

***FABIANO RIBEIRO DO VALE ALMEIDA***

**ESTUDO DE FENÔMENOS AUTO-EXCITADOS  
EM MÁQUINAS ROTATIVAS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de  
Itajubá para obtenção do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica na área de Projeto e Fabricação

Itajubá – MG  
2003

***FABIANO RIBEIRO DO VALE ALMEIDA***

**ESTUDO DE FENÔMENOS AUTO-EXCITADOS  
EM MÁQUINAS ROTATIVAS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de  
Itajubá para obtenção do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica na área de Projeto e Fabricação

Orientador: Prof.Dr. Márcio Tadeu de Almeida

Itajubá - MG  
2003

## **DADOS CURRICULARES**

### **FABIANO RIBEIRO DO VALE ALMEIDA**

Nascimento 04.09.78 – ITAJUBÁ / MG

Filiação Márcio Tadeu de Almeida  
Sandra Maria Ribeiro do Vale Almeida

1998 / 2002 Curso de Graduação  
Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI

## *Dedicatória*

Dedico este trabalho com todo carinho aos meus queridos pais – **Márcio** e **Sandra**, que sempre me deram incentivo e me ensinaram que em cada momento por pior que seja, sempre terá um ponto de luz, uma saída. Também aprendi com eles a mudar a minha maneira de pensar negativamente, a aproveitar cada momento de minha vida e a confiar mais na minha inteligência.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça, que permitiu que eu atingisse o objetivo de realizar este trabalho e me ensinou o caminho do bem. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família, minha namorada Fabiana e meus amigos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida que jamais deixou de me incentivar.

Aos professores e funcionários pelas colaborações prestadas.

A CAPES pelo apoio financeiro.

A todos que colaboraram, direta ou indiretamente para a conclusão deste trabalho.

“A maior chance que a vida nos dá é a oportunidade de trabalhar e realizar todos os nossos sonhos”

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	i
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	v
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	vi
<b>CAPÍTULO 1 – OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	1
1.1 OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
<b>CAPÍTULO 2 – ESTUDO DE FENÔMENOS AUTO-EXCITADOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS</b> .....	5
2.1 INTRODUÇÃO .....	6
2.2 VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA .....	6
2.3 EXEMPLOS .....	11
<b>2.3.1 Primeiro caso</b> .....	11
<b>2.3.2 Segundo caso</b> .....	15
2.4 ESTABILIDADE E INSTABILIDADE .....	17
2.5 INSTABILIDADE MECÂNICA .....	20
<b>2.5.1 Como identificar uma instabilidade</b> .....	21
<b>2.5.2 Diferença entre instabilidade (vibração auto-excitada)     e ressonância (vibração forçada)</b> .....	22
<b>2.5.3 Ressonância estrutural na pá de um     ventilador centrífugo (estudo de caso 1)</b> .....	25
2.5.3.1 Ventilador centrífugo .....	25
2.5.3.2 Identificação das principais fontes de vibrações no sistema .....	26
2.5.3.3 Determinação dos pontos de medidas e dos dados do conjunto motor-ventilador .....	28

2.5.3.4	Medição das principais frequências naturais do sistema .....	29
2.5.3.5	Diagnosticar a causa das trincas nas pás do rotor do ventilador .....	32
2.5.3.6	Modelo da pá com elementos finitos (ANSYS – versão estudantil) .....	32
2.5.3.7	Solução para reduzir ou eliminar os problemas das trincas no rotor do ventilador .....	34
2.5.3.8	Análise final do exemplo prático .....	36
<b>2.5.4</b>	<b>Vibração auto-excitada em máquinas de papel e laminadores (estudo de caso 2) .....</b>	<b>37</b>
2.5.4.1	Rolos de prensas de máquinas de papel .....	39
2.5.4.2	Desenho esquemático de outros componentes da máquina de papel .....	41
2.5.4.3	Medição das principais frequências naturais do sistema .....	43
2.5.4.4	Vibração auto-excitadas na soft-calandra .....	45
2.5.4.5	Solução para reduzir ou eliminar os problemas das facetas nos rolos da máquina de papel .....	48
2.5.4.6	Análise final do exemplo prático .....	49
<b>2.5.5</b>	<b>Vibração auto-excitada em máquinas ferramenta (tornos e retificas) – (estudo de caso 3) .....</b>	<b>52</b>
2.5.5.1	Análise do exemplo prático .....	56
<b>CAPÍTULO 3 – DETERMINAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS ACÚSTICAS .....</b>		<b>57</b>
3.1	INTRODUÇÃO .....	58
3.2	TUBO DE ÓRGÃO E RESSONADORES .....	58
3.3	RESSONADOR DE HELMHOLTZ .....	62



<b>CAPÍTULO 4 – VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA INDUZIDA POR RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO .....</b>	<b>67</b>
4.1 INTRODUÇÃO .....	68
<b>4.1.1 Ventilador centrífugo .....</b>	<b>70</b>
<b>4.1.3 Desenvolvimento do modelo teórico         (estabilidade do sistema de fluxo) .....</b>	<b>70</b>
<b>4.1.4 Operação do ventilador centrífugo .....</b>	<b>85</b>
4.2 CONCLUSÃO .....	88
<b>CAPÍTULO 5 – COMPROVAÇÃO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>90</b>
5.1 INTRODUÇÃO .....	91
5.2 ESQUEMA DO BANCO DE ENSAIO .....	91
5.3 PROCEDIMENTO OPERACIONAL .....	96
5.4 RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS.....	99
5.5 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS .....	102
5.6 RESULTADOS .....	110
<b>5.6.1 Instrumentação .....</b>	<b>110</b>
5.7 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO .....	113
5.8 CONCLUSÕES .....	116
5.9 SUGESTÕES PARA FUTUTOS TRABALHOS .....	118

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>121</b>
<b>BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS .....</b>	<b>125</b>
<b>ANEXOS A-B-C .....</b>	<b>129</b>
<b>ANEXO A CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS DE EXCITAÇÕES DO EXEMPLO DA VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA EM MÁQUINAS DE PAPEL ARESENTADO NO CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>130</b>
<b>ANEXO B ROTEIRO E EXEMPLO DOS CÁLCULOS PARA O LEVANTAMENTO DAS CURVAS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO DO CAPÍTULO 5 .....</b>	<b>135</b>
<b>ANEXO C SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL .....</b>	<b>139</b>

## LISTA DE FIGURAS

### CAPÍTULO 2

2.1 Sinal no tempo de um sistema instável .....	14
2.2 Espectro de vibração de um sistema instável .....	15
2.3 Sinal no tempo .....	17
2.4 Pêndulo simples .....	19
2.5 Vibração forçada .....	23
2.6 Vibração auto-excitada .....	23
2.7 Ventilador centrífugo – lado da entrada .....	26
2.8 Ventilador centrífugo – lado do acionamento .....	26
2.9 Espectro em escala linear .....	27
2.10 Gráfico de tendência .....	28
2.11 Esquema do motor-ventilador .....	29
2.12 Rotor do ventilador suspenso .....	30
2.13 Acelerômetro fixado na pá .....	30
2.14 Espectro em velocidade .....	31
2.15 Rotor com a pá trincada .....	32
2.16 Simulação da pá no programa ANSYS .....	33
2.17 Simulação da pá no programa ANSYS .....	33
2.18 Simulação no programa ANSYS .....	34
2.19 Anel travando as pás do rotor .....	35
2.20 Espectro de vibração .....	36
2.21 Chapa facetada .....	38

2.22 Máquina de papel – detalhe dos rolos superior e inferior .....	39
2.23 Componentes da máquina de papel .....	40
2.24 Sistema dinâmico dos rolos de uma máquina de papel .....	41
2.25 Componentes de máquina de papel .....	42
2.26 Espectro em velocidade .....	42
2.27 Teste de impacto na direção vertical no rolo superior e inferior separados .....	43
2.28 Teste de impacto na direção horizontal no rolo inferior e superior separados .....	43
2.29 Teste de impacto nos dois rolos juntos na direção vertical .....	44
2.30 Espectro em aceleração .....	44
2.31 Rolo da máquina de papel antes de ocorrer o facetamento ou marcação .....	47
2.32 Rolo superior revestido de borracha facetado ou marcado .....	47
2.33 Gráfico em tendência .....	50
2.34 Gráfico em cascata .....	50
2.35 Espectro de vibração em velocidade antes das alterações (rolos facetados) .....	51
2.36 Espectro de vibração em velocidade depois das alterações .....	51
2.37 Desenho esquemático de um torno (parte superior) .....	52
2.38 Desenho esquemático de um torno (parte inferior) .....	53
2.39 Retífica onde ocorreu o fenômeno auto-excitado .....	53
2.40 Retífica – detalhe do reboło .....	54
2.41 Peça trabalhando e estrutura da máquina ferramenta .....	54
2.42 Peça marcada devido a vibração auto-excitada .....	55

**CAPÍTULO 3**

3.1 Tubo com ambas as pontas fechadas .....	59
3.2 Tubo com ambas as pontas abertas .....	60
3.3 Tubo com uma ponta fechada e outra aberta .....	61
3.4 Ressonador Helmholtz .....	62
3.5 Ressonador .....	63

**CAPÍTULO 4**

4.1 Ventilador centrífugo .....	70
4.2 Esquema do ventilador .....	71
4.3 Seção do tubo .....	71
4.4 Curva do ventilador para rotação constante .....	86
4.5 Sinal no tempo ( $DS > 0$ ) .....	87
4.6 Sinal no tempo ( $DS < 0$ ) .....	87
4.7 Sinais no tempo ( $DS < 0$ ) .....	88
4.8 Para $DS > 0$ e $DS < 0$ .....	88

**CAPÍTULO 5**

5.1 Banco de ensaio .....	92
5.2 Ventilador e motor elétrico .....	93
5.3 Base do ventilador e tubo de sucção .....	93
5.4 Mancais, polias e correia .....	94
5.5 Câmara .....	94
5.6 Câmara vista do lado de fora .....	95

5.7 Câmara vista do lado de dentro .....	95
5.8 Curvas do ventilador centrífugo .....	96
5.9 Sinal no tempo para $Q=0,5$ .....	103
5.10 Sinal no tempo para $Q=1,0$ .....	104
5.11 Sinal no tempo para $Q=1,5$ .....	104
5.12 Sinal no tempo para $Q=2,0$ .....	105
5.13 Sinal no tempo para $Q=2,1$ .....	106
5.14 Sinal no tempo para $Q=2,2$ .....	107
5.15 Sinal no tempo para $Q=2,3$ .....	108
5.16 Sinal no tempo para $Q=2,4$ .....	108
5.17 Sinal no tempo para $Q=3,0$ .....	109
5.18 Sinal no tempo para $Q=4,0$ .....	110
5.19 Diafragma instalado na tubulação .....	111
5.20 Coleta de dados .....	112
5.21 Coleta de dados .....	112
5.22 Coletor dinâmico da SKF .....	113
5.23 Gráfico em palograma .....	114
5.24 Gráfico em cascata .....	114
5.25 Gráfico de tendência .....	115
5.26 Sinal no tempo .....	115

## LISTA DE TABELAS

### CAPÍTULO 2

2.1 Comparação entre ressonância e instabilidade .....	24
2.2 Dados do conjunto motor-ventilador .....	29
2.3 Comparação das frequências naturais .....	36

### CAPÍTULO 5

5.1 Quadro de valores obtidos no ensaio .....	97
5.2 Tabela das condições ambientais .....	97
5.3 Quadro dos valores calculados .....	98
5.4 Tabela das condições ambientais médias .....	98
5.5 Tabela de dados do motor elétrico .....	99
5.6 Dados do ventilador centrífugo .....	99
5.7 Principais frequências de excitações (calculadas e medidas) .....	100
5.8 Tabela de resultados .....	101

## LISTA DE SÍMBOLOS

### CARACTERES ALFABÉTICOS

A	área da seção transversal do pescoço [ $m^2$ ], área de seção reta [ $m^2$ ], constante [1]
Ab	área da base da câmara [ $m^2$ ]
$A_1$	constante [1]
$A_2$	constante [1]
b	constante de proporcionalidade [1]
C	coeficiente de amortecimento viscoso [ $N.s/m$ ] velocidade do som no fluido [ $m/s$ ]
Cc	coeficiente de amortecimento crítico [ $N.s/m$ ]
d	diâmetro [ $m$ ]
D	diâmetro da câmara esférica [ $m$ ], parâmetro de amortecimento efetivo do sistema [ $Pa.s/m^3$ ]
$d_e$	diâmetro equivalente [ $m$ ]
$d_S$	coeficiente de amortecimento equivalente [ $Pa.s/m^3$ ]
DS	coeficiente de amortecimento equivalente [ $Pa.s/m^3$ ]
E	energia do sistema [J]
f	fator de atrito [1]
F	força de excitação [N]
$F_1$	parâmetro de atrito efetivo do sistema [ $Pa.s^2/m^6$ ]
$F_2$	forças aplicadas nas extremidades [N]
$F_3$	perda de carga devido válvulas [Pa]
FDRI	freqüência de defeito do rolo superior [rpm] ou [Hz]
FDRS	freqüência de defeito do rolo inferior [rpm] ou [Hz]
FENG1	freqüência do primeiro engrenamento [rpm] ou [Hz]
FENG2	freqüência do segundo engrenamento [rpm] ou [Hz]
fif	umidade relativa final [%]
fii	umidade relativa inicial [%]
fim	umidade relativa média [%]



$f_n$	freqüência natural [Hz]
FRCA	freqüência da correia no carda [rpm] ou [Hz]
FRRCO	freqüência da correia [rpm] ou [Hz]
FT	perda de carga total [m]
$g$	aceleração de gravidade [ $m/s^2$ ]
H	altura da câmara [m]
$i$	número imaginário [1]
K	constante adiabática [1]
$k$	rigidez (constante de mola) [N/m]
$K_e$	constante efetiva de mola [N/m]
$K_1$	coeficiente de perda secundária (perda de carga localizada)
L	comprimento do tubo (pescoço) [m]
$L_1$	comprimento do tubo [m]
$L_e$	comprimento equivalente [m]
M	inércia efetiva do sistema [ $Kg/m^4$ ]
$m$	massa do sistema [Kg]
P	raiz [1]
$p_1$	primeira raiz [1]
$p_2$	segunda raiz [1]
$Pa_1$	pressão absoluta em 1 [Pa]
$P_b$	pressão barométrica [mmHg]
$P_{bf}$	pressão barométrica final [mmHg]
$P_{bi}$	pressão barométrica inicial [mmHg]
$P_e$	potência do eixo do ventilador [kW]
$Pe_1$	pressão estática em 1 [mmcA]
$Pe_l$	potência elétrica [kW]
$Ph$	potência hidráulica [kW]
$P_0$	pressão do meio que age em toda fronteira [Pa]
$P_1$	pressão absoluta na entrada da seção [Pa]
$P_2$	pressão absoluta na saída da seção [Pa]

$P_3$	pressão relativa na descarga [Pa]
$Q(t)$	resposta da pulsação de pressão, vazão (resposta do sistema) [ $m^3/s$ ]
$\dot{Q}$	primeira derivada da resposta da pulsação de pressão [ $m^3/s/s$ ]
$\ddot{Q}$	segunda derivada da resposta da pulsação de pressão [ $m^3/s/s^2$ ]
$QP_0$	perturbação inicial no sistema [ $m^3/s$ ]
$Q_0$	constante que depende das condições iniciais
$Q_1$	vazão na entrada [ $m^3/s$ ]
$Q_2$	vazão na saída [ $m^3/s$ ]
$QP(t)$	perturbação (variação do fluxo) [ $m^3/s$ ] pulsação da vazão no tempo [ $m^3/s$ ]
$Q_s$	vazão num ponto da curva do ventilador [ $m^3/s$ ]
$R$	constante universal do gás [N.m/Kg.K]
$\Delta P(Q)$	função de desempenho do ventilador
RCA	entrada do redutor [rpm] ou [Hz]
RCAN	rotação do carda [rpm] ou [Hz]
$Re(Q)$	número de Reynolds [1]
RE2N	rotação do segundo eixo [rpm] ou [Hz]
RE3N	rotação do terceiro eixo [rpm] ou [Hz]
RRN	rotação do rolo [rpm] ou [Hz]
$S$	área da superfície de cisalhamento [ $m^2$ ]
$t$	espessura da parede da cavidade [m]
$T$	período [s]
$t$	tempo [s]
$T_1$	temperatura absoluta [ $^{\circ}C$ ]
$V(x)$	expressão da energia potencial [J]
$V$ e $V_1$	volume da câmara ou volume de um sistema grande [ $m^3$ ]
VC	volume de controle [1]
$v$	velocidade média do fluxo no tubo [m/s]
$v_1$	velocidade inicial do fluido [m/s]
$v_2$	velocidade final do fluido [m/s]

$x$	deslocamento [m]
$\dot{x}$	velocidade [m/s]
$\ddot{x}$	aceleração [m/s <sup>2</sup> ]

## CARACTERES GREGOS

$\Delta h_1$	diferença de pressão do manômetro [mmcA]
$\Delta P$	variação de pressão [Pa]
$\Delta P_d$	perda de carga dinâmica [Pa]
$\Delta P_f$	perda de carga por atrito [Pa]
$\Delta p_{e1}$	diferença de pressão estática em 1 [mmcA]
$\Delta P_t$	diferença de pressão total [Pa]
$\Delta v$	variação da velocidade [m/s]
$\Delta VOL$	variação do volume [m <sup>3</sup> ]
$\eta_{ac}$	rendimento do acoplamento [%]
$\eta_{el}$	rendimento elétrico do motor [%]
$\eta_m$	rotação do motor [rpm]
$\eta_t$	rendimento total do ventilador [%]
$\eta_v$	rotação do ventilador [rpm]
$\phi$	ângulo de fase [rad]
$\lambda$	comprimento de onda [m]
$\mu$	condutividade acústica [m]
$\theta$	deslocamento angular [rad]
$\ddot{\theta}$	aceleração angular [rad/s <sup>2</sup> ]
$\rho_0$	densidade do meio que age na fronteira ou densidade do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_1$	densidade na entrada. [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_2$	densidade na saída [kg/m <sup>3</sup> ]

$\tau$	tensão de cisalhamento [Pa]
$\omega$	freqüência natural [rad/s]
$\omega_d$	freqüência natural amortecimento [rad/s]
$\omega_n$	frequências natural [rad/s]
$\partial$	operador de derivada parcial
$\frac{\partial R(Q_S)}{\partial Q}$	derivada da pressão em relação a vazão [Pa.s <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
$\xi$	fator de amortecimento [1]

## **RESUMO**

O objetivo principal desta dissertação é estudar vibrações auto-excitadas, aplicadas em rolos de máquinas de papel, tornos e principalmente em um sistema de ventilação.

O estudo contém também um modelo de um fluido auto-excitado, que em uma determinada vazão crítica a frequência de pulsação da pressão coincide com a frequência natural acústica do tubo, gerando uma ressonância acústica. portanto, o modelo é baseado em um ressonador acústico de Helmholtz operando numa condição de instabilidade.

Com o sistema em ressonância acústica serão medidos: a vibração auto-excitada induzida do tubo, bem como a oscilação de pressão.

### ***Palavras chaves:***

Vibração Auto-excitada, Ressonância, Ventilação

## **ABSTRACT**

The main objective of this dissertation is to study self-excited vibrations, applied in rolls of paper machines, lathes and mainly in a ventilation system.

The study also contains a model of a self-excited fluid, that in a certain critical flow rate the frequency of pulsation of the pressure coincides with the frequency natural acoustics of the tube, generating an acoustic resonance. therefore, the model is based on an acoustic resonator of Helmholtz operating in an unstable condition.

With the system in acoustic resonance will be measured: the induced self-excited vibration of the tube, as well as the pressure oscillation.

Key words:

Self-excited vibration, Resonance, Ventilation

## **CAPÍTULO 1**

# **OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

## **CAPÍTULO 1**

### **OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **1.1 OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

O estado da arte evidencia as várias pesquisas que tem sido feita através dos anos, buscando cada vez mais conhecer o fenômeno que chamamos de vibração auto-excitada. O problema de vibração auto-excitada ocorre em diversos equipamentos rotativos prejudicando a qualidade do produto fabricado e principalmente aumentando os custos das empresas. Mesmo assim esse assunto é pouco conhecido em termos teóricos e práticos; portanto, esses fatores motivaram as várias pesquisas e a realização desse trabalho.

As vibrações auto-excitadas são oscilações que dependem do próprio movimento, e podem ocorrer num sistema linear ou não linear. No caso da dissertação estudaremos casos onde o sistema é linear, onde o movimento é induzido por uma excitação que depende de alguma função da velocidade, deslocamento, aceleração ou das condições de processo do sistema. Se o movimento do sistema tende a aumentar sua energia, a amplitude também aumentará, e conseqüentemente o sistema torna-se instável.

O segundo capítulo apresenta as características da vibração auto-excitada, mostrando as diferenças entre estabilidade e instabilidade, vibração forçada e vibração auto-excitada, ressonância e instabilidade, explicando suas naturezas e causas.



O capítulo será concluído com três exemplos reais (práticos), aplicados em Ventiladores, Máquinas de Papel (Laminadores) e Máquinas Ferramentas.

Tuzcu e Ahmadian (2002), Adams e Allemang (2000), Wu e Fung (2000), Shabana (1996), Thomson (1973), Den Hartog (1972) e Seto (1971), realizaram muitos trabalhos sobre vibração auto-excitada e a determinação dos conceitos de estabilidade e instabilidade. Meehan (2002), Zaffiro (1997), Merritt (1964) e Tobias (1961), buscaram mostrar diversos conceitos teóricos e reais de vibração autoexcitada aplicados em Máquinas de Papel e Máquinas Ferramentas, bastante utilizados nessa dissertação.

O objetivo principal desse capítulo é ajudar muitos pesquisadores, consultores, engenheiros, técnicos que trabalham diretamente com Análise de Vibrações em equipamentos rotativos, para que possam conhecer esse fenômeno e procurar explicações e soluções para os problemas auto-excitados.

O terceiro capítulo, denominado “**Determinação de Frequências Naturais Acústicas**”, contém um trabalho sobre determinação de frequências naturais acústicas de tubos e um estudo sobre o ressonador de Helmholtz.

Griffin, Lane e Huybrechts (2001), Pote e Kelkar (2001), Munjal (1987), Albert e McGinnis (1952) e Reileigh (1945), dedicaram estudos no ramo da Acústica e principalmente na determinação das frequências naturais acústicas de vários ressonadores, que serão utilizados no capítulo quatro.

Baseado em MCCConnell (1988), Almeida (1999), o capítulo 4, titulado “**Vibração Auto-excitada Induzida por Ressonância Acústica em um Sistema de Ventilação**” é considerado o principal capítulo da dissertação, nele será apresentado um modelo matemático com um grau de liberdade de um sistema mecânico, que descreve o comportamento de uma onda de fluxo auto-excitada em um sistema de ventilação.

Será modelado o comportamento termo-acústico de uma onda de fluxo auto-excitada em um ventilador centrífugo, na qual envolverá a curva do comportamento pressão x vazão de um sistema ventilador-dutos, na qual foram utilizadas as referências, Fox e McDonald (1992), Wylen e Sonntany (1976).

O capítulo 5, apresenta uma simulação computacional das várias condições de funcionamento do sistema estudado, mostrando a sensibilidade dos parâmetros físicos envolvidos, bem como a determinação da vazão crítica onde a ressonância acústica ocorre por auto-excitação.

Também será realizada uma análise espectral e temporal da vibração do banco de ensaio instalado na Universidade Federal de Itajubá, nas regiões de estabilidade e instabilidade do sistema.

Finalmente, serão apresentadas as conclusões, comparações entre o resultado teórico e prático e sugestões para futuros trabalhos.

## **CAPÍTULO 2**

# **ESTUDO DE FENÔMENOS AUTO-EXCITADOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS**

## CAPÍTULO 2

# ESTUDO DE FENÔMENOS AUTO-EXCITADOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

### 2.1 INTRODUÇÃO

As instabilidades mecânicas são geralmente induzidas por vibrações auto-excitadas que ocorrem em máquinas e geram energias com níveis vibratórios destrutivos.

Os objetivos deste capítulo são:

- Mostrar as características do fenômeno, na qual chamamos de vibração auto-excitada;
- Identificar as características da instabilidade;
- Explicar a natureza e as causas da instabilidade;
- Apresentar métodos práticos para resolver os problemas da instabilidade;
- Diferenciar estabilidade e instabilidade, vibração auto-excitada e forçada, ressonância e instabilidade.O capítulo conclui com alguns exemplos teóricos e práticos.

### 2.2 VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA

Em muitos fenômenos vibratórios, a força que produz o movimento pode ser dependente da velocidade ou do deslocamento, de tal maneira que a força que sustenta o movimento seja criada pelo próprio movimento.

A força de excitação pode ser função do deslocamento, da velocidade ou da aceleração da massa do sistema.

Quando a energia em um sistema auto-excitado continua a crescer até ser equilibrada pela mesma quantidade de energia dissipada pelo sistema devido ao amortecimento, a vibração auto-excitada fixa-se numa vibração permanente, com uma frequência próxima a frequência natural do sistema. Por outro lado, se a quantidade de energia dissipada é menor que a quantidade de energia introduzida pelo sistema, o movimento continuará a aumentar a energia total existente no sistema até ocorrer uma falha.

Os movimentos de tais sistemas, que são ditos ser “**auto-excitado**” são encontrados em muitas aplicações, tais como a vibração “**chatter**” em sistemas onde a ferramenta de corte interage com a própria máquina-ferramenta, o “**flutter**” da asa de avião, as vibrações induzidas por vórtices de Karman nas pás de uma turbina, em linhas de transmissão elétrica, em mancais de deslizamento (oscilação excêntrica do eixo provocado pelo atrito seco), em rolos de prensas de máquinas de papel e laminadores, sistema de ventilação que veremos no capítulo 4 e outros.

Na vibração auto-excitada, o movimento tende a aumentar a energia do sistema, e como consequência, a amplitude de vibração pode crescer drasticamente e o sistema por sua vez tornar-se instável.

Para entender melhor o efeito da vibração auto-excitada e sobre a estabilidade do sistema, consideramos um caso simples em que a força seja proporcional a velocidade. Neste caso, a equação diferencial do movimento do sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade pode ser escrita como :

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F \quad (2.01)$$

Onde  $m$  é a massa,  $c$  é o coeficiente de amortecimento viscoso,  $k$  é a rigidez (constante de mola), e a força  $F$  pode ser escrita, por exemplo como:

$$F = b \dot{x} \quad (2.02)$$

$b$  é uma constante de proporcionalidade. Substituindo (2.02) em (2.01), temos:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = b \dot{x}$$

ou

$$m \ddot{x} + (c - b) \dot{x} + kx = 0 \quad (2.03)$$

A vibração auto-excitada pode ser considerada como uma vibração livre com um amortecimento negativo. Neste caso, a força de amortecimento que é proporcional à velocidade tem a mesma direção da velocidade.

Ao se considerar a frequência da vibração auto-excitada, pode-se dizer que, na maioria dos casos práticos, a força de amortecimento negativo é muito pequena em comparação com as forças elásticas e de inércia do movimento.

Se a força fosse nula, a frequência seria a natural. Uma força de amortecimento positiva ou negativa, abaixa um pouco a frequência natural.

No entanto, para a maioria dos casos práticos estudados na Engenharia Mecânica, essa diferença é desprezível, tal que a frequência de vibração auto-excitada é a frequência natural do sistema.

Quando a força de amortecimento negativa é grande comparada com as forças de inércia e de mola, a frequência difere apreciavelmente da natural.

Se  $c=b$  na equação (2.03), o coeficiente de  $\dot{x}$  é identicamente zero, esta equação fica reduzida a equação diferencial do movimento do sistema com um grau de liberdade sem amortecimento, que conserva a energia.

A solução da equação (2.03) pode ser assumida na forma :

$$x = A_1 e^{pt} \quad (2.04)$$

que rende a seguinte equação característica :

$$p^2 m + p(c - b) + k = 0 \quad (2.05)$$

Esta equação tem as seguintes raízes :

$$p_1 = -\frac{c-b}{2m} + \frac{1}{2m} \sqrt{(c-b)^2 - 4mk} \quad (2.06)$$

$$p_2 = -\frac{c-b}{2m} - \frac{1}{2m} \sqrt{(c-b)^2 - 4mk} \quad (2.07)$$

Se  $c > b$ , temos o caso do amortecimento positivo, onde este caso corresponde ao sistema estável em que a amplitude diminui com o tempo.

Se  $c < b$ , o coeficiente de velocidade da equação (2.03), torna-se negativo e o sistema é dito ter amortecimento negativo. No caso do amortecimento negativo, se as raízes  $p_1$  e  $p_2$  forem reais, pelo menos uma das raízes será positiva. Se as raízes  $p_1$  e  $p_2$  forem conjugados complexos, a solução pode ser escrita como o produto de uma função exponencial multiplicada por uma função harmônica.

Desde que a função exponencial neste caso aumentará com o tempo, a amplitude de vibração aumentará drasticamente, e o sistema é dito ser dinamicamente instável.

Neste caso, a força de amortecimento realiza trabalho positivo, que é convertido em energia cinética adicional, e como resultado, o efeito da força de amortecimento aumenta o deslocamento ao invés de diminuí-lo.

Uma outra explicação para a instabilidade causada pelo amortecimento negativo, é somarmos as energias cinéticas e de deformação do sistema com um grau de liberdade, definida como :

$$E = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} kx^2 \quad (2.08)$$

que, se for diferenciada com relação ao tempo, temos :

$$\frac{dE}{dt} = m \dot{x} \ddot{x} + kx \dot{x} = (m \ddot{x} + kx) \dot{x} \quad (2.09)$$

Mas, da equação (2.03), sabemos que, comparando com a equação diferencial, temos :

$$m \ddot{x} + kx = -(c - b) \dot{x} \quad (2.10)$$

então, substituindo em (2.09), obtem-se:

$$\frac{dE}{dt} = -(c - b) \dot{x}^2 \quad (2.11)$$

Esta expressão mostra que na variação da energia com o tempo, no caso do coeficiente de amortecimento positivo (c-b), a energia diminui continuamente e, como consequência, a amplitude eventualmente torna-se pequena.

Por outro lado, no caso de amortecimento negativo, a variação de energia com o tempo é positiva, e como resultado, a energia e a amplitude aumentarão continuamente causando a instabilidade do sistema.



## 2.3 EXEMPLOS

Vejam alguns exemplos teóricos, para que possamos entender melhor o assunto. Os seguintes valores são dados para um sistema amortecido com um grau de liberdade.

$$m = 5\text{Kg} \quad c = 20 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}} \quad k = 5 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

A massa é submetida a uma força que depende da velocidade e pode ser escrita como  $F = b \dot{x}$ , onde  $b$  é uma constante.

Vamos agora determinar a resposta do sistema em dois casos de funções forçantes :

$$1)\text{- } F = 50 \dot{x}(\text{N})$$

$$2)\text{- } F = 400 \dot{x}(\text{N})$$

Então temos, a equação do movimento (2.03) do sistema abaixo :

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = b \dot{x}$$

ou

$$m \ddot{x} + (c - b) \dot{x} + kx = 0$$

### 2.3.1 Primeiro caso

Considerando  $F = 50 \dot{x}(\text{N})$ .

Neste caso, a equação diferencial do movimento é :

$$5\ddot{x} + (20 - 50)\dot{x} + (5)(10^3)x = 0$$

onde,

$$m = 5;$$

$$c = -30 \text{ (amortecimento equivalente);}$$

$$k = 5 \times 10^3.$$

Este é o caso do amortecimento negativo, onde temos abaixo a equação característica :

$$5p^2 - 30p + 5 \times 10^3 = 0$$

$$p_1 = \frac{30}{10} + \frac{1}{10} \sqrt{(30)^2 - (4)(5)(5 \times 10^3)}$$

$$p_1 = 3 + 31,48i$$

$$p_2 = \frac{30}{10} - \frac{1}{10} \sqrt{(30)^2 - (4)(5)(5 \times 10^3)}$$

$$p_2 = 3 - 31,48i$$

Definindo :

$$p_1 = -\xi\omega_n + i\omega_d$$

$$p_2 = -\xi\omega_n - i\omega_d$$

onde,

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n}$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad \text{e} \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

A solução da equação diferencial pode ser colocada na forma abaixo, Shabana (1996).

$$x(t) = Ae^{-\xi\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t + \phi)$$

Utilizando  $-\xi\omega_n = 3$  e  $\omega_d = 31,48$ , temos :

$$x(t) = Ae^{3t} \text{sen}(31,48t + \phi)$$

onde A e  $\phi$  são constantes que dependem das condições iniciais.

Adotando as seguintes condições iniciais:

$$t = 0; x(0) = x_0 = 1; \dot{x}(0) = 0.$$

Temos,

$$\phi = -84^0 \text{C}$$

$$A = \frac{1}{\sin(-84)}$$

$$A = -1,00$$

$$x(t) = -1e^{3t} \text{sen}\left(31,48t - 84 \times \frac{\pi}{180}\right)$$

Por causa da função exponencial crescente na solução, percebemos que o sistema é instável e o movimento é oscilatório com amplitude que aumenta com o tempo. Vejam na figura (2.1) e (2.2), o sinal no tempo e o espectro de vibração.

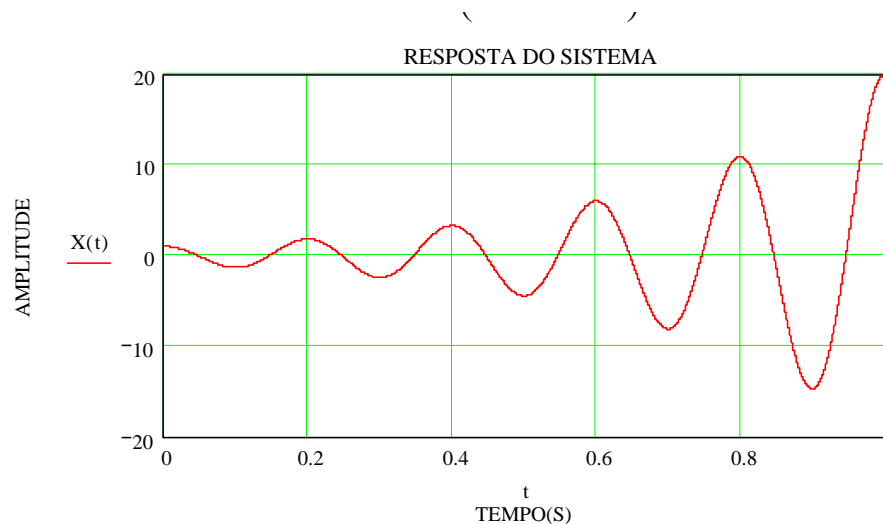


Figura 2.1 – Sinal no tempo de um sistema instável

Aplicando a transformada de Fourier, temos o espectro de vibração :

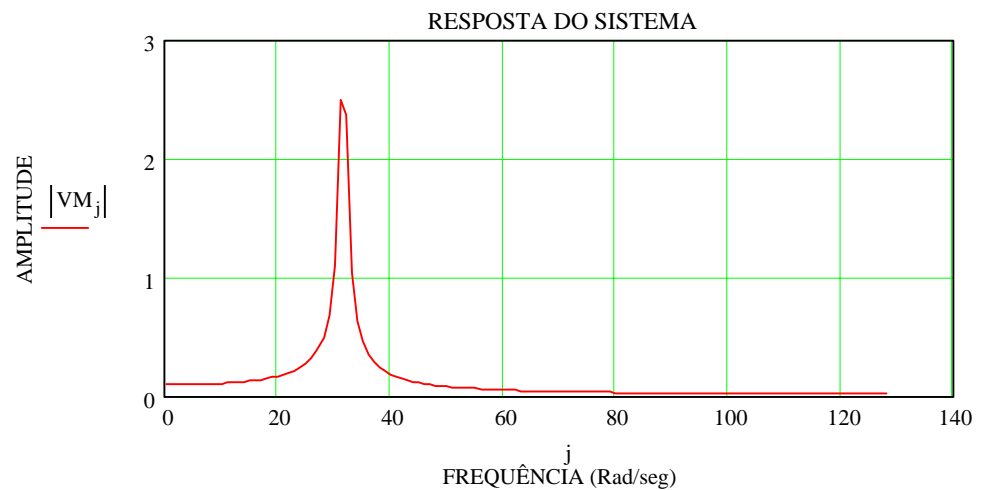


Figura 2.2 – Espectro de vibração de um sistema instável

### 2.3.2 Segundo caso

Consideramos  $F = 400 \dot{x}$  (N)

Neste caso a equação diferencial do movimento é dada por :

$$5\ddot{x} + (20 - 400)\dot{x} + 5 \times 10^3 x = 0$$

ou

$$5\ddot{x} - 380\dot{x} + 5 \times 10^3 x = 0$$

onde,

$$m = 5;$$

$$c = -380 \text{ (amortecimento equivalente);}$$

$$k = 5 \times 10^3.$$

O coeficiente de  $\dot{x}$  nesta equação é também negativo. A equação característica é :

$$5p^2 - 380p + 5 \times 10^3 = 0$$

As raízes são :

$$p_1 = \frac{380}{10} + \frac{1}{10} \sqrt{(380)^2 - (4)(5)(5 \times 10^3)}$$

$$p_1 = 59,0713$$

$$p_2 = \frac{380}{10} - \frac{1}{10} \sqrt{(380)^2 - (4)(5)(5 \times 10^3)}$$

$$p_2 = 16,93$$

Sendo as raízes reais e distintas, a solução pode ser escrita como :

$$x(t) = A_1 e^{p_1 t} + A_2 e^{p_2 t}$$

Substituindo as raízes na equação acima :

$$x(t) = A_1 e^{59,07t} + A_2 e^{16,93t}$$

onde  $A_1$  e  $A_2$  são constantes que dependem das condições iniciais. A solução neste caso é uma exponencial crescente não oscilatória. A figura (2.3) ilustra esse movimento não oscilatório :

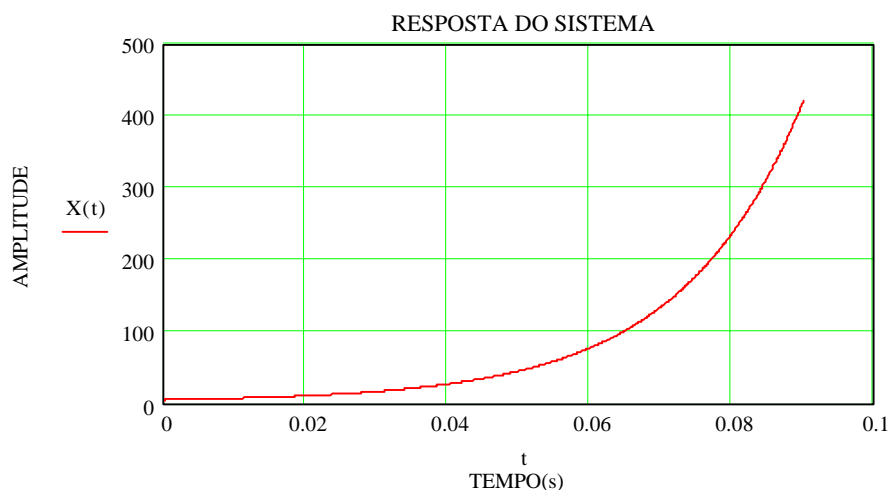


Figura 2.3 – Sinal no tempo

Neste caso, o sistema não oscila e a frequência é nula.

Percebemos que oscilações que dependem do próprio movimento são denominadas auto-excitadas. Essas oscilações auto-excitadas podem ocorrer num sistema linear ou não linear. No nosso caso o sistema será linear.

## 2.4 ESTABILIDADE E INSTABILIDADE

Quando a amplitude da vibração decresce com o tempo, pode-se dizer que o sistema é estável. Se a amplitude da resposta do transiente aumenta indefinidamente com o tempo, o sistema é dito instável.

Alguns sistemas podem parecer instáveis para pequenos valores de tempo, e são estáveis para períodos mais longos de tempo.

Nos sistemas estáveis, a quantidade de energia total decresce com o tempo e a perda de energia é dissipada em forma de calor devido ao atrito, neste caso o amortecimento é positivo.

Para os sistemas instáveis, a energia precisa ser adicionada constantemente ao sistema, porque há um acréscimo contínuo na amplitude de vibração. Neste caso o amortecimento para sistemas instáveis é negativo.

Da Estática sabe-se que o equilíbrio de um sistema pode ser estável ou instável, se a energia potencial tem um mínimo ou um máximo respectivamente. Sendo  $V(x)$  a expressão da energia potencial de um sistema de 1 grau de liberdade., podemos dizer que:

$$\text{mínimo} \rightarrow \frac{dv}{dx} = 0 \text{ e } \frac{d^2v}{dx^2} > 0 \Rightarrow \text{estabilidade} \quad (2.12)$$

$$\text{máximo} \rightarrow \frac{dv}{dx} = 0 \text{ e } \frac{d^2v}{dx^2} < 0 \Rightarrow \text{instabilidade} \quad (2.13)$$

O limite de instabilidade está em  $\frac{d^2v}{dx^2} = 0$  que separa as regiões de estabilidade e instabilidade.

Em um oscilador harmônico não amortecido, expresso pela equação:

$$m\ddot{x} + Kx = 0$$

a energia potencial é dada por:

$$V(x) = \frac{1}{2} Kx^2$$

O equilíbrio está em  $K = 0$ . O limite de instabilidade, portanto, é dado por:

$$\frac{dv}{dx} = Kx = 0 \quad (2.14)$$



$$\frac{d^2V}{dx^2} = K = 0 \tag{2.15}$$

A equação (2.14) é sempre satisfeita em  $x = 0$ . A equação (2.15) é satisfeita somente quando  $K = 0$ . Em um oscilador harmônico, portanto, a instabilidade implica em  $K = 0$  (ou  $K < 0$ ).

Fisicamente,  $K = 0$  significa que não existe uma mola ou rigidez para controlar o movimento. Uma vez que a massa seja retirada do equilíbrio, ela nunca mais retornará ao equilíbrio. Diremos que estabilidade aqui significa que, uma vez que um sistema é retirado do equilíbrio, ele tende a retornar ao ponto de equilíbrio.

Desde que a estabilidade implica em  $K = 0$ , neste caso observamos que:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = 0$$

Assim, quando a frequência natural for zero, está implícito que o sistema está no seu limite de estabilidade. Vejam o exemplo e a figura (2.4), vale somente se  $\theta$  for pequeno (para pequenas oscilações):

Exemplo 1

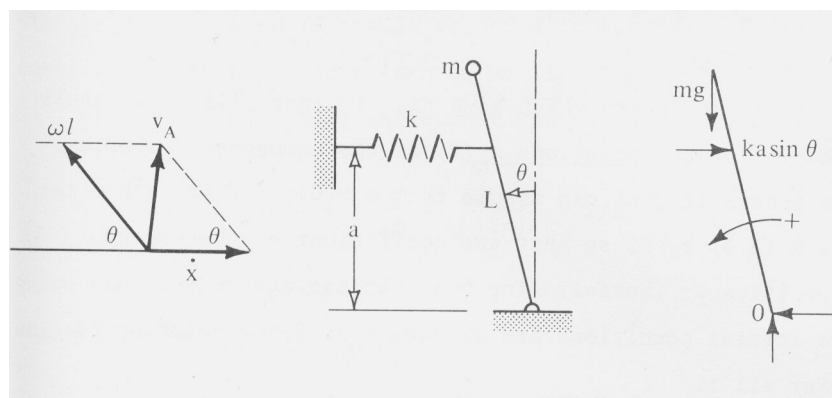


Figura 2.4 – Pêndulo simples

As forças aplicadas são o peso, a reação da mola e as reações em O . Tomando o momento em torno de O e aplicando a LEI DE NEWTON (equação do equilíbrio), obtemos:

$$m.L^2 \ddot{\theta} = -Ka \text{sen}(\theta) \times a \times \cos(\theta) + mgL \text{sen}(\theta)$$

ou

$$\ddot{\theta} + \left( \frac{Ka^2}{mL^2} - \frac{g}{L} \right) \theta = 0$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{Ka^2}{mL^2} - \frac{g}{L}}$$

Se  $\frac{g}{L} = \frac{Ka^2}{mL^2}$  implica em  $\omega_n = 0$ , que indica movimento instável.

Isto fisicamente indica que o pêndulo vagorosamente começará a oscilar caindo.

## 2.5 INSTABILIDADE MECÂNICA

A instabilidade mecânica se encontra na classe dos fenômenos de vibrações auto-excitadas. Os problemas de vibrações auto-excitadas surgem de forma espontânea. O aspecto diferencial da instabilidade mecânica é a presença do mecanismo de realimentação (feedback), entre a estrutura vibratória e a sua oscilação, componente chave da estrutura ou do processo.

Quando esta malha de realimentação torna-se instável a amplitude vibratória aumenta com o tempo, muitas vezes para níveis destrutivos.

### 2.5.1 Como identificar uma instabilidade

A instabilidade mecânica é identificada através de uma análise cuidadosa das características vibratórias da estrutura e do equipamento.

A instabilidade mecânica tem as seguintes características vibratórias :

#### *1)-Vibrações intermitentes altas*

A instabilidade gera uma vibração alta em níveis normais. Aparece uma frequência intermitente.

#### *2)-Afastamento da origem da excitação periódica*

As forças alternativas ajudam ou sustentam a instabilidade. A ausência de fontes de excitações periódicas é um indicador que o problema pode ser instável.

#### *3)-A natureza da amplitude vibratória variando com o tempo*

A instabilidade frequentemente aumenta para grandes variações das amplitudes vibratórias. As amplitudes vibratórias podem aumentar ou diminuir em uma seqüência relativamente rápida.

#### *4)-Frequência vibratória pura não síncrona*

A instabilidade frequentemente ocorre em frequências que não são múltiplos inteiros da velocidade dos elementos rotativos do sistema. Às vezes isso não é sempre verdade (como no caso dos rolos da máquina de papel “**calander barring**” e laminadores, por exemplo)”. A vibração não síncrona pode ser um indicativo que o problema não é uma ressonância excitatória.

*5)-Vibração sensível a velocidade, carga, ou outros parâmetros do processo*

A instabilidade é extremamente sensível as condições do processo.

A instabilidade pode ser iniciada ou terminada com a mudança de uma pequena porcentagem da variável do processo.

*6)-Frequência vibratória dominante próxima à frequência natural da estrutura ou acústica*

Normalmente a instabilidade é freqüentemente associada com a frequência natural da estrutura ou a frequência natural acústica de uma tubulação.

### **2.5.2 Diferença entre instabilidade (vibração auto-excitada) e ressonância (vibração forçada)**

A instabilidade e a ressonância possuem muitas características comuns.

Por exemplo, ambos são sensíveis para as condições do processo (velocidade) e ambos ocorrem próximos à frequência natural do sistema.

Desprezando estas semelhanças, a instabilidade e a ressonância são fenômenos muito diferentes.

A ressonância é uma vibração alta, resultante da frequência de excitação próxima ou igual a frequência natural estrutural ou acústica. Os problemas da vibração forçada e autoexcita podem ser representados pelos diagramas de blocos nas figuras (2.5) e (2.6) :

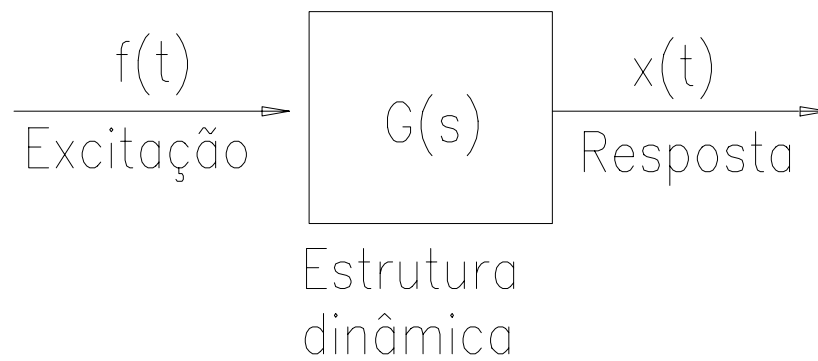


Figura 2.5 – Vibração forçada

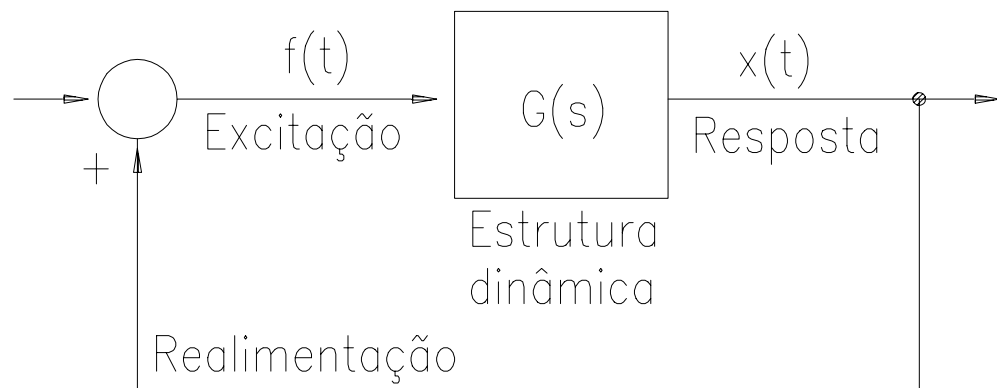


Figura 2.6 – Vibração auto-excitada

Portanto, a ressonância é um problema de vibração forçada, na qual requer uma força alternativa com frequência próxima a frequência natural. A força é independente do movimento, quando este é parado.

A ressonância pode ser eliminada, quando a frequência de excitação e a frequência natural são suficientemente separadas.

A amplitude de vibração é diretamente proporcional a amplitude da força excitatória, assumindo que o sistema é linear. A tabela (2.1), ilustra algumas diferenças entre ressonância e instabilidade.

Tabela 2.1 – Comparação entre ressonância e instabilidade

Item	Ressonância	Instabilidade
Amplitude de Vibração	Função da Excitação	Função da Estabilidade do Sistema
Relacionada com a Freqüência Natural	Primeira Causa	Associada
Origem da Excitação	Requerida	Não Requerida
Presença do Mecanismo Feedback	Não	Sim
Vibração Sensível aos Parâmetros do Processo	Sim	Sim
Amplitude de Vibração em Função da Velocidade (Rotação)/Faixa	Sim	Possível. Função da Severidade da Instabilidade
Freqüência de Vibração Dominante	Sub-sincronas	Não-Sub-Sincrona
Amplitude de Vibração Varia Significante com o Tempo	Não	Sim

Para melhor compreender essa diferença, observamos alguns exemplos práticos a seguir.

### **2.5.3 Ressonância estrutural na pá de um ventilador centrífugo (estudo de caso 1)**

Os ventiladores são usados praticamente em todos os ramos de indústrias. São aplicados diretamente no processo de produção e desenvolvimento de materiais, instalações responsáveis pelo conforto ou em equipamentos de combate á poluição do ar. Conseqüentemente a sua performance interfere sobre as eficiências das empresas.

O exemplo prático tem os seguintes objetivos:

- Identificar as principais fontes de vibrações no ventilador;
- Medir as principais freqüências naturais do rotor do ventilador;
- Diagnosticar a causa das trincas nas pás do rotor do ventilador;
- Reduzir ou eliminar o problema das trincas no rotor.

#### **2.5.3.1 Ventilador centrífugo**

O ventilador centrífugo é formado por um impulsor (ou rotor), que gira dentro de uma carcaça em forma de voluta. A carcaça possui uma tubulação de (entrada), paralela ao eixo do rotor, e outra perpendicular a este (saída). Quando o rotor é acionado, as pás em sua periferia, impelem o ar por centrifugação na direção de rotação. Deste modo, o ar entra de maneira axial, gira em ângulo reto e através das aletas é impelido na forma radial aumentando a sua velocidade. Ao deixar o rotor o ar ganha energia cinética. Em seguida, através da voluta, sua velocidade é convenientemente alterada para que ele seja expelido tangencialmente à voluta.

As figuras (2.7) e (2.8) mostram fotos do ventilador centrífugo:



Figura 2.7 - Ventilador centrífugo – lado da entrada



Figura 2.8 - Ventilador centrífugo – lado do acionamento

### 2.5.3.2 Identificação das principais fontes de vibrações no sistema

Pode-se observar na figura (2.9) que as principais fontes de vibração no ventilador são: a frequência de rotação e suas harmônicas.



Neste caso, portanto, a principal fonte vem do desbalanceamento do rotor, e as harmônicas são provenientes da flexibilidade da estrutura metálica que suporta os mancais. Há um destaque para a quinta harmônica da rotação que coincide com a segunda frequência natural da pá, causando o fenômeno que chamamos de ressonância estrutural, como veremos a seguir. Veja o espectro em escala linear na figura (2.9), mostrando a predominância do nível de vibração em 1x a rotação do rotor.

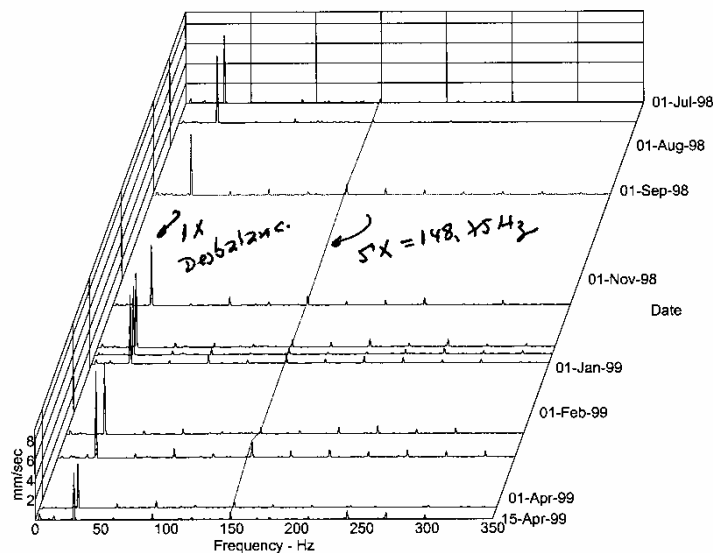


Figura 2.9 - Espectro em escala linear

Percebe-se que na figura (2.9) (gráfico de cascata), a quinta harmônica aparece em destaque, com menor intensidade, porque o sinal foi medido no mancal. Se houvesse alguma maneira de medir na pá do ventilador, com certeza a quinta harmônica teria uma intensidade maior, pois ela está em ressonância. A figura (2.10) ilustra o gráfico de tendência com os níveis de vibração em 5x a rotação ao longo das datas de medidas.

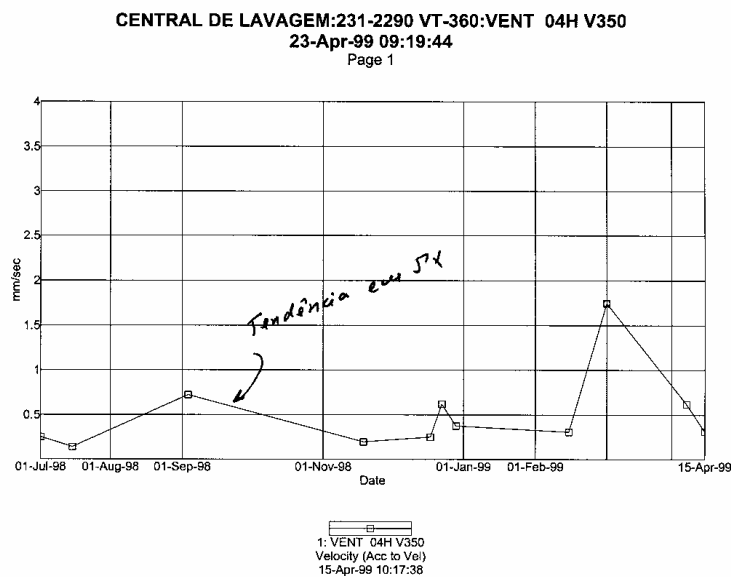


Figura 2.10 - Gráfico de tendência

### 2.5.3.3 Determinação dos pontos de medidas e dos dados do conjunto motor-ventilador

A monitoração dos motores-ventiladores utiliza o conceito de multiparâmetros, ou seja, controla toda variável importante que influencia no desempenho do equipamento e utiliza a técnica que melhor realça cada tipo de problema, seja ele mecânico ou magnético.

A análise de vibração dos ventiladores exige medidas próximas à fonte de vibração. Quando as medidas se destinam a um acompanhamento da máquina, os pontos deverão ser marcados e numerados para permitir comparações posteriores, e também, devem ser de fácil acesso.

Os pontos de medição nos ventiladores são tradicionalmente conhecidos, por estarem preparados pelo fabricante para fixação dos sensores. A figura (2.11), mostra o desenho esquemático do conjunto motor-ventilador com seus respectivos pontos de medidas.

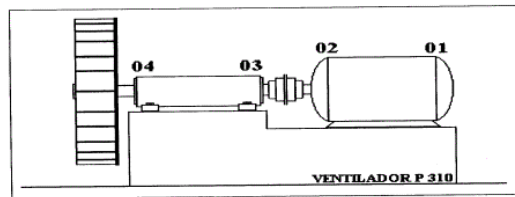


Figura 2.11. Esquema do motor-ventilador

Tabela 2.2 – Dados do conjunto motor-ventilador

Dados	
Rotor	Semi-aberto
Rotação do motor	1780 Rpm
Material	Aço SAE 2205
Motor de indução trifásico	380 V
Rotação do ventilador	1780 Rpm
Potência	200 CV

#### 2.5.3.4 Medição das principais frequências naturais do sistema

Para medir as frequências naturais do sistema usamos o “**bump test**” (teste de impacto com martelo de borracha), e medimos a resposta em frequência de várias partes do rotor. Utilizamos o instrumento BK 2515. A figura (2.12) mostra o ventilador suspenso por correia flexível para teste de impacto (suspensão livre-livre).



Figura 2.12 – Rotor do ventilador suspenso.

A figura (2.13) mostra a posição do acelerômetro neste ensaio.

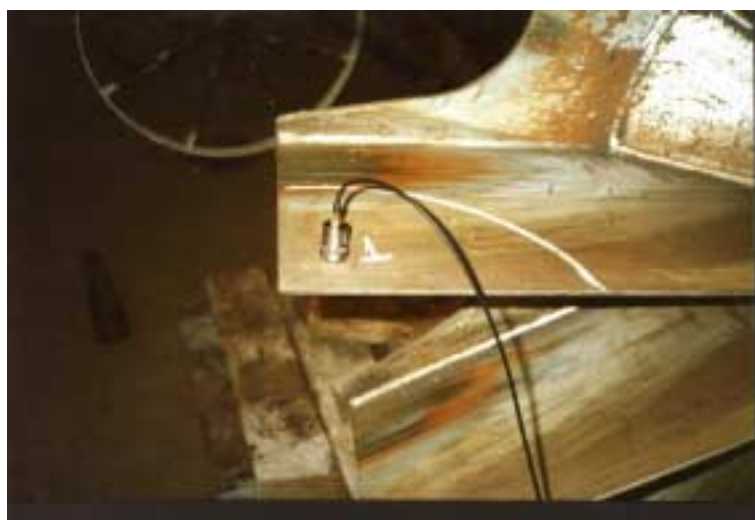


Figura 2.13 - Acelerômetro fixado na pá

O espectro obtido abaixo contém as principais frequências naturais.

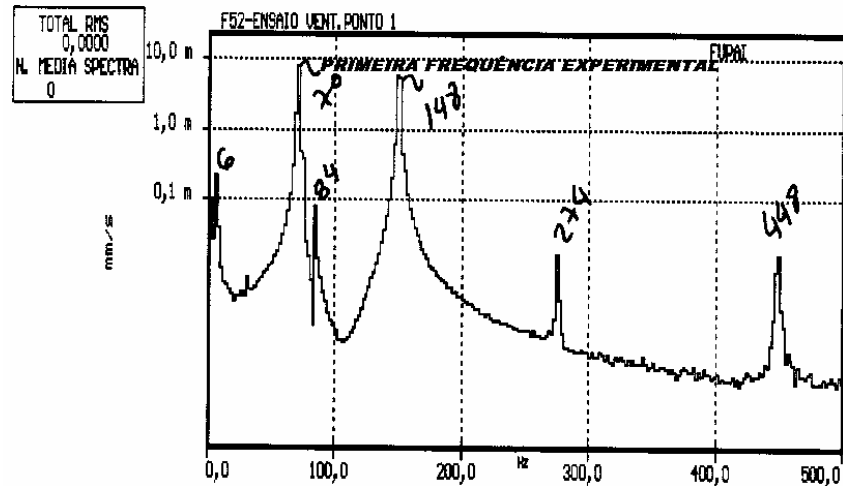


Figura 2.14 - Espectro em velocidade

As principais frequências naturais obtidas na pá, com resposta ao impacto na região de trinca, foram :

70 Hz – 148 Hz – 274 Hz.

As principais frequências de excitações:

29,75 Hz – 59,75 Hz – 89,75 Hz – 119 Hz – 148,75 Hz.

Observe que a frequência natural 148 Hz coincide com 5x a rotação do ventilador.

### 2.5.3.5 Diagnosticar a causa das trincas nas pás do rotor do ventilador

A causa principal da trinca nas pás do rotor do ventilador é a fadiga provocada por altos níveis de vibração (deflexão da pá), no segundo modo de vibração, ou seja, há ressonância no segundo modo (148 Hz), provocada pela coincidência da quinta harmônica da rotação com a segunda frequência natural obtida no ensaio. Veja a pá trincada na figura (2.15):

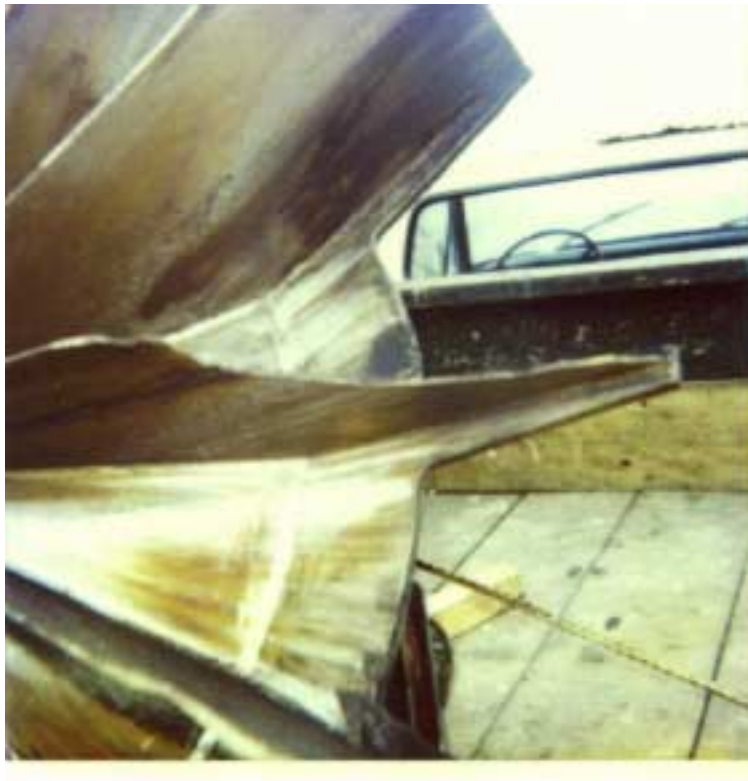


Figura 2.15 - Rotor com a pá trincada

### 2.5.3.6 Modelo da pá com elementos finitos (ANSYS –versão estudantil)

Para confirmar esta conclusão, foi feito um modelo da pá com elementos finitos, conforme as figuras (2.16) e (2.17).







problemas de trincas, mesmo não havendo uma frequência de excitação discreta (harmônicas da rotação) coincidindo com alguma frequência natural, como no nosso caso. Uma explicação para isto, é que a turbulência do ar no rotor/espiral, gera vibrações aleatórias (que excitam em uma grande faixa de frequência), conseqüentemente teremos prováveis excitações em algumas frequências naturais. Por isso ao travar as pás, evitou-se grande deflexão na parte livre da pá. A figura (2.19), ilustra o anel travando as pás do rotor:



Figura 2.19 - Anel travando as pás do rotor

Depois de travar as pás, realizou-se novamente o teste para a determinação das frequências naturais (bump test), na pá do ventilador e principalmente no aro embutido. Veja na figura (2.20), o espectro obtido com o teste de impacto:

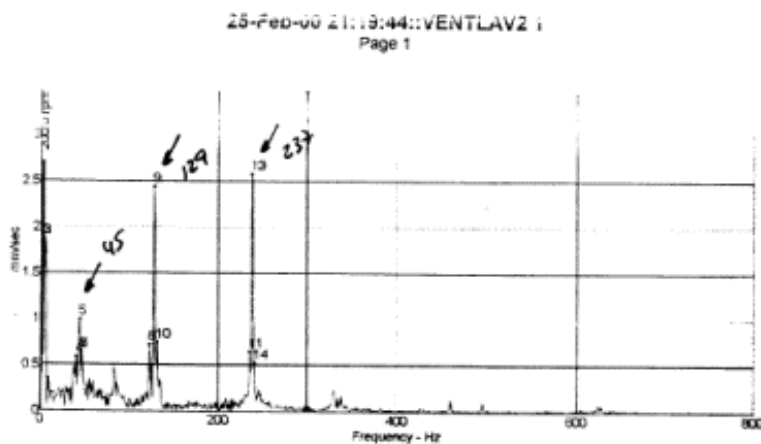


Figura 2.20 - Espectro de vibração

No espectro da figura (2.20), notamos que com o travamento das pás produziu uma diminuição nos níveis de vibrações.

### 2.5.3.8 Análise final do exemplo prático

Conclui-se que ao colocar o aro travando as pás, mudou a massa, a rigidez, a geometria e principalmente os modos de vibrar do sistema. Com isso afastou a frequência natural da frequência de excitação. A tabela (2.3) mostra as frequências naturais antes e depois do aro ser colocado.

Tabela 2.3 - Comparação das frequências naturais

Fn – Antes – Sem Aro	Fn – Com Aro
70 Hz	45 Hz
148 Hz	129 Hz
274 Hz	237 Hz

Percebeu-se na tabela (2.3), que a frequência natural (148 Hz) passou para 129 Hz, não havendo coincidência com 5xrotação, portanto, eliminou-se a ressonância estrutural e o problema da trinca.

### **2.5.4 Vibração auto-excitada em máquinas de papel e laminadores (estudo de caso 2)**

Nos últimos anos, a vibração de prensas tem se tornado muito importante na consideração de projeto e operação de modernas máquinas de papel de alta velocidade e laminadores de aço ou alumínio. Geralmente máquinas de fabricar papel e laminadores possuem rolos ou elementos rotativos muito próximos, conseqüentemente gerando sinais de vibração muito complexos, trazendo muita dificuldade para uma análise de vibração precisa. Os problemas mecânicos em máquinas de fabricar papel e laminadores são freqüentemente difíceis de se avaliar, porque os rolos estão muito próximos um do outro. Os componentes das máquinas de papel e dos laminadores que estão em movimento vibrarão e a vibração total é a soma de muitos componentes individuais.

Quando a amplitude de vibração excede um nível aceitável, ela se torna um problema sério, freqüentemente afetando o processo de fabricação de papel e de um laminador de uma forma adversa. Isto pode resultar em qualidade reduzida do papel e da chapa de aço ou alumínio, maior desgaste do cilindro da prensa, vida encurtada do feltro, diminuição global no rendimento da máquina.

Altas vibrações em rolos têm sido um problema sério em indústrias de papel e de laminação. Muitos destes problemas são devidos ao sistema de realimentação, na qual chamamos de vibração auto-excitada.

Quando a energia em um sistema auto-excitado continua a crescer até ser equilibrada pela mesma quantidade de energia dissipada pelo sistema devido ao amortecimento, a vibração auto-excitada fixa-se numa vibração permanente, com uma freqüência próxima a freqüência natural do rolo.

Por outro lado, se a quantidade de energia dissipada é menor que a quantidade de energia adicionada pelo sistema, o movimento continuará a aumentar a energia total existente no sistema até facetar os rolos e principalmente

o papel ou a chapa. A figura (2.21) ilustra a chapa de um laminador facetada devido ao fenômeno autoexcitado:

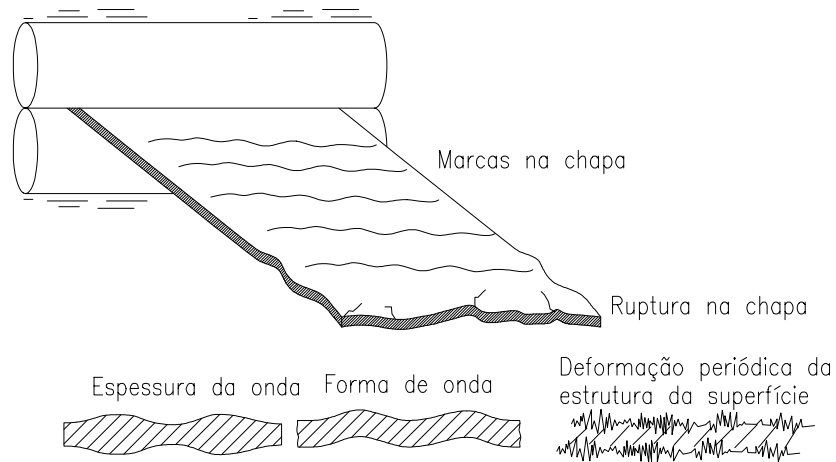


Figura 2.21 - Chapa facetada

Na vibração auto-excitada, o movimento tende a aumentar a energia do sistema, e como consequência, a amplitude de vibração pode crescer drasticamente e o sistema por sua vez tornar-se instável.

O exemplo prático tem os seguintes objetivos:

- Identificar as principais fontes de vibrações na Soft Calandra da Máquina de Papel;
- Medir as principais frequências naturais dos rolos da Máquina de Papel;
- Diagnosticar a causa das listras ou facetamentos nos rolos da Máquina de Papel;
- Reduzir ou eliminar o problema das facetas dos rolos.

### 2.5.4.1 Rolos de Prensas de Máquinas de Papel

A figura (2.22) mostra os rolos de uma Máquina de Papel:

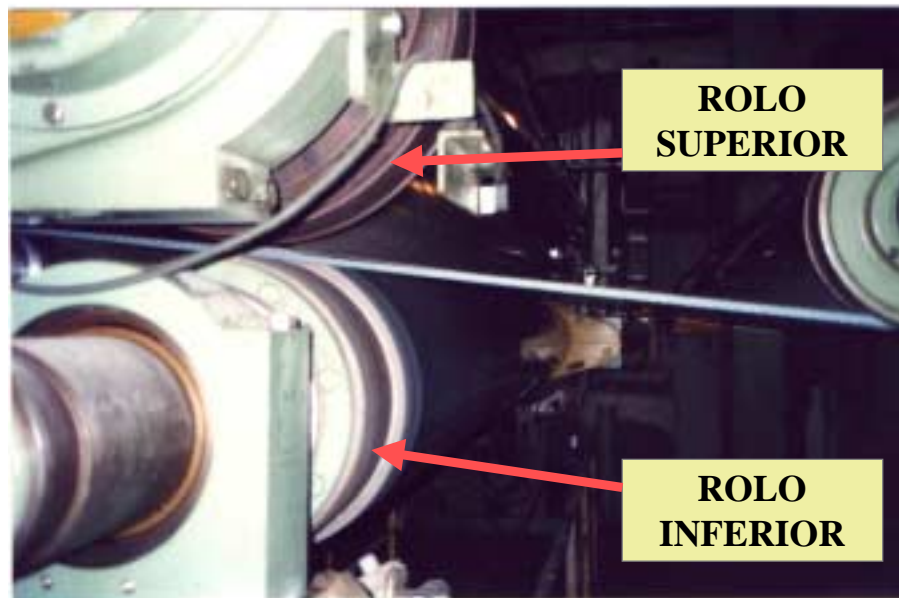


Figura 2.22 - Máquina de papel – detalhe dos rolos superior e inferior

Ambos os rolos são de aço, e o rolo de baixo tem uma camada de borracha. O conjunto de rolos é usado para uma compressão fina, alisamento e brilho do papel, em um processo de alta velocidade. A função das prensas é a remoção de água pela estrutura capilar na compressão da folha. O custo da secagem térmica é maior que o custo da secagem mecânica, por isso a grande importância da eficiência das prensas é minimizar o custo do papel acabado. Basicamente a prensa é formada por dois rolos cilíndricos, um de borracha ou ebonite e outro de material mais duro como granito ou microrock. As máquinas de papel costumam ter, duas ou três prensas.

As prensas trabalham com um feltro que serve de apoio e condução da folha e também para absorver parte da água do papel ao passar pelo Nip (linha de pressão) de prensagem.

A figura (2.23) ilustra um Nip (linha de pressão) de uma prensa de uma máquina de papel em sua forma mais simples. Os componentes do arranjo de montagem consistem em um rolo superior (rolo de granito), um rolo de fundo inferior (rolo de sucção) e um feltro prensado.

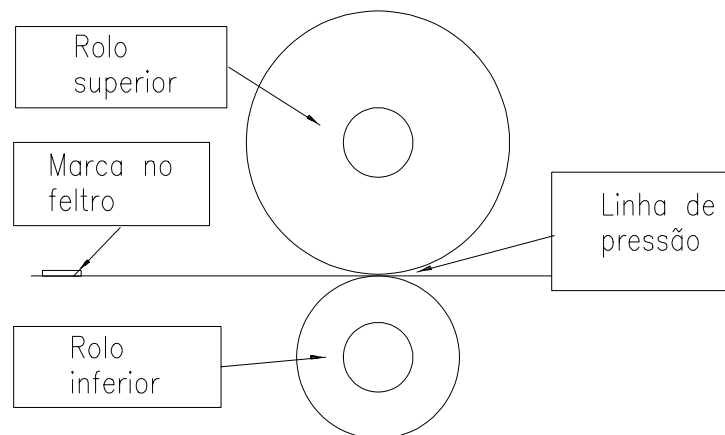


Figura 2.23 - Componentes da máquina de papel

A figura (2.24) ilustra o sistema dinâmico dos rolos de uma máquina de papel:

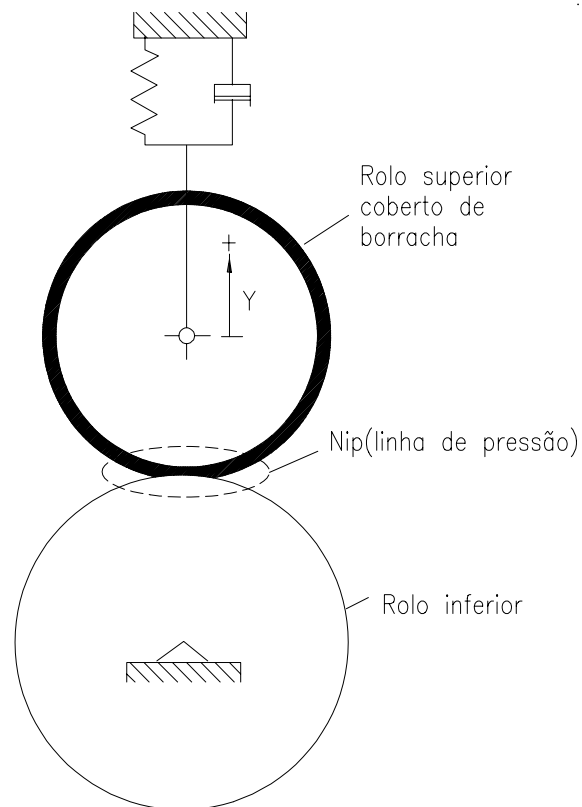


Figura 2.24 - Sistema dinâmico dos rolos de uma máquina de papel

#### 2.5.4.2 Desenho esquemático de outros componentes da máquina de papel

Podemos também observar no desenho esquemático da figura (2.25), outros componentes ou fontes de vibração de uma máquina de papel.

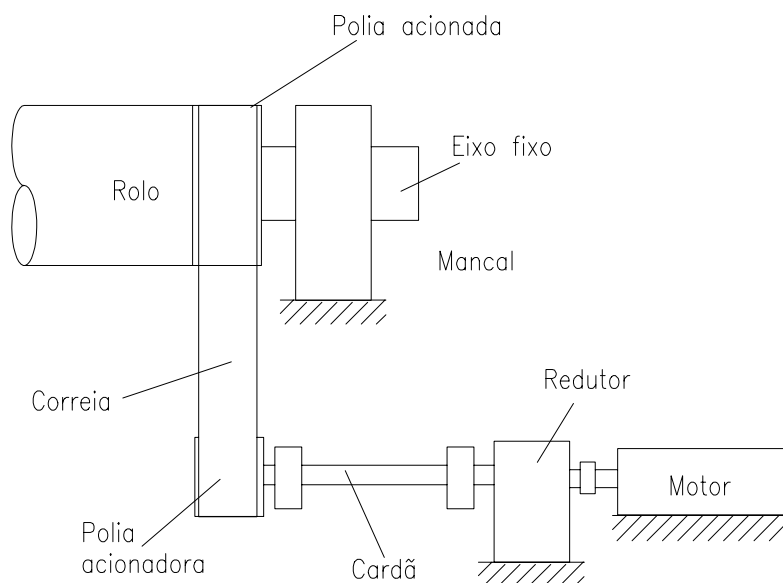
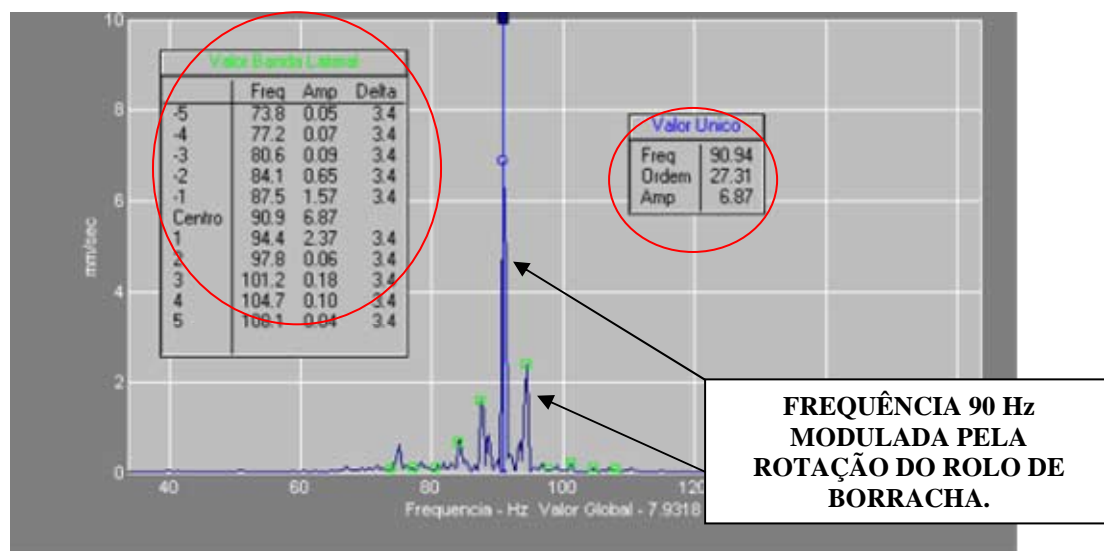


Figura 2.25 - Componentes da máquina de papel

Os cálculos de todas as frequências estão no Anexo A, no final da dissertação.

O espectro de vibração na figura (2.26) mostra a vibração no rolo revestido quando facetas/marcas estão visíveis sobre o rolo. Observe a frequência 90,94 Hz modulada com a rotação do rolo (são formadas 26/27 listras na superfície do rolo). O nível de vibração chega a 7 mm/s rms.



**FREQUÊNCIA 90 Hz  
MODULADA PELA  
ROTAÇÃO DO ROLO DE  
BORRACHA.**

Figura 2.26 - Espectro em velocidade



### 2.5.4.3 Medição das principais frequências naturais do sistema

Para medir as frequências naturais do sistema usamos o “**bump test**” (teste de impacto com martelo de borracha), e medimos a resposta em frequência de várias partes dos rolos. Utilizamos o instrumento da SKF. As figuras (2.27), (2.28) e (2.29) mostram os rolos apoiados para teste de impacto.

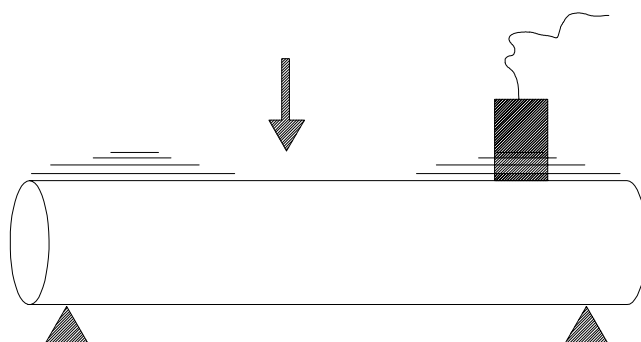


Figura 2.27 - Teste de impacto na direção vertical no rolo superior e inferior separados

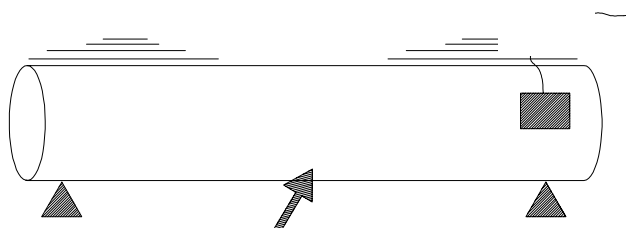


Figura 2.28 - Teste de impacto na direção horizontal no rolo inferior e superior separados

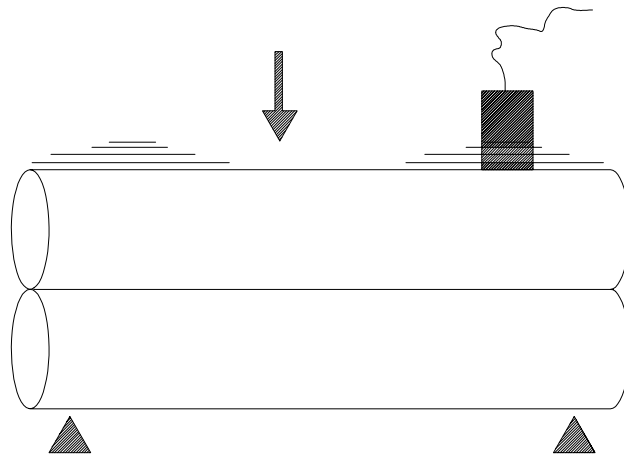


Figura 2.29 - Teste de impacto nos dois rolos juntos na direção vertical

O que se repetia com maior destaque nos espectros, era a frequência natural 90 Hz, principalmente no teste de impacto na direção vertical do rolo inferior. Veja espectro abaixo:

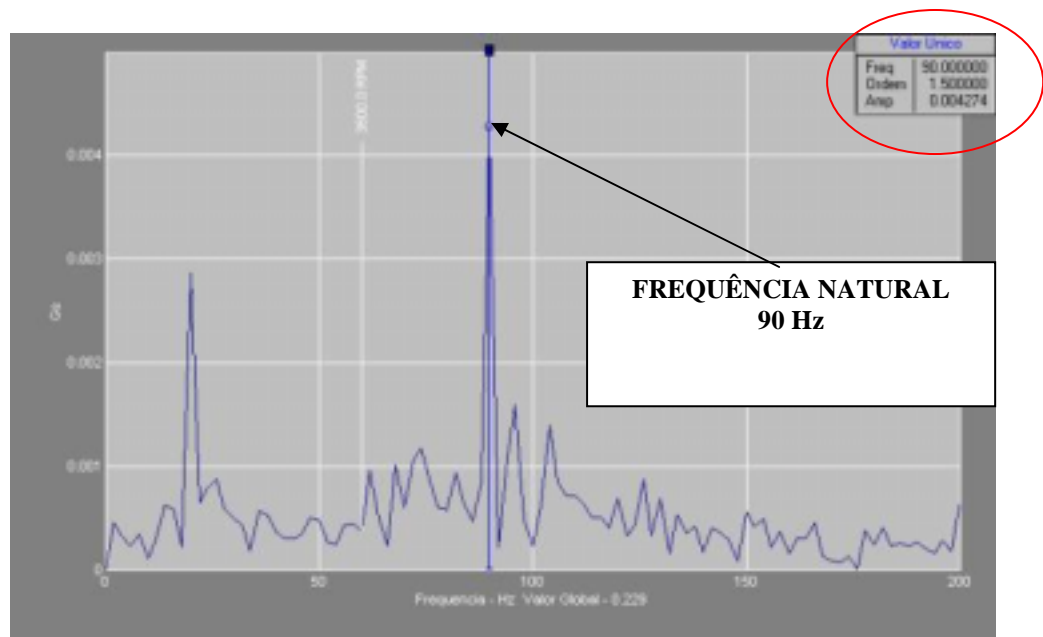


Figura 2.30 - Espectro em aceleração

#### 2.5.4.4 Vibrações auto-excitadas na soft-calandra.

Foram analisadas as vibrações na soft-calandra de uma máquina de papel, onde se observou:

- Altas amplitudes de vibrações nos mancais dos rolos: inferior e superior;
- Vibração em um número inteiro e múltiplo da rotação do rolo revestido por borracha sintética;
- Movimento fora de fase dos rolos na direção vertical, isto é, um rolo vibrando contra o outro;
- Amplitudes aumentam com o desgaste, principalmente quando o rolo revestido começa a marcar (barring ou facetamento);
- Alta sensibilidade dos níveis de vibrações com a velocidade da máquina;
- Proximidade a uma ressonância estrutural principal do rolo revestido ( $\cong 90$  Hz);
- Presença de modulações.

As análises das características operacionais e não operacionais do conjunto, foram usadas para identificar a instabilidade do conjunto. Indicadores chave como a variação da amplitude com o tempo e a proximidade de uma ressonância, ou seja, a frequência da vibração próxima de uma frequência natural do rolo, foram decisivos. Neste caso, nenhuma fonte de excitação em 91 Hz, foi encontrada. Contudo, ao contrário da maioria das instabilidades, nesse caso a frequência de vibração é síncrona com uma harmônica da velocidade de rotação do rolo. A instabilidade do conjunto está associada com o mecanismo de feedback entre a vibração relativa dos rolos e um padrão compressivo na superfície do rolo revestido de borracha. Na velocidade de operação da máquina e pressão correspondente no nip, forma-se um loop de feedback instável, resultando em realimentação regenerativa induzindo uma vibração auto-excitada no conjunto.

No cenário deste feedback regenerativo, a variação na compressão do conjunto no revestimento de borracha (devido à deformação do nip) gera forças alternativas de separação entre os rolos. As forças alternativas de separação fazem os rolos vibrarem fora de fase (devido à proximidade com uma ressonância estrutural).

Como o conjunto vibra, o padrão de compressão é reforçado, gerando maiores forças alternativas de separação, que causam maiores oscilações do conjunto dos rolos; e este processo se repete em loop. Então a energia no sistema (conjunto de rolos) auto-excitada continuará a crescer até ser equilibrada pela mesma quantidade de energia dissipada pelo sistema devido ao amortecimento. Se a quantidade de energia dissipada é menor que a quantidade de energia absorvida pelo conjunto de rolos, o movimento continuará a aumentar a energia total existente no sistema até quebra-se, no nosso caso facetar. A energia é adicionada constantemente ao sistema de rolos, havendo um acréscimo contínuo na amplitude de vibração, neste o sistema é instável com amortecimento negativo.

O sistema será estável quando a amplitude da vibração decresce com o tempo, ou a quantidade de energia total decresce com o tempo e a perda de energia for dissipada em forma de calor devido ao atrito, neste caso o amortecimento é positivo.

A vibração continua aumentando com a formação de facetas/marcas sobre o rolo até serem limitadas pela resposta do conjunto. Esta vibração instável tem ocorrido numa frequência 26 x rotação do rolo revestido, e também quando esta frequência se aproxima da frequência natural associada com a instabilidade ( $\cong 90$  Hz). Infelizmente, esta condição coincide quando a máquina trabalha em sua velocidade operacional mais comum. O resultado é a formação um número inteiro (26/27) de listras em forma de picos e vales.

A dinâmica estrutural do conjunto envolve a dinâmica relativa dos dois rolos. A trajetória do feedback regenerativo inclui um atraso de tempo associado com uma revolução do rolo e com a deformação da borracha sobre o rolo.

A figura (2.31), mostra o rolo da máquina de papel antes de ocorrer o fenômeno auto-excitado (não facetado):



Figura 2.31 - Rolo da máquina de papel antes de ocorrer o facetamento ou marcação

A figura (2.32) ilustra o rolo facetado (marcado), devido à instabilidade do sistema:

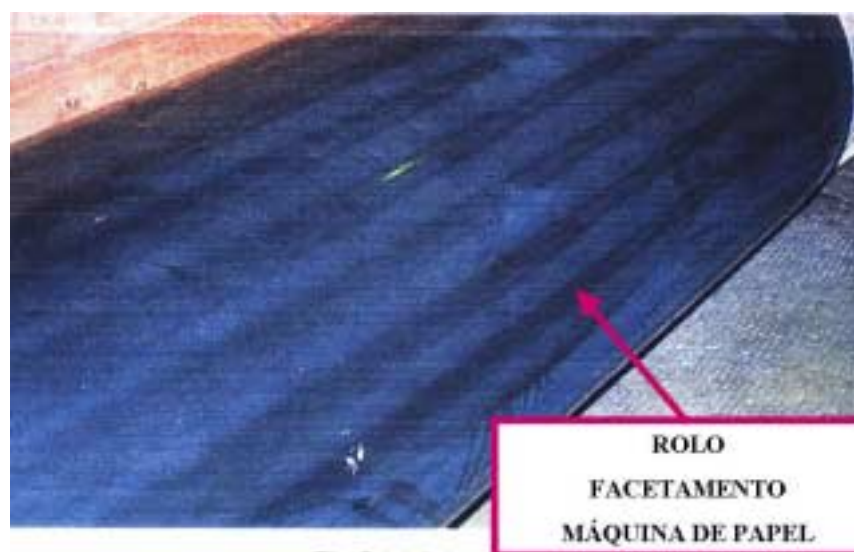


Figura 2.32 - Rolo superior revestido de borracha facetado ou marcado

Desvios na circunferência da seção reta podem ser causadas pelo fenômeno da vibração chatter, saliências ou formações resinosas, ações de feltro com variações de espessura, ou acidentais como feltros esmagados.

#### 2.5.4.5 Solução para reduzir ou eliminar os problemas das facetas nos rolos da Máquina de Papel

Existem algumas sugestões a serem consideradas para solucionar o problema e/ou aumentar a vida do rolo revestido.

##### **1-Controlar a instabilidade pelas condições operacionais do processo.**

Controlar a instabilidade através das condições do processo significa alterar pressões do conjunto e principalmente a velocidade operacional do conjunto. Cargas muito altas no nip aumentam a compressão no revestimento de borracha e enrijecem a capa no nip, e conseqüentemente reduzem a estabilidade do sistema. Portanto, girar o conjunto com pressões menores nos nips, é uma ação no sentido corretivo.

A velocidade de rotação dos rolos também interfere a estabilidade do conjunto. A instabilidade existe porque um múltiplo da rotação do rolo revestido com borracha está próximo de uma freqüência natural deste, fazendo um rolo “saltar” contra o outro. Portanto, evitar a velocidade operacional atual da máquina é uma medida corretiva.

Estas soluções são portanto impraticáveis, pois mudariam as condições operacionais para produzir o papel fabricado pela máquina.

##### **2-Modificar a dinâmica do conjunto para eliminar a instabilidade.**

Mudar a rigidez estática do rolo, também envolverá, mudanças consideráveis no projeto.

Usar um revestimento com uma borracha mais macia no rolo, ou seja, reduzir a “**rigidez de corte**”, seria uma ação corretiva, porém catastrófica tendo em vista a alta pressão do nip. Além do mais, uma redução na frequência natural poderia ser prejudicial. Outra solução seria aumentar os diâmetros dos rolos ou a espessura do revestimento do rolo inferior (utilizar um material mais resiliente), com isso tornaria o sistema estável, acabando com o problema.

Aumentar a rigidez dinâmica, é uma solução mais viável. Como não se pretende alterar a massa e a rigidez estática do rolo (pois isto implicaria em mudar as características dimensionais do rolo), deve-se atuar no amortecimento do mesmo, ou seja, atuar no material do revestimento.

**A idéia é aumentar a capacidade de dissipar energia de choque e/ou vibração do rolo, revestindo o mesmo com uma material especial (material viscoelástico) com amortecimento adicional. Isto não significa colocar sobre o rolo um material mais macio e sim mais resiliente.**

**Com isso consegue-se aumentar a rigidez dinâmica e eliminar a instabilidade.**

#### 2.5.4.6 Análise final do exemplo prático

Para eliminar o problema das facetadas nos rolos, foi considerada a solução de menor custo, mudar a rigidez dinâmica do sistema, aumentando a espessura do revestimento do rolo inferior, utilizando um material mais resiliente (absorve melhor energia a choque).

Percebemos que um dos grandes problemas que ocorrem nas indústrias de papel e laminação é o fenômeno auto-excitado, que conseqüentemente levam a marcação ou facetamento dos rolos e principalmente do produto, aumentando o custo das empresas e diminuindo a disponibilidades da vida das máquinas de papel e laminadores, podendo parar a produção.

Sabemos, que a frequência auto-excitada (originada do movimento do sistema) neste caso, está relacionada com as frequências naturais dos rolos.

Os gráficos de tendência e cascata nas figuras (2.33) e (2.34) ilustram o sistema antes e depois das alterações :

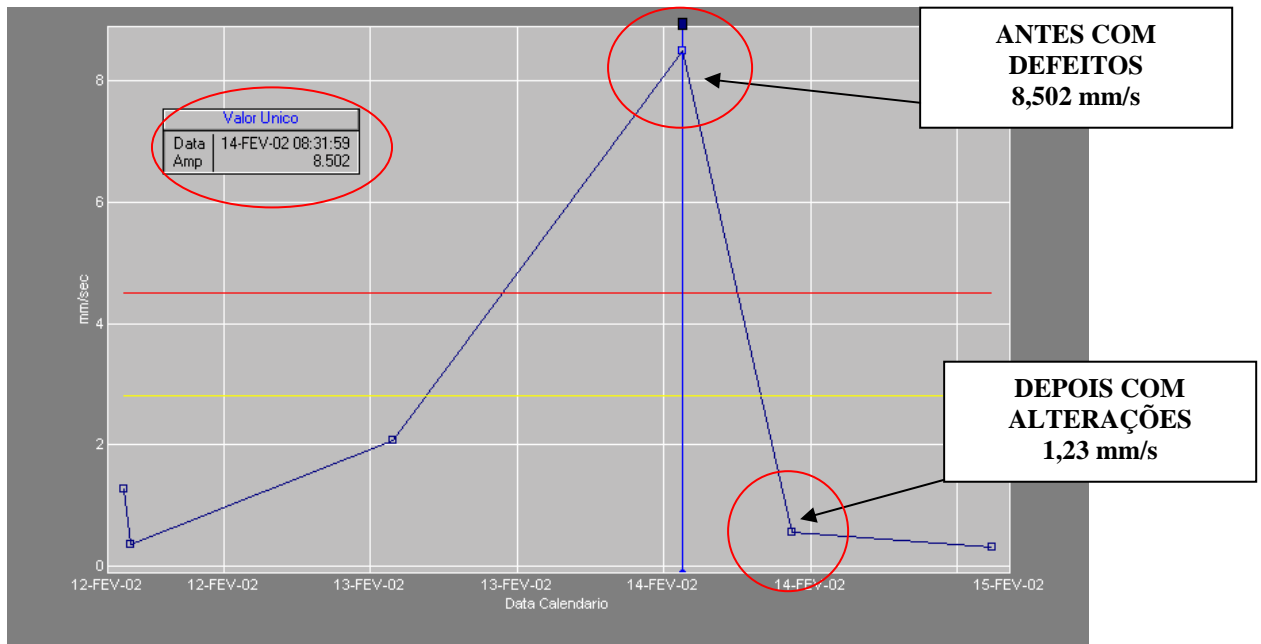


Figura 2.33 - Gráfico em tendência

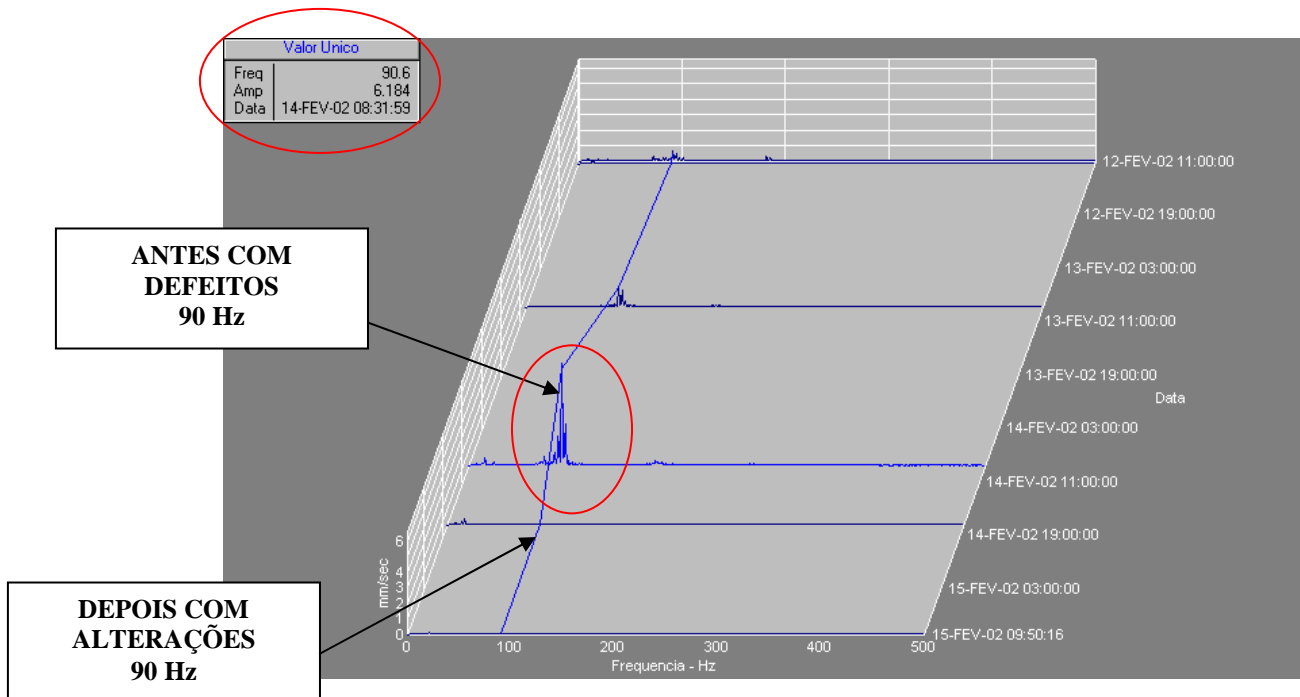


Figura 2.34 - Gráfico em cascata



Os espectros de vibração nas mesmas escalas nas figuras (2.35) e (2.36) mostram o sistema antes e depois das alterações :



Figura 2.35 - Espectro de vibração em velocidade antes das alterações (rolos facetados)



Figura 2.36 - Espectro de vibração em velocidade depois das alterações

Observamos que ao realizar as alterações o alto nível de vibração na frequência 90 Hz desapareceu, portanto, o sistema tornou-se estável acabando com o fenômeno de vibração autoexcitada.

### 2.5.5 – Vibração auto-excitada em máquina ferramenta (tornos e retíficas) – estudo de caso 3

O fenômeno de vibração auto-excitada também pode ocorrer em máquinas ferramentas, principalmente em tornos e retíficas. Em tornos essa instabilidade ocorre com a interação da peça e da ferramenta, já em retíficas entre o rebolo e a peça usinada. As figuras (2.37), (2.38), (2.39) e (2.40) ilustram exemplos de tornos e retíficas :

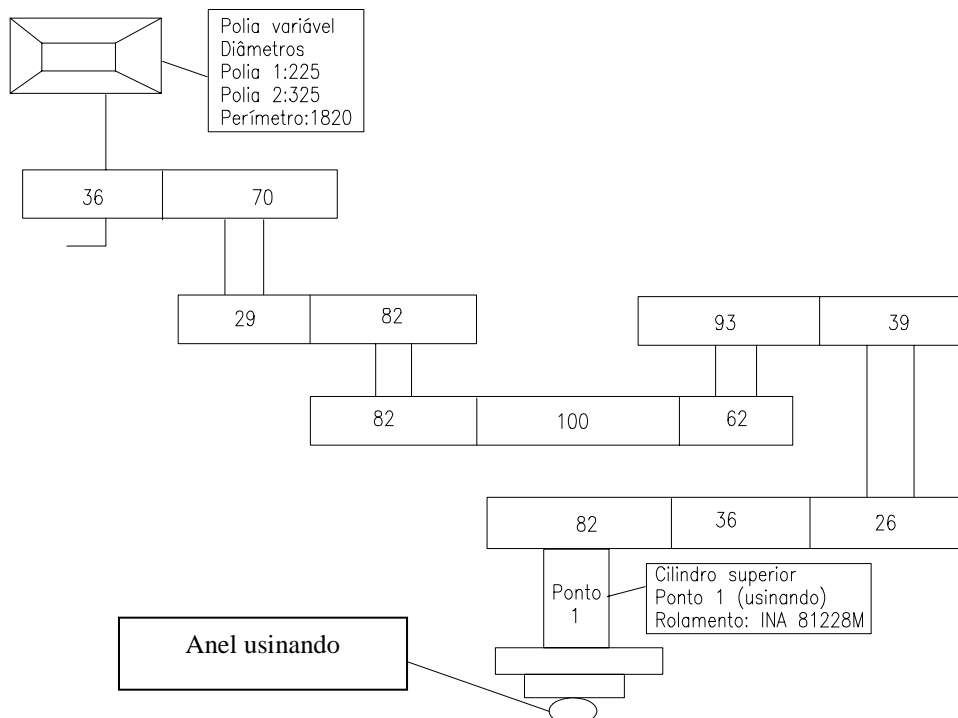


Figura 2.37 – Desenho esquemático de um torno (parte superior)

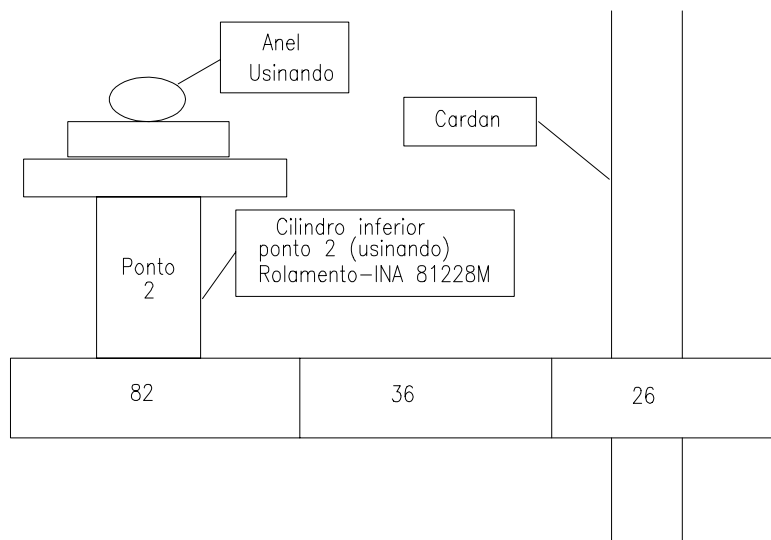


Figura 2.38 – Desenho esquemático de um torno (parte inferior)



**RETIFICA KATAOKA**

Figura 2.39 – Retífica onde ocorreu o fenômeno auto-excitado

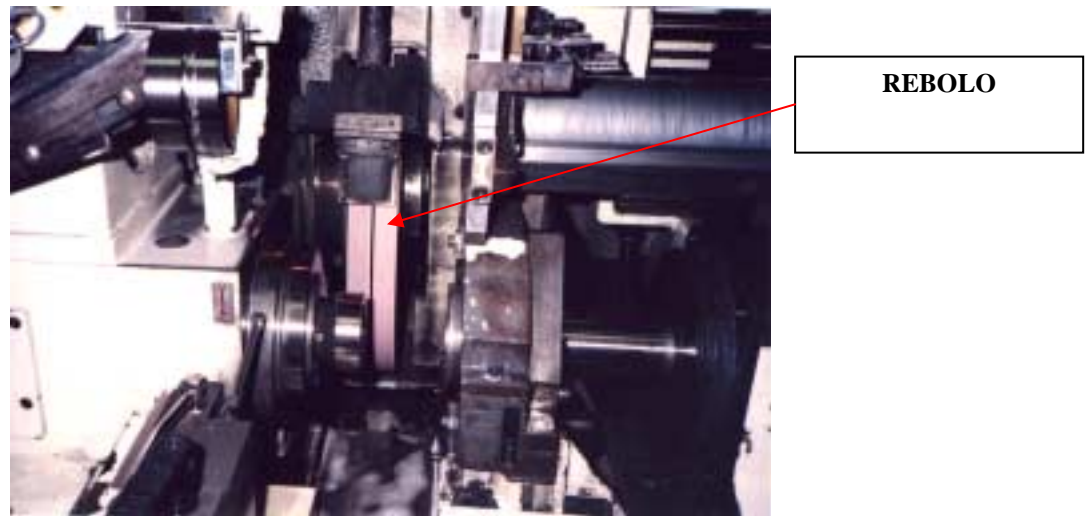


Figura 2.40 – Retífica – detalhe do rebolo

A figura (2.41) ilustra o sistema dinâmico da peça trabalhando e da estrutura da ferramenta.

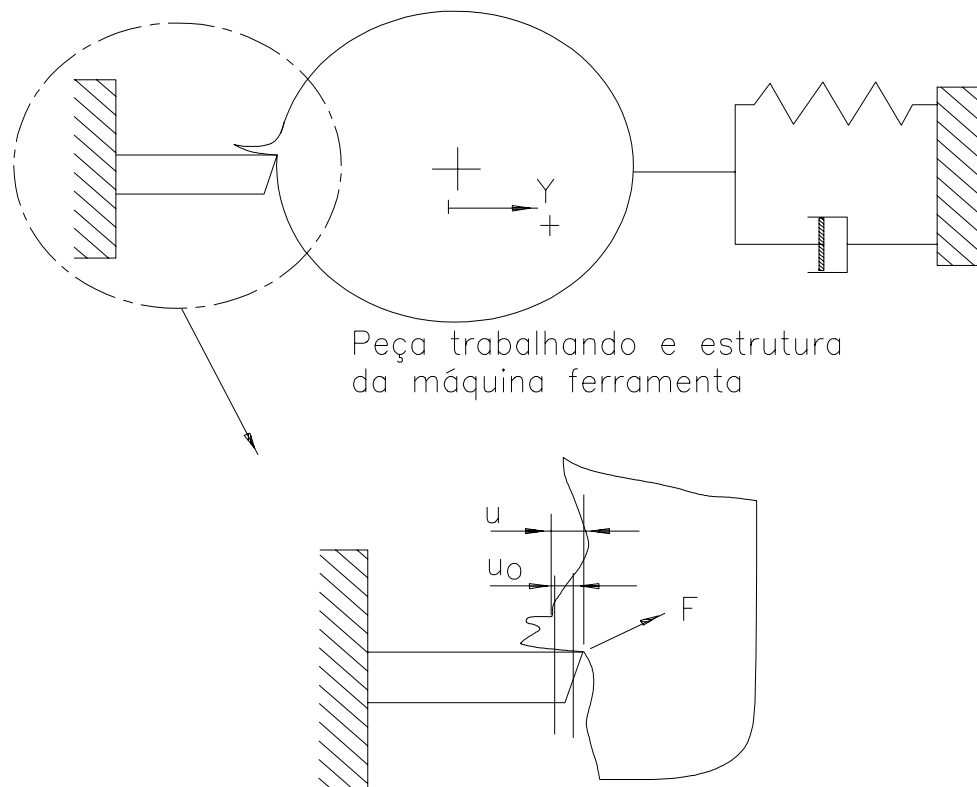


Figura 2.41 – Peça trabalhando e estrutura da máquina ferramenta

Quando o sistema se encontra estável, a energia dissipada em forma de calor, devido o atrito da peça e da ferramenta, é maior que a energia adicionada, portanto, a força de corte é pequena, e o conjunto provavelmente trabalha dentro das condições de processo estabelecidas pelo fabricante (velocidade de corte, avanço etc....).

Quando esse mesmo sistema trabalha com as condições de processo fora dos padrões estabelecidos pelo fabricante (por exemplo, velocidade de corte menor, ou seja, trabalha na região de instabilidade) o sistema começa a ganhar energia, a força de corte e a vibração aumentam, e chega em um determinado momento que a frequência auto-excitada coincide com a frequência natural da ferramenta, tornando o sistema instável e conseqüentemente marcando a peça e prejudicando a qualidade do produto.

A figura (2.42) ilustra a peça marcada devido ao fenômeno auto-excitado :

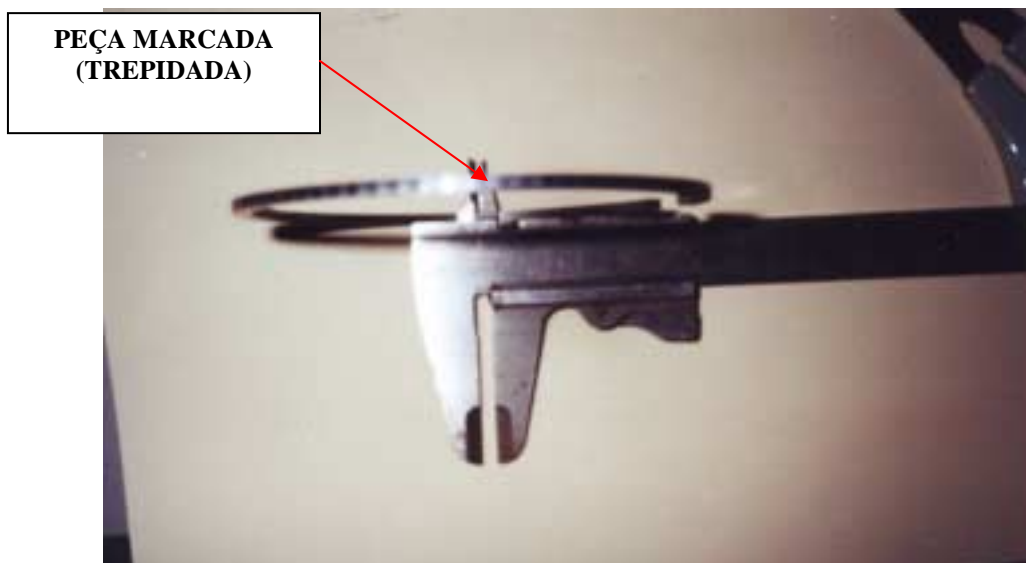


Figura 2.42 – Peça marcada devido a vibração auto-excitada

A vibração começa como do tipo auto-excitada e aparece na frequência natural , ocorrendo perda da estabilidade do torneamento. Depois que o anel fica marcado no primeiro giro, forma-se uma circunferência dentada (como se fosse uma engrenagem), em seguida, a vibração fica sintonizada nesta frequência.

Neste instante a vibração passa de auto-excitada para uma vibração do tipo forçada (em ressonância) e modulada.

A frequência portadora é igual ao produto do número de cristas pela rotação da árvore, que coincide com a frequência natural medida. São geradas harmônicas desta frequência, indicando que o sinal é pulsante. Essa modulação ocorre devido a falta de rigidez flexional do torno. Quando a ferramenta força o anel, há uma flexão dinâmica grande. Com isto, a ferramenta varia sua força de corte (pulsando), em seguida trepida e começa a vibração chatter. Com a trepidação o torno é excitado na frequência natural, e o processo é iniciado. A continuação do processo é igual ao descrito acima. Portanto, o torno tem uma instabilidade para esse processo de usinagem (relacionadas com altas forças de corte).

#### 2.5.5.1 Análise final do exemplo prático

As sugestões para eliminar esse problema são:

1- Amortecer a vibração dissipando a energia no porta-ferramentas e da ferramenta, introduzindo um amortecimento no porta-ferramenta (placa de borracha), todos os níveis de vibração ficam reduzidos;

2- Utilizar absorvedores;

3- Mudar as condições do processo e outros (essa sugestão foi feita no exemplo prático da Máquina Ferramenta, e eliminou o problema).

## **CAPÍTULO 3**

# **DETERMINAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS ACÚSTICAS**

## CAPÍTULO 3

# DETERMINAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS ACÚSTICAS

### 3.1 INTRODUÇÃO

Uma determinação rigorosa de frequências naturais acústicas de um sistema tubular normalmente é difícil. Contudo, estimativas aproximadas podem ser feitas com base nos resultados, aplicando algumas configurações simples.

Em geral, os textos teóricos e clássicos de vibrações acústicas são de difícil interpretação e não dão um resumo real de análises e aplicações de vibração em engenharia. Como referência pode-se citar os trabalhos sobre vibrações acústicas de Den Hartog (1960), Timoshenko (1954) e Munjal (1987) e outros.

### 3.2 TUBO DE ÓRGÃO E RESSONADORES

O tubo de órgão é um tubo com uma grande relação entre comprimento e diâmetro, de maneira que o movimento do fluido (ar) dentro do tubo seja essencialmente unidimensional.

Nestes tubos as maiores incógnitas acústicas são as condições de contorno. Geralmente, as condições de contorno nas duas extremidades são consideradas como extremidade aberta ou extremidade fechada.



Numa extremidade fechada, a variação de pressão é máxima e este ponto indica um nó. Numa extremidade aberta, a velocidade é máxima e semelhantes pontos são denominados ventres. Pelo fato de uma extremidade do tubo estar geometricamente aberta, não quer dizer que há sempre um ventre nesta ponta. As designações fechada e aberta são, em geral, estritamente aplicáveis no sentido acústico.

As frequências naturais longitudinais para um tubo com ambas as pontas fechadas, formam uma escala harmônica, vejam as figuras (3.1) e (3.2) :

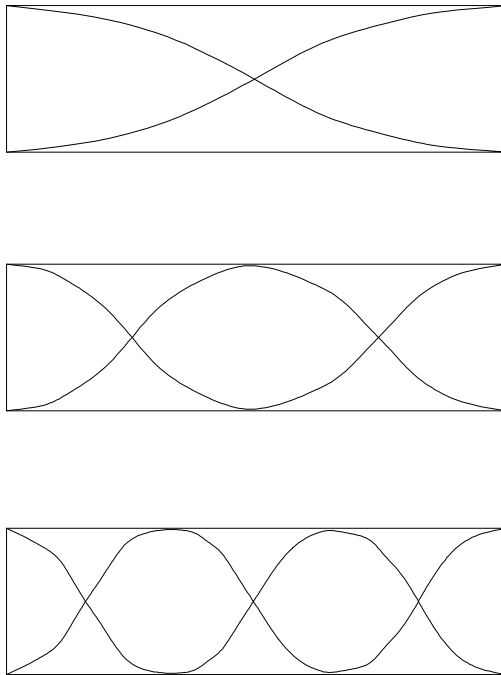


Figura 3.1 – Tubo com ambas as pontas fechadas

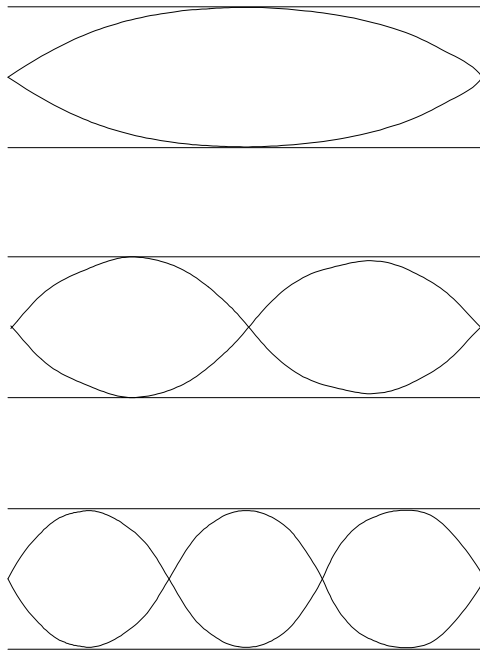


Figura 3.2 – Tubo com ambas as pontas abertas

$$\text{Período (em segundos)} = \frac{2L}{C}; \frac{2L}{2C}; \frac{2L}{3C}; \text{etc}$$

$$\text{Frequência (em Hz)} = \frac{C}{2L}; \frac{2C}{2L}; \frac{3C}{2L}; \text{etc}$$

Onde,

$C$  = velocidade do som no fluido, em m/s;

$L$  = comprimento do tubo, em m.

No ar, a velocidade do som, em função da temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ), é aproximadamente:

$$C \approx 20\sqrt{t + 273} \text{ (m/s)} \quad (3.01)$$

As frequências naturais para um tubo com uma ponta fechada e a outra aberta, formam uma escala harmônica (com ausência de harmônicos constantes), como observa-se na figura (3.3):

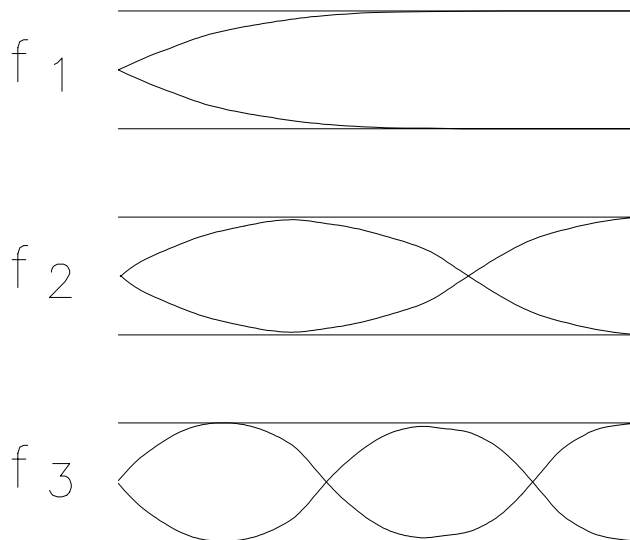


Figura 3.3 – Tubo com uma ponta fechada e a outra aberta

$$f_n = \frac{C}{4L}; \frac{3C}{4L}; \frac{5C}{4L}; \text{etc} \quad (3.02)$$

Para um tubo aberto em ambas as pontas, os períodos naturais são os mesmos que para um tubo fechado em ambas as pontas.

Convém lembrar que nem sempre é fácil decidir se uma ponta fisicamente aberta pode ser considerada **“aberta”** nas considerações acústicas.

Em vista disso, o valor do comprimento  $L$  nas equações acima pode diferir, de algum modo, do comprimento físico real.

### 3.3 RESSONADOR DE HELMHOLTZ

É constituído de uma cavidade na qual o ar confinado atua como uma mola que é forçada para dentro e para fora, através do gargalo, pelo fluxo periódico de ar (que atua como massa).

Geralmente a cavidade e o tubo de união precisam ser projetados para se sintonizarem (ou ressonarem) em uma dada frequência, o que torna o dispositivo altamente seletivo. O ressonador é muito útil em baixas frequências onde o controle de ruído é sempre problemático.

Apesar deste ressonador ser efetivo em uma banda muito estreita de frequência, o pico de eficiência pode ser alargado para abranger outras frequências, forrando-se a cavidade com material forro absorvente, tal como lã de vidro.

Pode-se também usar uma série de ressonadores para abranger uma faixa mais larga de frequência.

Então, um ressonador é essencialmente uma câmara com um pescoço, considerado como um simples sistema massa-mola.

O pescoço vibra como uma massa sólida, enquanto o ar na câmara é alternadamente comprimido e rarefeito.

A figura (3.4) ilustra o Ressonador de Helmholtz :

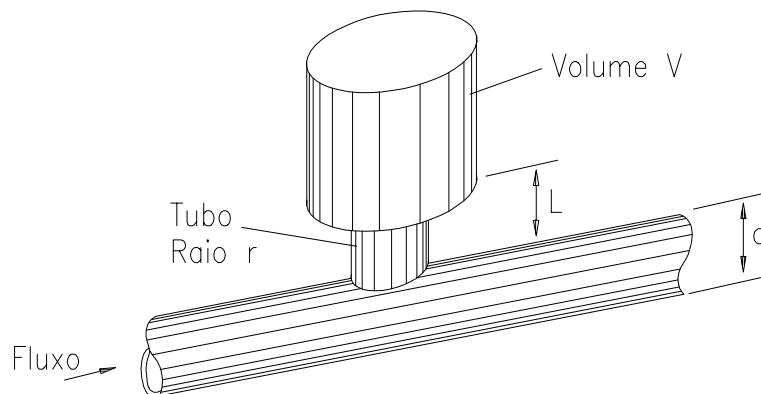


Figura 3.4 - Ressonador de Helmholtz

Se forem desprezadas as perdas devidas aos movimentos viscosos dos gases através da abertura da cavidade, baseadas nas suposições adotadas por Rayleigh (1945), a equação básica do período natural fundamental do ressonador será :

$$\text{Período(s)} T = \frac{2\pi}{C} \sqrt{\frac{VL}{A}} \quad (3.03)$$

Ou ,

$$\text{Frequência(Hz)} f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}} \quad (3.04)$$

Onde,

C = velocidade do som no fluido, m/s;

V = volume da câmara, m<sup>3</sup>;

L = comprimento do pescoço, m;

A = área da seção transversal do pescoço, m<sup>2</sup>.

A figura (3.5), ilustra um ressonador.

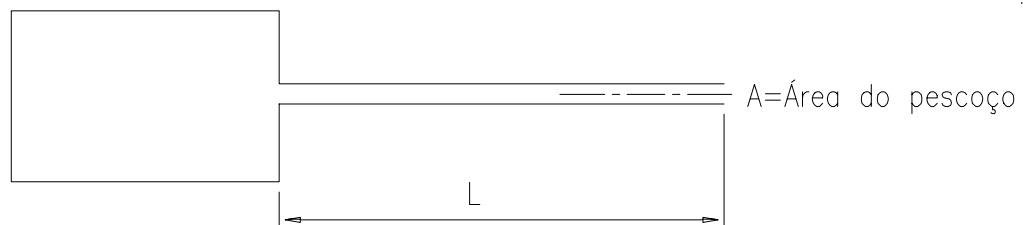


Figura 3.5 Ressonador

Tomando-se a equação (3.04) para um ressonador de Helmholtz de “**longo**” pescoço, ou seja,

$$L \gg \frac{1}{2}\sqrt{\pi A} \quad (3.05)$$

a mais geral solução dada por Rayleigh (1945) é :

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V}} \quad (3.06)$$

onde,

$$\mu = \frac{A}{L + \frac{1}{2}\sqrt{\pi A}}$$

o termo  $\mu$  foi denominado por Rayleigh (1945) como condutividade acústica.

Então,

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V(L + \frac{1}{2}\sqrt{\pi A})}} \quad (3.07)$$

Se,  $L \gg \frac{1}{2}\sqrt{\pi A}$  , a solução se reduz ao que é dado pela equação

(3.04). Por outro lado, se  $L \ll \frac{1}{2}\sqrt{\pi A}$  , então

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{2}{V}} \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (3.08)$$

Este é o caso de uma “**cavidade ressonadora**”.

Para um tubo circular, aberto, de diâmetro  $d$ ,  $A = \frac{\pi d^2}{4}$ . A equação da

“**cavidade ressonadora**” torna-se:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{d}{V}} \quad (3.09)$$

desde que,  $t \ll \frac{d}{4}$ , onde  $t$  é a espessura da parede da cavidade.

Finalmente, para uma cavidade ressonadora esférica, tomamos

$$f_n = \frac{C}{2\pi D} \sqrt{\frac{6d}{\pi D}} = 0,22 \frac{C}{D} \sqrt{\frac{d}{D}} \quad (3.10)$$

onde,  $d$  e  $D$  devem ser os diâmetros da cavidade aberta e da câmara esférica, respectivamente, desde que,  $\frac{d}{D} \ll 1$ .

Em geral, num ressonador Helmholtz, a dimensão representativa do pescoço é suposta ser muito menor do que a dimensão representativa da câmara (ou cavidade). Um importante parâmetro de conexão com os resultados acima é o “**comprimento da onda**”,

$$\lambda = \frac{C}{f_n} = 2\pi \sqrt{\frac{V}{\mu}} \quad (3.11)$$

Todos os resultados acima confirmam que o comprimento de onda  $\lambda$  é maior (duas ou três vezes, pelo menos) que a maior dimensão linear representativa da câmara. De modo que, se assim não for, os resultados dados pelas equações (3.04) e (3.11) não serão corretos.

Contanto que os pescoços não estejam demasiadamente próximos.

Para modelagem de ressonância acústica em tubulações considerando vários graus de liberdade, recomendam-se as referências, Pote e Kelkar (2001), Griffin, Lane e Huybrechts (2001), Munjal (1987), Albert e McGinnis (1952).

Se o sistema puder ser considerado como consistindo somente de **“tubos de órgão”**, para ressonadores as fórmulas anteriores satisfazem. Convém lembrar que qualquer coincidência dessa frequência de pulsação com uma frequência natural acústica da tubulação, tipo tubo de órgão ou ressonador, deve ser evitada, como veremos no capítulo 4.



## **CAPÍTULO 4**

# **VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA INDUZIDA POR RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO**

## **CAPÍTULO 4**

# **VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA INDUZIDA POR RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO**

### **4.1 INTRODUÇÃO**

Neste capítulo será apresentado um modelo de vibração com um grau de liberdade de um sistema mecânico. Este modelo descreve o comportamento de uma onda de fluxo auto-excitada em um sistema de ventilação onde a vazão é uma variável dependente do tempo. Este modelo considera uma queda de pressão significativa em um grande volume, que age como mola; uma massa de gás associada ao tubo, que age como inércia; e de perdas secundárias e atrito na tubulação que agem como um amortecedor. Também estuda a estabilidade do sistema quando a inclinação da curva de desempenho for negativa, e sua instabilidade, quando a inclinação da curva do ventilador for positiva.

Os ventiladores são usados praticamente em todos os ramos de indústrias. São aplicados diretamente no processo de produção e desenvolvimento de materiais, em instalações responsáveis pelo conforto e em equipamentos de combate à poluição do ar. Conseqüentemente a sua performance interfere sobre as eficiências das empresas.

Este capítulo mostra um modelo de pulsação simples de uma onda de fluxo auto-excitada em um ventilador que, em uma determinada vazão crítica, a frequência de pulsação coincide com a frequência natural acústica, gerando uma

ressonância acústica. Portanto o modelo se baseia em um ressonador de Helmholtz.

A proposta deste capítulo resume-se em estudar esse fenômeno vibratório auto-excitado, que pode trazer graves problemas aos dutos e principalmente ao funcionamento do conjunto e pode também gerar vibrações perigosas que são relacionadas com a instabilidade do fluxo, excitando ressonâncias acústicas no sistema. Se o ventilador estiver trabalhando com filtros anti-poluição, por exemplo, o ar insuflado pode lançar resíduos na atmosfera, prejudicar o meio ambiente, e pode acarretar até multas severas à empresa. Aliado ao fato de que as empresas gastam uma soma considerável para o controle de poluição do ar, é de extrema importância que haja um bom sistema de monitoração, controlando a vibração, a pulsação de ar e principalmente as pressões dinâmicas das ondas auto-excitadas desses sistemas de ventilação.

Com o uso desse modelo e a utilização das análises de vibração, pressão, corrente e temperatura, as empresas poderão ter um maior domínio e maior disponibilidade do conjunto motor-ventilador.

Quando o ventilador está instável e vibrando severamente, o consumo de potência medida no motor é muito grande. Esta condição de instabilidade é tão severa que cria na saída do sistema (chaminé) vórtices em forma de fumaça com resíduos poluentes.

Este capítulo tem os seguintes objetivos:

1- Modelar o comportamento termo-acústico de uma onda de fluxo auto-excitada em um ventilador centrífugo. Utilizar um modelo que envolva a curva de comportamento pressão x vazão de um sistema ventilador-dutos;

2- Desenvolver equações que representem o modelo teórico utilizando a equação da vazão dinâmica devido à instabilidade ou pulsação do fluxo, usando a lei do gás ideal, a equação do impulso linear para um fluxo instável e o princípio da conservação de massa.

### **4.1.1 Ventilador centrífugo**

A figura (4.1) mostra o ventilador (exaustor) centrífugo existente no laboratório da Universidade Federal de Itajubá, utilizado neste trabalho.



Figura 4.1- Ventilador centrífugo

### **4.1.2 Desenvolvimento do modelo teórico (estabilidade do sistema de fluxo)**

A instalação formada pelo ventilador (exaustor), grande câmara (1) e o tubo (2), são mostradas no esquema da figura (4.2).

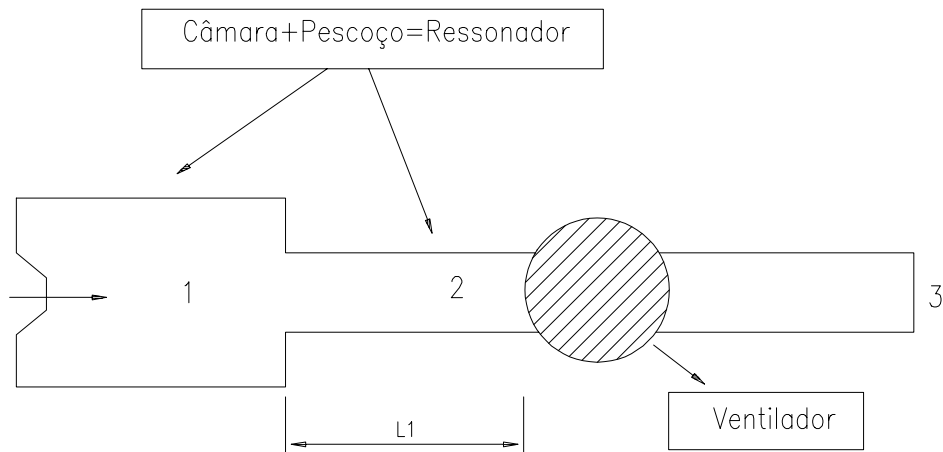


Figura 4.2- Esquema do ventilador

A figura (4.3) mostra o volume de controle da seção do tubo.

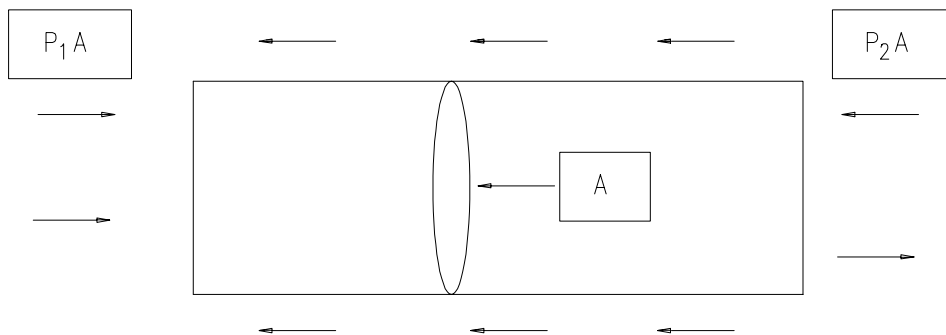


Figura 4.3 - Seção do tubo

Na figura (4.3) tem-se:

- $V_c$  = Volume de controle;
- $V_1$  = Volume de um sistema grande.

Hipóteses utilizadas na modelagem:

- $v_1 = v_2$  (velocidades);
- $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$  (massas específicas);
- Variação pequena da velocidade;
- Pressão relativa na descarga ( $P_3 = 0$ ).

É necessário determinar as equações para uma grande câmara que relacionam a variação de pressão no tempo e densidade para a entrada e saída de uma vazão de fluxo. Estas equações foram desenvolvidas como segue.

A lei de um gás ideal é a base para o cálculo das mudanças ou variações de pressão que ocorrem em grande volume é dada por:

$$P_1 = \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{K}} \rho_1^K \quad (4.01)$$

Onde,

- $P_1$  = Pressão Absoluta na entrada da seção;
- $P_2$  = Pressão Absoluta na saída da seção;
- $K$  = Constante adiabática (para o ar = 1,4);
- $P_0$  = Pressão do meio que age em toda fronteira;
- $\rho_0$  = Densidade do meio que age na fronteira;
- $\rho_1$  = Densidade na entrada.

A variação na pressão com relação à densidade é obtida da equação (4.01) por diferenciação, Wylen e Sonntag (1976), e fazendo  $\rho_0 = \rho_1$ , tem-se:

$$\frac{dP_1}{d\rho_1} = K \left( \frac{P_0}{\rho_0 K} \right) \rho_1^{K-1} \cong K \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right) = C^2 \quad (4.02)$$

Onde,

- $C =$  Velocidade do som.

A equação (4.02) é válida para pequenas variações de pressões, onde  $C$  é a velocidade da onda acústica (velocidade do som).

Desde que a variação de massa no tempo dentro do grande volume é dada pela equação da continuidade, a variação de massa instantânea é dada por Wylen e Sonntag (1976):

$$\frac{dMVC}{dt} + \sum M_2 - \sum M_1 = 0 \quad (4.03)$$

Para a massa do sistema, pode-se escrever que:

$$M_1 = Q_1 \rho_1 \quad (4.04)$$

$$M_2 = Q_2 \rho_2 \quad (4.05)$$

Onde,

- $Q_1 =$  Vazão na entrada;
- $Q_2 =$  Vazão na saída;
- $\rho_2 =$  Densidade na saída.

Substituindo as equações (4.04) e (4.05) em (4.03) e, considerando também a aproximação  $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$ , a razão de variação de massa dentro do grande volume fica na forma:

$$\frac{dM}{dt} = \left(\frac{dM_1}{dt}\right) - \left(\frac{dM_2}{dt}\right) \cong \rho_0(Q_1 - Q_2) \quad (4.06)$$

e a variação de densidade no tempo, considerando  $V_1$  constante, será:

$$d\rho_1 = \frac{dM}{V_1} \quad (4.07)$$

Dividindo a equação (4.07) por  $dt$ , temos:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \frac{dM}{dt} \quad (4.08)$$

Substituindo a equação (4.06) em (4.08), obtem-se:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \left(\frac{1}{V_1}\right)\left(\frac{dM}{dt}\right) = \left(\frac{\rho_0}{V_1}\right)(Q_1 - Q_2) \quad (4.09)$$

Multiplicando por  $d\rho_1$  em ambos os lados, organizando, a variação de pressão no tempo torna-se:

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right)\left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) \quad (4.10)$$



Substituindo a equação (4.02) e (4.09) em (4.10), vem:

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right)\left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) = \left(\frac{C^2 \rho_0}{V_1}\right)(Q_1 - Q_2) \quad (4.11)$$

Agora, as equações da dinâmica do tubo precisam ser desenvolvidas usando as equações da quantidade do movimento linear, Wylen e Sonntag (1976):

$$\Sigma F = \rho_1 Q(v_2 - v_1) + \int_v \rho_1 \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) dv \quad (4.12)$$

O volume de controle da seção reta do tubo mostrado anteriormente, onde  $A$  é a área da seção reta,  $L_1$  é o comprimento,  $\tau$  é a tensão de cisalhamento,  $S$  é a área de cisalhamento ( $\pi \times d \times L_1$ ), e  $P_1 A$  são as forças nas extremidades.

Como consideramos a aceleração  $\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cong 0$ , logo:

$$\int_v \rho_1 \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) dv = 0$$

Reagrupando a equação da quantidade do movimento, temos:

$$\Sigma F \cong \rho_1 Q(v_2 - v_1) \quad (4.13)$$

Onde,

- $v_1$  = Velocidade inicial do fluido;
- $v_2$  = Velocidade final do fluido;

- $Q = \text{Vazão}$ .

Por outro lado, temos que as forças podem ser definidas na forma:

$$F_{\text{atrito}} = S\tau; F_1 = AP_1; F_2 = AP_2.$$

Onde,

- $S = \text{Área da superfície de cisalhamento}$ ;
- $F_1$  e  $F_2 = \text{Forças aplicadas nas extremidades e } \tau = \text{Tensão de cisalhamento}$ ;
- $A = \text{Área da seção reta}$ .

Substituindo as forças na equação (4.13) e arranjando:

$$P_1 - P_2 = \left(\tau \frac{S}{A}\right) + \frac{\rho_1 Q \Delta v}{A} \quad (4.14)$$

$$Q = \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (4.15)$$

Onde,

- $\Delta \text{VOL} = \text{Variação do volume}$ ;
- $\Delta v = \text{Variação da velocidade}$ ;
- $t = \text{Tempo}$ .

Substituindo a equação (4.15) em (4.14) :

$$P_1 - P_2 = \left(\tau \frac{S}{A}\right) + \frac{\rho_1}{A} \Delta v \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (4.16)$$

Sendo,

$$\Delta \text{VOL} = AL_1$$

Onde,

- $L_1$  = Comprimento do tubo.

Logo a equação (4.16) pode ser escrita por:

$$P_1 - P_2 = \left(\tau \frac{S}{A}\right) + \rho_1 L_1 \left(\frac{dv}{dt}\right) \quad (4.17)$$

Ou,

$$P_1 - P_2 = \Delta P_f + \Delta P_d \quad (4.18)$$

Onde:

$$\Delta P_f = \left(\tau \frac{S}{A}\right) \text{ é a perda de carga por atrito.}$$

Ou de acordo com Fox e Mc Donald (1988), esta equação pode ser escrita na forma:

$$\Delta P_f = \rho_1 \left[ K_1 \frac{v^2}{2} + f \frac{L_1}{d} \frac{v^2}{2} \right] \quad (4.19)$$

$$\Delta P_d = \rho_1 L_1 \left(\frac{dv}{dt}\right)$$

Sendo,

$$K_1 \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga localizada}$$

$$f \frac{L_1}{d} \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga do duto}$$

Onde,

- $f$  = Fator de atrito do tubo;
- $d$  = Diâmetro do tubo;
- $K_1$  = Coeficiente de perda secundária.

A segunda parte da equação (4.17), é denominada de perda de carga dinâmica, devido à variação de pressão,

$$\Delta P d = \rho_1 L_1 \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (4.20)$$

Substituindo as equações (4.20) e (4.19) na (4.18), temos:

$$P_1 - P_2 = \rho_1 \left[ K_1 \frac{v^2}{2} + f \frac{L_1}{d} \frac{v^2}{2} \right] + \rho_1 L_1 \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (4.21)$$

Sendo,  $v =$  Velocidade média do fluxo no tubo ( $Q/A$ )

$$v = \frac{Q}{A} \text{ e } \frac{dv}{dt} = \frac{\dot{Q}}{A}$$

Substituindo as equações na equação (4.21), vem:

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho_1}{2} \frac{Q^2}{A^2} \left[ K_1 + f \frac{L_1}{d} \right] + \rho_1 L_1 \left( \frac{\dot{Q}}{A} \right) \quad (4.22)$$

Onde o parâmetro de atrito efetivo do sistema é dado por:

$$f_1 = \left( \frac{\rho_0}{2 \cdot A^2} \right) \left[ \sum K_1 + f \frac{L_1}{d} \right] \quad (4.23)$$

E a inércia efetiva do sistema é dada por :

$$M = \frac{\rho_1 L_1}{A} \quad (4.24)$$

Substituindo as equações (4.23) e (4.24) em (4.22) e levando que  $\rho_0 = \rho_1$ , tem-se:

$$P_1 - P_2 = f_1 Q^2 + M \dot{Q} \quad (4.25)$$

A equação abaixo descreve o aumento da pressão do ventilador (exaustor) em função da vazão:

$$\Delta P_f = P_3 - P_2 = \Delta P(Q) \quad (4.26)$$

Onde,

- $P_3$  = Pressão na descarga;
- $\Delta P$  = Variação de pressão;
- $\Delta P(Q)$  = Função de desempenho do ventilador ( definido na figura (4.4)).

Finalmente, estas equações devem ser combinadas. Para fazer isto, as equações (4.25) e (4.26) devem ser diferenciadas com relação ao tempo.

$$\left(\frac{dP_1}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = 2f_1 Q \dot{Q} + M \ddot{Q} \quad (4.27)$$

$$\left(\frac{dP_3}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = \left[ \frac{\partial \Delta P(Q)}{\partial Q} \right] \dot{Q} \quad (4.28)$$

O termo  $\frac{\partial \Delta P}{\partial Q}$  é a inclinação da curva do ventilador (figura (4.4)). Sendo,

$\frac{dP_3}{dt} = 0$  desde que  $P_3$  é assumido como sendo a descarga na pressão atmosférica.

Substituindo a equação (4.11) e (4.28) na equação (4.27), e ordenando, tem-se:

$$M \ddot{Q} + \left(2f_1 Q - \frac{d\Delta P(Q)}{dQ}\right) \dot{Q} + \frac{C^2 \rho_0}{V_1} Q = \frac{C^2 \rho_0}{V_1} Q_1 \quad (4.29)$$

Definindo-se o parâmetro de amortecimento efetivo do sistema na forma:

$$D = 2f_1 Q - \left[ \frac{\partial \Delta P(Q)}{\partial Q} \right] \quad (4.30)$$

Substituindo-se a equação (4.30) na (4.29), obtem-se a equação diferencial análoga a da vibração de um sistema mecânico com um grau de liberdade:

$$M\ddot{Q} + D\dot{Q} + \left( C^2 \frac{\rho_0}{V_1} \right) Q = \left( C^2 \frac{\rho_0}{V_1} \right) Q_1 \quad (4.31)$$

$D\dot{Q}$  = Força de amortecimento.

$M\ddot{Q}$  = Força de inércia

$$\frac{C^2 \rho_0}{V_1} Q = \text{Força de mola}$$

$$\frac{C^2 \rho_0}{V_1} Q_1 = \text{Força de excitação}$$

$$K = \frac{C^2 \rho_0}{V_1} = \text{Constante de mola}$$

A equação diferencial (4.31) tem forma semelhante a equação de vibração de um sistema do tipo massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. A vazão  $Q$  é a variável da vibração. A frequência natural  $\omega_n$  é dada por:

$$\omega_n^2 = \frac{K}{M} = C^2 \frac{\rho_0}{MV_1} = C^2 \left( \frac{A}{V_1 L_1} \right) \quad (4.32)$$

que é a mesma obtida para o ressonador de Helmholtz.

O fator de amortecimento efetivo do sistema pode-se ser determinado por:

$$\xi = \frac{C}{C_c} \quad C=D \quad \text{e} \quad C_c = 2M\omega_n$$

Onde,

- C = Coeficiente de amortecimento;
- C<sub>c</sub> = Coeficiente de amortecimento crítico;
- ξ = Fator de amortecimento.

Donde o fator de amortecimento será:

$$\xi = \frac{D}{2M\omega_n} \quad (4.33)$$

Substituindo as equações (4.30) e (4.32) em (4.33), tem-se:

$$\xi = \frac{(2f_1 Q - \frac{d\Delta P(Q)}{dQ}) V_1 L}{2MC^2 A}$$

A frequência natural amortecida será:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$



Ou ainda,

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \frac{D^2}{4M^2\omega_n^2}} \quad (4.34)$$

Para avaliar a estabilidade da equação, temos :

$$Q(t) = Q_s + Q_p(t) \quad (4.35)$$

Substituindo a equação (4.35) em (4.31), e considerando  $Q_s = Q_1$  e  $Q_2(t) = Q_1 + Q_p(t) = Q(t)$ , tem-se:

$$M\ddot{Q}_P + D_S \dot{Q}_P + (C^2 \frac{\rho_0}{v_1})Q_P = 0 \quad (4.36)$$

Para que o coeficiente de amortecimento equivalente da equação diferencial (4.36) seja constante e tenha solução linear, vamos considerar  $Q = Q_S$  só na equação (4.37), assim sendo, temos:

$$D_S = 2f_1 Q_S - \frac{\partial \Delta P(Q_S)}{\partial Q} \quad (4.37)$$

O termo da equação (4.37) é o coeficiente de amortecimento equivalente à vazão  $Q_S$ ;

A solução transiente da equação (4.36) é da forma Almeida (1999):

$$Q_P(t) = Q_0 e^{-\left(\frac{D_S}{2M}\right)t} \sin(\omega_d t - \phi) \quad (4.38)$$

onde  $Q_0$  e  $\phi$  são constantes que dependem das condições iniciais.

Aplicando as condições iniciais:

$$t=0 ; QP(0) = QP_0 ; \dot{QP}(0) = 0.$$

Onde,

$$\phi = \arctan g\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$\sin \phi = \sqrt{1-\xi^2}$$

$$\cos \phi = \xi$$

$$Q_0 = \frac{QP_0}{\sin \phi}$$

ou,

$$Q_0 = \frac{QP_0}{\sqrt{1-\xi^2}}$$

Arranjando a solução da equação diferencial, temos:

$$QP(t) = \frac{QP_0}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{\left(\frac{-D_S}{2M}\right)t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (4.39)$$

Substituindo a equação (4.39) em (4.35), temos a resposta do sistema (pulsação):

$$Q(t) = Q_S + \frac{QP_0}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{\left(\frac{-DS}{2M}\right)t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (4.40)$$

onde  $QP_0$  é a perturbação inicial dada no sistema, por exemplo, 20% de  $Q_S$ .

### 4.1.3 Operação do ventilador centrífugo

A figura (4.4), ilustra a curva de performance de um ventilador centrífugo.

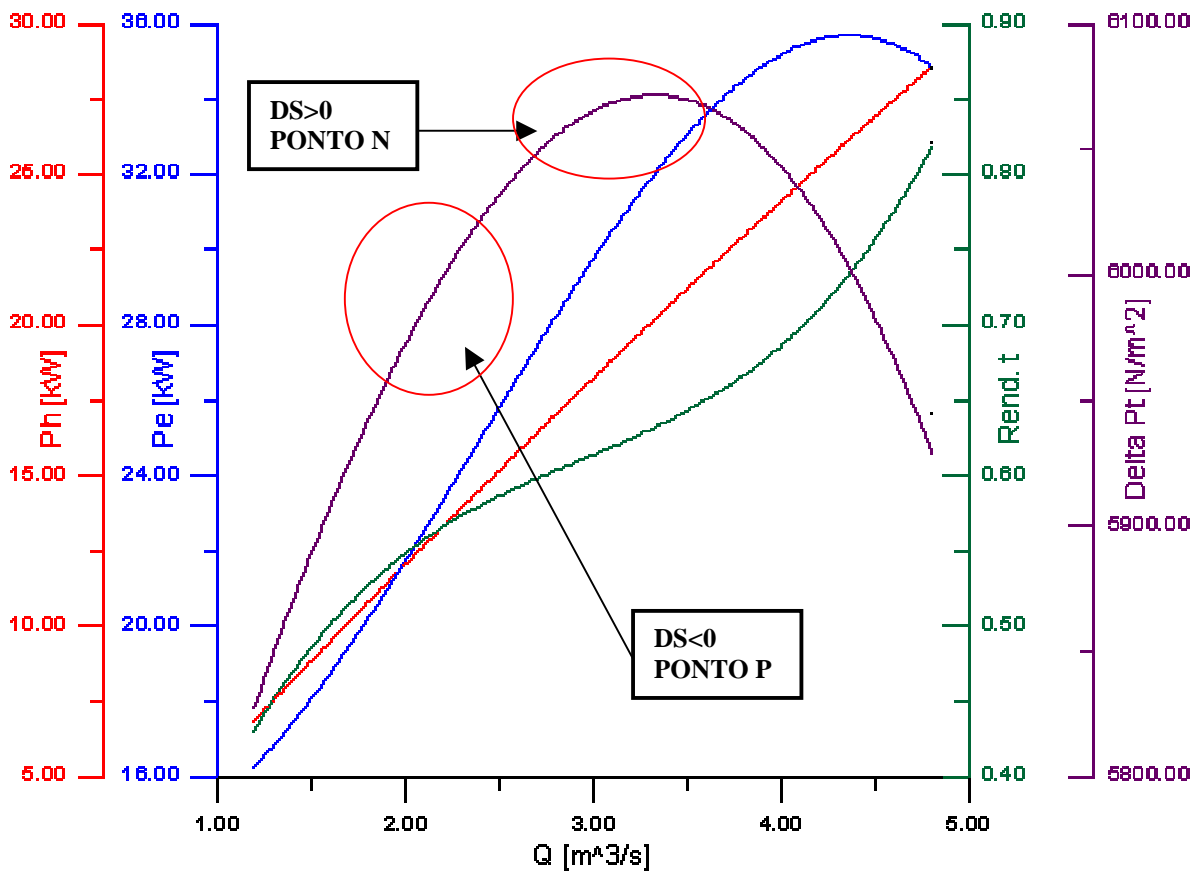


Figura 4.4- Curva do ventilador para rotação constante

A equação (4.40), mostra que quando o  $D_s > 0$  (positivo) a variação da vazão, e conseqüentemente tanto a pulsação de pressão como a vibração caem exponencialmente para um valor estável. Portanto onde a curva de performance do ventilador da figura (4.4) tem inclinação negativa (ponto N), tem-se estabilidade do sistema. O sinal no tempo na figura (4.5) a seguir, mostra o comportamento do fluido nas condições estáveis, não ocorrendo ressonância acústica.

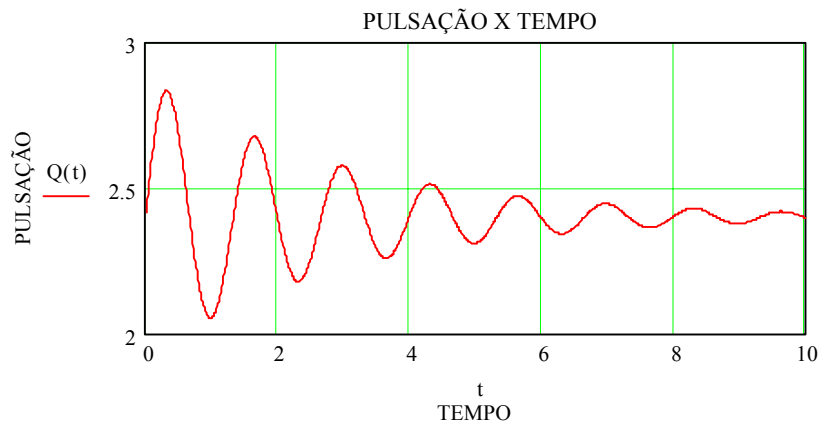


Figura 4.5- Sinal no tempo ( $D_s > 0$ )

Quando  $D_s < 0$  (negativo) da equação (4.40), ou seja, para qualquer perturbação na vazão, a vazão irá crescer exponencialmente. A curva do ventilador tem inclinação positiva (ponto P). Então para qualquer variação da vazão, o ponto ao longo da curva do ventilador se deslocará de N para P, tornando o sistema instável, acarretando uma excitação da onda e conseqüentemente à ressonância acústica. Portanto, as estruturas terão grandes níveis de vibração.

As figuras (4.6) e (4.7) mostram essa ressonância acústica:

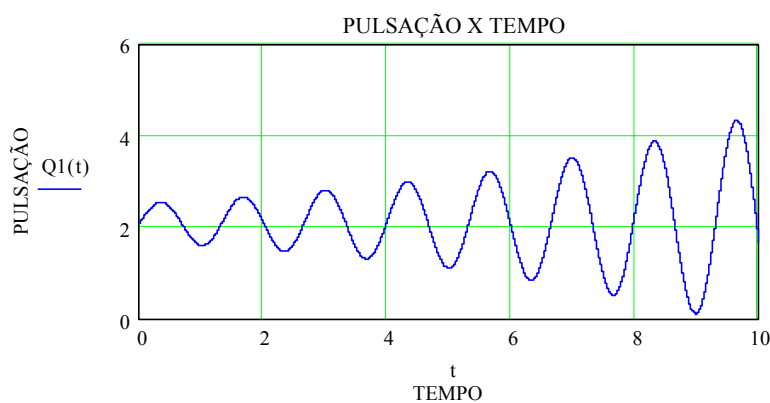


Figura 4.6- Sinal no tempo ( $D_s < 0$ )

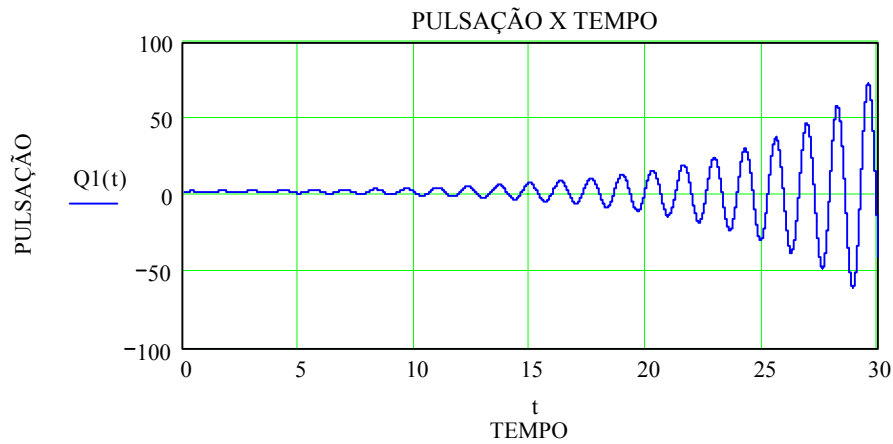


Figura 4.7- Sinal no tempo ( $D_s < 0$ )

A figura (4.8) ilustra quando o  $D_s > 0$  (vermelho) e o  $D_s < 0$  (azul):

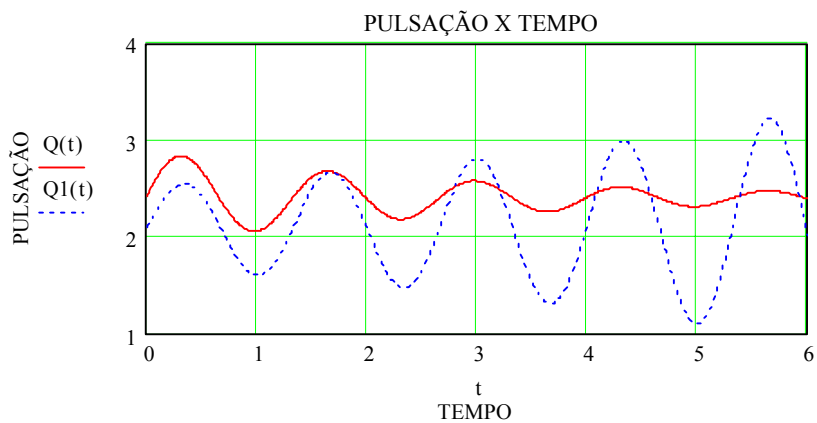


Figura 4.8- Para  $D_s > 0$  e  $D_s < 0$

## 4.2 – CONCLUSÃO

Quando um ventilador está operando na sua zona de instabilidade poderá causar a pulsação nos dutos. Portanto a operação á esquerda do ponto P não é recomendada, pois, poderá resultar em ressonância acústica, vibração e principalmente instabilidade no sistema.

Neste caso a solução é reduzir o fluxo do ar por meio de registro, em certos ventiladores poderá ser possível reduzir o diâmetro do rotor, diminuindo assim o fluxo de ar e permitindo a abertura dos registros do sistema.

Existem também a possibilidade de adicionar-se um sistema de recirculação do ventilador que permite uma sangria a vazões baixas, deixando desta maneira que o ventilador se desloque da zona de instabilidade, acabando com a ressonância acústica.

Outra maneira é utilizar um controle na entrada das pás, aumentando as condições de perda secundária, de forma que o  $D_s$  fique positivo, diminuindo a variação de fluxo.

## **CAPÍTULO 5**

# **COMPROVAÇÃO EXPERIMENTAL**



## CAPÍTULO 5

### COMPROVAÇÃO EXPERIMENTAL

#### 5.1 INTRODUÇÃO

O trabalho experimental desta dissertação foi realizado nas dependências da UNIFEI (Universidade Federal de Itajubá), no ventilador centrífugo GEMA do laboratório de Máquinas Hidráulicas do IEM (Instituto de Engenharia Mecânica), tendo como principais objetivos,

- Simular várias condições de funcionamento do sistema, mostrando a sensibilidade dos parâmetros físicos envolvidos, bem como a determinação do ponto crítico onde a ressonância acústica ocorre por auto-excitação;
- Traçar as curvas características do ventilador ( $\Delta P \times Q$ ) características para rotação constante, nos permitindo uma análise das suas possibilidades;
- Realizar uma análise espectral e temporal da vibração, na zona de estabilidade e instabilidade da curva do ventilador, comprovando a ocorrência do fenômeno auto-excitado;
- Comparar os resultados teóricos e experimentais.

#### 5.2 ESQUEMA DO BANCO DE ENSAIO

Realizou-se o ensaio, para uma rotação constante, do grupo composto de um motor elétrico - transmissão por correias - ventilador centrífugo GEMA, fazendo o levantamento das curvas características da diferença de pressão total,

potência hidráulica, potência de eixo do ventilador e rendimento total do ventilador pela vazão  $(\Delta P_t, P_h, P_e, \eta_t) \times Q$ .

O banco de ensaio é composto de um ventilador centrífugo (V), acionado por um motor elétrico (Me) através de correias (C). O ventilador succiona o ar da atmosfera e o devolve a atmosfera através de sua linha de pressão. Na linha de sucção tem-se uma placa de orifício ( $P_o$ ) para medir a vazão volumétrica (Q), através de manômetro de colunas de água (1). A pressão estática em 1 é medida através do anel piezométrico ( $Ap_1$ ) no manômetro de colunas de água (2) enquanto que a diferença de pressão estática entre 1 e 2 é medida no manômetro de colunas (3).

As rotações do motor elétrico ( $n_m$ ) e do ventilador ( $n_v$ ) são medidas através de um tacômetro de ponta, para o cálculo da potência elétrica foi utilizada uma equação que se encontra no Anexo B (no final da dissertação), pois os valores obtidos para corrente elétrica através do amperímetro de alicate estavam incoerentes.

A temperatura  $t_1$  no ponto 1 foi medida durante o ensaio

A figura (5.1) ilustra o banco de ensaio :

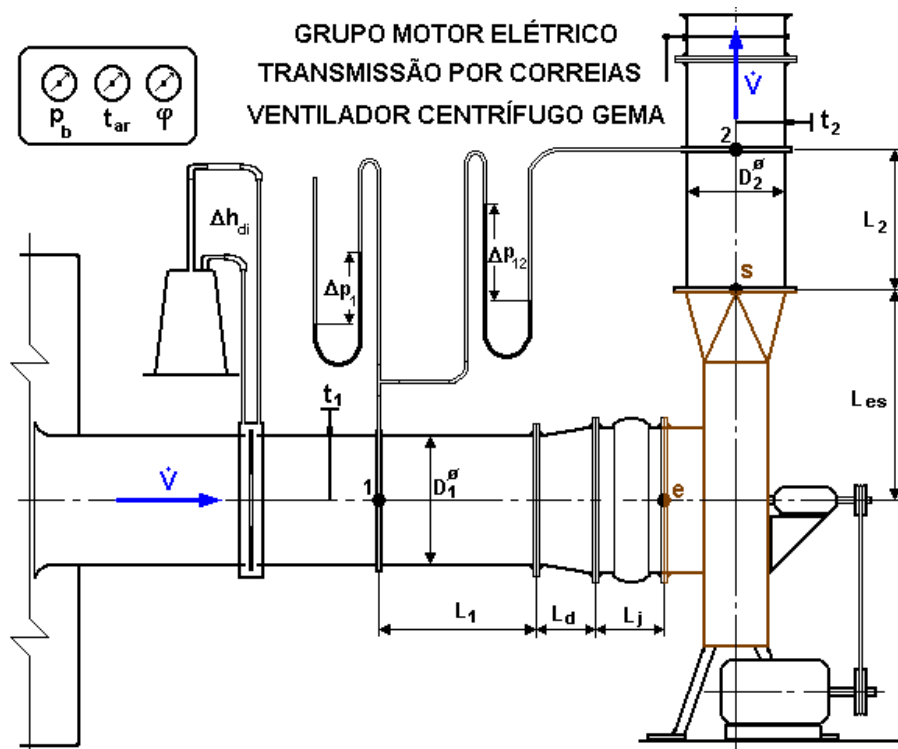


Figura 5.1 – Banco de ensaio

As figuras (5.2), (5.3), (5.4), (5.5), (5.6) e (5.7) os conjuntos onde se realizou a parte experimental da dissertação.

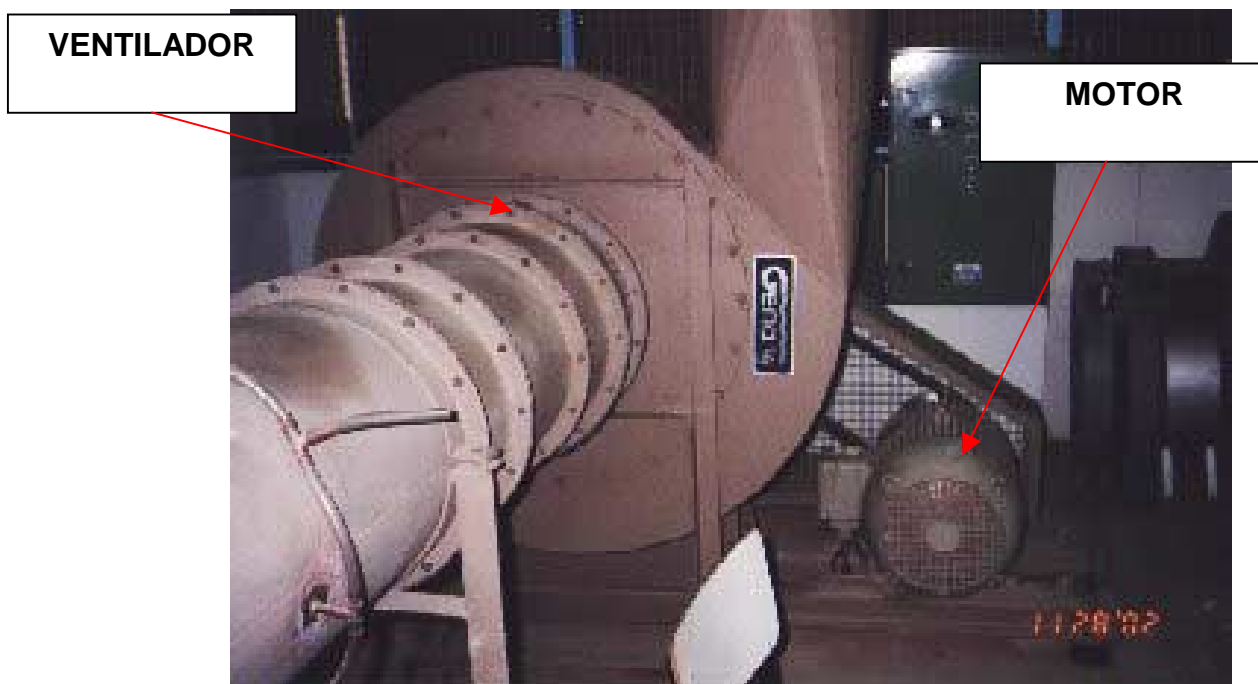


Figura 5.2 – Ventilador e motor elétrico

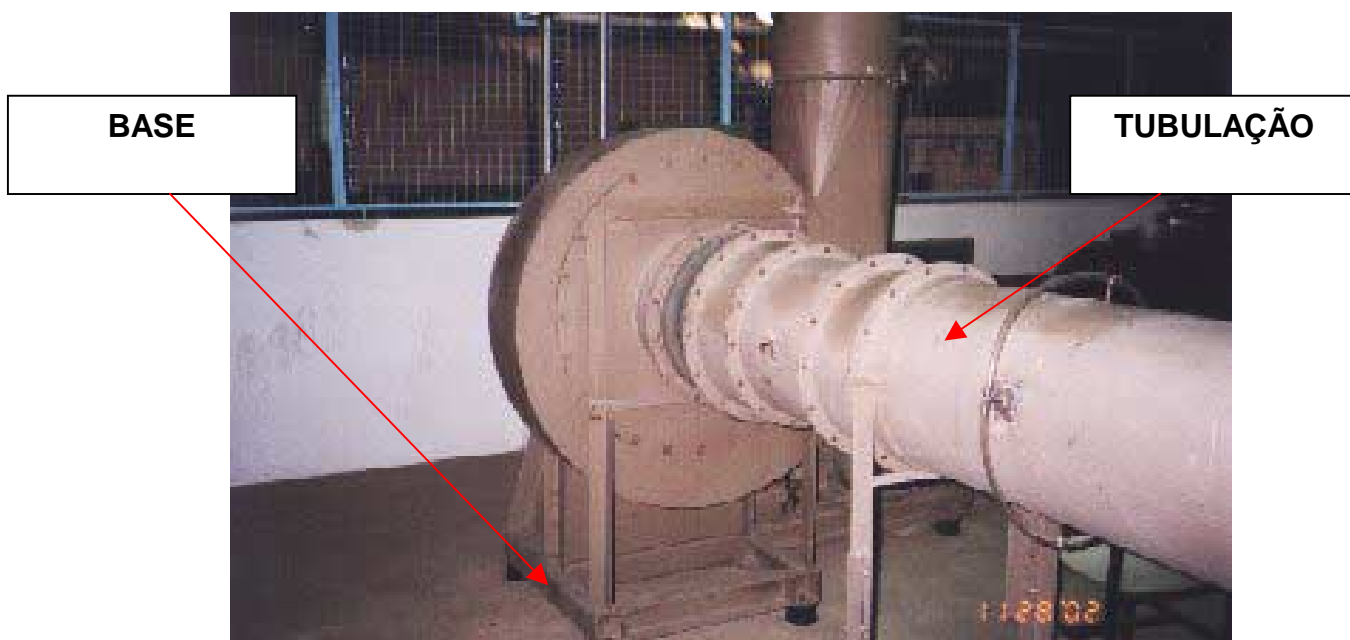


Figura 5.3 – Base do ventilador e tubo de sucção

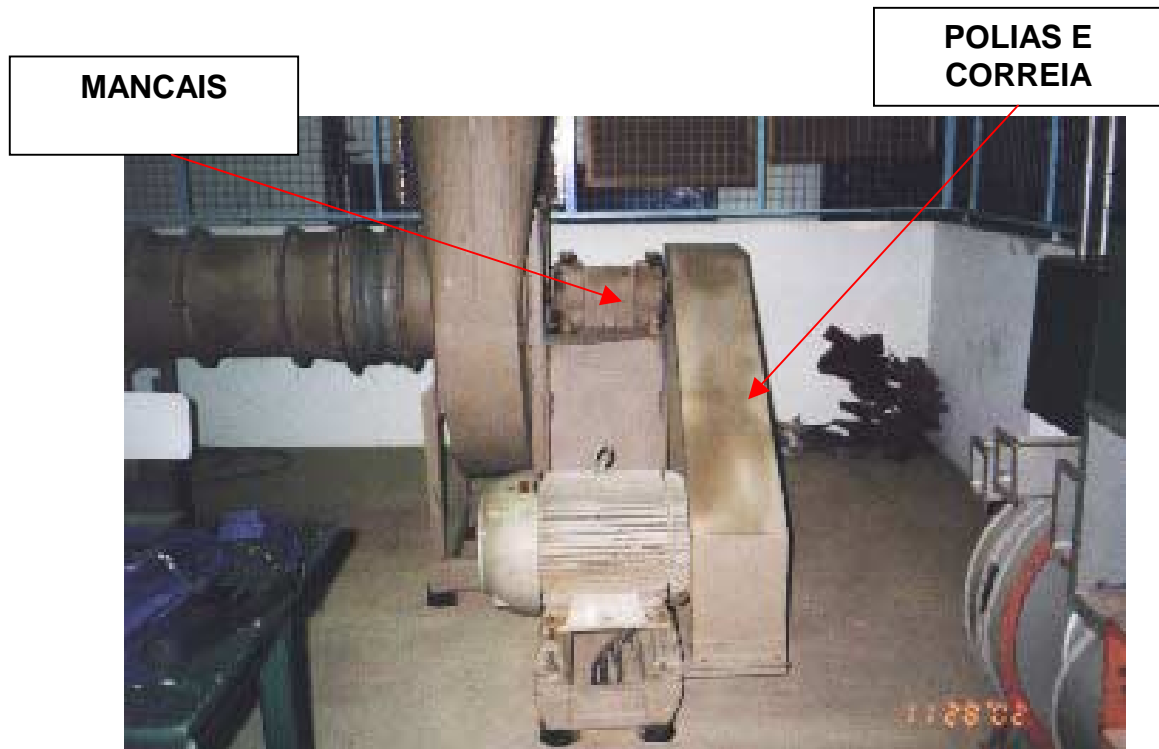


Figura 5.4 – Mancais, polias e correia

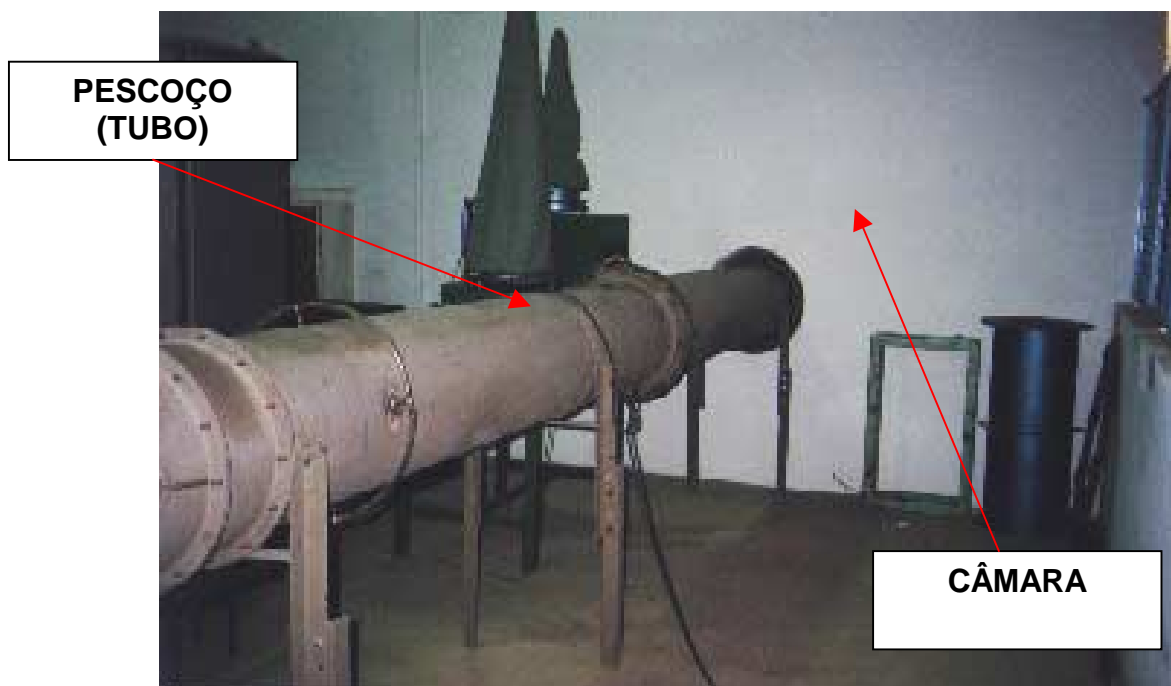


Figura 5.5 – Câmara



Figura 5.6 – Câmara vista do lado de fora

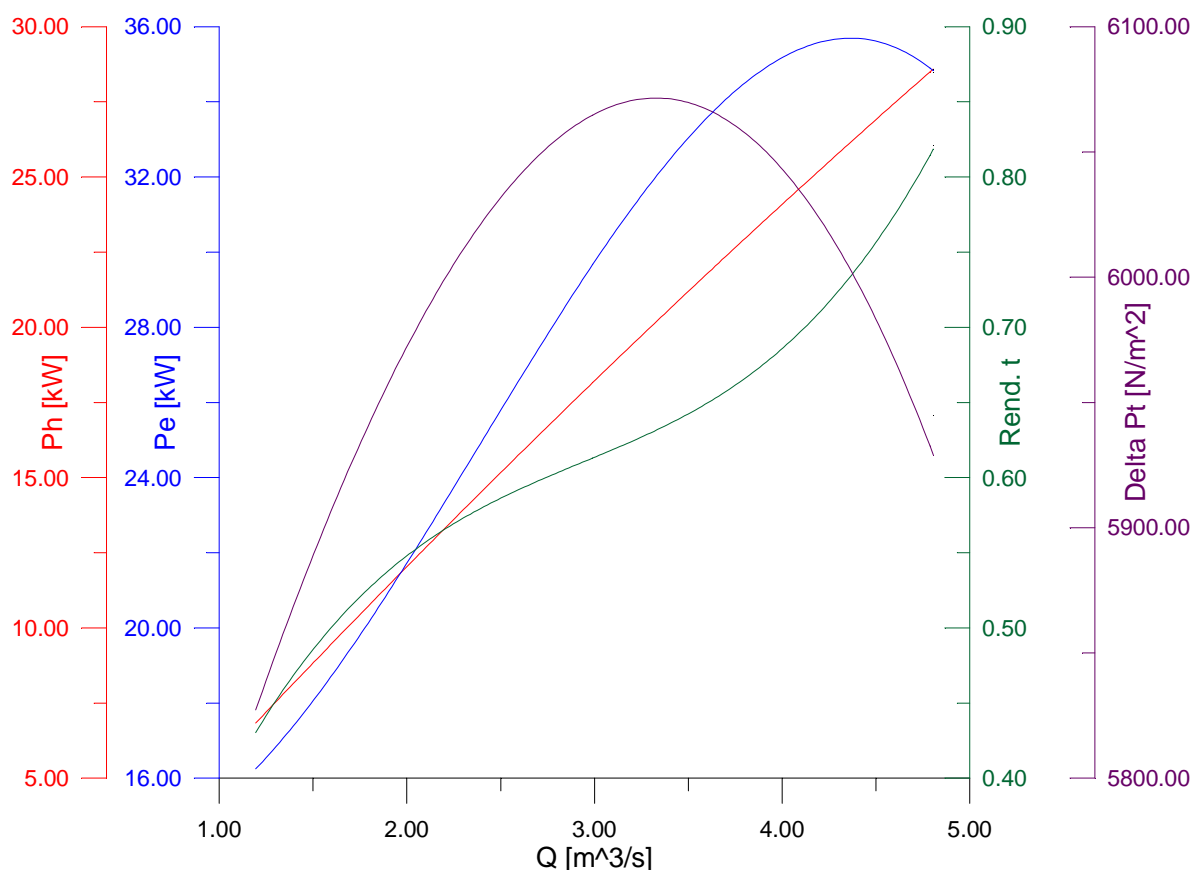


Figura 5.7 – Câmara vista do lado de dentro

### 5.3 PROCEDIMENTO OPERACIONAL:

- Parte-se o ventilador com a válvula borboleta ( $V_b$ ) fechada;
- Varia-se a abertura da válvula borboleta ( $V_b$ );
- Para cada abertura fazem-se as leituras:  $n_m$  [rpm];  $n_v=n$  [rpm];  $\Delta Pe$  [mmCA];  $t_1$  [°C];  $Pe_1$  [mmCA] e  $\Delta h_1$  [mmCA], esses parâmetros estão definidos no Anexo B.

Com as medidas realizadas, determinaram-se abaixo as curvas características do ventilador GEMA :



Figuras 5.8 – Curvas do ventilador centrífugo

Os exemplos dos cálculos estão em Anexo B no final da dissertação.

As tabelas (5.1) e (5.2) mostram os valores lidos durante o ensaio do ventilador centrífugo GEMA.

Tabela 5.1 – Quadro de valores obtidos no ensaio

<b>QUADRO DE VALORES LIDOS</b>							
Nº	Pe <sub>1</sub> [mmcA]	T <sub>1</sub> [C°]	Δh <sub>1</sub> [mmcA]	Δpe <sub>1</sub> [mmcA]	n <sub>m</sub> [rpm]	n <sub>v</sub> [rpm]	Pel [kW]
1	-40	20,0	48,80	595	1795	2294	18,76209
2	-77	20,0	96,40	603	1793	2294	22,40913
3	-120	20,0	150,00	609	1793	2290	26,13178
4	-164	20,0	200,00	612	1793	2284	29,2376
5	-208	21,0	255,00	618	1792	2280	32,24508
6	-244	21,0	298,00	620	1792	2279	34,29799
7	-285	21,0	348,40	620	1797	2283	36,37086
8	-333	22,0	406,40	620	1793	2287	38,31111
9	-365	22,0	446,00	620	1790	2288	39,36216
10	-415	22,0	507,00	616	1790	2286	40,54666
11	-454	22,0	556,00	612	1790	2284	41,11648
12	-504	22,0	613,00	608	1790	2284	41,3515
13	-540	22,0	661,00	610	1790	2285	41,19252
14	-584	22,0	713,00	607	1790	2285	40,65209
15	-604	22,0	737,00	606	1790	2285	40,2735

Tabela 5.2 – Tabela das condições ambientais

<b>CONDIÇÕES AMBIENTES:</b>		
<b>P<sub>bi</sub></b>	690	[mmcHg]
<b>f<sub>i</sub></b>	69	[%]
<b>t<sub>i</sub></b>	24	[°C]
<b>P<sub>bf</sub></b>	690	[mmcHg]
<b>f<sub>f</sub></b>	69	[%]
<b>t<sub>f</sub></b>	24	[°C]

As tabelas (5.3) e (5.4) mostram os valores calculados :

Tabela 5.3 – Quadro dos valores calculados

<b>QUADRO DE VALORES CALCULADOS</b>						
<b>Nº</b>	<b><math>P_{a1}</math> [N/m<sup>2</sup>]</b>	<b><math>\rho_1</math> [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b><math>Q</math> [m<sup>3</sup>/s]</b>	<b><math>P_h</math> [kW]</b>	<b><math>P_e</math> [kW]</b>	<b><math>\eta_t</math> [%]</b>
1	91664,6	1,09006	1,19459	6,97277	16,2104	43,01
2	91301,7	1,08575	1,68232	9,95167	19,3615	51,40
3	90879,8	1,08073	2,1034	12,5663	22,5779	55,66
4	90448,2	1,0756	2,43459	14,6166	25,2613	57,86
5	90016,6	1,06683	2,76032	16,7346	27,8597	60,07
6	89663,4	1,06264	2,98986	18,1849	29,6335	61,37
7	89261,2	1,05787	3,2401	19,7069	31,4244	62,71
8	88790,3	1,04873	3,51465	21,3768	33,1008	64,58
9	88476,4	1,04502	3,68843	22,4338	34,0089	65,96
10	87985,9	1,03922	3,94353	23,8306	35,0323	68,02
11	87603,3	1,03471	4,13871	24,8476	35,5246	69,94
12	87112,8	1,02891	4,35789	25,9926	35,7277	72,75
13	86759,6	1,02474	4,5345	27,1349	35,5903	76,24
14	86328	1,01964	4,72124	28,1134	35,1234	80,04
15	86131,8	1,01732	4,80551	28,5681	34,7963	82,10

Tabela 5.4 – Tabela das condições ambientais médias

<b>CONDIÇÕES AMBIENTES MÉDIAS:</b>		
<b><math>P_{bm}</math></b>	690	[mmHg]
<b><math>f_{i m}</math></b>	69	[%]
<b><math>t_m</math></b>	24	[°C]



## 5.4 RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Para realizar uma análise teórica dos resultados, utilizamos a teoria desenvolvida no capítulo 4. Os dados foram retirados de desenhos e medidos no próprio banco de ensaio do laboratório da Universidade Federal de Itajubá.

As tabelas (5.5) e (5.6) mostram esses dados:

Tabela 5.5 – Tabela de dados do motor elétrico

<b>EQUIPAMENTO</b>	<b>MOTOR</b>
Fabricante	Eberle
Rotação Nominal do Motor	1760 RPM
Modelo	B20014
Potência Nominal	50 CV

Tabela 5.6 – Dados do ventilador centrífugo

<b>EQUIPAMENTO</b>	<b>VENTILADOR</b>
Fabricante	GEMA
Número de Pás	10
Diâmetro da Polia Motora	275 mm
Diâmetro da Polia Movidada	210 mm
Comprimento (Perímetro) da Correia	2980 mm
Comprimento Equivalente do Tubo	7550 mm
Diâmetro do Tubo	400 mm
Altura da Câmara	4,52 m
Comprimento da Câmara	6,39 m
Largura da Câmara	5,57 m
Rotação do Ventilador	2330 RPM

A tabela (5.7) ilustra as principais freqüências de excitações do equipamento.

Tabela 5.7 – Principais freqüências de excitações (Calculadas e Medidas)

<b>FREQUÊNCIAS</b>	<b>CALCULADAS</b>	<b>MEDIDAS</b>
	<b>HZ</b>	<b>HZ</b>
Freqüência de Rotação do Ventilador	38,8	38,39
Freqüência de Rotação do Motor	29,33	29,92
Freqüência de Rotação da Correia	8,50	8,67
Freqüência de Passagem de Pás	384,13	383,93

Com essas informações, realizou-se uma simulação numérica (computacional) das condições de funcionamento do ventilador no programa Mathcad Professional 2000, utilizando parâmetros físicos para determinar as regiões de estabilidade e instabilidade, e principalmente os pontos críticos onde o fenômeno ocorrerá.

Também determinou-se a equação da curva do ventilador através do programa Mathcad. Os cálculos estão no Anexo C. A tabela (5.8), os resultados obtidos pelos cálculos do Anexo C.

Tabela 5.8 – Tabela de resultados

VAZÃO (m <sup>3</sup> /s)	DS	ξ	Wd (rad/s)
0,1	-360,93	-0,755	3,106
0,2	-343,759	-0,719	3,292
0,3	-326,589	-0,683	3,459
0,4	-309,419	-0,647	3,611
0,5	-292,248	-0,611	3,748
0,6	-275,078	-0,575	3,874
0,7	-257,907	-0,539	3,988
0,8	-240,737	-0,503	4,092
0,9	-223,567	-0,468	4,186
1	-206,396	-0,432	4,272
1,1	-189,226	-0,396	4,349
1,2	-172,056	-0,36	4,419
1,3	-154,885	-0,324	4,481
1,4	-137,715	-0,288	4,535
1,5	-120,544	-0,252	4,583
1,6	-103,374	-0,216	4,624
1,7	-86,204	-0,18	4,658
1,8	-69,033	-0,144	4,686
1,9	-51,863	-0,108	4,708
2	-34,693	-0,073	4,723
2,1	-17,522	-0,037	4,733
<b>2,2</b>	<b>-0,352</b>	<b>-7,357.10<sup>-4</sup></b>	<b>4,736</b>
<b>2,3</b>	<b>16,819</b>	<b>0,035</b>	<b>4,733</b>
2,4	33,989	0,071	4,724
2,5	51,159	0,107	4,709
2,6	68,33	0,143	4,687
2,7	85,5	0,179	4,66
2,8	102,67	0,215	4,625
2,9	119,841	0,251	4,585
3	137,011	0,287	4,537

VAZÃO (m <sup>3</sup> /s)	DS	$\xi$	Wd (rad/s)
3,1	154,182	0,322	4,483
3,2	171,352	0,358	4,421
3,3	188,522	0,394	4,352
3,4	205,693	0,43	4,275
3,5	222,863	0,466	4,19
3,6	240,033	0,502	4,096
3,7	257,204	0,538	3,992
3,8	274,374	0,574	3,879
3,9	291,545	0,61	3,754
4	308,715	0,646	3,617
4,1	325,885	0,682	3,466
4,2	343,056	0,717	3,299
4,3	360,226	0,753	3,114
4,4	377,396	0,789	2,908
4,5	394,567	0,825	2,675

Podemos observar na tabela (5.8) que a fase de transição, ou seja, quando o sistema sai da zona de instabilidade e entra na zona de estabilidade, ocorrem para as vazões 2,2 m<sup>3</sup>/s e 2,3 m<sup>3</sup>/s.

## 5.5 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Com os resultados obtidos na tabela (5.8) acima, foram simulados algumas vazões e parâmetros calculados, vejam os sinais no tempo, ilustrados nas figuras a seguir.

As figuras (5.9), (5.10) e (5.11), mostram que o amortecimento é muito negativo, e a frequência natural amortecida está muito afastada da frequência natural do ressonador de Helmholtz. Outra característica importante é que as vazões se encontram na subida da curva do ventilador. Vejam as figuras (5.9), (5.10) e (5.11):

**Para**  $Q = 0,5; DS = -292,248; \omega_d = 3,748; \zeta = -0,611.$

$$t := 0, 0.0001.. 10$$

$$Wd := 3.748 \quad QS := 0.5 \quad M := 50.482 \quad DS := -292.248$$

$$\xi := -0.611$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan} \left( \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1 - \xi^2})} \right] \cdot e^{-\left( \frac{DS}{2 \cdot M} \right) \cdot t} \cdot \sin \left( Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] + QS$$

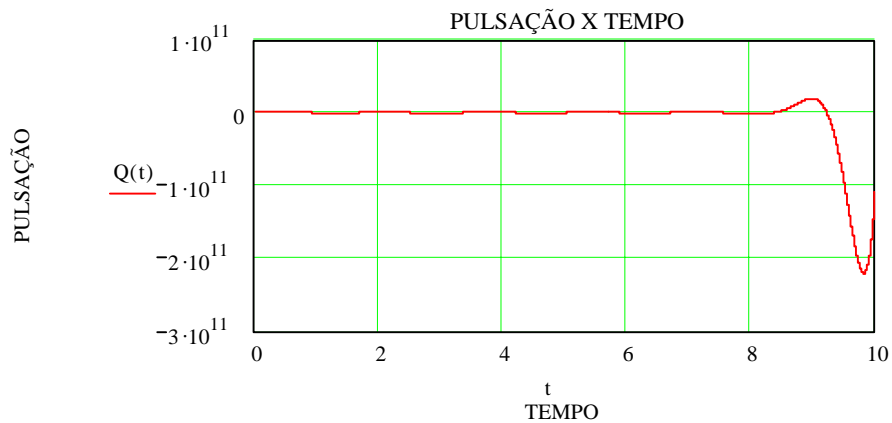


Figura 5.9 – Sinal no tempo para Q=0,5

**Para**  $Q = 1,0; DS = -206,396; \omega_d = 4,272; \zeta = -0,432.$

$$Wd := 4.272 \quad QS := 1 \quad M := 50.482 \quad DS := -206.396$$

$$\xi := -0.432$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1-\xi^2})} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right) \cdot t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right] + QS$$

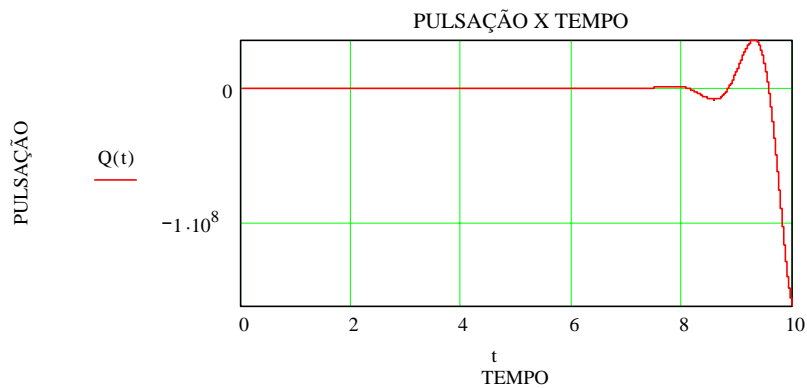


Figura 5.10 – Sinal no tempo para  $Q=1,0$

**Para**  $Q = 1,5; DS = -120,544; \omega_d = 4,583; \zeta = -0,252.$

$$Wd := 4.583 \quad QS := 1.5 \quad M := 50.482 \quad DS := -120.544$$

$$\xi := -0.252$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1-\xi^2})} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right) \cdot t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right] + QS$$



Figura 5.11 – Sinal no tempo para  $Q=1,5$

Nas figuras (5.12) e (5.13) ilustradas a seguir, para a vazão 2,0 m<sup>3</sup>/s e 2,1 m<sup>3</sup>/s, o amortecimento vai se tornando menos negativo, e a frequência natural amortecida do sistema está se aproximando da frequência natural do ressonador de Helmholtz, portanto, o sistema vai ganhando energia e a amplitude aumentando com o tempo. Vejam as figuras (5.12) e (5.13):

Para  $Q = 2,0; DS = -34,693; \omega_d = 4,723; \zeta = -0,073$ .

$$Wd := 4.723 \quad QS := 2 \quad M := 50.482 \quad DS := -34.693$$

$$\xi := -0.073$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan}\left(\frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1 - \xi^2})} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right)t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right] + QS$$

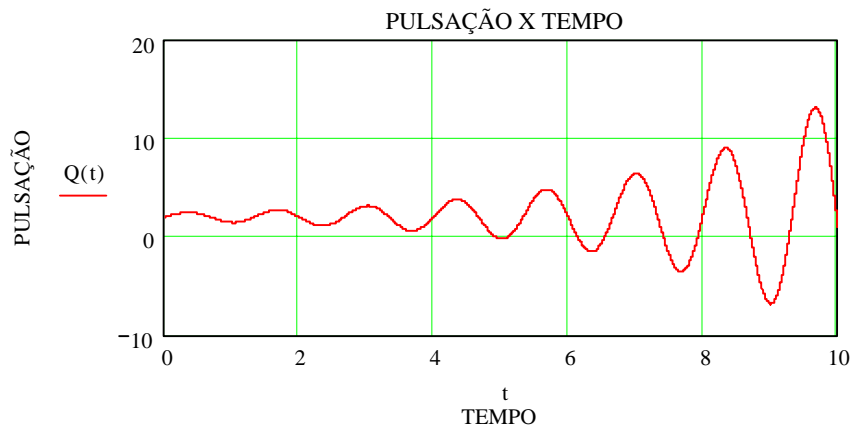


Figura 5.12 – Sinal no tempo para Q=2,0

**Para**  $Q = 2,1; DS = -17,522; \omega_d = 4,733; \zeta = -0,037.$

$$\begin{aligned}
 & t := 0, 0.0001.. 10 \\
 & Wd := 4.733 \quad QS := 2.1 \quad M := 50.482 \quad DS := -17.522 \\
 & \zeta := -0.037 \\
 & QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}\right) \\
 & Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right) \cdot t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right] + QS
 \end{aligned}$$

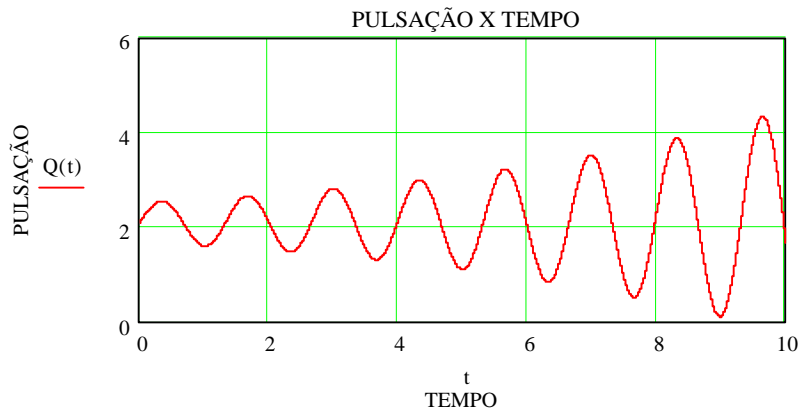


Figura 5.13 – Sinal no tempo para  $Q=2,1$

Já na figura (5.14), para vazão  $2,2 \text{ m}^3/\text{s}$ , o sistema se encontra instável, o amortecimento é pequeno e negativo, e a frequência natural amortecida coincide com a frequência natural do ressonador de Helmholtz.

Podemos notar que a vazão é crítica para  $2,2 \text{ m}^3/\text{s}$  e o sistema se encontra na zona de instabilidade da curva do ventilador. Assim, percebemos que o sistema vai introduzindo (ganhando) energia, e essa energia adicionada fica maior que a energia dissipada, comprovando o fenômeno auto-excitado e tendo como consequência a ressonância acústica. Veja a figura (5.14):



**Para**  $Q = 2,2; DS = -0,352; \omega_d = 4,736; \zeta = -7,357 \cdot 10^{-4}$ .

$$t := 0, 0.01.. 10$$

$$Wd := 4.736 \quad QS := 2.2 \quad M := 50.482 \quad DS := -0.352$$

$$\xi := -7.357 \cdot 10^{-4}$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1-\xi^2})} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right)t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right] + QS$$

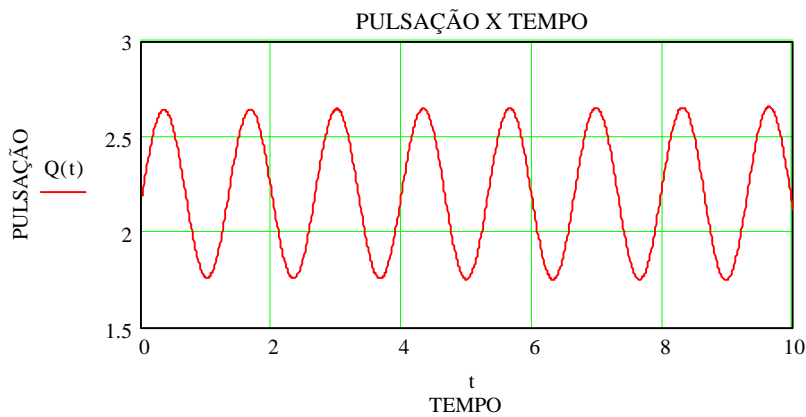


Figura 5.14 – Sinal no tempo para Q=2,2

Nas figuras (5.15) e (5.16), para vazões  $2,3 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ , é quando o sistema sai da zona de instabilidade e entra na zona de estabilidade, observamos que o amortecimento é positivo, ou seja, a energia dissipada é muito maior que a energia introduzida ao sistema. A amplitude diminui com o tempo e a frequência natural amortecida do sistema começa a se afastar da frequência natural do ressonador.

A vazão  $2,3 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$  se encontram na região de estabilidade da curva do ventilador. Vejam as figuras (5.15) e (5.16):

**Para**  $Q = 2,3; DS = 16,819; \omega_n = 4,733; \zeta = +0,035$ .

$$Wd := 4.733 \quad QS := 2.3 \quad M := 50.482 \quad DS := 16.819$$

$$\xi := 0.035$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \frac{QP0}{\left(\sqrt{1-\xi^2}\right)} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right)t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + QS$$

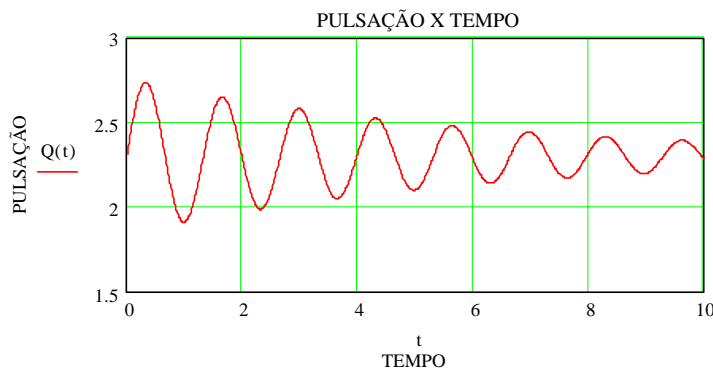


Figura 5.15 – Sinal no tempo para  $Q=2,3$

**Para**  $Q = 2,4; DS = +33,989; \omega_d = 4,724; \zeta = +0,071$ .

$$Wd := 4.724 \quad QS := 2.4 \quad M := 50.482 \quad DS := 33.989$$

$$\xi := 0.071$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \operatorname{atan}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)$$

$$Q(t) := \left[ \frac{QP0}{\left(\sqrt{1-\xi^2}\right)} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right)t} \cdot \sin\left(Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + QS$$

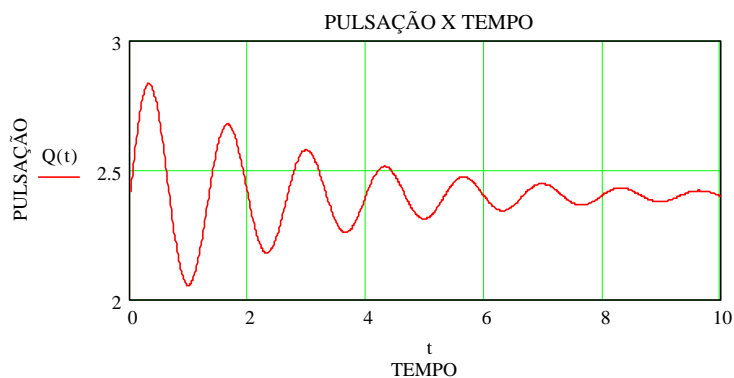


Figura 5.16 – Sinal no tempo para  $Q=2,4$

Nas figuras (5.17) e (5.18), para vazões 3,0 m<sup>3</sup>/s e 4,0 m<sup>3</sup>/s, é quando o amortecimento é muito positivo, e a frequência natural amortecida do sistema está muito afastada da frequência natural do ressonador de Helmholtz. É quando o ventilador trabalha com sua carga ou rotação nominal. Vejam as figuras (5.17) e (5.18):

**Para**  $Q = 3,0; DS = +137,011; \omega_d = 4,537; \zeta = +0,287$ .

$$Wd := 4.537 \quad QS := 3 \quad M := 50.482 \quad DS := 137.011$$

$$\xi := 0.287$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan} \left( \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{\left( \sqrt{1 - \xi^2} \right)} \right] \cdot e^{-\left( \frac{DS}{2 \cdot M} \right) \cdot t} \cdot \sin \left( Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] + QS$$



Figura 5.17 – Sinal no tempo para Q=3,0

**Para**  $Q = 4,0; DS = 308,715; \omega_d = 3,617; \zeta = +0,646.$

$$Wd := 3.617 \quad QS := 4 \quad M := 50.482 \quad DS := 308.715$$

$$\xi := 0.646$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan} \left( \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right)$$

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1 - \xi^2})} \right] \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2 \cdot M}\right) \cdot t} \cdot \sin \left( Wd \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] + QS$$

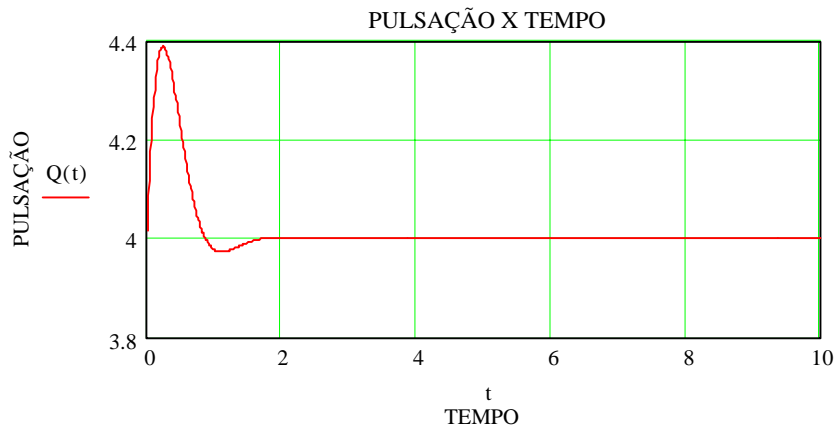


Figura 5.18 – Sinal no tempo para  $Q=4,0$

## 5.6 RESULTADOS

### 5.6.1 Instrumentação

As frequências da oscilação de pressão (auto-excitada) na tubulação, para diversos pontos de operação do ventilador, foram levantadas, por intermédio de um dispositivo que transforma o sinal pulsante de pressão num sinal mecânico em um diafragma, veja a figura (5.19), instalado na tubulação.



Figura 5.19 – Diafragma instalado na tubulação.

O sinal mecânico no diafragma é captado por um acelerômetro, também mostrado na figura (5.19). Primeiramente preparou-se a rota para a medição, isso, é feito por um programa no computador (PRISMA 4). Após a confecção da rota de medidas esta é então descarregada para o coletor.

As medidas foram realizadas pelo coletor CMVA55, em seguida as medidas são descarregadas para o computador (programa PRISMA 4), onde foram realizadas as análises espectrais e temporais. A figura (5.20) ilustra a aquisição de dados.

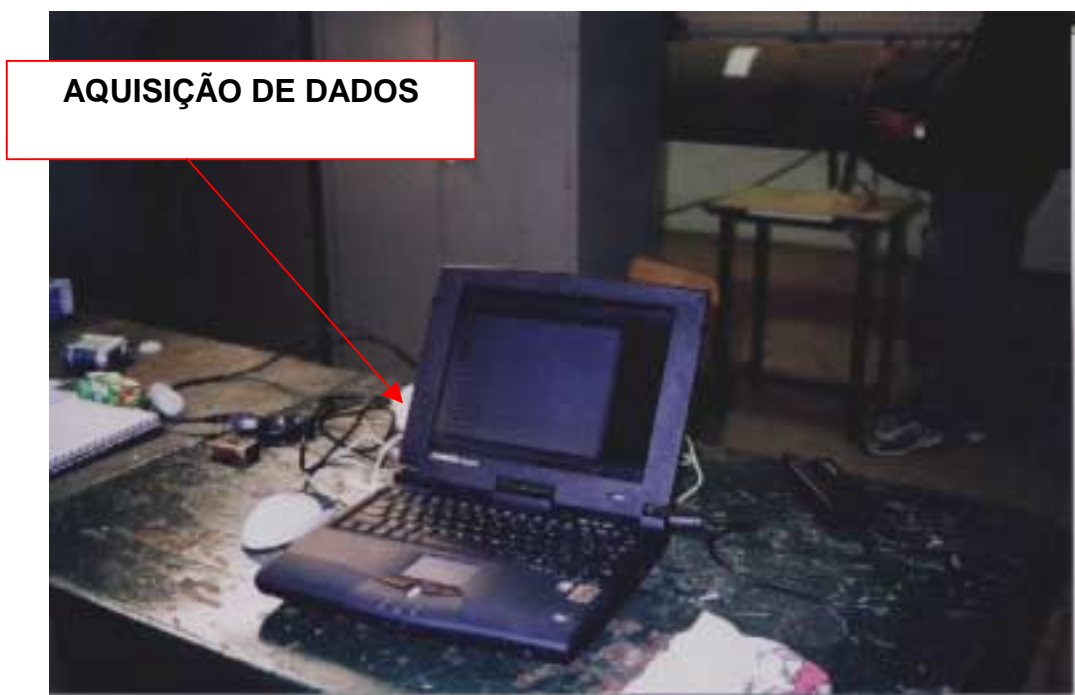


Figura 5.20 – Coleta de dados



Figura 5.21 – Coleta de dados

A figura (5.21) mostra a coletagem de dados.

A figura (5.22) ilustra o coletor dinâmico utilizado no ensaio.



Figura 5.22 – Coletor dinâmico da SKF

## 5.7 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Todos os espectros foram obtidos por um coletor dinâmico de vibrações da SKF CMVA55, portanto, os sinais pulsantes de pressão são transformados em sinais mecânicos de deflexão do diafragma de borracha. Obtêm-se os espectros de vibrações para diversas vazões, a figura a seguir ilustra um gráfico em forma de palograma, medido e analisado na zona de estabilidade e instabilidade.

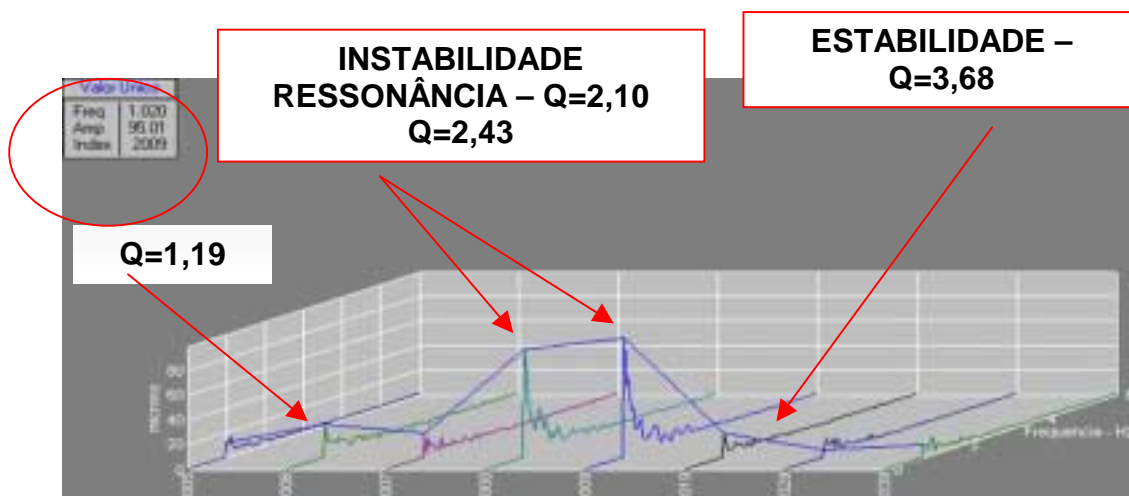


Figura 5.23– Gráfico em palograma

Já a figura (5.24) mostra um gráfico em cascata, analisado e medido na zona de estabilidade e instabilidade.

**INSTABILIDADE**

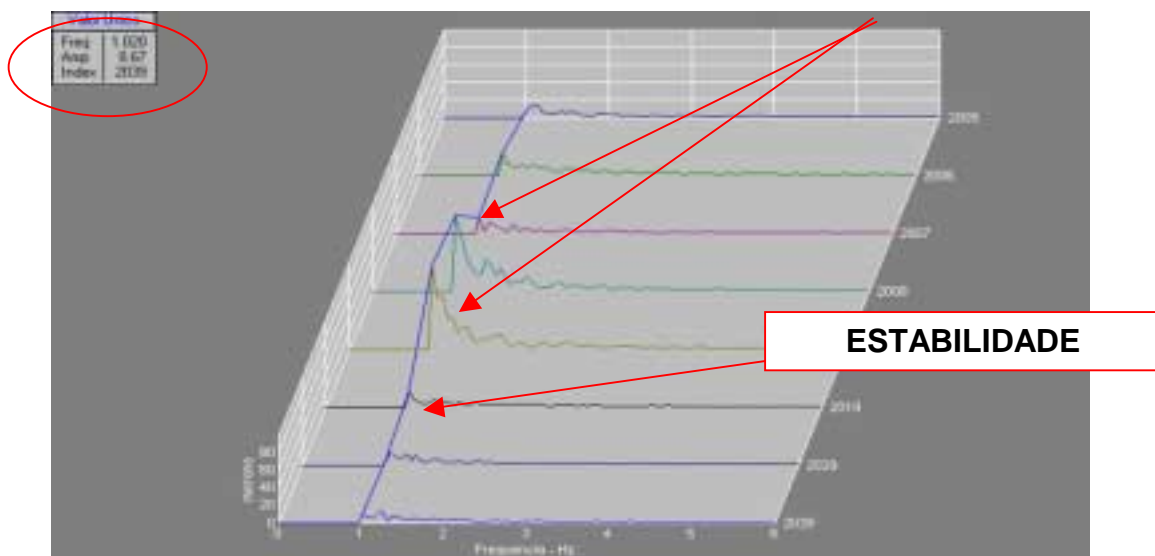


Figura 5.24 – Gráfico em cascata



A figura (5.25), mostra o nível de vibração para a frequência 1,020 Hz, na zona de estabilidade e instabilidade do sistema, obtendo o gráfico de tendência.

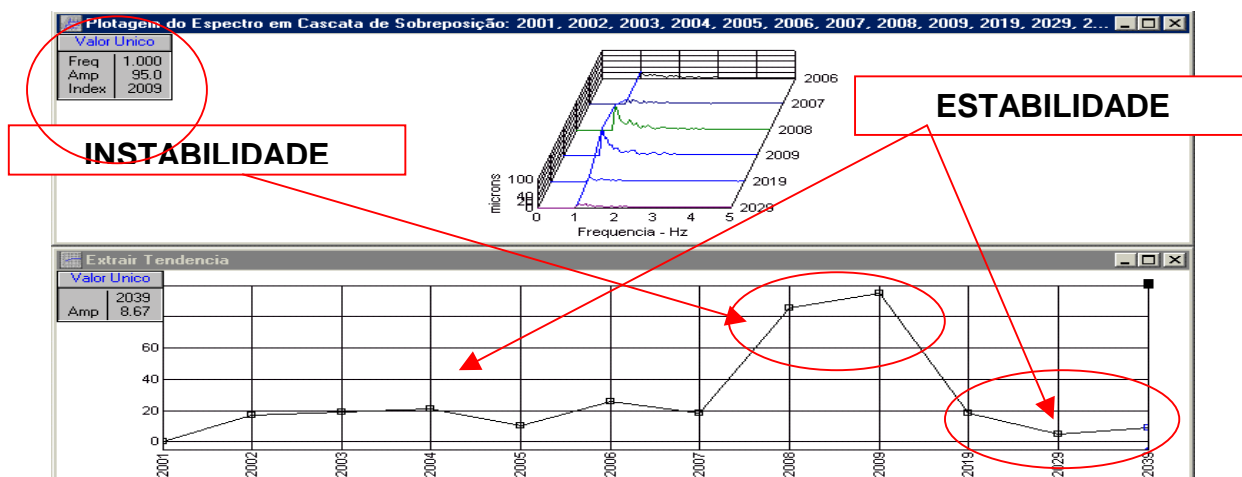


Figura 5.25 – Gráfico de tendência

E finalmente, a figura (5.26) ilustra o sinal no tempo na zona de estabilidade (azul) e na zona de instabilidade (verde).

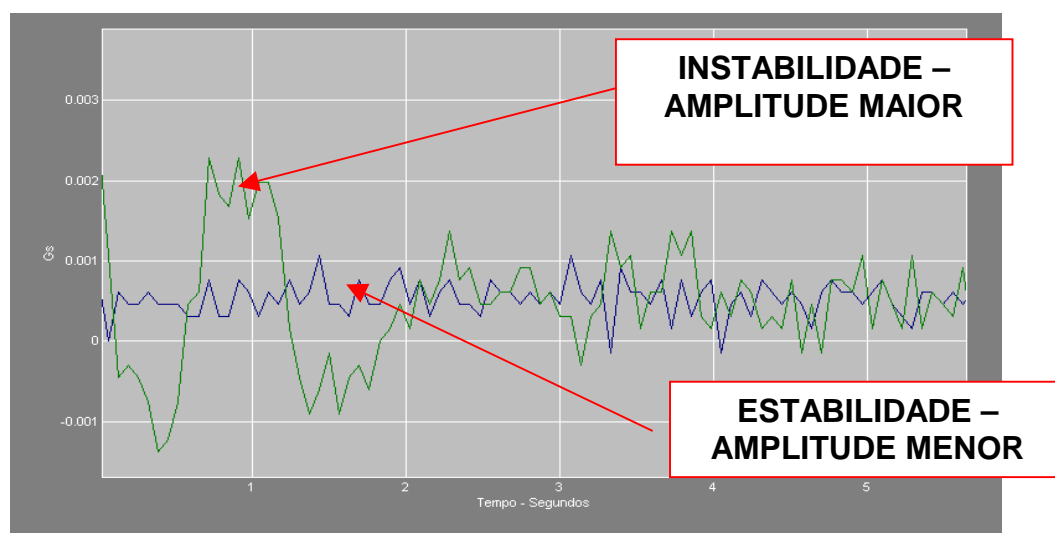


Figura 5.26 – Sinal no tempo

Observamos na figura (5.26) acima, que na instabilidade, sua amplitude é muito maior que na estabilidade.

## 5.8 CONCLUSÕES

Inicialmente estudou-se toda a teoria de vibrações auto-excitadas, aplicadas em sistemas lineares e principalmente alguns exemplos reais utilizados em equipamentos rotativos.

De uma maneira geral, concluiu-se que utilizando toda teoria desenvolvida nos capítulos três e quatro, comprovou-se a existência do fenômeno auto-excitado, através da simulação computacional e da Análise de Vibração realizada no banco de ensaio instalado na Universidade Federal de Itajubá.

Assim, na simulação computacional, para cada vazão do sistema, calculou-se o parâmetro de amortecimento, o fator de amortecimento e a frequência natural amortecida do sistema (tabela 5.8), Obteve-se os seus respectivos sinais no tempo através da resposta do sistema da equação (4.40) desenvolvida e determinada no capítulo quatro. Durante a simulação computacional concluiu-se que o fenômeno auto-excitado e conseqüentemente a ressonância acústica ocorriam para uma vazão crítica de  $Q=2,2 \text{ m}^3/\text{s}$  (figura 5.14). Era onde a frequência natural amortecida do sistema (4,756 rad/s ou 0,754 Hz) coincidia com a frequência natural do ressonador de Helmholtz (4,756 rad/s ou 0,754 Hz). Portanto, quando o sistema recebia uma oscilação de carga (variando o damper), a onda de fluxo era auto-excita para aquela determinada vazão crítica, e o sistema entrava em instabilidade, introduzindo ou adicionando energia, na qual, essa energia adicionada era muito maior que a energia dissipada do sistema e conseqüentemente aumentava os seus níveis de vibrações (amplitudes) ao longo do tempo, e ao mesmo tempo, o fator de amortecimento do sistema era pequeno e negativo.

Já a estabilidade do sistema acontecia para  $Q=2,3 \text{ m}^3/\text{s}$  (figura 5.15), quando o sistema saía da zona de instabilidade e entrava na zona de estabilidade, observou-se, então, que o amortecimento é positivo, ou seja, a energia dissipada é muito maior que a energia introduzida ao sistema.

A amplitude diminui com o tempo e a frequência natural amortecida do sistema começou a se afastar da frequência natural do ressonador.

Portanto, quando o sistema recebe uma oscilação de carga (variando o damper), o sistema começava a vibrar, mas se estabiliza para aquela determinada vazão, na qual se encontrava na região de estabilidade da curva do ventilador, conseqüentemente, os níveis de vibrações diminuía com o tempo.

Nas figuras (5.17) e (5.18), para vazões  $3,0 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $4,0 \text{ m}^3/\text{s}$ , quando o amortecimento era muito positivo, e a frequência natural amortecida do sistema estava muito afastada da frequência natural do ressonador de Helmholtz., quando o ventilador trabalhava com a sua carga ou rotação nominal

Após a simulação computacional e o conhecimento das vazões críticas e não críticas do sistema, partiu-se para a Análise de Vibração. Depois de diversas medições de vibrações na região de estabilidade e instabilidade da curva do ventilador, oscilando a carga do sistema através da variação do damper, concluiu-se que para  $Q=2,10 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $Q=2,43 \text{ m}^3/\text{s}$ , na região de instabilidade da curva do ventilador, surgiu uma frequência de  $1,020 \text{ Hz}$  com um nível de vibração bastante alto. Já com  $Q=3,68 \text{ m}^3/\text{s}$ , na região de estabilidade da curva do ventilador, o nível de vibração é menor como foi mostrado nos gráficos anteriores (5.23 e 5.24).

Portanto a frequência teórica ( $0,754 \text{ Hz}$ ) ficou próxima da frequência real ( $1,02 \text{ Hz}$  – medida), apresentando um erro de 26%. Isso ocorreu devido a alguns erros da parte experimental, como por exemplo, devido ao direcionador de fluxo na tubulação e um orifício na tubulação que não foram considerados no modelo matemático com um grau de liberdade. Isso alterava o cálculo da perda de carga do sistema e outros, mas os resultados foram satisfatórios.

Esse tipo de problema auto-excitado ocorre muito em ventiladores industriais que podem sofrer uma oscilação de carga. Dependendo da vazão em que se encontram, podem entrar em regime de instabilidade, gerando problemas, tais como :

- Graves problemas aos dutos;
  - Prejudicar o funcionamento do conjunto;
  - Vibrações perigosas;
  - Ruídos;
  - Lançar resíduos para a atmosfera;
  - Prejudicar o meio ambiente;
  - Acarretar multas severas à empresa;
  - Aumentar o consumo de potência;
  - Criar na saída do sistema vórtices em forma de fumaça com resíduos poluentes;
- Reduzir a eficiência do ventilador
  - Parar a linha de produção.

Existem diversas soluções para eliminar esse tipo de problema, tais como:

- Reduzir o fluxo do ar por meio de registro;
- Adicionar-se um sistema de recirculação no ventilador que permite uma sangria nas vazões baixas, possibilitando que o ventilador se desloque da zona de instabilidade;
- Aumentar as condições de perda secundária, de forma que o  $D_s$  fique positiva.

## 5.9 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Como sugestões para futuros trabalhos:

- 1)- Recomenda-se que sejam feitos mais estudos sobre o fenômeno auto-excitado para outros tipos de equipamentos rotativos.
- 2)- Também poderão ser desenvolvidos modelos matemáticos para sistemas dinâmicos auto-excitados estudados no capítulo 2, como Máquinas de Papel e Máquinas Ferramentas.

3)- Outra sugestão, é discretizar o sistema estudado, para vários graus de liberdade, utilizando elementos finitos, diferenças finitas ou aplicando a teoria da matriz transferência, Munjal (1987).

4)- Na parte experimental, pode-se utilizar um coletor dinâmico com dois canais e um transdutor de pressão e um acelerômetro, com o intuito de realizar uma análise espectral e temporal da oscilação de pressão e da vibração, com isso podemos utilizar a técnica da correlação e do espectro cruzado para comparar o sinal de pressão e da vibração.

5)- E finalmente estudar sistemas não lineares para fenômenos auto-excitados.

**ANEXOS – ANEXOS A-B-C**

## ANEXO A CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS DE EXCITAÇÕES DO EXEMPLO DA VIBRAÇÃO AUTO- EXCITADA EM MÁQUINAS DE PAPEL APRESENTADO NO CAPÍTULO 2

Vejam os cálculos abaixo do exemplo de vibração auto-excitada aplicada em Máquina de Papel, realizados no programa Mathcad 2000 :

### SOFT CALANDRA MÁQUINA B6

#### ROTAÇÃO DO ROLO

$$RR := 3.4 \text{ HZ} \quad RRN := RR \cdot 60 \quad RRN = 204 \text{ RPM}$$

#### FREQUENCIA DA CORREIA NO ROLO HZ

$$FRR := 127 \cdot RR \quad FRR = 431.8$$

#### ROTAÇÃO DO CARDÃ

$$RCA := \frac{127}{51} \cdot RR \quad RCA = 8.467 \text{ HZ}$$
$$RCAN := RCA \cdot 60 \quad RCAN = 508 \text{ RPM}$$

#### FREQUENCIA DA CORREIA NO CARDÃ

$$FRCA := RCA \cdot 51 \quad FRCA = 431.8 \text{ HZ}$$

#### FREQUENCIA DA CORREIA

$$DP := 224 \quad L := 2280$$

$$FRCO := \frac{\pi \cdot DP \cdot RCA}{L} \quad FRCO = 2.613 \text{ HZ}$$

$$FRRCO := 165 \cdot FRCO$$

$$FRRCO = 431.181 \text{ HZ}$$

### HARMONICOS DA FREQUÊNCIA CALCULADA

I := 1..30

I =	I·RR =	I·RCA =	I·FRCO =
1	3.4	8.467	2.613
2	6.8	16.933	5.226
3	10.2	25.4	7.84
4	13.6	33.867	10.453
5	17	42.333	13.066
6	20.4	50.8	15.679
7	23.8	59.267	18.293
8	27.2	67.733	20.906
9	30.6	76.2	23.519
10	34	84.667	26.132
11	37.4	93.133	28.745
12	40.8	101.6	31.359
13	44.2	110.067	33.972
14	47.6	118.533	36.585
15	51	127	39.198
16	54.4	135.467	41.811



### FREQUÊNCIAS DO REDUTOR.

#### ENTRADA DO REDUTOR

$$RCA = 8.467 \text{ HZ}$$

#### FREQUENCIA DO PRIMEIRO ENGRENAMENTO

$$FENG1 := RCA \cdot 41 \qquad FENG1 = 347.133 \text{ HZ}$$

#### ROTAÇÃO DO SEGUNDO EIXO

$$RE2 := \frac{41}{27} \cdot RCA \qquad RE2 = 12.857 \text{ HZ}$$
$$RE2N := RE2 \cdot 60 \qquad RE2N = 771.407 \text{ RPM}$$

#### FREQUENCIA DO SEGUNDO ENGRENAMENTO

$$FENG2 := RE2 \cdot 57 \qquad FENG2 = 732.837 \text{ HZ}$$

#### ROTAÇÃO DO TERCEIRO EIXO - ROTAÇÃO DO MOTOR

$$RE3 := \frac{57}{31} \cdot RE2 \qquad RE3 = 23.64 \text{ HZ}$$
$$RE3N := 60 \cdot RE3 \qquad RE3N = 1.418 \times 10^3 \text{ RPM}$$

I =	I·RE2 =	I·RE3 =	I·RCA =
1	12.857	23.64	8.467
2	25.714	47.28	16.933
3	38.57	70.92	25.4
4	51.427	94.56	33.867
5	64.284	118.2	42.333
6	77.141	141.839	50.8
7	89.998	165.479	59.267
8	102.854	189.119	67.733
9	115.711	212.759	76.2
10	128.568	236.399	84.667
11	141.425	260.039	93.133
12	154.281	283.679	101.6
13	167.138	307.319	110.067
14	179.995	330.959	118.533
15	192.852	354.599	127
16	205.709	378.238	135.467

HARMÔNICOS DAS  
FREQUÊNCIAS  
CALCULADAS.

ROLAMENTO SKF 23056

FTF := 0.46RR    BPFO := 13.74RR

BPFI := 16.26RR    BSF := 5.79RR

FREQUÊNCIAS DE DEFEITOS.

I =	I·FTF =	I·BPFO =	I·BPFI =	I·BSF =
1	1.564	46.716	55.284	19.686
2	3.128	93.432	110.568	39.372
3	4.692	140.148	165.852	59.058
4	6.256	186.864	221.136	78.744
5	7.82	233.58	276.42	98.43
6	9.384	280.296	331.704	118.116
7	10.948	327.012	386.988	137.802
8	12.512	373.728	442.272	157.488
9	14.076	420.444	497.556	177.174
10	15.64	467.16	552.84	196.86
11	17.204	513.876	608.124	216.546
12	18.768	560.592	663.408	236.232
13	20.332	607.308	718.692	255.918
14	21.896	654.024	773.976	275.604
15	23.46	700.74	829.26	295.29
16	25.024	747.456	884.544	314.976

**OPERANDO COM 390 m/min (PROCESSO)**

$$390\text{M/MIN} / 60 = 6,5 \text{ m/s} \text{ ---- TAMANHO DEF. } 72,3 \text{ mm}$$

**NÚMERO DE FACETAS DO ROLO REVESTIDO DE BORRACHA -  
INFERIOR : 26 LISTRAS**

**NÚMERO DE MARCAS DO ROLO SUPERIOR : 37 LISTRAS**

**DIÂMETRO DO ROLO INFERIOR : 609 mm**

**DIÂMETRO DO ROLO SUPERIOR : 866 mm**

$$V / \text{TAMANHODEF} = \text{FREQDEF.} \text{ ---- } 6,5 / (72,3/1000) = 90 \text{ Hz}$$

$$\text{FREQUÊNCIA DO ROLINFER} = V / (3.1415 * D) = 6,5 / (3.1415 * 609/1000) = 3,4 \text{ Hz}$$

$$\text{FREQUÊNCIA DO ROLOSUPER} = 6,5 / (3.1415 * 866/1000) = 2,39 \text{ Hz}$$

**FREQUÊNCIA DE DEFEITO DO ROLO INFERIOR : NÚMERO DE  
LISTRAS DO ROLO INFERIOR X ROTAÇÃO DO ROLO INFERIOR**

$$\text{FDRS} = 26 \times 3,4 = 89 \text{ Hz} \cong 90 \text{ Hz (Frequência Natural – Ressonância)}$$

**FREQUÊNCIA DE DEFEITO DO ROLO SUPERIOR : NÚMERO DE  
LISTRAS NO ROLO SUPERIOR X ROTAÇÃO DO ROLO SUPERIOR**

$$\text{FDRI} = 37 \times 2,39 = 89 \text{ Hz} \cong 90 \text{ Hz (Frequência Natural – Ressonância)}$$

## ANEXO B ROTEIRO E EXEMPLO DOS CÁLCULOS PARA O LEVANTAMENTO DAS CURVAS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO DO CAPÍTULO 5

Vejam os exemplos dos cálculos abaixo para levantamento das curvas do ventilador centrífugo GEMA, instalado na Universidade Federal de Itajubá e suas respectivas vazões. As fórmulas foram retiradas da Norma ABNT MB-778 e Fox e McDonald (1988).

### ***PRESSÃO ABSOLUTA EM 1: $Pa_1$***

$$Pa_1 = 9,81 \cdot (Pe_1 + 13,6 \cdot Pb)$$

$Pa_1$  [N/m<sup>2</sup>] = pressãp absoluta em 1;  
 $Pe_1$  [mmcA] = pressão estática em 1;  
 $Pb$  [mmcHg] = pressão barométrica.  
 $Pa_1 = 9,81 \cdot (-40 + 13,6 \cdot 690)$   
 $Pa_1 = 91664,64$  [N/m<sup>2</sup>]

### ***MASSA ESPECÍFICO: $\rho_1$***

$$\rho_1 = \frac{Pa_1}{R \cdot T_1}$$

$\rho_1$  [kg/m<sup>3</sup>] = massa específico do ar em 1;  
 $R$  [N.m/kg.K] = constante universal do gás;  
 $T_1$  [K] = temperatura absoluta

$$T_1 = t_1 [^\circ C] + 273$$

$$\rho_1 = \frac{91664,64}{287 \cdot 293,0}$$

$$\rho_1 = 1,09 [kg / m^3]$$

**DIFERENÇA DE PRESSÃO TOTAL:  $\Delta p_t$**

$$\Delta p_t = 9,81 \cdot \Delta p_e$$

$\Delta p_t$  [N/m<sup>2</sup>] = diferença de pressão total entre 1 e 2;

$\Delta p_e$  [mmcA] = diferença de pressão estática entre 1 e 2.

$$\Delta p_t = 5836,95 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

**VAZÃO:  $Q_t$**

A equação da placa de orifício é:

$$Q_1 = 0,17854 \cdot \sqrt{\frac{\Delta h_1}{\rho_1}}$$

$Q_1$  [m<sup>3</sup>/s] = vazão do ar;

$\Delta h_1$  [mmcA] = diferença de pressão do manômetro (1);

$\rho_1$  [kg/m<sup>3</sup>] = massa específico do ar.

$$Q_1 = 0,17854 \cdot \sqrt{\frac{48,80}{1,09}}$$

$$Q_1 = 1,19459 \text{ [m}^3 \text{ / s]}$$

**POTÊNCIA HIDRÁULICA:  $P_h$**

$$P_h = \Delta P_t \cdot Q \cdot 10^{-3}$$

$P_h$  [kW] = potência hidráulica;

$\Delta p_t$  [N/m<sup>2</sup>] = diferença de pressão total;

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] = vazão do ar.

$$P_h = 5836,95 \cdot 1,19459 \cdot 10^{-3}$$

$$P_h = 6,97277 \text{ [kW]}$$

**POTÊNCIA DE EIXO DO VENTILADOR:  $P_e$**

$$P_e = P_{el} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{ac}$$

$P_e$  [kW] = potência de eixo do ventilador;

$P_{el}$  [kW] = potência elétrica do motor;

$\eta_{el}$  [1] = rendimento elétrico do motor;

$\eta_{ac}$  [1] = rendimento do acoplamento.

$$\eta_{el} = 0,90 \quad \eta_{ac} = 0,96$$

$$P_e = 18,7621 \cdot 0,90 \cdot 0,96$$

$$P_e = 16,2104 \text{ [kW]}$$

**POTÊNCIA ELÉTRICA:  $P_{el}$**

$$P_{el} = -7,081 \cdot 10^{-5} \cdot (\Delta h_1)^2 + 0,0869 \cdot \Delta h_1 + 14,69$$

$$P_{el} = -7,081 \cdot 10^{-5} \cdot (48,80)^2 + 0,0869 \cdot 48,80 + 14,69$$

$$P_{el} = 18,7621 \text{ [kW]}$$

**RENDIMENTO TOTAL DO VENTILADOR:  $\eta_t$**

$$\eta_t = \frac{Ph}{Pe}$$

$\eta_t$ [1] = rendimento total do ventilador;  
Ph[kW] = potência hidráulica;  
Pe[kW] = potência de eixo do ventilador

$$\eta_t = \frac{6,97277}{16,2104}$$

$$\eta_t = 0,43014$$

**EQUIPAMENTOS PARA MEDIÇÃO:**

**Grupo Motor Elétrico - Transmissão por Correias - Ventilador Centrífugo Gema**

- Motor Elétrico:

Potência: 50 [CV] à 1760 [rpm]

Marca: Eberle; Modelo: B200L4

Corrente; Voltagem e Frequência Elétrica: I=114 [A]; 220 [V] / 60 [Hz]

- Tacômetro:

Marca: Microteste

Modelo: L25

- Manômetros:

Manômetro diferencial de coluna d'água elétrico

Marca: e.schiltknecht, ing.; Zurich

Modelo: F. NR. 12893

Manômetro de Bourdon classe 1 (A1):

Faixa:  $0 \leq M \leq 25$  [mcH<sub>2</sub>O]

Menor Divisão: 0.2 [mcH<sub>2</sub>O]

Outros:

Manômetros diferenciais de coluna d'água em U

- Barômetro:

Marca: Fisher

Modelo: analógico

- Termômetros:

Digital e Analógico LHDC

- Higrômetro:

Marca: Fisher

## ANEXO C SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Com as informações obtidas no capítulo 5, realizou uma simulação numérica (computacional) das condições de funcionamento do ventilador no programa Mathcad Professional 2000, utilizando parâmetros físicos para determinar as regiões de estabilidade e instabilidade, e principalmente os pontos críticos onde o fenômeno ocorrerá.

Também determinou-se a equação da curva do ventilador através do programa Mathcad, usando o ajuste polinomial, a partir da figura (5.8). Vejam os cálculos abaixo:

### DETERMINAÇÃO DA EQUAÇÃO DA VARIAÇÃO DE PRESSÃO EM FUNÇÃO DA VAZÃO

$$Q := 0,0.1 .. 4.5$$

$$\Delta P(Q) := 5451.7 + 378.10 \cdot Q - 57.7 \cdot Q^2$$

Obtido por

### DERIVANDO A EQUAÇÃO DA VARIAÇÃO DE PRESSÃO

$$\frac{d}{dQ} \Delta P(Q) := 378.1 - 115.4 \cdot Q$$



## DIÂMETRO DE UM TUBO CIRCULAR

$$d := 0.40$$

## COMPRIMENTO DO TUBO

$$L1 := 5.820$$

## ÁREA DA SEÇÃO TRANSVERSAL DO TUBO

$$A := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

## ÁREA DA BASE DA CAMÂRA

$$Ab := 6.1 \cdot 4.15$$

$$Ab = 25.315$$

## ALTURA DA CAMÂRA

$$H := 4.5$$

## VOLUME DA CAMÂRA

$$V1 := Ab \cdot H$$

$$V1 = 113.918$$

## VELOCIDADE DO SOM DO FLUIDO

Para uma temperatura ambiente de 22 graus ou 295 k

$$C := 344$$

## DENSIDADE DO FLUIDO

Para uma temperatura ambiente de 22 graus ou 295 k

$$\rho_0 := 1.09$$

Esses valores foram retirados de tabelas da referência Wylen e Sonntag (1976)

## DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA LOCALIZADA

Para um tipo de entrada com cantos vivos :  $K_l=0,5$

$$K_l := 0.5$$

$$F_1 := K_l$$

$$F_1 = 0.5$$

## PERDAS DE CARGAS

## DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE REYNOLDS

Para uma temperatura ambiente de 22 graus ou 295 k

Escoamento laminar  
 $Re < 2300$

Escoamento Turbulento  
 $2300 < Re < 4000$

$$Re(Q) := \frac{\rho_0 \cdot \frac{Q}{A} \cdot d}{\mu}$$

$$\nu := 1.146 \cdot 10^{-6}$$

$$Re(Q) := \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot d}$$

Em função do número de Reynolds determinamos através de gráficos os valores aproximados das perdas de cargas distribuídas na referência Fox e McDonald (1988).

## DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO

## TUBO DE FERRO GALVANIZADO

RUGOSIDADE RELATIVA

$$e/d=0,0003$$

COM ESSES DADOS DETERMINAMOS O FATOR DE ATRITO

$$f := 0.014$$

$$F2 := \frac{f \cdot L1}{d}$$

$$F2 = 0.204$$

## PERDA DE CARGA DEVIDO VÁLVULAS

$$F3=fXLe/de$$

$$Le/de=8$$

Válvulas de gaveta

$$F3 := f \cdot 8$$

$$F3 = 0.112$$

## PERDA DE CARGA TOTAL

$$FT := \frac{\rho 0}{2 \cdot A^2} \cdot (F1 + F2 + F3)$$

$$FT = 28.152$$

## DETERMINAÇÃO DA INÉRCIA DO SISTEMA

$$M := \frac{\rho_0 \cdot L_1}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}$$

$$M = 50.482$$

## DETERMINAÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL

$$W_n := \sqrt{C^2 \cdot \frac{A}{V_1 \cdot L_1}}$$

$$W_n = 4.736$$

$$F_n := \frac{W_n}{2 \cdot \pi}$$

$$F_n = 0.754$$

**PARÂMETRO DE AMORTECIMENTO**

$$Q := 0,0.1..4.5$$

$$QS := 0,0.1..4.5$$

$$dS(QS) := 2 \cdot FT \cdot QS - (378.1 - 115.4 \cdot QS)$$

**FATOR DE AMORTECIMENTO**

$$\zeta(QS) := \frac{dS(QS)}{2 \cdot M \cdot W_n}$$

**FREQUÊNCIA NATURAL AMORTECIDA**

$$W_d(QS) := W_n \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{dS(QS)}{2 \cdot M \cdot W_n} \right)^2}$$

Foram determinados, os números de Reynolds, os parâmetros de amortecimentos, os fatores de amortecimentos para cada vazão.

**RESPOSTA DO SISTEMA**

$$Q(t) := \left[ \left[ \frac{QP0}{(\sqrt{1 - \xi^2})} \right] \cdot e^{-\left( \frac{DS}{2 \cdot M} \right) \cdot t} \cdot \sin \left( W_d \cdot t + \phi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right] + QS$$

$$QP0 := \frac{20}{100} \cdot QS \quad \phi := \text{atan} \left( \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right)$$

ANÁLISE DE FALHAS EM COMPRESSORES  
DE PARAFUSOS

Fabiano Ribeiro do Vale Almeida  
Universidade Federal de Itajubá

Márcio Tadeu de Almeida  
Universidade Federal de Itajubá

Trabalho apresentado na 6ª Conferência Sobre Tecnologia de Equipamentos,  
Salvador, Agosto, 2002.

As informações e opiniões contidas neste trabalho são de exclusiva responsabilidade do  
(s) autor(es) .

## **SINÓPSE**

Apresentamos neste trabalho uma metodologia para o monitoramento de compressores de ar de parafuso, através da análise de vibração, corrente e temperatura, mostrando suas respectivas frequências de excitações, os pontos para medição de vibração e principalmente os principais defeitos que aparecem nos compressores de parafusos.

O monitoramento periódico em compressores de parafusos, utilizando o conceito de multiparâmetros, tem se mostrado de muita valia por permitir diagnósticos precisos, controlando variáveis mecânicas, elétricas, de pulsação do ar, de processo e temperatura, levando ao domínio do equipamento e maior disponibilidade do conjunto motor-compressor com alta confiabilidade.



## 1. INTRODUÇÃO

O compressor de parafuso é um compressor rotativo, constituído por dois rotores helicoidais chamados rotor macho (convexo) e rotor fêmea (côncavo). Geralmente, o rotor macho é acionado por um motor e a transmissão é feita por meio de engrenagens, obtendo-se assim uma elevada velocidade do rotor macho. O gás penetra no espaçamento entre os filetes dos rotores e, através do “engrenamento” desses, vai sendo progressivamente comprimido e transportado até a abertura de descarga.

Não necessita de lubrificação dentro da câmara de compressão, pois não há nenhuma espécie de contato, sendo o ar fornecido isento de óleo.

A Manutenção, como os demais setores da indústria, tem exigido constante aprimoramento na qualidade de seus produtos, em face de disputa do mercado.

Nas últimas décadas, esta prática tem obrigado as indústrias cada vez mais reduzirem seus custos operacionais. Estes custos são afetados pela eficiência de um sistema de manutenção.

As Empresas, através do departamento de manutenção, vem dando todo apoio necessário ao desenvolvimento, aprimoramento e implantação de tecnologias aplicadas à Manutenção dos compressores.

O trabalho tem como objetivo mostrar as três frentes distintas de inspeção usadas nos compressores :

- Análise de Vibração Mecânica;
- Análise de Corrente Elétrica;
- Análise de Temperatura.

## 2-DESENVOLVIMENTO

### *Compressores de Parafusos*

Os compressores estacionários de parafusos, com um estágio, resfriados com água, são acionados por motor elétrico e fornecem ar comprimido isento de óleo. A potência do motor é transmitida à engrenagem multiplicadora através de um acoplamento flexível.

O elemento compressor é constituído de dois rotores helicoidais de precisão, montados em rolamentos de esferas e de rolos cilíndricos. O rotor macho é acionado pela transmissão da engrenagem multiplicadora e o rotor fêmea é arrastado pelo ar existente entre o macho e fêmea, que mantém a pequena folga entre os lóbulos dos rotores macho e fêmea.

Geralmente, os rotores machos têm quatro lóbulos e os rotores fêmeas seis, conseqüentemente, a rotação do rotor macho é 1,5 vezes a rotação do rotor fêmea. A figura 1, mostra um esquema do elemento compressor com seus mancais.

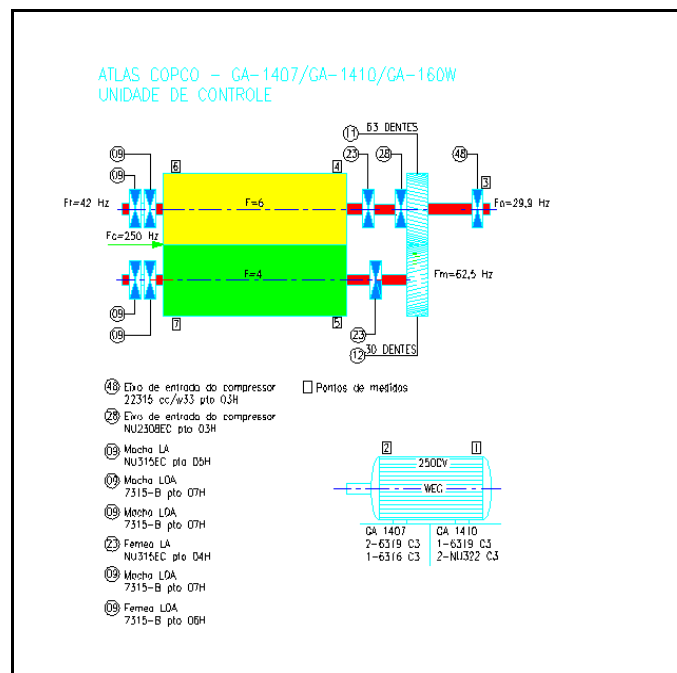


Fig 1 – Esquema dos pontos de medidas no compressor

### *Monitoração dos Compressores de Parafusos e Determinação dos Pontos de Medida do Conjunto Motor e Elemento Compressor*

O monitoramento dos compressores utiliza o conceito de multiparâmetros, ou seja, controla toda variável importante que influencia no desempenho do equipamento e utiliza a técnica que melhor realça cada tipo de problema, seja ele mecânico ou magnético.

A análise de vibração dos compressores de parafusos exige medidas próximas à fonte de vibração. Quando as medidas se destinam a um acompanhamento da máquina, os

pontos deverão ser marcados e numerados para permitir comparações posteriores, eles também devem ser de fácil acesso. Neste caso, devemos tomar cuidado com a variação de carga, que altera o nível de vibração.

Os pontos de medição nos elementos compressores são tradicionalmente conhecidos, por estarem preparados pelo fabricante para fixação dos sensores. No eixo de entrada do compressor, as medições são feitas na direção radial, horizontal e axial, o mais próximo possível do mancal da engrenagem multiplicadora. O motor elétrico é monitorado por vibração nos dois mancais de rolamentos e por análise de corrente elétrica com alicate amperímetro conectado ao mesmo coletor que mede vibração.

Além do monitoramento citado, são coletados dados operacionais importantes que podem interferir no desempenho do compressor e influenciar até mesmo na vibração. Foi criado também um controle de amplitude de vibração por componente (frequência), de modo a acompanhar a evolução no tempo dos problemas principais esperados, contando com uma amostragem relevante de dados.

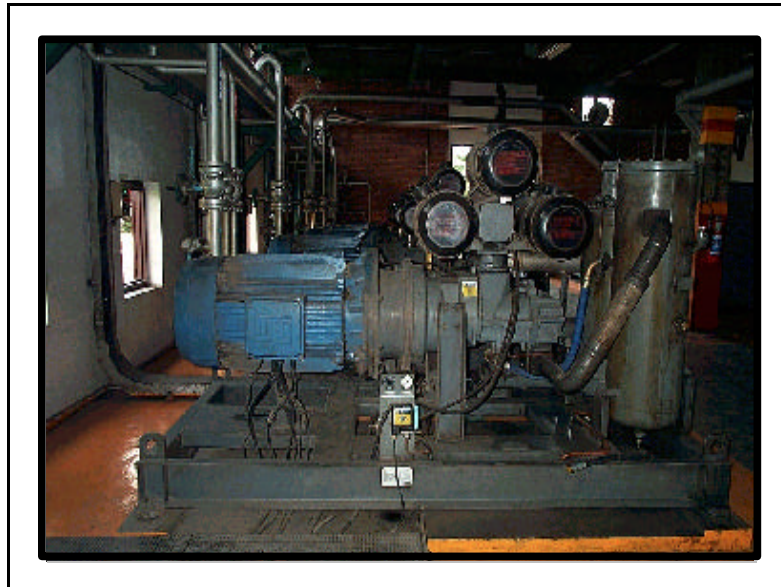


Figura 2 – Foto do conjunto motor-compressor.

### **3- DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS DE VIBRAÇÃO DO CONJUNTO MOTOR-ELEMENTO COMPRESSOR**

*Determinação das Frequências de Vibração nas Engrenagens do Conjunto.*

*Frequência de Rotação da Coroa:*

É a frequência em que a coroa gira em torno de seu eixo ou a relação em que um dente da coroa engrena com um dente do pinhão, ou seja, neste caso é a mesma rotação do motor.

*Frequência de Rotação do Pinhão:*

É a frequência em que o pinhão gira em torno de seu eixo ou a relação em que um dente do pinhão engrena com um dente da coroa, neste caso é a mesma rotação do macho.

*Frequência de Engrenamento:*

É a razão em que um par de dentes entra em contato em cada segundo de tempo.

*Frequência de Passagem de Fase de Montagem:*

É uma subharmônica da frequência de engrenamento, na qual varia com a montagem. Ela determina o limite de montagem e principalmente o padrão de desgaste em função da montagem.

A tabela (1) abaixo mostra o resumo de todas as frequências calculadas de um compressor (GA 160).

FREQUENCIAS	Hz
ROTAÇÃO DO MOTOR	29,75
ROTAÇÃO DA COROA	29,75
ROTAÇÃO DO PINHÃO	62,5
ENGRENAMENTO	1874
NUMERO DE FASES	3
ROTAÇÃO DO MACHO	62,5
ROTAÇÃO DA FÊMEA	41,6
REPETIÇÃO DOS DENTES	2,97
MONTAGEM	624,66
RANHURA DO ROTOR	1725,5
RANHURA DO ESTATOR	2142
EXPECTATIVA DE VIDA	33%
DENTES DA COROA	63
DENTES DO PINHÃO	30
FREQUÊNCIA DE PULSAÇÃO	250
RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO(ENGRENAGENS)	2,1
RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO (LOBULOS)	1,5
NÚMERO DE ENTRADA DO MACHO	4
NÚMERO DE ENTRADA DA FÊMEA	6

Tabela 1- Resumo de todas as frequências

*Frequência de Repetição dos Dentes:*

É quando após de n revoluções da coroa o sistema volta ao mesmo par de dentes que começaram o movimento. Se um falha existir em ambos os dentes (coroa e pinhão), um pulso com máxima vibração será notado quando as respectivas falhas do pinhão e da coroa entrarem em contato ao mesmo tempo. Estas falhas podem ser um resultado do processo de fabricação ou manuseio inadequado.

*Defeitos Mais Comuns do Motor:*

A figura (3) abaixo revela os defeitos mais comuns do motor.

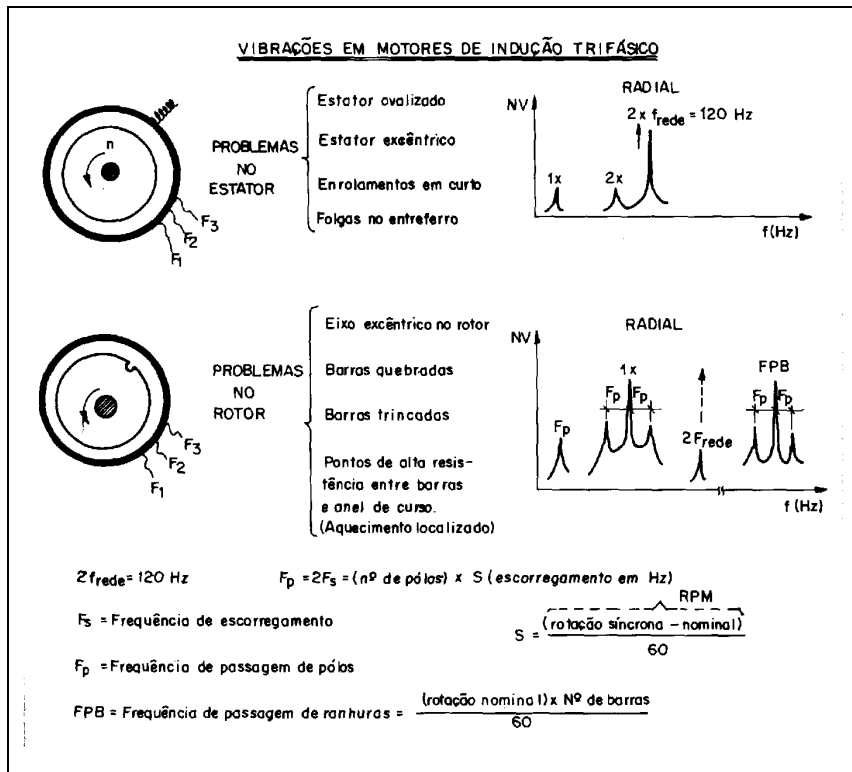


Figura 3- Defeitos mais comuns do motor

O espectro do motor abaixo mostra problemas no estator:

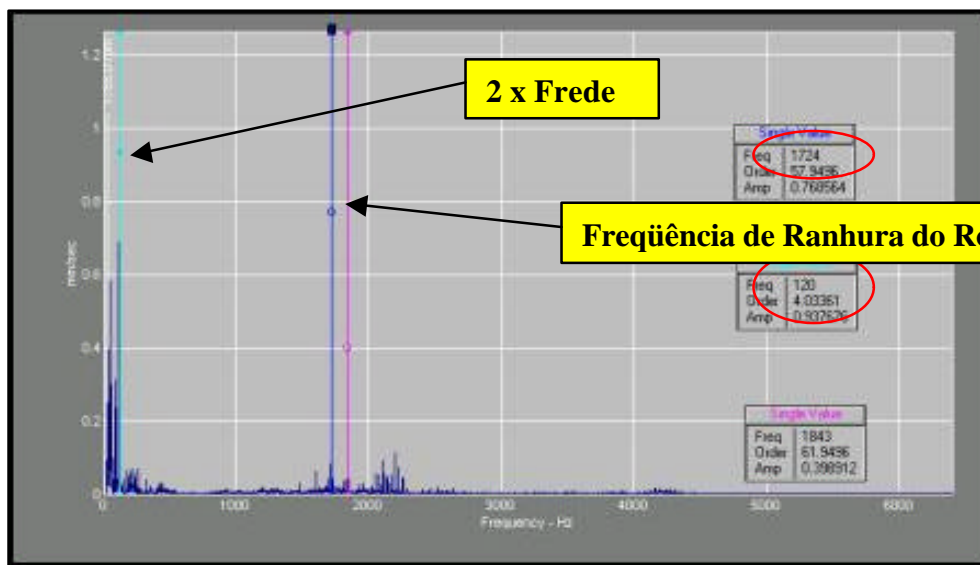


Figura 4- Espectro em velocidade do motor elétrico

O espectro apresenta a frequência de ranhura do rotor modulada com 120 Hz, isto pode indicar que há algum problema relacionado com o estator (espiras em curto, perda de isolamento, rotor montado excêntrico com relação ao estator, por exemplo).

#### *Identificação das Frequências dos Rolamentos:*

Os rolamentos são os suportes dos elementos parafusos do compressor . Podem ser de rolos e de esferas e de várias marcas (SKF,FAG, etc) .

Frequências :

Para que haja um melhor entendimento do trabalho é necessário que se faça a apresentação de algumas frequências fundamentais.

- Frequências de rotação ( $F_o$ ) – é definida como a rotação da pista em movimento.
- Frequência fundamental da gaiola (FFT) – equivalente a velocidade angular do centro de um único elemento rolante ou rotação da gaiola.
- Frequência da pista externa (BPFO) – pode ser definida como a frequência de passagem dos elementos rolantes sobre um único ponto na pista externa.
- Frequência na pista interna (BPFI) – frequência de passagem dos elementos rolantes sobre um único ponto da pista interna.
- Frequência do elemento rolante (BSF) – a frequência do elemento rolante nada mais é do que a velocidade angular do mesmo em torno de seu centro.

*As danificações em um rolamento nem sempre significam a falha total do mesmo, mas com certeza uma diminuição de seu desempenho em serviço:*

Um mancal somente terá um funcionamento satisfatório, se as condições de serviço e ambientais, e os seus componentes (rolamento, peças contíguas, lubrificação, vedação) estiverem corretamente adequados uns aos outros.

Defeitos nos rolamentos podem ocorrer nas pistas, nos elementos rolantes, na gaiola ou em qualquer combinação destes. Estes defeitos geram sinais de vibração. É muito importante que se conheça o tipo de rolamento instalado, porque diferentes tipos de rolamentos podem gerar diferentes sinais dependendo do carregamento, da folga interna e construção. A figura (5) mostra um rolamento com pista interna e externa girando no mesmo sentido.

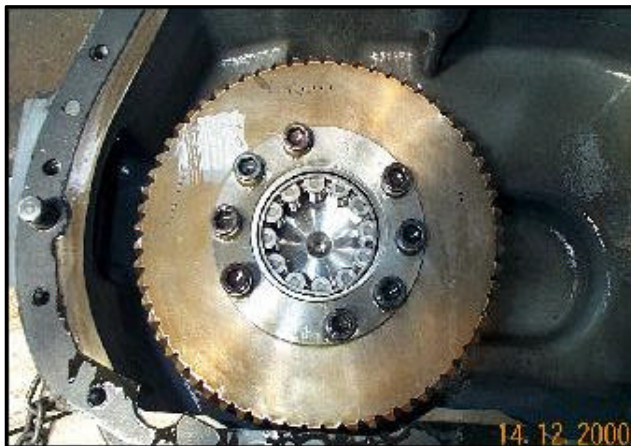


Figura 5 – Foto de um rolamento do elemento compressor

A figura (6) mostra a frequência de rotação da coroa modulando a frequência de engrenamento. Isso indica que a engrenagem deve estar excêntrica ou com desgaste localizado e distribuído.

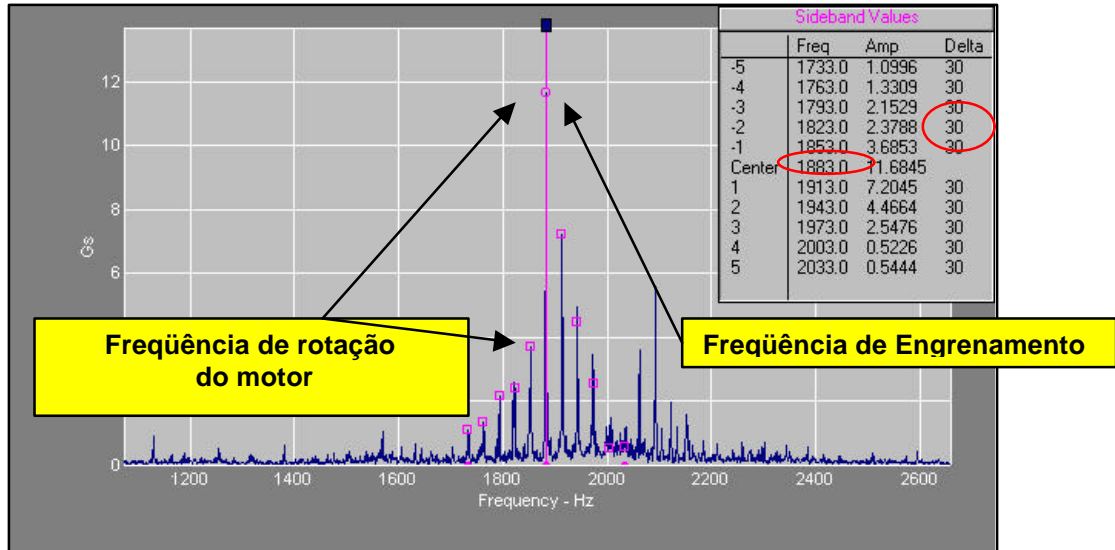


Figura 6- Espectro do elemento compressor em aceleração

#### 4- PARÂMETROS

Para avaliar a condição do conjunto motor-compressor são usados os parâmetros : velocidade ( mm/s –rms) , aceleração ( g’s – pico ) e envelope de aceleração ( ge’s – pico).

A finalidade destes parâmetros ou recursos é que um conjunto motor-compressor sempre possui várias faixas de frequência de vibração, e cada parâmetro deste é adequado para medir uma certa faixa de frequência.

Assim, o número de leituras em um motor-compressor está relacionado com o número de pontos, direções e os parâmetros das medidas.

Os níveis de vibração costumam variar em função das condições de operação do equipamento tais como carga, temperatura ambiente ou influência de equipamentos próximos. Sendo assim, ao monitorar o compressor de parafuso é fundamental que no ato da medição sejam tomados alguns “dados adicionais” que indiquem um valor comparativo para orientar quanto às variações de vibração. Esses dados se relacionam diretamente com a carga no compressor, dessa forma influenciando consideravelmente nos valores da vibração.

#### 5- DETERMINAÇÃO DOS LIMITES DE VIBRAÇÃO

A definição dos limites é importante no gerenciamento desta máquina, pois, em função destes é que as decisões são tomadas.

Na realidade, estes limites são faixas válidas e dentro destas faixas o motor-compressor são qualificados quanto à sua condição de estado.

A tabela (2) é uma sugestão para níveis de severidade.

<b>TABELA COM NÍVEIS DE SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO</b>				
VALOR RMS DE VIBRAÇÃO (OVERALL) mm/s até 3200 Hz				
Tipo de máquina	Bom	Aceitável	Alarme 1 (alerta)	Alarme 2
Compressor de fusos rotativos (lóbulos)	Até 6	6 a 8	8	13

Tabela 2. Níveis de vibração (alarme) do compressor

A tabela (3) mostra os defeitos mais comuns no elemento compressor

FREQUÊNCIA	DEFEITO	COMENTÁRIO - NÍVEIS
Frequência de rotação da coroa	Folga no mancal da coroa	Pode aparecer acompanhada de harmônicas (gera uma componente desbalanceamento)
Frequência de engrenamento	Folgas e desgastes na coroa ou no pinhão.	Altos na frequência de engrenamento e harmônicas
Frequência de rotação do pinhão	Folga no mancal da engrenagem do pinhão	Pode aparecer alto, acompanhada de suas harmônicas (gera uma componente de desbalanceamento)
Frequência de rotação do macho e harmônicas	Desbalanceamento do rotor – 1X Excentricidade do rotor – 1X Folgas nos rolamentos – 3X ou 4X Desalinhamento interno – 2X	Pode aparecer alto, acompanhada de suas harmônicas
Frequência de rotação da fêmea e harmônicas	Desbalanceamento do rotor – 1X Excentricidade do rotor – 1X Folgas nos rolamentos – 3X ou 4X Desalinhamento interno – 2X	Pode aparecer alto, acompanhada de suas harmônicas
Frequência de pulsação e harmônicas	Sistema com carga excessiva Elementos montados com tensões excessivas.	Aparece alto, acompanhada de suas harmônicas
Frequência da fêmea e subharmônicas	Rotor sujo e oxidado Empenamento do eixo do rotor	Aparecimento de subharmônicas (Frequência de rotação da fêmea/2) e suas harmônicas
Frequência da fêmea e subharmônicas	Rotor sujo e oxidado Empenamento do eixo do rotor	Aparecimento de subharmônicas (Frequência de rotação da fêmea/2) e suas harmônicas
Frequência de engrenamento	Defeitos(desgastes) no engrenamento Elementos desalinhados e folgas entre engrenagens	Geralmente aparece modulada pela rotação (ou harmônicas) da engrenagem com defeito/desgaste.

Tabela 3- Defeitos mais comuns no elemento compressor



A figura (7) mostra um exemplo do rotor oxidado do elemento compressor:

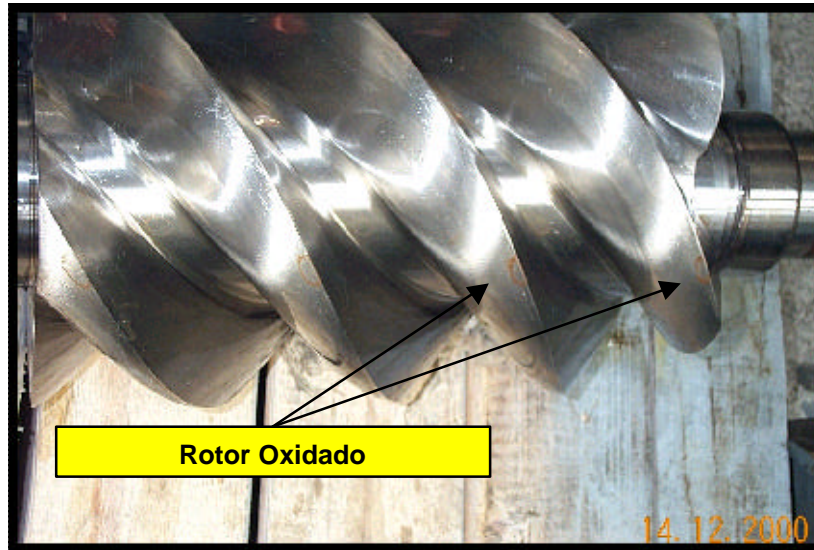


Figura 7- Rotor oxidado

## 6- ANÁLISE DE TEMPERATURA

A verificação contínua da temperatura de um compressor é um dado importantíssimo na manutenção preditiva. Como é natural, uma alteração qualquer na temperatura de funcionamento de um compressor é indicativo de modificação no comportamento do compressor. Por tais motivos, a temperatura é um parâmetro que deve ser levado em consideração em todo e qualquer programa de manutenção, em qualquer nível. A operação ou funcionamento dos compressores são estabelecidos por uma temperatura determinada, quando atingido o equilíbrio térmico, sem o que as dilatações de alguns componentes poderão trazer como consequência prejuízos aos demais componentes. A figura 8 mostra a curva de tendência da temperatura medida em um dos mancais de um compressor de parafuso.

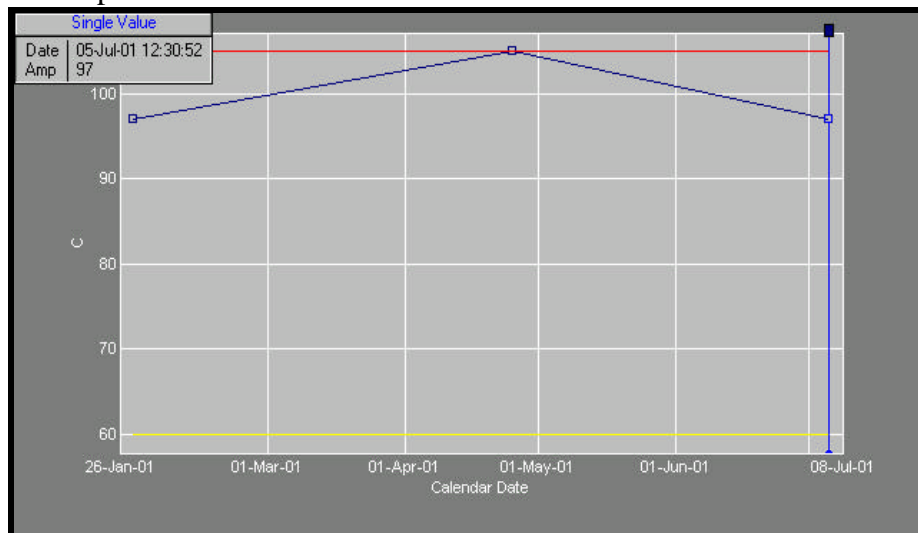


Figura 8 – Tendência dos níveis de temperatura

## 7-ANÁLISE DE CORRENTE

O diagnóstico de problemas em estator ou rotor do motor elétrico pode ser feito pela medição da corrente que alimenta o motor. Entendemos que a monitoração da corrente elétrica, permite uma avaliação com maior definição e clareza, uma vez que analisa a condição magnética diretamente na fonte geradora de eventual problema. É uma boa ferramenta para determinar as condições do motor, em relação a sua parte elétrica. A figura 9 mostra o sinais harmônicos da frequência da rede elétrica em uma das fases que alimenta o estator do motor que aciona o compressor.

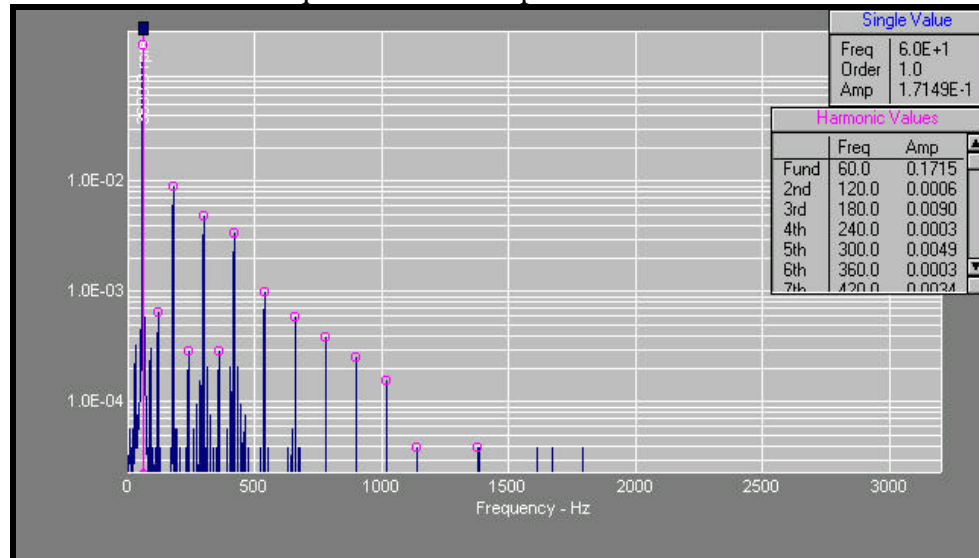


Figura 9 – Espectro de corrente elétrica do estator

## 8- CONCLUSÃO

Como vimos os resultados que se podem obter com a Análise de Vibração em Compressores de Parafusos são muitos e imediatos.

Usando as curvas de tendências dos parâmetros monitorados e os níveis de alarme, pode-se obter um alto grau de confiabilidade e maior disponibilidade do equipamento.

O desenvolvimento pleno desta técnica estará sempre condicionado ao bom gerenciamento e ao uso de instrumentos e softwares atualizados.

## 9-AGRADECIMENTOS

Aproveitamos a oportunidade para agradecer ao departamento de Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, na pessoa do Professor Genésio José Menon.

## 10- REFERÊNCIAS

- 1- Ribera, M., e César, Rubens Sérgio; 1989, Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações – Palestra na AÇOMINAS.
- 2-Tavares, L., 1996, Excelência na Manutenção, Lis Gráfica Editora Ltda, vol 1.
- 3-Nakajima, S., 1985, Total Productive Maintenance, Internacional, Congressos e Conferências Ltda, São Paulo.

4- Almeida, T.M, Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações, Treinamento FUPAI – Itajubá - MG.



## VIBRAÇÃO AUTOEXCITADA EM MÁQUINAS DE PAPEL E LAMINADORES – RESSONÂNCIA ESTRUTURAL NA PÁ DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO – CASES HISTORIES

### **Fabiano Ribeiro do Vale Almeida**

Universidade Federal de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [mtaev@uol.com.br](mailto:mtaev@uol.com.br)

### **Márcio Tadeu de Almeida**

Universidade Federal de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [tadeu@iem.efei.br](mailto:tadeu@iem.efei.br)

### *Ressonância estrutural na pá de um ventilador centrífugo*

Os ventiladores normalmente são usados praticamente em todos os ramos de indústrias. São aplicados diretamente no processo de produção e desenvolvimento de materiais, instalações responsáveis pelo conforto ou em equipamentos de combate à poluição do ar. Conseqüentemente a sua performance interfere sobre as eficiências das empresas.

0 exemplo prático tem os seguintes objetivos:

- Identificar as principais fontes de vibrações no ventilador;
- Medir as principais frequências naturais do rotor do ventilador;
- Diagnosticar a causa das trincas nas pás do rotor do ventilador;
- Reduzir ou eliminar o problema das trincas no rotor.

### **1. Ventilador centrífugo**

O ventilador centrífugo é formado por um impulsor (ou rotor), que gira dentro de uma carcaça em forma de voluta. A carcaça possui uma tubulação (entrada/saída), paralela ao eixo do rotor, e outra perpendicular a este (saída/entrada). Quando o rotor é acionado, as pás em sua periferia, impelem o ar por centrifugação na direção de rotação. Deste modo, o ar entra de maneira axial/radial, gira em ângulo reto e através das aletas é impelido na forma radial/axial. Portanto, a finalidade da carcaça é converter a pressão estática em dinâmica, resultando em velocidade.



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI**

As figuras abaixo mostram fotos do ventilador centrífugo estudado pelos autores:



Figura1. Ventilador centrífugo



Figura 2. Foto do ventilador centrífugo

## **2. Identificação das principais fontes de vibrações no sistema**

Pode-se observar na figura (3) que as principais fontes de vibração no ventilador são: A frequência de rotação e suas harmônicas. Neste caso, portanto, a principal fonte vem do desbalanceamento do rotor, e as harmônicas provenientes da flexibilidade da estrutura metálica que suporta os mancais. Há um destaque para a quinta harmônica da rotação que coincide com a segunda frequência natural da pá, causando o fenômeno que chamamos de ressonância estrutural, como veremos a seguir. Veja o espectro em escala linear abaixo, mostrando 1x a rotação.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

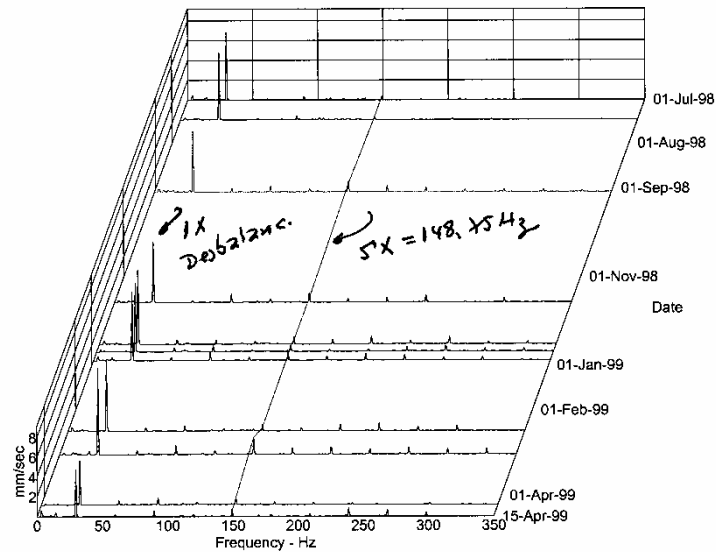


Figura 3. Espectro em escala linear

Percebe-se que na figura acima (gráfico de cascata), a quinta harmônica aparece em destaque, com menor intensidade, porque a o sinal foi medido no mancal. Se houvesse alguma maneira de medir na pá do ventilador, com certeza a quinta harmônica teria uma intensidade maior, pois ela está em ressonância. A figura (4) ilustra o gráfico de tendência com os níveis de vibração em 5x a rotação ao longo das datas de medidas.

CENTRAL DE LAVAGEM:231-2290 VT-360:VENT 04H V350  
23-Apr-99 09:19:44  
Page 1

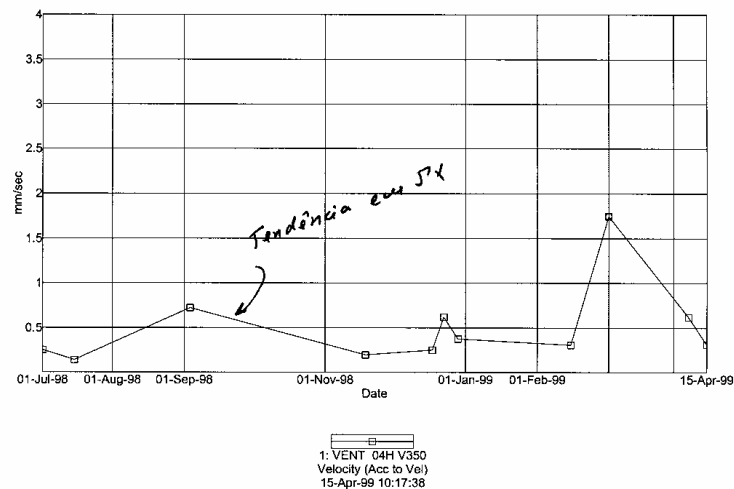


Figura4. Gráfico de tendência



### 3. Determinação dos pontos de medidas e dos dados do conjunto motor-ventilador

A monitoração dos motores-ventiladores utiliza o conceito de multiparâmetros, ou seja, controla toda variável importante que influencia no desempenho do equipamento e utiliza a técnica que melhor realça cada tipo de problema, seja ele mecânico ou magnético.

A análise de vibração dos ventiladores exige medidas próximas à fonte de vibração. Quando as medidas se destinam a um acompanhamento da máquina, os pontos deverão ser marcados e numerados para permitir comparações posteriores, eles também devem ser de fácil acesso.

Os pontos de medição nos ventiladores são tradicionalmente conhecidos, por estarem preparados pelo fabricante para fixação dos sensores. A figura abaixo mostra o desenho esquemático do conjunto motor-ventilador com seus respectivos pontos de medidas.

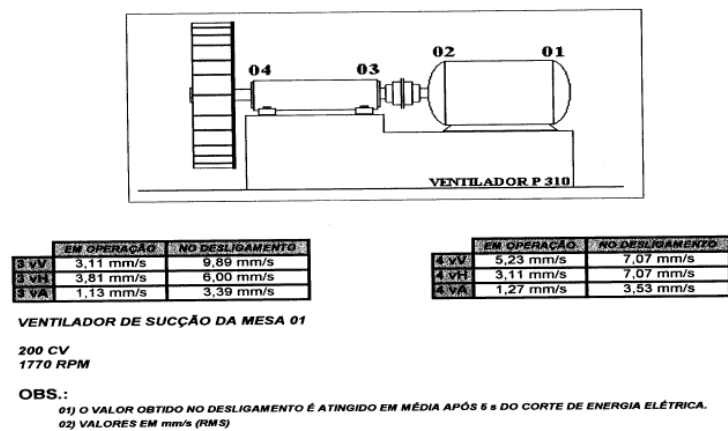


Figura5. Desenho esquemático do motor-ventilador

Tabela 1 – Dados do conjunto

Dados	
Rotor	Semi-aberto
Rotação do motor	1780 Rpm
Material	Aço SAF 2205
Motor de indução trifásico	380 V
Rotação do ventilador	1770 Rpm
Potência	200 CV



#### 4. Medição das principais frequências naturais do sistema

Para medir as frequências naturais do sistema usamos o “bump test” (teste de impacto com martelo de borracha), e medimos a resposta em frequência de várias partes do rotor. Utilizamos o instrumento BK 2515, de propriedade dos consultores. A figura (6) mostra o ventilador suspenso por correia flexível para teste de impacto (suspensão livre-livre).



Figura6. Ventilador suspenso.





UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

A figura (7) mostra a posição do acelerômetro neste ensaio.



Figura7. Foto da pá

O espectro obtido abaixo contém as principais freqüências naturais.

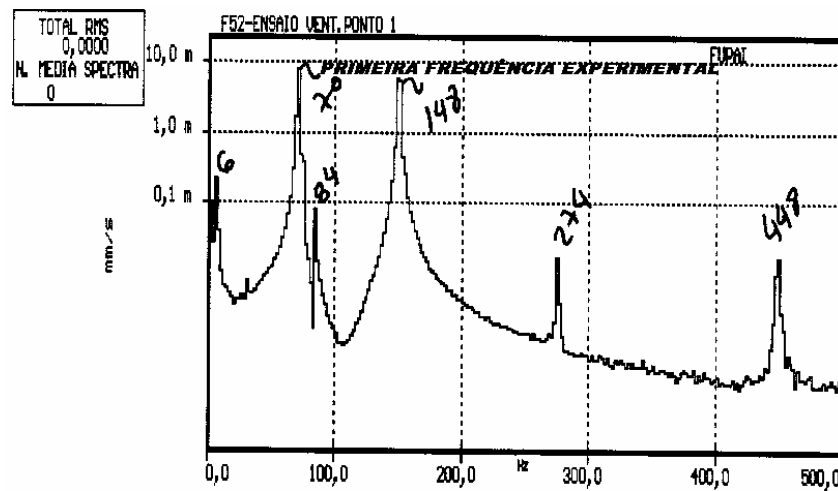


Figura8. Espectro em velocidade

As principais freqüências naturais obtidas na pá, com resposta ao impacto na região de trinca, foram :

70 Hz – 148 Hz – 274 Hz.

As principais freqüências de excitações:

29,75 Hz – 59,75 Hz – 89,75 Hz – 119 Hz – 148,75 Hz.



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI**

Observe que a frequência natural 148 Hz coincide com 5x a rotação do ventilador.

**5. Diagnosticar a causa das trincas nas pás do rotor do ventilador**

A causa principal da trinca nas pás do rotor do ventilador é a fadiga provocada por altos níveis de vibração (deflexão da pá), no segundo modo de vibração, ou seja, há ressonância no segundo modo (148 Hz), provocada pela coincidência da quinta harmônica da rotação com a segunda frequência natural obtida no ensaio. Veja a foto da pá trincada abaixo:

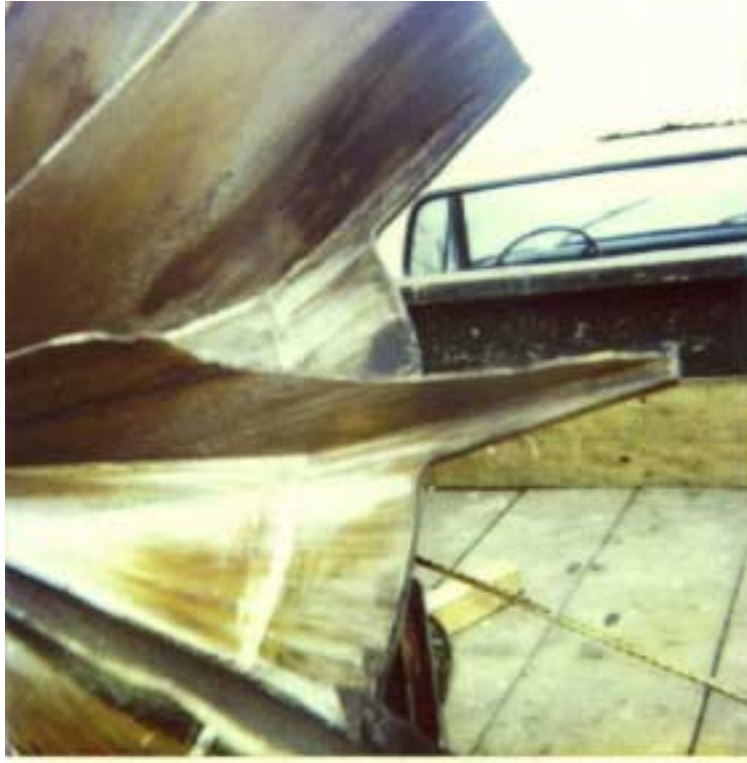


Figura9. Foto do rotor com a pá trincada

**6. Modelo da pá com elementos finitos (Ansys –versão estudantil)**

Para confirmar esta conclusão, foi feito um modelo da pá com elementos finitos, conforme a figura a seguir. Fazendo a animação da pá, observamos pontos nodais, que praticamente mostram o caminho da trinca, vejam os pontos nodais, marcados em vermelho abaixo.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

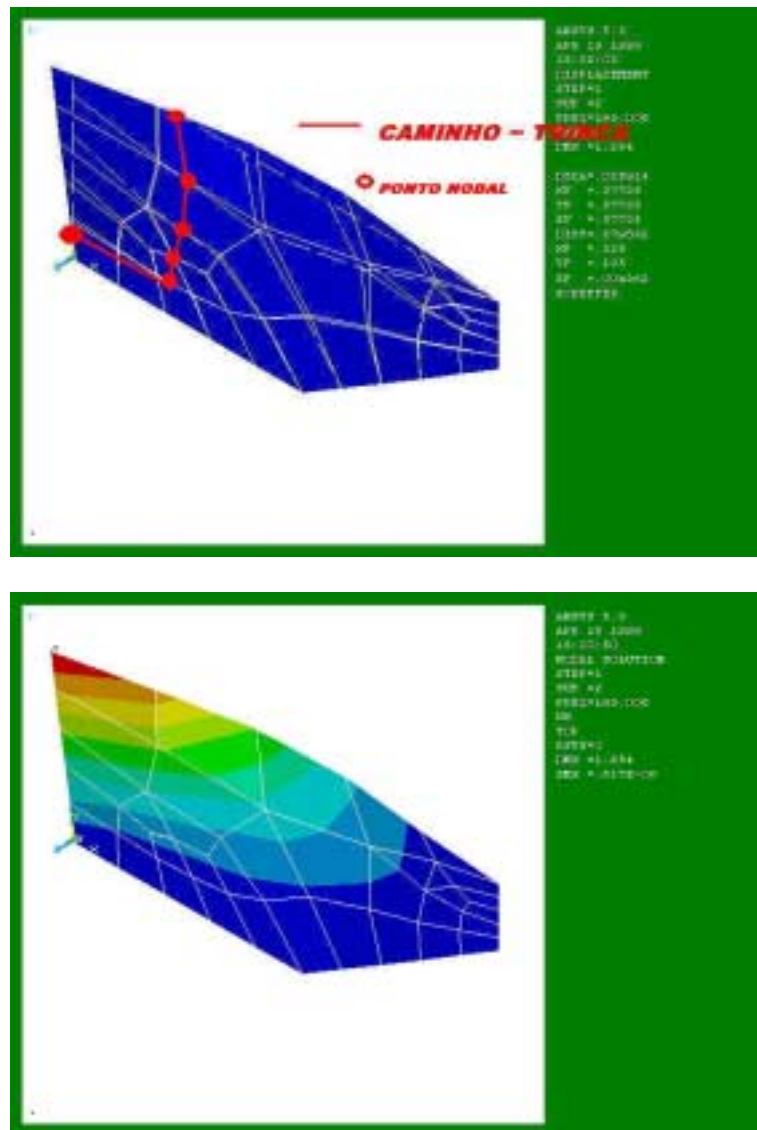


Figura10. Simulação da pá no programa Ansys

A figura acima mostra a pá vibrando no segundo modo, valor experimental 148 Hz = 5x rotação. Na simulação por elementos finitos, foi considerado o engastamento perfeito entre a pá e a placa (cone) do rotor. Portanto, o modelo matemático é bem mais rígido que a condição real no rotor, ou seja, as frequências naturais obtidas na simulação feita no computador serão um pouco mais altas que as medidas (experimentais). Porém, os modos naturais correspondentes às frequências naturais serão bem próximas dos reais.

A figura (11) ilustra o modelo matemático da pá vibrando no segundo modo. As linhas vermelhas representam o engastamento.





UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

### 8. Solução para reduzir ou eliminar os problemas das trincas no rotor do ventilador

O Rotor do ventilador foi balanceado com alto grau de qualidade (balanceadora dinâmica), então, reduziu a componente da vibração em 1x a rotação do motor, isto provocando um menor esforço nos pedestais dos mancais e diminuindo os níveis de vibração- (G 2.5 ISO). Mas, o nível de vibração na frequência 5 x rotação (148 Hz) continuava aparecendo.

Para resolver esse problema de ressonância e aumentar a vida dos rotores, usou um anel travando as pás do ventilador, reduzindo as vibrações na ponta das pás. Normalmente esses rotores abertos, quase sempre apresentam problemas de trincas, mesmo não havendo uma frequência de excitação discreta (harmônicas da rotação) coincidindo com alguma frequência natural, como no nosso caso. Uma explicação para isto, é que a turbulência do ar no rotor/espiral, gera vibrações aleatórias (que excitam em uma grande faixa de frequência), conseqüentemente teremos prováveis excitações em algumas frequências naturais. Por isso ao travar as pás, evitou-se grande deflexão na parte livre da pá.



Figura13. Anel travando as pás do rotor

Depois de travar as pás, realizou novamente o teste para a determinação das frequências naturais (bump test), na pá do ventilador e principalmente no aro embutido.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

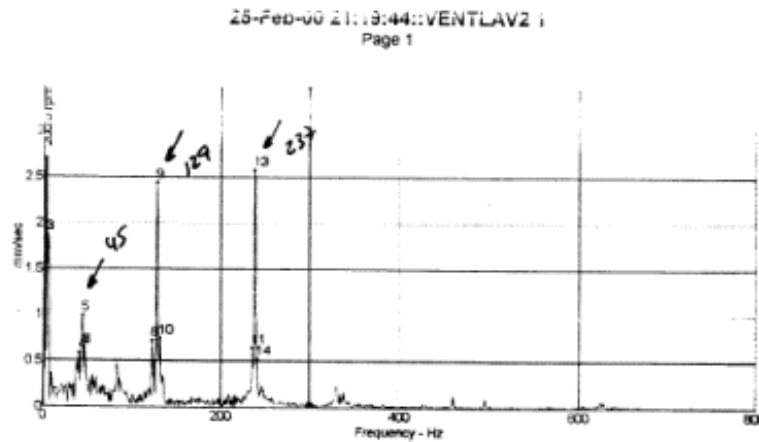


Figura14. Espectro de vibração

### 9. Conclusão do exemplo prático

Conclui-se que ao colocar o aro travando as pás, mudou a massa, a rigidez, a geometria e principalmente os modos de vibrar do sistema. Com isso afastou a frequência natural da frequência de excitação. A tabela abaixo mostra as frequências naturais antes e depois de colocar o aro.

Tabela2. Comparação das frequências naturais

<b>FN- ANTES SEM ARO</b>	<b>FN-COM ARO</b>
<b>70 Hz</b>	<b>45 Hz</b>
<b>148 Hz</b>	<b>129 Hz</b>
<b>274 Hz</b>	<b>237 Hz</b>

Percebeu-se na tabela acima, que a frequência natural (148 Hz) passou para 129 Hz, não havendo coincidência com 5xrotação, portanto, eliminou a ressonância estrutural e o problema da trinca.

### *Vibração autoexcitada em máquinas de papel e laminadores*

Nos últimos anos, a vibração de prensas tem se tornado muito importante na consideração de projeto e operação de modernas máquinas de papel de alta velocidade e laminadores de aço ou alumínio. Geralmente máquinas de fabricar papel e laminadores tem rolos ou elementos rotativos muito próximos, conseqüentemente eles geram sinais de vibração muito complexos, trazendo muita dificuldade para uma análise de vibração precisa. Os problemas mecânicos em máquinas de fabricar papel e laminadores são freqüentemente difíceis de avaliar, porque os rolos estão muito próximos um do outro. Os componentes das máquinas de papel e dos laminadores que estão em movimento vibrarão e a vibração total é a soma de muitos componentes individuais. Quando a amplitude de vibração excede um nível aceitável, ela se torna um problema sério, freqüentemente afetando o processo de fabricação de papel e de um laminador de uma forma adversa. Isto pode resultar em qualidade reduzida do papel e da chapa de aço ou alumínio, maior desgaste do cilindro da prensa, vida encurtada do feltro e uma diminuição global no rendimento da máquina etc.

Altas vibrações em rolos têm sido um problema sério ocorrido em indústrias de papel e de laminação. Muitos destes problemas são devidos ao feedback regenerativo (sistema de realimentação), na qual chamamos de vibração auto-excitada.

As vibrações auto-excitadas em máquinas de papel e laminadores também são vibrações auto-reguladas, que retiram sua energia de fontes externas por seus próprios movimentos periódicos.

A autoexcitação é uma função do deslocamento, da velocidade ou da aceleração da massa do sistema.

Quando a energia em um sistema auto-excitado continua a crescer até ser equilibrada pela mesma quantidade de energia dissipada pelo sistema devido ao amortecimento. A vibração auto-excitada fixa-se numa vibração permanente, com uma freqüência próxima a freqüência natural do sistema. Por outro lado, se a quantidade de energia dissipada é menor que a quantidade de energia absorvida pelo sistema, o movimento continuará a aumentar a energia total existente no sistema até facetar os rolos e principalmente o papel ou a chapa. A figura abaixo ilustra a chapa de um laminador facetada devido ao fenômeno autoexcitado:

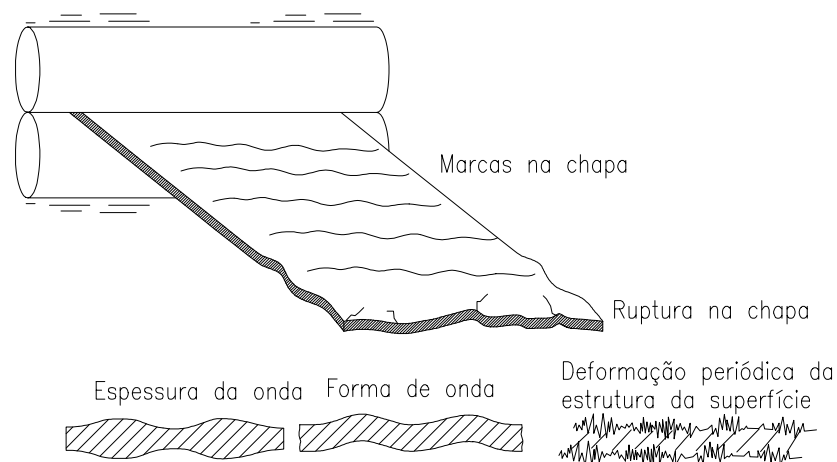


Figura1. Chapa facetada



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

Na vibração auto-excitada, o movimento tende a aumentar a energia do sistema, e como consequência, a amplitude de vibração pode crescer drasticamente e o sistema por sua vez tornar-se instável.

O exemplo prático tem os seguintes objetivos:

- ❑ Identificar as principais fontes de vibrações na Soft Calandra da Máquina de Papel;
- ❑ Medir as principais frequências naturais dos rolos da Máquina de Papel;
- ❑ Diagnosticar a causa das listras ou facetamentos nos rolos da Máquina de Papel;
- ❑ Reduzir ou eliminar o problema das facetas dos rolos.

### 1. Rolos de Prensas de Máquinas de Papel

A figura abaixo mostra foto dos rolos de uma Máquina de Papel:

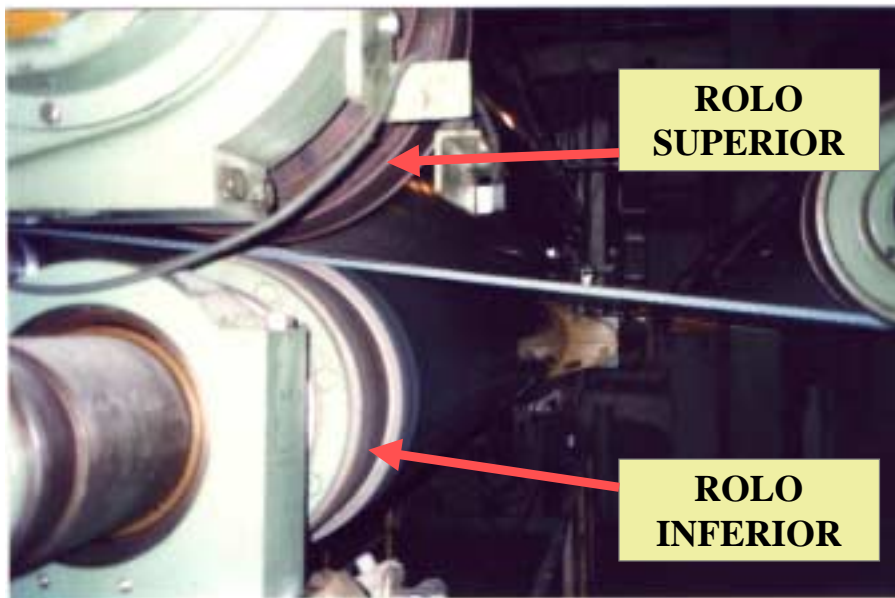


Figura2. Foto da máquina de papel

Ambos os rolos são de aço, e o rolo de baixo tem uma camada de borracha. O conjunto de rolos é usado para uma compressão fina, alisamento e brilho do papel, em um processo de alta velocidade. A função das prensas é a remoção de água pela estrutura capilar pela compressão da folha. O custo da secagem térmica é maior que o custo da secagem mecânica, por isso, a grande importância da eficiência das prensas para minimizar o custo do papel acabado. Basicamente a prensa é formada por dois rolos cilíndricos, um de borracha ou ebonite e outro de material mais duro como granito ou microrock. As máquinas de papel costumam ter, duas a três prensas.

As prensas trabalham com um filtro que serve de apoio e condução da folha e para absorver parte da água do papel ao passar pelo Nip (linha de pressão) de prensagem.

As figuras abaixo ilustram um Nip (linha de pressão) de uma prensa de uma máquina de papel em sua forma mais simples. Os componentes do arranjo de montagem consistem em um rolo superior (rolo de granito), um rolo de fundo inferior (rolo de sucção) e um feltro prensado.





**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI**

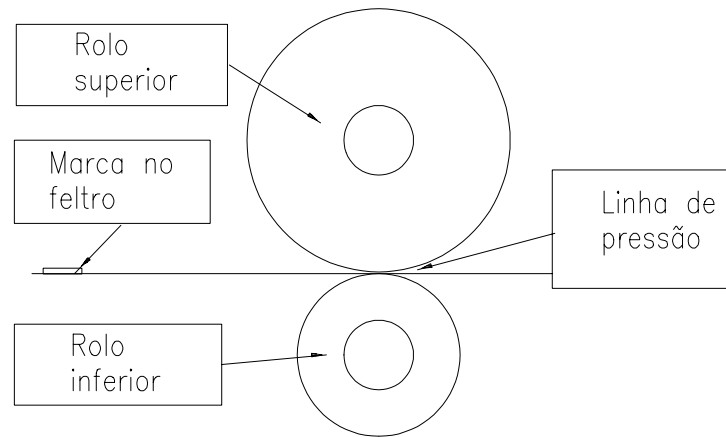


Figura3. Componentes da máquina de papel

A figura abaixo ilustra o sistema dinâmico dos rolos de uma máquina de papel:

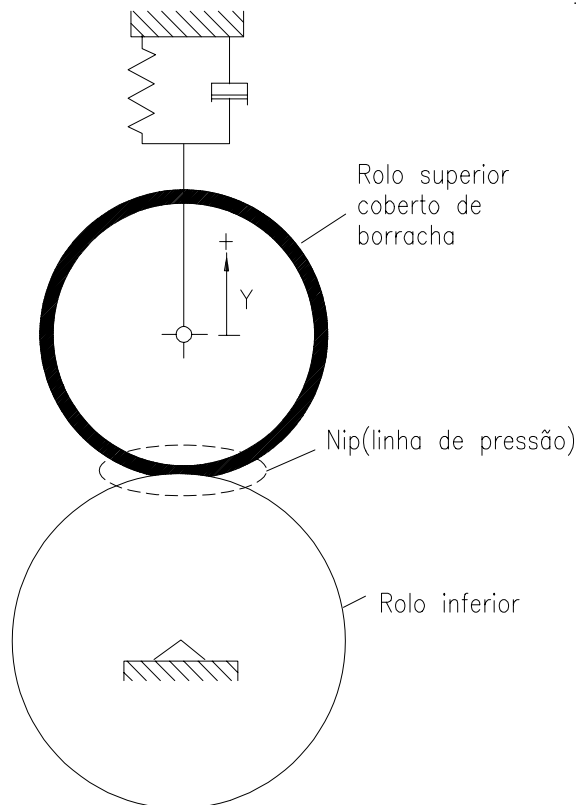


Figura4. Sistema dinâmico dos rolos de uma máquina de papel



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

### 2. Desenho esquemático de outros componentes da máquina de papel

Podemos também observar no desenho esquemático abaixo, outros componentes ou fontes de vibração de uma máquina de papel.

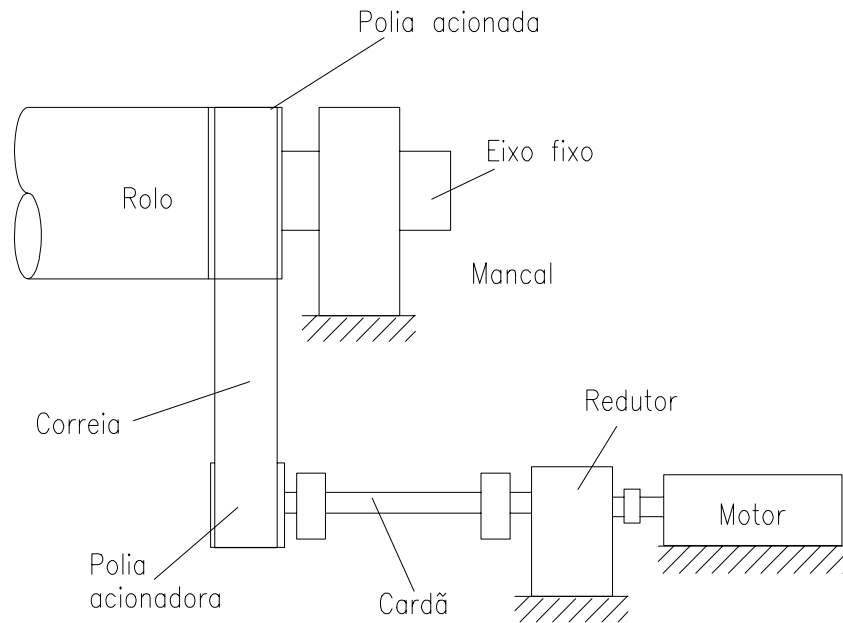


Figura5. Componentes da máquina de papel

O espectro de vibração abaixo mostra a vibração no rolo revestido quando facetas/marcas estão visíveis sobre o rolo. Observe a frequência 90,94 Hz modulada com a rotação do rolo (são formadas 26/27 listras). O nível de vibração chega a 7 mm/s rms.

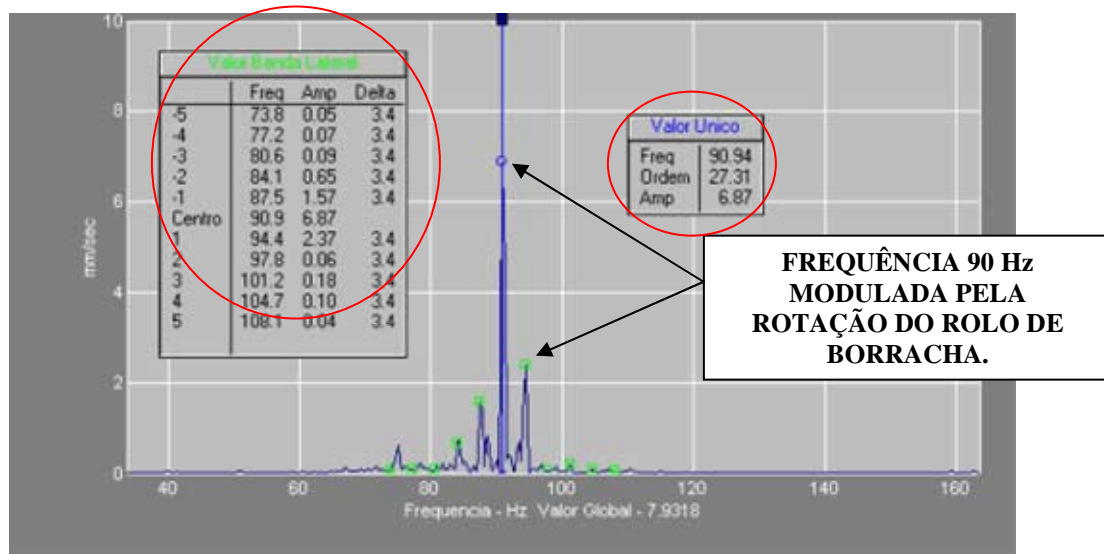


Figura6. Espectro em velocidade



### UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

#### 3. Medição das principais frequências naturais do sistema

Para medir as frequências naturais do sistema usamos o “bump test” (teste de impacto com martelo de borracha), e medimos a resposta em frequência de várias partes dos rolos. Utilizamos o instrumento da SKF. As figuras abaixo mostram os rolos apoiados para teste de impacto.

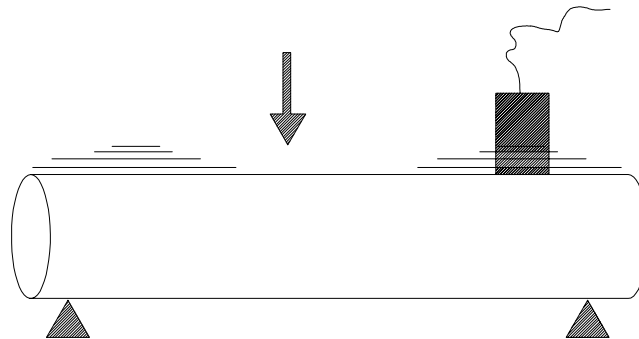


Figura7. Teste de impacto na direção vertical no rolo superior e Inferior separados

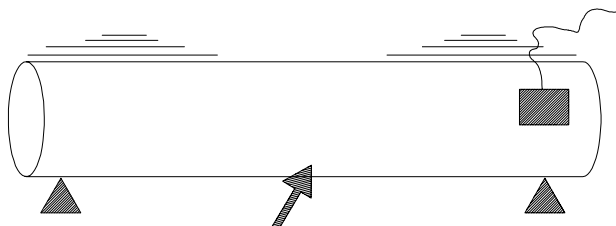


Figura8. Teste de impacto na direção horizontal no rolo inferior e superior separados

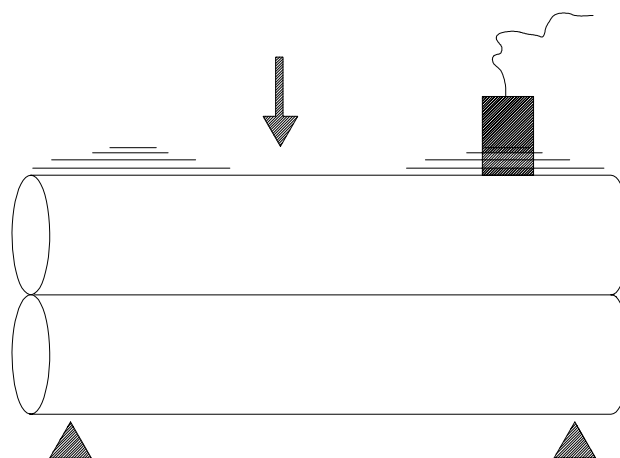


Figura9. Teste de impacto nos dois rolos juntos na direção vertical

O que se repetia com maior frequência nos espectros, era a frequência natural 90 Hz. Veja espectro abaixo:

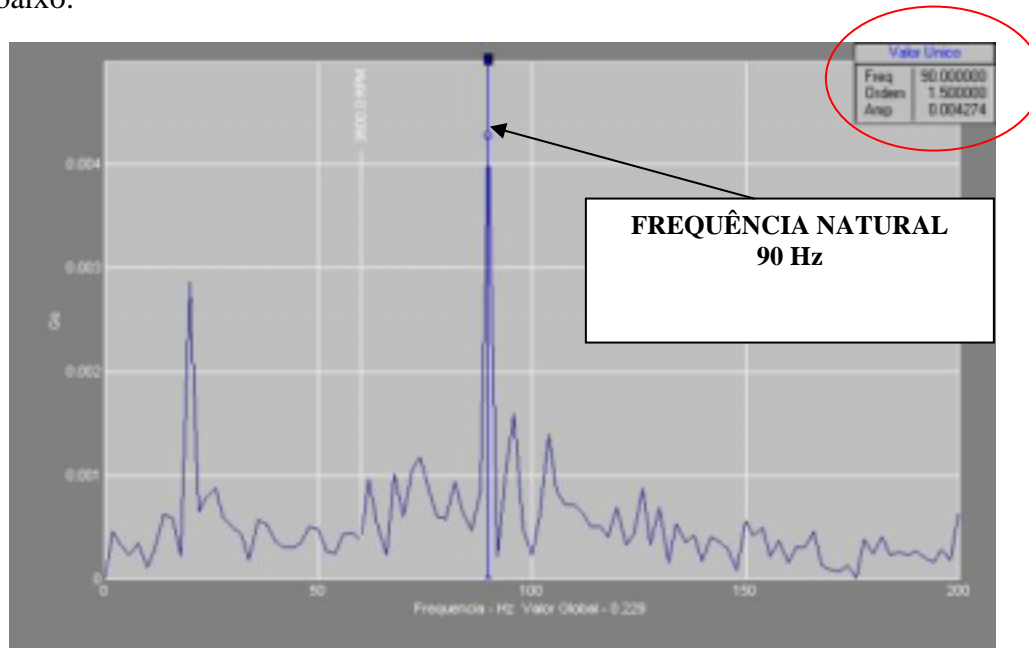


Figura10. Espectro em velocidade

#### 4. Vibrações auto-excitadas na soft-calandra.

Foram analisadas as vibrações na soft-calandra de uma máquina de papel, onde observamos:

- ❑ Altas amplitudes de vibrações nos mancais dos rolos: inferior e superior;
- ❑ Vibração em um número inteiro e múltiplo da rotação do rolo revestido por borracha sintética;
- ❑ Movimento fora de fase dos rolos na direção vertical, isto é, um rolo vibrando contra o outro;
- ❑ Amplitudes aumentam com o desgaste, principalmente quando o rolo revestido começa a marcar (barring ou facetamento);
- ❑ Alta sensibilidade dos níveis de vibrações com a velocidade da máquina;
- ❑ Proximidade a uma ressonância estrutural principal do rolo revestido (~ 91 Hz);
- ❑ Presença de modulações.

As análises das características operacionais e não operacionais do conjunto, foram usadas para identificar a instabilidade do conjunto. Indicadores chaves como a variação da amplitude com o tempo e a proximidade de uma ressonância, ou seja, a frequência da vibração próxima de uma frequência natural do rolo, foram decisivos. Neste caso, nenhuma fonte de excitação em 91 Hz, foi encontrada. Contudo, ao contrário da maioria das instabilidades, nesse caso a frequência de vibração é síncrona com uma harmônica da velocidade de rotação do rolo. A instabilidade do conjunto está associada com o mecanismo de feedback entre a vibração relativa dos rolos e um padrão compressivo na superfície do rolo revestido de borracha. Na velocidade de operação da



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

máquina e pressão correspondente no nip, forma-se um loop de feedback instável, resultando em realimentação regenerativa induzindo uma vibração autoexcitada no conjunto.

No cenário deste feedback regenerativo, a variação na compressão do conjunto no revestimento de borracha (devido à deformação do nip) gera forças alternativas de separação entre os rolos. As forças alternativas de separação fazem os rolos vibrarem fora de fase (devido à proximidade com uma ressonância estrutural). Como o conjunto vibra, o padrão de compressão é reforçado, gerando maiores forças alternativas de separação, que causam maiores oscilações do conjunto dos rolos; e este processo se repete em loop. Então a energia no sistema (conjunto de rolos) auto-excitada continuará a crescer até ser equilibrada pela mesma quantidade de energia dissipada pelo sistema devido ao amortecimento. Se a quantidade de energia dissipada é menor que a quantidade de energia absorvida pelo conjunto de rolos, o movimento continuará a aumentar a energia total existente no sistema até quebra-se, no nosso caso facetar. A energia é adicionada constantemente ao sistema de rolos, havendo um acréscimo contínuo na amplitude de vibração, neste o sistema é instável com amortecimento negativo.

O sistema será estável quando a amplitude da vibração decresce com o tempo, ou a quantidade de energia total decresce com o tempo e a perda de energia é dissipada em forma de calor devido ao atrito, neste caso o amortecimento é positivo.

A vibração continua aumentando com a formação de facetas/marcas sobre o rolo até serem limitadas pela resposta não-linear do conjunto. Esta vibração instável tem ocorrido numa frequência 26 x rotação do rolo revestido, e também quando esta frequência se aproxima da frequência natural associada com a instabilidade (~91 Hz). Infelizmente, esta condição coincide quando a máquina trabalha em sua velocidade operacional mais comum. O resultado é a formação um número inteiro (26/27) de listras em forma de picos e vales.

A dinâmica estrutural do conjunto envolve a dinâmica relativa dos dois rolos. A trajetória do feedback regenerativo inclui um atraso de tempo associado com uma revolução do rolo e com a deformação da borracha sobre o rolo.

A figura abaixo mostra o rolo da máquina de papel antes de ocorrer o fenômeno auto-excitado (não facetado):



Figura 11. Rolo da máquina de papel antes de ocorrer o facetamento ou marcação



A figura abaixo ilustra o rolo facetado (marcado), devido à instabilidade do sistema:

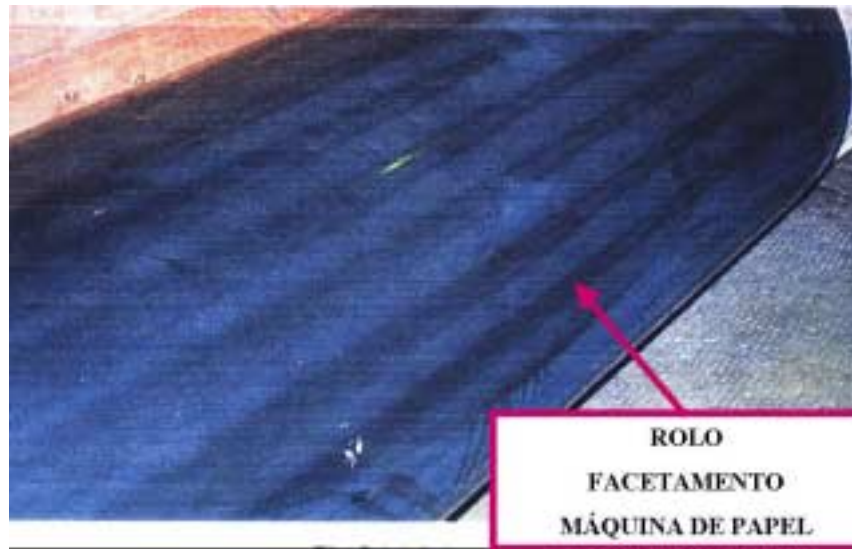


Figura12. Rolo superior revestido de borracha facetado ou marcado

O perfil do rolo pode ser usado com a forma de onda no tempo ou espectro para apresentar a análise com um quadro de como a seção reta (transversal) do rolo está. Normalmente a seção reta é circular. Desvios na circunferência da seção reta podem ser causadas pelo fenômeno da vibração chatter, saliências ou formações resinosas, ações de feltro com variações de espessura, ou acidentais feltros esmagados.

##### **5- Razões inadequadas dos tamanhos dos rolos (Outra possibilidade).**

Se os rolos forem perfeitamente cilíndricos, a razão dos tamanhos dos rolos é menos importante. Contudo se um dos rolos tiver uma saliência (ou deformação por alta pressão) ou ponto um alto ou duro, a razão de tamanhos será crítica. Dois rolos no nip se comportam analogamente a um par de engrenagens, em que um lugar alto sobre um rolo pode marcar severamente o outro rolo (macio) e causar problemas na qualidade do papel fabricado. Se os comprimentos das circunferências dos dois rolos tiverem um fator comum, e um dos rolos for excêntrico ou ovalizado (por exemplo), poderá ocorrer barring ou facetamento no rolo revestido.

Fatorando os comprimentos das circunferências dos rolos, por exemplo, se a circunferência de um rolo for 82 pol e a circunferência do outro rolo for 94 pol, os fatores comuns dos dois números seriam:

$$82=2 \times 41 \text{ e } 94=2 \times 47$$

O maior fator comum dos dois rolos é 2, e os fatores incomuns dos dois rolos são 41 e 47. Se ambos rolos forem revestidos – um rolo terá 41 facetas e o outro 47 facetas, estas facetas serão separadas de 2 polegadas. No caso de somente um rolo for revestido, somente este será facetado.

Se os comprimentos dos rolos fossem respectivamente 82,2 e 94,2. O melhor método de fatorar é multiplicar os números por 10.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

$$82,2 \times 10 = 822 = 2 \times 3 \times 137 \text{ e } 94,2 \times 10 = 942 = 2 \times 3 \times 157$$

Neste caso os números de facetas ou barring seriam 137 e 157 e as facetas seriam separadas de:

$$(2 \times 3) / 10 = 0,6 \text{ polegadas.}$$

Se os números de barras forem muito grandes, ou seja, se a separação entre elas for muito pequena, as listras não serão visíveis, ou seja, a superfície do rolo aparece com sendo um desgaste liso, e provavelmente podem não comprometer a qualidade do produto. Neste caso, também o nível de vibração poderá ser reduzido.

Para comprovar a teoria e a prática foi utilizado um programa, que é usado para identificar vários tamanhos de cilindro que devem ser evitados:

Primeiramente deve-se entrar com o diâmetro do rolo inferior e superior, veja tela do programa abaixo:

Company ID: <b>MTA ENGENHARIA</b>	Machine ID: <b>MB6</b>
<b>Roll #1 - (Horizontal)</b>	<b>Roll #2 - (Vertical)</b>
Roll 1 Label: <b>INFERIOR</b>	Roll 2 Label: <b>SUPERIOR</b>
Minimum Circ.: <b>1913.23</b> Diameter: <b>609.000</b>	Minimum Circ.: <b>2722.6</b> Diameter: <b>866.650</b>
Maximum Circ.: <b>1914.17</b> Diameter: <b>609.299</b>	Maximum Circ.: <b>2722.8</b> Diameter: <b>866.701</b>
Break Point 1: <b>20.00000</b>	Break Point 2: <b>5.00000</b> Min Bar Interval: <b>2.00000</b>
Dimension Accuracy: <b>0.01000</b>	Major Grid Divisions: <b>0.01000</b>
<b>OK</b>	<b>Cancel</b>

Figura13. Primeira tela do programa

Este programa lista a circunferência mínima e máxima de cada cilindro, o programa calcula o fator incomum, que é o número de barras em cada cilindro. O maior fator comum que é à distância entre as barras, também é calculado. As circunferências das várias combinações de tamanho de cilindros que podem causar algum problema também são listadas.







## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

### **1- Controlar a instabilidade pelas condições operacionais do processo.**

Controlar a instabilidade através das condições do processo significa alterar pressões do conjunto e principalmente a velocidade operacional do conjunto. Cargas muito altas no nip aumentam a compressão no revestimento de borracha e enrijecem a capa no nip, e conseqüentemente reduzem a estabilidade do sistema. Portanto, girar o conjunto com pressões menores nos nips, é uma ação no sentido corretivo.

A velocidade de rotação dos rolos também impacta a estabilidade do conjunto. A instabilidade existe porque um múltiplo da rotação do rolo revestido com borracha está próximo de uma frequência natural deste, fazendo um rolo “saltar” contra o outro. Portanto, evitar a velocidade operacional atual da máquina é uma medida corretiva.

Estas soluções são, portanto impraticáveis, pois mudariam as condições operacionais para produzir o papel fabricado pela máquina.

### **2- Modificar a dinâmica do conjunto para eliminar a instabilidade.**

Mudar a rigidez estática do rolo, também envolverá, mudanças consideráveis no projeto.

Usar um revestimento com uma borracha mais macia no rolo, ou seja, reduzir a “rigidez de corte”, seria uma ação corretiva, porém catastrófica tendo em vista a alta pressão do nip. Além do mais, uma redução na frequência natural poderia ser prejudicial. Outra solução seria aumentar os diâmetros dos rolos ou a espessura do revestimento do rolo inferior (utilizar um material mais resiliente), com isso tornaria o sistema estável, acabando com o problema.

Aumentar a rigidez dinâmica, é uma solução mais viável. Como não pretendemos alterar a massa e a rigidez estática do rolo (pois isto implicaria em mudar as características dimensionais do rolo), devemos atuar no amortecimento do mesmo. Ou seja, atuar no material do revestimento.

**A idéia é aumentar a capacidade de dissipar energia de choque e/ou vibração do rolo, revestindo o mesmo com uma material especial (material viscoelástico) com amortecimento adicional. Isto não significa colocar sobre o rolo um material mais macio.**

**Com isso conseguiremos aumentar a rigidez dinâmica e eliminaremos a instabilidade.**

### **3- Sugestão para a retirada de material do rolo.**

Uma vez a soft - calandra tenha sido facetada/marcada, o revestimento terá regiões comprimidas e expandidas. Tais rolos após a retificação (retirada de material), podem ter ótima aparência superficial, ou seja, uma superfície lisa sem visualização das marcas. Porém, se as durezas em uma seção circunferencial variarem de acordo com as regiões comprimidas e expandidas, quando este rolo voltar e ser submetido à pressão, o conjunto voltará a vibrar com a mesma frequência anterior. O nip retornará a instabilidade em poucas horas, e o sistema de realimentação regenerativo se formará novamente. Se o processo acima for executado sucessivamente, cada vez que o rolo entrar em trabalho sua vida será cada vez menor. Neste caso, o efeito “memória” será o trigger do processo vibratório.



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

Para minimizar este processo, após a retificação deve-se medir a dureza do revestimento em trajetória circunferencial em pelo menos 3 seções retas ao longo do rolo. O material deverá ser retirado até o perfil de dureza não variar mais segundo os picos e vales do facetamento anterior.

Vejamos como exemplo o rolo 83272. Observe a queda na vida do rolo após as retificas consecutivas.

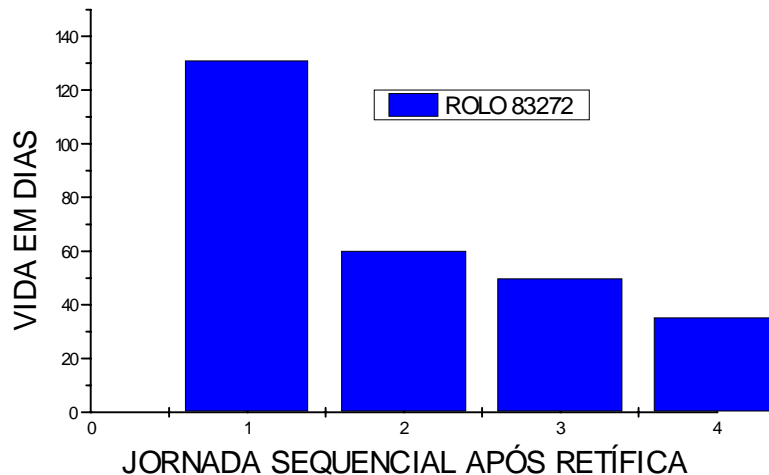


Figura 15. Gráfico em tendência

### 4- Introdução de atuadores

Uma solução para melhorar a disponibilidade do equipamento, é introduzir no conjunto um sistema de controle de vibração através de atuadores, no sentido de neutralizar as vibrações geradas durante o processo.

### **7. Outros problemas que levam a marcação das chapas de um laminador**

Causas proporcionais a velocidade de excitação (trigger):

- Material pré-danificado pelos rolos;
- Rolo na forma de polígono devido a vibração dos rolos;
- Rolos ovalizados;
- Rolos excêntricos;
- Rolamentos com defeitos;
- Rolamentos com folgas;
- Defeito nas engrenagens;



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

- Folgas (Backlash) das engrenagens;
- Irregularidade no acionamento devido ao deslocamento do eixo;
- Problemas no cardã, nos motores;
- Vibrações torcionais etc....

Causas que não dependem da velocidade de excitação(trigger):

- Vibração natural dos rolos;
- Folgas nos rolos;
- Iniciação da autoexcitação dos rolos;
- Flutuação da fonte de tensão ou da tensão de puxamento;
- Não homogeneidade do material;
- Variação da tensão do material (puxamento);
- Escorregamento ou deslizamento do material;
- Vibração do motor (regulação do motor);
- Marcas nos rolos e no material devido ao movimento excessivo e livre (fechando, batendo, impacto dos rolos) etc.....

### 8. Conclusão final

Para eliminar o problema das facetas nos rolos, foi considerada a solução de menor custo, mudar a rigidez dinâmica do sistema, aumentando a espessura do revestimento do rolo inferior, utilizando um material mais resiliente (absorve melhor energia a choque).

Percebemos que um dos grandes problemas que ocorrem nas indústrias de papel e laminação é o fenômeno autoexcitado, que conseqüentemente levam a marcação ou facetamento dos rolos e principalmente do produto, aumentando o custo das empresas e diminuindo a disponibilidades da vida das máquinas de papel e laminadores, podendo parar a produção. Podemos observar que a ressonância é um fenômeno totalmente diferente da vibração autoexcitada.

Sabemos, que a freqüência autoexcitada (originada do movimento do sistema) não está relacionada com nenhuma freqüência de excitação do sistema, mas sim com as freqüências naturais dos rolos.

Os gráficos de tendência e cascata abaixo ilustram o sistema antes e depois das alterações :



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

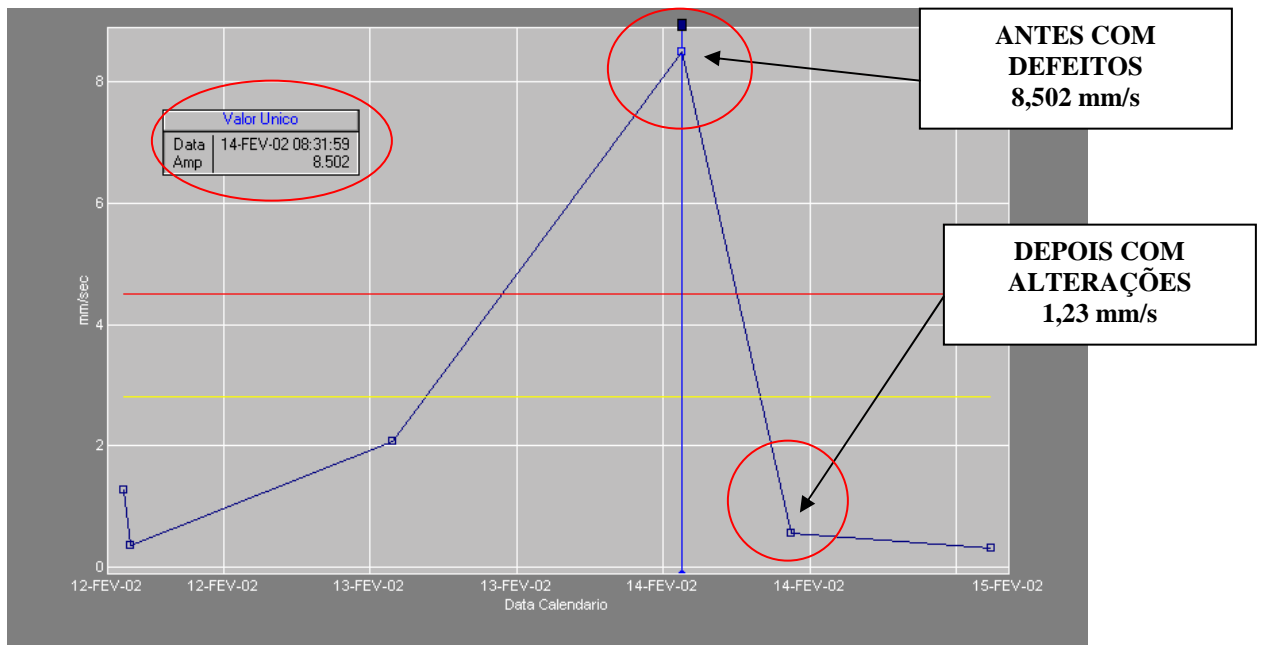


Figura 16. Gráfico em tendência

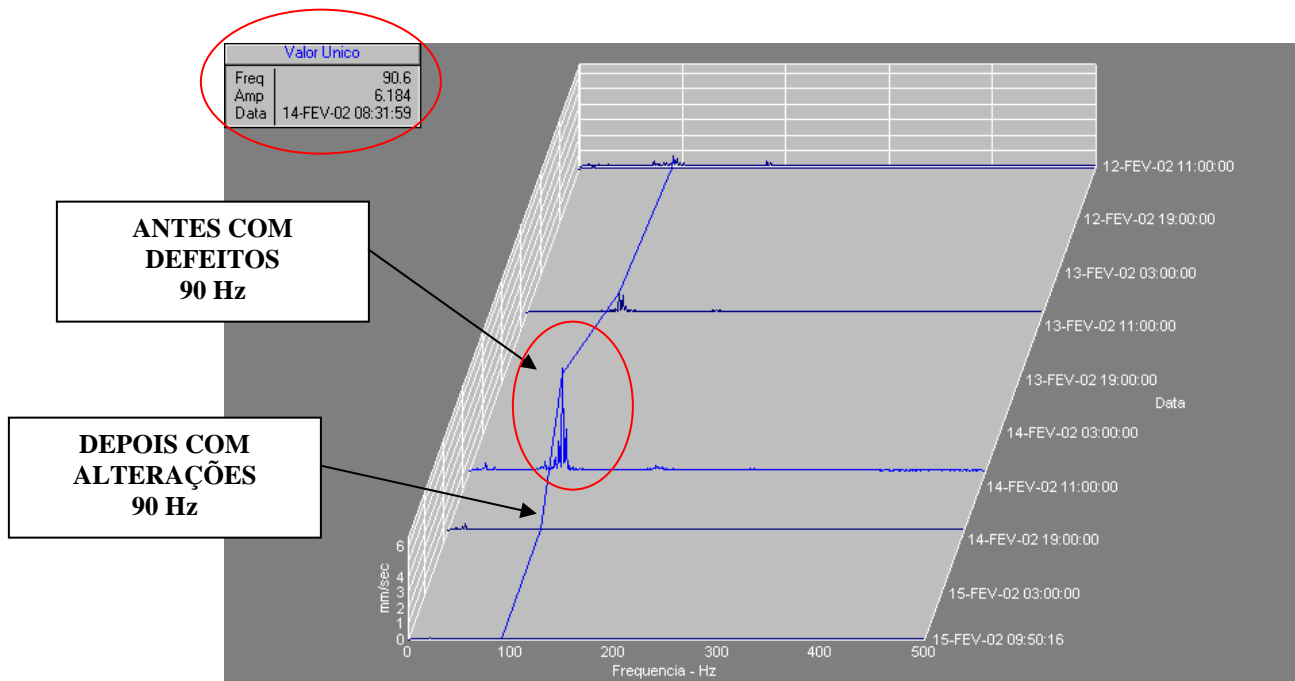


Figura 17. Gráfico em cascata



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI

Os espectros de vibração nas mesmas escalas abaixo mostram o sistema antes e depois das alterações :

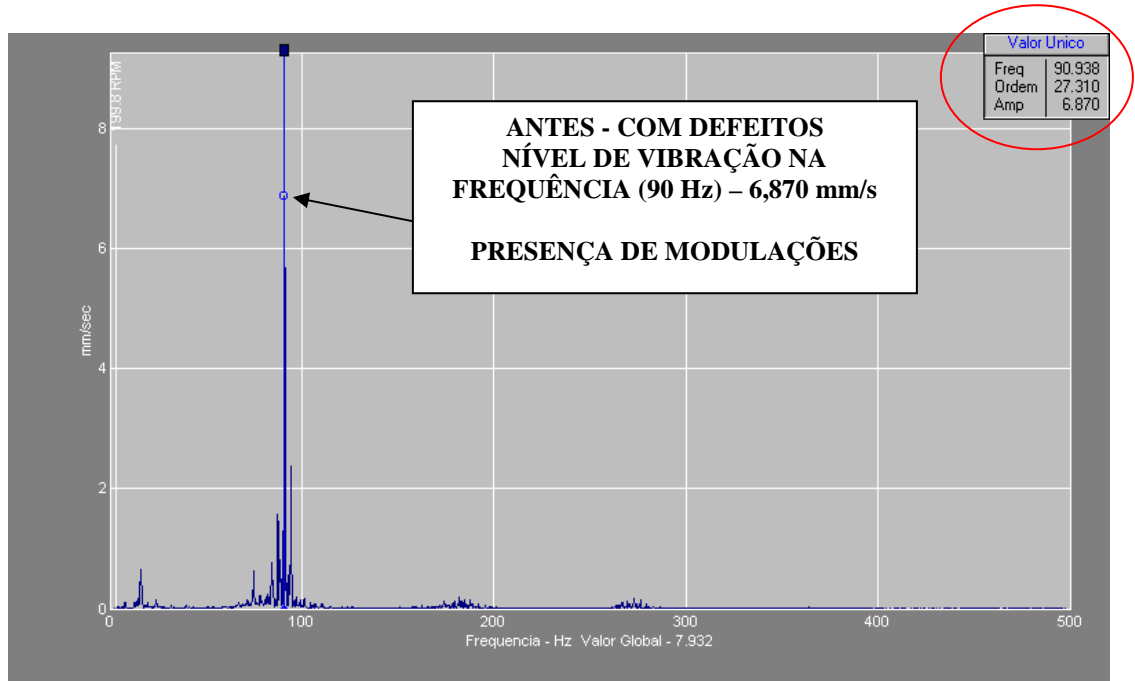


Figura 18. Espectro de vibração em velocidade antes das alterações (rolos facetados)



Figura 19. Espectro de vibração em velocidade depois das alterações



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ/FUPAI**

Observamos que ao realizar as alterações a frequência 90 Hz desapareceu, portanto o sistema tornou-se estável acabando com o fenômeno de vibração autoexcitada.

Para maior clareza, a tabela abaixo ilustra a diferença da vibração autoexcitada e da ressonância:

Tabela 1 – Diferença entre autoexcitada e ressonância

<b>Item</b>	<b>Ressonância</b>	<b>Instabilidade</b>
Amplitude de Vibração	Função da Excitação	Função da Estabilidade do Sistema
Relacionada com a Frequência Natural	Primeira Causa	Associada
Origem da Excitação	Requirida	Não Requirida
Presença do Mecanismo Feedback (Realimentação)	Não	Sim
Vibração Sensível aos Parâmetros do Processo	Sim	Sim
Amplitude de Vibração em Função da Velocidade (Rotação)/Faixa	Sim	Possível. Função da Severidade da Instabilidade
Frequência de Vibração Dominante	Sub-sincronas	Não-Sub-Sincrona
Amplitude de Vibração Varia Significante com o Tempo	Não	Sim

## VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA INDUZIDA POR RESSONÂNCIA ACÚSTICA EM UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO

### Fabiano Ribeiro do Vale Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil  
E-mail: [ntaev@uol.com.br](mailto:ntaev@uol.com.br)

### Márcio Tadeu de Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil  
E-mail: [adeu@iem.efei.br](mailto:adeu@iem.efei.br)

**Resumo.** Neste artigo será apresentado um modelo de vibração com um grau de liberdade de um sistema mecânico, que descreve o comportamento de uma onda de fluxo auto-excitada em um sistema de ventilação, onde a vazão é uma variável dependente do tempo. Este modelo considera uma queda de pressão significativa em um grande volume que age como mola, de uma massa de gás associada ao tubo que age como inércia, e de perdas secundárias e atrito na tubulação que agem como um amortecedor. Também estuda a estabilidade do sistema, quando a inclinação da curva de desempenho for negativa, e sua instabilidade, quando a inclinação da curva do ventilador for positiva.

**Palavras chave:** Pulsação, Autoexcitação, Vibração e Ressonância Acústica.

### 1. Introdução

Os ventiladores normalmente são usados praticamente em todos os ramos de indústrias. São aplicados diretamente no processo de produção e desenvolvimento de materiais, instalações responsáveis pelo conforto ou em equipamentos de combate à poluição do ar. Conseqüentemente a sua performance interfere sobre as eficiências das empresas.

Este artigo mostra um modelo de pulsação simples de uma onda de fluxo autoexcitada em um ventilador, que em uma determinada vazão crítica, a frequência de pulsação coincide com a frequência natural acústica, gerando uma ressonância acústica. Portanto o modelo se baseia em um ressonador de Helmholtz.

A proposta deste trabalho resume em estudar esse fenômeno vibratório autoexcitado, que pode trazer graves problemas aos dutos e principalmente ao funcionamento do conjunto, e gerar vibrações perigosas que são relacionadas com a instabilidade do fluxo, excitando ressonâncias acústicas no sistema. Se o ventilador estiver trabalhando com filtros anti-poluição, por exemplo, o ar insuflado pode lançar resíduos na atmosfera, prejudicar o meio ambiente, e pode acarretar até multas severas à empresa. Aliado ao fato que as empresas gastam uma soma considerável para o controle de poluição do ar, é de extrema importância que haja um bom sistema de monitoração, controlando a vibração, pulsação de ar e principalmente as pressões dinâmicas das ondas autoexcitadas desses sistemas de ventilação.

Com o uso desse modelo e a utilização das análises de vibração, pressão, corrente e temperatura, as empresas poderão ter um maior domínio e maior disponibilidade do conjunto motor-ventilador.

Quando o ventilador está instável e vibrando severamente, o consumo de potência medida no motor é muito grande. Esta condição de instabilidade é tão severa que cria na saída do sistema (chaminé) vórtices em forma de fumaça com resíduos poluentes.

O trabalho tem os seguintes objetivos:

- Modelar o comportamento termo-acústico de uma onda de fluxo auto-excitada em um ventilador centrífugo. Utilizar um modelo, que envolve a curva de comportamento pressão x vazão de um sistema ventilador-ductos;
- Desenvolver equações que representam o modelo teórico utilizando a equação da vazão dinâmica devido à instabilidade ou pulsação do fluxo, usando a lei do gás ideal, a equação do impulso linear para um fluxo instável e o princípio da conservação de massa;

O presente artigo também utiliza dados do ensaio realizado no ventilador centrífugo GEMA do Laboratório de Máquinas Hidráulicas do IEM.

## 2. DESENVOLVIMENTO

### 2.1-Ventilador centrífugo

O ventilador centrífugo é formado por um impulsor (ou rotor), que gira dentro de uma carcaça em forma de voluta. A carcaça possui uma tubulação (entrada/saída), paralela ao eixo do rotor, e outra perpendicular a este (saída/entrada). Quando o rotor é acionado, as pás em sua periferia, impelem o ar por centrifugação na direção de rotação. Deste modo, o ar entra de maneira axial/radial, gira em ângulo reto e através das aletas é impelido na forma radial/axial. Portanto, a finalidade da carcaça é converter a pressão estática em dinâmica, resultando em velocidade.

A figura abaixo mostra uma foto de um ventilador centrífugo estudado pelos autores :

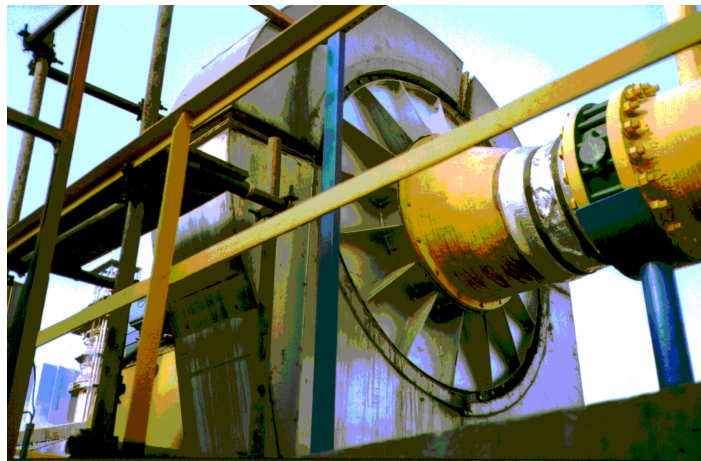


Figura1- Ventilador centrífugo

### 2.2- Ressonador de Helmholtz

É constituído de uma cavidade na qual o ar confinado atua como uma mola que é forçada para dentro e para fora, através do gargalo, pelo fluxo periódico de ar (que atua como massa).

Geralmente a cavidade e o tubo de união precisam ser projetados para se sintonizarem (ou ressonarem) em uma dada frequência, o que torna o dispositivo altamente seletivo em baixa frequência (um neutralizador de banda estreita). O ressonador é muito útil em baixas frequências onde o controle de ruído é sempre problemático.

Apesar deste ressonador ser efetivo em uma banda muito estreita de frequência, o pico de eficiência pode ser alargado para abranger outras frequências, forrando-se a cavidade com material absorvente acústico, tal como lã de vidro.

Então, um ressonador é essencialmente uma câmara com um pescoço, considerado como um simples sistema massa-mola. Se o pescoço vibra como uma massa sólida, enquanto que o ar na câmara é alternadamente comprimido e rarefeito.

Se forem desprezadas as perdas devidas aos movimentos viscosos dos gases através da abertura da cavidade, a equação básica do ressonador será:

$$\text{Frequência (cps)} \quad f_n = \frac{C}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{A}{V_1 \times L_1}}$$

Onde,

$f_n$ = Frequência natural do ressonador (Hz);

$C$ = Velocidade do som no fluido (m/s);

$V_1$ = Volume da câmara (m<sup>3</sup>);

$L_1$ = Comprimento do pescoço (m);

$A$ = Área da seção transversal do pescoço (m<sup>2</sup>).



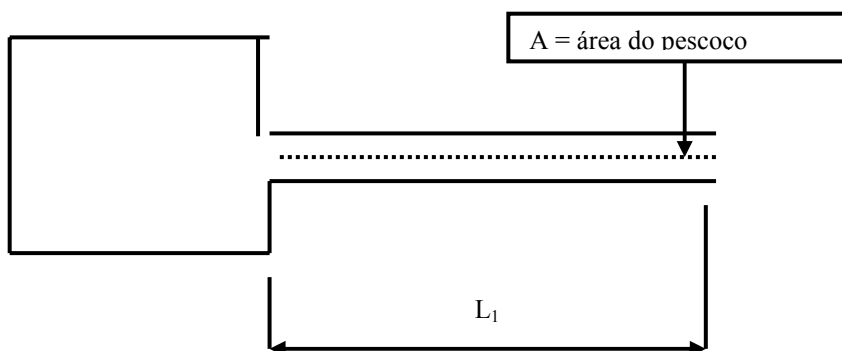


Figura2- Ressonador de Helmholtz

Na frequência de ressonância,  $F_n$ , a energia acústica é transmitida para a cavidade através do gargalo e retorna fora de fase ao duto ou tubo. Esta volta da onda sonora defasada provoca o cancelamento da onda incidente.

### 2.3. Desenvolvimento do modelo teórico (estabilidade do sistema de fluxo)

Considerando a instalação formada pelo ventilador (exaustor), grande câmara(1) e tubo (2), mostrado na figura 3, temos:

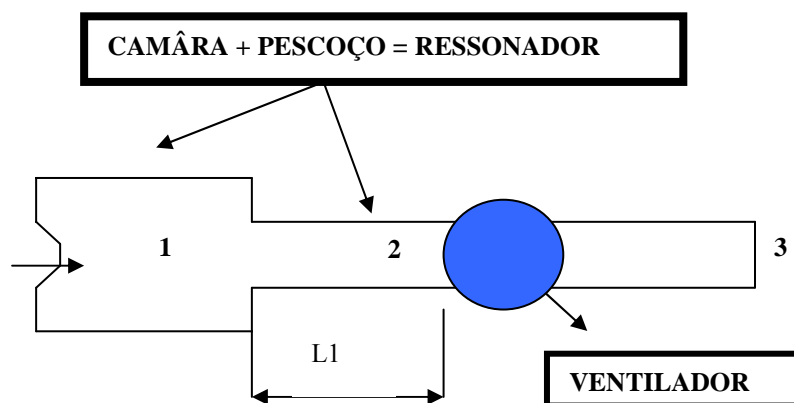


Figura3- Esquema do ventilador

A figura (4) mostra o volume de controle da seção do tubo.

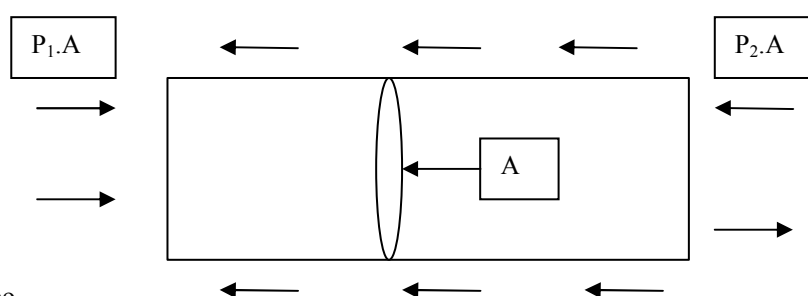


Figura 4- Seção do tubo

Onde,

- $VC$  = Volume de controle;
- $V_1$  = Volume de um sistema grande.

Hipóteses utilizadas na modelagem:

- $v_1 = v_2$  (velocidades);
- $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$  (massas específicas);
- Variação pequena da velocidade;
- Pressão relativa na descarga ( $P_3 = 0$ ).

É necessário determinar as equações para uma grande câmara que relacionam a variação de pressão no tempo e densidade para a entrada e saída de uma vazão de fluxo. Estas equações foram desenvolvidas como segue.

A lei de um gás ideal é a base para o cálculo das mudanças ou variações de pressão que ocorrem em grande volume é dada por:

$$P_1 \equiv \left( \frac{P_0}{\rho_0^K} \right) \rho_1^K \quad (1)$$

Onde,

- $P_1$  = Pressão Absoluta na entrada da seção;
- $P_2$  = Pressão Absoluta na saída da seção;
- $K$  = Constante adiabática;
- $P_0$  = Pressão do meio que age em toda fronteira;
- $\rho_0$  = Densidade do meio que age na fronteira;
- $\rho_1$  = Densidade na entrada.

A variação na pressão com relação á densidade é obtida da equação (1) por diferenciação, (Wylen e Sonntag, 1976), e fazendo  $\rho_0 = \rho_1$ , assim temos:

$$\frac{dP_1}{d\rho_1} = K \cdot \left( \frac{P_0}{\rho_0^K} \right) \cdot \rho_1^{K-1} \cong K \cdot \left( \frac{P_0}{\rho_0} \right) = C^2 \quad (2)$$

Onde,

- $C$  = Velocidade do som.

A equação (2) é válida para pequenas variações de pressões, onde  $C$  é a velocidade da onda acústica (velocidade do som).

Desde que a variação de massa no tempo dentro do grande volume é dada pela equação da continuidade, a variação de massa instantânea é dada por (Wylen e Sonntag, 1976):

$$\frac{dM_{vc}}{dt} + \sum M_2 - \sum M_1 = 0 \quad (3)$$

Para a massa do sistema, pode-se escrever que:

$$M_1 = Q_1 \cdot \rho_1 \quad (4)$$

$$M_2 = Q_2 \cdot \rho_2 \quad (5)$$

Onde,

- $Q_1$  = Vazão na entrada;
- $Q_2$  = Vazão na saída;
- $\rho_2$  = Densidade na saída.

Substituindo as equações (4) e (5) em (3) e derivando ambas as partes e arranjando; Considerando a aproximação  $\rho_0 = \rho_1 = \rho_2$ , a razão de variação de massa dentro do grande volume é dada por:

$$\frac{dM}{dt} = \left( \frac{dM_1}{dt} \right) - \left( \frac{dM_2}{dt} \right) \cong \rho_0 \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (6)$$

e a variação de densidade no tempo, considerando  $V_1$  constante, será:

$$d\rho_1 = \frac{dM}{V_1} \quad (7)$$

Dividindo a equação (7) por dt, temos:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \cdot \frac{dM}{dt} \quad (8)$$

Substituindo a equação (8) pela (6), temos:

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \left(\frac{1}{V_1}\right) \cdot \left(\frac{dM}{dt}\right) = \left(\frac{\rho_0}{V_1}\right) \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (9)$$

A variação de pressão no tempo torna-se:

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right) \cdot \left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) \quad (10)$$

Substituindo a equação (8) e (9) em (10), vem :

$$\frac{dP_1}{dt} = \left(\frac{dP_1}{d\rho_1}\right) \cdot \left(\frac{d\rho_1}{dt}\right) = \left(\frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1}\right) \cdot (Q_1 - Q_2) \quad (11)$$

Agora, as equações da dinâmica do tubo precisam ser desenvolvidas usando as equações da quantidade do movimento linear.

O volume de controle da seção reta do tubo mostrado anteriormente, onde A é a área da seção reta,  $L_1$  é o comprimento,  $\tau$  é a tensão de cisalhamento, S é a área de cisalhamento ( $\pi \times d \times L_1$ ), e  $P_1A$  são as forças nas extremidades, (Wyllen e Sonntag, 1976):

$$\Sigma F = \rho_1 \cdot Q \cdot (v_2 - v_1) + \int_{V_1} \rho_1 \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cdot dv \quad (12)$$

Como consideramos a aceleração  $\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cong 0$ , logo:

$$\int_{V_1} \rho_1 \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) \cdot dv = 0$$

Reagrupando a equação da quantidade do movimento, temos:

$$\Sigma F \cong \rho_1 \cdot Q \cdot (v_2 - v_1) \quad (13)$$

Onde,

- $v_1$  = Velocidade inicial do fluido;
- $v_2$  = Velocidade final do fluido;
- $Q$  = Vazão.

Por outro lado, temos que:

$$F_{\text{atrito}} = S \cdot \tau \quad F_1 = A \cdot P_1 \quad F_2 = A \cdot P_2$$

Onde,

- $S$  = Área da superfície de cisalhamento;
- $F_1$  e  $F_2$  = Forças aplicadas nas extremidades e  $\tau$  = Tensão de cisalhamento;
- $A$  = Área da seção reta.

Substituindo as forças na equação (13) e arranjando:

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \frac{\rho_1 \cdot Q \cdot \Delta v}{A} \quad (14)$$

$$Q = \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (15)$$

Onde,

- $\Delta \text{VOL}$  = Variação do volume;
- $\Delta v$  = Variação da velocidade
- $t$  = Tempo.

Substituindo a equação (15) em (14) :

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \frac{\rho_1}{A} \cdot \Delta v \cdot \frac{\Delta \text{VOL}}{\Delta t} \quad (16)$$

Sendo,

$$\Delta \text{VOL} = A \times L_1$$

Onde,

- $L_1$  = Comprimento do tubo.

Logo a equação (16) pode ser escrita por:

$$P_1 - P_2 = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right) \quad (17)$$

Ou,

$$P_1 - P_2 = \Delta P_f + \Delta P_d \quad (18)$$

Onde:

$$\Delta P_f = \left( \tau \cdot \frac{S}{A} \right) \text{ é a perda de carga por atrito.}$$

Ou de acordo com (Fox e Mc Donald, 1988), esta equação pode ser escrita na forma:

$$\Delta P_f = \rho_1 \cdot \left[ K \cdot \frac{V^2}{2} + f \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{V^2}{2} \right] \quad (19)$$

Sendo,

$$K \cdot \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga localizada}$$

$$f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2} = \text{Perda de carga do duto}$$

Onde,

- $f$  = Fator de atrito do tubo;
- $d$  = Diâmetro do tubo;
- $K_c$  = Constante efetiva de mola;
- $K_i$  = Coeficiente de perda secundária.

A segunda parte da equação (17), é denominada de perda de carga dinâmica, devido à variação de pressão,

$$\Delta P_d = \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right) \quad (20)$$

Substituindo as equações (20) e (19) na (18), temos:

$$P_1 - P_2 = \rho_1 \cdot \left[ K \cdot \frac{v^2}{2} + f \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \right] + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right) \quad (21)$$

Sendo,  $v$  = Velocidade média do fluxo no tubo ( $Q/A$ )

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{e} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{\dot{Q}}{A}$$

Substituindo as equações acima na equação (21), vem:

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho_1}{2} \cdot \frac{Q^2}{A^2} \cdot \left[ K + f \cdot \frac{L_1}{d} \right] + \rho_1 \cdot L_1 \cdot \left(\frac{\dot{Q}}{A}\right) \quad (22)$$

Onde o parâmetro de atrito efetivo do sistema é dado por:

$$f_1 = \left(\frac{\rho_0}{2 \cdot A^2}\right) \cdot \left[ \sum K_L + f \cdot \frac{L_1}{d} \right] \quad (23)$$

E a inércia efetiva do sistema é dada por :

$$M = \frac{\rho_0 \cdot L_1}{A} \quad (24)$$

Substituindo as equações (23) e (24) em (22), temos:

$$P_1 - P_2 = f_1 \cdot Q^2 + M \cdot \dot{Q} \quad (25)$$

A equação abaixo descreve o aumento da pressão do ventilador em função da vazão:

$$\Delta P_f = P_3 - P_2 = R(Q) \quad (26)$$

Onde,

- $P_3$  = Pressão na descarga;
- $\Delta P$  = Variação de pressão;
- $R(Q)$  = Função de desempenho do ventilador.

Finalmente, estas equações devem ser combinadas. Para fazer isto, as equações (25) e (26) devem ser diferenciadas com relação ao tempo.

$$\left(\frac{dP_1}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = 2 \cdot f_1 \cdot Q \cdot \dot{Q} + M \cdot \ddot{Q} \quad (27)$$

$$\left(\frac{dP_3}{dt}\right) - \left(\frac{dP_2}{dt}\right) = \left[ \frac{\partial R(Q)}{\partial Q} \right] \cdot \dot{Q} \quad (28)$$

O termo  $\frac{\partial R}{\partial Q}$  é a inclinação da curva do ventilador. Sendo,  $\frac{dP_3}{dt} = 0$  desde que  $P_3$  é assumido como sendo a descarga na pressão atmosférica.

Substituindo a equação (11) e (28) na equação (27), e ordenando, tem-se:

$$M \cdot \ddot{Q} + \left(2 \cdot f_1 \cdot Q - \frac{dR(Q)}{dQ}\right) \cdot \dot{Q} + \frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1} \cdot Q = \frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1} \cdot Q_1 \quad (29)$$

Onde

$$D = 2 \cdot f_1 \cdot Q - \left[ \frac{\partial R(Q)}{\partial Q} \right] \quad (30)$$

Este termo representa o parâmetro de amortecimento efetivo do sistema.

Substituindo a equação (30) na (29), obtemos a equação diferencial análoga a da vibração de um sistema mecânico com um grau de liberdade:

$$M \cdot \ddot{Q} + D \cdot \dot{Q} + \left(C^2 \cdot \frac{\rho_0}{V_1}\right) \cdot Q = \left(C^2 \cdot \frac{\rho_0}{V_1}\right) \cdot Q_1 \quad (31)$$

$D \cdot \dot{Q}$  = Força de amortecimento.

$M \cdot \ddot{Q}$  = Força de inércia

$\frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1} \cdot Q$  = Força de mola

$\frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1} \cdot Q_1$  = Força de excitação

$$K = \frac{C^2 \cdot \rho_0}{V_1} \text{ Constante de mola}$$

A equação (31) aparece na forma padrão da equação de vibração, equação diferencial de segunda ordem, onde a vazão Q é a coordenada analógica a vibração. A frequência natural  $W_n$  é dada por:

$$W_n^2 = \frac{K}{M} = C^2 \cdot \frac{\rho_0}{M \cdot V_1} = C^2 \cdot \left( \frac{A}{V_1 \cdot L_1} \right) \quad (32)$$

que é a mesma obtida para o ressonador de Helmholtz.

O fator de amortecimento efetivo do sistema pode-se ser determinado por:

$$\xi = \frac{C}{CC} \quad C=D \quad e \quad CC = 2 \cdot M \cdot W_n$$

Onde,

- C = Amortecimento;
- CC = Amortecimento crítico;
- $\xi$  = Fator de amortecimento.

Donde o fator de amortecimento será:

$$\xi = \frac{D}{2 \cdot M \cdot W_n} \quad (33)$$

Por outro lado, usando os parâmetros determinados anteriormente, vem:

$$\xi = \frac{(2 \cdot f_1 \cdot Q - \frac{dR(Q)}{dQ}) \cdot V_1 \cdot L}{2 \cdot M \cdot C^2 \cdot A}$$

A frequência natural amortecida será:

$$W_d = W_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$$

Ou ainda,

$$W_d = W_n \cdot \sqrt{1 - \frac{D^2}{4 \cdot M^2 \cdot W_n^2}} \quad (34)$$

Para avaliar a estabilidade da equação, temos :

$$Q = Q_s + Q_p \quad (35)$$

Onde  $Q_s$  é a vazão num ponto da curva do ventilador e  $Q_p$  é uma perturbação (variação do fluxo).

Substituindo a equação (35) em (31), e considerando  $Q_s = Q_1$ , temos:

$$M \cdot \ddot{Q}_p + D_s \cdot \dot{Q}_p + \left( C^2 \cdot \frac{\rho_0}{V_1} \right) \cdot Q_p = 0 \quad (36)$$

Sendo,

$$d_s = 2 \cdot F_1 \cdot Q_s - \frac{\partial R(Q_s)}{\partial Q} \tag{37}$$

O termo da equação (37) é o coeficiente de amortecimento equivalente a vazão  $Q_s$ ; A solução transiente da equação (36) é da forma (Almeida, 1990):

$$Q_p = Q_0 \cdot e^{-\left(\frac{DS}{2M}\right) \cdot t} \cdot \sin(W_d \cdot t - \theta) \tag{38}$$

### 3- OPERAÇÃO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO

A figura (5) ilustra a curva de performance de um ventilador centrífugo.

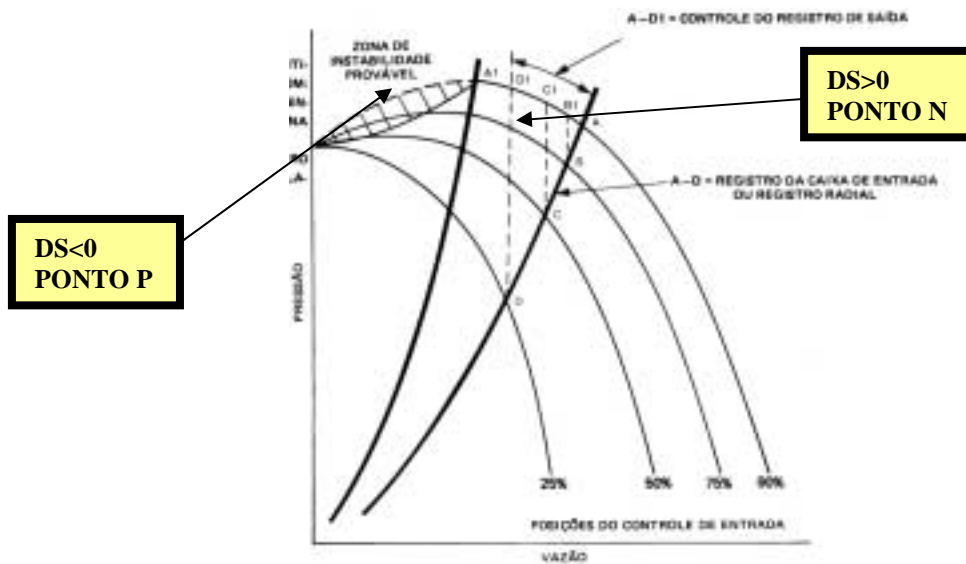


Figura5- Curva do ventilador

A equação (38), mostra que quando o  $D_s > 0$  (positivo) a variação da vazão, e conseqüentemente tanto a pulsação de pressão como a vibração caem exponencialmente para um valor estável. Portanto onde a curva de performance do ventilador da figura (5) tem inclinação negativa (ponto N), tem-se estabilidade do sistema. O sinal no tempo na figura (6), mostra o comportamento do fluido nas condições estáveis, não ocorrendo ressonância acústica.

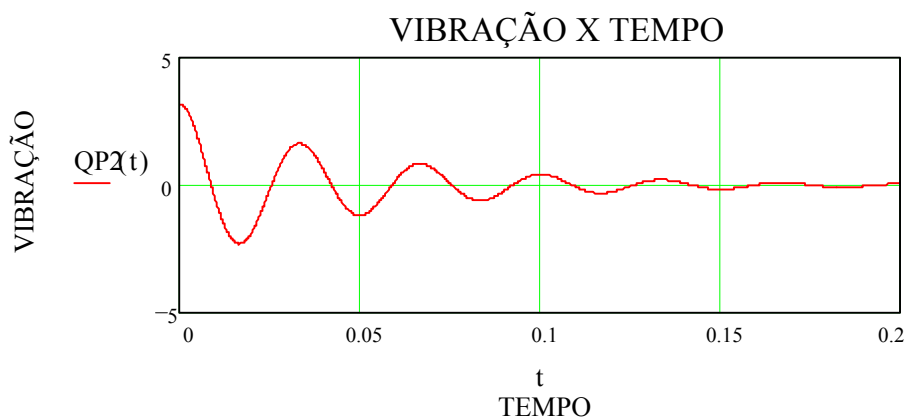




Figura6- Sinal no tempo ( $D_s > 0$ )

Quando  $D_s < 0$  (negativo) da equação (38), ou seja, para qualquer perturbação na vazão, a vazão irá crescer exponencialmente. A curva do ventilador tem inclinação positiva (ponto P). Então para qualquer variação da vazão, o ponto ao longo da curva do ventilador se deslocará de N para P, tornando o sistema instável, acarretando uma excitação da onda e conseqüentemente a ressonância acústica. Portanto, as estruturas terão grandes níveis de vibração.

As figuras (7) e (8) mostram essa ressonância acústica:

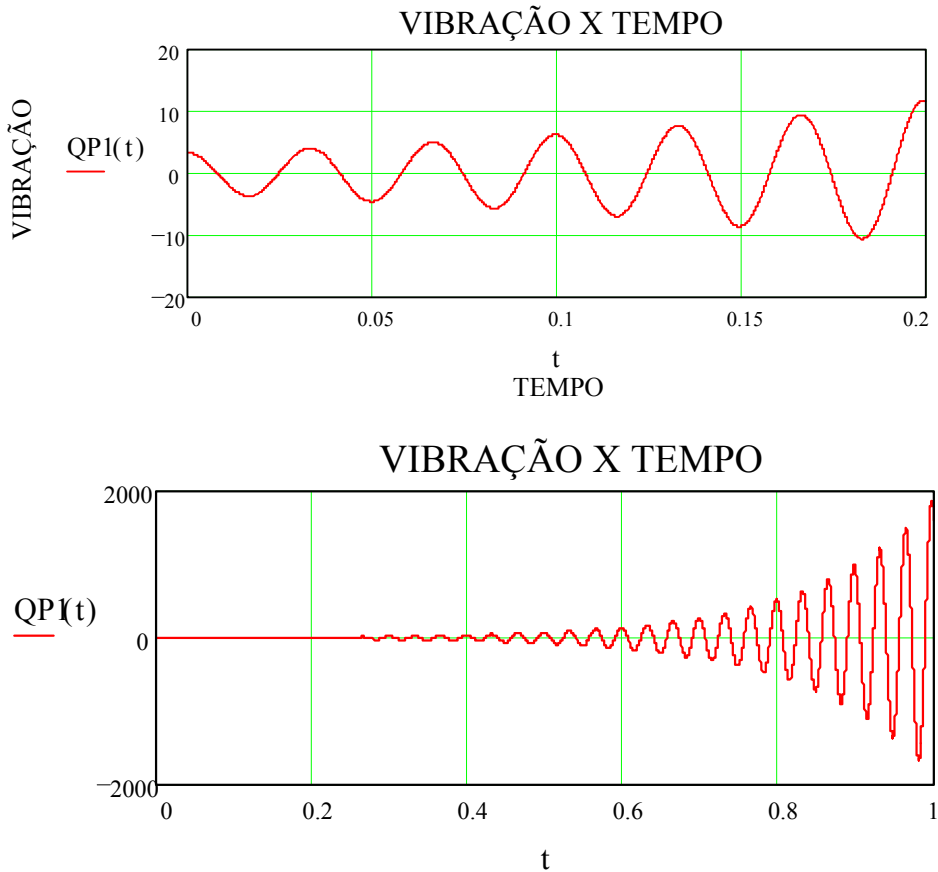


Figura 7 e 8- Sinais no tempo ( $D_s < 0$ )

A figura (9) ilustra quando o  $D_s > 0$  (azul) e o  $D_s < 0$  (vermelho):

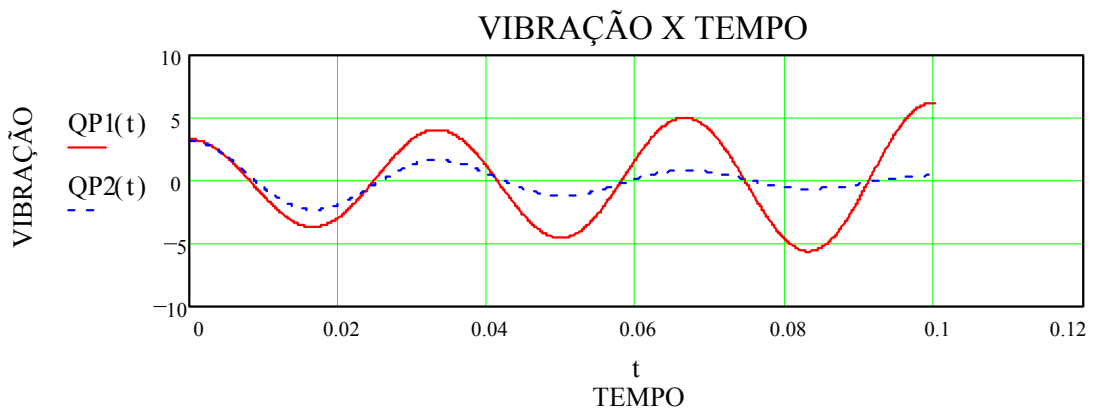


Figura9- Para  $D_s > 0$  e  $D_s < 0$

#### 4- CONCLUSÃO

Quando um ventilador está operando na sua zona de instabilidade poderá causar a pulsação nos dutos. Portanto a operação á esquerda do ponto P não é recomendada, pois, poderá resultar em ressonância acústica, vibração e principalmente instabilidade no sistema. Neste caso a solução é reduzir o fluxo do ar por meio de registro, em certos ventiladores poderá ser possível reduzir o diâmetro do rotor, diminuindo assim o fluxo de ar e permitindo a abertura dos registros do sistema. Existem também a possibilidade de adicionar-se um sistema de recirculação do ventilador que permite uma sangria a vazões baixas, deixando desta maneira que o ventilador se desloque da zona de instabilidade, acabando com a ressonância acústica.

Outra maneira é utilizar um controle na entrada das pás, aumentando as condições de perda secundária, de forma que o  $D_s$  fique positivo, diminuindo a taxa de fluxo.

#### 5- REFERÊNCIAS

- Almeida, M.T., 1999, “Vibrações Mecânicas para Engenheiros”, ED. Edgard Blucher Ltda, São Paulo, Brasil.  
 Den Hartog, J.P., 1956, Mechanical Vibrations, 41th Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, pp 291-292.  
 Ford, R.D., 1970, Introduction to Acoustics, Elsevier Publishing Company Limited, New York, pp 83-87.  
 Fox, R.W e McDonald, A . T, 1992, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 4ª. Edição, Ed. S. A, Rio de Janeiro, Brazil.  
 McConnell, K.G, 1988, “A Simple Model of Self-Excited Flow Surge”, Sound and Vibration.  
 Wylen, G.J.V e Sonntag, R. E, 1976, Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Ed. Edgard Blucher LTDA, São Paulo, Brasil.

#### VIBRATION SELF-EXCITED INDUCED FOR ACOUSTIC RESONANCE IN A SYSTEM OF VENTILATION

Fabiano Ribeiro do Vale Almeida

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [ntaev@uol.com.br](mailto:ntaev@uol.com.br)

**Márcio Tadeu de Almeida**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av BPS, 1303, Itajubá, MG, Brasil

E-mail: [Tadeu@iem.efei.br](mailto:Tadeu@iem.efei.br)

**Abstract** *A vibration model of a single-degree-of-freedom mechanical system, describes the behavior of self excited flow surge on ventilation system, where the volume flow rate is the time-dependent variable.. This model consist of a significant pressure drop into a large volume which act like a spring, the mass of gas in the connecting pipe which act like inertia, minor losses and pipe friction which acts like damping. Also shows that system will be stable, when the performance curve slope is negative, and when the slope is positive, the system will be unstable and depending on system damping.*

**Keywords:** Pulsation, Self-Excited, vibration e Acoustic Resonance.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGGARWALL, T. C.; HASZ, J. R. Designing optimum dampers against self-excited chatter. **Trans.ASME**, Paper n.68-WA/Prod-25, Dec.1968.

ARNOLD, M. L. Experiences in dampening pulsations in compressor piping systems. **Journal Oil Gas**, v.50, n.23, pp.109-110, 141-142, New York, 1951.

BENJAMIN, T. B. Dynamics of a system of articulated pipes conveying fluid. **Roc. Rog. Soc**, London, pp.261, 457, 499, 1961.

BOGDAN, O. C.; MARGHITU, D. B. Stability analysis of a levitated droplet by using floquet multipliers. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.122, n.4, October. 2000.

CHANGSHENG, Z. Experimental investigation into the instability of an over-hung rigid centrifuge rotor partially filled with fluid. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.124, n.4, October. 2002.

CHEN, S. S.; ROSENBERG, G. S. Vibrations and stability of a tube conveying fluid. **Argone National Laboratories ANL**, 7762, New York, 1975.

CHILTON, E. G.; HANDLEY, L. R. Pulsation in gas compressor systems. **Trans. ASME**, v.74, n.6, pp. 931-941, New York, 1973.

CHILTON, E. G.; HANDLEY, C. R. Pulsation absorbers for reciprocating pumps. **ASME**, Paper 53-A-81, New York, Aug.1973.

DAVIS, D. D. Theoretical and measured attenuation of mufflers. **NACA T.N. 2893**, New York, Feb. 1963.

ELLIOTT, S. J.; SERRAND, M.; GARDONIO, P. Feedback stability limits for active isolation systems with reactive and inertial actuators. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.2, April. 2001

FORD, R. D. **Introduction to acoustics**. New York: Elsevier Publishing Company Limited, pp83-87,1970.

HOUSNER, G. W. Bending vibrations of a pipeline containing flowing fluid. **J.App1.Mechanics**, v.1.19, pp.205-208, New York, June. 1972.

IHAN, T.; MEHDI, A. Delay-independent stability of uncertain control systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.124, n.2, April. 2002

JAYACHANDRAN, V.; PETROVA, M. V.; LI, F. J.; KING P.; MEYER, N. E.; SUN, J. Q. Decentralized feedback control of broadband duct noise with nodal placement of colocated actuator-sensor pairs. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.1, January. 2001.

KIM, W. J.; PERKINS, N. C. Coupled slow and fast dynamics of flow excited elastic cable systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.125, n.2, April. 2003

LIEH, J.; YIN, J. Stability and bifurcation of a rotor-fluid film bearing system with squeeze film damper. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.121, n.3, July. 1999.

LIN, J.; PARKER, R. G. Mesh stiffness variation instabilities in two-stage gear systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.124, n.1, January. 2002.

- MORSE, P. M. **Vibration and sound**. New York: McGraw-Hill Book Co, 1956.
- NGUYEN P. H.; GINSBERG, J. H. Vibration control using parametric excitation. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.3, July. 2001.
- OUYANG, H.; MOTTERSHEAD, J. E. A bounded region of disc-brake vibration instability. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.4, October. 2001.
- PARKER, J. R.; EPTON, J. B. A. Analysis and control of calender barring. **Pulp Paper Canada** 76(10), Oct.1975.
- RIEGER, N. F.; ZHOU, S. An instability analysis procedure for three-level multi-bearing rotor-founda tion systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.120, n.4, July. 1998.
- REYNOLDS, T. W. Water hammer in pipe lines. **Heating and Ventilating**, v..49, n.7, pp.83-90, New York, 1970.
- RYDER, H. S.; GATCOMBE. Designing vibration absorbers. **Machine Design**, v.21, n.11 , pp.142-145, New York, 1969.
- ROUSE, H. **Surge tank, engineering hydraulics**. New York: John Wiley&Sons, 1960.
- TAYLOR, C.N. How to stop troublesome pulsations without excessive pressure drop. **Oil Gas Journal**, v.52, n.44, pp.101-102, 105,112, New York, Oct. 1971.
- TORREGROSA, A. J.; PAYRI, A. B. R.; GONZALES, F. Numerical estimation of end corrections in extended-duct and perforated-duct and perforated-duct mufflers. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.121, n.3, July.1999.

WARMING, T. Polar diagrams for tuning of exhaust pipes. **Trans. ASME**, v..68, n.1, pp. 31-33, New York, 1956.

## **BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS**



---

**BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS**

ADAMS, D. E.; ALLEMANG, R. J. Characterization of nonlinear vibrating systems using internal feedback and frequency and frequency respons modulation. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.122, n.4, Oct. 2000.

ALBERT, V. F.; MCGINNIS, G. S. Multiple helmholz resonators. **Journal Acoust.Soc.Amer**, New York, July. 1972.

ALMEIDA, M. T. **Vibrações mecânicas para engenheiros**. São Paulo: ED. Edgard Blucher Ltda, 1999.

ALMEIDA, F.V. R. Vibração auto-excitada em máquinas de papel e laminadores – Ressonância estrutural na pá de um ventilador centrífugo – Cases histories: IX SEMINÁRIO BRASILEIRO DE MANUTENÇÃO PREDITIVA E INSPEÇÃO DE EQUIPAMENTOS, 2003, São Paulo.

ALMEIDA, F. V. R. Vibration self-excited induced for acoustic resonance in a system of ventilation: 9TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES, 2002, Caxambu.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **MB-778**.

DEN HARTOG, J. P. **Mechanical vibrations**. New York: McGraw-Hill Book Co, 1960.

DEN HARTOG, J. P. **Mechanical vibrations**. New York: 41th Editions, McGraw-Hill Book Co, pp291-292, 1956.

DIMITRIS, S. S.; GEORGE, T.M. Analytical of simply supported parabolic arches. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.125,n.1, January. 2003

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: 4<sup>a</sup> . Edição. Ed.S.A, 1992.

GRIFFIN S.; LANE, S. A.; HUYBRECHTS, S. Coupled helmholtz resonators for acoustic attenuation. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.1, January. 2001

MCCONNELL, K. G. A simple model of self-excited flow surge. **Sound and Vibration**, pp22-24, Main Paper Used in This Work, 1988.

MEEHAN, P. A. Vibration instability in rolling mills: modeling and experimental results. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.124, n.2, April. 2002

MERRITT, H. E. Theory of self-excited machine-tool chatter. **Trans. ASME**, Paper n.64, WA/Prod-13, 1964.

INTERNATIONAL STANDARD. **ISO 1940**.

MUNJAL, M. L. **Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design**. New York: John&Sons, 1987.

POTA.H, R.; KELKAR, A. G. Modeling and control of acoustic ducts. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.123, n.1, January. 2001

RAYLEIGH, L. **Theory of sound**. London: Vol.I,II, Dover Publication, 1945.

- 
- SETO, W. W. **Vibrações mecânicas**. Rio de Janeiro: McGraw-Hill do Brasil, 1971.
- SHABANA, A. A. **Vibration of discrete and continuous systems**. New York: Springer-Verlag, Segunda Edição, 1997.
- .SHABANA, A. A. **Theory of vibration an introduction**. New York: Springer-Verlag, Segunda Edição, 1996.
- THOMSON, T.W. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978.
- TIMOSHENKO, S.; **Vibration problems in engineering**. New York: D. Van Nostrand Company, 1954.
- TOBIAS, S. A. **Vibraciones en maquinas-herramientas**. San Sebastián: Ediciones Urno, 1961.
- ZAFFIRO, P.A. Undertanding and solving mechanical instabilities. **Vibration Institute**, June. 1997.
- WU, J. W.; FUNG, R. F. On stability of time-varying multidimensional linear systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.122, n.4, October. 2000
- WYLEN,G.J.V E SONNTANG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Ed.Edgard Blucher Ltda, , 1976.