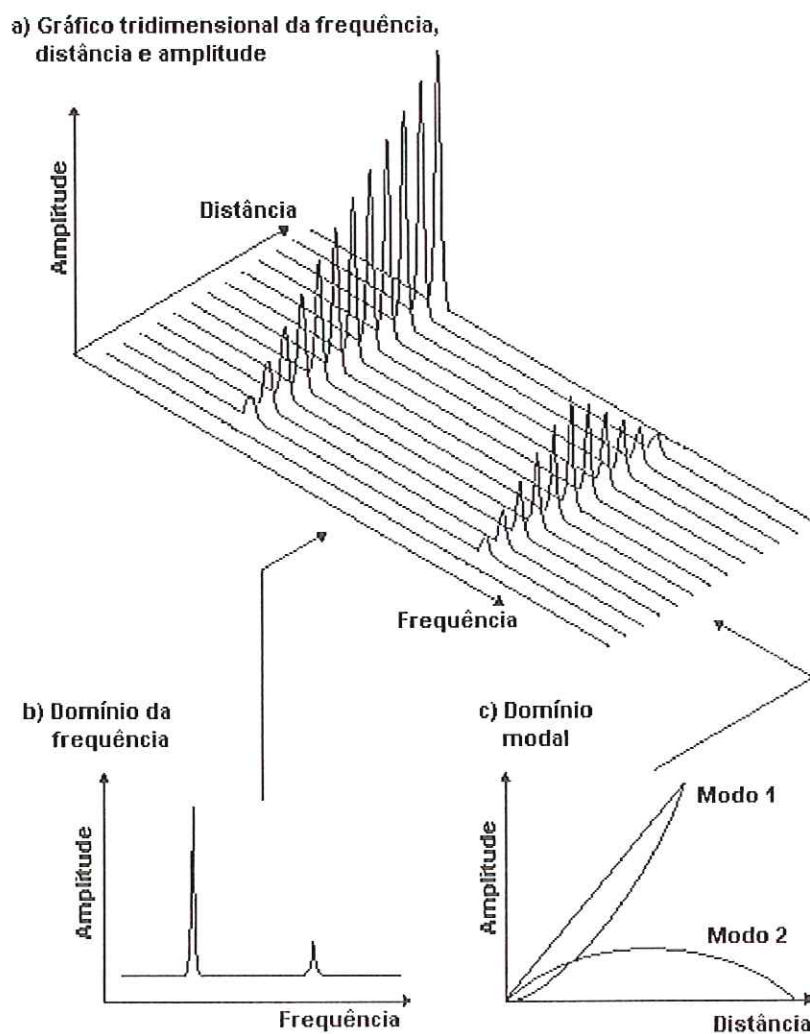


FIGURA 18 – Relação entre os domínios da frequência e modal.

Desta forma, nota-se que não há perda de qualquer tipo de informação neste tipo de domínio. Cada modo de vibrar é caracterizado pela sua forma, frequência e amortecimento, dos quais pode-se reconstruir o domínio da frequência.