

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2000





FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

*Análise Experimental de Esforços de Interação entre
Escoamento e Rotor em Condições Diversas de
Operação de Turbomáquina Hidráulica*

JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

PUBLICAÇÃO
130

1110000449



GUARATINGUETÁ – SP
BRASIL

"ANÁLISE EXPERIMENTAL DE ESFORÇOS DE INTERAÇÃO ENTRE
ESCOAMENTO E ROTOR EM CONDIÇÕES DIVERSAS DE OPERAÇÃO DE
TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA"

JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE ESFORÇOS DE INTERAÇÃO ENTRE
ESCOAMENTO E ROTOR EM CONDIÇÕES DIVERSAS DE
OPERAÇÃO DE TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA**

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

Prof. Dr. José Luiz Silveira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA

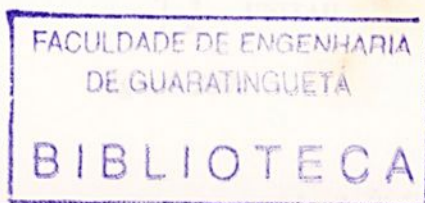
Tese apresentada à Faculdade de
Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista, para
a obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Tamotsu Hirata

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci

Guaratinguetá
2000

449



00449

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da
Informação da Biblioteca – FEG/UNESP

Brandão, José Geraldo Trani
B817a Análise Experimental de Esforços de Interação entre
Escoamento e Rotor em Condições Diversas de Operação de
Turbomáquina Hidráulica/José Graldo Trani Brandão.
Guaratinguetá, 2000
143f.: il.; 30cm

Bibliografia: f.137-43

Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá, 2000.
Orientador: Prof. Dr. Tamotsu Hirata

1. Turbomáquinas, medição dos esforços de interação entre
fluido e estrutura I.Título

CDU 62-135

T62-135(043)
B817a

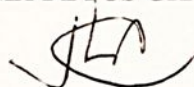
**“ANÁLISE EXPERIMENTAL DE ESFORÇOS DE INTERAÇÃO ENTRE
ESCOAMENTO E ROTOR EM CONDIÇÕES DIVERSAS DE OPERAÇÃO DE
TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA”**

JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

**ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

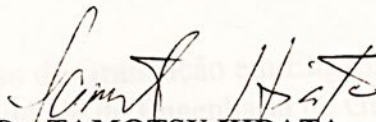
**ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

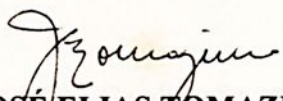


Prof. Dr. José Luz Silveira
Coordenador

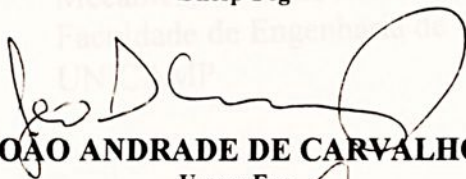
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. TAMOTSU HIRATA
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Unesp-Feg



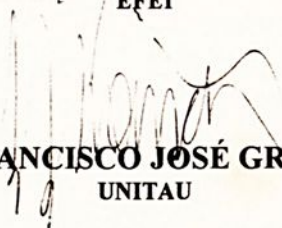
Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JÚNIOR
Unesp-Feg

Unesp-Feg



Prof. Dr. MÁRCIO TADEU DE ALMEIDA

EFEI



Prof. Dr. FRANCISCO JOSÉ GRANDINETTI

UNITAU

Agosto 2000

DADOS CURRICULARES
JOSÉ GERALDO TRANI BRANDÃO

NASCIMENTO: 21.10.1958 – Aparecida SP - BRASIL

FILIAÇÃO: José Amaro Brandão
Ruth de Lourdes Trani Brandão

1978/1982: Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá,
UNESP

1983/1987: Curso de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, nível de Mestrado, na
Faculdade de Engenharia de Campinas,
UNICAMP

1998/2000: Curso de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, nível de Doutorado na
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá,
UNESP



AGRADECIMENTOS

Agradeço

a Deus, fonte de energia, da vida, da graça e de amor, pela minha vida.

ao Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber, professor da UNICAMP, sem ele este trabalho não teria sido realizado; responsável pela minha ida para a República Federal da Alemanha, pela iniciativa de ter me colocado em contato com a instituição alemã.

ao meu orientador Prof. Dr. Tametsu Ibrata e ao meu co-orientador Prof. Dr. Luiz Roberto Carrara, os quais deram apoio, acreditaram e confiaram em mim.

ao Prof. Dr. José Elias Tomazini pela grande amizade, incentivo e apoio principalmente na conclusão deste trabalho;

ao Prof. Dr.-Ing. Günter Lem, pelo acolhimento no período em que trabalhei ao Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen na Universidade de Stuttgart, na República Federal da Alemanha.

ao Dr.-Ing. Klaus Schneider
imediato superior na Alemanha
ao Dipl.-Ing. Martin Maier
me recebido de forma acolhedora
a todos que de uma forma
para a realização deste trabalho

À minha mãe Ruth, que me deu a benção da vida, com seu amor, dedicação, serenidade e paciência; formou o meu caráter e a quem devo tudo o que tenho e sou. Nos últimos dois anos de sua vida sofreu muito com a minha ausência para que eu pudesse realizar este trabalho.

À minha filha Caroline, a quem mais amo neste mundo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço

a Deus, fonte de energia, da vida, de graça e de amor, pela minha vida;

ao Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber, professor da UNICAMP, sem ele este trabalho não teria sido realizado; responsável pela minha ida para a República Federal da Alemanha, pela iniciativa de ter me colocado em contato com a instituição alemã;

ao meu orientador, Prof. Dr. Tamotsu Hirata e ao meu co-orientador Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci, os quais deram apoio, acreditaram e confiaram em mim;

ao Prof. Dr. José Elias Tomazini pela grande amizade, incentivo e apoio principalmente na conclusão deste trabalho;

ao Prof. Dr.-Ing. Günter Lein, pelo acolhimento no período em que trabalhei no Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen na Universidade de Stuttgart, na República Federal da Alemanha;

ao Dr.-Ing. Klaus Schneider, pelo apoio, amizade, além de ser meu chefe imediato enquanto na Alemanha, um grande companheiro;

ao Dipl.-Ing. Martin Maihöfer e sua família, pela grande amizade, por ter me recebido de forma acolhedora em sua casa na Alemanha, quando precisei;

a todos que de uma forma ou de outra, brasileiros e alemães, colaboraram para a realização deste trabalho.

Este trabalho contou com o apoio das seguintes entidades:

- **CAPES** - Suporte Financeiro
- **CNPq** - Suporte Financeiro
- **KSB Stiftung** (Instituição Alemã) – Suporte Financeiro
- **J. M. Voith GmbH** de Heidenheim (Alemanha) – pela doação da máquina e do rotor do modelo da usina Rodund II em Montafon – Áustria e não só pelos suportes material e financeiro, mas por abrir suas portas para a troca de informações técnicas.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E TERMOS ESTRANGEIROS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

Capítulo 1 - Introdução

1.1 Conceitos Iniciais.....	24
1.2 Características de Operação das Turbomáquinas.....	25
1.3 Objetivo da Pesquisa.....	28
1.4 Histórico da Medição dos Esforços Hidráulicos.....	30
1.5 Estrutura da Tese.....	31

Capítulo 2 - Descrição do Dispositivo de Medida

2.1 Introdução.....	33
2.2 Desenvolvimento do Projeto.....	36
2.3 Otimização e Atualização do Dispositivo de Medida.....	39
2.3.1 Pré-Amplificador.....	40
2.3.2 Mancais e Construção.....	41
2.4 Vedação do Dispositivo.....	42

“Não existe um caminho para a felicidade.

A felicidade é o caminho.”

Capítulo 3 - Análise Dinâmica do Dispositivo de Medida

3.1 Introdução.....	43
3.2 Modelo Dinâmico do Dispositivo.....	44
3.3 Resultados Teóricos da Modelagem.....	45
3.4 Resultados Experimentais.....	55
3.5 Análise da Faixa Útil de Medição.....	58

Gandhi

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE TABELAS	
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E TERMOS ESTRANGEIROS	
LISTA DE SÍMBOLOS	
RESUMO	
ABSTRACT	

Capítulo 1 - Introdução

1.1 Considerações Iniciais.....	24
1.2 Características de Operação das Turbomáquinas.....	25
1.3 Objetivos da Pesquisa.....	28
1.4. Histórico da Medição dos Esforços Hidráulicos	30
1.5 Estrutura da Tese.....	31

Capítulo 2 - Descrição do Dispositivo de Medida

2.1 Introdução.....	33
2.2 Desenvolvimento do Projeto.....	36
2.3 Otimização e Atualização do Dispositivo de Medida.....	39
2.3.1 Pré-Amplificador.....	40
2.3.2 Mancais e Construção.....	41
2.4 Vedação do Dispositivo.....	44

Capítulo 3 - Análise Dinâmica do Dispositivo de Medida

3.1 Introdução.....	48
3.2 Modelo Dinâmico do Dispositivo.....	48
3.3 Resultados Teóricos do Modelagem.....	51
3.4 Resultados Experimentais.....	55
3.5 Análise da Faixa Útil de Medição.....	58



Capítulo 4 - Calibração do Dispositivo de Medida

4.1 Introdução.....	59
4.1.1 Transmissão do Sinal.....	60
4.2 Calibração Estática.....	61
4.2.1 Transferência do Sinal Através dos Anéis de Contato.....	63
4.2.2 Variação das Tensões Medidas com a Carga Atuante.....	64
4.2.3 Fatores de Calibração Estática.....	67
4.2.4 Determinação dos Fatores de Calibração Estática.....	68
4.2.5 Fatores de Calibração Considerando os Coeficientes de Influência.....	73
4.3 Calibração Dinâmica.....	76
4.3.1 Calibração Dinâmica com a Máquina Vazia.....	77
4.3.2 Calibração Dinâmica com a Máquina Cheia.....	80

Capítulo 5 – Tratamento dos Sinais e Medições Realizadas

5.1 Introdução.....	84
5.2 Medições Prévias.....	92
5.2.1 Medições com a Máquina Vazia.....	92
5.2.2 Medições com a Máquina Cheia.....	93
5.2.2.1 Influência do Intervalo de Tempo nas Medidas.....	93
5.2.2.2 Influência da Rotação.....	94
5.3 Tratamento das Medições.....	95
5.3.1 Filtragem das Medições.....	96
5.3.2 Correção das Medições.....	98
5.4 Medições com a Máquina em Operação	103

Capítulo 6 – Comentários e Conclusões..... 114

Anexo 1 - Programa para o Processamento dos Sinais 117

Anexo 2 - Fotos 125

Anexo 3 - Catálogos e Curva de Torque.....	131
---	------------

Referências Bibliográficas	137
---	------------

	turbobomba utilizado.	
FIGURA 2.1	Instalação do conjunto turbomáquina-motogerador da Usina Rodund II na região de Montafon - Áustria.	35
FIGURA 2.2	Transdutor de Carga Tridimensional de Cristal de Quartzo.	36
FIGURA 2.3	Esquema do dispositivo de medida - primeira configuração.	37
FIGURA 2.4	Comportamento típico de uma força radial, Liess (1982).	39
FIGURA 2.5	Esquema do dispositivo de medida - segunda configuração.	41
FIGURA 2.6	Esquema do dispositivo de medida - configuração anal.	41
FIGURA 2.7	Corte longitudinal do dispositivo de medida, inclusive caixa espiral e rotor.	42
FIGURA 2.8	Corte AA' da Figura 2.7 - Distribuição dos transdutores tridimensionais de cristal de quartzo no plano de medida.	44
FIGURA 2.9	Esquema do princípio de funcionamento do sistema de validação do dispositivo de medida.	46
FIGURA 3.1	Corte longitudinal do dispositivo de medida.	49
FIGURA 3.2	Modelo dinâmico do dispositivo de medida.	49
FIGURA 3.3	Deslocamento vertical do corpo C - acoplamento.	52
FIGURA 3.4	Deslocamento vertical do corpo D - rotor.	53
FIGURA 3.5	FFT do deslocamento vertical do corpo C - acoplamento.	53
FIGURA 3.6	FFT do deslocamento vertical do corpo D - rotor.	54
FIGURA 3.7	Desenho esquemático do ensaio das medidas.	55
FIGURA 4.1	Sistemas de coordenadas fixas e móveis adotadas.	61
FIGURA 4.2	Forças e momentos atuando no rotor da máquina.	62
FIGURA 4.3	Vista lateral do esquema da montagem utilizada para aplicação dos esforços.	62

Lista de Figuras

FIGURA 1.1	Diagrama de quatro quadrantes do modelo da turbobomba utilizado.	27
FIGURA 2.1	Instalação do conjunto turbomáquina-motogerador da Usina Rodund II na região de Montafon – Áustria.	35
FIGURA 2.2	Transdutor de Carga Tridimensional de Cristal de Quartzo.	36
FIGURA 2.3	Esquema do dispositivo de medida - primeira configuração	37
FIGURA 2.4	Comportamento típico de uma força radial, Liess (1982).	39
FIGURA 2.5	Esquema do dispositivo de medida – segunda configuração.	41
FIGURA 2.6	Esquema do dispositivo de medida. - configuração atual.	41
FIGURA 2.7	Corte longitudinal do dispositivo de medida, inclusive caixa espiral e rotor.	42
FIGURA 2.8	Corte AA' da Figura 2.7 - Distribuição dos transdutores tridimensionais de cristal de quartzo no plano de medida.	44
FIGURA 2.9	Esquema do princípio de funcionamento do sistema de vedação do dispositivo de medida.	46
FIGURA 3.1	Corte longitudinal do dispositivo de medida.	49
FIGURA 3.2	Modelo dinâmico do dispositivo de medida.	49
FIGURA 3.3	Deslocamento vertical do corpo C - acoplamento.	52
FIGURA 3.4	Deslocamento vertical do corpo D - rotor.	53
FIGURA 3.5	FFT do deslocamento vertical do corpo C - acoplamento	53
FIGURA 3.6	FFT do deslocamento vertical do corpo D - rotor.	54
FIGURA 3.7	Desenho esquemático do ensaio das medidas.	55
FIGURA 4.1	Sistemas de coordenadas fixas e móveis adotadas.	61
FIGURA 4.2	Forças e momentos atuando no rotor da máquina	62
FIGURA 4.3	Vista lateral do esquema da montagem utilizada para aplicação dos esforços.	62

FIGURA 4.4	Vista superior do esquema da montagem utilizada para aplicação dos esforços.	63
FIGURA 4.5	Histograma do fator de calibração para F_x .	68
FIGURA 4.6	Histograma do fator de calibração para F_y .	69
FIGURA 4.7	Histograma do fator de calibração para F_z .	69
FIGURA 4.8	Histograma do fator de calibração para M_x .	70
FIGURA 4.9	Histograma do fator de calibração para M_y .	70
FIGURA 4.10	Histograma do fator de calibração para M_z .	71
FIGURA 4.11	Montagem do dispositivo e da turbobomba na bancada de testes.	76
FIGURA 4.12	Esquema da montagem para calibração dinâmica.	78
FIGURA 4.13	Razão de amplitudes medidas com a máquina vazia, com excitação na direção x.	79
FIGURA 4.14	Razão de amplitudes medidas com a máquina vazia, com excitação na direção y.	80
FIGURA 4.15	Razão de amplitudes medidas com a máquina cheia, com excitação na direção x.	81
FIGURA 4.16	Razão de amplitudes medidas com a máquina cheia, com excitação na direção y.	81
FIGURA 4.17	Função de transferência de força, com excitação "Chirpsinus" na direção x.	83
FIGURA 5.1	Comportamento dos coeficientes de força em função do tempo para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$ m ³ /s, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.	86
FIGURA 5.2	Transformada de Fourier dos coeficientes de força em função do tempo para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$ m ³ /s, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.	87
FIGURA 5.3	Figura de Lissajous dos coeficientes radiais de força em x e y para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$ m ³ /s, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.	88
FIGURA 5.4	Histograma do coeficiente de força na direção y, c_{fy} $n = 1500$ rpm, $Q = 0$ m ³ /s, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.	90
FIGURA 5.5	Comportamento ideal de uma força radial circular.	91
FIGURA 5.6	Circuito fechado de água para ensaio de rotores e simulação de operação.	96

FIGURA 5.7	Característica do filtro para a faixa de frequência e rotação de 1.500 rpm.	97
FIGURA 5.8	Função de transferência para força aproximada por “P-element” de 2ª ordem com $K_p = 1$; $T_1 = 0,0001178$; $T_2 = 0,0006557$.	100
FIGURA 5.9	Função de transferência para momento aproximada por “P-element” de 2ª ordem com $K_p = 1$; $T_1 = 0,0$; $T_2 = 0,0005$	100
FIGURA 5.10	Influência do intervalo de tempo de aquisição sobre a reprodução da função de transferência aproximada pelo “P-element”.	101
FIGURA 5.11	Coefficiente de força na direção y, c_{fy} em função da revolução do eixo da máquina $n = 1600$ rpm; $Q = 0,085$ m³/s; $H = 21,13$ m; $M = 0$ Nm e $\Delta\gamma = 34^\circ$.	102
FIGURA 5.12	Coefficiente de momento c_{mx} em função da revolução do eixo da máquina $n = 1600$ rpm; $Q = 0,085$ m³/s; $H = 21,13$ m; $M = 0$ Nm e $\Delta\gamma = 34^\circ$.	103
FIGURA 5.13	Coefficiente estático de força k_{fx} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	104
FIGURA 5.14	Coefficiente estático de força k_{fy} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	105
FIGURA 5.15	Coefficiente dinâmico de força $dk_{fx}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	105
FIGURA 5.16	Coefficiente dinâmico de força $dk_{fy}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	106
FIGURA 5.17	Coefficiente estático de momento k_{mx} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	106
FIGURA 5.18	Coefficiente estático de momento k_{my} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	107
FIGURA 5.19	Coefficiente dinâmico de momento $dk_{mx}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	107
FIGURA 5.20	Coefficiente dinâmico de momento $dk_{my}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	108
FIGURA 5.21	Coefficiente estático de força k_{fz} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	108

FIGURA 5.22	Coeficiente dinâmico de força $dkfz/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	109
FIGURA 5.23	Coeficiente estático de momento kmz em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	109
FIGURA 5.24	Coeficiente dinâmico de momento $dkmz/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	110
FIGURA 5.25	Direção da força radial ϕ_{ifr} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	110
FIGURA 5.26	Braço do momento da força radial z_y em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .	111
TABELA 4.2		
TABELA 4.3		
TABELA 4.4		
TABELA 4.5		
TABELA 4.6		
TABELA 4.7		
TABELA 4.8		
TABELA 5.1		
TABELA 5.2		
TABELA 5.3		

Lista de Tabelas

TABELA 3.1	-	Frequências naturais do dispositivo.	55
TABELA 3.2	-	Frequências experimentais predominantes.	56
TABELA 3.3	-	Comparação entre as frequências calculadas do dispositivo e as frequências determinadas experimentalmente.	57
TABELA 4.1	-	Influência dos anéis de contato nas medidas.	64
TABELA 4.2	-	Comportamento linear da força atuante e a tensão medida.	65
TABELA 4.3	-	Possibilidades de combinação de esforços aplicados.	67
TABELA 4.4	-	Valor médio e desvio padrão dos fatores de calibração.	71
TABELA 4.5	-	Máximos valores dos erros absolutos e relativos.	72
TABELA 4.6	-	Coefficientes de influência para uma carga axial.	74
TABELA 4.7	-	Valor médio e desvio padrão dos fatores de calibração levando em consideração os coeficientes de influência.	75
TABELA 4.8	-	Relação entre as razões de amplitudes medidas com a máquina cheia e vazia na 1ª Frequência Natural e para uma frequência de 30 Hz.	82
TABELA 5.1	-	Desbalanceamento medido com a máquina vazia.	92
TABELA 5.2	-	Influência do intervalo de tempo Δt sobre os coeficientes de força radial.	93
TABELA 5.3	-	Influência da rotação do rotor sobre os coeficientes de força radial.	95

RTC - Software de aquisição de dados e conversão analógico/digital

Chirpalnus - função trigonométrica seno com uma dada amplitude e uma dada varredura da frequência preestabelecida

Lista de Símbolos

Listas de Abreviaturas, Siglas e Termos Estrangeiros

- IHS** - Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen
- Instituto de Mecânica dos Fluidos e Máquinas de Escoamento
- Kistler** - Kistler Instrumente AG
- SKF** - Schwedische Kugellager Fabrik GmbH
- Fábrica Sueca de Mancais de Rolamento
- Uni.** - Universität
- Universidade
- Voith** - J. M. Voith GmbH de Heidenhein – Alemanha
- Fábrica de Máquinas Hidráulicas
- RTC** - Software de aquisição de dados e conversão analógico/digital
- Chirpsinus** - função trigonométrica seno com uma dada amplitude e uma dada varredura da frequência preestabelecida

Lista de Símbolos

b_2	Largura do rotor na saída, operando como bomba.
CalibFX, CalibFY, CalibFZ	Coefficientes de calibração de força nas direções X, Y, Z.
CalibMX, CalibMY, CalibMZ	Coefficientes de calibração de momentos nas direções X, Y, Z.
$CI_i(XY)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção X devido ao carregamento na direção Y.
$CI_i(XZ)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção X devido ao carregamento na direção Z.
$CI_i(YX)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção Y devido ao carregamento na direção X.
$CI_i(YZ)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção Y devido ao carregamento na direção Z.
$CI_i(ZX)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção Z devido ao carregamento na direção X.
$CI_i(ZY)$	Coefficiente de influência no transdutor de carga i na direção Z devido ao carregamento na direção Y.
cfx, cfy, cfz	Coefficientes de força nas direções x, y e z.
cmx, cmx, cmz	Coefficientes de momento nas direções x, y e z.
dkfx, dkfy, dkfz	Amplitudes características dinâmicas nas direções x, y e z.
dkfr	Amplitude característica de força dinâmica na direção radial.
dkmx, dkmy, dkmz	Amplitudes características dinâmicas de momento nas direções x, y e z.
dkmr	Amplitude característica dinâmica de momento na direção radial.
D_2	Diâmetro externo do rotor.
E	Módulo de elasticidade a flexão, $2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$.
Fp	Fator de proporcionalidade.
F_r	Força radial.

F_{ref}	Força de referência.
F_X, F_Y, F_Z	Forças resultantes expressas no sistema de coordenadas K.
F_{XA}, F_{YA}, F_{ZA}	Forças atuantes no rotor da máquina expressas no sistema de coordenadas K.
$F_{X_i}^*, F_{Y_i}^*, F_{Z_i}^*$	Componentes de força de um transdutor de carga relativo ao sistema de coordenadas K^* .
$F_{x_i}, F_{y_i}, F_{z_i}$	Componentes de força expressas no sistema de coordenadas k_i do transdutor de carga.
g	Aceleração da gravidade.
H	Altura de queda ou recalque.
$I_{A_{x,y}}$	Momento de inércia de massa do corpo A na direção x ou y.
$I_{B_{x,y}}$	Momento de inércia de massa do corpo B na direção x ou y.
$I_{C_{x,y}}$	Momento de inércia de massa do corpo C na direção x ou y.
k_i	Sistema de coordenadas fixo ao transdutor de carga i.
K	Sistema de coordenadas inercial.
K^*	Sistema de coordenadas rotativo.
$K_{B/A1}$	Coefficiente de rigidez entre os corpos A e B do lado 1 (esquerdo).
$K_{B/A2}$	Coefficiente de rigidez entre os corpos A e B do lado 2 (direito).
$K_{S_{x,y}}$	Coefficiente de rigidez dos transdutores de carga nas direções x e y.
K_{Sz}	Coefficiente de rigidez dos transdutores de carga na direção z.
k_{fx}, k_{fy}, k_{fz}	Amplitude característica estática de força nas direções x, y, z.
k_{fr}	Amplitude característica de força na direção radial.
k_{mx}, k_{my}, k_{mz}	Amplitude característica de momento nas direções x, y, z.
k_{mr}	Amplitude característica de momento na direção radial.

M	Momento resistivo do motogerador.
$m_{A,B,C}$	Massa do corpo A ou B ou C.
MX, MY, MZ	Momentos resultantes relativos ao sistema de coordenadas K.
MXA, MYA, MZA	Momentos atuantes no rotor da máquina relativos ao sistema de coordenadas K.
NqT	Rotação Específica da turbobomba trabalhando como turbina.
NqP	Rotação Específica da turbobomba trabalhando como bomba.
n	Rotação da Máquina em rpm.
P_T	Potência máxima produzida pelo modelo da turbobomba quando o mesmo trabalha como turbina.
P_P	Potência máxima necessária pelo modelo da turbobomba quando o mesmo trabalha como bomba.
Q	Vazão.
Q_{ed}	Vazão adimensional.
r	Distância radial do centro do transdutor de carga até o ponto central do plano de medida.
Sx_i, Sy_i, Sz_i	Componentes de tensão do transdutor de carga nas direções x, y e z.
T_1, T_2	Coefficientes de ajuste da função de transferência.
X^*, Y^*, Z^*	Coordenadas do sistema K^* .
X, Y, Z	Coordenadas do sistema K.
x_i, y_i, z_i	Coordenadas do sistema k_i .
X	Amplitude do sinal.
X_g	Amplitude do sinal filtrado.
X_a	Amplitude de saída da função de transferência.
X_e	Amplitude de entrada da função de transferência.

SÍMBOLOS GREGOS

δ_i	Ângulo de rotação do transdutor de carga i .
$\Delta\varphi_{12}, \Delta\varphi_{23}, \Delta\varphi_{31}$	Distância angular entre os transdutores de carga no plano de medida.
$\Delta\gamma$	Ângulo de abertura do distribuidor.
φ	Posicionamento angular do eixo da máquina.
φ_{io}	Ângulo entre o eixo X^* do sistema de coordenadas K^* e os respectivos x_i dos transdutores.
ρ	Massa específica da água.
ω	Velocidade angular da máquina em rad/s.
ω_{ed}	Velocidade angular adimensional do eixo da turbomáquina.

PALAVRAS-CHAVE : forças e momentos em turbobombas, esforços hidráulicos em turbomáquinas, interação da força hidráulica em rotors.

BRANDÃO, J. G. T. *Análise Experimental de Esforços de Interação entre Escoamento e Rotor em Condições Diversas de Operação de Turbomáquina Hidráulica*. Guaratinguetá, 2000 143p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.

Resumo

As forças e momentos hidráulicos atuantes nos rotores das turbomáquinas hidráulicas são causados pela distribuição de pressão variável e não-simétrica ao redor do rotor e consistem de partes estáticas e dinâmicas. Dependendo do ponto de operação, as partes dinâmicas destas cargas podem superar os valores estáticos consideravelmente. Especialmente no caso de máquinas grandes, as forças radiais dinâmicas são de grande interesse desde que elas causem oscilação no eixo. Por esta razão, dispositivos especiais de medida têm sido desenvolvidos para medir essas cargas durante testes de modelos. Os resultados obtidos são usados para o cálculo de protótipos em condições oscilatórias. Para medir todas as componentes de força e momento atuando no modelo do rotor da turbobomba, um dispositivo de medida foi desenvolvido, o qual utiliza transdutores de carga tridimensionais de cristal de quartzo montados no eixo rotativo. Apesar destes transdutores terem uma grande rigidez, maior que uma configuração usando extensômetros, o comportamento dinâmico do dispositivo de medida tem de ser levado em consideração. Os resultados da calibração e os métodos de tratamento dos dados são apresentados, como também forças e momentos em toda a faixa de operação da turbobomba.

KEYWORDS: forces and moments in pump-turbines, hydraulic efforts, etc.

PALAVRAS-CHAVE : forças e momentos em turbobombas, esforços hidráulicos em turbomáquinas, interação da força hidráulica em rotores.

BRANDÃO, J. G. T. *Experimental Analysis of Interaction Efforts between Flow and Impeller in Several Operation Conditions of Hydraulic Turbomachine.* Guaratinguetá, 2000 143p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.

Abstract

The hydraulic forces and torques acting on the runners of hydraulic turbomachines are caused by unsteady and unsymmetric pressure distribution around the runner and consist of static and dynamics parts. Dependent on the operating point the dynamic parts of these loads the static can predominate values considerably. Especially in the case of large machines the dynamics radial forces are of great interest since they cause shaft oscillations. Therefore special measurement devices have been developed to measure these loads during model tests. The results obtained are used as inputs for the calculation of the oscillatory behaviour of the prototype. To measure all force and torque components acting on the impeller of model pump-turbine a measurement device has been developed which uses three-component quartz force transducer installed in the rotating shaft. Although these transducers allow great stiffness than arrangements using strain gauges the dynamics behaviour of the measurement device has to be taken into account. Results of the calibration and evaluations method are presented as well as measured forces and torques in the whole operating range of the pump-turbine.

KEYWORDS: forces and torques in pump-turbine, hydraulic efforts in turbomachines, interaction between hydraulic forces and rotors.

ocorrem nas máquinas hidráulicas são de fundamental interesse tanto para o Brasil, como também para a República Federal da Alemanha, que é um país exportador destas máquinas e possui uma grande quantidade de institutos de pesquisas de hidráulica e de firmas produtoras de máquinas hidráulicas dedicando suas pesquisas para a obtenção de maiores informações.

Capítulo 1

Introdução

Este capítulo tem como finalidade apresentar o objetivo de estudo da pesquisa, mostrando a sua importância em âmbito geral. São apresentados também alguns conceitos de turbomáquinas hidráulicas, os objetivos da pesquisa, o contexto e a estrutura da tese.

1.1 Considerações Iniciais

Esta pesquisa surgiu da iniciativa de um trabalho em conjunto entre o Departamento de Projeto Mecânico da Universidade de Campinas e o Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen (IHS) da Universidade de Stuttgart, da República Federal da Alemanha, quando convergiram os interesses no tema voltado para medições de esforços hidráulicos em máquinas de escoamento, cujo tema foi proposto pelo Prof. Dr.-Ing. Günter Lein, professor-chefe da instituição alemã.

Como o Brasil é rico em potencial hídrico, existe um grande número de usinas hidrelétricas de grande porte. Assim, os estudos dos fenômenos que

ocorrem nas máquinas hidráulicas são de fundamental interesse tanto para o Brasil, como também para a República Federal da Alemanha, que é um país exportador destas máquinas e possui uma grande quantidade de institutos de pesquisas de hidráulica e de firmas produtoras de máquinas hidráulicas dedicando suas pesquisas para a obtenção de maiores informações.

Os problemas de vibrações nas máquinas hidráulicas são muitos, e se acentuam nas máquinas de grande porte. Existem determinadas faixas de operação, nas quais as máquinas hidráulicas são quase inoperáveis, e outras condições de operação que são indesejáveis.

O estudo dos esforços envolvidos nestas máquinas hidráulicas são de interesse tanto para quem projeta e fabrica como para quem compra e faz a manutenção das mesmas.

1.2 Características de Operação das Turbobombas

A turbobomba hidráulica em estudo é uma máquina Francis, portanto, uma máquina radial e como o próprio nome a caracteriza, “turbobomba”, ou seja, trabalha como bomba ou como turbina. Esta alternância de operação, ora como bomba ora como turbina, faz das turbobombas máquinas de características peculiares.

Na Europa existem usinas hidrelétricas denominadas usinas hidrelétricas de bombeamento de armazenamento; na Alemanha elas são chamadas “Pumpenspeicherwerk”, que na realidade são sistemas que podem ser considerados sistemas de co-geração de energia elétrica.

Durante o dia, enquanto a demanda de energia é grande, as turbobombas trabalham como turbina produzindo energia elétrica, e durante os períodos de baixa demanda, como por exemplo, à noite, durante toda a madrugada, elas trabalham como bomba, com a sobra de energia produzida

pelas outras máquinas, para armazenar água em reservatório à montante, da máquina, para suprir dificuldades de demanda durante o dia nos picos de alta demanda.

Esta característica é de fundamental importância não só para a simples economia de energia, mas também proporciona que as outras máquinas trabalhem sempre na condição nominal, ou seja, na condição de melhor rendimento, o que colabora para o bom funcionamento das máquinas, evitando assim a operação em condições parciais.

Qualquer que seja a condição de operação das máquinas hidráulicas, quando estas trabalham fora da condição nominal, vários efeitos indesejáveis são verificados, tais como: a formação do vórtice no tubo de sucção, que é provocado pela componente de velocidade do escoamento no sentido radial do escoamento na saída do rotor da máquina; vibração de todo conjunto; o efeito da cavitação se agrava, devido ao escoamento se tornar mais turbulento com o descolamento do escoamento das pás do rotor da turbobomba, etc.

Assim, as turbobombas podem operar numa faixa muito ampla de funcionamento e passar por condições de operação difícil de trabalhar, como pode-se observar na Figura 1.1. Nesta figura é mostrado um diagrama de operação vazão versus rotação, ambos na forma adimensional, para as seguintes aberturas das pás do distribuidor: $\Delta\gamma = 7^\circ, 14^\circ, 23^\circ$ e 34° , diagrama plotado com medições realizadas no laboratório do IHS, para o modelo de turbobomba utilizado neste trabalho.

Convenciona-se que o sentido de rotação do eixo e vazão são positivos, quando a turbobomba trabalha como “turbina” e, no sentido oposto, ou seja, quando o sentido de rotação e a vazão da turbobomba são negativos, a mesma trabalha como “bomba”.

Assim, pode-se dividir o diagrama, mostrado na Figura 1.1, em quatro condições básicas de operação: duas já foram definidas acima, faltam definir

as outras duas; uma, quando tem-se vazão negativa e a rotação positiva, esta condição de operação é chamada “turbine-brake”, e outra, quando tem-se vazão positiva e rotação negativa, esta condição de operação é chamada “pump-brake”. Em função destas definições o diagrama mostrado é denominado Diagrama de Quatro Quadrantes.

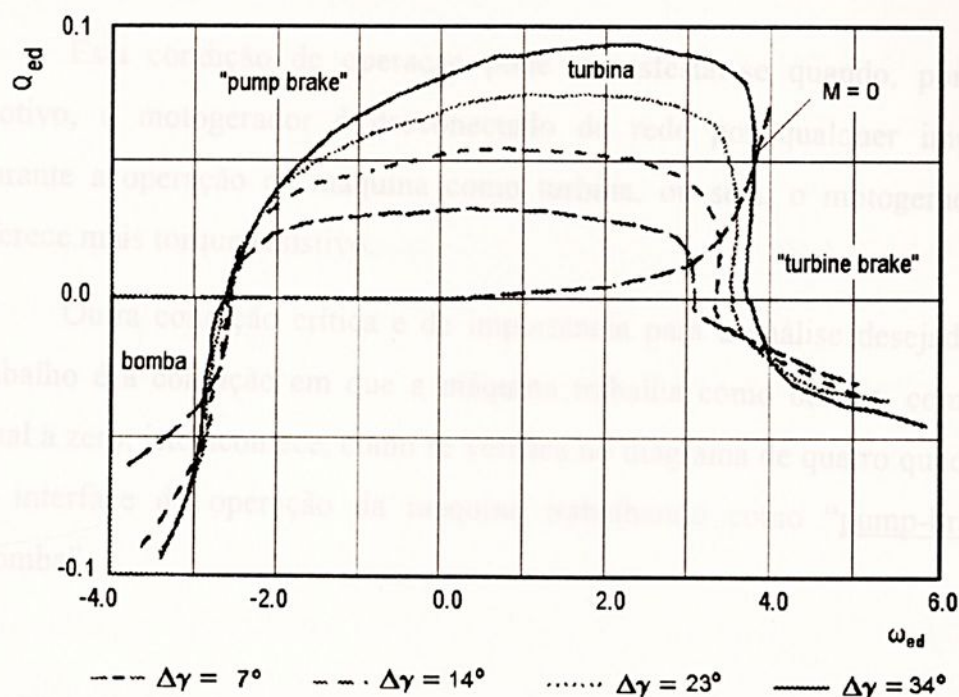


FIGURA 1.1- Diagrama de quatro quadrantes do modelo da turbobomba utilizado.

O coeficiente de vazão Q_{ed} e o coeficiente de velocidade ω_{ed} são valores adimensionais definidos no Capítulo 5, pelas Equações 5.15 e 5.16.

Uma das mais críticas condições de operação é a de “velocidade de disparo” ou também conhecida como condição de “super-velocidade”, em inglês é chamada “runway-velocity” e em alemão como “Durchgangsgeschwindigkeit”, cuja denominação tenta caracterizar um estado de funcionamento não comum.

A condição de operação em velocidade de disparo ocorre quando a turbobomba trabalha como turbina e a velocidade aumenta e a vazão cai rapidamente, no instante em que o torque resistivo no eixo do equipamento torna-se zero. A velocidade de trabalho da máquina aumenta rapidamente até atingir um valor aproximado de 40% acima da velocidade nominal de operação.

Esta condição de operação pode manifestar-se quando, por algum motivo, o motogerador é desconectado da rede por qualquer imprevisto durante a operação da máquina como turbina, ou seja, o motogerador não oferece mais torque resistivo.

Outra condição crítica e de importância para a análise desejada neste trabalho é a condição em que a máquina trabalha como bomba, com vazão igual a zero; isto acontece, como se verifica no diagrama de quatro quadrantes, na interface de operação da máquina trabalhando como “pump-brake” e “bomba”.

1.3 Objetivo da Pesquisa

O estudo do comportamento destas máquinas hidráulicas nas condições críticas de operação e os seus efeitos são de vital importância para o dimensionamento das mesmas e para o conhecimento destes fenômenos que ainda não foram suficientemente explorados. Nas condições críticas aparecem esforços de grande magnitudes e estocáticos em direção e sentido .

Os esforços que agem nas estruturas das máquinas hidráulicas dependem da respectiva condição de operação e podem alcançar consideráveis valores, especialmente nas turbobombas hidráulicas que estão constantemente alterando bruscamente o ponto de operação e, principalmente, em máquinas hidráulicas de grande porte, como são muitas usinas hidrelétricas no Brasil.

As condições de escoamento são as que caracterizam os esforços internos no sistema fluido-estrutura. A interação entre o escoamento e os rotores destas máquinas hidráulicas resultam em forças e momentos, que excitam estas máquinas dinamicamente. Estes esforços compõem-se de partes que atuam estaticamente e se sobrepõem às partes dinâmicas.

Estes esforços diferenciam-se um do outro, com relação a sua magnitude, dependendo do ponto de operação destas máquinas. Os esforços dinâmicos, ou seja, a parte oscilante das forças, podem ser superiores aos esforços estáticos, cujo valor caracteriza o nível da força, em algumas faixas de operação, nas quais surgem fortes distúrbios no comportamento do escoamento.

Interesses especiais são despertados para a investigação nas máquinas reais quanto às forças variáveis no tempo, cujo ponto de operação varia, através das quais o eixo do conjunto turbomáquina-gerador pode ser excitado por uma forte vibração. Objetivando o estudo destas excitações, foram desenvolvidos dispositivos especiais de medidas por alguns institutos de pesquisa e firmas fabricantes destas máquinas, os quais têm como finalidade medir esforços excitadores nos rotores de modelos reduzidos. Os resultados obtidos são então transportados para as máquinas hidráulicas de dimensões reais através da análise dimensional e de semelhança.

As forças mecânicas puras, tais como: forças de desbalanceamento, desalinhamento, etc, não devem ser aqui analisadas. Neste trabalho, o que interessa são as forças provocadas basicamente pelo escoamento do fluido dentro da máquina hidráulica em contato com o rotor da mesma.

As forças radiais hidráulicas são fundamentalmente provenientes de uma distribuição não-uniforme da pressão e velocidade na entrada e na saída do rotor da máquina, as quais são de magnitudes maiores que as forças axiais, além destas forças axiais serem melhores controladas e mais conhecidas,



embora não sejam de pequenas amplitudes, daí a concentração dos esforços principalmente nas forças e momentos radiais.

O principal objetivo deste trabalho é medir as forças e momentos radiais atuantes no rotor de um modelo de turbobomba em diversas condições de operação, visando acima de tudo, às condições críticas de operação, para dar subsídios a projetistas deste tipo de máquinas, na execução dos cálculos estruturais das mesmas.

Embora o mais importante neste trabalho sejam os esforços radiais, os esforços axiais também serão alvo das medições. Todas estas medições deverão ser realizadas e processadas de tal forma que os efeitos mecânicos sejam eliminados, assim o importante são os esforços devido ao escoamento numa dada faixa de frequência.

1.4 Histórico da Medição dos Esforços Hidráulicos

Em Grein, (1975) foi investigado com quais dispositivos de medida são possíveis a obtenção das componentes dos esforços medidos. Os autores apresentaram um dispositivo de medida, no qual junto ao eixo está montado a parte móvel, entre o selo mecânico do eixo e o mancal, numa correspondente configuração com extensômetro, como em Liess, (1984).

Os autores mostraram que o eixo precisa possuir uma dada rigidez compatível, para que as leituras fossem realizadas através de extensômetros, para a obtenção de uma suficiente tensão de deflexão, e com isto uma resolução suficiente nos procedimentos de medida.

Em Bachmann, (1980) o dispositivo de medida apresentado limita-se de antemão a medir as componentes radiais. No mancal do lado do rotor foi usado rolamento de rolos, objetivando a obtenção de uma alta rigidez, foi instrumentado com extensômetro instalado em um anel de medida. Bachmann

deu especial importância a uma alta rigidez, já visando os problemas dinâmicos de vibração.

Diferentes métodos para as medidas das forças radiais dinâmicas e os relativos problemas decorrentes destes métodos são apresentados por Liess, (1982).

Dos autores que apresentaram de fato medições significativas pode-se citar Bachmann, (1980), Liess, (1982) e Staubli, (1987), sendo este último que, além de medições com extensômetros, usou também acelerômetro. Todos apresentaram tratamentos de dados visando contornar os problemas dos efeitos dinâmicos, mas as respostas dinâmicas dos sistemas propostos apresentaram faixa de frequência muito baixa.

Os trabalhos encontrados relacionados com forças hidráulicas em turbomáquinas são poucos. Num levantamento bibliográfico alguns trabalhos que tratam do assunto foram selecionados, mas nenhum relaciona-se com as medições destas forças, embora abordando o mesmo tema. Os artigos mais relevantes encontrados foram: Hongqing, (1998 e 1999), Phan, (1997), Makarov, (1994) e Umov, (1994).

1.5 Estrutura da Tese

O corpo desta tese é constituído por seis capítulos:

Capítulo 1, “INTRODUÇÃO”, identifica o objeto de estudo, o seu objetivo, apresenta alguns conceitos básicos de operação das turbobombas e a estrutura da tese para a orientação do desenvolvimento do trabalho.

Capítulo 2, “DESCRIÇÃO DO DISPOSITIVO DE MEDIÇÃO”, é apresentada uma descrição do dispositivo de medidas, a sua concepção, alguns aspectos construtivos de relevância no projeto do mesmo.

Capítulo 3, “ANÁLISE DINÂMICA DO DISPOSITIVO DE MEDIDA”, apresenta uma análise dinâmica do dispositivo de medidas com a finalidade de conhecer o comportamento dinâmico do equipamento, no que diz respeito às suas frequências naturais.

Capítulo 4, “CALIBRAÇÃO DO DISPOSITIVO DE MEDIDA”, um extenso programa de calibração é apresentado, iniciando pela calibração estática em uma bancada isolada e por último uma calibração dinâmica do dispositivo montado na bancada de testes final em um circuito fechado que proporciona a operação da turbobomba nas diversas condições de operação.

Capítulo 5, “TRATAMENTO DOS SINAIS MEDIDOS E MEDIÇÕES REALIZADAS”, são descritos os critérios adotados para o processamento das medidas realizadas, desde os sinais medidos considerando os coeficientes de calibração, até a obtenção dos esforços estáticos e dinâmicos na forma adimensional.

Capítulo 6, “COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES”, são apresentadas algumas conclusões a respeito deste trabalho e sua utilização prática, bem como sugestões para trabalhos futuros na FEG-UNESP.

Capítulo 2

Descrição do Dispositivo de Medida

2.1 Introdução

Com a finalidade de se medir os esforços provenientes da interação do escoamento e da estrutura dos modelos das máquinas hidráulicas foram desenvolvidos dispositivos de alta tecnologia e, conseqüentemente, de alto custo para análise destes esforços.

O IHS da Universidade de Stuttgart possui um modelo da turbomáquina da Usina Hidrelétrica Rodund II, fornecido pela J. M. Voith GmbH de Heidenheim, para ser testado e ensaiado no instituto. A Usina Hidrelétrica Rodund II localiza-se na Áustria, na região de Montafon, e pertence à firma Vorarlberg Illwerke AG.

A máquina real também foi fabricada pela J. M. Voith GmbH, em Heidenheim, e trabalha a rotação de 375 rpm. Quando a mesma trabalha como turbina o conjunto produz uma potência em condições nominais de 270,9 MW com uma altura de queda de 348 m; e, como bomba, necessita de uma potência de 246 MW para uma altura de recalque de 346 m. O diâmetro do rotor é de 4,35 m. A Figura 2.1 mostra um corte da instalação do conjunto turbomáquina-motogerador da Usina Rodund II.

O modelo da turbomáquina possui um rotor radial com sete pás, as quais são de curvatura dupla. Do lado da entrada do rotor, ou seja, lado de pressão positiva, quando a máquina opera como turbina, encontram-se 20 pás do distribuidor, as quais são comandadas por acionamento mecânico regulável, o que possibilita variar a sua abertura de $\Delta\gamma = 0^\circ$, ou seja, completamente fechado até $\Delta\gamma = 34^\circ$, máximo ângulo de abertura das pás do distribuidor.

Com o modelo foram realizadas medidas de forças e momentos que atuam sobre o rotor da máquina. Para tanto, foi desenvolvido todo o projeto de um dispositivo de medida no IHS da Uni Stuttgart e num trabalho em conjunto com a SKF, "Schwedische Kugellager Fabrik" - filial de Schweinfurt. O dispositivo foi manufaturado e montado pela SKF e com supervisionamento do IHS na Universidade de Stuttgart.

Alguns dados característicos do modelo da turbomáquina encontram-se listados abaixo:

Diâmetro externo do rotor	$D_2 = 0,326 \text{ m}$
Largura do rotor (entrada como turbina)	$b_2 = 0,034 \text{ m}$
Altura máxima de recalque	$H = 50 \text{ m}$
Máxima vazão	$Q = 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$
Rotação máxima.....	$n = 2500 \text{ rpm}$
Máxima potência:	
operação como turbina	$P_T = 200 \text{ kW}$
operação como bomba	$P_P = 100 \text{ kW}$
Rotação específica:	
operação como turbina	$N_{qT} = 32,7 \text{ min}^{-1}$
operação como bomba	$N_{qP} = 38,9 \text{ min}^{-1}$
Posição das Pás do Distribuidor:	
ponto ótimo de operação como bomba.....	$\Delta\gamma = 23^\circ$
abertura máxima para operação como turbina.....	$\Delta\gamma = 34^\circ$

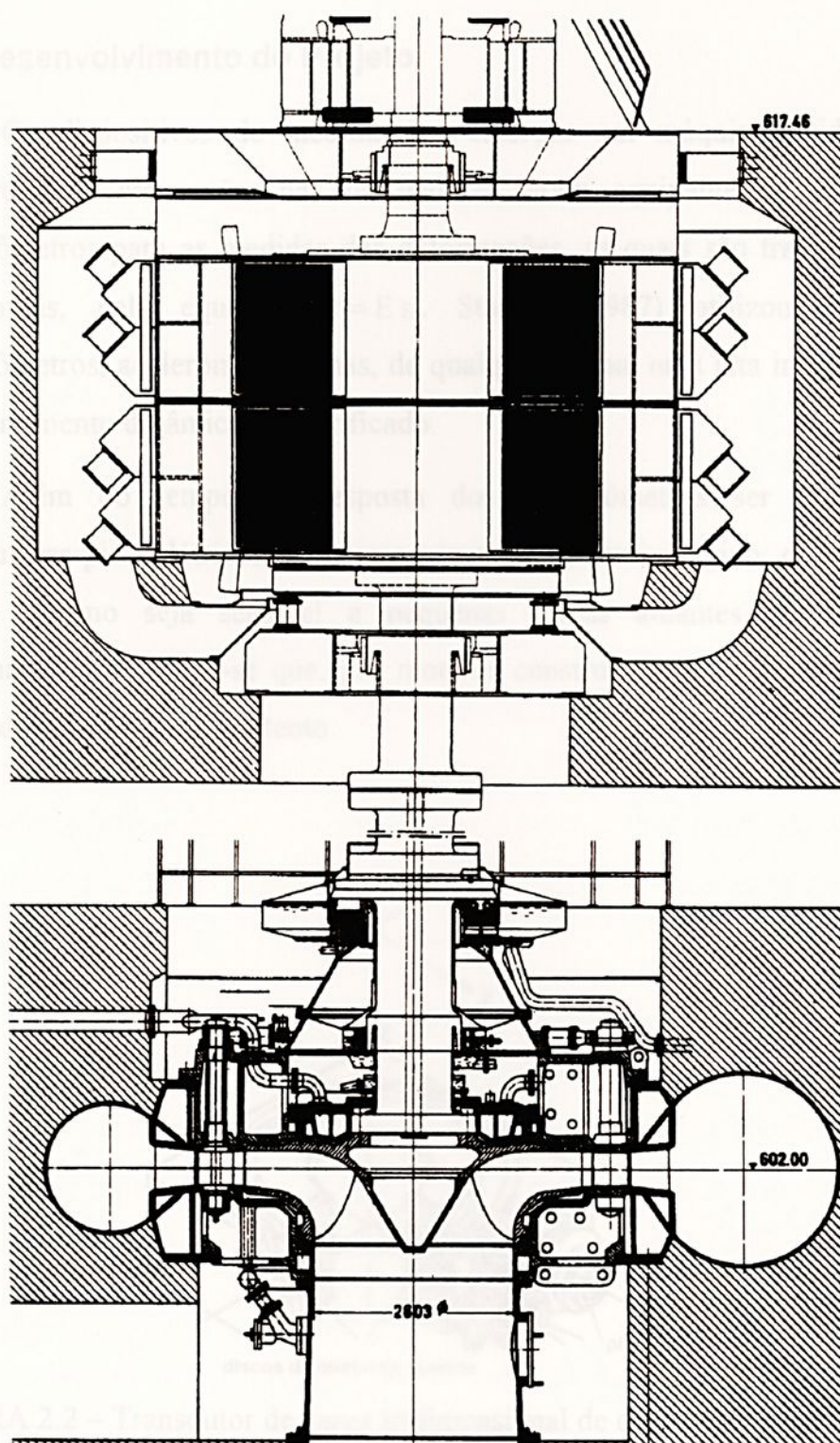


FIGURA 2.1- Instalação do conjunto turbomáquina-motogerador da Usina Rodund II na região de Montafon – Áustria.

2.2. Desenvolvimento do Projeto

Os dispositivos de medida dos esforços em máquinas hidráulicas desenvolvidos até então, na sua maioria, eram equipamentos utilizando extensômetros para as medidas das deformações, as quais são transformadas em forças, pela equação $\sigma = E \varepsilon$. Staubli (1987) utilizou além de extensômetros, acelerômetros, mas, de qualquer forma, uma alta influência do comportamento dinâmico foi verificado.

Além do tempo de resposta dos extensômetros ser maior que transdutores piezoelétricos, o sistema não pode ser muito rígido, de tal forma que o mesmo seja sensível a pequenas forças atuantes no rotor da turbomáquina. Entende-se que, por motivos construtivos e de concepção, os resultados não foram a contento.

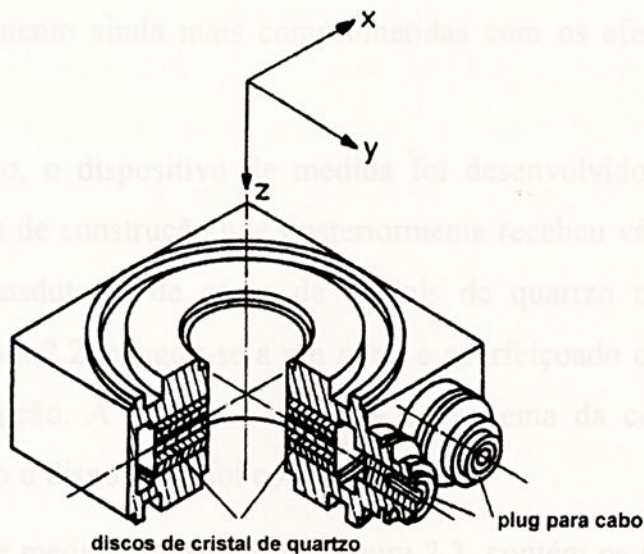


FIGURA 2.2 – Transdutor de carga tridimensional de cristal de quartzo.

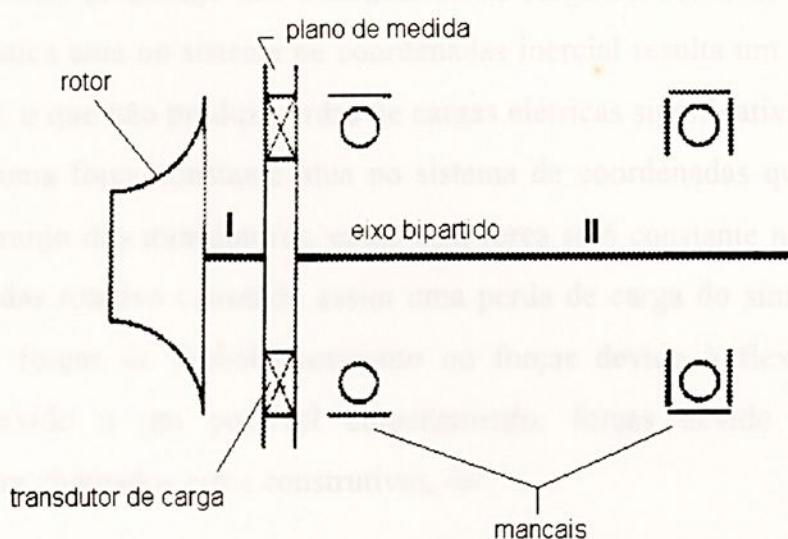


FIGURA 2.3 - Esquema do dispositivo de medida - primeira configuração.

A grande problemática no que se refere a rigidez do dispositivo é quando esta é diminuída: as características dinâmicas do mesmo ficam prejudicadas, pois o dispositivo responde às excitações estruturais de baixa frequência também dinamicamente, o que torna as medidas dos esforços devido ao escoamento ainda mais comprometidas com os efeitos mecânicos estruturais.

A princípio, o dispositivo de medida foi desenvolvido segundo uma primeira proposta de construção que posteriormente recebeu várias melhorias. Utilizando-se transdutores de carga de cristais de quartzo tridimensionais, mostrado na Figura 2.2, chegou-se a um novo e aperfeiçoado dispositivo com uma nova concepção. A Figura 2.3 mostra o esquema da configuração do princípio de como o dispositivo foi concebido.

O plano de medida, mostrado na Figura 2.3, contém os transdutores de carga que giram com o mesmo e o eixo bipartido do dispositivo de medida, assim, foram definidos três sistemas de coordenadas que serão devidamente apresentados no Capítulo 3, sendo um fixo ao referencial inercial e outros dois móveis.

Devido ao arranjo dos transdutores de carga ser rotativo, quando uma força estática atua no sistema de coordenadas inercial resulta um sinal sempre alternado, o que não produz perdas de cargas elétricas significativas. Por outro lado, se uma força constante atua no sistema de coordenadas que gira junto com o arranjo dos transdutores, então esta força será constante no sistema de coordenadas rotativo causando assim uma perda de carga do sinal, como por exemplo: forças de desbalanceamento ou forças devido à flexão do eixo, forças devido a um possível empenamento, forças devido a erros na manufatura chamados erros construtivos, etc.

As afirmações do parágrafo anterior se justificam devido ao fato dos transdutores de carga serem de cristal piezoelétrico de quartzo, que respondem a uma dada deformação do cristal produzindo um carga elétrica. Assim, quando existe uma carga alternada atuando, ele responde sucessivamente a aplicação da carga, mas quando uma carga é aplicada constantemente, os cristais de quartzo respondem apenas na aplicação da carga; então ocorre a perda do sinal.

Este efeito é uma grande vantagem deste arranjo do dispositivo, pois as forças provenientes de efeitos mecânicos se manifestam com baixa intensidade, o que vai ao encontro do interesse principal, que é medir as forças provenientes do escoamento.

Os transdutores são muito rígidos e estão acoplados com o rotor da turbomáquina. A influência dos mancais é muito pequena porque o plano de medida, o qual contém os transdutores, não se encontra entre os mancais; isto significa que uma resolução precisa das componentes dos esforços é possível de ser obtida.

Para uma medição precisa das grandezas dinâmicas é conveniente que o dispositivo de medida tenha uma frequência natural alta. Os transdutores de carga de cristais de quartzo tridimensionais são muito rígidos,



aproximadamente $8 \text{ kN}/\mu\text{m}$, valor fornecido pelo fabricante Kistler, e significa alta frequência natural. Outras propriedades destes transdutores são absolutamente lineares por algumas potências de dez, o que proporciona grande possibilidade de obter uma melhor resolução em uma boa faixa de operação, sem a preocupação com o efeito de Histerese.

Segundo Liess (1982), a magnitude e a direção das forças resultantes podem ser fortemente oscilantes, dependendo, é claro, do ponto de operação da máquina. A Figura 2.4 mostra o comportamento da força radial medida em um modelo em condições severas de operação. Assim, adotou-se como força radial máxima 5.500 N com a força variando de $\pm 2.575 \text{ N}$, e supõe-se que o ponto de atuação das forças radiais dinâmicas se dá no ponto médio da entrada do rotor, considerando a máquina trabalhando como turbina.

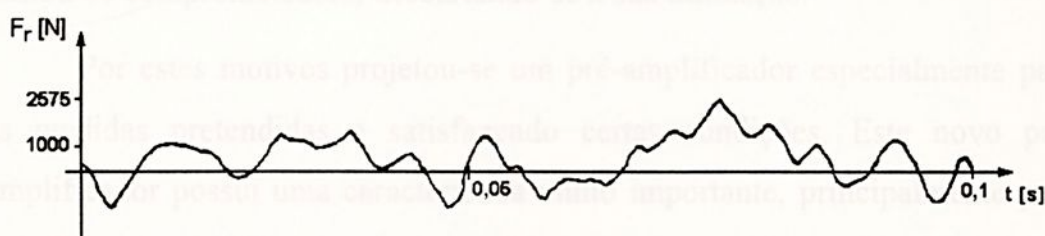


FIGURA 2.4 - Comportamento típico de uma força radial, Liess (1982).

2.3 Otimização e Atualização do Dispositivo de Medida

A primeira concepção do dispositivo de medida apresentou alguns pontos que posteriormente puderam ser melhorados, tais como: o pré-amplificador de carga, a disposição dos mancais e o seu sistema de vedação.

2.3.1 Pré-Amplificador

O conceito do dispositivo de medida que antecedeu o definitivo tinha como grande desvantagem a utilização de pré-amplificadores de cargas sem memória temporal e incompatibilidade de nível de tensão de entrada.

Assim, o pré-amplificador do fabricante PCB tipo 422B inicialmente utilizado possuía uma faixa máxima de entrada de ± 5.000 pC, e os três transdutores de carga de cristal de quartzo tridimensionais, do fabricante Kistler, tipo 9067, possuem uma sensibilidade nas direções radiais de 8 pC/N, veja Anexo 3 e, assumindo uma força máxima de ± 5.500 N, isto corresponde a uma carga elétrica de saída dos mesmos de aproximadamente ± 44.000 pC. Desta forma o máximo valor de saída dos transdutores é 8,8 vezes maior que o máximo valor possível de entrada do pré-amplificador, sendo assim, a utilização de pré-amplificadores de cargas convencionais tornou-se comprometedora, descartando-se a sua utilização.

Por estes motivos projetou-se um pré-amplificador especialmente para as medidas pretendidas e satisfazendo certas condições. Este novo pré-amplificador possui uma característica muito importante, principalmente para a calibração estática do mesmo. Como os transdutores são de cristais piezoelétricos, os mesmos respondem apenas no instante em que são solicitados, ou seja, no caso de uma aplicação de carga única e instantânea e, desejando medir o seu valor, o pré-amplificador possui uma espécie de memória que permite a leitura da tensão produzida pelo cristal de quartzo por alguns segundos. É optativo trabalhar com esta característica de operação do equipamento, ela é muito importante principalmente para a realização da calibração estática do dispositivo de medida.

2.3.2 Mancais e Construção

No esquema do dispositivo de medida anterior, apresentado na Figura 2.3, o mancal de cargas axial e radial é composto por uma combinação de dois rolamentos angulares, SKF tipo 7030AC, como mostrado na Figura 2.5.

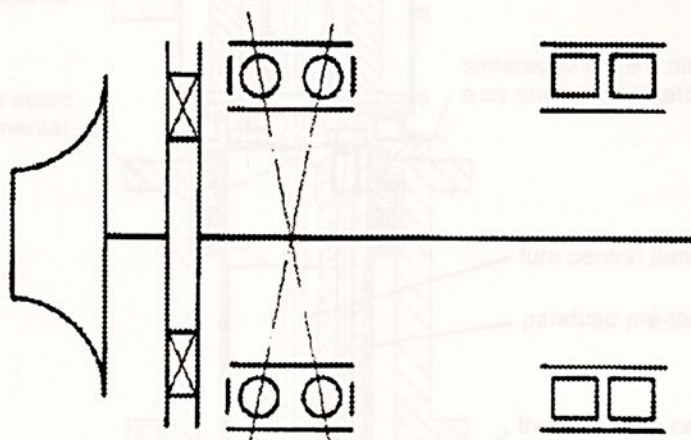


FIGURA 2.5 – Esquema do dispositivo de medida – segunda configuração

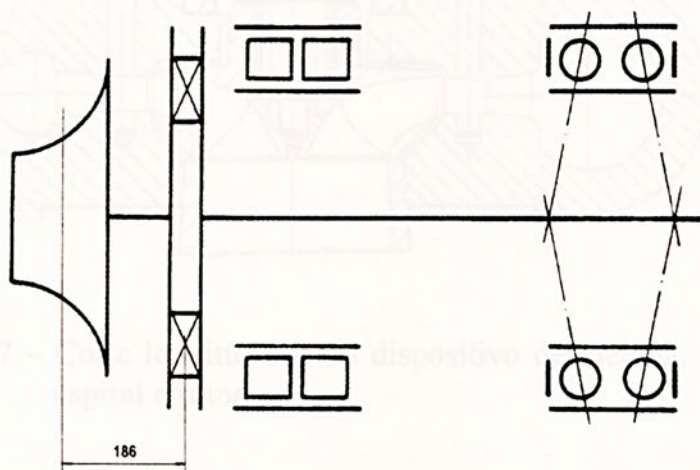


FIGURA 2.6 – Esquema do dispositivo de medida. - configuração atual

No esquema da Figura 2.6 pode-se ver que o mancal de esforços axial e radial está mais próximo possível do plano do rotor, ou seja, do ponto de atuação dos esforços. Já o mancal unicamente radial se encontra na outra extremidade do eixo do dispositivo e é composto de dois rolamentos de rolos SKF tipo NN3030.

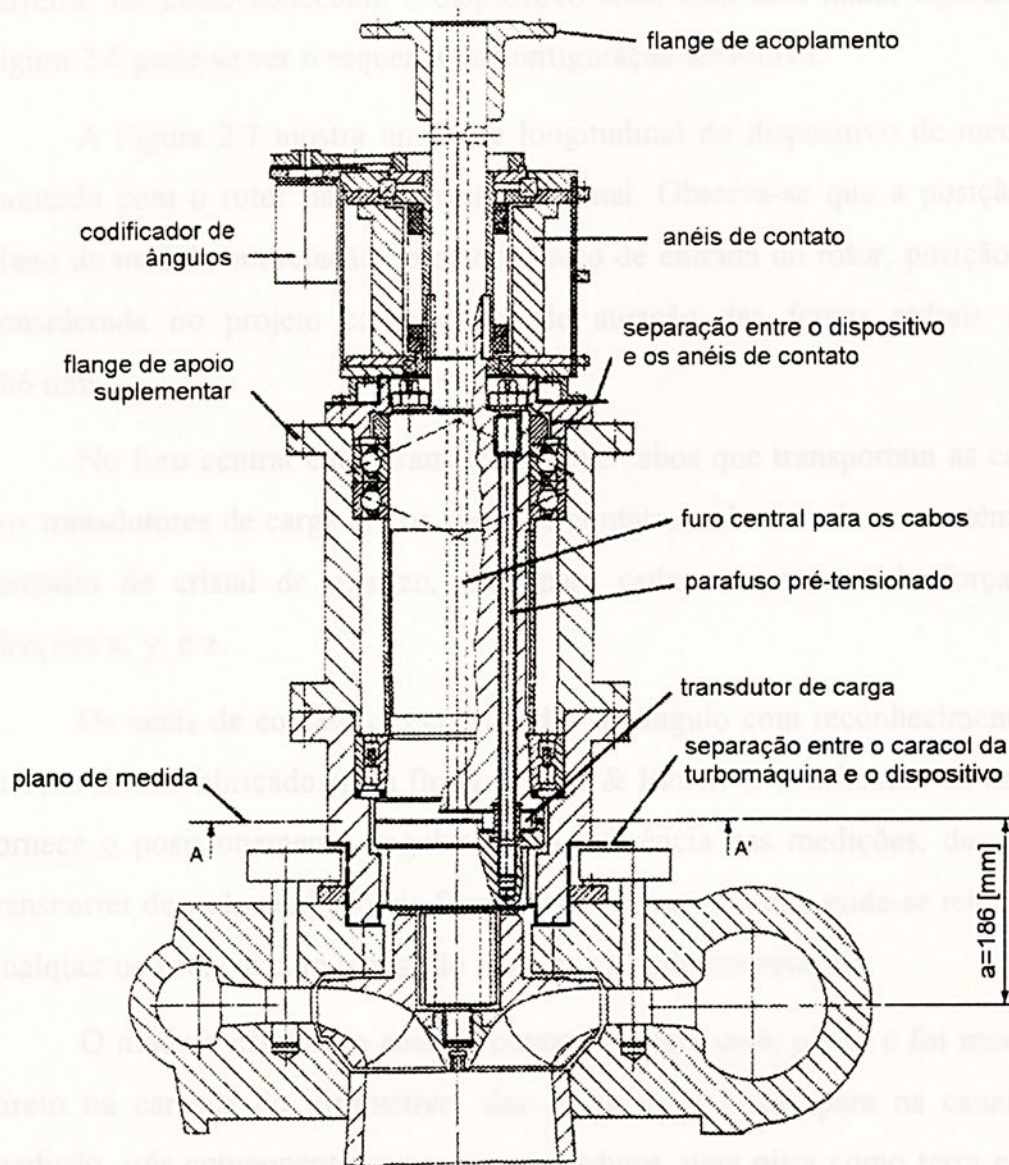


FIGURA 2.7 – Corte longitudinal do dispositivo de medida, inclusive caixa espiral e rotor

A concepção final do dispositivo suporta grandes esforços e possui uma grande rigidez. Sobre este prisma os tipos dos mancais escolhidos estavam corretos. Como os rolamentos de rolos suportam maior carga na direção radial e são muito mais rígidos nesta direção, e os rolamentos angulares possuem maior rigidez e momento de inércia que um rolamento de esferas de uma

carreira, foi então concebido o dispositivo atual com uma maior rigidez. Na Figura 2.6 pode-se ver o esquema da configuração definitiva.

A Figura 2.7 mostra um corte longitudinal do dispositivo de medição montado com o rotor na sua concepção final. Observa-se que a posição do plano de medida em relação ao plano médio de entrada do rotor, posição esta considerada no projeto como ponto de atuação das forças radiais é de 186 mm.

No furo central encontram-se os nove cabos que transportam as cargas dos transdutores de carga até os anéis de contato, cada transdutor contém três camadas de cristal de quartzo, uma para cada componente de força nas direções x, y, e z.

Os anéis de contato e o codificador de ângulo com reconhecimento de direção foram fabricados pela firma Lenord & Bauer. O codificador de ângulo fornece o posicionamento angular como referência nas medições, durante o transcorrer de cada medição, de forma instantânea, portanto pode-se relacionar qualquer ocorrência com a posição angular, quando necessário.

O módulo estator do anel de contato contém onze pistas e foi montado direto na carcaça do dispositivo, das quais nove pistas para os canais de medição, três componentes para cada transdutor, uma pista como terra e uma pista de reserva.

Os sinais, depois da saída dos anéis de contato, são enviados para um pré-amplificador de cargas elétricas, especialmente projetado e construído para a realização destas medições, que por sua vez é aquisitado por um microcomputador, que possui um software de aquisição de dados chamado TRC, que faz a conversão do sinal analógico em digital e posteriormente o sinal é processado.

Os transdutores piezoelétricos de carga tridimensionais estão montados no plano de medida com uma defasagem de 120° , a uma distância radial do



centro de rotação de 52 mm, como mostra a Figura 2.8. Esta defasagem proporciona ao sistema isotropia no plano de medida.

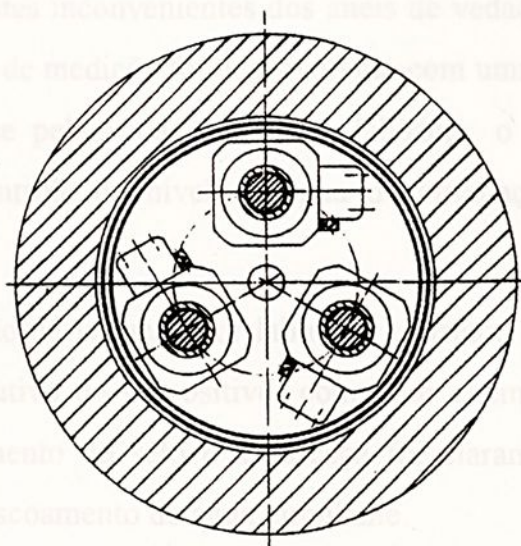


FIGURA 2.8 – Corte AA' da Figura 2.7 - Distribuição dos transdutores tridimensionais de cristal de quartzo no plano de medida.

Barras de tensão, (parafusos pré-tensionados, de acordo com a Figura 2.7), proporcionam ao conjunto uma maior rigidez, os transdutores de carga são montados no plano de medida e fixos às duas partes do eixo bipartido através destas barras pré-tensionadas, com uma força calibrada em sua montagem final de 160.000 N (ver na Figura 2.6), fazendo um sanduíche dos transdutores no plano de medida.

2.4 Vedação do Dispositivo

Como o eixo bipartido do dispositivo chega até ao encaixe com o rotor da máquina, a vedação deve ser um item de cuidados extremos. O dispositivo precisa ser muito bem vedado, a infiltração de água nas partes vitais do dispositivo deve ser impedida tanto no plano de medida como nos mancais.

A vedação do antigo projeto do dispositivo de medida era com anéis de vedação radiais de contato, os quais produzem muito atrito, conseqüentemente

tem-se aquecimento e desgaste. O atrito pode alterar os resultados das medições, assim como o aquecimento.

Devido a estes inconvenientes dos anéis de vedação radiais de contato, o atual dispositivo de medição foi desenvolvido com uma vedação do eixo sem contato, e optou-se pela vedação do tipo labirinto, o que levou a algumas precauções no controle do nível de água de circulação no dispositivo de medida.

A construção de vedação por labirinto acarretou algumas modificações no aspecto construtivo do dispositivo, como por exemplo: a fenda entre os discos de acoplamento do selo e a carcaça foi claramente diminuída, para evitar a perda do escoamento de água circulante.

A vazão no labirinto é inversamente proporcional ao comprimento L do labirinto, como mostrado na Figura 2.9, mas o comprimento do labirinto não pode ser aumentado sem critério, isto porque a distância entre o ponto de atuação das forças radiais e o mancal não pode ser muito grande, o que provocaria uma influência muito negativa no momento fletor do eixo e na frequência natural de todo o sistema; ela deverá ser a menor possível

Uma vedação somente por labirinto não foi suficiente para uma completa vedação, porque o valor da vazão nos labirintos é relativamente grande; o valor calculado é aproximadamente de $154 \text{ cm}^3/\text{s}$, o que é muito alto para este tipo de labirinto, assim, um sistema de vedação complementar foi desenvolvido.

A Figura 2.9 mostra o esquema de funcionamento do sistema de vedação do dispositivo. A entrada (5) é ligada a uma linha de baixa pressão, que por sua vez está ligada à câmara (6), assim como a diferença de pressão, devido a entrada (5) torna-se menor, a vazão diminui no labirinto radial (7). A pressão na câmara (6) faz com que a água escoe através do labirinto radial (8)

para o furo (4), o qual está ligado a um reservatório aberto para alívio da pressão resultante.

No sistema de vedação pode ocorrer uma pressão negativa, neste caso o sistema será alimentado pelo reservatório aberto (1) através do furo (4), assim evita-se que ar entre no sistema, o que seria desastroso.

O excesso de água que entra por (2) para manter o reservatório aberto (1) sempre cheio, escoa pela saída (3) "ladrão", assim, o nível de água no reservatório aberto (1) deve ser mantido sempre cheio, para que a pressão no sistema de vedação seja mantida constante. Como pode-se verificar, o sistema de vedação funciona tanto para pressões positivas como para pressões negativas.

A diferença de pressão restante na metade superior do labirinto (9) é completamente aliviada através do furo de saída (10). O furo (11) tem a função de aliviar a diferença de pressão na parte superior do rotor, olhando o conjunto turbomáquina-motogerador na posição vertical, como na Figura 2.1, minimizando assim as forças devido a diferença de pressão entre os lados de alta e baixa pressão.

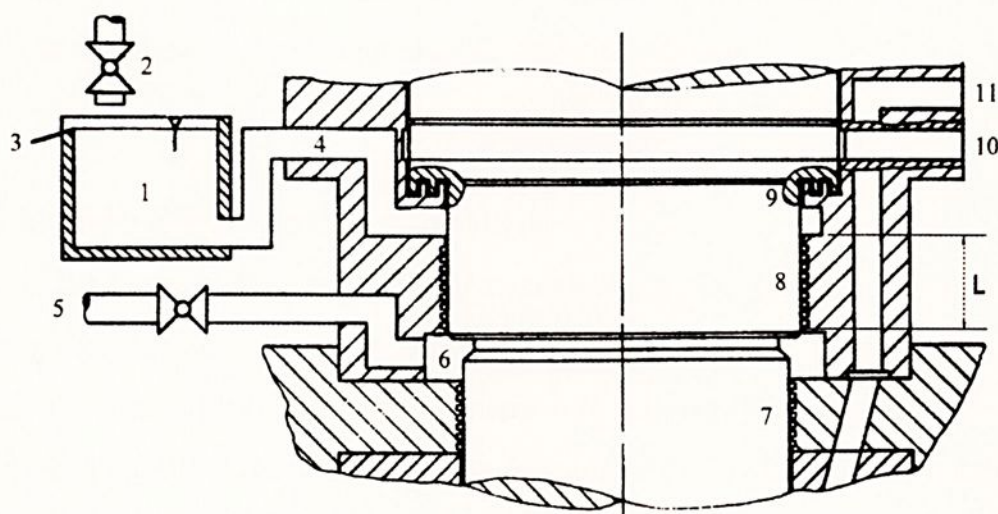


FIGURA 2.9 – Esquema do princípio de funcionamento do sistema de vedação do dispositivo de medida.

Nomenclatura do esquema de vedação:

- (1) reservatório aberto;
- (2) linha de alimentação;
- (3) ladrão do reservatório;
- (4) ligação de alívio de pressão para o reservatório aberto;
- (5) alimentação de água de baixa pressão;
- (6) câmara de contenção de água;
- (7) e (8) vedação radial com labirinto;
- (9) vedação axial com labirinto;
- (10) conduto de alívio da pressão restante do sistema;
- (11) ligação de equiparação da pressão dos labirintos do lado de pressão positiva e negativa do rotor.

3.1 Introdução

Apresentando a determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina, é importante a determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina. A determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina é importante para a determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina. A determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina é importante para a determinação dos esforços de interação entre o rotor e a estrutura da máquina.

3.2 Modelo Dinâmico do Dispositivo

Para uma melhor visualização e comparação com o modelo dinâmico, a Figura 3.1 mostra um corte longitudinal do dispositivo de medida, com destaque para o plano de medição, plano este que contém os transdutores de carga. A Figura 3.2 mostra o esquema do modelo dinâmico adotado, a carga que é a massa estacionária do dispositivo, representada pela massa A no modelo dinâmico, o acoplamento que é representado pela massa C em balanço e o rotor que é representado pela massa D.



O dispositivo de medida é considerado aqui formado por quatro corpos rígidos (A, B, C e D), e os corpos A e B são ligados através de molas, como é mostrado na Figura 3.2.

Capítulo 3

Análise Dinâmica do Dispositivo de Medida

3.1 Introdução

Objetivando a determinação dos esforços de interação entre o escoamento e a estrutura do rotor da máquina hidráulica é importante um estudo do comportamento dinâmico do dispositivo de medida, para uma análise da faixa de frequência de utilização aceitável, de tal forma que as medições dos esforços não sejam mascaradas com a resposta dinâmica do mesmo. Neste capítulo é mostrado um estudo dinâmico do dispositivo de medida objetivando determinar suas frequências naturais.

3.2 Modelo Dinâmico do Dispositivo

Para uma melhor visualização e comparação com o modelo dinâmico, a Figura 3.1 mostra um corte longitudinal do dispositivo de medida, com destaque para o plano de medida, plano este que contém os transdutores de carga. A Figura 3.2 mostra o esquema do modelo dinâmico adotado, a carcaça que é a massa estacionária do dispositivo, representada pela massa A no modelo dinâmico, o acoplamento que é representado pela massa C em balanço e o rotor que é representado pela massa D.

O dispositivo de medida é considerado aqui formado por quatro corpos rígidos (A, B, C e D), e os corpos A e B são ligados através de molas, como é mostrado na Figura 3.2.

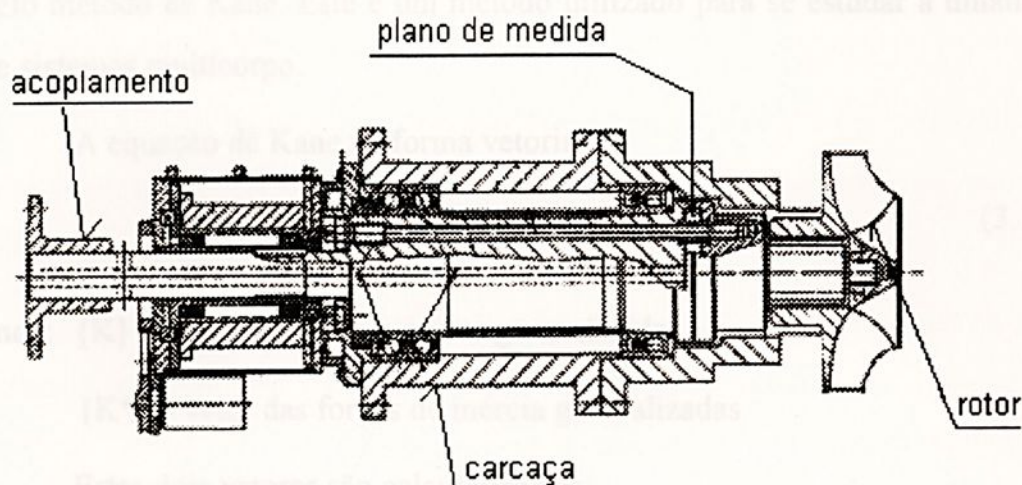


FIGURA 3.1 – Corte longitudinal do dispositivo de medida.

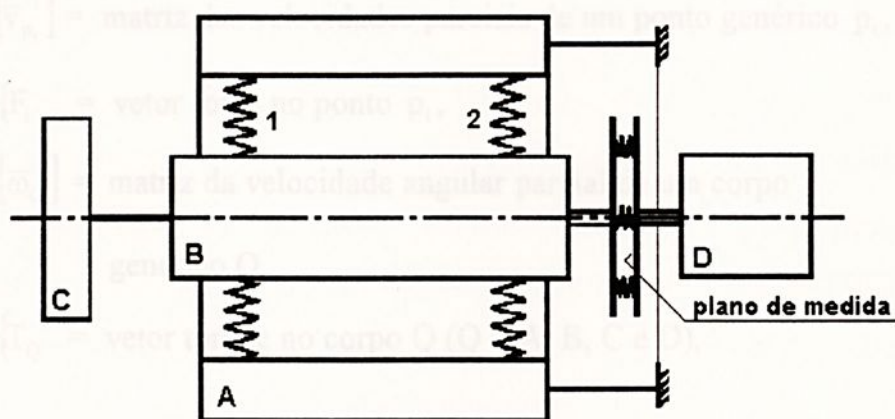


FIGURA 3.2 – Modelo dinâmico do dispositivo de medida.

O corpo A é considerado fixo em relação ao sistema de referencial inercial. Os corpos B e C tem quatro graus de liberdade cada um: três de translação e um de rotação. O corpo D tem cinco graus de liberdade, dois de rotação e três de translação. Desta forma, todo o modelo possui treze graus de

liberdade. O efeito da torção não foi considerado devido ao eixo ser robusto, comparado com o nível dos esforços solicitados.

As equações de movimento do dispositivo de medida foram obtidas pelo método de Kane. Este é um método utilizado para se estudar a dinâmica de sistemas multicorpo.

A equação de Kane na forma vetorial é:

$$\{K\} + \{K^*\} = \{0\} \quad (3.1)$$

onde: $\{K\}$ = vetor das forças ativas generalizadas,

$\{K^*\}$ = vetor das forças de inércia generalizadas

Estes dois vetores são calculados por:

$$\{K\} = \sum_i [\bar{v}_{p_i}]^T \{F_i\} + \sum_Q [\bar{\omega}_Q]^T \{T_Q\} \quad (3.2)$$

com: $[\bar{v}_{p_i}]$ = matriz das velocidades parciais de um ponto genérico p_i ,

$\{F_i\}$ = vetor força no ponto p_i ,

$[\bar{\omega}_Q]$ = matriz da velocidade angular parcial de um corpo genérico Q,

$\{T_Q\}$ = vetor torque no corpo Q ($Q = A, B, C$ e D),

e

$$\{K^*\} = \sum_{Q^*} [\bar{v}_{Q^*}]^T \{F_{Q^*}^*\} + \sum_Q [\bar{\omega}_Q]^T \{T_Q^*\} \quad (3.3)$$

com: $[\bar{v}_{Q^*}]$ = matriz das velocidades parciais dos centros de massa

Q^* ($Q^* = A^*, B^*, C^*$ and D^*),

$\{F_{Q^*}^*\}$ = vetor força de inércia associado ao corpo Q,

$\{T_Q^*\}$ = vetor torque de inércia associado ao corpo Q.

O método de Kane é mostrado em detalhes em Kane e Levinson, (1985). Entretanto, com este método as equações do movimento são obtidas de uma forma sistemática, as expressões são complicadas e elas são difíceis de se obter manualmente. Assim, pode-se fazer isto no computador utilizando um software que minimiza esta árdua tarefa.

O Autolev Software de Schaechter e Levinson (1991), foi usado para o desenvolvimento simbólico das equações de movimento de um sistema mecânico formado por vários corpos interligados.

Autolev cria automaticamente um programa em linguagem Fortran para resolver as equações; para tanto escreve-se um arquivo com o nome de “mks.atl” que contenha todos os comandos necessários que permita ao Autolev desenvolver as equações de movimento do dispositivo.

Quando este arquivo “mks.atl” é submetido ao software Autolev, este cria automaticamente um programa fonte escrito em Fortran, chamado “mks.for”, que resolve as equações do movimento do dispositivo de medida.

Todos os parâmetros do modelo necessários para ser usados no programa “mks.for” foram calculados considerando todos os corpos com forma cilíndrica e de aço como material. Os coeficientes de rigidez dos mancais de rolamento foram calculados de acordo com Giebner (1985); já os coeficientes de rigidez dos transdutores de carga foram obtidos através dos catálogos do fornecedor do equipamento Kistler.

3.3 Resultados Teóricos da Modelagem

Algumas simulações foram realizadas de forma a obter o comportamento no domínio do tempo das coordenadas que descrevem os graus de liberdades do dispositivo de medida.



Os dados utilizados para a simulação do modelo são:

$m_B = 60,0 \text{ Kg}$	$m_C = 15,0 \text{ Kg}$	$m_D = 40,0 \text{ Kg}$
$I_{Bx} = 1,92 \cdot 10^{-1} \text{ Kg.m}^2$	$I_{Cx} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Kg.m}^2$	$I_{Dx} = 1,32 \cdot 10^{-1} \text{ Kg.m}^2$
$I_{By} = 8,18 \cdot 10^{-1} \text{ Kg.m}^2$	$I_{Cy} = 2,11 \cdot 10^{-2} \text{ Kg.m}^2$	$I_{Dy} = 1,13 \cdot 10^{-1} \text{ Kg.m}^2$
$K_{B/A1} = 2,10 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$K_{S_{x,y}} = 3,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$EI_{B/Cy} = 5,0 \cdot 10^5 \text{ N.m}^2$
$K_{B/A2} = 4,07 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$K_{S_z} = 8,0 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$y(0) = 1,0 \cdot 10^{-8} \text{ m}$

As Figuras 3.3 e 3.4 mostram os resultados da simulação, onde a excitação é dada a partir das condições iniciais do deslocamento do corpo B e são, respectivamente, o deslocamento vertical dos corpos C e D no domínio do tempo.

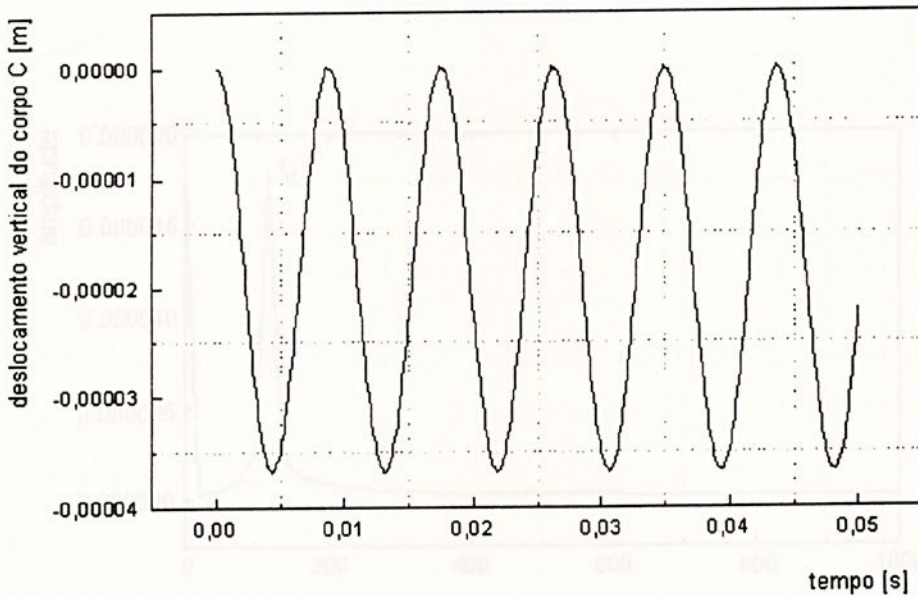


FIGURA 3.3 – Deslocamento vertical do corpo C (acoplamento).

FIGURA 3.5 – FFT do deslocamento vertical do corpo C (acoplamento).

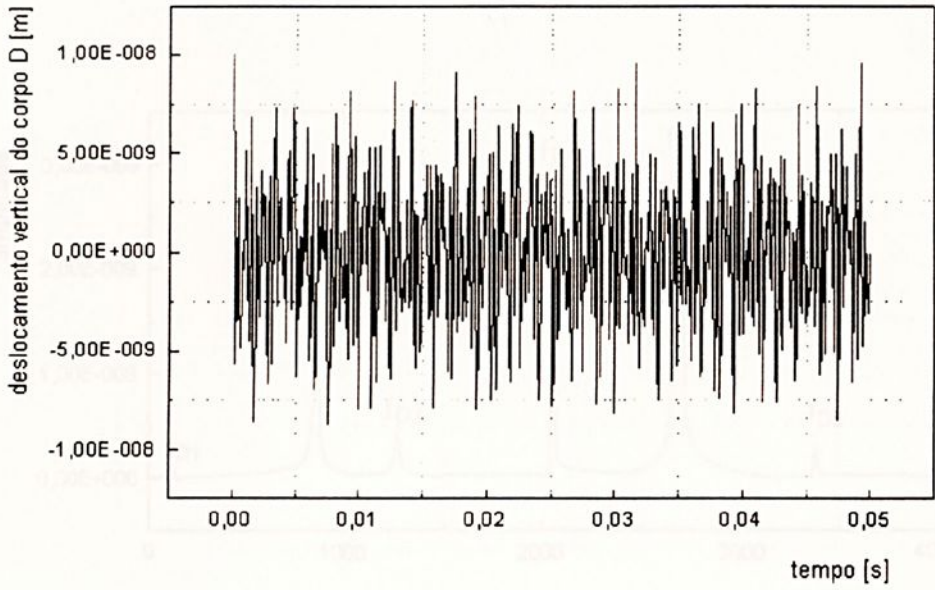


FIGURA 3.4 – Deslocamento vertical do corpo D (rotor).

FIGURA 3.6 – FFT do deslocamento vertical do corpo D (rotor)

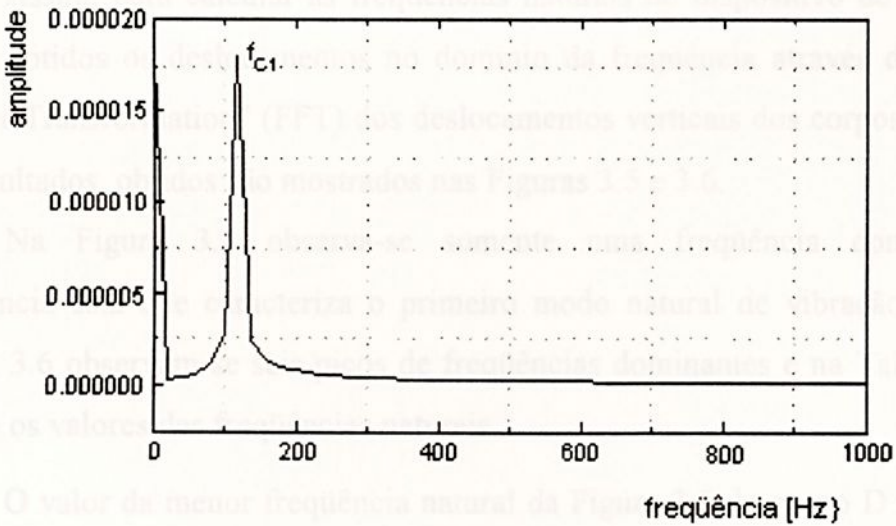


FIGURA 3.5 – FFT do deslocamento vertical do corpo C (acoplamento).

TABELA 3.1 – Frequências naturais do dispositivo.

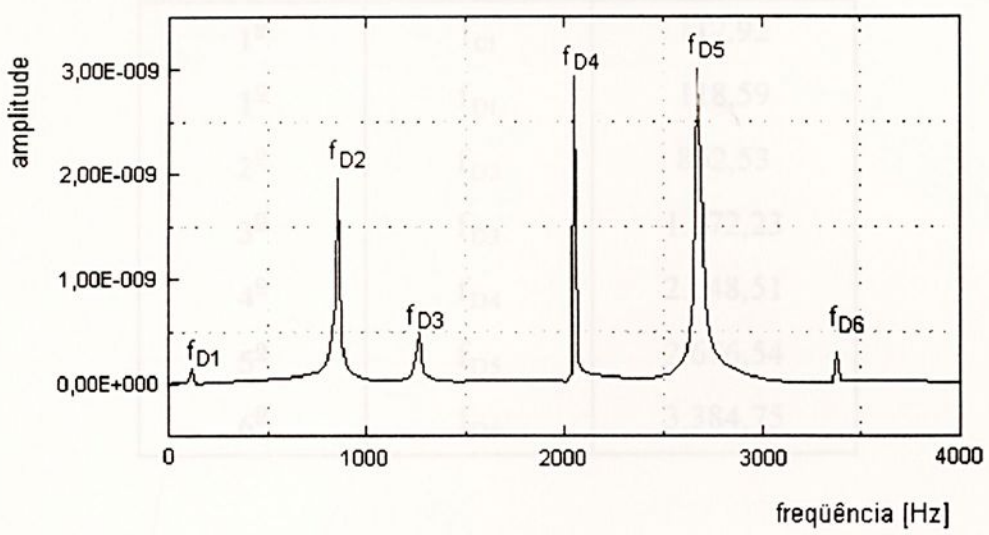


FIGURA 3.6 – FFT do deslocamento vertical do corpo D (rotor).

Assim, para calcular as frequências naturais do dispositivo de medida foram obtidos os deslocamentos no domínio da frequência através da “Fast Fourier Transformation” (FFT) dos deslocamentos verticais dos corpos C e D. Os resultados obtidos são mostrados nas Figuras 3.5 e 3.6.

Na Figura 3.5 observa-se somente uma frequência dominante, frequência esta que caracteriza o primeiro modo natural de vibração. Já na Figura 3.6 observam-se seis picos de frequências dominantes e na Tabela 3.1 tem-se os valores das frequências naturais.

O valor da menor frequência natural da Figura 3.6 do corpo D é muito próximo ao da frequência do corpo C, cujas frequências caracterizam o primeiro modo natural de vibração. As outras cinco frequências correspondem aos outros modos naturais de vibração.

TABELA 3.1 – Freqüências naturais do dispositivo.

Modos	Freqüência	Valor [Hz]
1 ^o	f_{C1}	117,92
1 ^o	f_{D1}	118,59
2 ^o	f_{D2}	862,53
3 ^o	f_{D3}	1.272,23
4 ^o	f_{D4}	2.048,51
5 ^o	f_{D5}	2.676,54
6 ^o	f_{D6}	3.384,75

3.4 Resultados Experimentais

Para se obter as freqüências naturais do dispositivo de medida experimentalmente foi realizado um ensaio, no qual o dispositivo de medida foi suspenso por dois cabos posicionados conforme mostra a Figura 3.7, próximos aos pontos 2 e 4.

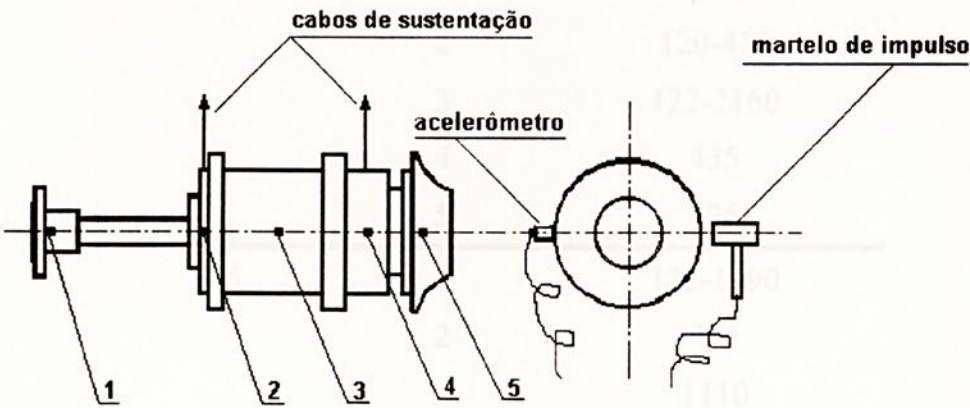


FIGURA 3.7 - Desenho esquemático do ensaio das medidas.

TABELA 3.2- Frequências experimentais predominantes.

Ponto Medido	Ponto Excitado	Frequências Predominantes [Hz]
1	1	120
	2	122-915
	3	120-915
	4	124-915
	5	122-1090
2	1	122-915
	2	435-2165
	3	916-2165
	4	435
	5	435-1090
3	1	122-2165-2790
	2	122-2155
	3	124-2160
	4	124-1120
	5	1115
4	1	120
	2	120-435
	3	122-2160
	4	435
	5	435
5	1	122-1090
	2	435
	3	1110
	4	120- 435
	5	435-1115

O dispositivo foi excitado por um martelo de pulso nos pontos indicados na Figura 3.7, pontos 1, 2, 3, 4 e 5; e as respostas dos sinais obtidos foram medidas nos mesmos pontos 1, 2, 3, 4 e 5 com acelerômetros, assim, quando um ponto foi excitado, as amplitudes de acelerações de vibração foram medidas em todos os outros pontos.

Os sinais provenientes dos acelerômetros foram processados em um Analisador de Fourier, através do qual foi obtida e plotada a função de transferência do mesmo.

As frequências predominantes experimentais estão mostradas na Tabela 3.2, onde o valor de frequência de 435 Hz corresponde à frequência de vibração natural dos cabos, nos quais o dispositivo foi suspenso.

A primeira coluna corresponde aos pontos onde foram fixados os acelerômetros e a segunda coluna aos pontos em que a excitação foi aplicada e, a última coluna da direita, corresponde às frequências predominantes medidas obtidas em cada teste.

TABELA 3.3 – Comparação entre as frequências calculadas do dispositivo e as frequências determinadas experimentalmente.

Modos	Frequência Calculada [Hz]	Frequência Experimental [Hz]	Variação Percentual [%]
1 ^o	118,59	122	2,9
2 ^o	862,53	915	6,1
3 ^o	1.272,23	1.115	12,3
4 ^o	2.048,51	2.165	5,7
5 ^o	2.676,54	2.790	4,24
6 ^o	3.384,75	não medida	não medida

Considerando que erros na determinação de frequências naturais experimentalmente são aceitáveis em uma faixa de 15% ou mais, dependendo do modo, os valores calculados pelo modelo estão bem próximos das frequências experimentais, mostrando que os resultados experimentais são bastante confiáveis.

3.5 Análise da Faixa Útil de Medição

Na realidade o dispositivo foi aqui analisado separadamente e como pode-se observar existe uma faixa ampla de frequência para se realizar as medições.

Considerando que o acoplamento, como mostrado na Figura 3.1 do dispositivo, será aparafusado ao acoplamento do motogerador, quando o mesmo for montado na bancada para as medições finais, como está detalhado no Capítulo 5, a frequência de 122 Hz medida, que corresponde aos 118 Hz calculados, não trará influência significativa durante o processo de medição devido ao considerável aumento de rigidez nesta direção.

Como a frequência de 435 Hz corresponde à frequência natural dos cabos, analisando apenas o dispositivo, terá uma faixa segura de medição de até aproximadamente quase 900 Hz, o que não é absolutamente necessário para os ensaios, na bancada de testes, considerando que os esforços de interação de interesse não atingem este valor de frequência.



4.1.1 Transmissão do Sinal

Capítulo 4

Calibração do Dispositivo de Medida

4.1 Introdução

Após o projeto, construção e montagem do dispositivo de medida e a determinação das frequências naturais, passou-se, então, à fase de calibração dos sinais produzidos pelos transdutores de carga tridimensionais de cristal de quartzo, instalados no plano de medida, conforme mostrado na Figura 2.7. Estes sinais processados correspondem às medidas das forças e momentos que atuam no rotor do modelo da turbomáquina, sentidos no plano de medida.

Para se testar a técnica de transmissão dos sinais por anéis de contato e o pré-amplificador que foi construído especialmente para o sistema de medida utilizado no equipamento, o dispositivo e seus periféricos foram submetidos a um intenso e demorado programa de calibração.

A fase de calibração do equipamento se iniciou com a calibração estática e depois a calibração dinâmica, sendo a calibração dinâmica realizada a partir do dispositivo ainda fora da bancada final de operação, ou seja, fora do circuito fechado de água que simula as várias condições de operação da turbomáquina. Também foram realizados amplos testes de calibração mesmo depois de montado na bancada final de operação.

4.1.1 Transmissão do Sinal

Os sinais dos transdutores de carga são conduzidos através do eixo do dispositivo, que possui um furo central até o anel de contato localizado na extremidade oposta ao plano de medida, o qual é ligado através dos anéis de contato entre o eixo rotativo e a carcaça fixa do dispositivo de medida.

A transmissão das cargas elétricas se dá pelas escovas e pista de prata, nas quais as cargas elétricas são conduzidas por atrito das pista de prata do anel de contato aos terminais para a conexão dos cabos de saída.

O comportamento da transmissão dos sinais nos anéis de contato foi testado inicialmente para uma força estática FYA de 196 N na direção X, do sistema de coordenadas fixos e um momento estático MYA de 68,63 N.m em torno do eixo Y do mesmo sistema, conforme as Figuras 4.2 e 4.3.

Os transdutores fornecem 9 sinais, sendo três para cada transdutor: um para cada direção, (x_i , y_i e z_i). Um outro transdutor (decodificador de ângulos) proporciona a posição angular instantânea do eixo em cada instante que se deseja medir os esforços.

Considera-se, como mostrado na Figura 4.1, um sistema de coordenadas móvel, indicado por X^* , Y^* , Z^* , o qual faz uma rotação φ em relação a um sistema referencial inercial (X, Y, Z). O ângulo φ indica a posição angular do eixo. Portanto, o sistema de coordenadas (X^* , Y^* , Z^*) gira com uma velocidade angular $\dot{\varphi}$ em relação ao sistema (X, Y, Z), em torno do eixo Z .

Quando $\varphi = 0$, a coordenada x_1 , fixa ao transdutor 1, está paralela ao eixo X do referencial inercial. As coordenadas x_i de cada transdutor estarão sempre no sentido radial, as coordenadas y_i estarão sempre tangentes à

trajetória dos transdutores e, finalmente, as direções z_i estarão sempre na direção de Z inercial (direção axial).

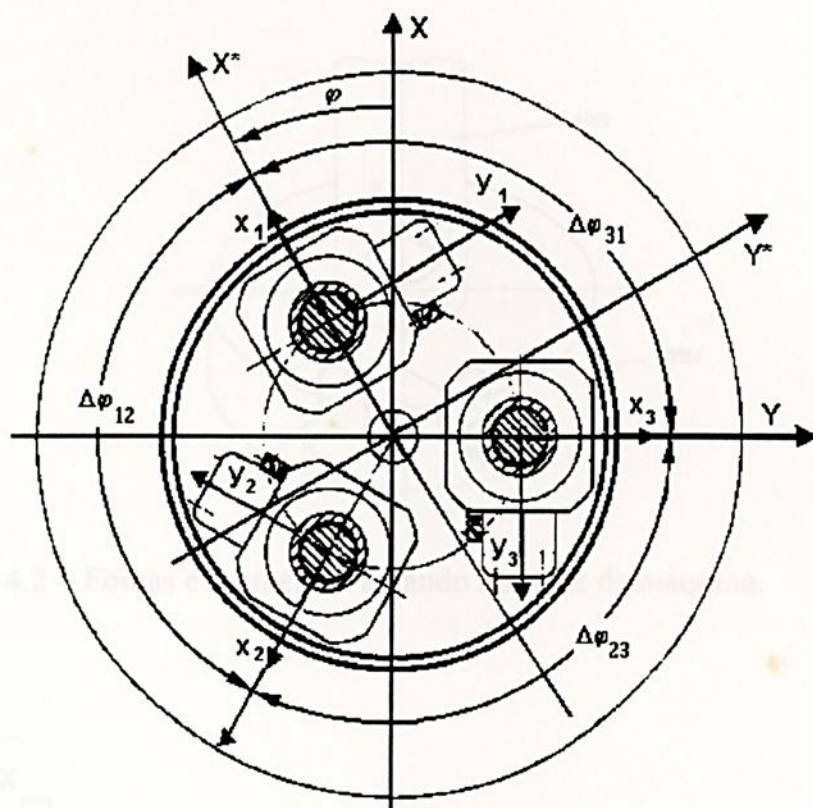


FIGURA 4.1 - Sistemas de coordenadas fixas e móveis adotados.

4.2 Calibração Estática

Para a realização da calibração estática foi projetado e construído um suporte no qual o dispositivo foi devidamente apoiado para que o mesmo quando na horizontal permitisse a aplicação das cargas nas três direções de maneiras diversas, como mostrado nas Fotos de 1 a 4 do Anexo 2.

Na Figura 4.2 pode-se ver a vista lateral da montagem onde a carga aplicada na plataforma 3 através da roldana produz uma solicitação na direção axial do dispositivo, direção Z , e uma solicitação de carga na plataforma 2 propicia um momento em torno do eixo Z . Já na Figura 4.3 observa-se a vista

superior da montagem, as cargas aplicadas na plataforma 1 induzem esforços de força e momento nas direções X e Y. Veja Fotos 2, 3 e 4.

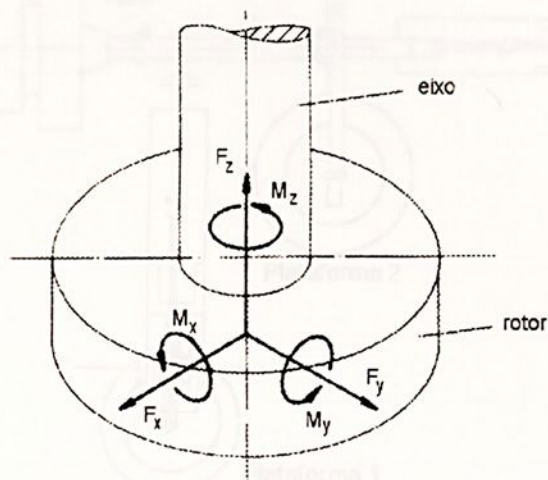


FIGURA 4.2 – Forças e momentos atuando no rotor da máquina.

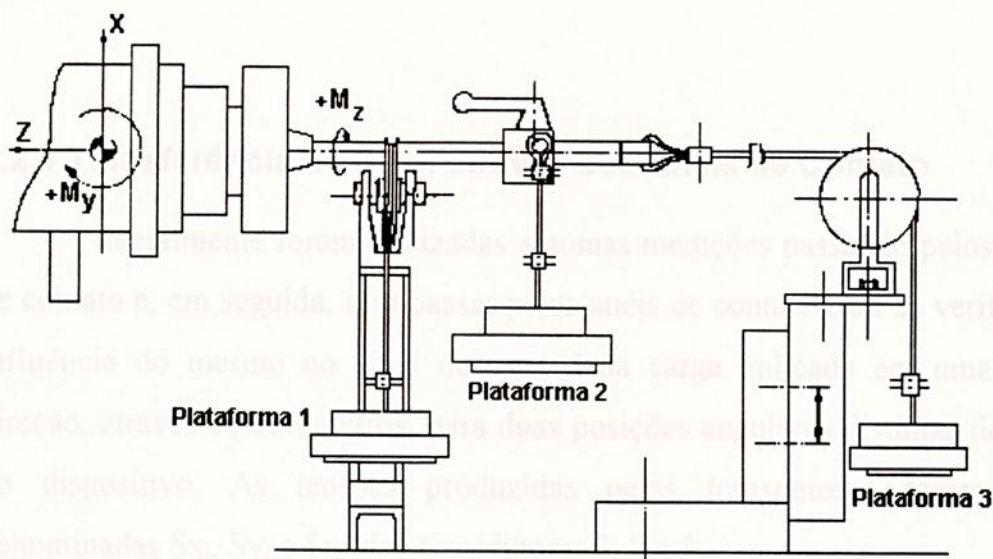


FIGURA 4.3 - Vista lateral do esquema da montagem utilizada para aplicação dos esforços.

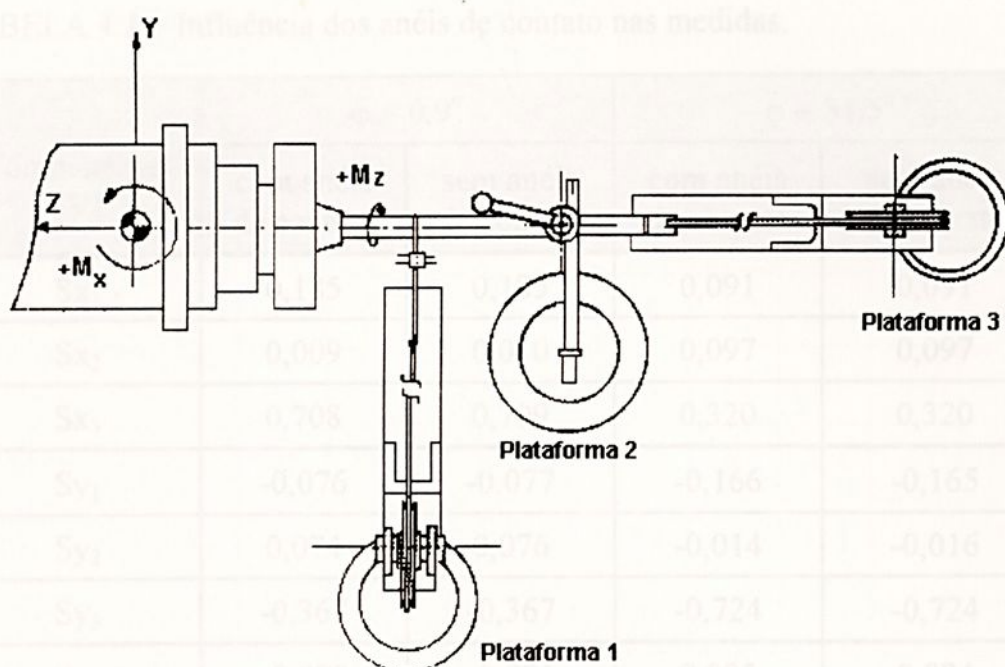


FIGURA 4.4 - Vista superior do esquema da montagem utilizada para aplicação dos esforços.

4.2.1 Transferência do Sinal através dos Anéis de Contato

Inicialmente foram realizadas algumas medições passando pelos anéis de contato e, em seguida, sem passar pelos anéis de contato para se verificar a influência do mesmo no sinal de uma dada carga aplicada em uma dada direção, através de voltímetros, para duas posições angulares distintas do eixo do dispositivo. As tensões produzidas pelos transdutores foram aqui denominadas Sx_i , Sy_i e Sz_i , dos transdutores 1, 2 e 3.

Pode-se verificar, pelos resultados mostrados na Tabela 4.1, que os anéis de contato não influenciam nas medidas a serem realizadas através dele.

TABELA 4.1 – Influência dos anéis de contato nas medidas.

Componentes [V]	$\varphi = 0,9^\circ$		$\varphi = 31,5^\circ$	
	com anéis de contato	sem anéis de contato	com anéis de contato	sem anéis de contato
Sx_1	0,185	0,185	0,091	0,091
Sx_2	0,009	0,010	0,097	0,097
Sx_3	0,708	0,709	0,320	0,320
Sy_1	-0,076	-0,077	-0,166	-0,165
Sy_2	0,074	0,076	-0,014	-0,016
Sy_3	-0,367	-0,367	-0,724	-0,724
Sz_1	-0,090	-0,091	0,085	0,084
Sz_2	-0,079	-0,079	-0,071	-0,074
Sz_3	-0,352	-0,351	0,392	0,392

4.2.2 Variação das Tensões Medidas com a Carga Atuante

Segundo o fabricante dos transdutores de carga, o comportamento da força aplicada em relação à voltagem medida é linear. A fim de se verificar esta linearidade, o dispositivo foi solicitado na direção x com uma força que também provoca um momento em y. Esta força foi incrementada de 50 em 50 N. Verificou-se o comportamento da variação de voltagem. Os resultados são mostrados na Tabela 4.2. Como o esperado, as variações de tensões são constantes com o mesmo passo na variação da força.

TABELA 4.2 – Comportamento linear da força atuante e a tensão medida.

F_x [N]	M_y [N.m]	ΔS_{x_1}	ΔS_{y_1}	ΔS_{z_1}	ΔS_{x_2}	ΔS_{y_2}	ΔS_{z_2}	ΔS_{x_3}	ΔS_{y_3}	ΔS_{z_3}
50	-17,16	46	1	178	-18	19	-88	-24	-20	-92
100	-34,31	46	1	178	-18	18	-87	-23	-20	-92
150	-51,47	47	1	179	-19	18	-88	-25	-19	-92
200	-68,63	47	1	177	-18	18	-87	-23	-21	-91
250	-85,79	46	1	178	-19	18	-87	-24	-20	-92
300	-102,95	47	1	177	-18	17	-87	-25	-20	-92

O amplificador de carga foi sempre ajustado de tal forma que 1 Volt na saída equivale a 500 N para as direções x e y e 1000 N na direção z. Em cada série de medidas deve ser estabelecido um valor de referência ($S_{x_i}(\text{ref})$, $S_{y_i}(\text{ref})$, $S_{z_i}(\text{ref})$) para as nove coordenadas dos três transdutores, assim:

$$F_{x_i} = [S_{x_i}(j) - S_{x_i}(\text{ref.})] \cdot 500 \quad (4.1)$$

$$F_{y_i} = [S_{y_i}(j) - S_{y_i}(\text{ref.})] \cdot 500 \quad (4.2)$$

$$F_{z_i} = [S_{z_i}(j) - S_{z_i}(\text{ref.})] \cdot 1000 \quad (4.3)$$

Nestas expressões, j é o número da medida em uma série delas, S_{x_i} , S_{y_i} e S_{z_i} são as voltagens medidas respectivamente nas direções x, y e z.

Como mostrado na Figura 4.1, os ângulos definidos a partir do transdutor 1, usado como referência, são: transdutor 1: $\varphi = 0^\circ$, transdutor 2: $\varphi = 0^\circ + \Delta\varphi_{12} = 120^\circ$ e transdutor 3: $\varphi = 0^\circ + \Delta\varphi_{12} + \Delta\varphi_{23} = 240^\circ$. Desta forma, pode-se determinar as componentes da força no sistema de coordenadas (X^* , Y^* , Z^*):

$$FX_i^* = Fx_i \cos(\varphi_{i0}) + Fy_i \sin(\varphi_{i0}) \quad (4.4)$$

$$FY_i^* = Fy_i \cos(\varphi_{i0}) - Fx_i \sin(\varphi_{i0}) \quad (4.5)$$

$$FZ_i^* = Fz_i \quad (4.6)$$

As equações das forças no sistema de coordenadas inercial (X, Y, Z) são:

$$FX_i = Fx_i \cos(\varphi_{i0} + \varphi) + Fy_i \sin(\varphi_{i0} + \varphi) \quad (4.7)$$

$$FY_i = Fy_i \cos(\varphi_{i0} + \varphi) - Fx_i \sin(\varphi_{i0} + \varphi) \quad (4.8)$$

$$FZ_i = Fz_i \quad (4.9)$$

As equações das forças e momentos no ponto central do plano de medida são dadas por:

$$FX = \sum_{i=1}^3 FX_i, \quad FY = \sum_{i=1}^3 FY_i, \quad FZ = \sum_{i=1}^3 FZ_i \quad (4.10)$$

$$MX = r \sum_{i=1}^3 [-Fz_i \sin(\varphi_{i0} + \varphi)] \quad (4.11)$$

$$MY = r \sum_{i=1}^3 [-Fz_i \cos(\varphi_{i0} + \varphi)] \quad (4.12)$$

$$MZ = r \sum_{i=1}^3 Fy_i \quad (4.13)$$

Nestas expressões, r é a distância entre o centro do transdutor de carga e o centro do plano de medida do dispositivo; φ_{i0} é o ângulo entre o sistema de coordenada K^* e os respectivos transdutores i , ou seja, $\varphi_{10} = 0^\circ$, $\varphi_{20} = 120^\circ$ e $\varphi_{30} = 240^\circ$.

4.2.3 Fatores de Calibração Estática

Denominando as forças e momentos atuantes nas respectivas direções indicadas em (X, Y ou Z) como: FXA, FYA, FZA, MXA, MYA e MZA, pode-se realizar as seguintes combinações de esforços simultâneos com a montagem mostrada nas Figuras 4.2 e 4.3, as quais encontram-se na Tabela 4.3.

TABELA 4.3 – Possibilidades de combinação de esforços aplicados.

POSSIBILIDADE	FORÇA	MOMENTO
1	FZA	-
2	FXA	MYA
3	FYA	MXA
4	FXA e FYA	MXA e MYA
5	FXA e FZA	MYA
6	FYA e FZA	MXA
7	FXA, FYA e FZA	MXA e MYA
8	FXA	MYA e MZA
9	FXA e FYA	MXA, MYA e MZA
10	FXA e FZA	MYA e MZA
11	FXA, FYA e FZA	MXA, MYA e MZA

As medições foram executadas para três posições do eixo, que são $\varphi_{10} = 0^\circ$, $\varphi_{20} = 120^\circ$ e $\varphi_{30} = 240^\circ$. Os sinais medidos foram tratados conforme mostrado nas equações (4.1), (4.2) e (4.3), e as forças e momentos encontrados e transportados para o sistema de coordenadas inercial segundo as equações (4.4) a (4.13), obtendo-se FX, FY, FZ, MX, MY, MZ. Assim, pode-se

determinar os coeficientes de calibração para as respectivas forças e momentos, como segue as equações abaixo:

$$\text{CalibFX} = \frac{\text{FXA}}{\text{FX}} \qquad \text{CalibFY} = \frac{\text{FYA}}{\text{FY}} \qquad \text{CalibFZ} = \frac{\text{FZA}}{\text{FZ}} \qquad (4.14)$$

$$\text{CalibMX} = \frac{\text{MXA}}{\text{MX}} \qquad \text{CalibMY} = \frac{\text{MYA}}{\text{MY}} \qquad \text{CalibMZ} = \frac{\text{MZA}}{\text{MZ}} \qquad (4.15)$$

4.2.4 Determinação dos Fatores de Calibração Estática

Foram realizadas várias séries de medições para diversas posições angulares do eixo e diversas condições de carregamento, como já exposto anteriormente. Nas próximas figuras estão apresentados os resultados dos valores das medições para forças e momentos em todas as três direções. Os gráficos a seguir mostram o número de medidas repetidas (número de ocorrência) e os respectivos fatores de calibração.

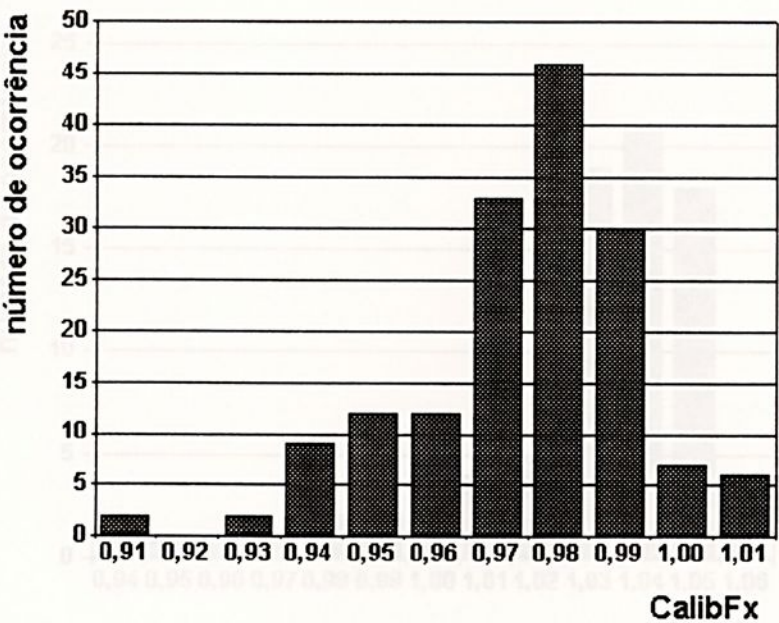


FIGURA 4.5 – Histograma do fator de calibração para Fx.

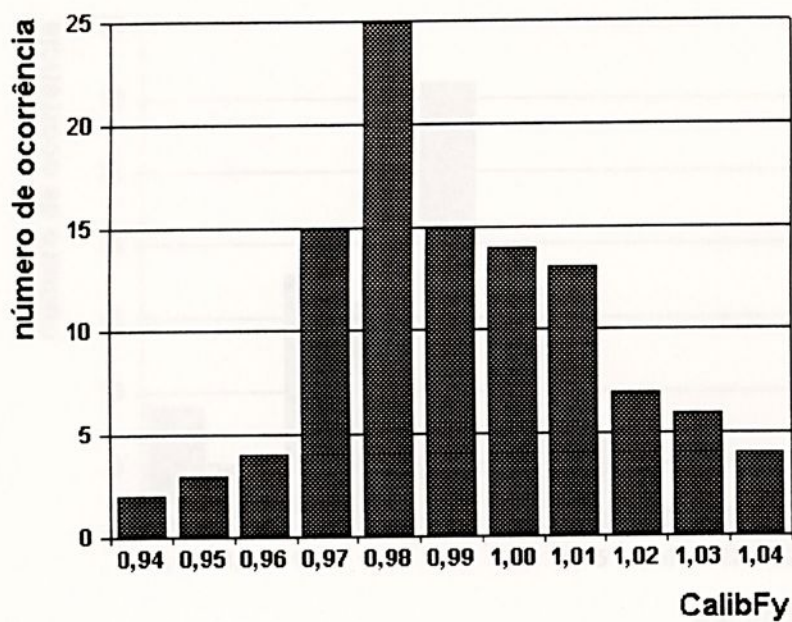


FIGURA 4.6 – Histograma do fator de calibração para F_y .

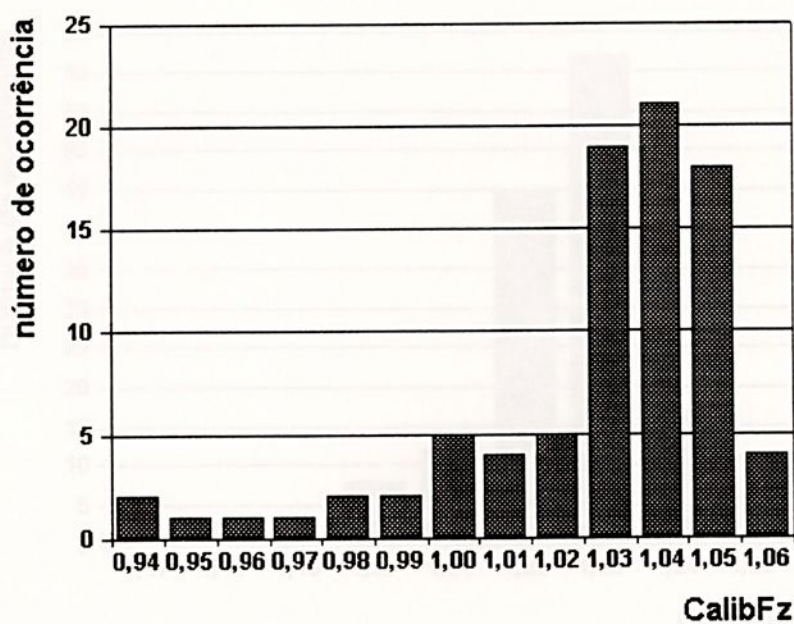


FIGURA 4.7 – Histograma do fator de calibração para F_z .

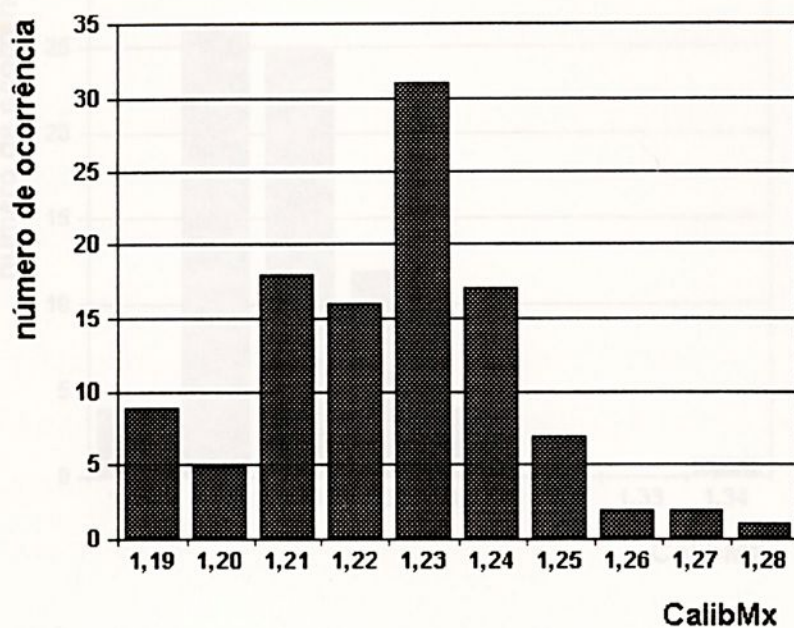


FIGURA 4.8 – Histograma do fator de calibração para Mx.

O valor médio e o desvio padrão dos respectivos fatores de calibração são mostrados na Tabela 4.4 para cada um dos esforços.

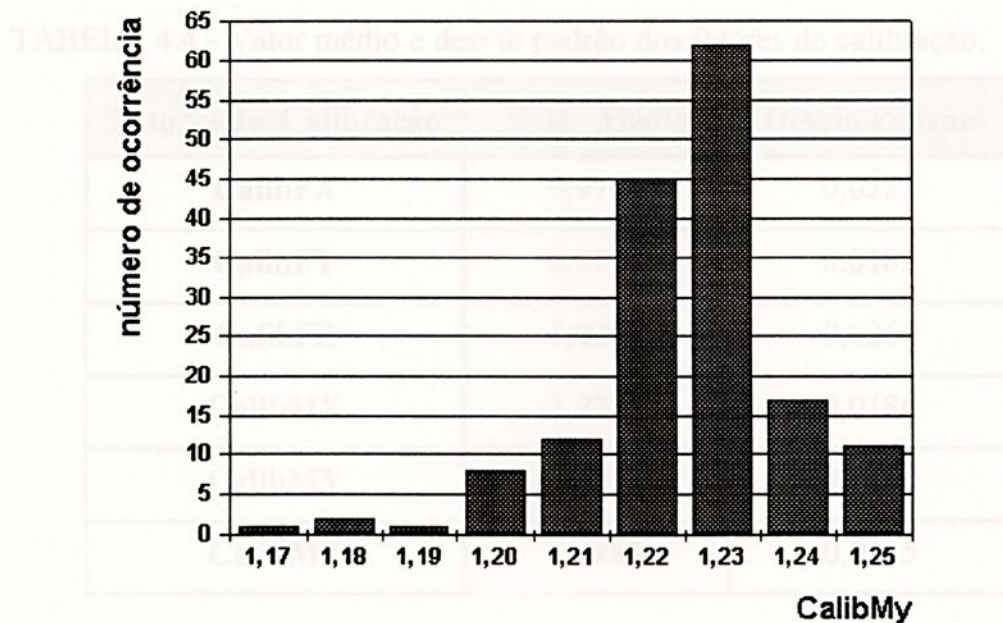


FIGURA 4.9 – Histograma do fator de calibração para My.

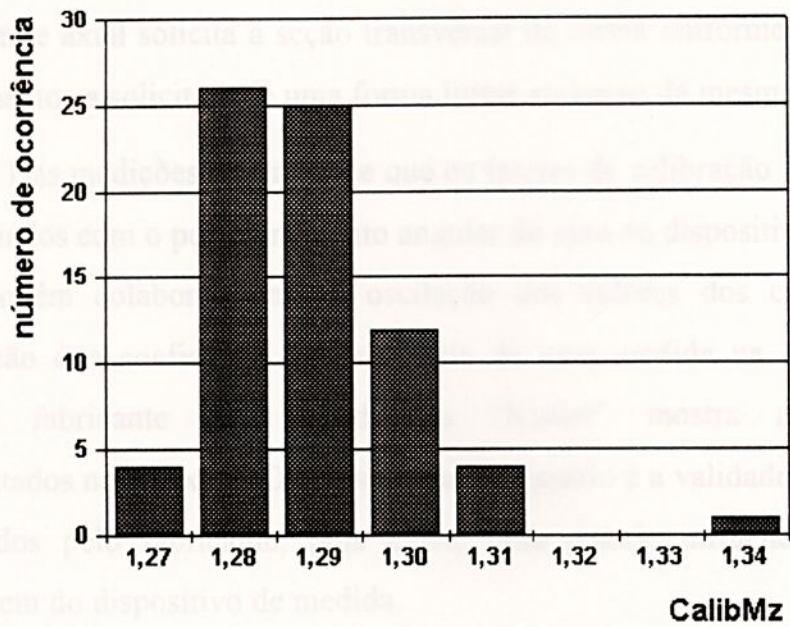


FIGURA 4.10 – Histograma do fator de calibração para Mz.

O valor médio e o desvio padrão dos respectivos fatores de calibração são mostrados na Tabela 4.4 para cada um dos esforços.

TABELA 4.4 - Valor médio e desvio padrão dos fatores de calibração.

Fatores de Calibração	Valor Médio	Desvio Padrão
CalibFX	0,9743	0,0225
CalibFY	0,9915	0,0185
CalibFZ	1,0281	0,0264
CalibMX	1,2251	0,0186
CalibMY	1,2253	0,0136
CalibMZ	1,2888	0,0115

Verifica-se que existe uma tendência para o valor 1 dos fatores de calibração relativos às forças e, já para os momentos, os fatores de calibração fogem um pouco do valor unitário. Este efeito pode estar relacionado com a

forma de atuação dos esforços no próprio transdutor de carga: uma força constante e axial solicita a seção transversal de forma uniforme enquanto que os momentos a solicitam de uma forma linear ao longo da mesma.

Das medições observou-se que os fatores de calibração poderiam estar relacionados com o posicionamento angular do eixo do dispositivo. Outro fator que também colaborou para a oscilação dos valores dos coeficientes de calibração é o coeficiente de influência de uma medida na outra, como o próprio fabricante dos transdutores “Kistler” mostra nos catálogos apresentados no Anexo 3. O que se torna necessário é a validade destes fatores fornecidos pelo fabricante, pois existe uma grande influência de toda a montagem do dispositivo de medida.

TABELA 4.5 – Máximos valores dos erros absolutos e relativos

Esforços Medidos	Faixa de Aplicação	Máximo Erro Absoluto [N]	Máximo Erro Relativo [%]
FX [N]	0-300	10,10	1,36
FY [N]	0-300	13,89	1,96
FZ [N]	0-700	19,67	1,46
MX [Nm]	0-102,95	2,95	1,13
MY [Nm]	0-120,34	3,15	0,80
MZ [Nm]	0-43,26	1,24	0,61

Utilizando os valores médios dos fatores de calibração, pode-se cometer erros devido as suas naturais variações. Errar não é importante, mas sim, conhecer o quão grande são estes erros. Para uma avaliação da amplitude destes erros a Tabela 4.5 mostra os valores calculados dos erros máximos absolutos e relativos, para as respectivas faixas de carga utilizadas nas medições executadas. Os valores apresentados de FX, FY, FZ, MX, MY e MZ

são os valores medidos e calculados, já utilizando para tanto os coeficientes de calibração da Tabela 4.4.

4.2.5 Fatores de Calibração considerando os Coeficientes de Influência

Quando um transdutor é solicitado em uma de suas direções de medida aparecem pequenos sinais nas outras direções. A relação entre estes sinais e os respectivos esforços denomina-se de coeficiente de influência.

Segundo o fabricante, estes coeficientes dependem da direção, mas não deveriam depender do tipo de solicitação. No caso do dispositivo em estudo a solicitação não ocorre sempre com a carga exatamente nas direções correspondentes, mas quase sempre aparece de forma combinada, sendo os transdutores solicitados de forma que os sinais das nove componentes compõem o esforço aplicado no rotor da máquina.

A única direção que pode ter uma solicitação pura é a direção z , devido à montagem dos transdutores no plano de medida. Os maiores coeficientes de influência são devidos à força aplicada na direção x e, verificada a sua influência na medida na direção z , e da mesma forma a força aplicada na direção y e verificada a sua influência na medida na direção z , segundo a “Kistler”, pode chegar até -4% .

O valor da força axial máxima que atuará no eixo da turbomáquina que se deseja fazer as medições, ou seja, na direção z , será aproximadamente $FZA = 690 \text{ N}$. Assim, com esta solicitação foram determinados os coeficientes de influência para as outras direções, como mostrado na Tabela 4.6.

TABELA 4.6 – Coeficientes de influência para uma carga axial

Ângulo φ	$CI_1(XZ)$ [%]	$CI_1(YZ)$ [%]	$CI_2(XZ)$ [%]	$CI_2(YZ)$ [%]	$CI_3(XZ)$ [%]	$CI_3(YZ)$ [%]
0°	-7,91	0,47	-5,92	-0,22	-6,78	-1,64
45°	-8,64	0,45	-6,08	-0,45	-7,64	-1,85
90°	-8,30	0,44	-5,58	0,00	-7,04	-1,88
135°	-8,33	-0,23	-6,40	0,24	-6,95	-1,57
180°	-8,10	0,23	-5,63	0,00	-7,45	-1,70
225°	-8,94	0,97	-5,80	0,22	-7,51	-2,15
270°	-8,29	0,98	-5,27	0,21	-7,05	-2,50
315°	-8,84	0,47	-6,33	0,42	-7,21	-2,33
Valor Médio	-8,42	0,47	-5,88	0,05	-7,20	-1,95
Kistler Fabric.	-0,5	-0,3	-0,3	-0,2	-0,2	-0,3

Os coeficientes foram determinados para várias posições angulares do eixo, de 0° a 315°, com passo de 45°. Denominou-se $CI_1(XZ)$ o coeficiente de influência em X devido ao carregamento em Z no transdutor de carga 1.

Verifica-se que os valores medidos são muito diferentes dos valores fornecidos pelo fabricante, o que já se esperava. Os valores obtidos pelo fabricante são considerados ideais, ou seja, cargas atuando exatamente nas respectivas direções consideradas, o que não acontece com o dispositivo de medidas, quando se tem os transdutores no plano de medida e as forças atuando no rotor da máquina hidráulica.

Outros valores também foram investigados, tais como coeficientes de influências de forças em outras direções e também valores dos coeficientes partindo-se de um momento aplicado, o que ocasiona efeitos não considerados pelo fabricante.

Assim, recalculando os Fatores de Calibração, levando em consideração os coeficientes de influência, têm-se os resultados que são mostrados na Tabela 4.7.

TABELA 4.7 - Valor médio e desvio padrão dos fatores de calibração levando em consideração os coeficientes de influência

Fatores de Calibração	Valor Médio	Desvio Padrão
CalibFX	1,0044	0,0231
CalibFY	1,0155	0,0249
CalibFZ	1,0201	0,0289
CalibMX	1,2184	0,0159
CalibMY	1,2230	0,0157
CalibMZ	1,2976	0,0105

Os desvios padrões de ambos os fatores de calibração, ou seja, considerando os coeficientes de influência ou não, indicam valores bem próximos, de forma que não existe uma real variação dos valores dos fatores de calibração.

Com relação aos valores dos fatores de calibração pode-se dizer que eles não sofreram uma forte variação e de certa forma observa-se uma discreta diferença que pode ser até desprezada.

Os valores dos coeficientes de calibração convergiram para os patamares esperados no começo de todo o processo de calibração: em torno de 1,0 para as forças e em torno de 1,2 para os momentos.

As forças e momentos processados através dos sinais medidos FX, FY, FZ e MX, MY, MZ, no sistema de coordenadas fixo na carcaça do dispositivo, ou seja, no referencial inercial, com ou sem a consideração dos coeficientes de

influência, produzem resultados bons e bem próximos. Depois da grande quantidade de testes para a calibração estática o equipamento tornou-se bem próximo de estar preparado para as medições numa bancada que simula as várias condições de operação da turbomáquina em estudo.

4.3. Calibração Dinâmica

A calibração dinâmica foi realizada em várias etapas e de várias formas; com a ajuda de um excitador eletrodinâmico as frequências naturais medidas do dispositivo de medida foram investigadas.

4.3.1 Calibração Dinâmica com a Máquina Variz

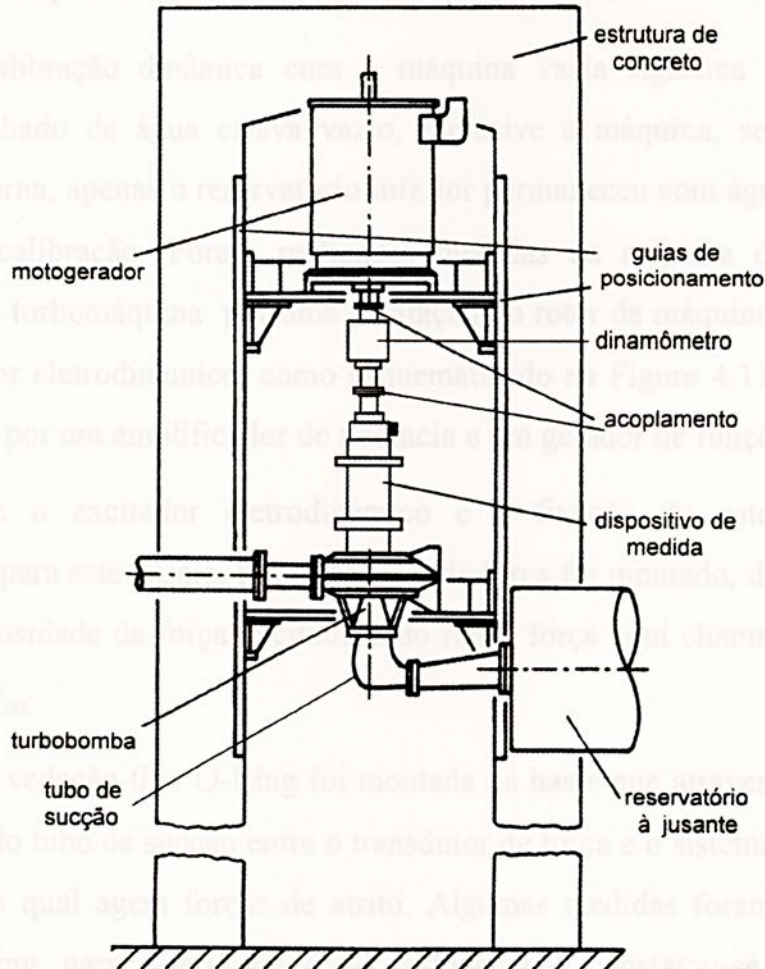


FIGURA 4.11 – Montagem do dispositivo e da turbobomba na bancada de testes.

Estas medições foram realizadas com o dispositivo montado na bancada de teste no circuito fechado, apresentado na Figura 5.6 e, em detalhes, apenas a estrutura onde foi montado o modelo da turbobomba com o dispositivo de medida é mostrada na Figura 4.10 e nas Fotos 5 e 6 do Anexo 2.

A influência do efeito dinâmico do acoplamento do lado oposto ao plano de medida foi praticamente anulada. Este acoplamento foi aparafusado ao medidor de torque. O sistema foi montado no circuito fechado, de tal forma a propiciar a possibilidade de se realizar medições em condições reais de operação.

4.3.1 Calibração Dinâmica com a Máquina Vazia

A calibração dinâmica com a máquina vazia significa que todo o sistema fechado de água estava vazio, inclusive a máquina, sem qualquer pressão interna, apenas o reservatório inferior permaneceu com água durante o ensaio de calibração. Foram realizadas medidas da resposta dinâmica da estrutura da turbomáquina por uma excitação no rotor da máquina, através de um excitador eletrodinâmico, como esquematizado na Figura 4.11, o qual foi comandado por um amplificador de potência e um gerador de funções.

Entre o excitador eletrodinâmico e a fixação do rotor, que foi modificada para este ensaio, um transdutor de força foi montado, de modo a se obter a intensidade da força excitadora do rotor, força aqui chamada força de referência F_{ref} .

Uma vedação tipo O-Ring foi montada na haste que atravessa a parede de acrílico do tubo de sucção entre o transdutor de força e o sistema de fixação do rotor, no qual agem forças de atrito. Algumas medidas foram realizadas sem o O-Ring, para determinar a sua influência, e constatou-se que esta é desprezível.

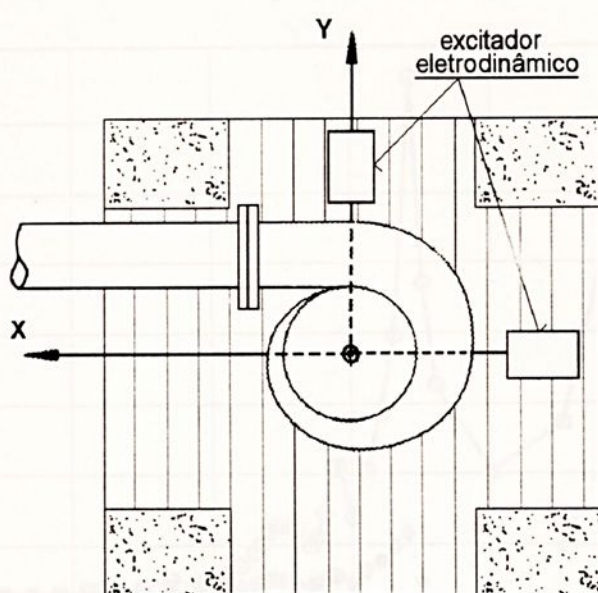


FIGURA 4.12 – Esquema da montagem para calibração dinâmica.

A força de referência foi aplicada diretamente ao rotor da turbomáquina com um comportamento senoidal e com uma frequência constante. Para o tratamento dos dados foram calculados o comportamento das forças e momentos medidos e da força de referência no domínio da frequência.

A partir da FFT foram calculadas as relações F_i / F_{ref} e M_i / M_{ref} . É muito importante salientar que a origem do sistema de coordenadas fixas foi estabelecida no centro do rotor, origem esta que interessa para o cálculo das forças e momentos no rotor quando se realizam as medições com a turbomáquina em operação. Os resultados devidos à excitação nas direções x e y são apresentados nas Figuras 4.12 e 4.13.

Pode-se verificar nas Figuras 4.12 e 4.13 uma boa aproximação em baixas frequências para a convergência ao valor 1 da relação entre amplitudes. É claro que, teoricamente, para uma frequência zero este valor precisaria ser 1, o que significa que os valores dos coeficientes estáticos de calibração fornecem um bom resultado, traduzindo uma relação ideal entre força aplicada e força medida.

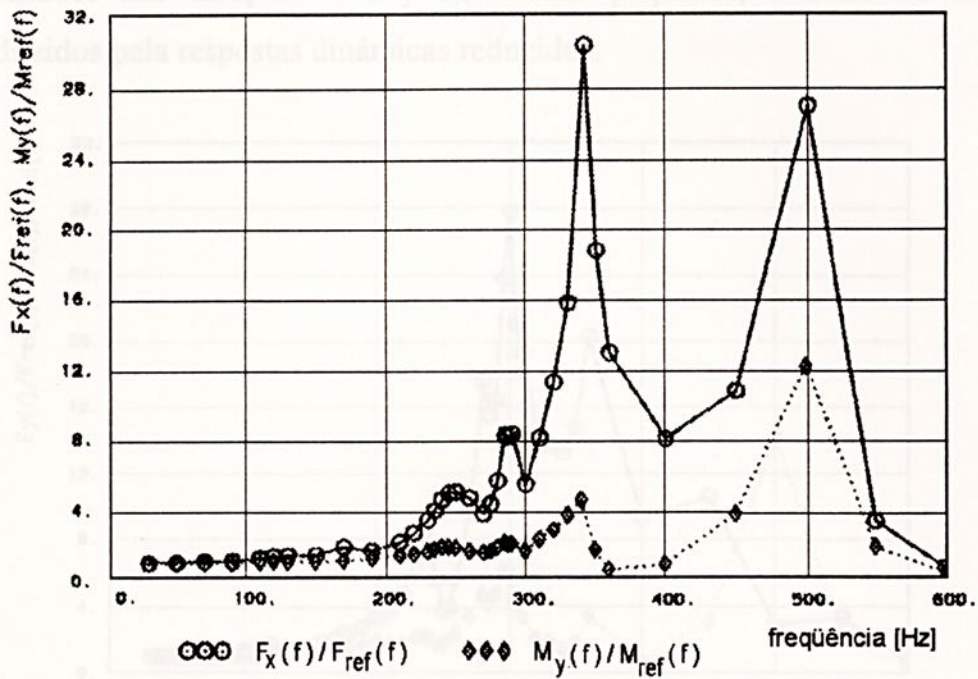


FIGURA 4.13 – Razão de amplitudes medidas com a máquina vazia, com excitação na direção x.

Uma das frequências naturais do sistema na direção x se apresenta 10 % maior que a frequência na direção y. Explica-se esta diferença devido ao fato de a rigidez nas duas direções ser diferente uma da outra.

A rigidez na direção x é muito maior que na direção y. Esta afirmação é evidenciada devido ao dispositivo de medida estar tensionado nesta direção pelos tubos de entrada e saída do caracol da turbomáquina estarem ligados nesta direção x, como se pode observar no esquema do circuito fechado de água apresentado na Figura 5.6.

Embora o plano de medida do dispositivo de medida seja isotrópico, depois de montado no circuito fechado de água, o sistema global não apresenta esta isotropia, devido aos diferentes tipos de fixação nas direções das coordenadas fixas. Como as medidas serão filtradas no domínio da frequência em uma frequência de 225 Hz, veja Capítulo 5, a diferença entre as razões de

amplitudes nas direções x e y são muito pequenas, ficando os efeitos produzidos pela respostas dinâmicas reduzidos.

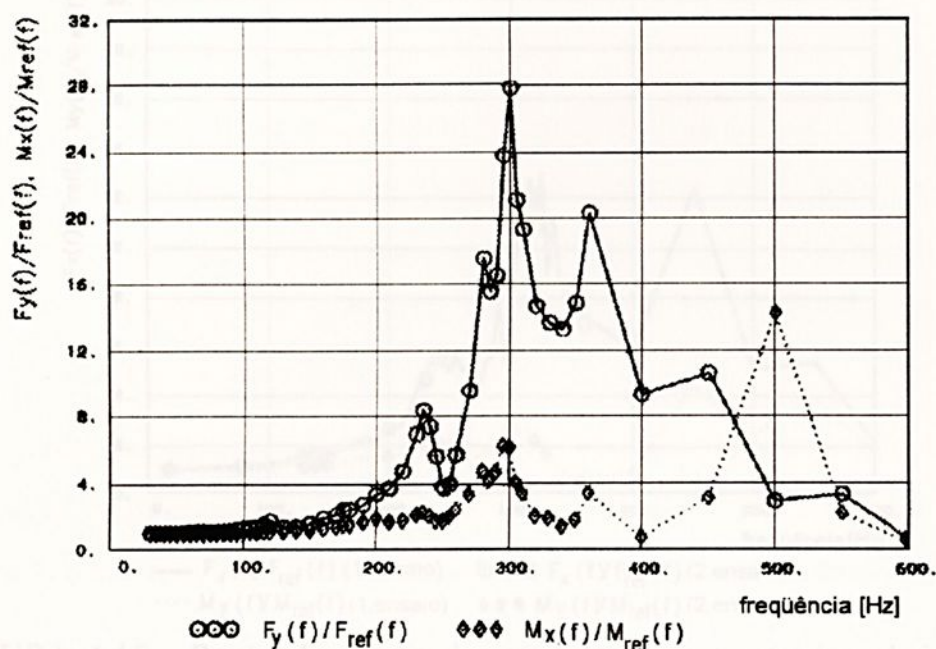


FIGURA 4.14 – Razão de amplitudes medidas com a máquina vazia, com excitação na direção y.

Como informações adicionais têm-se: as medições foram realizadas com o eixo do dispositivo posicionado a 0° em relação a escala do codificador de ângulos; as medições não foram realizadas na direção z, primeiro porque as frequências naturais são ainda maiores nesta direção e, segundo, não foi possível a montagem do excitador eletrodinâmico nesta direção, o que envolveria custo elevado e muito tempo para a montagem adequada. A análise nesta direção não é extremamente necessária devido à rigidez na direção longitudinal ser muito elevada em relação às direções radiais.

4.3.2 Calibração Dinâmica com a Máquina Cheia

Na análise do comportamento dinâmico do dispositivo com a máquina cheia, ou seja, todo o sistema do circuito fechado está completamente cheio de água, inclusive a máquina e os reservatórios do sistema de vedação. As

medições se sucederam como nas medições da calibração com a máquina vazia. As Figuras 4.14 e 4.15 mostram os resultados obtidos.

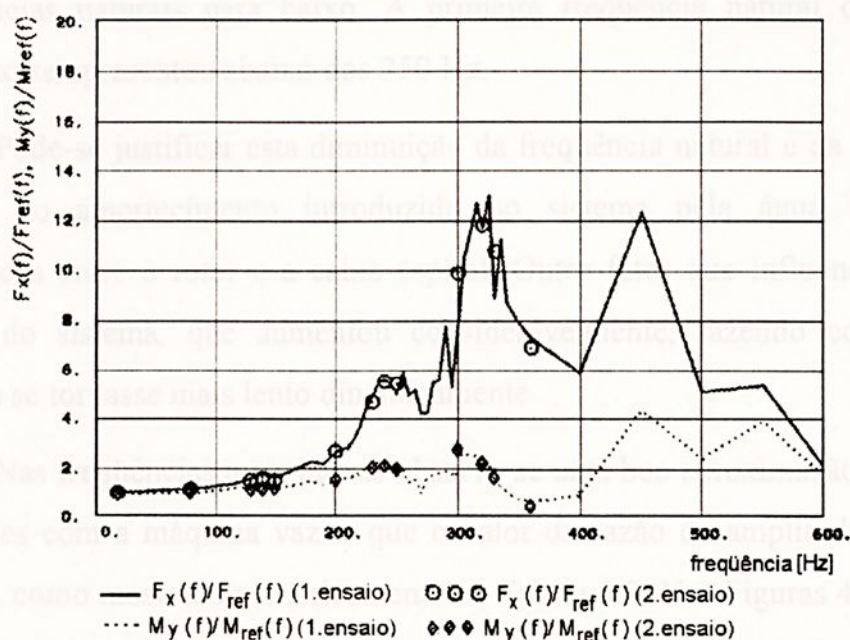


FIGURA 4.15 - Razão de amplitudes medidas com a máquina cheia, com excitação na direção x.

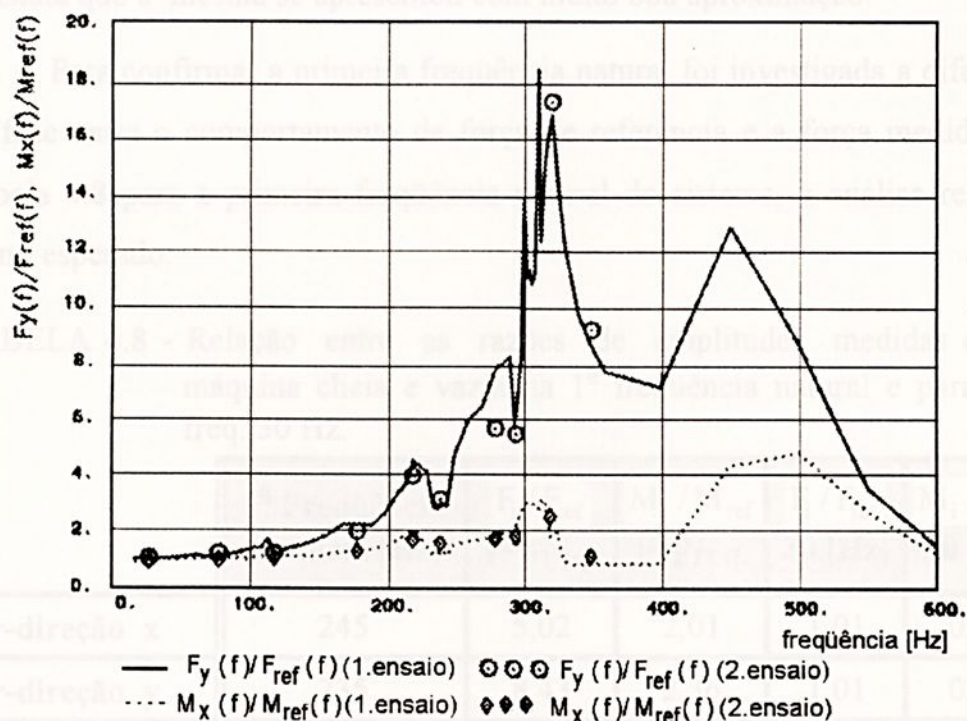


FIGURA 4.16 - Razão de amplitudes medidas com a máquina cheia, com excitação na direção y.

Se comparados os resultados com os realizados com a máquina vazia, verifica-se que numa pequena diferença, entre 10 a 20 Hz, foram deslocadas as frequências naturais para baixo. A primeira frequência natural de todo o conjunto se apresentou abaixo dos 250 Hz.

Pode-se justificar esta diminuição da frequência natural e da amplitude devido ao amortecimento introduzido no sistema pela água nos selos mecânicos entre o rotor e a caixa espiral. Outro fator que influenciou foi a massa do sistema, que aumentou consideravelmente, fazendo com que o sistema se tornasse mais lento dinamicamente.

Nas frequências mais baixas observa-se uma boa aproximação, como as medições com a máquina vazia, que o valor da razão de amplitude atinge o valor 1, como mostrado numericamente na Tabela 4.8. Nas Figuras 4.14 e 4.15 estão também plotadas algumas medições complementares de medições repetidas posteriormente para se verificar a reprodução das medidas, onde se constata que a mesma se apresentou com muito boa aproximação.

Para confirmar a primeira frequência natural foi investigada a diferença de fase entre o comportamento da força de referência e a força medida. Na Tabela 4.8 para a primeira frequência natural do sistema, a análise resultou como esperado.

TABELA 4.8 - Relação entre as razões de amplitudes medidas com a máquina cheia e vazia na 1ª frequência natural e para uma freq. 30 Hz.

	1ª Frequência Natural [Hz]	F_i / F_{ref} 1ª Freq.	M_i / M_{ref} 1ª Freq.	F_i / F_{ref} 30 [Hz]	M_i / M_{ref} 30 [Hz]
Ar-direção x	245	5,02	2,01	1,01	0,96
Ar-direção y	235	8,43	2,36	1,01	0,93
Água-direção x	235	5,46	2,27	1,03	0,95
Água-direção y	225	4,54	1,98	1,00	0,95

Como se pode verificar da Tabela 4.8, a diferença entre os valores medidos com a máquina cheia e vazia para a primeira frequência é muito pequena, exceto para F_y / F_{ref} na 1ª frequência. Sendo assim, verifica-se grande atuação do amortecimento devido à água.

Com a finalidade de se comprovar os resultados executados algumas medições foram realizadas. O rotor da máquina foi excitado com uma função seno modulada em frequência, “Chirpsinus”, ou seja, o gerador de funções gera uma função seno com uma dada amplitude e variando a frequência no intervalo pré-determinado, que no caso foi de 50 a 350 Hz. A Figura 4.16 mostra a função de transferência para forças com o rotor sendo excitado na direção x.

O princípio do comportamento médio da curva corresponde ao da Figura 4.14 ao comportamento da razão da amplitude. Todas as medidas dinâmicas apresentadas até o momento foram executadas com o rotor em repouso, ou seja, sem rotação.

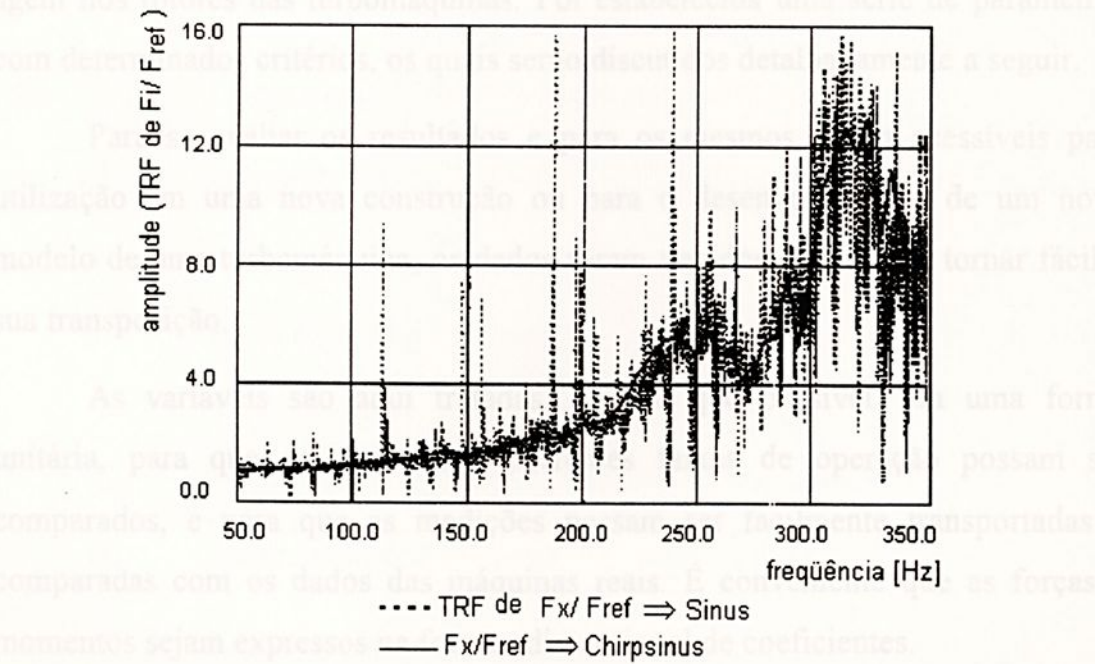


FIGURA 4.17 – Função de transferência de força, com excitação “Chirpsinus” na direção x.

relacionado também com grandezas geométricas da máquina, como também em Licas (1987), adotando na caso o diâmetro externo do rotor da turbomáquina. Os coeficientes foram definidos como apresentados abaixo:

Capítulo 5

$$cfx = \frac{P_x}{\rho g H b_2 D_2} \quad (5.1)$$

$$cfy = \frac{P_y}{\rho g H b_2 D_2} \quad (5.2)$$

Tratamento dos Sinais e Medições Realizadas

$$ciz = \frac{M_z}{\rho g H \frac{\pi}{4} D_2^3} \quad (5.3)$$

5.1 Introdução

$$cmx = \frac{M_x}{\rho g H b_2 D_2^2} \quad (5.4)$$

Neste capítulo serão descritos os critérios utilizados e como as medições foram realizadas considerando agora o dispositivo de medida de testes no circuito fechado de água. Muitos fatores influenciaram nas medições dos esforços que agem nos rotores das turbomáquinas. Foi estabelecida uma série de parâmetros com determinados critérios, os quais serão discutidos detalhadamente a seguir.

Para se avaliar os resultados e para os mesmos serem acessíveis para utilização em uma nova construção ou para o desenvolvimento de um novo modelo de uma turbomáquina, os dados foram tratados de forma a tornar fácil a sua transposição.

As variáveis são aqui tratadas, sempre que possível, em uma forma unitária, para que os dados em diferentes faixas de operação possam ser comparados, e para que as medições possam ser facilmente transportadas e comparadas com os dados das máquinas reais. É conveniente que as forças e momentos sejam expressos na forma adimensional de coeficientes.

Assim, as forças e momentos foram relacionados com uma pressão e uma área do projeto da turbomáquina. O momento, além da pressão e da área, foi

relacionado também com grandezas geométricas da máquina, como também em Liess (1987), adotando no caso o diâmetro externo do rotor da turbomáquina. Os coeficientes foram definidos como apresentados abaixo:

$$\text{Coeficiente de força nas direção x:} \quad cfx = \frac{F_x}{\rho g H b_2 D_2} \quad (5.1)$$

$$\text{Coeficiente de força nas direção y:} \quad cfy = \frac{F_y}{\rho g H b_2 D_2} \quad (5.2)$$

$$\text{Coeficiente de força na direção z:} \quad cfz = \frac{F_z}{\rho g H \frac{\pi}{4} D_2^2} \quad (5.3)$$

$$\text{Coeficiente de Momento em x:} \quad cmx = \frac{M_x}{\rho g H b_2 D_2^2} \quad (5.4)$$

$$\text{Coeficiente de Momento em y:} \quad cmy = \frac{M_y}{\rho g H b_2 D_2^2} \quad (5.5)$$

$$\text{Coeficiente de Momento em z:} \quad cmz = \frac{M_z}{\rho g H D_2^3} \quad (5.6)$$

onde: $F_{x,y,z}$: forças nas direções dos eixos coordenados x, y, z

$M_{x,y,z}$: momento em torno dos respectivos eixos coordenados x, y, z

ρ : massa específica da água

g : aceleração da gravidade

H : altura de queda ou recalque

b_2 : largura do rotor na saída, operando como bomba

D_2 : diâmetro externo do rotor

A correspondente grandeza de pressão relacionada é dada por: $\rho g H$, já a grandeza que se relaciona com a área, esta é definida para as direções radiais x, y como: $b_2 D_2$ e na direção axial z como: $\pi D_2^2 / 4$. O braço de alavanca para a

definição do momento foi relacionado com o diâmetro externo do rotor da turbomáquina D_2 .

Para eliminar-se a influência de diferentes rotações sobre a escala de tempo, definiu-se uma escala de tempo com relação à rotação do rotor da turbomáquina, ou seja, com relação ao número de voltas do rotor correspondente, levando-se em consideração a rotação da condição de operação de cada medida.

Um comportamento da evolução do coeficiente de força no domínio do tempo em uma dada condição de operação da turbomáquina é apresentado na Figura 5.1, onde pode-se ver que existe uma pseudoperiodicidade no sinal. O que prevalece é a parte de um processo estocástico.

Pode-se verificar que uma força cfz atua no rotor nesta condição de operação na direção z . No entanto, é possível analisar somente no aspecto qualitativo, o qual é apenas para teste de todo o sistema de medida.

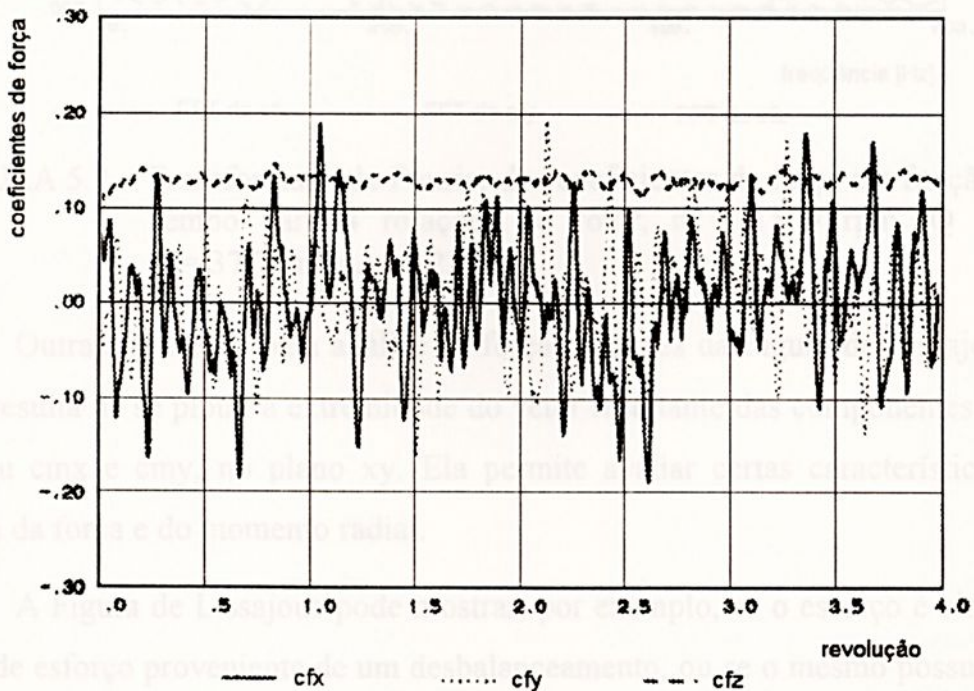


FIGURA 5.1 - Comportamento dos coeficientes de força em função do tempo para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.

A Figura 5.2 apresenta uma análise dos coeficientes de força no domínio da frequência, construída a partir da Transformada de Fourier dos coeficientes de força da Figura 5.1. Não é necessário, sobretudo em um sinal não periódico, reduzir a influência do limite do tempo de aquisição do sinal medido.

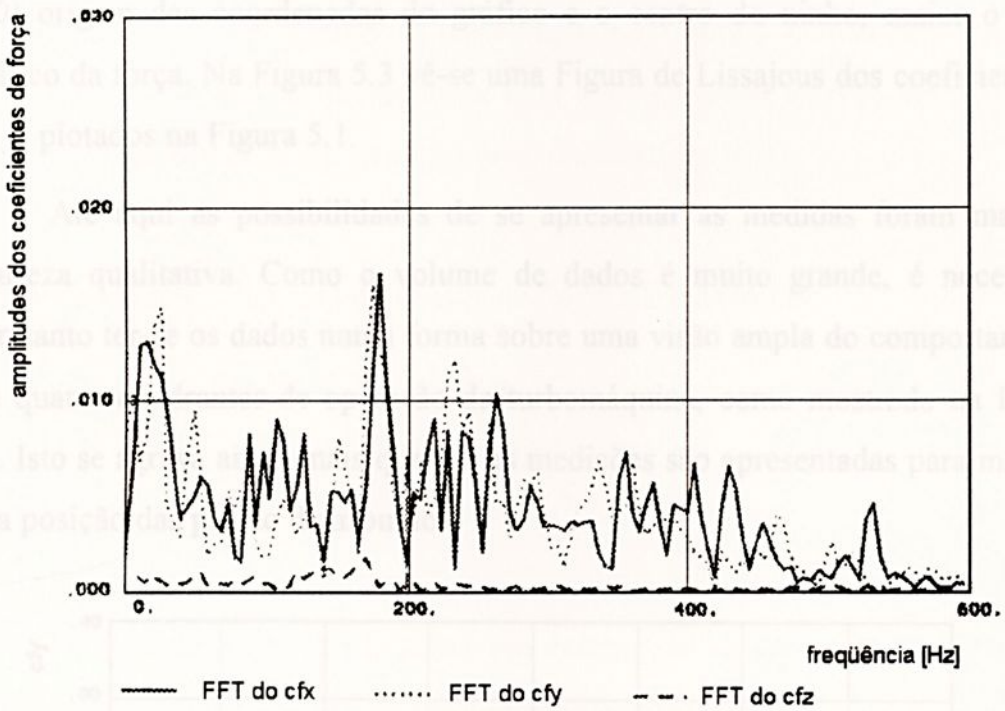


FIGURA 5.2 – Transformada de Fourier dos coeficientes de força em função do tempo para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.

Outra alternativa para análise da força é através da Figura de Lissajous, a qual resulta de se plotar a extremidade do vetor resultante das componentes c_{fx} e c_{fy} ou c_{mx} e c_{my} , no plano xy . Ela permite avaliar certas características da forma da força e do momento radial.

A Figura de Lissajous pode mostrar, por exemplo, se o esforço é circular, caso de esforço proveniente de um desbalanceamento, ou se o mesmo possui uma direção preferencial, ou ainda, se o esforço aplicado tiver por exemplo uma parcela estática, ou seja, um valor médio diferente de zero e significativo.

Também pode-se verificar a distribuição da parte estática e dinâmica na Figura de Lissajous: a estática verifica-se observando o centro do ninho formado no gráfico e a dinâmica dispersão do ninho em torno do valor estático. Assim, a parte estática resulta em direção, sentido e amplitude através do posicionamento do ponto central da curva produzida. Quanto maior a distância entre o centro (0,0) origem das coordenadas do gráfico e o centro do ninho, maior o valor estático da força. Na Figura 5.3 vê-se uma Figura de Lissajous dos coeficientes x e y já plotados na Figura 5.1.

Até aqui as possibilidades de se apresentar as medidas foram mais de natureza qualitativa. Como o volume de dados é muito grande, é necessário entretanto ter-se os dados numa forma sobre uma visão ampla do comportamento nos quatro quadrantes de operação da turbomáquina, como mostrado na Figura 1.1. Isto se agrava ainda mais quando as medições são apresentadas para mais de uma posição das pás do distribuidor.

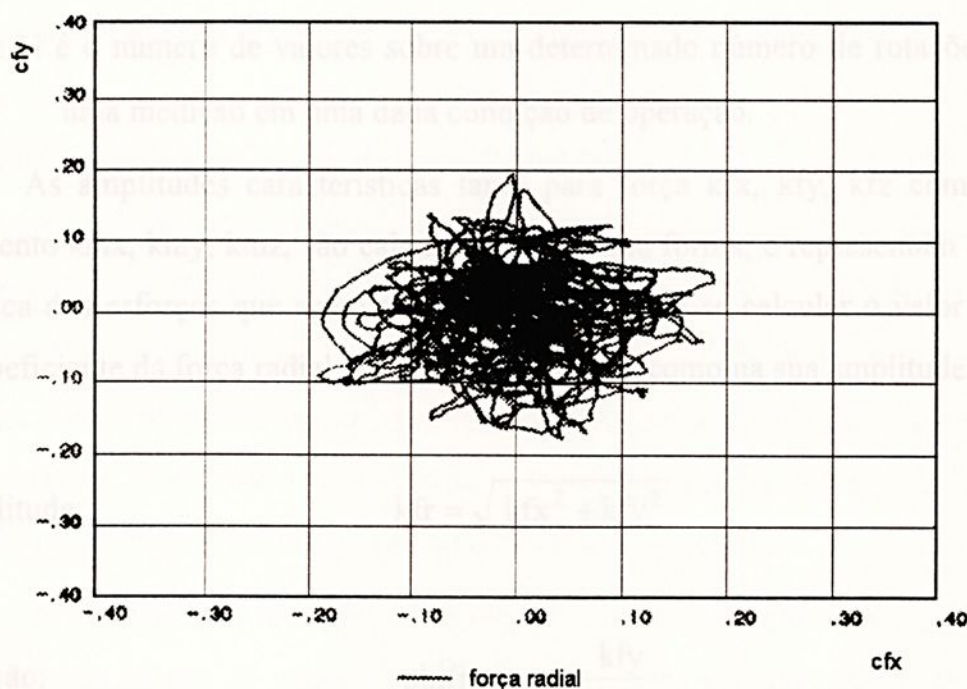


FIGURA 5.3 - Figura de Lissajous dos coeficientes radiais de força em x e y para 4 rotações do rotor, $n = 1500$ rpm, $Q = 0$, $H = 37,75$ m e $\Delta\gamma = 23^\circ$.

Os esforços hidráulicos no rotor da turbomáquina são tratados, sobretudo nos pontos de operação de mais alta severidade, preponderantemente como forças e momentos estocásticos, assim, é necessário utilizar métodos para tratamento de dados estocásticos.

A distribuição de frequência do coeficiente de força na direção y, c_{fy} , para uma dada condição de operação, é apresentada na Figura 5.4. Esta distribuição é semelhante à distribuição de Gauß, a qual é classificada através de um valor médio, aqui também chamado amplitude característica.

Amplitude característica do coeficiente de força c_{fx} é dado por:

$$k_{fx} = \frac{\sum_{i=1}^N c_{fx_i}}{N} \quad (5.7)$$

onde: N é o número de valores sobre um determinado número de rotações para uma medição em uma dada condição de operação.

As amplitudes características tanto para força k_{fx} , k_{fy} , k_{fz} como para momento k_{mx} , k_{my} , k_{mz} , são calculadas da mesma forma, e representam a parte estática dos esforços que agem no rotor. Assim, pode-se calcular o valor médio do coeficiente da força radial, k_{fr} , tanto em direção como na sua amplitude.

Amplitude: $k_{fr} = \sqrt{k_{fx}^2 + k_{fy}^2} \quad (5.8)$

Direção: $\text{phifr} = \arctg \frac{k_{fy}}{k_{fx}} \quad (5.9)$

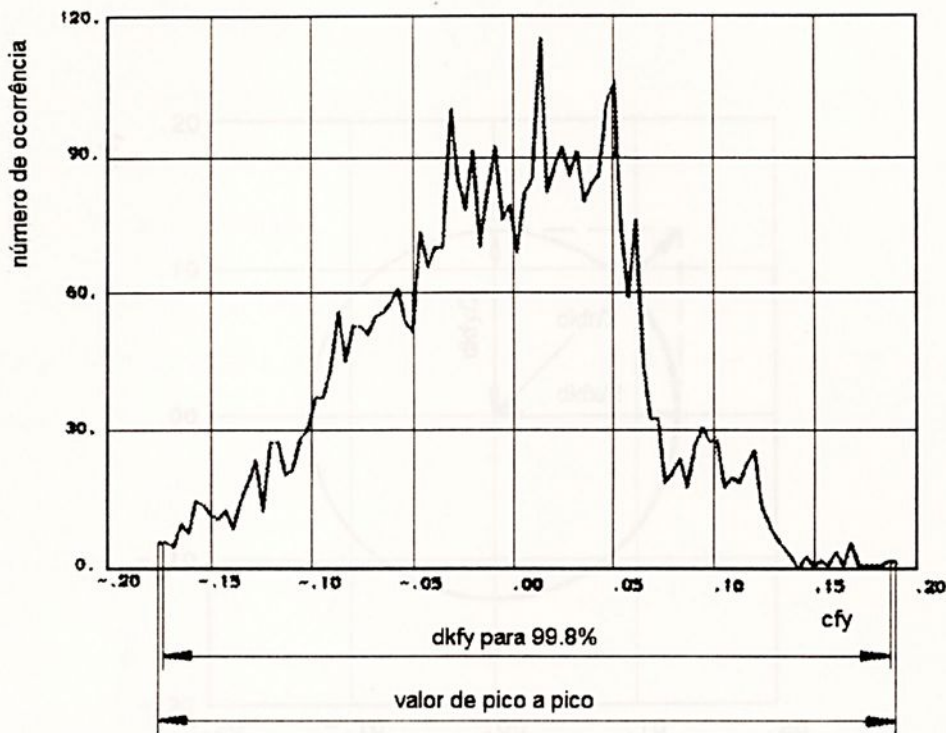


FIGURA 5.4 - Histograma do coeficiente de força na direção y, cf_y , $n = 1500 \text{ rpm}$, $Q = 0$, $H = 37,75 \text{ m}$ e $\Delta\gamma = 23^\circ$.

Para a definição da amplitude característica é conveniente que seja acordado uma certa porcentagem de valores baixos e altos que possam ser desprezados. Valores extremos ocorrem raramente, parte deles são até mesmo erros de medições que não devem ser considerados.

Como em Liess (1984) e Staubli (1987), a banda de porcentagem dos valores foi de 99,8%, isto significando que 0,1% dos valores nas duas extremidades foram desprezados. Aqui foi também assim definida a banda, na Figura 5.4 pode-se visualizar esta consideração. Esta banda foi adotada para expressar os coeficientes característicos dinâmicos, por exemplo $dkfy$ indica a amplitude característica dinâmica do coeficiente de força cf_y .

A amplitude característica resulta da metade do valor dinâmico, $dkfy/2$. Para se determinar os valores radiais utilizam-se as mesmas equações (5.8) e (5.9). Para um esforço ideal de uma força radial circular atuando no rotor da turbomáquina, como mostrado na Figura 5.5, vê-se esquematizado o valor $dkfr/2$ e, de forma semelhante, tem-se $dkmr/2$.

5.2 Medições Prévias

Para se analisar o comportamento dos valores medidos com relação a vários parâmetros, foram realizados muitos testes de medições com a turbomáquina em operação.

Estas medições prévias foram realizadas com apenas 4.096 pontos de medida para cada curva, e cada curva foi mais de filtrada e nem corrigidas.

5.2.1 Medições

Com a finalidade de se realizar uma análise das forças de desbalanceamento, foram realizadas medições com a turbomáquina em operação. Os resultados foram apresentados na Tabela 5.1, onde pode-se ver que a parte variável da força radial é desprezível e que a variação da força radial é linear.

Os valores médios dos coeficientes de força e momento nas direções x e y são relacionados com o valor do diâmetro externo do rotor. Estes valores fornecem informações sobre o posicionamento das forças radiais na direção z. Assim, a partir de kfx e kmy obtém-se o valor do braço de alavanca na direção z correspondente ao sistema de coordenadas fixo na caixa espiral da turbomáquina.

TABELA 5.1 - Desbalanceamento medido com a máquina vazia.

Rotativo [rpm]	$Z_x = \frac{kmy}{kfx}$	Parâmetro de ajuste [mm]
500	0,8	30,8
1000	$Z_y = -\frac{kmx}{kfy}$	30,3
1500	1,6	92,9

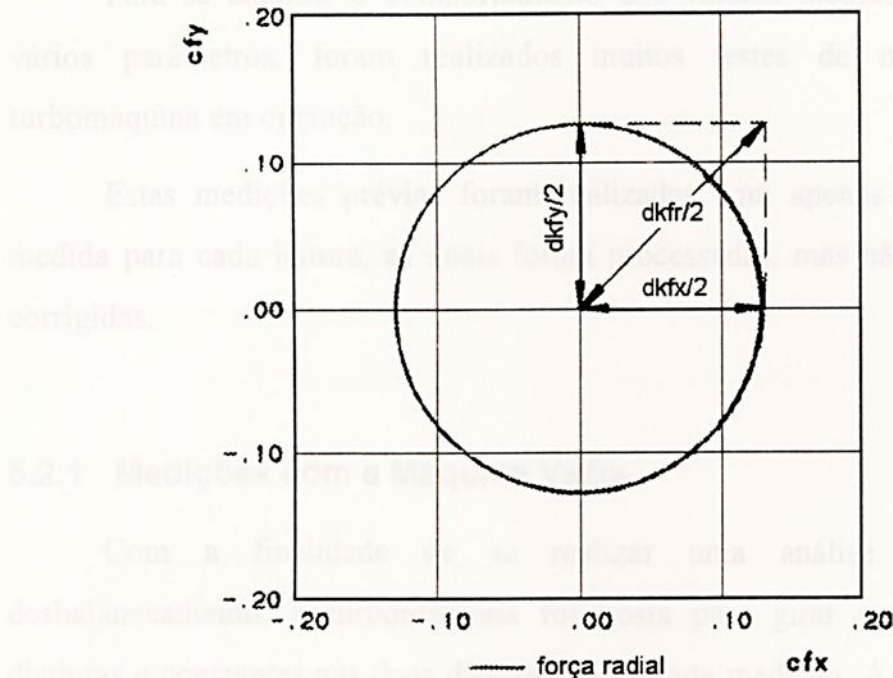


FIGURA 5.5 – Comportamento ideal de uma força radial circular.

5.2 Medições Prévias

Para se analisar o comportamento dos valores medidos com relação a vários parâmetros, foram realizados muitos testes de medições com a turbomáquina em operação.

Estas medições prévias foram realizadas com apenas 4.096 pontos de medida para cada leitura, as quais foram processadas, mas não filtradas e nem corrigidas.

5.2.1 Medições com a Máquina Vazia

Com a finalidade de se realizar uma análise das forças de desbalanceamento, a turbomáquina foi posta para girar em várias rotações distintas e constantes nas duas direções, para cada medição. A turbomáquina foi acionada pelo motogerador.

Os resultados foram sintetizados na Tabela 5.1, onde pode-se ver que a parte estática da força radial é desprezível, e que a variação da força radial é linear com a velocidade e não com o quadrado da mesma, como se esperava. Uma das causas, supõe-se, é devido a água que permaneceu nos labirintos, selos mecânicos e nas cavidades.

TABELA 5.1 - Desbalanceamento medido com a máquina vazia.

Rotação [rpm]	Parte <i>estática</i> da força radial [N]	Parte <i>dinâmica</i> da força radial [N]
500	0,8	30,8
1000	1,3	50,3
1500	1,6	92,9

5.2.2 Medições com a Máquina Cheia

5.2.2.1 Influência do Intervalo de Tempo nas Medidas

Foi investigada a influência do intervalo de tempo entre dois pontos medidos consecutivos. Durante as medições a turbomáquina foi posta em operação como bomba com $Q = 0$, com a válvula fechada, e as pás do distribuidor foram posicionadas para $\Delta\gamma = 0^\circ$. A Tabela 5.2 mostra os valores dos coeficientes das forças radiais estáticos e dinâmicos para a rotação de 1000 rpm.

TABELA 5.2 - Influência do intervalo de tempo Δt sobre os coeficientes de força radial.

Tempo [ms]	Revolução do Rotor	kfr	dkfr/2	kfr
0,05	3,4	0,0230	0,2580	0,1398
0,10	6,8	0,0146	0,2387	0,1352
0,50	34,1	0,0059	0,2735	0,1321
1,00	68,2	0,0065	0,2693	0,1342
2,00	136,5	0,0072	0,2688	0,1385

Verifica-se claramente que a parte estática da força radial depende do intervalo de tempo Δt . Para os valores baixos de Δt , como por exemplo 0,05 e 0,10 ms, existe um fator de 2 a 3 vezes maior que os outros valores medidos. Quando a turbomáquina está em operação, a variação de kfr com Δt , na faixa de 0,1 a 2,0 ms, é muito pequena. Já a variação de kfr com o número de voltas do rotor é inversamente proporcional.

Para se obter a análise de frequência de uma medição adotou-se como base experimental, no mínimo, 10 revoluções do rotor da turbomáquina durante uma medição, e o valor deve aumentar se houver frequência menor que a frequência de rotação. Estas frequências podem aparecer principalmente quando a máquina

trabalha em cargas parciais, elas excitam a instalação através dos vórtices de núcleos no tubo de sucção, que se manifestam numa frequência aproximada de 0,2 a 0,5 da frequência de rotação, (Brandão, 1987), dependendo do tamanho da máquina e obviamente do ponto de operação, principalmente em cargas parciais.

A parte dinâmica do coeficiente de força radial $dk_{fr}/2$ não foi identificada como sendo dependente do intervalo do tempo Δt , mas para valores de Δt acima de 1 ms pode ser significativo.

Alguns valores extremos na direção axial aparecem com valores de força de aproximadamente 3.000 N. Esta força é induzida na parte superior do rotor correspondendo a uma pressão de 2 bar, a qual pressiona diretamente os selos mecânicos. Como exposto no Capítulo 2, no sistema de vedação foi mostrado que, quando todo o conjunto trabalha em condições normais de operação, a pressão acima do rotor (positiva) é equilibrada com a pressão no tubo de sucção (negativa), de tal forma que k_{fz} não deve ser grande.

5.2.2.2 Influência da Rotação

A turbomáquina foi operada em duas condições diferentes de operação, como bomba $\Delta\gamma = 23^\circ$ operada com a válvula do sistema fechada, ou seja, $Q = 0$, e como turbina $\Delta\gamma = 34^\circ$ operada na velocidade de disparo, ou seja, para $M = 0$. Os valores resultantes destas medições estão mostrados na Tabela 5.3.

Em ambos os pontos de operação pode-se observar um aumento da parcela dinâmica, o que pode-se esclarecer devido às forças de desbalanceamento, e um outro ponto a ser observado é o aumento da amplitude devido ao comportamento dinâmico, não só o do dispositivo de medida como de toda a estrutura vibrante que compõe o sistema total de medição.

TABELA 5.3 - Influência da rotação do rotor sobre os coeficientes de força radial.

Rotação [rpm]	$\Delta\gamma = 23^\circ$ e $Q = 0$		$\Delta\gamma = 34^\circ$ e $M = 0$	
	kfr	dkfr/2	kfr	dkfr/2
500	0,0099	0,2246	-	-
1000	0,0059	0,2735	0,0056	0,8981
1500	0,0104	0,3116	0,0088	0,9374

A partir destes resultados pode-se colocar alguns pontos de importância para as medições: as medições não devem ter uma amostra colhida num tempo correspondente a menos que 10 revoluções do eixo da máquina; a influência da rotação nas forças balanceadoras rotativas precisa ser levada em consideração com a rotação; há a necessidade de se considerar o comportamento dinâmico do dispositivo de medida.

5.3 Tratamentos das Medições

Os resultados foram processados a partir de dez sinais medidos e armazenados, três componentes de três transdutores de força e um sinal do codificador de ângulos do eixo de rotação, através de um sistema de aquisição de dados e pré-amplificados.

Estes sinais são processados e são obtidas as forças e momentos atuantes no rotor da máquina nas direções x, y e z, mostradas na Figura 5.6, com o programa ROTRECH, desenvolvido neste trabalho e apresentado no Anexo 1.

Depois das forças e momentos serem calculados em função do tempo, os valores são ainda filtrados e corrigidos. É na correção dos dados que o comportamento dinâmico do sistema é considerado.

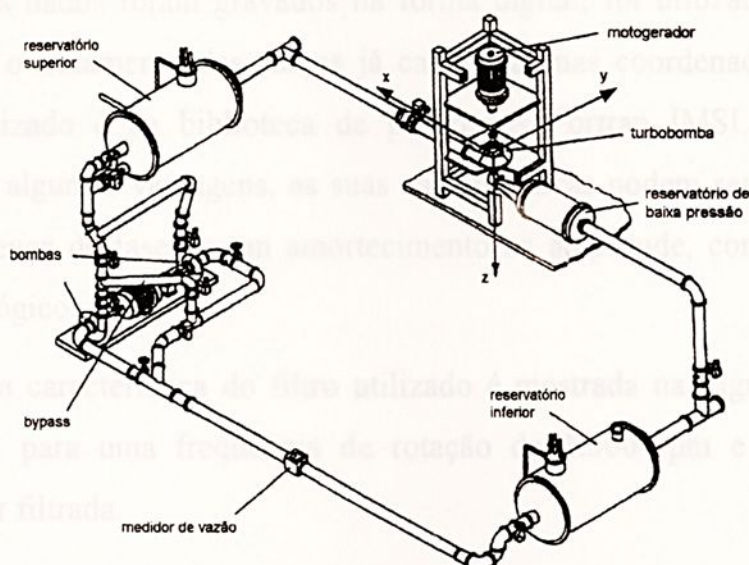


FIGURA 5.6 - Circuito fechado de água para ensaio de rotores e simulação de operação.

Para melhor compreensão e visualização veja no Anexo 2 as Fotos 9 e 10.

5.3.1 Filtragem das Medições

A filtragem das altas frequências é extremamente importante para se eliminar os sinais provenientes de efeitos que não sejam hidráulicos. A primeira frequência natural do sistema é por volta de 225 Hz; como visto no Capítulo 4, itens 4.3.1 e 4.3.2. Em torno desta frequência e acima dela os valores dos carregamentos tornam-se demasiadamente alterados devido ao comportamento dinâmico, assim, é conveniente que as frequências sejam excluídas, utilizando-se de um filtro.

É conveniente eliminar os esforços mecânicos que atuam no rotor, portanto, forças tais como: desbalanceamento, tanto do eixo como do rotor; excentricidades ou irregularidades nos diâmetros das peças de formas circular. Estes esforços aparecem predominantemente na frequência de rotação, o filtro deve também filtrar a frequência de rotação do sistema, através de um filtro de banda estreita.

Como os dados foram gravados na forma digital, foi utilizado um filtro numérico para o tratamento das forças já calculadas nas coordenadas fixas. O filtro aqui utilizado é da biblioteca de programas Fortran IMSL. Os filtros numéricos têm algumas vantagens, as suas características podem ser escolhidas, sem uma diferença de fase ou um amortecimento na amplitude, como acontece nos filtros analógicos.

A efetiva característica do filtro utilizado é mostrada na Figura 5.7 pela linha contínua, para uma frequência de rotação de 1.500 rpm e a faixa de frequência a ser filtrada.

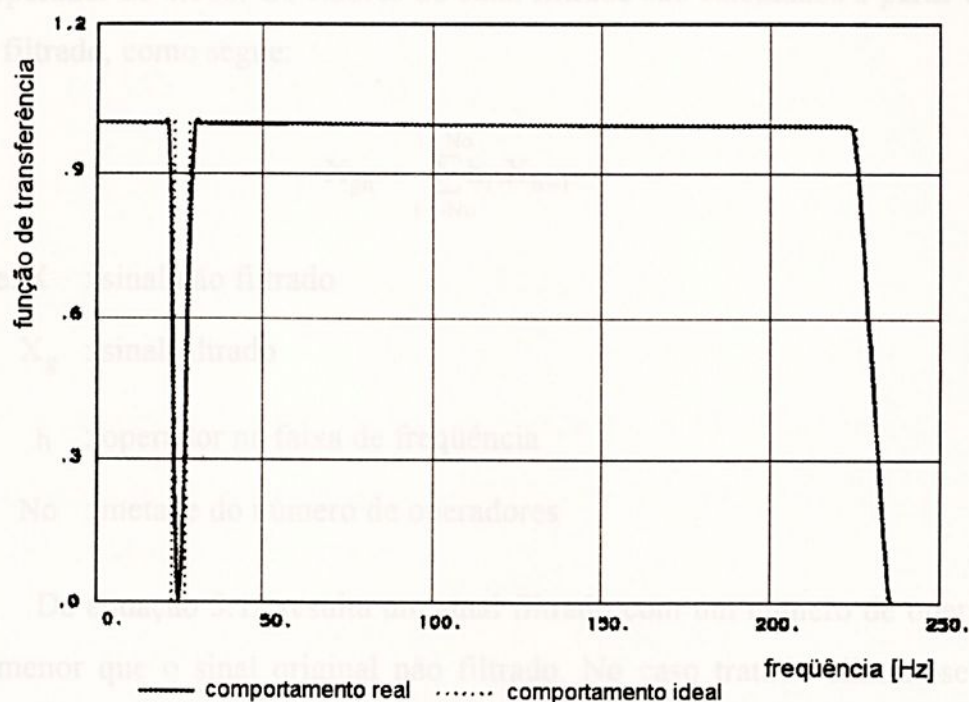


FIGURA 5.7 - Característica do filtro para a faixa de frequência e rotação de 1.500 rpm

Para se estabelecer os parâmetros do filtro é necessária a faixa de frequência característica desejada e alguns elementos de filtro, tais como: passa-baixo, passa-banda e a inclinação do corte de frequência. O comportamento ideal do filtro é mostrado na Figura 5.7 por uma linha pontilhada. A partir deste comportamento os operadores do filtro são calculados, e o sinal filtrado é obtido.

O filtro real se aproxima do filtro ideal com boa aproximação, dependendo para isto do comprimento dos operadores, que é calculado a partir da multiplicação do intervalo de tempo Δt pelo número do operador.

Um filtro ideal, mostrado na Figura 5.7, deve possuir uma banda estreita para uma determinada frequência de rotação e um corte passa-baixo. A espessura da banda para o corte da rotação foi estabelecida de 4 Hz com uma variação da frequência de rotação de ± 2 Hz. O corte da frequência para o passa-baixo é de 225 Hz e uma inclinação do corte de 10 Hz. O comprimento do operador para este caso é 0,8 s, o que para um intervalo de tempo de 0,2 ms fornece um número do operador de 4.000. Os valores do sinal filtrado são calculados a partir do sinal não filtrado, como segue:

$$X_{gn} = \sum_{i=-No}^{i=No} h_i \cdot X_{n-i} \quad (5.12)$$

onde: X : sinal não filtrado

X_g : sinal filtrado

h : operador na faixa de frequência

No : metade do número de operadores

Da equação 5.12 resulta um sinal filtrado com um número de operador de $2N$ menor que o sinal original não filtrado. No caso tratado elimina-se com a filtragem aproximadamente 4.000 pontos.

5.3.2 Correção das Medições

A correção do sinal medido se dá no início da curvas de calibração dinâmica das Figuras 4.14 e 4.15. A modelagem do comportamento da curva da função de transferência até a primeira frequência natural é de 225 Hz, porque o filtro elimina as frequências mais altas. Foi aproximado por um "P-element", com

uma aproximação de segunda ordem, entre as funções de transferência medida e teórica. O “P-element” possui a seguinte equação diferencial (Lein, 1992):

$$T_2^2 \ddot{X}_a + T_1 \dot{X}_a + X_a = K_P X_e \quad (5.11)$$

Onde: X_a : grandeza de saída (força ou momento)

X_e : grandeza de entrada (força e momento sobre o rotor)

T_1, T_2 : tempo de duração (valor de ajuste)

K_P : fator de proporcionalidade

Aplicando a transformada de Laplace obtém-se:

$$G(j\omega) = \frac{K_P}{1 + T_1 j\omega - T_2^2 \omega^2} \quad (5.12)$$

onde: $\omega = 2\pi f$ (rad/s)

Pode-se escrever a amplitude em função de ω :

$$A(\omega) = \frac{K_P}{\sqrt{1 - 2T_2^2 \omega^2 + T_2^4 \omega^4 + T_1^2 \omega^2}} \quad (5.13)$$

A amplitude $A(\omega)$ é plotada nas Figuras 5.8 e 5.9, para força e momento respectivamente, a partir de uma avaliação dos valores de T_1, T_2 e fatores de proporcionalidade K_P .

Utiliza-se apenas uma parte da curva, até uma frequência de aproximadamente de 225 Hz. A função de transferência de força resulta um erro médio de aproximação de 2% e de 5% para o momento.

As forças e os momentos hidráulicos que atuam no rotor devem ser determinados através da função inversa da amplitude. Assim, resulta o carregamento no rotor X_e , a partir do carregamento medido X_a :

$$X_e = \frac{1}{K_P} (T_2^2 \ddot{X}_a + T_1 \dot{X}_a + X_a) \quad (5.14)$$

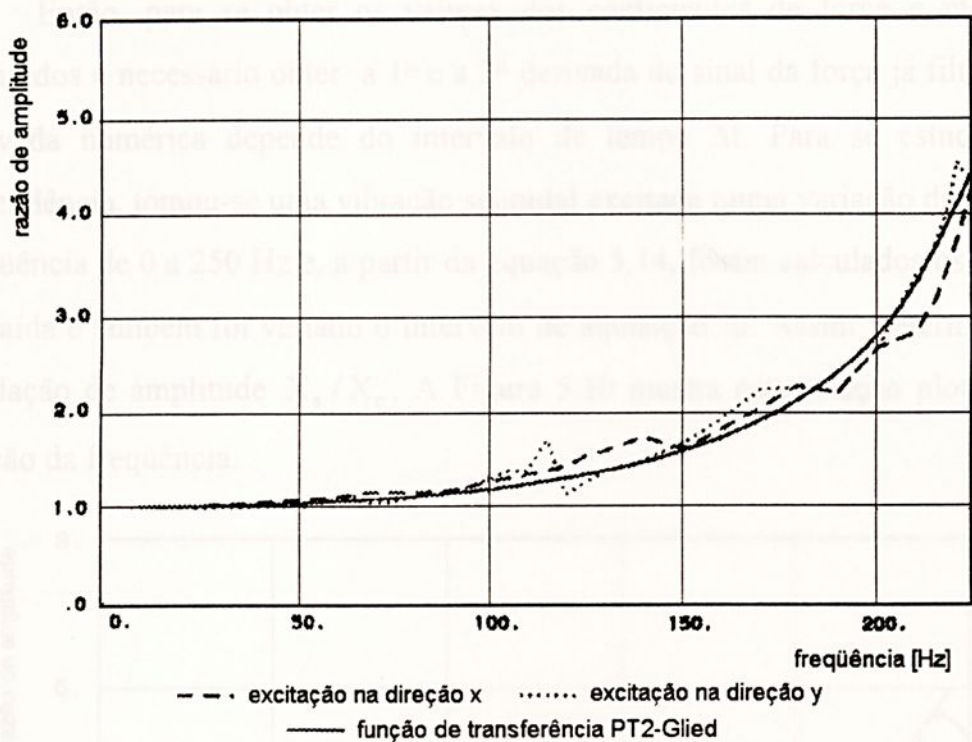


FIGURA 5.8 - Função de transferência para força aproximada por “P-element” de 2ª ordem com $K_P = 1$, $T_1 = 0,0001178$ e $T_2 = 0,0006557$.

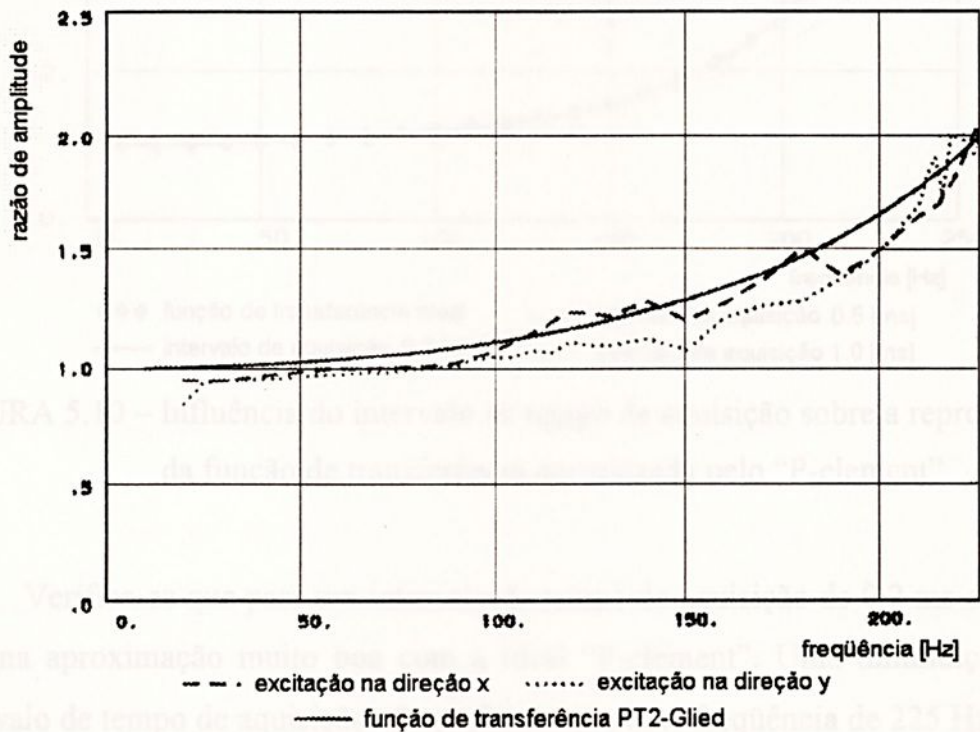


FIGURA 5.9 - Função de transferência para momento aproximada “P-element” de 2ª ordem com $K_P = 1$, $T_1 = 0,0$ e $T_2 = 0,0005$.

Então, para se obter os valores dos coeficientes de força e momento corrigidos é necessário obter a 1ª e a 2ª derivada do sinal da força já filtrado. A derivada numérica depende do intervalo de tempo Δt . Para se estudar esta dependência, tomou-se uma vibração senoidal excitada numa variação discreta da frequência de 0 a 250 Hz e, a partir da equação 5.14, foram calculados os valores de saída e também foi variado o intervalo de aquisição Δt . Assim, determinou-se a relação de amplitude X_a / X_e . A Figura 5.10 mostra esta relação plotada em função da frequência.

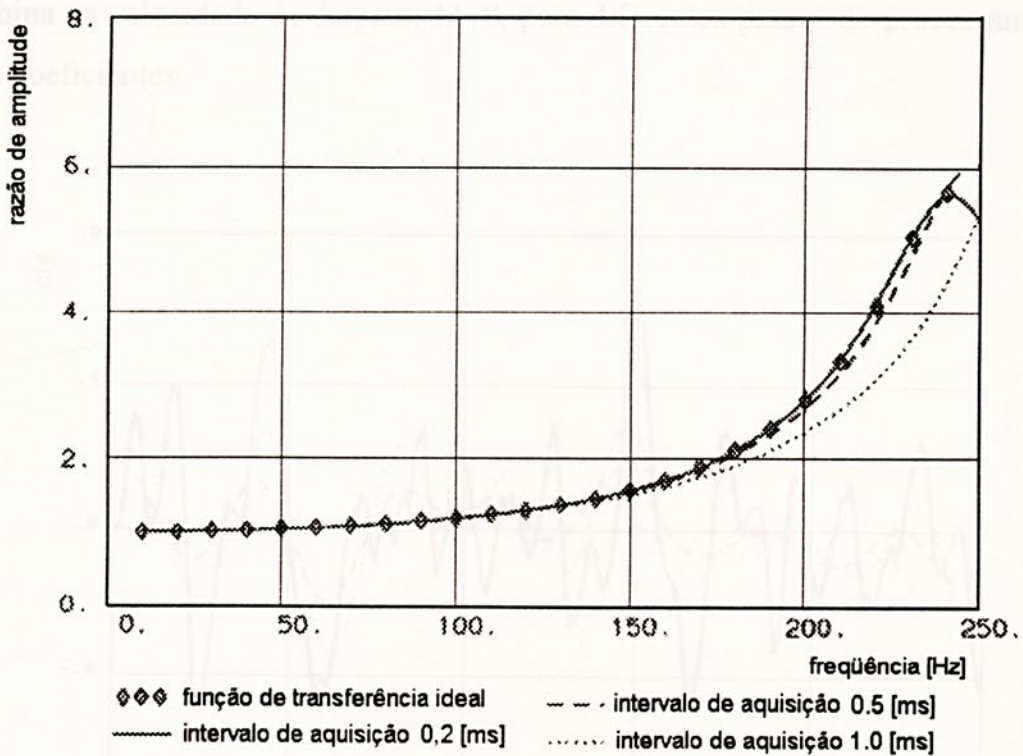


FIGURA 5.10 – Influência do intervalo de tempo de aquisição sobre a reprodução da função de transferência aproximada pelo “P-element”

Verifica-se que para um intervalo de tempo de aquisição de 0,2 ms obtém-se uma aproximação muito boa com a ideal “P-element”. Uma diminuição do intervalo de tempo de aquisição não melhora para uma frequência de 225 Hz.

Os coeficientes de força e momento são corrigidos apenas nas direções x e y. Já os coeficientes nas direções z não serão corrigidos dinamicamente devido à

rigidez na direção axial do eixo ser extremamente maior que nas direções radiais, e por se tratar de uma direção em que as forças não são preocupantes, e são mais conhecidas.

Depois das forças e momentos serem determinados pelo programa ROTRECH, eles são corrigidos e filtrados pelo programa ROTEXTR e o mesmo ainda calcula os coeficientes de força e momento.

As Figuras 5.11 e 5.12 mostram um exemplo do coeficiente c_{fy} e c_{mx} para a máxima abertura das pás do distribuidor de $\Delta\gamma = 34^\circ$, para operação como turbina na velocidade de disparo, $M=0$, para diferentes passos do processamento dos coeficientes.

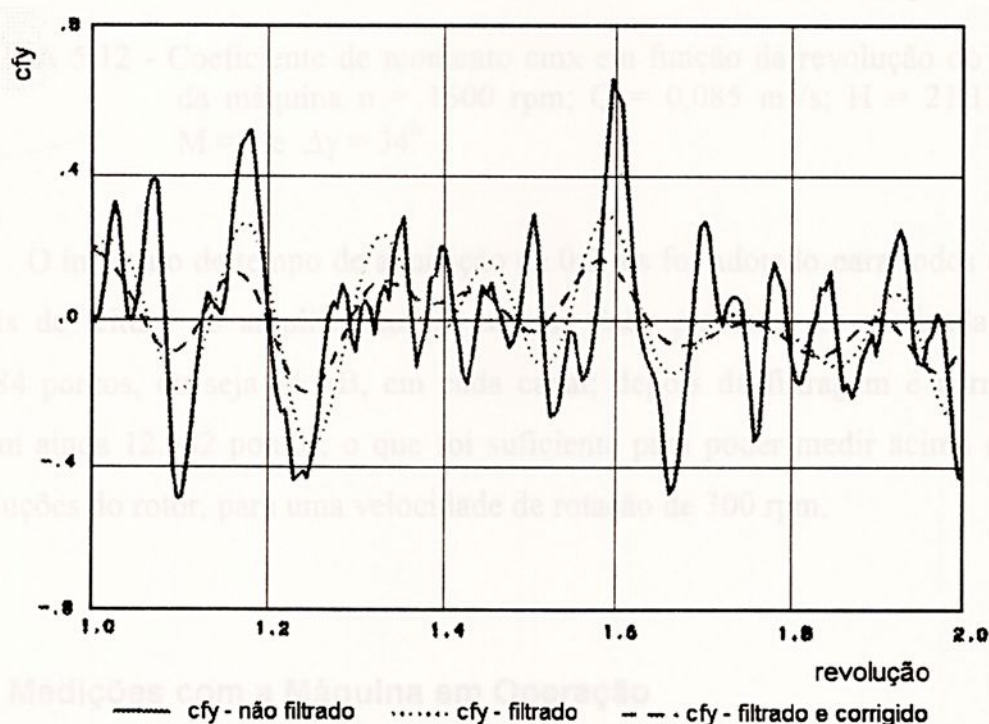


FIGURA 5.11 - Coeficiente de força na direção y, c_{fy} em função da revolução do eixo da máquina $n = 1600$ rpm; $Q = 0,085$ m³/s; $H = 21,13$ m; $M = 0$ Nm e $\Delta\gamma = 34^\circ$.

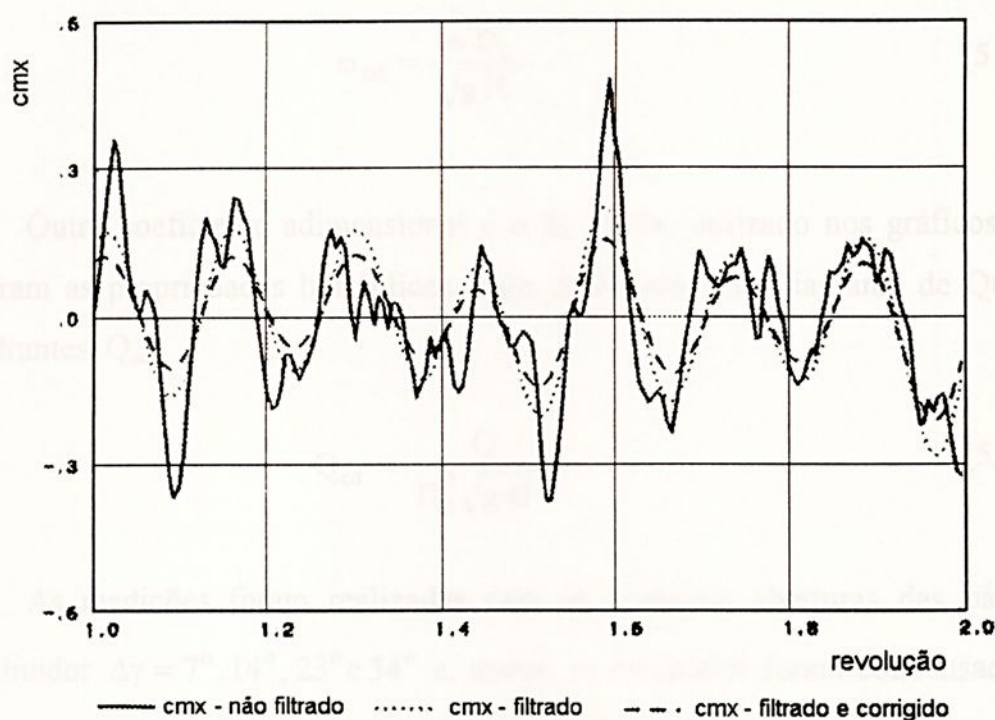


FIGURA 5.12 - Coeficiente de momento cmx em função da revolução do eixo da máquina $n = 1600$ rpm; $Q = 0,085$ m³/s; $H = 21,13$ m; $M = 0$ e $\Delta\gamma = 34^\circ$

O intervalo de tempo de aquisição de 0,2 ms foi adotado para todos os 10 canais de leitura do amplificador de sinais. Cada medição foi realizada com 16.384 pontos, ou seja 16 kB, em cada canal; depois da filtragem e correção, restam ainda 12.382 pontos, o que foi suficiente para poder medir acima de 10 revoluções do rotor, para uma velocidade de rotação de 300 rpm.

5.4 Medições com a Máquina em Operação

Os resultados provenientes das medições com a máquina em operação são apresentados a seguir em todos os quadrantes, abrangendo toda a faixa de operação da turbobomba, como apresentado no item 1.2 do Capítulo 1.

Um coeficiente de velocidade adimensional foi definido e todos os coeficientes de força e momento foram plotados em função da velocidade, ω_{ed} .

$$\omega_{ed} = \frac{\omega D_2}{\sqrt{g H}} \quad (5.15)$$

Outro coeficiente adimensional é o de vazão, utilizado nos gráficos que mostram as propriedades hidráulicas, caso da Figura 1.1, Diagrama de Quatro Quadrantes, Q_{ed} .

$$Q_{ed} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{g H}} \quad (5.16)$$

As medições foram realizadas para as seguintes aberturas das pás do distribuidor $\Delta\gamma = 7^\circ, 14^\circ, 23^\circ$ e 34° e, assim, os resultados foram condensados e apresentados nos quatros quadrantes em função do coeficiente de velocidade.

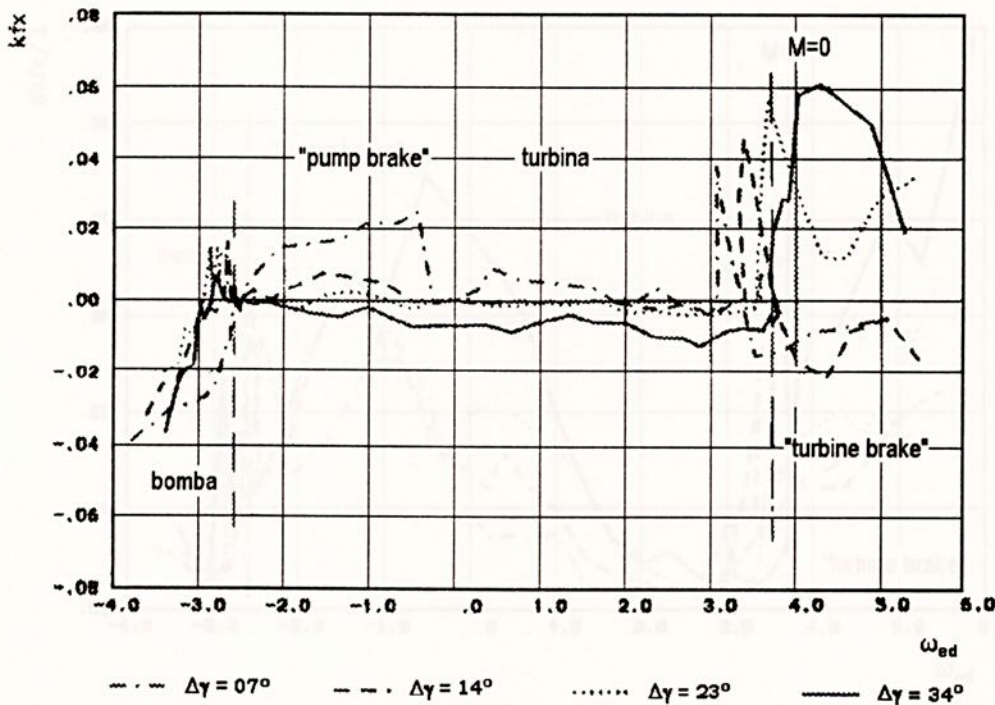


FIGURA 5.13 - Coeficiente estático de força k_{fx} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

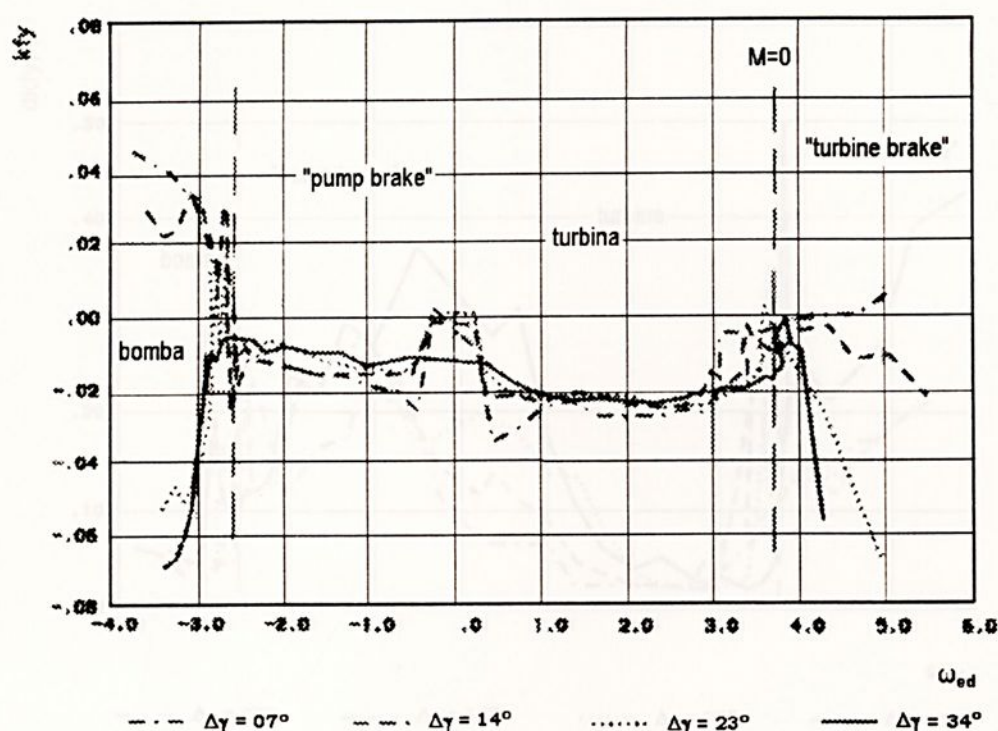


FIGURA 5.14 - Coeficiente estático de força k_{fy} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

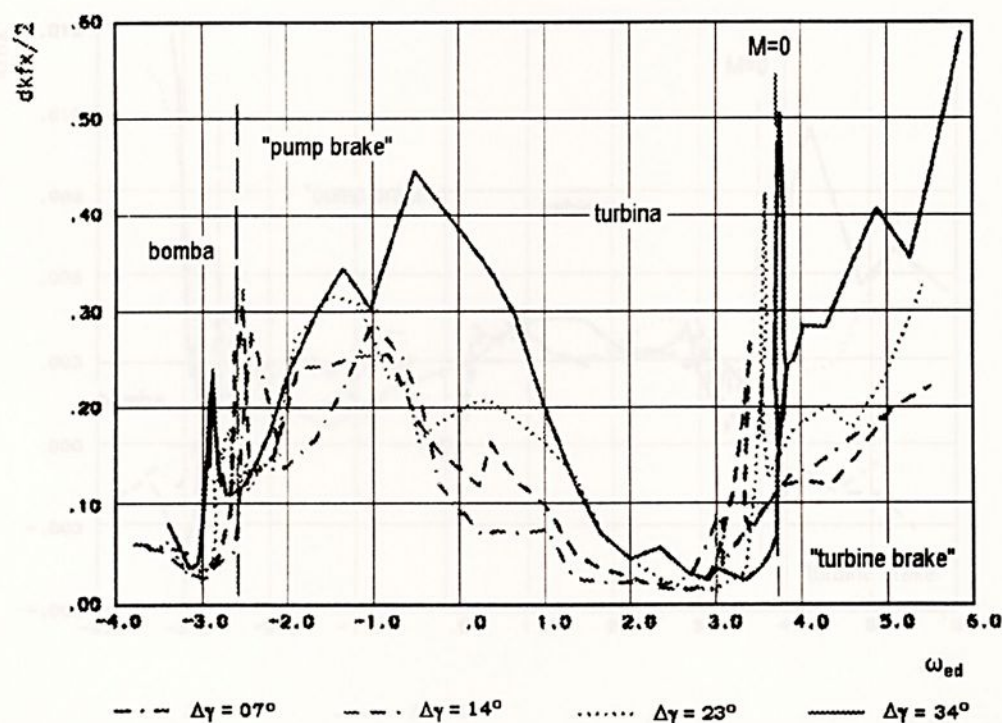


FIGURA 5.15 - Coeficiente dinâmico de força $dk_{fx}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

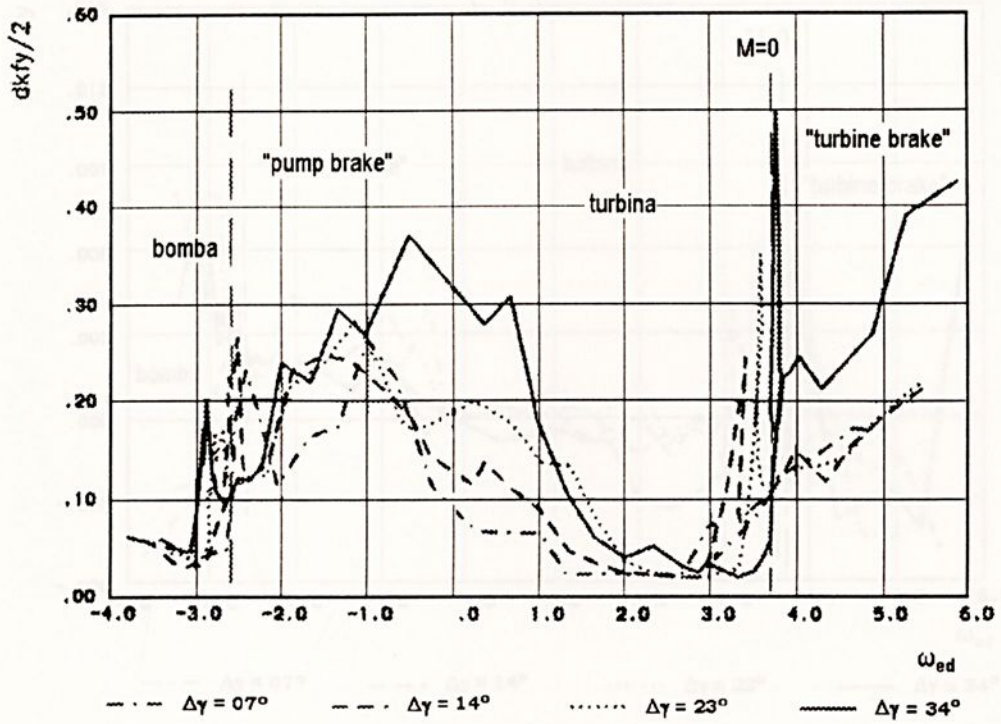


FIGURA 5.16 - Coeficiente dinâmico de força $dkfy/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

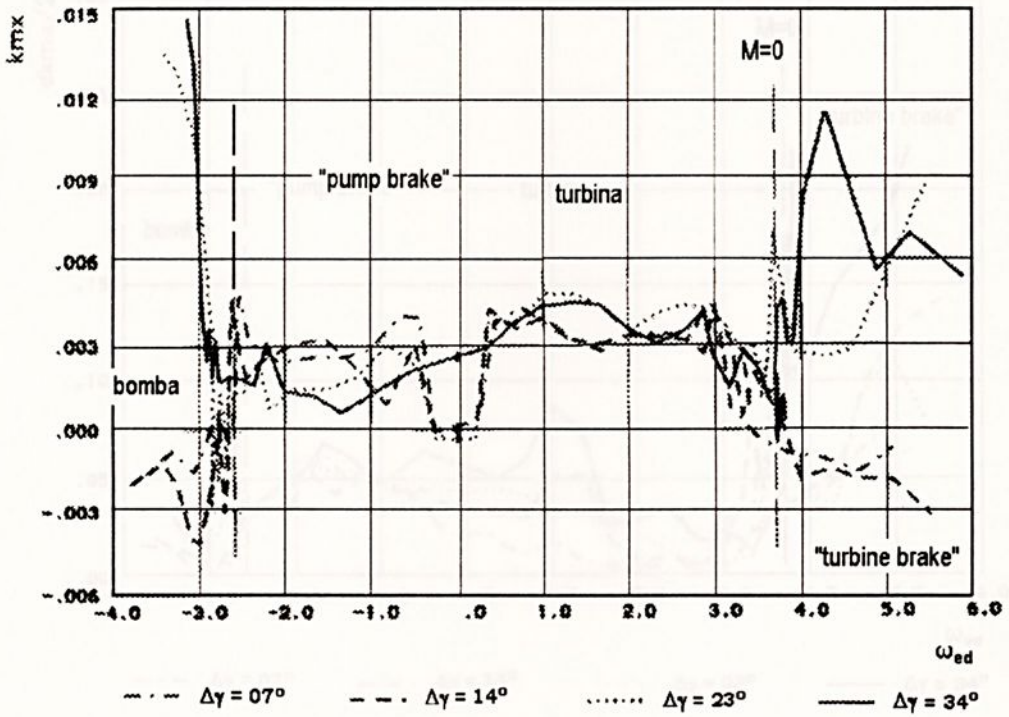


FIGURA 5.17 - Coeficiente estático de momento k_{mx} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

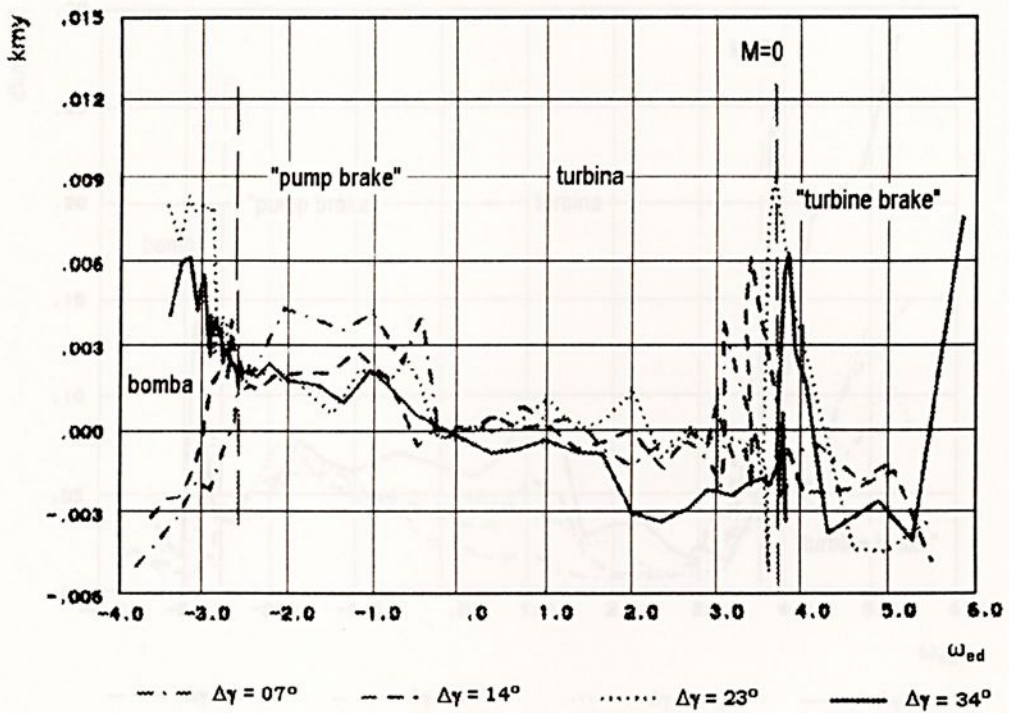


FIGURA 5.18 - Coeficiente estático de momento k_{my} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

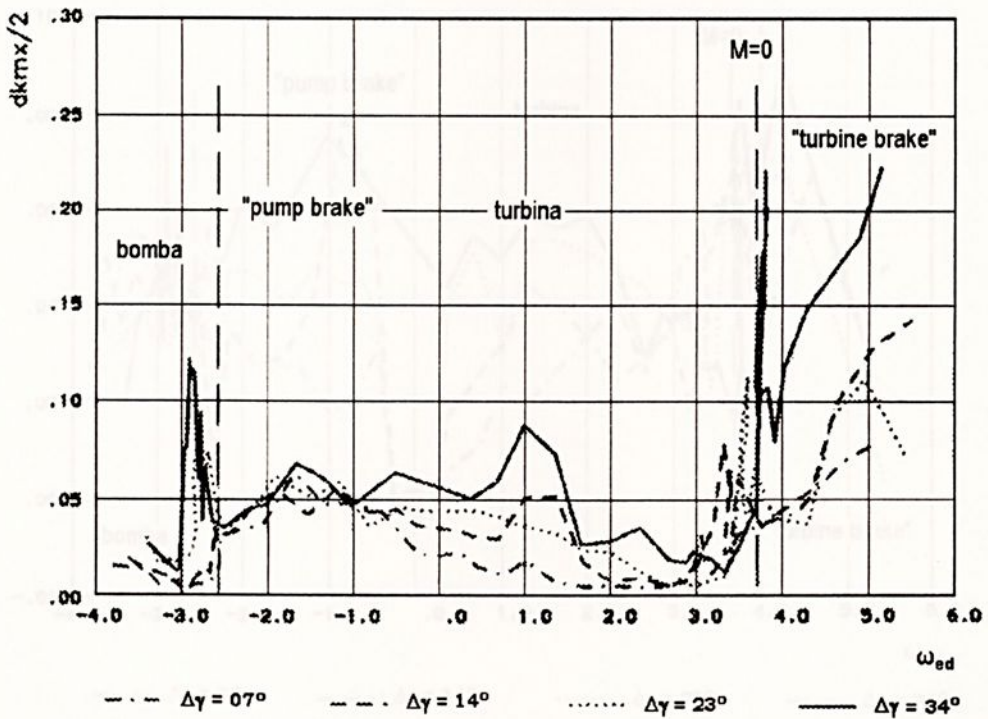


FIGURA 5.19 - Coeficiente dinâmico de momento $dkmx/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

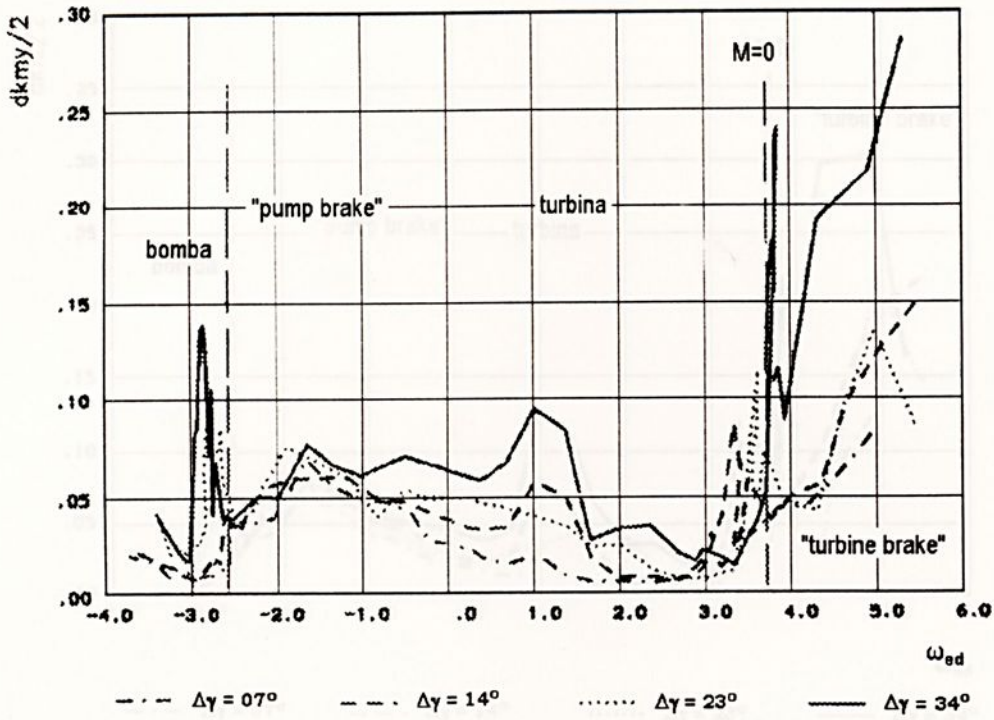


FIGURA 5.20 - Coeficiente dinâmico de momento $dk_{my}/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

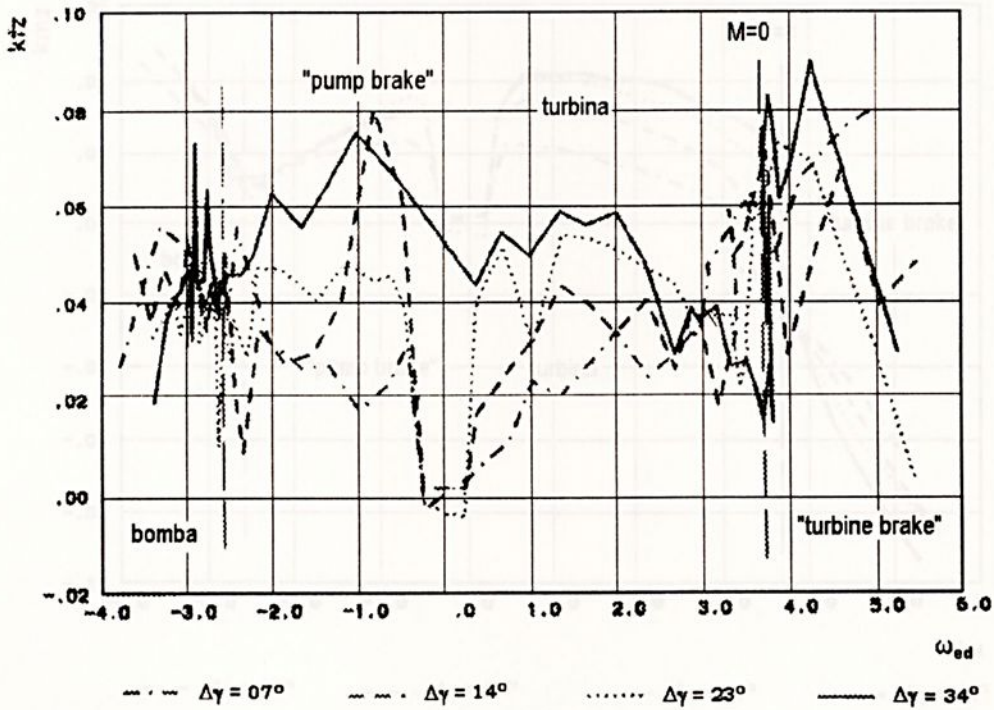


FIGURA 5.21 - Coeficiente estático de força k_{fz} em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

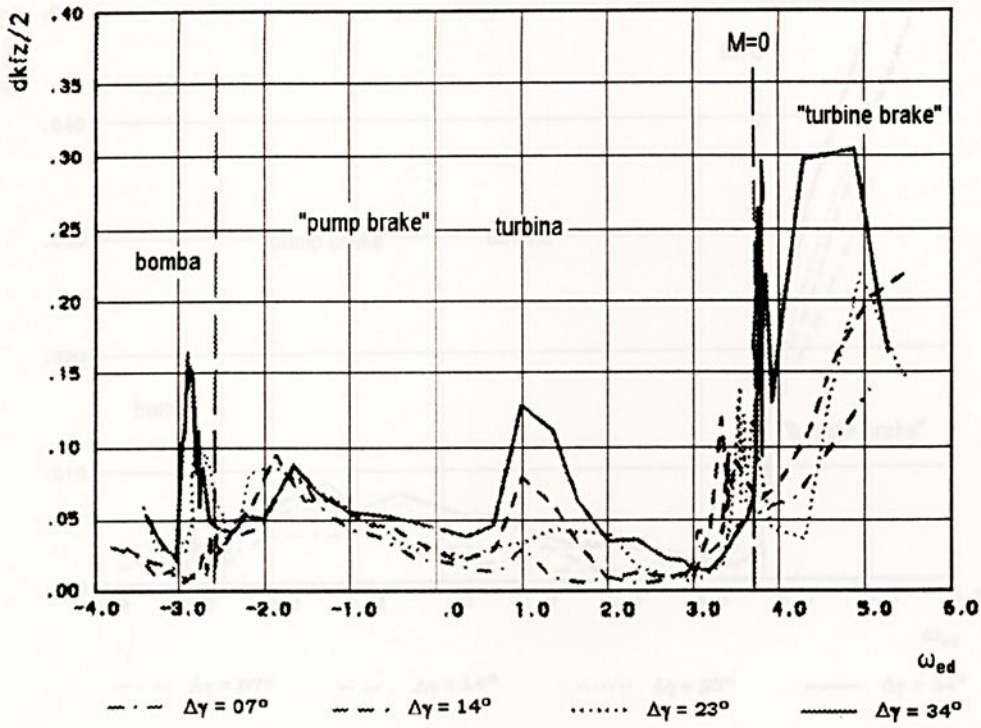


FIGURA 5.22 - Coeficiente dinâmico de força $dkfz/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

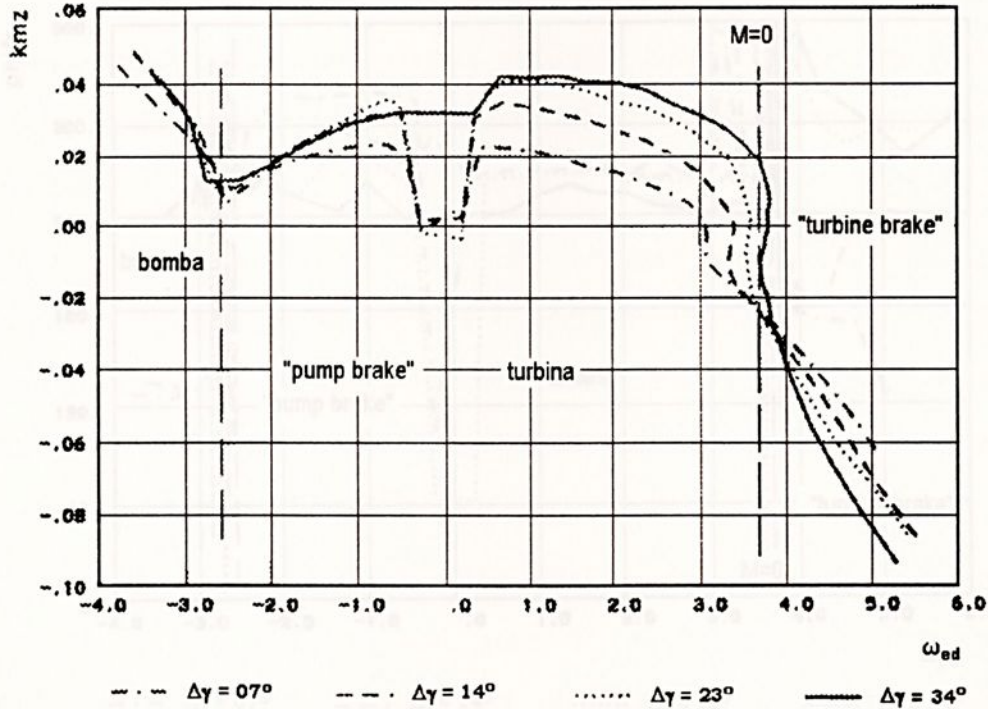


FIGURA 5.23 - Coeficiente estático de momento kmz em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

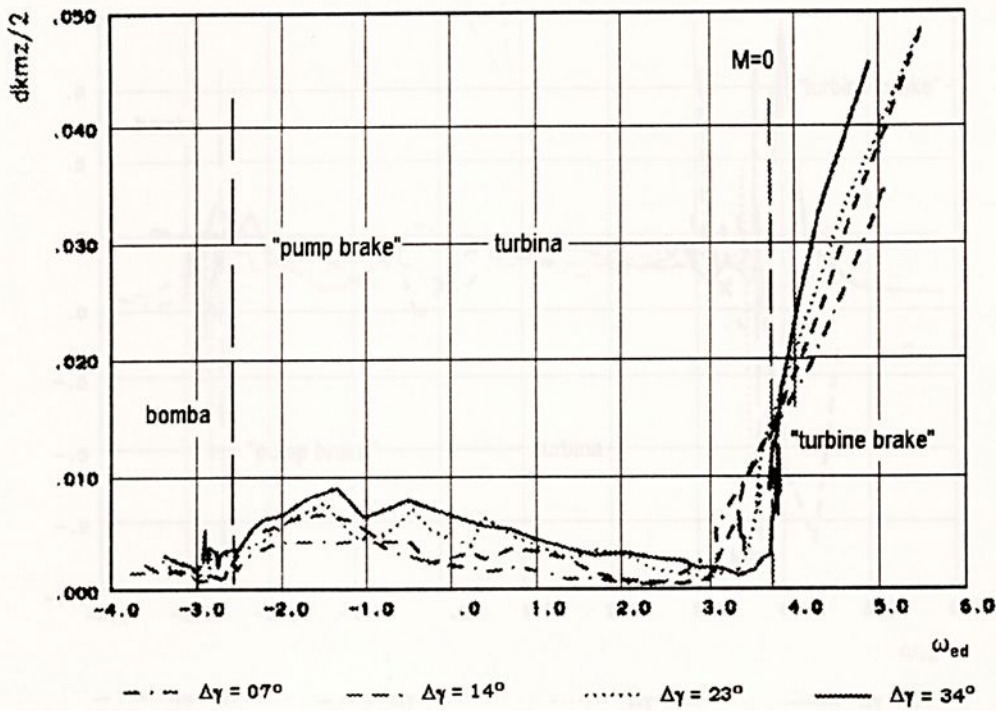


FIGURA 5.24 - Coeficiente dinâmico de momento $dkmz/2$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

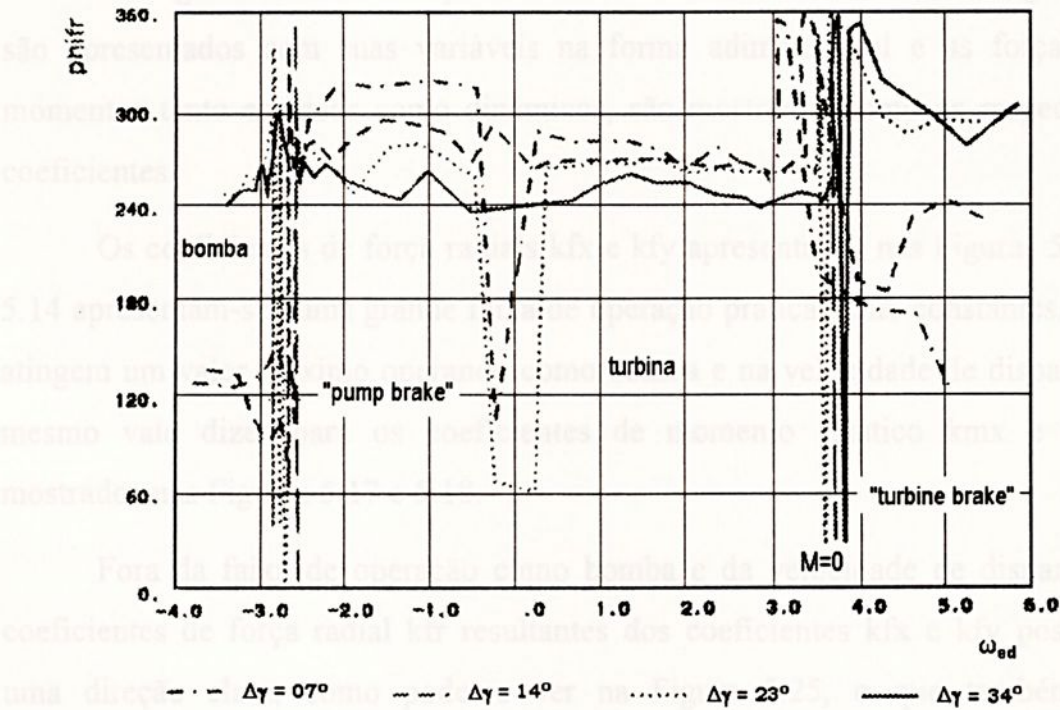


FIGURA 5.25 - Direção da força radial $phifr$ em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

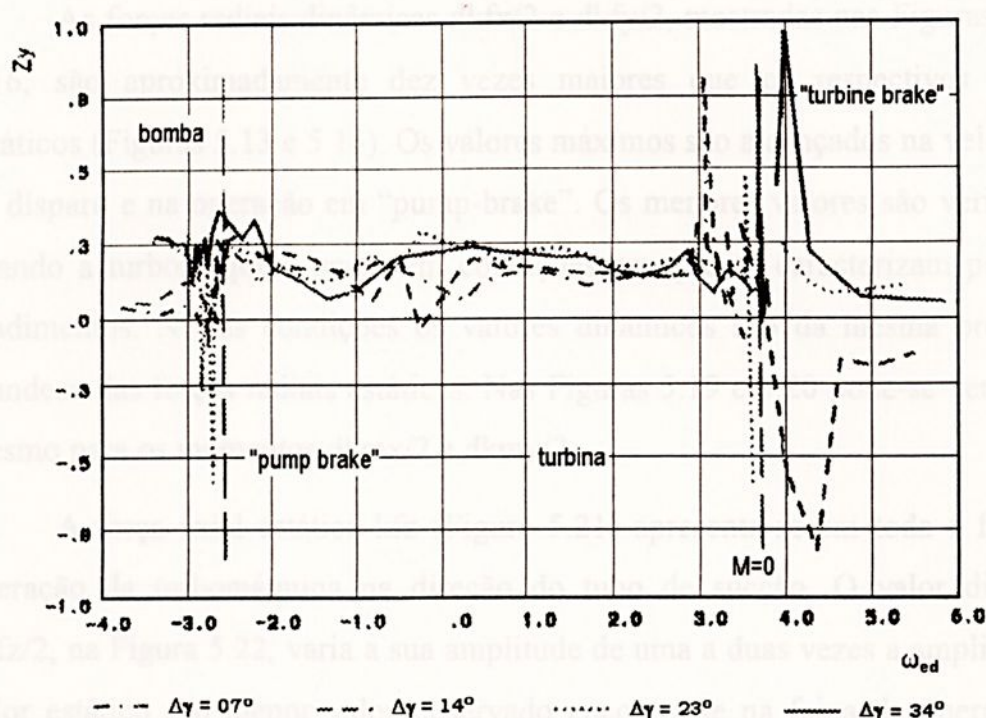


FIGURA 5.26 - Braço do momento da força radial z_y em função do coeficiente de velocidade ω_{ed} .

As Figuras 5.13 a 5.26 apresentam os resultados finais. Todos os gráficos são apresentados com suas variáveis na forma adimensional e as forças, os momentos tanto estáticos como dinâmicos, são mostrados como os respectivos coeficientes.

Os coeficientes de força radiais k_{fx} e k_{fy} apresentados nas Figuras 5.13 e 5.14 apresentam-se numa grande faixa de operação praticamente constantes. Eles atingem um valor máximo operando como bomba e na velocidade de disparo. O mesmo vale dizer para os coeficientes de momento estático k_{mx} e k_{my} , mostrados nas Figuras 5.17 e 5.18.

Fora da faixa de operação como bomba e da velocidade de disparo, os coeficientes de força radial k_{fr} resultantes dos coeficientes k_{fx} e k_{fy} possuem uma direção clara, como pode-se ver na Figura 5.25, o que também foi confirmado por (Klemm, 1985).

As forças radiais dinâmicas $dkfx/2$ e $dkfy/2$, mostradas nas Figuras 5.15 e 5.16, são aproximadamente dez vezes maiores que os respectivos valores estáticos (Figuras 5.13 e 5.14). Os valores máximos são alcançados na velocidade de disparo e na operação em “pump-brake”. Os menores valores são verificados quando a turbomáquina opera em condições em que se caracterizam por altos rendimentos. Nestas condições os valores dinâmicos são da mesma ordem de grandeza das forças radiais estáticas. Nas Figuras 5.19 e 5.20 pode-se verificar o mesmo para os momentos $dkmx/2$ e $dkmy/2$.

A força axial estática kfz (Figura 5.21) apresenta-se em toda a faixa de operação da turbomáquina na direção do tubo de sucção. O valor dinâmico $dkfz/2$, na Figura 5.22, varia a sua amplitude de uma a duas vezes a amplitude do valor estático e o menor valor observado encontra-se na faixa de operação de maior rendimento com a turbomáquina operando como bomba e turbina.

Como esperado no gráfico do momento axial estático kmz , a Figura 5.23 possui o mesmo comportamento que a grandeza adimensional utilizada para o momento, como mostrado no Anexo3, Curva 4, curvas tiradas pela J. M. Voith GmbH na usina Rodund II em Montafon. Apenas está apresentado de forma diferente, com variáveis definidas de outra forma, mas o comportamento é exatamente o mesmo. O comportamento do momento dinâmico $dkmz/2$, como apresentado na Figura 5.24, é claramente menor e um acentuado aumento se dá na operação da velocidade de disparo.

O ponto de atuação da força que age no rotor da turbomáquina ao longo do eixo Z é plotado na Figura 5.26. Este gráfico é obtido a partir da força kfy e do momento kmx na equação 5.9, da qual pode-se verificar na faixa de operação de $\omega_{ed} = -2,5$ até $\omega_{ed} = 3,0$, que este é independente da abertura das pás do distribuidor, cujo valor é em torno de 0,2. Isto vale dizer que o ponto de atuação da força se encontra a 20% do diâmetro do rotor em direção ao tubo de sucção,

ou seja, pode-se imaginar que o mesmo se encontra fora do rotor da turbomáquina.

Supõe-se que o ponto de atuação da força deve ser no centro da entrada do rotor. É aceitável que a distribuição irregular de pressão não se dá apenas na parte superior do rotor, e sim em toda a sua periferia. Assim, uma parcela do momento k_{mx} é muito provavelmente produzida pela distribuição irregular de pressão.

Comentários e Conclusões

O trabalho aqui apresentado analisa medidas de forças e momentos atuando no rotor de um modelo de uma turbobomba de Uman Radund II. O modelo da turbobomba utilizado foi do tipo T. M. Voith GmbH de Heidelberg, Alemanha.

A forma de medição destes dados foi uma inovação em termos de medições destes esforços. O dispositivo de medida foi projetado, elaborado, executado, montado e calibrado unicamente para finalmente serem executadas as medições finais no circuito fechado de água para ensaio de máquinas hidráulicas, bancada de teste do IIS da UFRJ, como mostrado na Figura 3.6 e nas Fotos do Anexo 2.

Os resultados obtidos das calibrações dinâmicas do dispositivo montado na bancada de ensaios em circuito fechado mostraram que a primeira frequência estava acima dos 200 Hz, o que propiciou estabelecer uma frequência de corte nos sinais de 225 Hz. Esses valores de frequência indicam uma melhoria significativa nas medições destes esforços com relação às medições realizadas tomando o extensômetro como sensor, onde a primeira

freqüência encontrada por Liess, (1982) foi de 97 Hz, para a medida com a máquina cheia e de 170 Hz para a máquina vazia.

Comparando os resultados com o relatório da Voith, que apresenta alguns resultados de medições, utilizando para isto extensômetros como

Capítulo 6

em um modelo de uma turbobomba de outra usina na Alemanha, Pumpenspeicherwerk Kaspenswerk Hardecks, verifica-se que as tendências de todos os coeficientes estão muito semelhantes e, como unanimidade, as maiores amplitudes foram constatadas para operação como turbina para $M=0$ e para operação como bomba para $Q=0$, o que também foi verificado por

Comentários e Conclusões

Embora Bachmann, (1980) tenha definido os valores das forças medidas de forma completamente diferente, mas de forma dimensional, comparando os valores das forças dimensionais, os resultados apresentados

O trabalho aqui apresentado analisou medidas de forças e momentos atuando no rotor de um modelo de uma turbobomba da Usina Rodund II. O modelo da turbobomba utilizado foi doado pela J. M. Voith GmbH de Heidelberg, Alemanha.

A forma de medição destas forças foi uma inovação em termos de medições destes esforços. O dispositivo de medida foi projetado, calibrado, executado, montado e calibrado novamente para, finalmente, serem executadas as medições finais no circuito fechado de água para ensaio de máquinas hidráulicas, bancada de teste do IHS da Uni Stuttgart, como mostrado na Figura 5.6 e nas Fotos do Anexo 2.

Os resultados obtidos das calibrações dinâmicas do dispositivo montado na bancada de ensaios em circuito fechado mostraram que a primeira freqüência estava acima dos 200 Hz, o que propiciou estabelecer uma freqüência de corte nos sinais de 225 Hz. Esses valores de freqüência indicam uma melhora significativa nas medições destes esforços com relação às medições realizadas tomando o extensômetro como sensor, onde a primeira

frequência encontrada por Liess, (1982) foi de 97 Hz, para a medida com a máquina cheia e de 170 Hz para a máquina vazia.

Comparando os resultados com o relatório da Voith, que apresenta alguns resultados de medições, utilizando para isto extensômetros como sensores em um modelo de uma turbobomba de outra usina na Alemanha, Pumpenspeicherwerks Koepenwerk Herdecke, verifica-se que as tendências de todos os coeficientes estão muito semelhantes e, como unanimidade, as maiores amplitudes foram constatadas para operação como turbina para $M=0$ e para operação como bomba para $Q=0$, o que também foi verificado por Bachmann, (1980).

Embora Bachmann, (1980) tenha definido os valores das forças medidas de forma completamente diferente, mas de forma adimensional, comparando os valores das forças adimensionais, os resultados apresentados por ele têm valores muito semelhantes, embora os gráficos aqui apresentados indicam uma maior amplitude das forças nas condições críticas de operação.

Os resultados mostrados na Figura 5.15 são os únicos que admitem comparação, inclusive no que se refere a uma análise quantitativa em relação à apresentada por Liess, (1982). Os valores da amplitude do coeficiente dinâmico estão bastantes próximos para valor em torno do coeficiente de velocidade zero. Os valores das amplitudes estão em torno de 0,4 nos pontos intermediários, o comportamento também é o mesmo.

Para ω_{ed} aproximadamente $-2,0$, a amplitude é de 0.2 e vai diminuindo até próximo de zero para ω_{ed} aproximadamente 3,0. Nos pontos de $Q=0$ e $M=0$ evidenciam-se grandes amplitudes, ficando na mesma ordem de grandeza para $Q=0$, em torno de 0,3. Para $M=0$ as amplitudes estão entre 20 a 30% maiores que Liess, (1982).

É perfeitamente compreensível os valores maiores de amplitudes encontrados neste trabalho, levando em conta a precisão da medição e a forma



como foi medido. Pode-se observar que os gráficos aqui mostrados apresentam mais detalhes.

Todos os resultados colhidos neste trabalho foram entregues para a Voith, que os utiliza como referência nos cálculos do projeto destas máquinas. Aliás, a Voith teve um papel decisivo neste trabalho, tanto financeiro como de cooperação na troca de experiências e dados técnicos.

Este trabalho propiciará abertura de um campo interdisciplinar de pesquisa na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, envolvendo as áreas de Mecânica dos Fluidos e de Vibrações Mecânicas, associando os Departamentos de Energia e de Mecânica.

Principalmente agora, com a reestruturação do Laboratório de Mecânica dos Fluidos, pesquisas relacionadas com todo tipo de vibração provocada por escoamento em equipamentos hidráulicos poderão, através de medidas de vibrações, estudar a identificação das características dos escoamentos.



Anexo 1

Programas para o Processamento dos Sinais

Os programas principais utilizados em linguagem Fortran para o processamento dos sinais foram quatro, desde a entrada dos valores das tensões em Volts provenientes do transdutores de carga até a obtenção dos valores dos coeficientes de forças e momentos com os respectivos valores estáticos e dinâmicos.

Durante o desenvolvimento do trabalho verificou-se a necessidade de se trabalhar com mais dados, ou seja, com medições que contivessem mais pontos, depois que os sinais fossem transformados de analógicos em digitais, para que durante o processo com as considerações apresentadas no Capítulo 5 ainda restassem número suficiente de pontos para uma boa análise e identificação dos parâmetros envolvidos.

Para cada medição foram disponíveis 16 kb, o que proporciona uma leitura digital de até 16.384 pontos. Algumas medições iniciais, na fase ainda de calibração foram realizadas com 4 kb, o que proporciona uma medição de até 4096 pontos.

1.1 Programa ROTRECH

Neste programa, a partir dos 10 sinais em Volts e digitalizados, 3 transdutores de carga com 3 componentes e 1 sinal do “decoder” da posição angular do eixo do sistema, são calculadas as componentes das forças e momentos atuantes no rotor da máquina nas direções x, y e z. Para este primeiro cálculo já é considerado o fator de calibração. Para concluir, o programa faz a transformação de coordenadas para o sistema de coordenadas inercial K, com origem no centro do rotor da máquina.

Dados de Entrada:

messn : nome do arquivo da respectiva medição

opera : número que identifica a condição de operação

cN : rotação da máquina [rpm]

cM : momento medido no dinamômetro [Nm]

cQ : vazão [m³/s]

cH : altura à montante, trabalhando como turbina [m] ou
altura à jusante, trabalhando como bomba [m]

Obs: os dados de entrada precisam ser fornecidos com os sinais corretos.

Arquivos de Entrada:

messn.dat : arquivo binário contendo os 10 sinais digitalizados em Volts

messn.ixc : arquivo com os dados de ajuste do TRC como: intervalo de tempo de aquisição, faixa de tensão dos canais e número dos canais

messn.pro : arquivo com os comentários da medição



1.2 Programa ROTEXTR

Arquivos de Saída:

- messn.com** : arquivo com os comentários da medição
- messn.knu** : arquivo com as componentes das forças e momentos nas direções x, y e z
- quadrant.qua** : arquivo com os valores adimensionais hidráulicos que caracterizaram a medida, como: rotação da máquina, vazão e rendimento.

Dados de Entrada:

Subprogramas Utilizados:

- LESEDAT** : programa para a leitura dos dados do arquivo messn.dat
- LESEIXC** : programa para a leitura dos dados do arquivo messn.ixc
- LESEPRO** : programa para a leitura dos dados do arquivo messn.pro
- KORYVOL** : programa que corrige as tensões do TRC
- UMRECHN** : programa que faz a transformação dos 10 sinais em Volts, em componentes de forças e momentos nas direções x, y e z, considerando os fatores de calibração

Arquivos de Entrada:

- messn.knu** : arquivo com as componentes de forças e momentos calculados pelo programa ROTRECH

1.2 Programa ROTEXTR

Os valores das componentes nas três direções de forças e momentos calculados no programa ROTRECH são agora transformados em coeficientes de forças e momentos adimensionais. Ainda neste programa os coeficientes são filtrados e corrigidos, segundo a função de transferência ajustada, de acordo com os itens 5.3.1 e 5.3.2 respectivamente. As medidas, depois de terem sido filtradas e corrigidas, passaram de 16.384 pontos para 12.382 pontos.

Dados de Entrada:

messn : nome do arquivo da respectiva medição

opera : número que identifica a condição de operação

cN : rotação da máquina [rpm]

cM : momento medido no dinamômetro [Nm]

cQ : vazão [m³/s]

cH : altura à montante, trabalhando como turbina [m] ou
altura à jusante, trabalhando como bomba [m]

Obs: os dados de entrada precisam ser fornecidos com os sinais corretos.

Arquivos de Entrada:

messn.knu : arquivo com as componentes de força e momentos calculados pelo programa ROTRECH



Arquivos de Saída:

Arquivos de Saída:

messn.kct : arquivo com os coeficientes de força e momento filtrados e corrigidos

Subprogramas Utilizados:

Subprogramas Utilizados:

ROTFLT : subprograma da biblioteca de programas IMSL para a filtragem dos coeficientes de força e momento

1.3 Programa ROTFFT

Na apresentação dos valores dos coeficientes que estão no domínio do tempo, no domínio da frequência são calculados com a “Fast Fourier Transformation” - FFT

Dados de Entrada:

messn : nome do arquivo da respectiva medição

opera : número que identifica a condição de operação

Arquivos de Entrada:

messn.kct : arquivo com os coeficientes de força e momento filtrados e corrigidos do programa ROTEXTR

Arquivos de Saída:

messn.fct : arquivo com os coeficientes de forças e momentos no domínio do tempo

Subprogramas Utilizados:

FFTRC : subprograma da biblioteca de programas IMSL para o cálculo da FFT

1.4 Programa MITAMPL

O programa MITAMPL calcula os valores dos coeficientes estáticos, ou seja, o valor médio dado pela Equação 5.7; os coeficientes dinâmicos através do intervalo de 99,8% considerado, como mostrado na Figura 5.4, e os braços dos momentos dados pelas Equações 5.10 e 5.11.

Dados de Entrada:

messn : nome do arquivo da respectiva medição

opera : número que identifica a condição de operação

cN : rotação da máquina [rpm]

cM : momento medido no dinamômetro [Nm]

cQ : vazão [m³/s]

cH : altura à montante, trabalhando como turbina [m] ou
altura à jusante, trabalhando como bomba [m]

Obs: os dados de entrada precisam ser fornecidos com os sinais corretos.

Arquivos de Entrada:

messn.kct : arquivo com os coeficientes de força e momento filtrados e corrigidos do programa ROTEXTR

messn.com : arquivo com comentários da medição

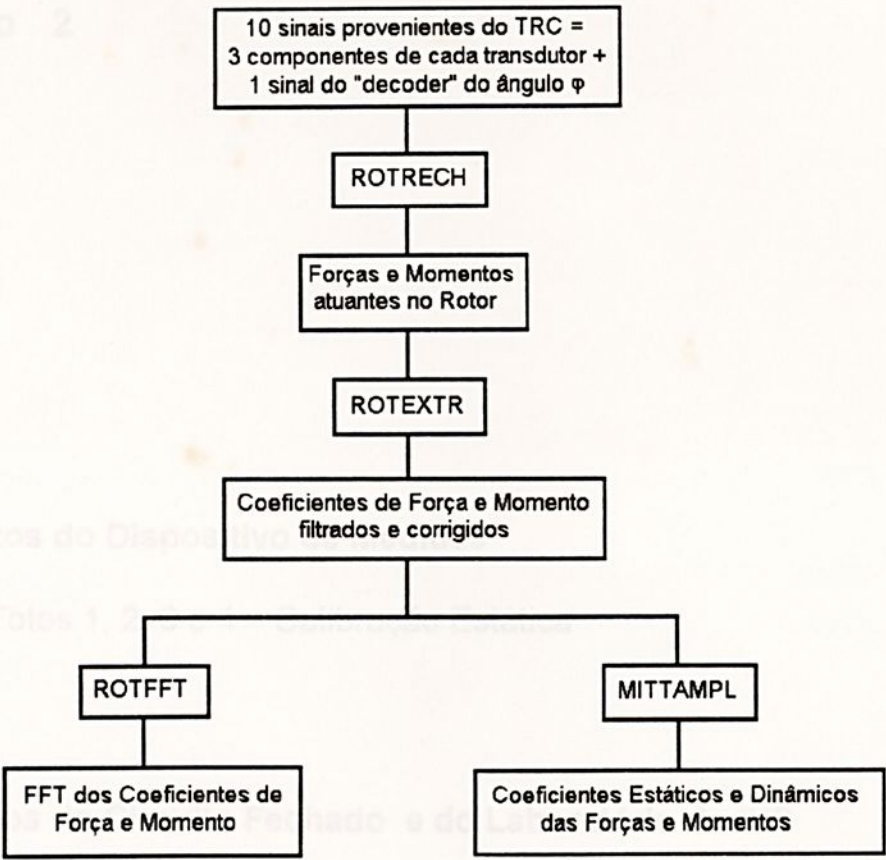
Arquivos de Saída:

Mittampl.kra : arquivo com os valores médios característicos da amplitude dos coeficientes de força para dada medição

Mittampl.mom : arquivo com valores médios característicos da amplitude dos coeficientes de momento para dada medição

Fluxograma dos programas de processamento dos sinais

1.5 FLUXOGRAMA DOS PROGRAMAS



Fluxograma dos programas do processamento dos sinais.

Anexo 2

Fotos

Foto 1 – Dispositivo de medidas durante a calibração estática

2.1 Fotos do Dispositivo de Medidas

Fotos 1, 2, 3 e 4 – Calibração Estática

2.2 Fotos do Circuito Fechado e do Laboratório do IHS

Fotos 5 e 6 – Dispositivo e Turbomáquina Montado na Bancada

Fotos 7 e 8 – Circuito Fechado de Água

Fotos 9 e 10 – Laboratório de Hidráulica do IHS

Foto 2 – Dispositivo de medidas durante a calibração estática

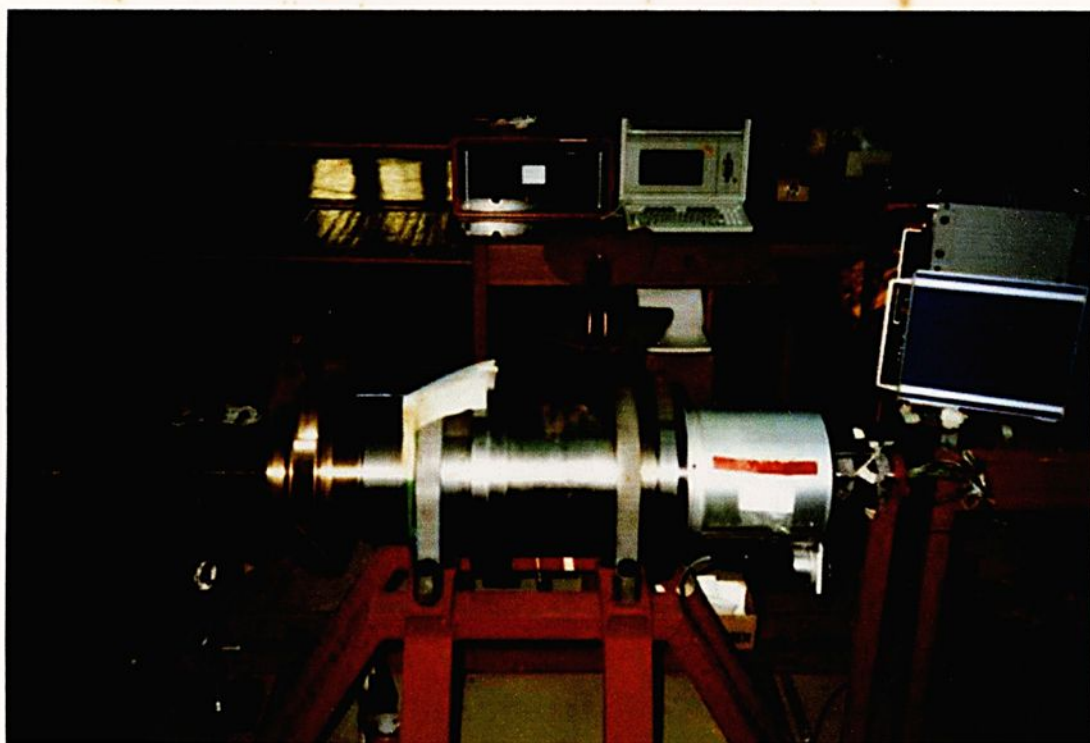


Foto 1 – Dispositivo de medida durante a calibração estática

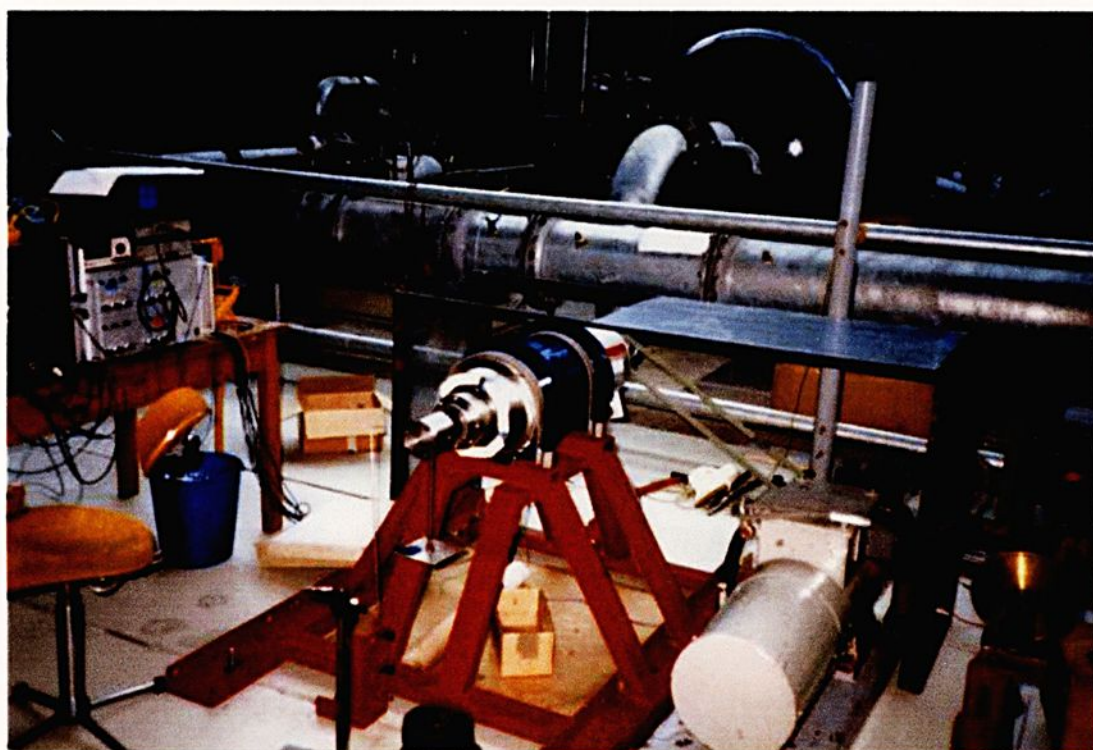


Foto 2 – Dispositivo de medida durante a calibração estática



Foto 3 – Dispositivo de medida durante a calibração estática

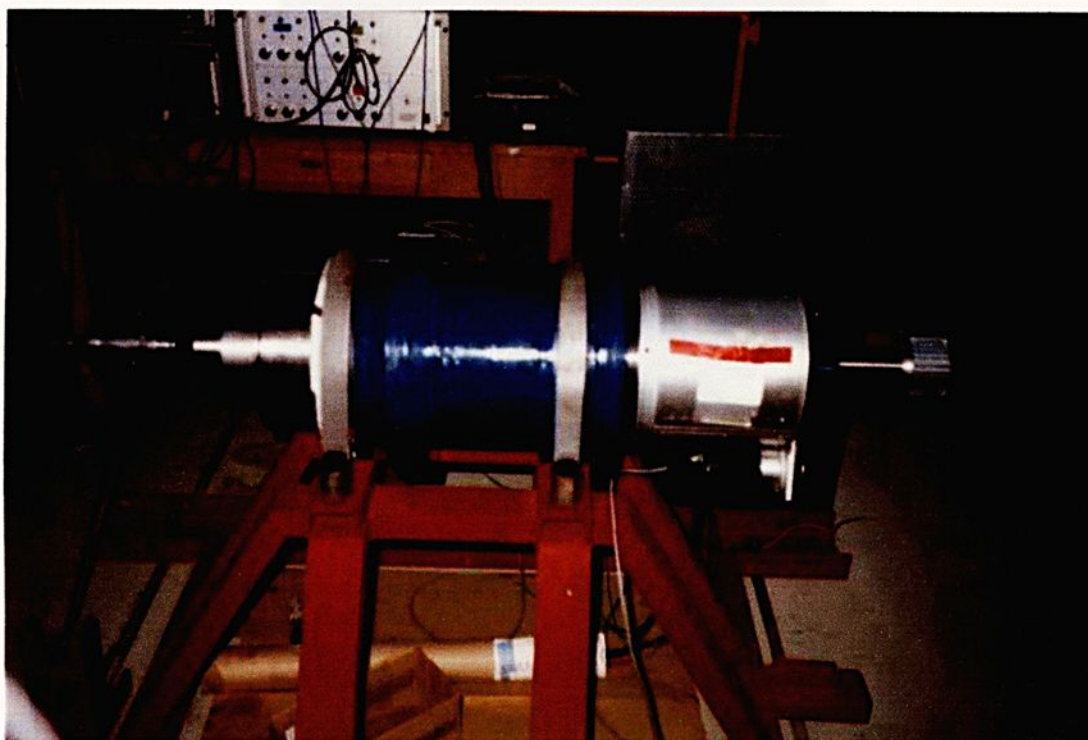


Foto 4 – Dispositivo de medida durante a calibração estática

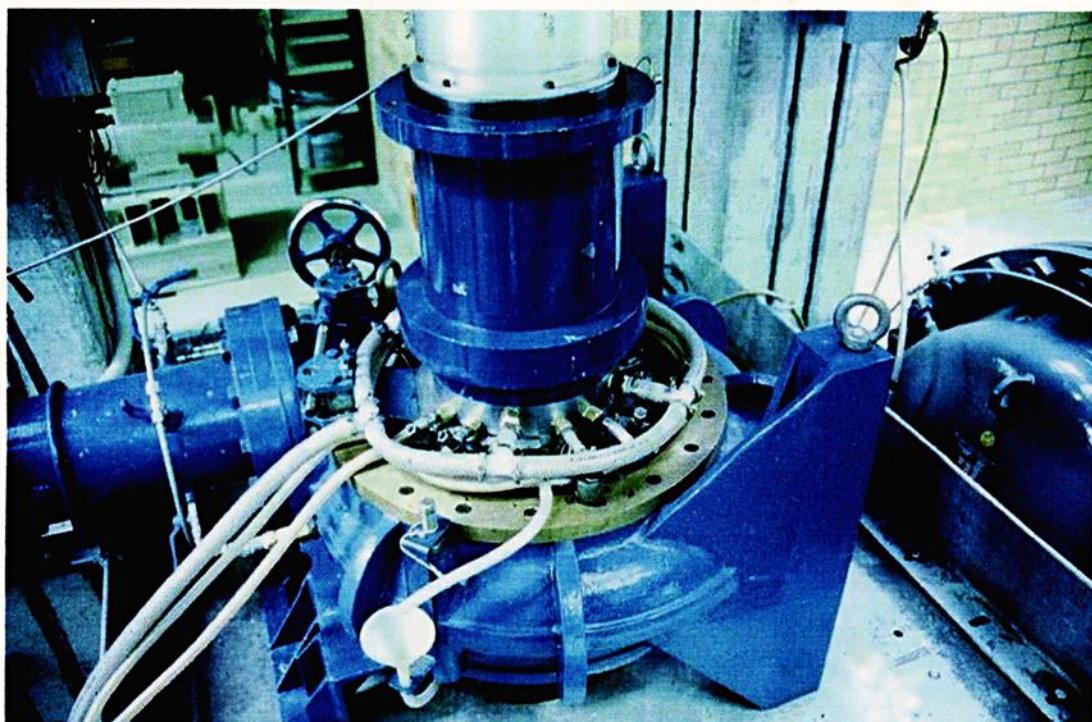


Foto 5 – Dispositivo-Turbomáquina, detalhe do sistema de vedação



Foto 6 – Vista lateral do dispositivo e turbomáquina montados na bancada

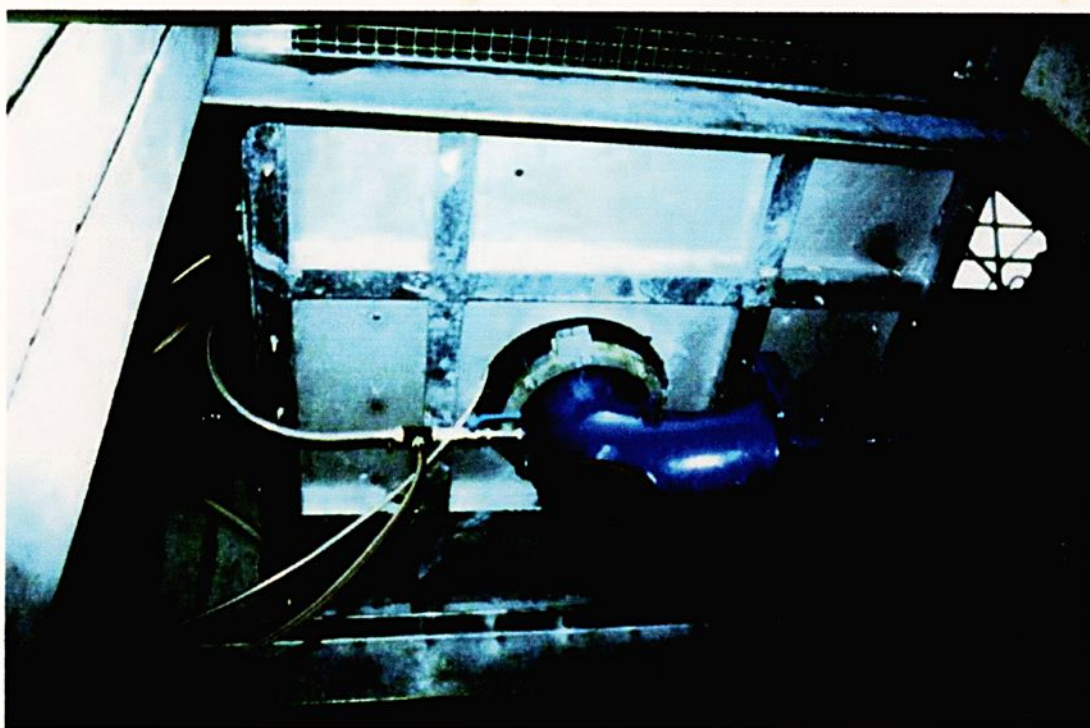


Foto 7 – Tubo de sucção do circuito fechado de água

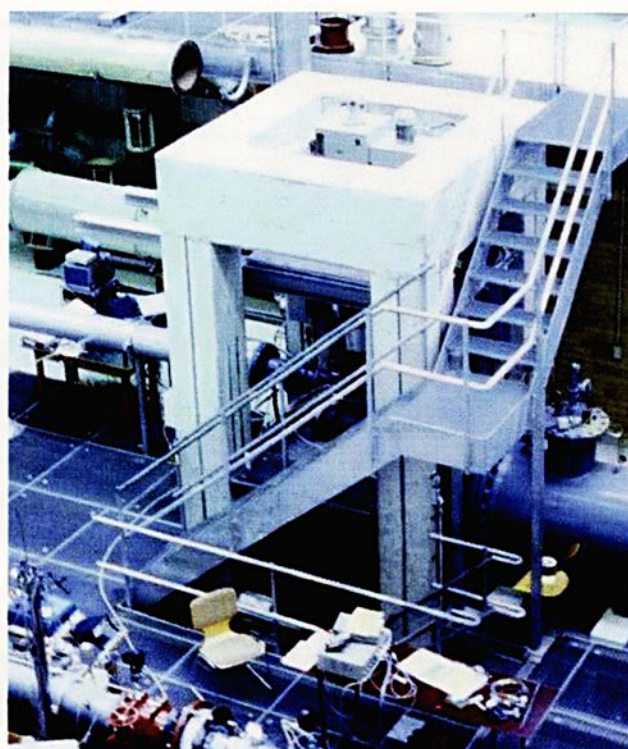


Foto 8 – Vista superior da bancada de teste

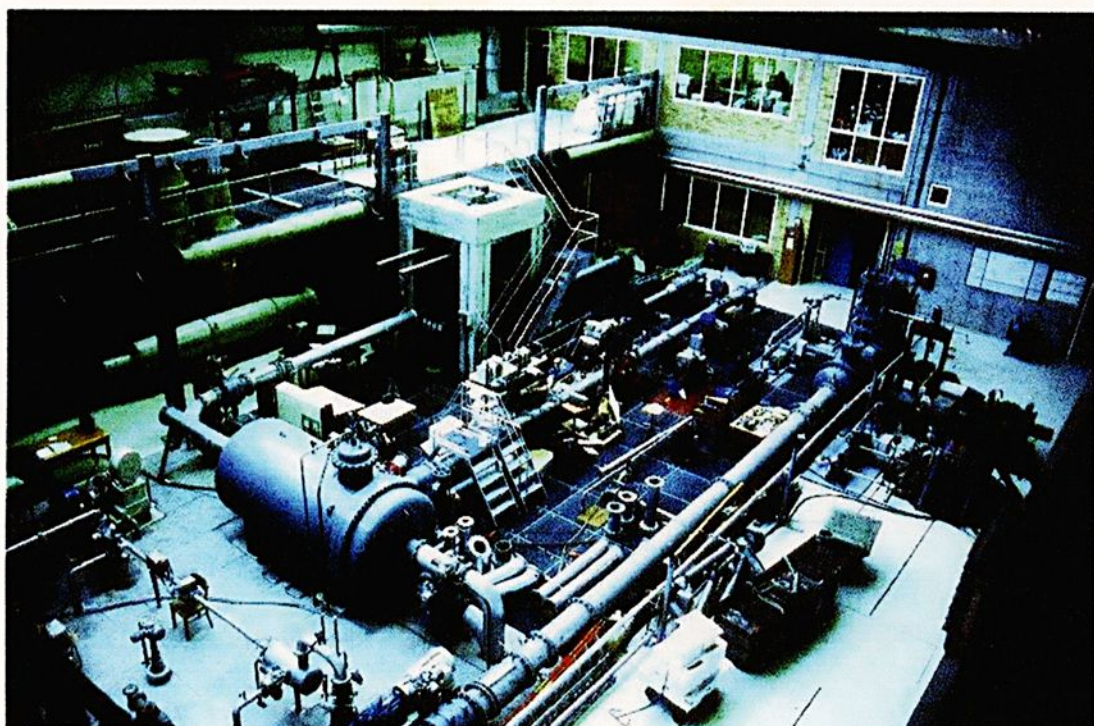


Foto 9 - Laboratório de Hidráulica do IHS

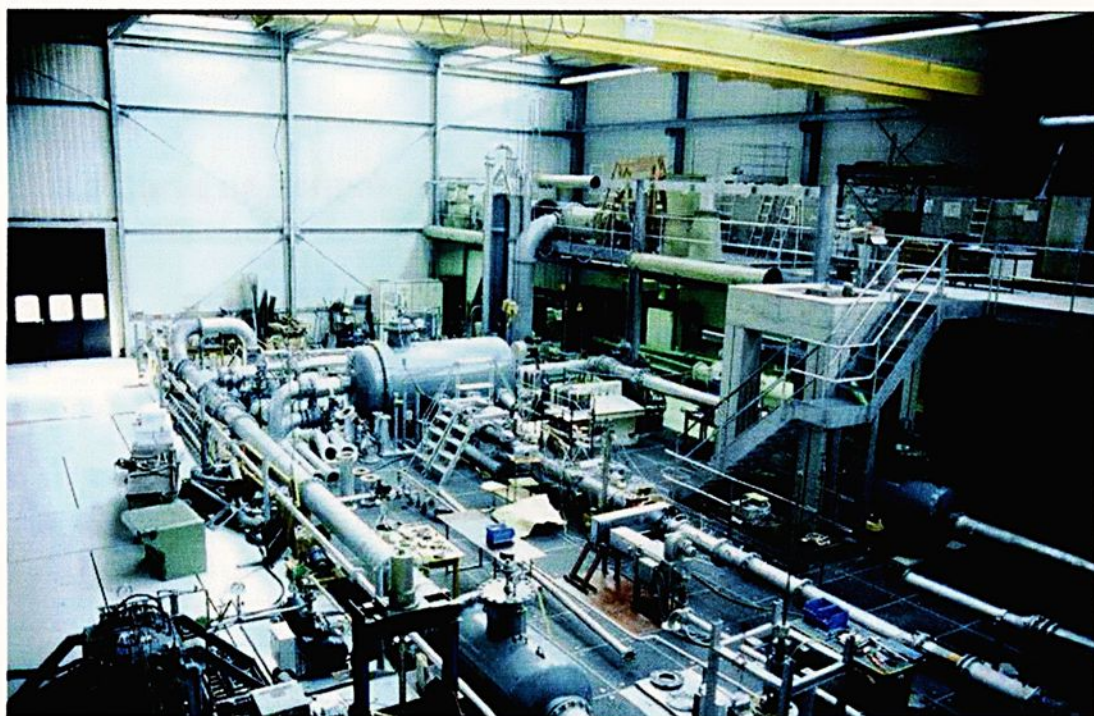


Foto 10 - Laboratório de Hidráulica do IHS

Anexo 3

Catálogos e Curva de Torque

3.1 Curvas de Calibração dos Transdutores de Carga

3.1.1 Transdutores

Curvas 1, 2 e 3 – Curvas de calibração

Catálogo – Informações sobre propriedades dos transdutores de carga

3.2 Curva de Torque por Rotação

Curvas 4 – Curva de torque no eixo da máquina, medições realizadas pela J. M. Voith GmbH com o modelo estudado.

Curvas 1: Transdutor de carga 1, posicionado a 0° a partir da coordenada X^* do sistema de coordenadas K^* .

Kalibrierzettel
Feuille d'étalonnage
Calibration sheet

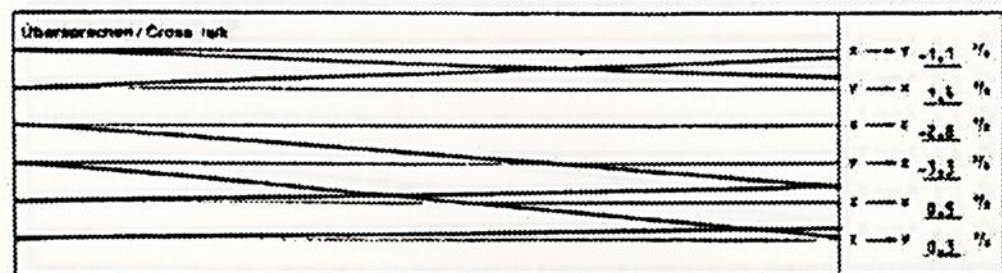
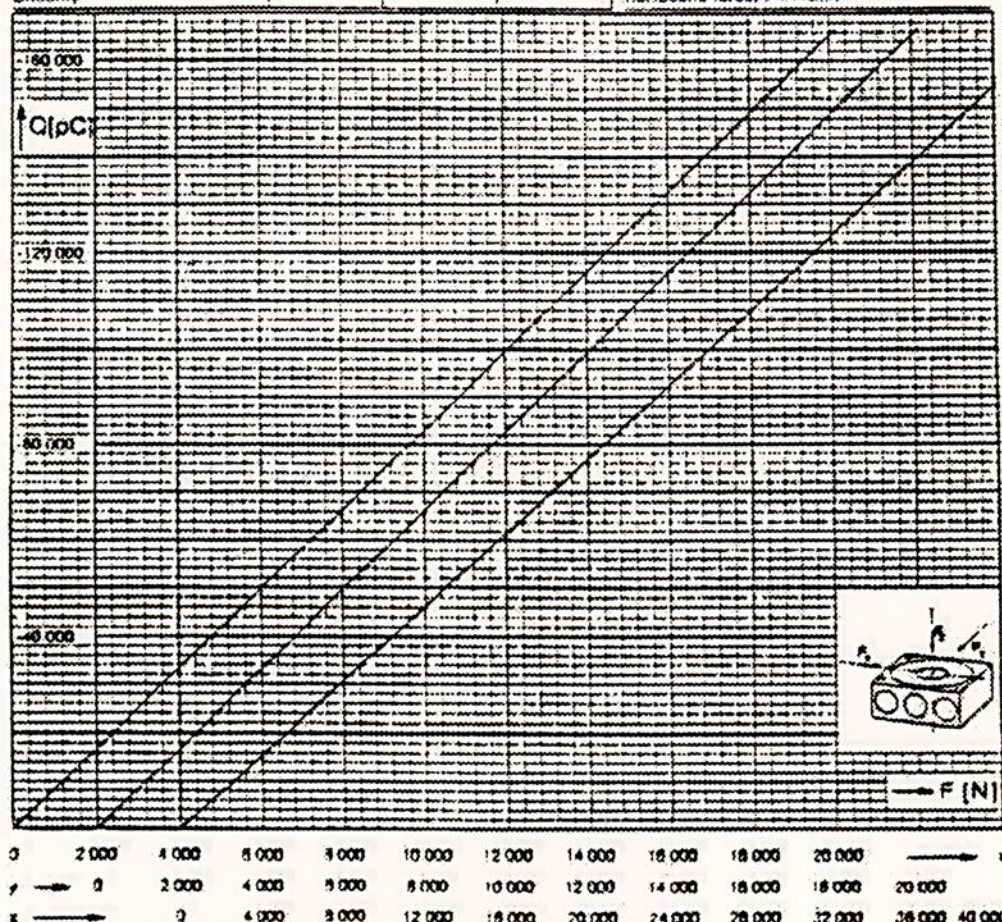
Piezo-instrumentation

KISTLER

3-Komponenten-Kraftmesselement
Capteur de force à 3 composantes
3-component force measuring element

Type 9067 SM 250352

Kalibrierbereich Gamme étalonnée Calibrated range	[N]	F_x 0..20 000	F_y 0..20 000	F_z 0..40 000	Betriebstemperaturbereich Gamme de température d'utilisation (C) Operating temperature range
Empfindlichkeit Sensibilité Sensitivity	[pC/N]	-8,27	-5,26	-3,86	Kalibriert bei Etalonné à Calibrated at
Linearität Linéarité Linearity	$\leq \pm \% FSO$	0,3	3,3	3,3	20 C by No Date 25.4.86
					(N) Newtons $\rightarrow$ 1 kg $\cdot$ m $\cdot$ s $^{-2}$ $\rightarrow$ 0.1019 kg $\rightarrow$ 0.2248 lbf lbf $\rightarrow$ 4.448 N



Dr. 407 Ed. 2.83

Kistler Instrumente AG, CH-8406 Winterthur, Schweiz, Telefon (052) 83 11 11, Telex 78 458

Curvas 1: Transdutor de carga 1, posicionado a 0° a partir da coordenada X* do sistema de coordenadas K*.

Kalibrierblatt
Feuille d'étalonnage
Calibration sheet

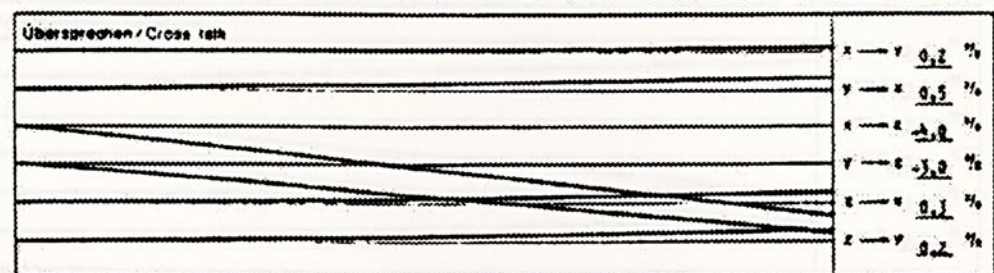
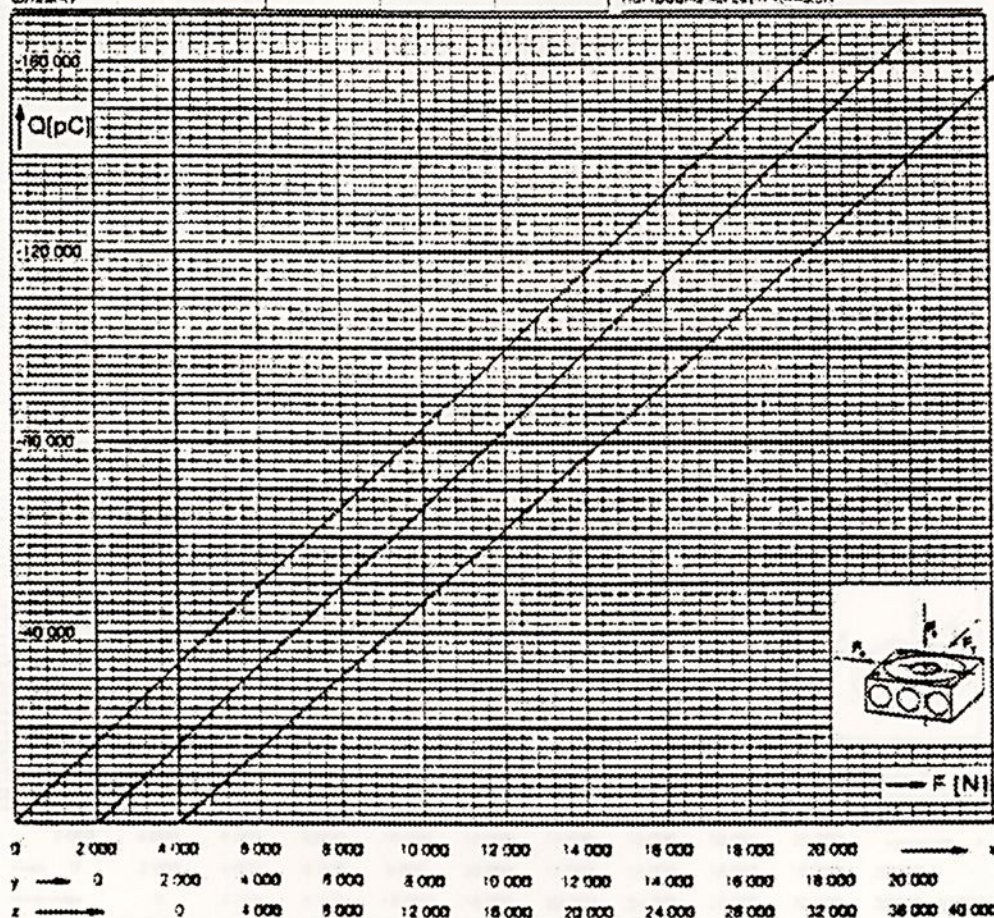
Piezo-Instrumentation

KISTLER

3-Komponenten-Kraftmesselement
Capteur de force à 3 composantes
3-component force measuring element

Type 9067 SN 250357

Kalibrierbereich Gamme d'étalonnage Calibrated range	[N]	F_x 0..20 000	F_y 0..20 000	F_z 0..40 000	Bereitschaftsbereich Gamme de temp. d'utilisation [°C] -50..200 Operating temperature range
Empfindlichkeit Sensibilité Sensitivity	[pC/N]	-8,27	-8,27	-5,37	Kalibriert bei Etalonné à Calibrated at 20 °C by He Date 25.1.86
Linearität Linéarité Linearity	$\leq \pm \% FSO$	0,5	0,5	0,5	(mNewton) 1 kg-m s ⁻¹ = 0,1019... kg = 0,2248... lbf 1 kg 1 kgf = 9,80665 N 1 lbf (pound force) = 4,448... N



Dr. 407 Ed. 2.83

Kistler Instrumente AG, CH-8408 Winterthur, Schweiz, Telefon (052) 83 11 11, Telex 78 488

Curvas 2: Transdutor de carga 2, posicionado a 120° a partir da coordenada X^* do sistema de coordenadas K^* .

Kalibrierblatt
Feuille d'étalonnage
Calibration sheet

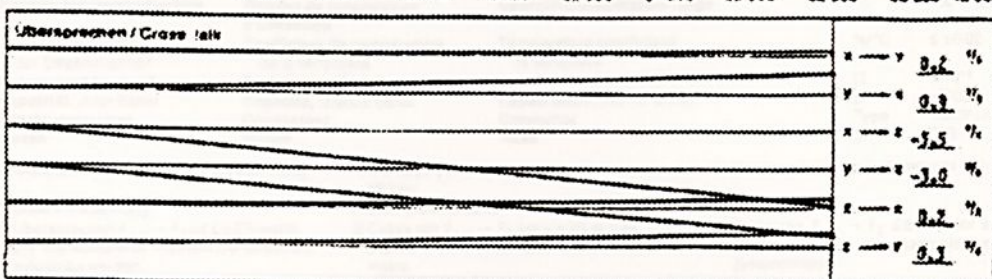
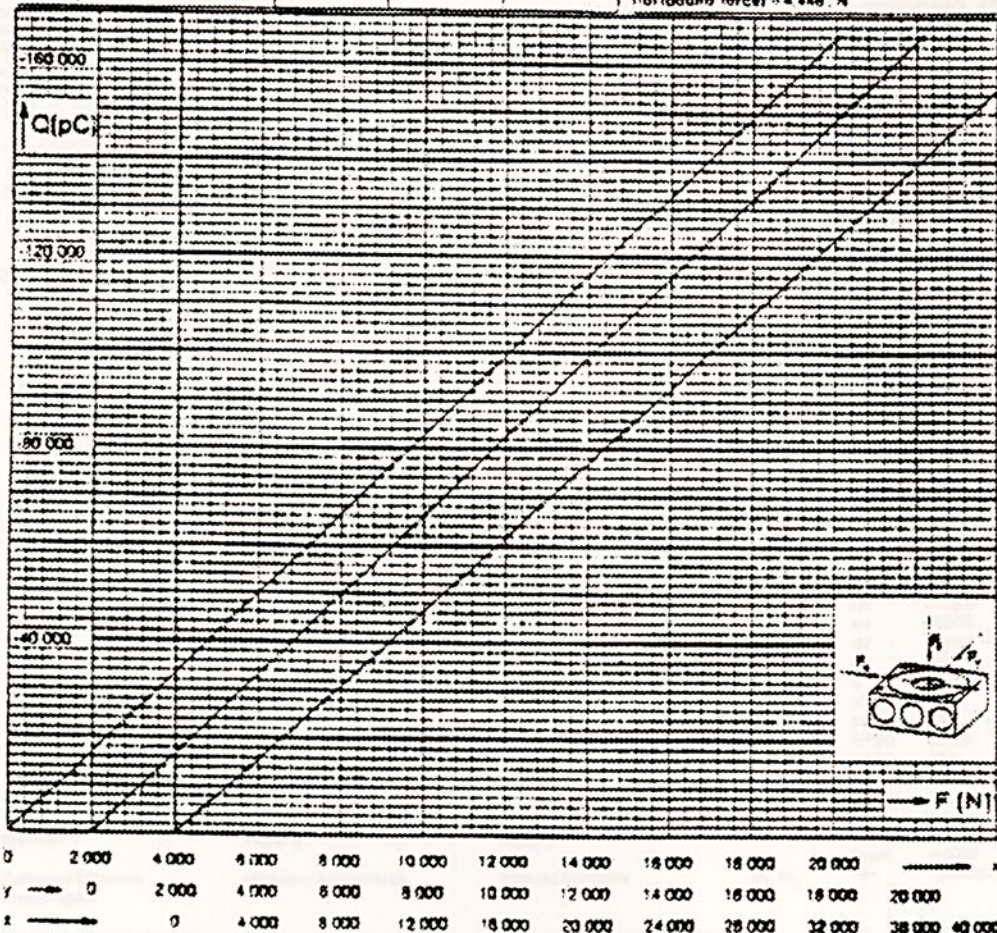
Piezo-instrumentation

KISTLER

3-Komponenten-Kraftmesselement
Capteur de force à 3 composantes
3-component force measuring element

Type 9067 SN 250363

Kalibrierter Bereich Gamme étalonnée Calibrated range	[N]	F_x 0...20 000	F_y 0...20 000	F_z 0...40 000	Betriebstemperaturbereich Gamme de temp. d'utilisation [°C] Operating temperature range
Empfindlichkeit Sensibilité Sensitivity	[pC/N]	-1,27	-8,26	-3,87	Kalibriert bei Etalonné à Calibrated at
Linearität Linéarité Linearity	$\leq \pm \% \text{ FSO}$	0,3	0,3	0,3	23 °C by file Date 25.4.86
					1 N (Newton) = 1 kg m s ⁻² = 0.1019... kg = 0.2248... lbf 1 kg = 1 kg = 9.80665 N 1 lbf (pound force) = 4.448... N



Dr. 407 Ed. 2/83

Kistler Instrumente AG, CH-8406 Winterthur, Schweiz, Telefon (052) 83 11 11, Telex 78 408

Curva 3: Transdutor de carga 3, posicionado a 240° a partir da coordenada X* do sistema de coordenadas K*.

3-Komponenten-Kraftaufnehmer F_x, F_y, F_z
Captur de force à 3 composantes F_x, F_y, F_z
3-Component Force Transducer F_x, F_y, F_z

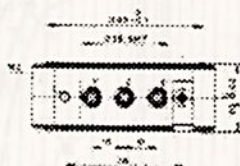
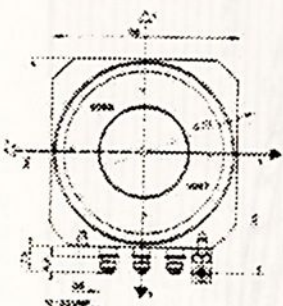
0300/ 003 1.4

9067, 9067A4, 9068 (9068A4)

Quarzkristall-Kraftaufnehmer zum Messen der drei orthogonalen Komponenten einer beliebig gerichteten dynamischen oder quasistatischen Kraft. Sehr grosser Messbereich, hohe Steifheit und minimales Übersprechen. Im Normalfall wird der Aufnehmer mit einem zentrischen Vorspannbolzen vorgespannt eingebaut. Für den Aufbau von Dynamometern sind Sätze bestehend aus mehreren ausgewählten und gemeinsam überschrittenen Kraftaufnehmern erhältlich.

Captur de force à quartz pour mesurer les trois composantes orthogonales d'une force dynamique ou quasi-statique agissant dans une direction quelconque. Gamme de mesure très étendue, grande rigidité et cross talk minimal. Normalement le capteur est monté avec un bolon de précontrainte centré. Pour l'assemblage de dynamomètres, des jeux de plusieurs capteurs spécialement sélectionnés et rectifiés ensemble sont disponibles.

Quartz force transducer for measuring the three orthogonal components of a dynamic or quasi-static force acting in an arbitrary direction. Very extended measuring range, high rigidity and minimal cross talk. In general the transducer is mounted preloaded with a centered preloading bolt. For assembling dynamometers, different sets consisting of several selected commonly ground force transducers are available.



Technische Daten

Données techniques

Technical Data

Bereich	Gamme	Range	F_x, F_y	kN	-25...20	1)
			F_z	kN	-40...40	1)
Überlast	Surcharge	Overload	F_x, F_y	kN	0...200	2)
			F_z	kN	-22/22	1)
			F_x, F_y	kN	-44/44	1)
			F_z	kN	240	2)
Anspruchsschwelle	Seuil de réponse	Threshold		N	<0.01	
Empfindlichkeit	Sensibilité	Sensitivity	F_x, F_y	pC/N	-8	1)
			F_z	pC/N	-3.8	1)
Linearität, jede Achse	Linéarité, chaque axe	Linearity, each axis		%FSO	±0.5	1)
Hysteresis, jede Achse	Hystérésis, chaque axe	Hysteresis, each axis		%FSO	20.5	1)
Übersprechen	Cross talk	Cross talk	$F_z \rightarrow F_{xy}$	%	±2.1	1)
			$F_x \rightarrow F_y$	%	±2.1	1)
			$F_{xy} \rightarrow F_z$	%	±2.2 (±2.3)	1)3)
Steifheit	Rigidité	Rigidity	k_v	N/mm	≈ 3500	
			k_t	N/mm	≈ 6000	
Zulässige Momentbelastungen	Moments admissibles	Allowed moments	M_x, M_y	Nm	-3530/3530	1)
Betriebstemperaturbereich	Gamme de température d'utilisation	Operating temperature range		°C	-50...150	
Temperaturkoeffizient der Empfindlichkeit	Coefficient de température de la sensibilité	Temperature coefficient of sensitivity		%/°C	±0.02	
Isolationswiderstand	Résistance d'isolement	Insulation resistance		Ω	$> 10^{11}$	
Kapazität, jeder Kanal	Capacité, chaque canal	Capacitance, each channel		pF	≈ 100	
Anschlussstecker	Connecteur	Connector		Type	10-32/11NF	
Masse	Mass	Mass		g	270	
1) Standardbau mit 160 kN Vorspannung						
1) Montage standard avec précontrainte de 160 kN						
2) ohne Vorspannung						
2) sans précontrainte						
3) Übersprechen $F_{xy} \rightarrow F_z$ ist ±2.2% wenn 2 B-Kanal Aufnehmer in einem Dynamometer eingebaut werden						
3) Cross talk $F_{xy} \rightarrow F_z$ est ±2.2% si deux capteurs sont assemblés dans un dynamomètre						
3) Übersprechen $F_{xy} \rightarrow F_z$ ist ±2.2% if for example four transducers are assembled into one dynamometer						
N=Newtons = 1 kg·m·s ⁻² = 0.10197, kg = 0.2248, lb, 1 kg = 2.2046, lb, 1 kg = 2.2046, lb, 1 Nm = 0.73756, lbf						

N: Newtons = 1 kg·m·s⁻² = 0.10197, kg = 0.2248, lb: 1 kg = 2.2046, lb: 1 kg = 2.2046, lb: 1 Nm = 0.73756, lb·ft

Catálogo: Informações sobre as propriedades e os ados técnicos dos transdutores de carga tridimensionais de cristal de quartzo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BACHMANN, P. *Fortschritte im Erfassen und Auswerten von Kräften und Momenten an Rotorenhydraulischer Modellturbomaschinen*. Escherwyss mitteilungen 1/2, pp. 69-81, 1980
- BIEZENO, C. B. *Technische Dynamik*, Erst und Zweiter Band. Spring Verlag, Berlin-Heidelberg 1953
- BISTAFA, S. R. *An Experimental Study on the Noise Generated by Vaporous Cavitation in Turbulent Shear Flows Produced by Confined Orifice Plates*, Tese de Doutorado, Pensylvania State University, USA, 1984
- BÖTTCHER, C., MÜLLER, A. *Messmethode zur Bestimmung der Laufradkräfte der Modell-Pumpturbine Mittels Quartzkristallaufnehmern*. Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Uni-Stuttgart, Unveröffentliche Studienarbeit - TS151, 1984
- BRANDÃO, J. G. T. & TOMAZINI J. E., 1994/1995, *Esforços Hidráulicos Dinâmicos em Turbomáquinas*, Revista de Engenharia e Ciências Aplicadas, São Paulo, Brasil, vol. 2, pp. 41-45.1994/1995
- BRANDÃO, J. G. T. & TOMAZINI J. E., *Dynamic Model of a Measurement Device*, Pan American Congress of Applied Mechanics, vol. 8, pp 1423, 1999

- BRANDÃO, J. *Vibrações em Turbina Francis com Ênfase em Vórtice de Núcleo*, Dissertação de Mestrado, UNICAMP, 1987
- BRANDÃO, J., SCHNEIDER, K., MICHLER, W., FAIGLE P., *Measurements of the dynamics Forces and Torques actiong on the Impeller of a model pump-turbine*. IAHR-Symposium, São Paulo, 1992
- BRIGHAM, E. ORAN *FFT Schnelle Fourier. Transformation* R. Oldenburg Verlag München Wien, 1987
- CHAMIEH, D.S., ACOSTA, A. J., BRENNEN, C. E., CAUGHEY, T. K. *Experiment Measurements of hydrodynamic Radial Forces and Stiffness Matrices for a Centrifugal Pump-Impeller*. Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp 307-315, Sep. 1985
- CHILD, D. W. *Turbomachinary Rotordynamics – Phenomena, Modeling and Analysis*, John Willey & Sons, Inc. 1ª Edição, 1993
- DAUB, M., WEIRETER, M. *Bestimmung der Eigenfrequenz der Messanordnung zur Messung der Kräfte und Momente auf das Laufrad der Modell-Pumpturbine*. Institut f. Hydraulische Strömungsmaschinen - Uni-Stuttgart, HSM 80, 1990
- FAIGLE, P.: *Dynamische Kalibrierung der Meßlagerung zur Messung Kräfte und Momente auf das Laufrad der Model-Pumpturbine im eingebauten Zustand und erste Messungen im Betrieb* Institut f. Hydraulische Stömungsmaschinen, Uni-Stuttgart, SA-HSM 87, 1992
- GASCH, R., PFÜTZNER, H. *Rotordynamic, Eine Einführung*. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1975
- GIEBNER, E. *Die Auslegung von Radialkräfte in hydralischen Maschinen*. Wälzlagertechnische Sonderschrift WTS 830620
- GIEBNER, E., *Die Auslegung von Axialspindellagerungen*, Wältztechnische Sonderschriften, SKF, Schweinfurt 1985



- GREIN, H, BACHMANN, P., BARP, B., ANNEN, H., SCHWEIZER, R.
Radialkräfte an hydraulischen Turbomaschinen. Technische Rundschau
 Sulzer, Heft 1, p.37-48, 1975
- GÜLICH, J., JUD, W., HUGHES, S. F. REVIEW OF PARAMETERS
Influencing Hydraulic Forces on Centrifugal Impellers. I Mech E,
 Seminar on Radial Loads and Axial Thrusts on Centrifugal Pumps,
 London, pp 1-16, Feb. 1986
- HARBORT T., *Statische Kalibrierung der Messanordnung zur Messung der
 auf das Laufrad der Modellpumpturbine wirkenden Kräfte und
 Momenten*, Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische
 Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, HSN Nr.62., 1990
- HE, HONIGQING; SHEN, DAKUN; ZHANG, ZHEWEN *Study on Critical
 Rotational Speed of Turbo-pump Rotors – (1) The Transfer Matrix
 Method for Homogeneous Support*. Journal of Propulsion Tecnology,
 v19 i6 pp 83-87, 1998
- HE, HONIGQING; SHEN, DAKUN; ZHANG, ZHEWEN *Study on Critical
 Rotational Speed of Turbo-pump Rotors – (2) The Transfer Matrix
 Method for Non-Homogeneous Support Rotors*. Journal of Propulsion
 Technology, v20 i1 pp 38-40, 1999
- HE, HONIGQING; SHEN, DAKUN; ZHANG, ZHEWEN *Study on Critical
 Rotational Speed of Turbo-pump Rotors – (3) For Turbopump Rotors
 Taking Account of Liquid Acting Forces*. Journal of Propulsion
 Technology, v20 i2 pp 42-44, 1999
- HUDEC, V. *Lagerung für die Messung der auf das Laufrad der Modell-
 Pumpturbine wirkenden Kräfte und Momente* Institut f. Hydraulische
 Strömungsmaschinen, Uni-Stuttgart, SA-TS 161, 1985

- ITTERHEIM, C. *Statische Kalibrierung der Meßanordnung zur Messung der auf das Laufrad der Modell-Pumpturbine wirkenden Kräfte und Momente* Institut f. Hydraulische Strömungsmaschinen, Uni-Stuttgart, SA-HSM 61, 1989
- KANE, T. R., LEVINSON, D. A.; *Dynamics: Theory and Applications*, Mcgraw-Hill Book Company, USA, 1985.
- KLEMM, D. *Modellversuche für die Pumpturbine Herdecke* J. M. Voith GmbH, Heidenheim/Brenz, Bericht Nr. 2540, 1985
- KLEMM, D., FISCHER, D. *Modellversuche für die Francis-Pumpturbine Rodund II* J. M. Voith GmbH, Heidenheim/Brenz, Bericht Nr. 2512, 1971
- KREUZER, E. *Symbolische Berechnung der Bewegungsgleichungen von Mehrkörpersystemen*. Fortschrittsbericht VDI-Z., Reihe 11, Nr. 32 VDI-Verlag, Düsseldorf 1979
- KREUZER, E., SCHMOLL, K. P. *Benutzungsanleitung für das Programmpaket NEWEUL* Anleitung AN-4, Institut B für Mechanik, Universität Stuttgart 1981
- LAUKMANN, D. *Statische und dynamische Kalibrierung der Meßlagerung zur Meßlagerung der Kräfte und Momente auf das Laufrad einer Modell-Pumpturbine* Institut f. Hydraulische Strömungsmaschinen, Uni-Stuttgart, SA-HSM 84, 1991
- LEIN, G. *Einführung in die Regelungstechnik*, Vorlesungsmanuskript von Institut f. Strömungsmechanik und Hydraulische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, 1992
- LEVINSON, D. A., *Autolev Software User's Manual*, USA, 1991.
- LISS, C. *Dynamische Radialkräfte an der Pumpturbine* J. M. Voith GmbH, Heidelberg/Brenz, 1975



- LIESS, C. *Ermittlung dynamische Radialkräfte in hydraulischen Maschinen.*
Voith Forschung und Konstruktion, Heft 28, 1982
- LIESS, C., JÄGER, E. U., LLEMM, D., *Hydraulically induced radial forces on Francis turbines: measurements, evolution and results*, IAHR-SYMPOSIUM, 12, Stirling.1987
- LIESS, C., JÄGER, E.-U., KLEMM, D. *Hydraulically Induced Radial Forces on Francis Turbines and Pump: Measurement, Evalution and Results.*
12th IAHR - Symposium, Section for Hydraulic, Stirling for Hydrulic Machinery, Equipament and Cavitaion, Stirling, Aug. 27-30, 1984
- LIESS, C., *The determination of dynamic radial forces in hydraulic machines*,
Voith Research and Construction, vol.28e, 1982
- LUTZ, A. *Simulation elastischer Rotorsystem.* Universität Stuttgart, Institut B für Mechanik, STUD-9, Stuttgart 1984
- MÄGE, B., REIF, P.-D., WALLOSCHEK, P. U. *Koordinatentransformation und Meßdatenverarbeitung beim rotirenden Raddynamometer.*
Technisches Messen tm, 52. Jahrgang, Heft 12, S. 459-464, 1985
- MAGNUS, K. KREISEL, *Theorie und Anwendung* Spring Verlag, Berlin-Heidelberg-New York 1971
- MAKAROV, V. V., TOPAZH, G.I. *To Calculate of Axial Hydraulic Force Acting on the Working Wheel of Radial-Axial Hydraulic Machines*
Gidrotekhnicheskoe Stroitel'stvo, i12 pp10-12, 1994
- MARTIN, K.-H. *Mehrkomponenten-Kraftmessung am rotirenden Rad.*
Tagung Fahrzeugtechnik - Teilgebiete und Methoden der VDI Gessellschaft Fahrzeugtechnik, Bad Homburg, Germany April 18/19 1985
- MÜLLER, M. *Teoretische Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Messanordnung zur Messung der auf das Laufrad der*



- UNIC *Modellpumpturbine wirkenden Kräfte und Momente* Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Uni-Stuttgart - DA - Nr. 26, 1986
- MÜLLER, P. C., SCHIEHLEN, W. *Lineare Schwingungen*. Akademische Verlagsgesellschaft, Wiesbaden 1976
- PHAN, A. V., REYNAUD, G. *Determination of the Asynchronous Loads on a Rotor from the Measured internal Forces* *Jornal of Sound and Vibrations* 206(1) pp 15-22, 1997
- RAABE, J. *Hydro Power*. VDI - Verlag Gmbh - Düsseldorf - 1985
- SCHNEIDER, K. *Messung der auf Laufräder Hydraulischer Strömungsmaschinen Wirkenden Kräfte und Momente* VDMA-Pumpentagung Karlsruhe, 1988
- SCHNEIDER, K. *Messung der auf Laufräder hydraulischer Strömungsmaschinen wirkenden dynanische Kräfte und Momente*. Pump Congress, Karlsruhe, Germany, 1988
- SCHNEIDER, K. *Untersuchungen über das Verhalten hydraulischer Strömungsmaschinen bei transienten Vorgängen*. IV. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen - Transiente Betriebszustände in Wasserkraftanlagen, TU Wien Austria, Nov. 25-27, 1986
- SCHNEIDER, K., MICHLER, W., KOPF, E. *Eentwicklung eines Diagnosesystems für Wasserkraftmaschinen*. Symposium, Sonthofen, 1993
- STAUBLI, T. *Some Results of Forces Measurements on the Impeller of a Modell Pump-turbine*. IAHR - Symposium, Lille-France, 9-11 Sep., 1987



UMOV, V. A, CHEREPOVITSYN, L. A; *On Influence of the Working Wheel Seal Parameters and the Operational Conditions on Radial Force at Rotors of Radial - Axial Pump-Turbine.* Gidrotekhnicheskoe Stroitel'stvo, 112 pp22-25, December 1994



