

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

REDUÇÃO DE RUÍDO EM MOTORES ELÉTRICOS

TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

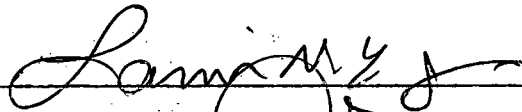
MARCUS ANTÔNIO VIANA DUARTE

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
NOVEMBRO - 1985

REDUÇÃO DE RUÍDO EM MOTORES ELÉTRICOS

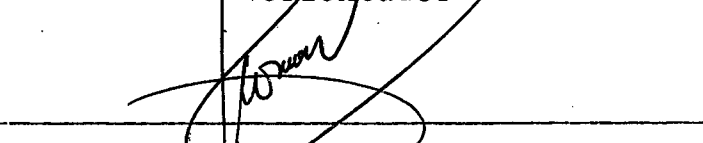
MARCUS ANTÔNIO VIANA DUARTE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE "MESTRE EM ENGENHARIA"
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA
EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.

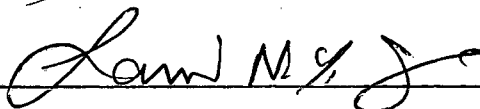
Orientador



Prof. Clovis Raimundo Maliska, Ph.D.

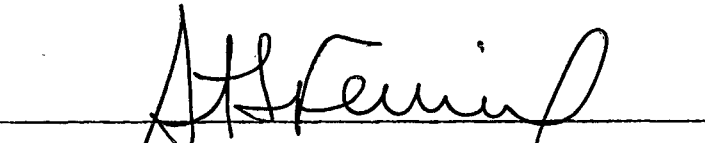
Coordenador

BANCA EXAMINADORA



Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.

Presidente



Prof. Rogério Tadeu S. Ferreira, Ph.D.



Prof. Roberto Jordan, M.Sc.

À minha esposa
e minha família

AGRADECIMENTOS

- Ao CNPq (Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico), pelo apoio financeiro;
- Ao professor Samir Nagi Yousri Gerges, pela sua dedicação, pelo apoio técnico-científico e pelos exemplos de trabalho ao longo do desenvolvimento desta dissertação;
- À WEG, por todo apoio que deu ao longo do desenvolvimento;
- Ao amigo, Parú, pelo seu precioso trabalho;
- Às datilógrafas, Cláudia e Luciene, pelo precioso trabalho, e
- Aos amigos, Elias, prof. Arcanjo, prof. Espíndola, Nicodemos, Márcio, Bea, Preto e outros, que muito contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

SUMÁRIO

PÁG.

SIMBOLOGIA

RESUMO

ABSTRACT

1. FONTES DE RUÍDOS EM MOTORES ELÉTRICOS.....	1
1.1 - Justificativa.....	1
1.2 - Tipos de motores elétricos.....	2
1.2.1 - O motor de corrente contínua.....	3
1.2.2 - O motor de indução polifásico.....	5
1.2.3 - O motor síncrono.....	7
1.2.4 - Motores monofásicos.....	9
1.3 - Fontes de ruídos em motores elétricos.....	9
1.3.1 - Vibrações de origem mecânica.....	10
1.3.2 - Vibrações do estator.....	13
1.3.3 - Ruído gerado pelo sistema de ventilação..	15
1.4 - Comparação das fontes de ruídos dos motores elé-	
tricos.....	16
1.4.1 - Motores de corrente contínua.....	16
1.4.2 - Motores de indução polifásicos.....	16
1.4.3 - Motores síncronos (a-c).....	18
1.4.4 - Motores monofásicos.....	18
1.5 - Predição de nível de ruído gerado por motores elé-	
tricos.....	19
1.6 - O motor em estudo.....	21

1.7 - Redução de ruído em motores "de gaiola".....	21
1.7.1 - Balanceamento.....	22
1.7.2 - Mancais.....	22
1.7.3 - Ruído devido à excitação magnética.....	23
1.7.4 - Ruído aerodinâmico.....	24
1.7.5 - Forma construtiva.....	26
1.7.6 - Forração das faces radiais da carcaça com material acústico.....	26
1.7.7 - Aplicação de silenciadores externos.....	27
1.7.8 - Utilização de clausuras externas.....	27
1.8 - Objetivos deste trabalho.....	28
2. O VENTILADOR DE DISCOS MÚLTIPLOS.....	29
2.1 - Introdução.....	29
2.2 - Objetivos deste capítulo.....	32
2.3 - Sistemas para medição de pressão e vazão.....	33
2.3.1 - Placas perfuradas.....	33
2.3.2 - Tubeiras calibradas.....	36
2.4 - Adequação dos ventiladores de discos múltiplos... ..	38
2.4.1 - O ventilador original.....	41
2.4.2 - Influência do diâmetro interno.....	42
2.4.3 - Influência do número de discos.....	42
2.4.4 - Influência do espaçamento interdisco.....	45
2.4.5 - Influência da rugosidade dos discos.....	46
2.4.6 - Influência do formato dos discos.....	48
2.4.7 - Influência do formato dos espaçadores.....	51
2.4.8 - Medições complementares.....	53
2.5 - Ensaio de elevação de temperatura.....	56
2.5.1 - Instrumentação.....	57
2.5.2 - Procedimento.....	58

2.5.3 - Resultados.....	58
2.6 - Conclusões.....	59
3. IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO.....	61
3.1 - Introdução.....	61
3.2 - Determinação das frequências naturais.....	61
3.3 - Espectro de vibração de motores.....	74
3.4 - Espectro de ruído dos motores.....	81
3.5 - Conclusões.....	89
4. QUANTIFICAÇÃO DO RUÍDOS DOS VENTILADORES.....	91
4.1 - Introdução.....	91
4.2 - Instrumentação.....	91
4.3 - Qualificação da Câmara Reverberante.....	93
4.3.1 - Estimativa do desvio padrão (espacial) do NPS.....	93
4.3.2 - Coeficientes de absorção médios.....	95
4.4 - Determinação dos NWS.....	100
4.5 - Conclusões.....	112
5. CONCLUSÕES.....	114
5.1 - Fontes de Ruído.....	114
5.2 - Filtro Digital.....	115
5.3 - Ventiladores de Discos Múltiplos.....	116
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	119
APÊNDICE A - PROGRAMA PARA FILTROS DE OITAVA E 1/3 DE OITAVA. VA.....	124

SIMBOLOGIA

- A_t - Área da seção transversal da tubulação, (m^2)
 a-c - Corrente alternada
 B - Número de barras comutadoras, Eq. (07)
 Pressão barométrica, (m.bar), Eq. (31)
 C - Nível do sinal de calibração, (dB)
 C_c - Coeficiente de contração
 C_d - Coeficiente de descarga
 c - Velocidade de propagação da onda acústica, (m/s)
 D - Diâmetro externo do ventilador, (m)
 DI - Diâmetro interno do rotor, (m)
 d-c - Corrente contínua
 E - Número de elementos rolantes em mancais de rolamento
 FC - Fator de calibração, (dB)
 F_c - Frequência central da banda c, (Hz)
 F_{max} - Frequência máxima permitida, (Hz)
 F_{med} - Frequência máxima de medição, (Hz)
 FN_i - I - ézima frequência natural do motor, (Hz)
 FT_i - I - ézima frequência natural da tampa do ventilador, (Hz)
 f - Frequência, (Hz)
 f_a - Frequência da corrente de alimentação, (Hz)
 f_{cb} - Frequência de passagem dos comutadores segmentados, (Hz)
 f_E - Frequência de passagem de irregularidades em trens e carga de mancais de rolamento, (Hz)
 f_e - Frequência de passagem de irregularidades em elementos rolantes de mancais de rolamento, (Hz)
 f_{fb} - Frequência de passagem de pás de ventiladores, (Hz)
 f_g - Frequência de passagem das ranhuras axiais de mancais de escorregamento, (Hz)

- f_i - Frequência de passagem de irregularidades na pista interna de mancais de rolamento, (Hz)
- f_{pg} - Frequência de desbalanceamento do rotor ou excentricidade de mancais, (Hz)
- f_o - Frequência de passagem de irregularidades em pista externa de mancais de rolamento, (Hz)
- f_{rc} - Frequência de passagem dos pólos salientes do rotor, (Hz)
- f_{Ri} - I-êzima frequência de passagem das ranhuras do rotor (superior), (Hz)
- f_{ri} - I-êzima frequência de passagem das ranhuras do rotor (inferior), (Hz)
- f_t - Frequência discreta de vibração do estator, (Hz)
- G - Número de ranhuras axiais do mancal, Eq.(01). Constante a dimensional dependente do filtro utilizado, Eqs.(22), (24) , (25), (26) e (32)
- $\overline{G_{xx}}$ - Espectro de potência da excitação, (V^2)
- $\overline{G_{yx}}$ - Espectro de potência cruzada, (V^2)
- $\overline{G_{yy}}$ - Espectro de potência da resposta, (V^2)
- g_c - Constante que relaciona força, massa, comprimento e tempo , ($Kg.m/N.s^2$)
- $H_c(f)$ - Função de transferência dos filtros no domínio da frequência
- HP - Potência, (HP)
- $H_{xy}(f)$ - Função de transferência, Eq. (24)
- h - Espaçamento interdisco, (m)
- $h(t)$ - Função de transferência dos filtros no domínio do tempo
- K - Constante ($^{\circ}C$), Eq. (23)
- K_{ic} - Constante inferior dependente da banda de oitava, (dB)
- K_{sc} - Constante superior dependente da banda de oitava, (dB)
- k - Número de Canal

- \bar{L} - Nível médio quadrático da pressão sonora, (dB)
 L_{pi} - Nível de pressão sonora da banda p e posição i, (dB)
 LWA - Nível de potência sonora total com ponderação A, (dB(A))
 LWT - Nível de potência sonora total, (dB)
 L_{wp} - Nível de potência sonora médio por banda de 1/3 de oitava, (dB)
 \dot{m} - Taxa real de fluxo de massa, (Kg/s)
 \dot{m}_t - Taxa teórica de fluxo de massa, (Kg/s)
 N - Número de pontos de amostragem. Número de posições de microfone. Número de amostras.
 ND - Número de discos do rotor
 NPS - Nível de Pressão Sonora, (dB)
 N_r - Velocidade de rotação do motor, (r.p.m)
 N_{wi} - Nível de potência sonora inferior, (dB)
 NWS - Nível de Potência Sonora, (dB)
 N_{ws} - Nível de potência sonora superior, (dB)
 n - Média
 P - Ganho de pressão, (N/m²)
 P_i - Pressão estática absoluta média no ponto i, (N/m²), i=I,II e III
 $P(f)$ - Transformada de Fourier da pressão sonora, (N/m²)
 P_R - k-ésima amostra da transformada de Fourier da pressão sonora discretizada, (N/m²)
 P_{pi}^2 - Média quadrática da pressão acústica por banda p e posição i, (N/m²)
 P_{ref} - Pressão de referência, (2.10⁻⁵ N/m²)
 p - Número de par de pólos magnéticos. Parâmetro de similaridade, Eq. (15)
 \bar{p}^2 - Pressão média quadrática, (N/m²)
 $\bar{p}^2,$ - Pressão média quadrática discretizada, (N/m²)

- p_n - N-ézima amostra da pressão sonora instantânea, (N/m^2)
 $p(t)$ - Pressão sonora instantânea, (N/m^2)
 Q - Vazão, (m^3/s)
 R - Número de ranhuras do rotor. Constante específica do fluido, ($N.m/kg.k$), Eq. (17)
 R_e - Número de Reynolds do escoamento, Eq. (20)
 R_i - Raio interno do rotor, (m)
 R_k - Resistência a frio, (Ω)
 R_o - Raio externo do rotor, (m)
 R_p - Raio do furo da placa, (m)
 R_t - Raio interno da tubulação, (m)
 R_w - Resistência a quente, (Ω)
 r_e - Raio do elemento rolante de mancais de rolamento, (m)
 r_i - Raio da pista interna de mancais de rolamento, (m)
 r_o - Raio da pista externa de mancais de rolamento, (m)
 r_p - Razão de pressão
 S - Área interna da câmara reverberante, (m^3), Eqs. (28) e (31). Desvio padrão, Eq. (27). Número de par de pólos do estator. Número de ranhuras do rotor, Tabelas 02 e 03.
 s - Fator de escorregamento
 T - Período de amostragem, (s)
 \bar{T} - Tempo de reverberação médio, (s)
 T_{ar} - Temperatura ambiente a frio, ($^{\circ}C$)
 T_{aw} - Temperatura ambiente a quente, ($^{\circ}C$)
TEFC - Motor totalmente enclausurado com ventilação forçada
TENV - Motor totalmente enclausurado sem ventilação forçada
 T_f - Temperatura absoluta do fluido, (K)
TL - Perda de transmissão, (dB)
 V - Volume da câmara reverberante, (m^3), Eqs. (30) e (31). Velocidade média de fluxo, (m/s), Eq. (12).

- VDM - Ventilador de discos múltiplos
- \bar{W}_p - Potência sonora média da banda de 1/3 de oitava p, (W)
- W_{pi} - Potência sonora instantânea, (W)
- W_{ref} - Potência sonora de referência, (1 pW)
- $\bar{\alpha}$ - Coeficiente de absorção médio
- β - Razão de raios
- γ - Razão dos calores específicos
- γ^2 - Função de coerência, Eq. (25)
- Δf - Incremento de frequência, (Hz)
- ΔNWS - Variação do nível de potência sonora, (dB)
- Δt - Elevação de temperatura, ($^{\circ}C$) Eq. (23).
Intervalo de tempo, (s)
- δ - Razão de frequências, Eq. (15)
- λ_p - Comprimento de onda da frequência central p, (m)
- ν - Viscosidade cinemática
- ρ - Massa específica do fluido (kg/m^3)
- ρ_0 - Densidade de equilíbrio constante do meio (kg/m^3)
- ϕ - Coeficiente de vazão, Eq. (22)
- ψ - Coeficiente de pressão, Eq. (21)
- ω - Velocidade de rotação, (rd/s)

ÍNDICES INFERIORES

- k - k-ésimo canal
- c - Frequência central de determinada banda
- p - Banda de frequência em oitava ou terço de oitava.

RESUMO

Foram investigadas as fontes de ruído em motores elétricos.

Realizaram-se estudos experimentais visando a obtenção de uma configuração de rotor de discos múltiplos, que, fornecesse uma vazão próxima da necessária para um motor elétrico de indução "de gaiola". TEFC de 2 pólos, 10 HP e carcaça 132M. Medição de elevação de temperatura foi obtida para um motor equipado com ventilador de discos múltiplos.

Os espectros de vibrações e ruído foram obtidos para um motor de carcaça 132 M. Por motivos de ordem operacional, as medições de vibrações e ruído foram realizadas em motores de 15 HP.

A partir da medição, via digital, do Nível de Pressão Sonora (NPS) de um motor de 15 HP, em funcionamento dentro da câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica - LVA - UFSC, foram obtidos os Níveis de Potência Sonora (NWS) em bandas de 1/3 de oitava e total em dB e dB(A). As medições foram realizadas para o motor nas seguintes condições; com o ventilador original, com um ventilador de discos múltiplos e sem ventilador.

Com o uso do ventilador de discos múltiplos, conseguiu-se uma atenuação de 18 dB(A) no NWS total, irradiado por motores de 15 HP. Por possuírem características construtivas semelhantes e gerarem o mesmo NWS total, igual redução é esperada para os motores de 10 HP.

ABSTRACT

Sources of noise in electric motors were studied.

Experimental studies were made to obtain a multiple disk rotor configuration that supplied an adequate flow rate for a 2 pole, 10 HP, 132 M Casing Squirrel-Cage induction motor. The temperature rise of a multiple disk fan motor was measured.

The noise and vibration spectrums were obtained for a 132 M Casing motor. For operational reasons, the measurements were made using 15 HP motors.

The over-all Sound Power Level (SWL) (in dB and in dB(A)) and the one-third octave band Sound Power Level (SWL) were obtained from digital measurements of the Sound Pressure Level (SPL) of a 15 HP motor operating in a reverberation chamber. The measurements were made with the original fan, with a multiple disk fan and with out fan.

Using a multiple disk fan, attenuation of 18 dB(A) in overall Sound Power Level (SWL) was obtained for a 15 HP motor. Since a 10 HP motor has similar construction and generates the same over-all SWL, equal attenuation is expected.

1. FONTES DE RUÍDOS EM MOTORES ELÉTRICOS

1.1 - Justificativa

Segundo Binks [01], as máquinas acionadoras fixas constituem a maior fonte de ruído industrial. Destas, a grande maioria é constituída por motores elétricos, especialmente os "de gaiola".

Na tabela 01, a título de ilustração, estão relacionados os limites máximos recomendados para os níveis de potência sonora emitidos por motores "de gaiola" totalmente fechados com ventilação forçada (TEFC), 2 pólos, versus potência mecânica (HP). A figura 01 [02] mostra os valores de NR (Noise Rating) a 3 metros da fonte versus potência (HP), para motores do mesmo tipo. Os valores de NR são conjuntos de espectros sonoros utilizados como referência para quantificar o conforto humano em ruído ambiental [03]. Em ambientes industriais os valores de NR máximos recomendados estão entre 65 e 75.

Tabela 01 - Nível de potência sonora dB(A) para motores de indução de 2 pólos TEFC (BS 4999/1973)

HP	1,5 a 2,0	3,0 a 5,0	7,5 a 10	15 a 20	40 a 50	60 a 75	100 a 125	125 a 150
NWS dB(A)	88	91	94	98	103	105	106	107

Tendo-se em mente a utilização em massa de motores elétricos pela indústria, existindo vários em quase todas as seções de fabricação, e os valores mostrados na tabela 01 e figura 01, conclui

se que em ambientes industriais, sem tratamento acústico, o nível de ruído pode ultrapassar facilmente os limites máximos admitidos por normas e recomendações [03]. A consequência disto é a perda de eficiência e audição dos operários, entre outros prejuízos. Estes fatos levaram à necessidade de se desenvolver pesquisas objetivando a redução dos níveis de ruído emitidos por motores elétricos.

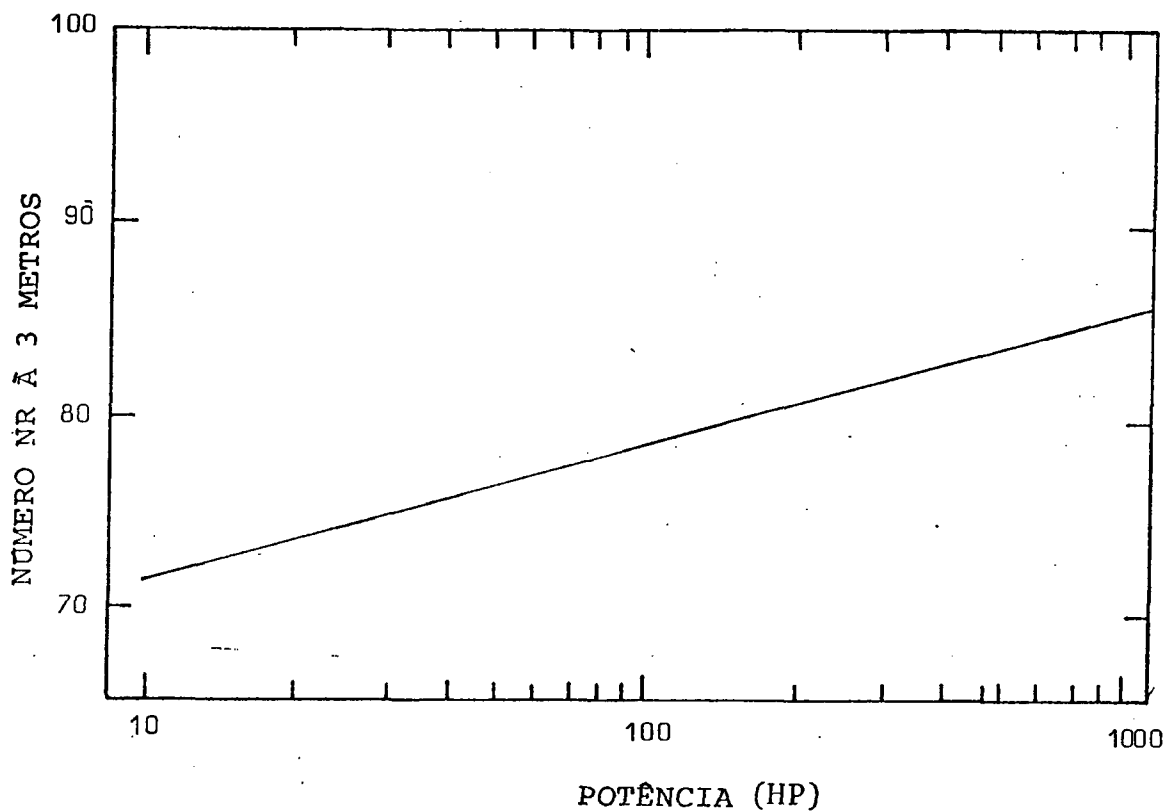


Figura 01 - Valores de NR a 3 metros para motores de indução de 2 pólos TEFC (segundo [03])

1.2 - Tipos de Motores Elétricos

Para se compreender os mecanismos de geração de ruído em motores elétricos, torna-se necessário conhecer os tipos comumente encontrados, seus componentes e princípio de funcionamento.

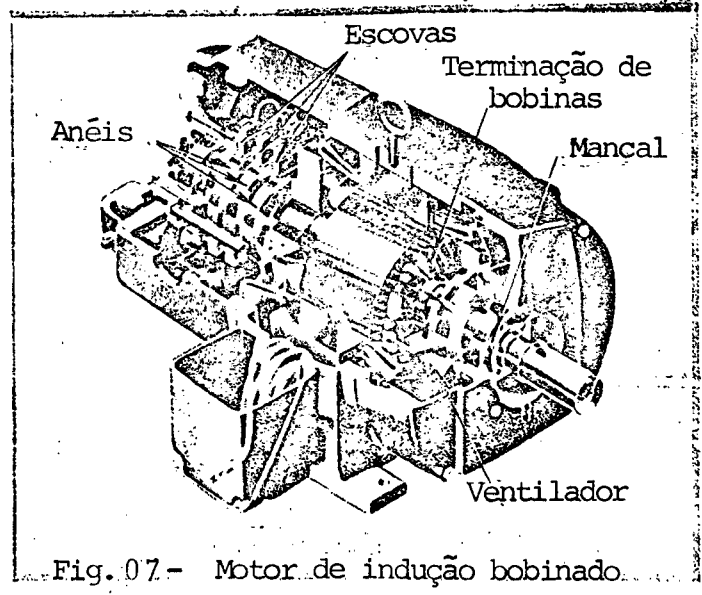
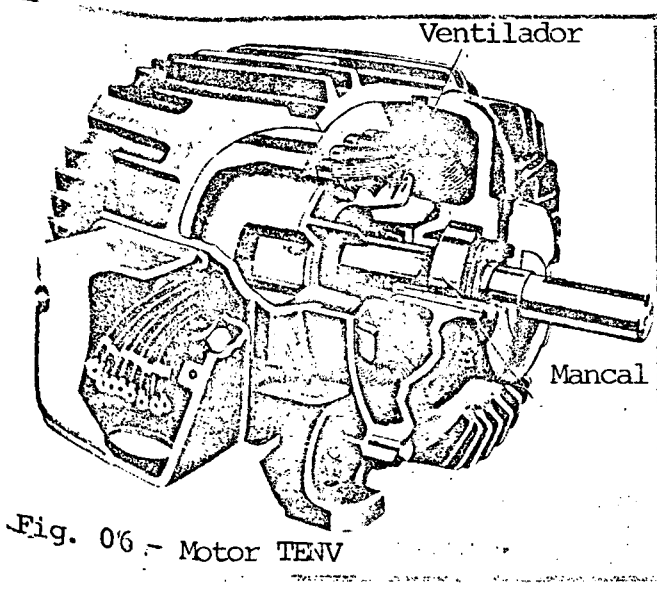
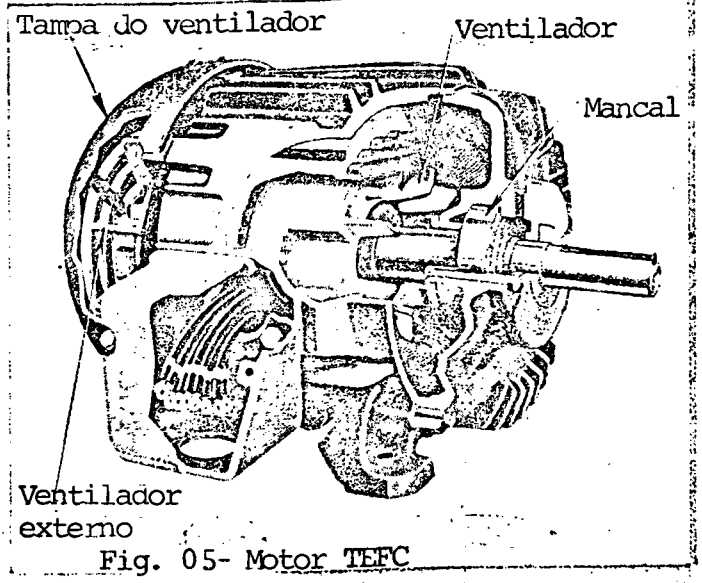
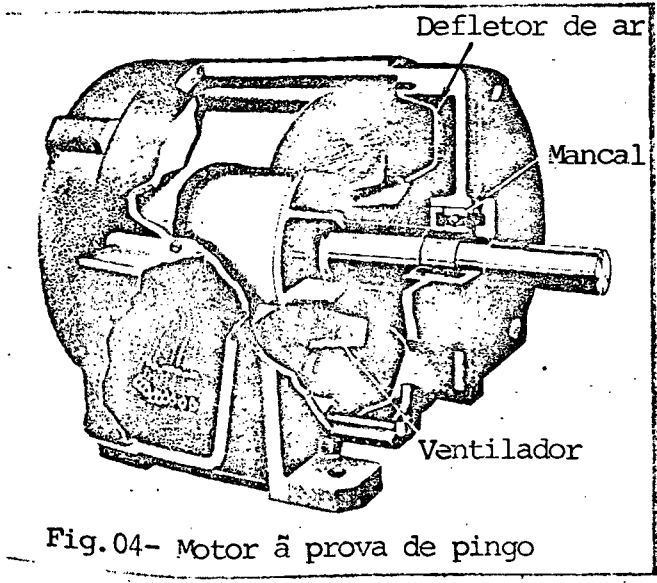
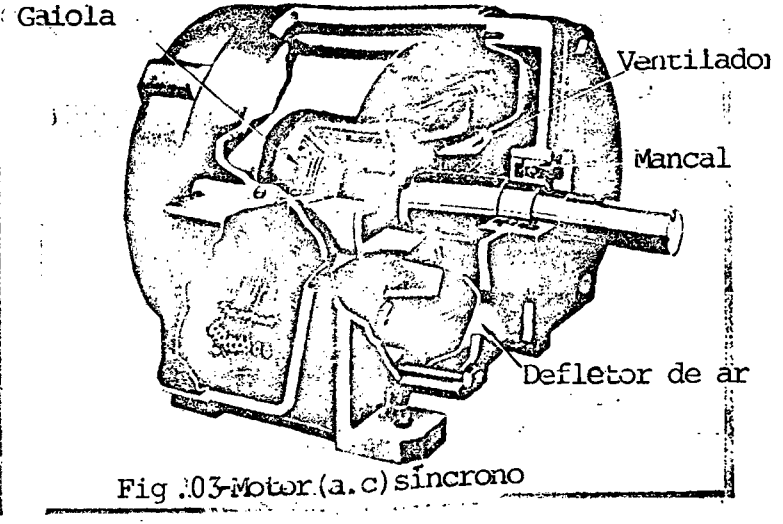
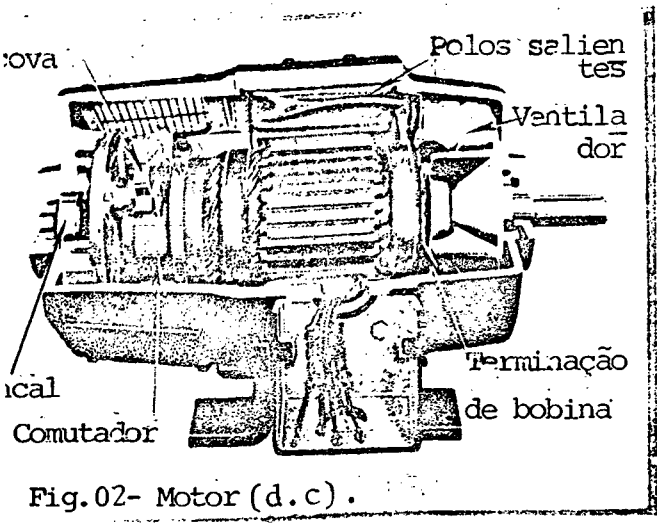
De uma maneira mais geral, os motores elétricos se classificam quanto à forma da corrente elétrica de alimentação em: motores de corrente contínua (d-c) e de corrente alternada (a-c), sendo os últimos subdivididos em motores de indução polifásicos, motores síncronos e motores monofásicos. Nas figuras 02 à 07 mostra-se uma vista em corte destes motores, sendo indicadas as principais fontes de ruído. Nestas figuras, os motores de indução polifásicos estão classificados quanto ao tipo de proteção em: (a). motores à prova de pingos, (b). totalmente fechados com ventilação forçada (TEFC) e, (c). totalmente fechados sem ventilação (TENV).

Todo motor elétrico é constituído basicamente de dois circuitos magnéticos, o estator e o rotor; um eixo que transmite o conjugado mecânico fornecido pela máquina; mancais e carcaça. Sendo necessário, existe um componente adicional utilizado para energizar o circuito magnético rotativo.

O princípio de funcionamento dos motores elétricos se baseia no conjugado criado pela interação entre os dois campos magnéticos girantes: o do rotor e o do estator.

1.2.1 - O motor de corrente contínua

No motor de corrente contínua, a corrente elétrica que magnetiza as bobinas do rotor é fornecida por intermédio de escovas que deslizam sobre barras comutadoras, afixadas no eixo do motor. Quando circula uma corrente elétrica nas bobinas do rotor, cria-se um campo magnético que interage com o campo do estator, resultando em um conjugado que movimenta o rotor de maneira a aproximar a bobina energizada de um dos pólos magnéticos do estator. Quando o rotor gira, as escovas passam a fornecer corrente elétrica para outra bobina do rotor de maneira que o eixo gire continuamente.



Os motores de corrente contínua são subdivididos em motores "Shunt", "Série" e "Compound". No motor "Shunt" o circuito de excitação do estator é ligado em paralelo com o circuito do rotor aos condutores da linha de alimentação, dando ao motor como características principais: uma velocidade de rotação independente da carga mecânica a ser acionada (velocidade constante) e ser esta velocidade ajustada com precisão em um amplo intervalo; baseando-se nisto sua principal aplicação. No motor Série, como o próprio nome indica, o circuito de excitação do estator é ligado em série com o do rotor, o que torna este tipo de motor indicado para trabalhos em que sejam necessários grandes conjugados de partida (motores elétricos para tração urbana) e velocidade variável com o carregamento mecânico (guinchos, pontes rolantes). O motor "Compound" tem a excitação parte em série, parte em paralelo com o circuito do rotor, sendo utilizado quando se deseja combinar as características do motor Série com uma velocidade máxima não perigosa (o motor Série tende a "disparar" quando sem carga mecânica) como em britadores e elevadores.

Devido à dificuldade de conversão da corrente alternada (que é o modo geralmente fornecido pelas concessionárias) em contínua, os motores de corrente contínua só são utilizados quando se deseja funcionamento com velocidade ajustável e variável, e para serviços mais exigentes quando a sua superioridade é suficientemente grande para justificar a instalação de equipamentos de conversão de corrente alternada em contínua.

1.2.2 - O motor de indução polifásico

Nos motores de indução polifásicos, o estator é fixado

à carcaça sendo composto de um núcleo de chapas magnéticas com o formato de anel, cuja superfície interna possui certo número de ranhuras axiais nas quais se aloja o enrolamento polifásico. O rotor é constituído pelo eixo, um núcleo de chapas magnéticas e o enrolamento polifásico fechado sobre si mesmo, isto é, os terminais são ligados a um ponto em comum, ou em curto-circuito através de uma resistência externa. O enrolamento do rotor poderá ser constituído por um conjunto de barras condutoras e interligadas por anéis de curto-circuito, é o enrolamento "*de gaiola*".

Os motores de indução "*de gaiola*" são fornecidos com quatro tipos padrão de rotor:

- Baixa resistência (necessita de compensador de partida para potência mais elevadas);
- Alta resistência (muitas vezes chamado de alto deslizamento);
- Dupla gaiola (conjugado de partida elevado, corrente de partida baixa);
- Alta reatância (conjugado de partida normal, corrente de partida baixa).

Nos motores de indução, quando as bobinas do estator são energizadas por um sistema polifásico, cria-se em cada bobina do estator um campo magnético alternado de módulo proporcional à corrente circulante. Como as correntes estão defasadas no tempo de 120° , o campo resultante apresenta um valor fixo, porém a sua direção gira com uma velocidade que é definida como a velocidade de sincronismo da máquina. O campo magnético girante ao cortar as lâminas do rotor, com uma velocidade relativa diferente de zero, produz uma força eletro motriz (e.m.f) que por sua vez induz a circulação de uma corrente elétrica no circuito magnético do rotor, a qual ge

ra um segundo campo magnético. A interação do campo magnético do rotor com o do estator produz um conjugado que acelera o rotor até que este atinja uma velocidade um pouco abaixo da de sincronismo. A diferença existente entre a velocidade de sincronismo e do rotor, dá-se o nome de escorregamento.

Escolhendo-se entre os quatro tipos de motores "de gaiola", pode-se satisfazer a qualquer classe de serviço com velocidade constante, e não existe nenhum outro que proporcione melhor trabalho no campo de velocidade constante. Este fator aliado à grande simplicidade construtiva, robustez e baixo custo, tornam o motor "de gaiola" o mais empregado de todos nas baixas e médias potências (até 300 HP).

Já os motores de indução de rotor bobinado, atualmente são utilizados onde se requer controle de velocidade (uma resistência em série com o enrolamento do rotor permite este controle) ou partidas e paradas ou inversão de marcha. Por ex.: são utilizados para acionar guinchos, guindastes, transportadores, laminadores, etc.

1.2.3 - O motor síncrono

No motor síncrono, durante a partida nenhuma corrente de excitação é fornecida às bobinas do rotor, e o motor parte como um motor de indução ordinária. Logo que o rotor adquire velocidade e está girando com um deslizamento de 2 ou 3%, por exemplo, aplica-se gradualmente uma corrente contínua às bobinas do rotor por intermédio de escovas deslizantes sobre anéis de escorregamento; o núcleo imantado desta maneira se une com o campo magnético girante gerado no estator, e o rotor gira então com a velocidade de sincro

nismo.

O estator de um motor síncrono é idêntico ao de indução, porém o rotor pode ser de pólos salientes, liso ou de pólos salientes com enrolamento "de gaiola" alojado em ranhuras praticadas nas faces polares.

Para baixas potências utilizam-se motores de relutância (pólos salientes) ou histeresse (rotor liso). Nas médias e altas potências utilizam-se rotores de pólos salientes com enrolamento "de gaiola", sendo que o enrolamento "de gaiola" é utilizado na partida e atua para estabilizar a posição do rotor em relação ao campo girante quando ocorre qualquer variação súbita na carga mecânica acionada pelo motor. Em alguns motores de alta potência utiliza-se um excitador e uma ponte de diodos montados sobre o eixo para fornecimento de corrente contínua à máquina (motores auto-excitados).

A principal vantagem do motor síncrono é que seu fator de potência pode ser regulado, podendo ser sobre-excitado de modo que absorva da linha uma corrente em avanço para compensar o fator de potência em atraso dos motores de indução da mesma instalação, evitando-se assim pesadas multas devido a fator de potência baixo quando utilizados com esta finalidade. Também pode ser de importância, em certas aplicações muito especiais, o fato de que a sua velocidade de rotação é absolutamente independente, tanto da carga como da voltagem.

O rendimento do motor síncrono é ligeiramente superior aos motores de indução, particularmente para cargas parciais, sendo extensamente utilizado nos tamanhos grandes (acima de 300 HP) [04] sempre que não sejam rigorosas as necessidades de conjugado de partida e as flutuações de carga mecânica não sejam violentas de modo a fazer o motor sair de sincronismo.

1.2.4 - Motores monofásicos

Quando uma corrente elétrica monofásica circula em uma bobina o campo magnético resultante não é girante, porém como as correntes induzidas no enrolamento do rotor, quando este está girando, atrasam de um pequeno ângulo em relação ao campo do estator em um sentido, produzindo um conjugado grande e no outro sentido o ângulo de atraso é grande (gerando um pequeno conjugado contrário), as características relativas ao deslizamento, rendimento e fator de potência de um motor monofásico em funcionamento são análogas a um motor de indução polifásico. Devido às características do campo magnético do estator, o conjugado de partida em motores monofásicos é nulo, havendo a necessidade de um circuito externo para obtenção de um campo girante durante a partida.

Quanto ao dispositivo utilizado para a partida, os motores monofásicos se dividem em:

- Partida por fase dividida a resistência;
- Partida por capacitor;
- Motor com bobina de arrastamento;
- Partida a repulsão.

Por serem mais caros que os motores polifásicos que fornecem a mesma potência, os motores monofásicos só são empregados em tamanho pequeno quando não se dispõe de corrente polifásica. Praticamente os únicos motores monofásicos de grande porte empregados atualmente são os motores série de corrente alternada utilizados em tração elétrica.

1.3 - Fontes de ruído em motores elétricos

Três são as fontes principais de ruído em motores elétricos

cos: ventiladores e fluxo de ar; ruído devido a vibrações no esta
tor excitado por magnetismo e ruído devido a vibrações com excitaç
ção de origem mecânica.

1.3.1 - Vibrações de origem mecânica

Segundo Campbell [05], as principais fontes de ruído devido a vibrações de origem mecânica são:

- Rotor desbalanceado;
- Mancais;
- Escorregamento das escovas de excitação sobre anéis coleto
tores ou comutadores;
- Fricção acidental entre componentes estacionários e rotati
tivos;
- Ruído devido a componentes soltos.

As duas fontes citadas por último não serão abordadas, uma vez que não são fontes comuns de ruído, mas decorrentes de defeitos no motor indicando a necessidade de reparos.

O desbalanceamento é causado por uma distribuição assimétri
ca de massa sobre o eixo de rotação do rotor. O espectro de vibraç
ões é caracterizado por um pico na frequência de rotação do motor.

As vibrações nos mancais são produzidas pelo escorregamento ou rolamento entre seus elementos. Estas vibrações são primariamente
função do tipo de mancal utilizado no motor. Mancais de escoreg
amento e de rolamento, os mais comuns, produzem espectros em freq
uência bem diferentes.

O mancal de escorregamento básico, constituído de um eixo deslizando dentro de uma manga fixa, produz poucos componentes em frequência. Ruído é produzido na frequência de rotação e, se o manca

cal possui ranhuras axiais, na frequência:

$$f_g = G \cdot \frac{N_r}{60} \quad (01)$$

onde:

f_g é a frequência de geração do ruído devida às ranhuras axiais, cps;

N_r é a velocidade de rotação do motor, r.p.m ;

G é o número de ranhuras axiais do mancal.

Componentes de alta frequência também podem estar presentes, dependendo das condições das superfícies do mancal e do lubrificante.

Os mancais de rolamento, por possuírem numerosos elementos em movimento relativo, tem uma infinidade de componentes no espectro em frequência. De acordo com Harris [06], mancais de esferas ou rolos podem emitir ruído elevado em frequências discretas, dependendo da existência de imperfeição ou falhas em seus elementos rolantes ou nas pistas de rolamento. Ignorando o efeito dos ângulos de contato do rolamento, as cinco componentes mais proeminentes são:

- Um ligeiro desbalanceamento ou excentricidade da pista interna gera ruído na frequência (f_{pg}) de rotação do motor;

$$f_{pg} = \frac{N_r}{60} \quad (02)$$

- Uma irregularidade no trem de rolamento e carcaça produz ruído centrado na frequência (f_E):

$$f_E \cong \frac{N_r}{60} \cdot \left(\frac{r_i}{r_i + r_o} \right) \quad (03)$$

- Um defeito em algum elemento rolante, aparecerá na frequência (f_e):

$$f_e \cong \left(\frac{r_o}{r_e} \right) \cdot \frac{N_r}{60} \cdot \left(\frac{r_o}{r_i + r_o} \right) \quad (04)$$

- Uma irregularidade na pista interna, ressaltará (f_i):

$$f_i \cong E \cdot \frac{N_r}{60} \cdot \left(\frac{r_o}{r_i + r_o} \right) \quad (05)$$

- Qualquer irregularidade na pista externa, gerará ruído na frequência (f_o):

$$f_o \cong E \cdot \frac{N_r}{60} \cdot \left(\frac{r_i}{r_i + r_o} \right) \quad (06)$$

Onde:

N_r é a velocidade de rotação do motor, r.p.m.

r_i é o raio da pista interna;

r_o é o raio da pista externa;

r_e é o raio do elemento rolante;

E é o número de elementos rolantes.

O ruído causado pelas escovas origina-se do escorregamento destas sobre anéis ou comutadores. O ruído produzido pelo contato com um comutador segmentado é maior que o produzido pelo contato com um anel contínuo. O nível de ruído gerado é função do ângulo de contato, pressão das escovas e acabamento superficial dos elementos em contato. Escovas produzem componentes de alta frequência devidas ao escorregamento e descargas elétricas (faiscamento). Quando utilizam-se comutadores, destaca-se uma componente discreta na frequência:

$$f_{cb} = B \cdot \frac{N_r}{60} \quad (07)$$

Onde:

f_{cb} é a frequência de passagem dos comutadores segmentados

B é o número de barras comutadoras.

1.3.2 - Vibrações do estator

As vibrações do estator são resultantes da interação da componente radial das forças magnéticas flutuantes existentes entre o rotor e o estator. Estas componentes forçam as bobinas do estator a vibrarem de forma multinodal com a conseqüente irradiação de ruído.

Segundo Tulleth [07], nos motores de indução, as componentes radiais, principais, das forças magnéticas aparecem em três grupos de freqüência: duas vezes a freqüência de alimentação, nas freqüências de passagem inferiores das ranhuras do rotor e nas freqüências de passagem superiores das ranhuras do rotor.

A componente existente para duas vezes a freqüência de alimentação é causada pelo fluxo rotativo existente no entreferro (pequena folga radial entre o estator e o rotor), que força o enrolamento do estator a vibrar com esta freqüência e com um número de nós circunferenciais igual a quatro vezes o número de par de pólos magnéticos.

Os componentes nas freqüências de passagem das ranhuras do rotor aparecem devidos aos harmônios existentes no entreferro , sendo função dos enrolamentos do rotor e do estator, e da permeância do entreferro. Da distribuição do enrolamento do rotor e estator resultam o surgimento de harmônicos na força magneto motriz (m. m.f). Já os harmônicos devidos à permeância do entreferro, resultam das irregularidades existentes nas superfícies do estator e do rotor causadas pelas ranhuras onde se alojam as barras condutoras ou bobinas. Nas tabelas 02 e 03 estão relacionadas as freqüências e harmônicos das forças de excitação, juntamente com o número de nós

circunferenciais, inferiores e superiores da passagem das ranhuras do rotor.

Tabela 02 - Componentes inferiores da passagem das ranhuras do rotor (Segundo [07])

DENOMINAÇÃO	FREQÜÊNCIA DE EXCITAÇÃO	Nº DE NÓS CIRCUNFERENCIAL
Meia banda inferior	$R \cdot [(1-s) / p - 2] \cdot f_a$	$2 \cdot (R - S) - 4 \cdot p$
Ranhura do rotor	$R \cdot [(1-s) / p] \cdot f_a$	$2 \cdot (R - S)$
Meia banda superior	$R \cdot [(1-s) / p + 2] \cdot f_a$	$2 \cdot (R - S) + 4 \cdot p$

Tabela 03 - Componentes superiores da passagem das ranhuras do rotor (Segundo [07])

DENOMINAÇÃO	FREQÜÊNCIA DE EXCITAÇÃO	Nº DE NÓS CIRCUNFERENCIAL
Meia banda inferior	$2 \cdot R \cdot [(1-s) / p - 2] \cdot f_a$	$4 \cdot (R - S) - 4 \cdot p$
Ranhura do rotor	$2 \cdot R \cdot [(1-s) / p] \cdot f_a$	$4 \cdot (R - S)$
Meia banda superior	$2 \cdot R \cdot [(1-s) / p + 2] \cdot f_a$	$4 \cdot (R - S) + 4 \cdot p$

Onde:

R é o número de ranhuras do rotor;

S é o número de ranhuras do estator;

p é o número de par de pólos magnéticos;

s é o fator de escorregamento do motor;

f_a é a freqüência da corrente de alimentação.

Segundo Campbell [05], a componente em freqüência principal devida à excitação magnética em máquinas síncronas é de duas

vezes a frequência da rede. Altas frequências relacionadas com o número de ranhuras do rotor, também estão presentes.

Em motores de corrente contínua, aparece uma componente discreta na frequência mostrada na equação (08) e harmônicos inferiores. Nestes motores, ruído também é gerado na frequência de passagem das ranhuras do rotor:

$$f_{rc} = p \cdot \frac{N_r}{60} \quad (08)$$

Onde:

N_r é a velocidade de rotação do motor, r.p.m ;

f_{rc} é a frequência na qual os motores d-c geram ruído devido aos pólos salientes.

1.3.3 - Ruído gerado pelo sistema de ventilação

Os sistemas de refrigeração que tem por base a utilização de ventiladores, possuem espectro em frequência de ruído caracterizado por uma componente de banda larga devida à turbulência no fluxo de ar, sobre a qual se destacam componentes discretas, cujo primeiro harmônico é dado pela equação (09), geradas pela passagem das pás do ventilador diante de um componente fixo.

$$f_{fb} = N \cdot \frac{N_r}{60} \quad (09)$$

Onde:

f_{fb} é a frequência de passagem das pás do ventilador;

N é o número de pás do ventilador.

1.4 - Comparação das fontes de ruído dos motores elétricos

1.4.1 - Motores de corrente contínua

Os motores d-c - figura 02 - devido às características construtivas, são os que apresentam maior relação massa/potência. Isto contribui para reduzir os níveis de vibração e conseqüentemente do ruído gerado por estas vibrações; mas força a utilização de ventiladores maiores, o que aumenta consideravelmente o ruído gerado pelo sistema de ventilação.

O ruído excitado por magnetismo é baixo devido às baixas densidades de fluxo magnético em conjunto com o entreferro, relativamente grande, que minimiza o efeito da passagem dos pólos do rotor.

A principal fonte de ruído em motores d-c é proveniente do escorregamento e faiscamento entre as escovas e comutadores ranhurados. Esta fonte geralmente é a predominante, só sendo sobrepujada nos casos onde haja a necessidade de elevadas taxas de ventilação ou devido à seleção imprópria dos ventiladores.

1.4.2 - Motores de indução polifásicos

Os motores de indução polifásicos possuem baixa relação massa/potência, sendo o mais compacto entre os motores de alta potência. O ruído aerodinâmico tende a ser relativamente baixo devido aos diâmetros menores dos ventiladores utilizados. Os motores de indução, tanto os "de gaiola" como os bobinados, são inerentemente os menos ruidosos entre os motores de alta potência.

Os motores "de gaiola" são fabricados com uma larga variedade de carcaças para proteger os enrolamentos de agentes contaminan

tes e corrosivos. Os mais comuns são:

- A prova de pingos;
- Totalmente enclausurados com ventilação forçada (TEFC)
- Totalmente enclausurados e não ventilados (TENV).

Nos motores a prova de pingos - figura 04 - devido à complexidade do caminho a ser percorrido pelo fluxo de ar movimentado pelo ventilador, o nível de ruído devido à turbulência no fluxo de ar é maior que o nível de ruído gerado pelo pequeno ventilador. O ruído aerodinâmico é predominante, mas componentes devidas à excitação magnética e mancais de rolamento podem ser detectadas no espectro do ruído.

Os motores TEFC - fig. 05 - devido à maior complexidade na troca de calor, possuem ventiladores maiores que os da prova de pingos com um mesmo tamanho de carcaça e apesar do caminho a ser percorrido pelo fluxo de ar ser mais suave, geram um nível de ruído bem mais elevado que os da prova de pingos equivalentes. O ventilador externo é a fonte predominante de ruído. As outras fontes de ruído são atenuadas pela carcaça totalmente vedada.

Nos motores TEVN - fig. 06 - o ventilador interno gera baixos níveis de ruído, sendo este tipo de motor relativamente silencioso. Ruído devido à excitação magnética e mancais torna-se fontes predominantes.

Os motores de rotor bobinado, têm características de geração de ruído que diferem dos "de gaiola" nos seguintes aspectos:

- Ruído devido às escovas é gerado, uma vez que as mesmas são utilizadas objetivando controle;
- O bobinamento do rotor produz ruído adicional proveniente de fluxo complexo de ar entre as bobinas;

- O grau de balanceamento pode deteriorar por causa do movimento das bobinas submetidas a forças centrífugas.

1.4.3 - Motores síncronos (a-c)

Nos motores de baixa potência, os pólos salientes dos motores de relutância geram ruído devido à excitação magnética e complexidade do caminho percorrido pelo fluxo de ar de ventilação. Os motores de histerese, por outro lado, possuem rotores relativamente lisos e tendem a gerar baixos níveis de ruído.

Na faixa intermediária de potência, entre 5 e 40 HP, os motores quando trabalham sem carregamento mecânico externo são equivalentes aos de indução quanto à geração de ruídos. Sob carga, os níveis de ruído elevam-se consideravelmente.

Nos motores de alta potência com excitação separada, devido à utilização de anéis ao invés de comutadores ranhurados para a energização do estator, o ruído devido ao escorregamento das escovas é bem menor que os gerados pelos motores d-c equivalente. Nos motores auxo-excitados o ruído devido ao contato escovas-anéis é eliminado a expensa da adição do excitador como fonte adicional de ruído. Os motores síncronos de alta potência podem ser construídos com motor de pólos salientes ou bobinados. Os rotores de pólos salientes tendem a gerar níveis de ruído consideráveis devidos à passagem do fluxo de ar entre as saliências, podendo ser alto o suficiente para mascarar qualquer outra fonte de ruído.

1.4.4 - Motores monofásicos (a-c)

Embora exista nos motores monofásicos diversos dispositi

vos diferentes para a sua partida, dando-lhes certas características individuais no que diz respeito à geração de ruídos, as similaridades são maiores que as diferenças.

Os motores monofásicos possuem uma excitação torcional para uma frequência igual ao dobro da frequência de alimentação, devido à unicidade de fase, que força o estator a vibrar, sendo que estas vibrações são facilmente transmitidas para a base. As várias irregularidades do campo magnético produzem ruído devido à excitação magnética nas altas frequências, mas estas componentes são usualmente menos importantes que a de duas vezes a frequência da rede.

Geralmente, a maior fonte de ruído destes motores é o ruído do aerodinâmico. Os projetos compactos atuais, requerem uma apreciável vazão de ar para refrigeração e como os caminhos existentes para sua passagem são estreitos e complexos, cria-se muita turbulência com a consequente geração de ruído.

1.5 - Predição de nível de ruído gerado por motores elétricos

Como já foi observado, todo motor elétrico é um gerador complexo de ruído. Gerges [08] considerando os diferentes princípios de funcionamento, formas construtivas e grande variedade de fabricantes, apresenta duas equações para predição dos níveis de potência sonora emitidos por motores elétricos. A primeira equação, baseada nas recomendações da NEMA, representa o limite inferior. A segunda equação, representando o limite superior, é baseada nas equações de Bolt-Beranek, nas quais foram adicionadas:

- 3 dB devidos à operação com carga;
- 2,5 dB devidos à variações construtivas;
- 1,5 dB devidos à tolerâncias de fabricação.

Obtém-se então:

- Limite inferior:

$$N_{wi} = 12,5 \log HP + 13,3 \log N_r + K_{ic} \quad (10)$$

Onde:

N_r é a velocidade de rotação do motor, r.p.m.;

N_{wi} é o nível de potência sonora inferior na banda c de oitava;

K_{ic} é uma constante que depende da banda c de oitava considerada;

Os valores de K_{ic} são dados na tabela 04

Tabela 04 - Valores de K_{ic} para bandas de oitava [08]

F_c (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
K_{ic} (dB)	-4	16	12	15	17	11	5	0

- Limite superior:

$$N_{ws} = 20 \log HP + 15 \log N_r + K_{sc} \quad (11)$$

Onde:

N_r é a velocidade de rotação do motor, r.p.m.;

N_{ws} é o nível de potência sonora superior na banda c de oitava;

HP é a potência desenvolvida pelo motor;

K_{sc} é uma constante que depende da banda de oitava considerada.

Os valores de K_{sc} são mostrados na tabela 05.

Tabela 05 - Valores de K_{sc} para bandas de oitava [08]

F_c (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
K_{sc} (dB)	09	13	15	16	16	14	07	00

1.6 - O motor em estudo

Devido à grande utilização, os estudos e pesquisas desenvolvidos ou citados neste trabalho se concentram sobre o motor de indução de gaiola.

Os motores usados nos experimentos e medições apresentados nesta dissertação, são dois motores "de gaiola" 132M, TEFC que desenvolvem uma potência nominal de 15 HP a uma velocidade de 3.560 rpm cada. Estes motores foram fabricados e cedidos pela ELETROMOTORES WEG S.A. Os principais motivos que influenciaram na escolha deste tipo de motor, foram os níveis de ruído gerados serem elevados (vide tabela 01) e a sua grande aceitação pelo mercado. Este tipo de motor é o carro-chefe de vendas da WEG.

1.7 - Redução de ruído em motores "de gaiola"

Existem várias medidas, tanto a nível de projeto como de usuário, objetivando a diminuição dos níveis de ruído emitidos por motores elétricos "de gaiola". As modificações sugeridas abaixo, a nível de usuário, podem ser aplicadas a qualquer tipo de motor elétrico, devendo-se tomar cuidado para que não se modifiquem às características da máquina a ponto de danificá-la e em casos de dúvidas o fabricante deverá ser consultado.

1.7 - Balanceamento

Quanto menor for o desbalanceamento residual do motor, menor será o ruído gerado devido a desbalanceamento e devido a excitação magnética. A tabela 06, mostra os números de qualidade (a) recomendadas para o balanceamento de rotores de motores elétricos:

Tabela 06 - Balanceamento recomendados para motores elétricos (VDI 2060 - 176)

TIPO DE ARMADURA	NÚMERO DE QUALIDADE (a)
Armaduras pequenas especiais	0,4 - 1,0
Armaduras pequenas em geral	1,0 - 2,5
Armaduras médias especiais	1,0 - 2,5
Armaduras grandes especiais	1,0 - 2,5
Armaduras grandes e médias em geral	2,5 - 6,3

A nível de usuário, Campbell [05] recomenda um balanceamento do conjunto motor componente de transmissão quando da montagem ou houver reparos, para se manter o nível de ruído gerado devido ao desbalanceamento mínimo.

1.7.2 - Mancais

Ainda segundo Campbell [05], a nível de usuário, a melhor maneira de diminuir o nível de ruído devido a mancais, é a substituição do mancal "Standard" de aplicações múltiplas por mancais de uso limitado, porém mais silenciosos. Por exemplo, a maioria dos

motores de indução são fornecidos com mancais de rolamento devido a cargas radiais elevadas impostas ao eixo quando se usa acoplamento por correias. Em uma aplicação que usa acoplamento direto e flexível, a componente radial do carregamento é baixa. Nestes casos, um mancal de escorregamento com sua baixa capacidade de suportar cargas radiais, mas de características inerentemente silenciosas, poderá substituir o original. Fatores tais como a frequência de partida e manutenção, poderão limitar a escolha final dos mancais. Mancais de rolamento com baixo nível de ruído para fins militares, serão em alguns casos uma boa escolha.

1.7.3 - Ruído devido a excitação magnética

Tulleth [07] aconselha que para produzir um motor magneticamente "silencioso", é essencial que as frequências das forças magnéticas de excitação não sejam próximas ou coincidam com alguma frequência natural e forma modal de vibrações do estator. Isto implica que o engenheiro projetista deve ser capaz de prever com precisão as frequências naturais e modos de vibrações do estator tão bem como as frequências e modos de excitação magnética.

Para que o nível de ruído devido ao magnetismo permaneça baixo, a densidade de fluxo magnético no entreferro deve permanecer tão baixa quanto possível e o número de bobinas do estator e do rotor deve estar otimizado [02].

Segundo [09], assumindo que altos modos de vibrações são menos significativos e que em termos de geração de ruído podem ser negligenciados, então a combinação de dois campos de força $2p$ e $2q$ pólos respectivamente, tendem a produzir distorção na forma de

um polígono de $p-q$ lados. Quando a diferença for 4, a deformação forma uma elipse e quando for 2 a deformação será circular. Portanto a combinação do número de ranhuras do rotor e estator, deverão ser escolhidas para evitar diferenças iguais a 2 ou 4. O número ótimo de ranhuras do rotor é dado como:

- Para rotores bobinados - $2S - 8$

- Para pequenos rotores polifásicos - $2S \pm 4$

Sendo S o número de par de pólos do estator.

Como assimetrias mecânica implicam necessariamente em assimetrias magnéticas, para se manter o nível de ruído induzido por excitação magnética em níveis baixos, é aconselhável manter graus de alinhamento altos na montagem rotor-estator.

1.7.4 - Ruído aerodinâmico

A respeito do sistema de ventilação utilizado em motores elétricos Erskine [10] chegou às seguintes conclusões:

- (i) A maioria dos ventiladores são bi-direcionais e assim sua aerodinâmica é das mais elementares;
- (ii) Casamento inadequado entre a capacidade requerida e necessidade real do motor, conduz a temperaturas bem abaixo das especificadas por normas e níveis de ruído elevados;
- (iii) Vazamentos no circuito de ar pode levar à necessidade de ventiladores maiores e portanto mais ruidosos. Em um caso o autor observou que pelo menos 25% da vazão de um ventilador era proveniente da recirculação do ar devida às "folgas normais" de fabricação.

Quando o ponto de operação do ventilador (2) está fora do ponto de eficiência máxima (1), Magrab [11] fornece as seguintes relações empíricas para a variação do Nível de Potência Sonora (ΔNWS) considerando a variação no diâmetro externo do ventilador (D), pressão estática (P), velocidade média de fluxo (V) e vazão (Q):

$$\Delta NWS = 70 \log \frac{P_2}{P_1} + 50 \log \frac{V_2}{V_1} \quad |dB| \quad (12)$$

$$\Delta NWS = 20 \log \frac{D_2}{D_1} + 25 \log \frac{P_2}{P_1} \quad |dB| \quad (13)$$

$$\Delta NWS = 10 \log \frac{Q_2}{Q_1} + 28 \log \frac{P_2}{P_1} \quad |dB| \quad (14)$$

Analisando os fatos relacionados acima, conclui-se que a diminuição do nível de ruído gerado por ventiladores está ligada ao projeto de ventiladores mais eficientes aerodinamicamente, casamento entre a vazão do ventilador com a necessidade real do motor e tolerâncias menores de ajustagem do sistema ventilador-difusor.

Campbell [05] sugere a substituição dos ventiladores originais por ventiladores unidirecionais menores e mais eficientes em aplicações que requeiram só um sentido de rotação, como no caso do acionamento de bombas hidráulicas por exemplo

Tulleth [07] sugere a substituição de ventilador original por outro de menor diâmetro quando possível. A substituição irá depender das necessidades de ventilação da máquina em certo regime de carregamento e trabalho. O nível de atenuação geralmente poderá ser calculado através do uso da equação (13).

Magrab [11] afirma que o ventilador axial gera ruído em tons puros, principalmente quando o número de pás é menor que 15 .

Isto sugere que a utilização de ventiladores com grande número de pás seja positivo em termos de redução de ruído. Esta premissa pode ser confirmada se for levado em conta que as flutuações de pressão (pico a pico) na saída do rotor serão menores; e que um maior número de pás implica no deslocamento da frequência de passagens das pás e seus harmônicos para valores mais altos, o que é positivo em termos de ruído subjetivo.

Em [12], é mostrado que a substituição do ventilador original de um motor com alto nível de ruído (98 dB (A) de NWS) por um ventilador de discos múltiplos (Tesla), conseguiu-se uma redução de 18 dB(A) em termos de potência sonora. Estes dados indicam o grande potencial representado pela utilização de ventiladores de discos múltiplos como solução para a redução dos níveis de ruído gerados por motores de indução polifásicos de baixo e médio porte.

1.7.5 - Forma construtiva

Binks [01], mostra que a construção de motores mais longos e mais rígidos e de menor diâmetro, contribui positivamente para a redução do nível de ruído gerado. Isto se deve à utilização de ventiladores de diâmetros menores e densidades de fluxo magnética nos entreferros baixas.

Para este tipo construtivo, devido principalmente ao pequeno diâmetro do ventilador, uma fina camada de fibra de vidro colocada na entrada do sistema de ventilação produz atenuação suficiente.

1.7.6 - Forração das faces radiais da carcaça com material acústico

Com esta medida tomada em conjunto com a colocação de silen

ciadores no circuito de ar externo, atenua-se o ruído gerado pelo ventilador e transmissão do ruído gerado no compartimento do estator [07] .

1.7.7 - Aplicação de silenciadores externos

Segundo Tulleth [07], a aplicação de silenciadores externos conjuntamente com o aumento de massa da clausura de proteção e diminuição do diâmetro do ventilador, reduziu-se o nível de ruído para 24 dB(A)* abaixo do especificado na parte 51 da BS 4999(13) em um motor de 2.610 kW e 3.000 rpm.

1.7.8 - Utilização de clausuras externas

Reduções da ordem de 40 dB(A)* podem ser conseguidas com a utilização de clausuras. Porém, segundo Tulleth [07], deve-se atentar para os seguintes fatores negativos, entre outros:

- Maior ocupação de espaço físico;
- Os mancais estarão sujeitos a maiores temperaturas;
- Os mancais não são acessíveis facilmente, para fins de manutenção;
- A pressão de ventilação deverá ser aumentada.

1.8 - Objetivos deste trabalho

Neste trabalho, é feito um estudo sobre a viabilidade de se utilizar ventiladores de discos múltiplos na refrigeração de motores elétricos TEFC, 2 pólos e carcaça 132 M de 10 e 15 HP.

*Nível de Potência Sonora (NWS)

Outro objetivo é a identificação das várias fontes no espectro de ruído, e a quantificação da contribuição do sistema de ventilação nos níveis de ruído gerados por estes motores.

Finalmente, é feito um estudo das características de geração de ruído dos motores, quando refrigerados por ventiladores de discos múltiplos.

2 - O VENTILADOR DE DISCOS MÚLTIPLOS

2.1 - Introdução

Medições preliminares apontaram o ventilador como a principal fonte de ruído dos motores em estudo. Objetivando a redução dos níveis de ruído, optou-se pela substituição dos ventiladores originais por ventiladores de discos múltiplos.

O ventilador de discos múltiplos é constituído por uma pilha de discos espaçados, com um furo central, por onde o ar é admitido (figura 8). Devido à viscosidade, o ar ao entrar no espaço interdisco é acelerado tangencialmente, com o conseqüente aparecimento de forças centrífugas que deslocam o ar para a periferia dos discos. Ao entrar na voluta ou difusor, parte da energia cinética adquirida pelo ar é convertida em energia de fluxo (pressão).

A ausência de pás e a preservação de fluxo laminar no espaço interdisco asseguram a este tipo de ventilador características de funcionamento inerentemente silenciosas.

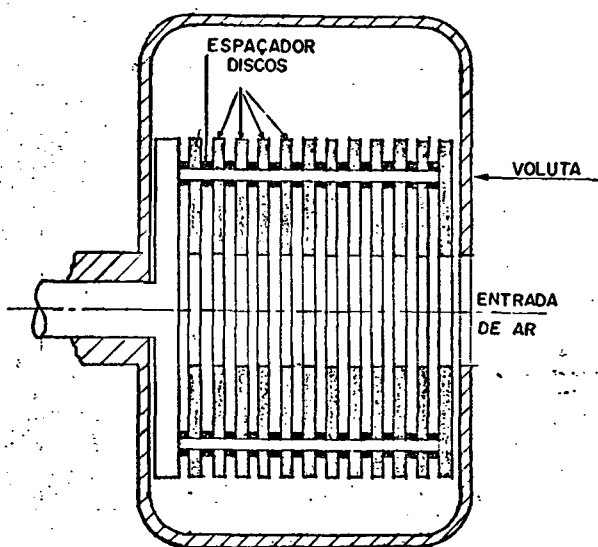


Figura 8 - Esquema de um ventilador de discos múltiplos

Embora seja de origem bem antiga, em 1913, N. Tesla patenteou o rotor de discos múltiplos, só a partir de 1958 uma série de investigações analíticas e experimentais foram realizadas com o objetivo de se determinar a viabilidade de tal rotor.

Hasinger [14], partindo do princípio da conservação da quantidade de movimento, desenvolve uma equação para prever as curvas características (pressão v_s vazão) de ventiladores e bombas de discos múltiplos. Devido a simplificações introduzidas, a equação é válida para razões de raios R_o/R_i (raio externo/raio interno) maiores do que 2.

Baseado nas pesquisas de Breiter e Pohlhausen [15] sobre o perfil de velocidades entre dois discos girantes, Hasinger [14] conclui que o perfil ótimo de velocidade ocorre para valores do parâmetro de similaridade (p) nas vizinhanças de $\pi/2$, ou seja:

$$p = \frac{h}{2} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \cong \frac{\pi}{2} \quad (15)$$

onde:

h é o espaçamento interdisco;

ω é a velocidade de rotação dos discos;

ν é a viscosidade cinemática do fluido

Matsch [16] apresenta uma solução assintótica, com três iterações, para o escoamento de fluído em turbinas de discos múltiplos, podendo ser adaptada para ventiladores. As equações resultantes são válidas para baixas vazões por par de discos. Aumentando o número de iterações a solução torna-se mais abrangente, porém mais complexa, havendo necessidade de recursos computacionais para sua aplicação.

Merry [17] e [18], partindo do princípio de que a maior parte do fluxo é transportada no interior da camada limite próxima

nas superfícies dos discos, desenvolve equações algébricas para a determinação das curvas características. A solução apresentada é função de uma série de constantes que deverão ser determinadas experimentalmente para cada caso. São abordadas também as características de geração de ruído deste tipo de ventilador.

Kreith [19], estudou os perfis de velocidade entre dois discos com velocidades de rotação diferentes e uma fonte no centro. O autor afirma que os resultados encontrados podem ser aplicados no projeto de ventiladores de discos múltiplos. A solução é válida para baixas vazões por par de discos.

Rice [20], partindo das equações de Navier-Stokes e continuidade em coordenadas cilíndricas, apresenta uma solução numérica para os perfis de velocidade e distribuição de pressão em ventiladores e bombas de discos múltiplos. As tensões de cisalhamento existentes entre o fluido e os discos é expressa em termos de um fator constante, de acordo com o tratamento convencional de fluxo de massa ("*bulk-flow*"); implicando portanto, no conhecimento de coeficientes empíricos. O autor apresenta uma série de curvas adimensionais, para $R_o/R_i = 5$, que podem ser utilizadas para fins de projeto.

Da análise dos estudos realizados por estes autores, conclui-se que os modelos matemáticos apresentados pelos mesmos são válidos para altas razões de raios (R_o/R_i) e baixas vazões por par de discos. Este fato não invalida estes modelos, uma vez que os ventiladores de discos múltiplos são vantajosos em aplicações que requerem velocidades específicas baixas [14] e o rendimento total cresce com a razão R_o/R_i [20].

2.2 - Objetivos deste capítulo

A aplicação direta de ventiladores de discos múltiplos nos motores em estudo, é problemática pelos seguintes motivos:

- Estes motores necessitam de uma vazão razoável para sua ventilação;
- Devido a considerações geométricas e perdas de carga na entrada do rotor, as razões R_o/R_i são limitadas a baixos valores ($R_o/R_i < 2$);
- Estes ventiladores são de fluxo radial e para esta aplicação o fluxo deverá sair axialmente, ocorrendo portanto perdas de carga devidas à mudança na direção das linhas de fluxo.

Do exposto, vê-se que a utilização deste tipo de ventiladores em motores TEFC é um caso de aplicação atípica, não sendo equacionada pelos modelos matemáticos disponíveis.

Uma vez que uma investigação analítica se apresenta de uma forma complexa, optou-se por um estudo experimental sobre a viabilidade de se utilizar ventiladores de discos múltiplos em motores TEFC de 2 pólos e carcaça 132 M.

Para atingir estes objetivos, montaram-se dois sistemas de medição para obtenção de curvas características dos ventiladores (pressão v_s vazão); construíram-se vários protótipos de ventiladores de discos múltiplos; obtiveram-se as curvas características destes protótipos e finalmente fez-se um ensaio de elevação de temperatura em um motor, utilizando um protótipo adaptado.

Entende-se por adaptação, neste capítulo, a obtenção de configurações de ventiladores de discos múltiplos que forneçam a maior vazão por unidade de área interna, quando montados nos motores em estudo.

2.3 - Sistemas para medição de pressão e vazão

Utilizam-se dois sistemas para o levantamento das curvas características dos ventiladores: placas perfuradas e tubeiras ca-
libradas.

2.3.1 - Placas perfuradas

Neste sistema, uma placa perfurada é colocada no caminho do fluxo, criando uma obstrução. Esta obstrução é responsável por uma variação na pressão estática do fluido, permitindo a medição da vazão que passa pela tubulação. A montagem esquemática do sistema de medição é mostrado na figura 9.

De posse das pressões estáticas absolutas nos pontos I e II (figura 9), calcula-se a taxa teórica de fluxo de massa (\dot{m}_t) pelas equações (16) e (17). Estas e as demais equações utilizadas no sistema de placas perfuradas foram extraídas de [21].

$$P_t = P_{II} \cdot \left[\frac{1 - r_p^{(\gamma-1)} \cdot \beta^4 \cdot C_c^2}{1 - r_p^{2/\gamma} \cdot \beta^4 \cdot C_c^2} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (16)$$

$$\dot{m}_t = \frac{A_t \cdot P_t}{T_f^{1/2}} \cdot \left\{ \left(\frac{P_{III}}{P_t} \right)^{2/\gamma} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{III}}{P_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \cdot \left[\left(\frac{g_c}{R} \right) \cdot \left(\frac{1/2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \right) \right]^{1/2} \quad (17)$$

onde:

g_c é a constante que relaciona força, massa, comprimento e tempo;

P_i é a pressão estática absoluta medida no ponto i ;

$r_p = P_{III}/P_{II}$ é a razão de pressões;

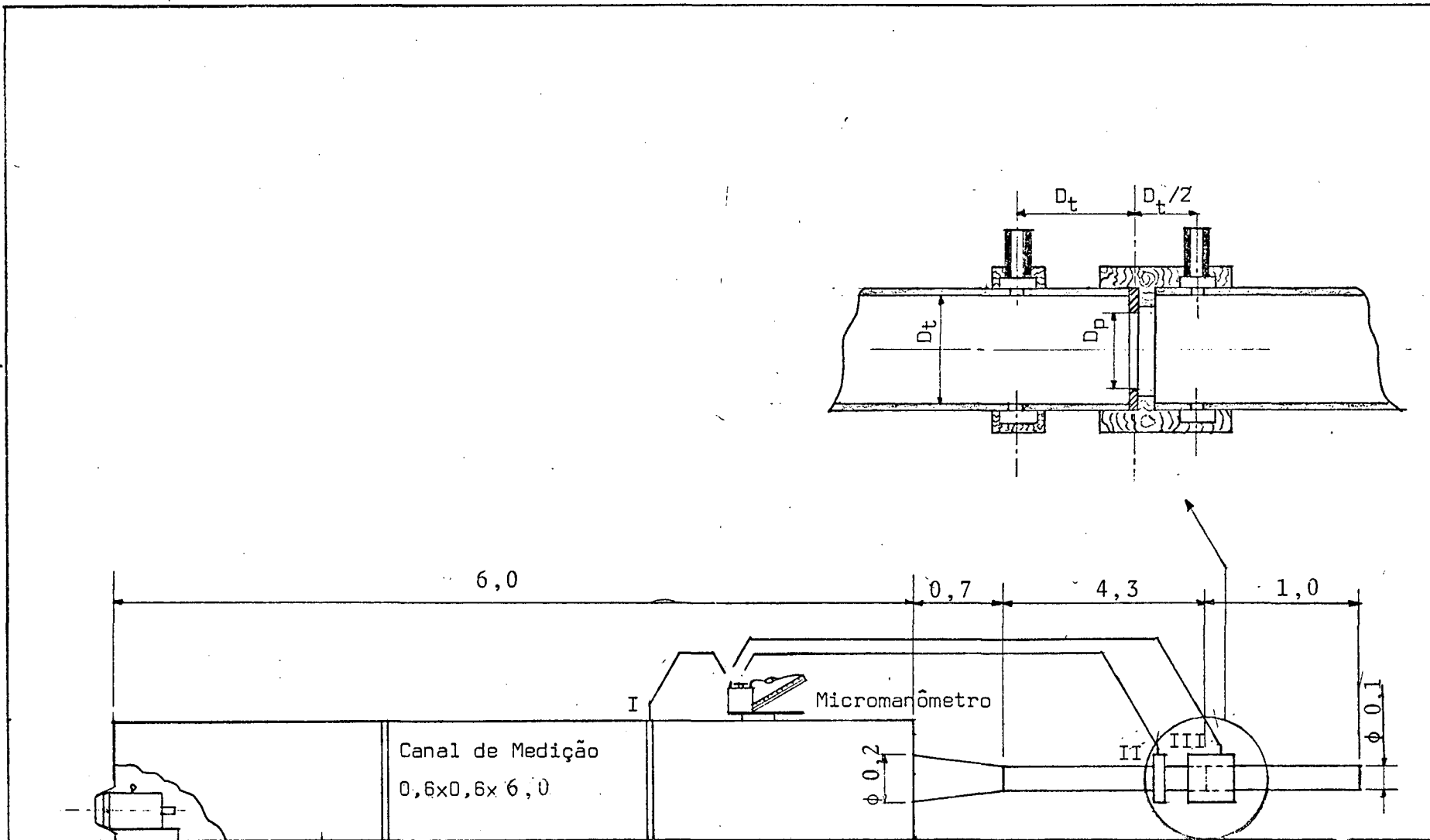


Figura 09 - Sistema de placas perfuradas. Medição de pressão e vazão. Cotas em m .

- γ é a razão entre os calores específicos do fluído;
- $\beta = R_p/R_t$ é a razão entre o raio do furo da placa (R_p) e o raio interno do tubo;
- C_c é o coeficiente de contração, no caso assumido igual a 1;
- A_t é a área da seção transversal da tubulação;
- T_f é a temperatura absoluta do fluído;
- R é a constante específica do gás.

A taxa real de fluxo de massa é calculada por intermédio da equação (18), mostrada abaixo:

$$\dot{m} = C_d \cdot \dot{m}_t \quad (18)$$

O coeficiente de descarga C_d pode ser calculado de forma iterativa, como se segue: assumindo um valor, a priori, para o número de Reynolds (R_e) do escoamento na tubulação (eq. 20), calcula-se o valor de C_d correspondente (eq. 19). De posse do valor de C_d , calcula-se \dot{m} (eq. 19) e o valor correspondente de R_e para esta taxa de fluxo de massa. Compara-se a seguir os valores de R_e . Se eles são próximos, o valor calculado para \dot{m} é o valor real, caso contrário o novo valor de R_e é substituído na equação (17) e o processo é repetido. Como o processo é altamente convergente, geralmente três iterações bastam para calcular a taxa real de fluxo de massa na tubulação.

$$C_d = 0,19436 + 0,152884 \cdot (\ln R_e) - 0,0097785 \cdot (\ln R_e)^2 + 0,00020903 \cdot (\ln R_e)^3 \quad (19)$$

$$R_e = \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot R_t}{A_t \cdot v} \quad (20)$$

O ganho de pressão, gerado pelo ventilador, foi assumido como sendo a pressão manométrica estática medida no ponto I.

Neste sistema, os diferentes pontos das curvas características foram obtidos pela variação do diâmetro do furo das placas. Utilizou-se 6 placas com os seguintes diâmetros do furo = 77,0; 68,5; 61,6; 53,3; 40,5 e 32,7 mm. Bloqueando a saída do fluxo, um sétimo ponto era obtido.

Devido à imprecisão na confecção das placas, vedação im perfeita do canal de medição e falta de calibração, nada se pôde afirmar, de definitivo, sobre a precisão dos valores de pressão e vazão obtidos com o uso deste sistema de medição.

As placas perfuradas foram utilizadas para avaliações qualitativas e obtenção do formato geral das curvas características.

2.3.2 - Tubeiras Calibradas

O dispositivo em questão é composto de um duto circular, ao qual, em uma das extremidades, é presa uma tubeira intercambiável, responsável pela depressão que possibilita medir a vazão gerada pelo ventilador. A outra extremidade possui um sistema que permite o acoplamento à entrada do ventilador. A fig. 10 mostra o diagrama esquemático do sistema de medição.

As tubeiras utilizadas neste trabalho foram em número de três, com diâmetros iguais a 28,23; 39,97 e 58,08 mm. Estas tubeiras foram projetadas e calibradas por Driessen [22].

De posse da altura manométrica gerada pela depressão, obtêm-se a vazão (m^3/s) que passa pelo ventilador. O ganho de pressão gerado pelo ventilador é a pressão manométrica no ponto I (fig. 10).

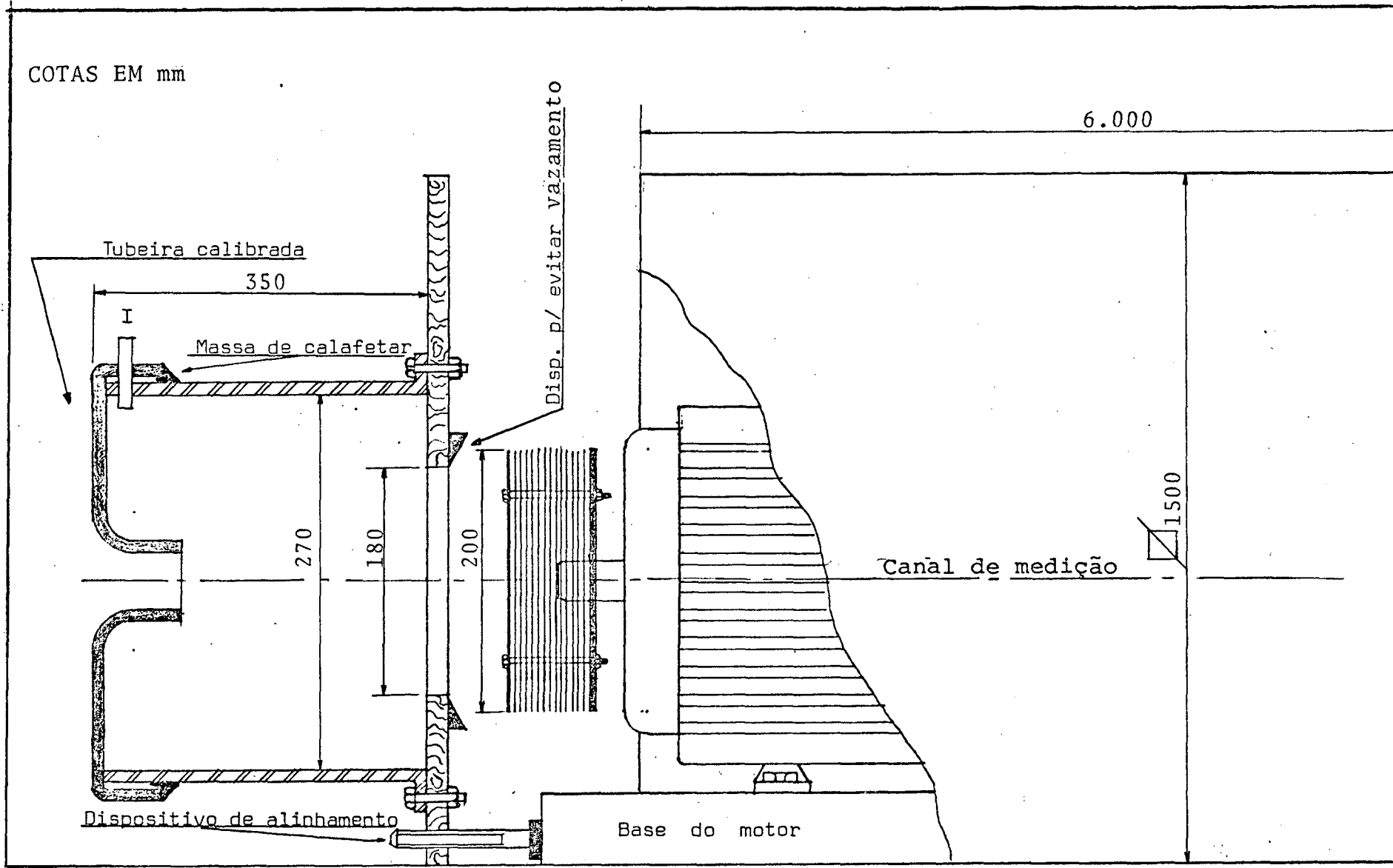


Figura 10 - Sistema de tuberias calibradas. Medição de pressão e vazão.

2.4 - Adequação dos ventiladores de discos múltiplos

Tendo-se em vista a adequação dos ventiladores de discos múltiplos, para a aplicação em questão, estudou-se a influência dos seguintes parâmetros sobre as curvas características: diâmetro interno, espaçamento interdisco, rugosidade dos discos, número de discos, formato dos discos e formato dos espaçadores. Devido às características inerentes aos motores TEFC de 2 pólos e carcaça 132 M, a velocidade de rotação do ventilador e diâmetro externo dos discos permaneceram constantes e iguais a 3.600 r.p.m. e 200 mm respectivamente, em todas medições.

Os rotores utilizados nos experimentos são presos, por parafusos 3/16", a duas bases, tornando a montagem a mais centrada e rígida possível. A primeira base é constituída de um disco de aço com diâmetro de 200 mm e espessura de 6 mm, fixado ao eixo por um pino de pressão. A segunda base é um disco de alumínio com 0,6 mm de espessura, diâmetro externo de 200 mm e interno de 160 mm. O espaçamento interdisco é proporcionado por arruelas de cartolina ou papelão, o que torna a montagem leve, minimizando assim o desbalanceamento. Por causa do sistema de fixação do ventilador ao eixo do motor, têm-se um ressalto com 40 mm de diâmetro e 30 mm de comprimento dentro do rotor. Um diagrama da montagem é mostrado na fig. 11.

Para se determinar a forma das curvas características, foram feitas medições de uma série de protótipos utilizando o sistema de placas perfuradas. Os resultados evidenciaram a tendência linear destas curvas (vide fig. 12, como exemplo), o que possibilitou o levantamento das curvas características pela utilização de tuberias calibradas (que permitem a obtenção de 3 pontos de curva). De

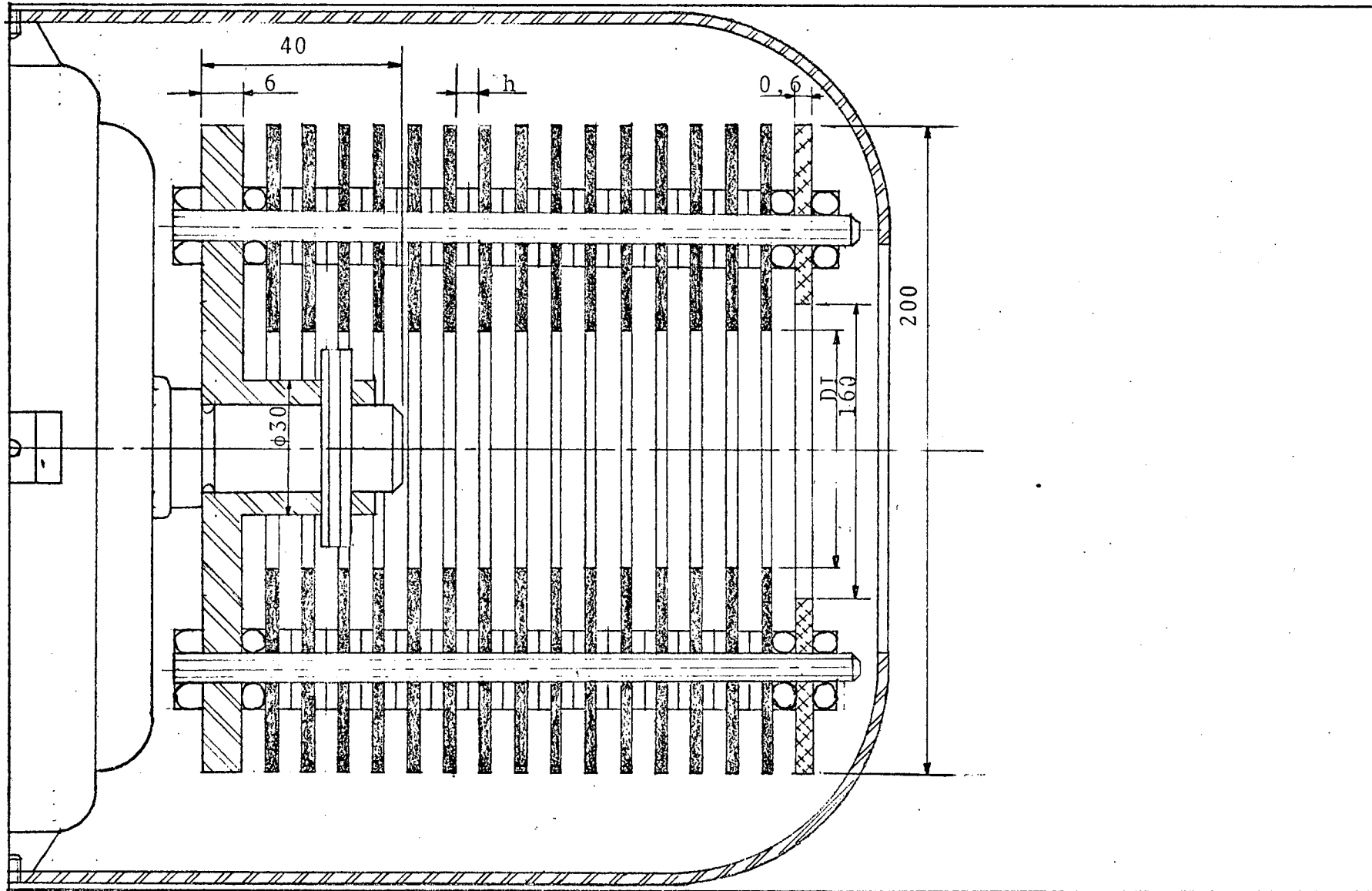


Figura 11 - Desenho em corte da montagem experimental dos ventiladores de discos múltiplos. Cotas em mm.

posse dos pontos obtidos pelos sistemas de medições, as curvas foram traçadas pelo método de regressão linear por mínimos quadrados [23].

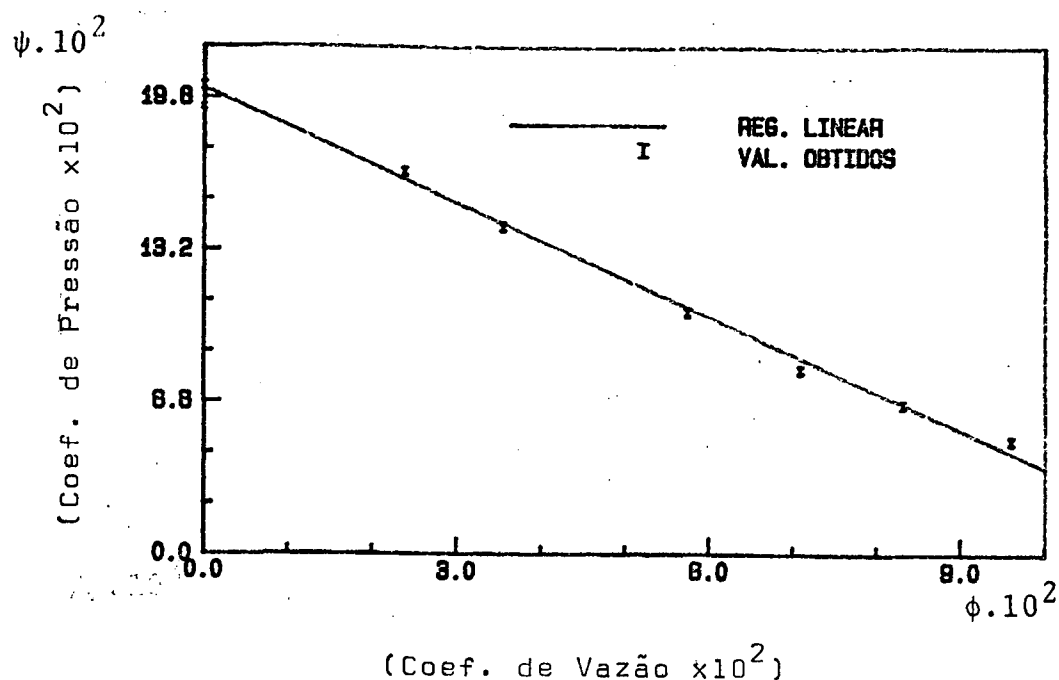


Figura 12 - Curva $\psi v_s \phi$ para ventilador de discos múltiplos — Formato da Curva.

De posse das curvas características, calculou-se por intermédio das equações (21) e (22) os coeficientes de pressão (ψ) e vazão (ϕ) correspondentes. As curvas $\psi v_s \phi$ são adimensionais, facilitando sobretudo a análise e aplicação dos resultados.

O coeficiente de pressão é definido por [14] como:

$$\psi = \frac{2 \cdot P}{\rho \cdot (\omega \cdot R_0)^2} \quad (21)$$

O coeficiente de vazão é definido por [14] como:

$$\phi = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot R_0^2 \cdot h \cdot (ND - 1)} \quad (22)$$

onde:

P é o ganho de pressão proporcionado pelo ventilador;

ρ é a massa específica do fluido;

Q é a razão gerada pelo ventilador;

R_o é o raio externo dos discos;

ND é o número de discos do rotor.

2.4.1 - O Ventilador Original

Para fins de comparação mediu-se a curva característica dos ventiladores originais.

O ventilador original utilizado neste trabalho é um ventilador axial, com 13 pás (90°) e um diâmetro externo de 250 mm.

A fig. 13 mostra a curva característica deste ventilador. As cruces (+) indicam os pontos obtidos com a utilização do sistema de tubeiras calibradas e os traços verticais (I) placas perfuradas. Observa-se que os valores obtidos pelo sistema de placas perfuradas são coerentes com os obtidos por tubeiras calibradas. Da análise da figura 13, concluiu-se que a vazão fornecida pelo ventilador (sem acréscimos de perdas externas) é superior a $600 \text{ m}^3/\text{h}$.

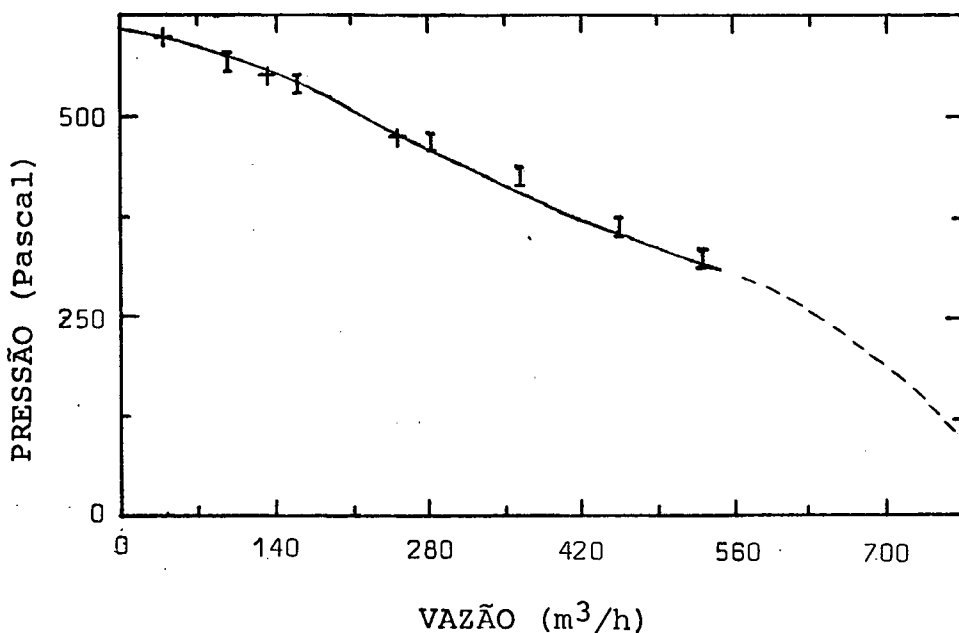


Figura 13 - Curva característica do ventilador original

2.4.2 - Influência do diâmetro interno

Para o estudo final da influência do diâmetro interno sobre as curvas $\psi \times \phi$, utilizaram-se protótipos constituídos por 50 discos de cartolina (0,2 mm), espaçados de 1 mm (média) e fixados por quatro parafusos. As pressões e vazões respectivas foram medidas pelo sistema de tubeiras calibradas. Os diâmetros internos (DI) escolhidos para análise, foram = 80, 100, 120, 130, 140 e 150 mm. Com o intuito de generalizar os resultados, o motor permaneceu sem a tampa do ventilador (difusor) durante as medições. As curvas $\psi \times \phi$ estão mostradas na figura 14.

Observa-se (fig. 14), que as melhores performances, em termos de ψ e ϕ , foram obtidas para os protótipos com 120 e 130 mm de diâmetro interno, ou seja, razões de raios (R_o/R_i) de 1,6 e 1,5 respectivamente.

2.4.3 - Influência do número de discos

Para se avaliar a influência do número de discos (ND) sobre as curvas $\psi \times \phi$, realizaram-se medições com um protótipo constituído por discos de cartolina (0,2mm) e diâmetro interno de 120mm, espaçados de 1 mm (média). Mediram-se as curvas $\psi \times \phi$ para o protótipo com 9, 16, 23 e 28 discos. Os resultados estão mostrados na figura 15. Utilizou-se o sistema de placas perfuradas para as medições de pressões e vazões, estando o ventilador com o difusor.

Da análise da fig. 15, observa-se que o coeficiente de pressão para vazão nula (ψ_o) cresce com o número de discos, enquanto o coeficiente de vazão máximo (ϕ_o) diminui. Este comportamento explica as diferenças de valores, existentes entre a curva

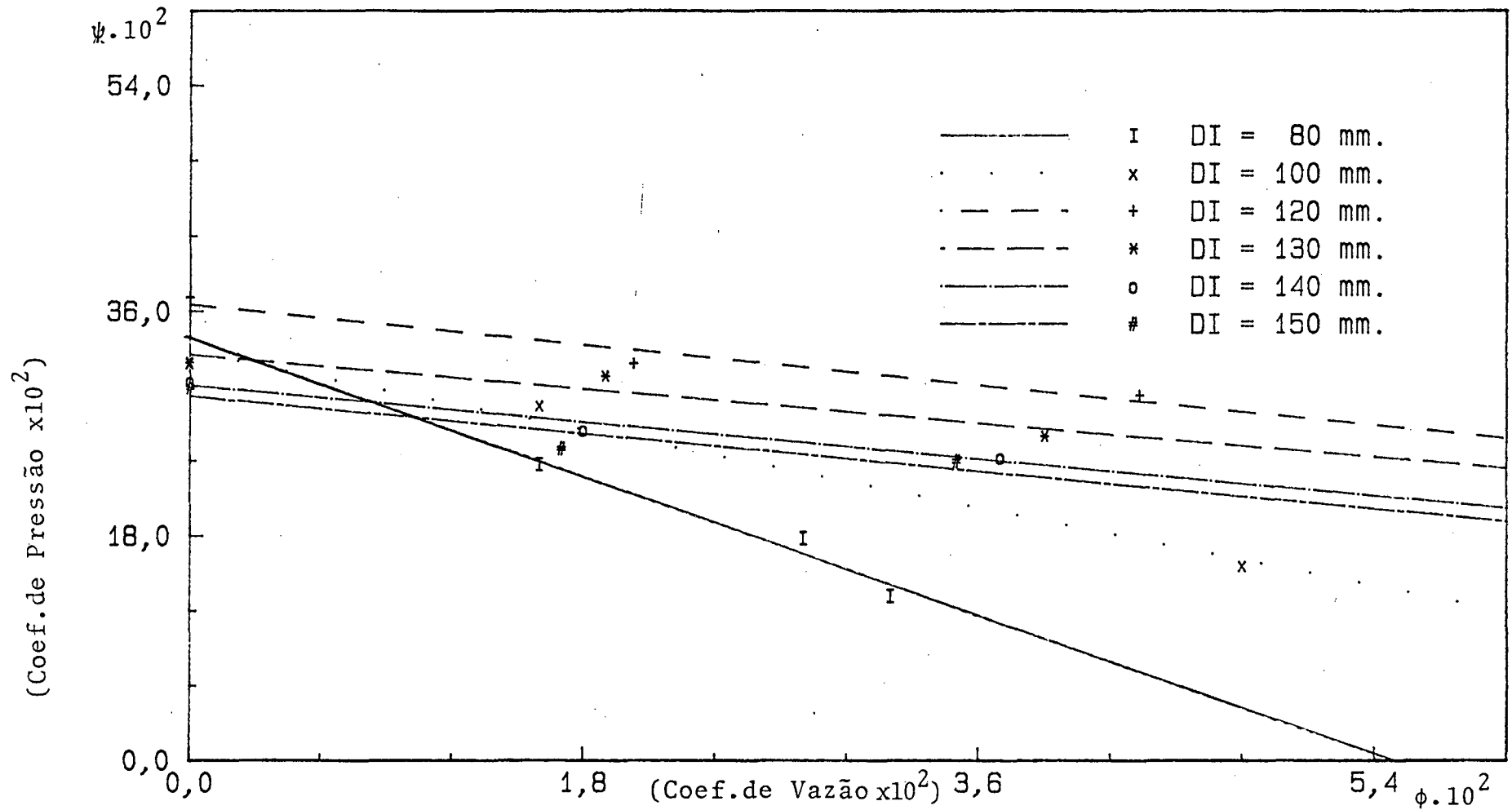


Figura 14 - Coeficiente de pressão vs coeficiente de vazão para ventiladores de discos múltiplos. Influência do diâmetro interno.

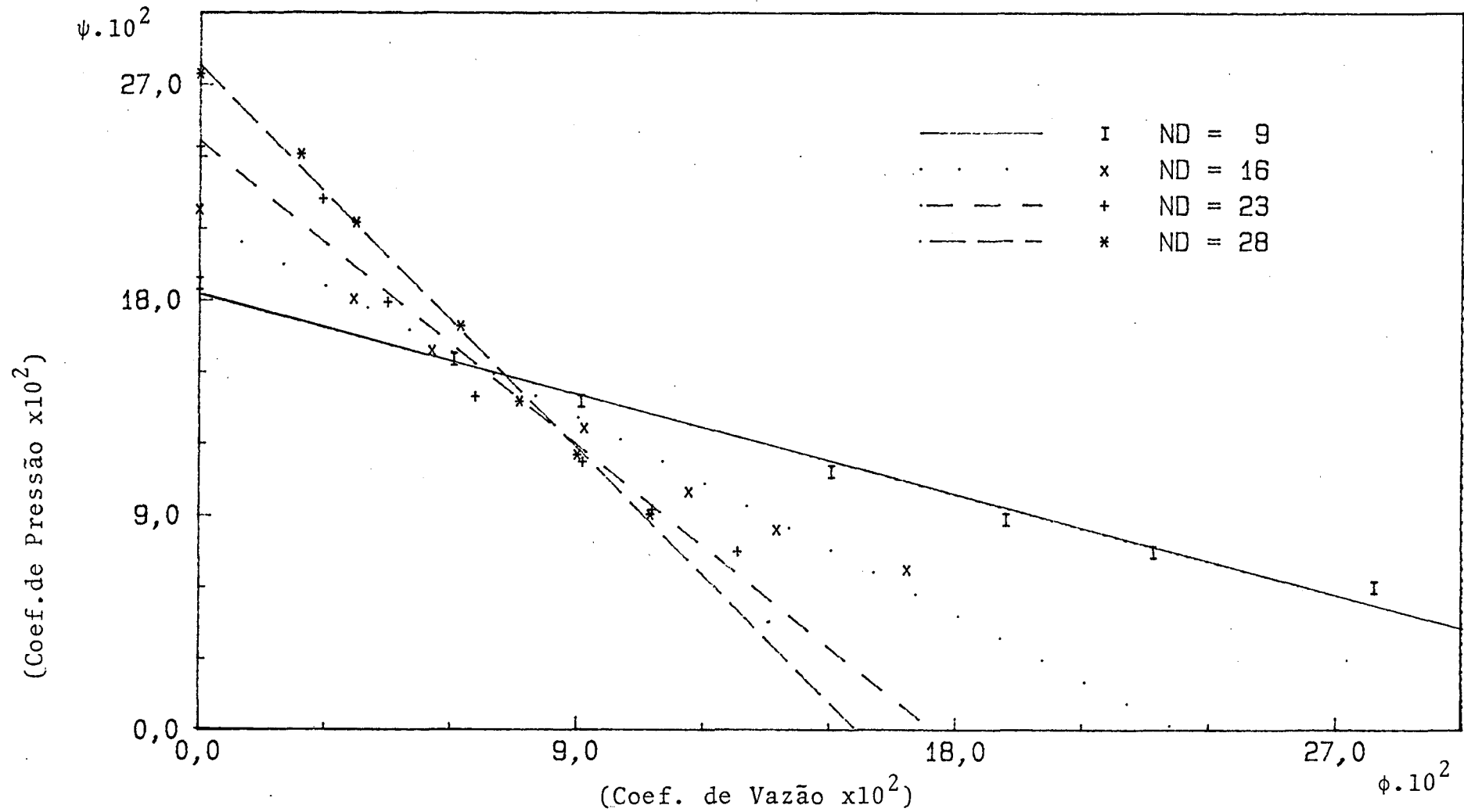


Figura 15 - Coeficiente de pressão vs coeficiente de vazão para ventiladores de discos múltiplos. Influência do número de discos.

da fig. 12 e a equivalente na fig. 14 ($D_i = 80$ mm).

A diminuição no valor da tangente α das curvas $\psi \times \phi$ pode, em grande parte, ser atribuída a perdas na entrada do rotor. Hasinger [14], com o intuito de minimizar estas perdas sugere um ventilador de fluxo misto (fig. 16). A configuração sugerida é interessante para aplicações em motores elétricos, uma vez que, as perdas no difusor também serão minimizadas.

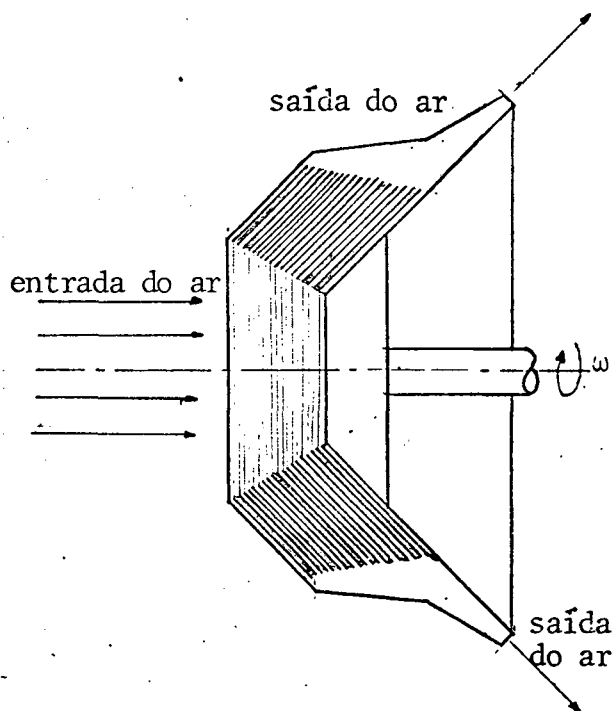


Figura 16 - Esboço de um ventilador de discos múltiplos de fluxo misto.

2.4.4 - Influência do espaçamento interdisco

Para o estudo final sobre a influência do espaçamento interdisco, utilizou-se um rotor composto por discos de cartolina com 0,2 mm de espessura, e fixado às bases por quatro parafusos. Uma vez que o estudo objetiva a obtenção de protótipos que forneçam a maior vazão por unidade de área de fluxo, procurou-se manter a área radial externa de fluxo constante. Utilizaram-se protótipos de 63 discos espaçados de 0,8 mm; 50 espaçados de 1,0 mm; 40 espa-

çados de 1,2 mm; 34 discos espaçados de 1,4 mm e 29 discos com espaçamento de 1,6 mm. O motor estava sem difusor e o sistema de tuberias foi o utilizado na obtenção dos pontos ψ e ϕ de operação dos protótipos. Os resultados são mostrados na figura 17.

Da figura 17, conclui-se que a melhor performance aerodinâmica é proporcionada pelos espaçamentos interdisco de 0,8 mm, correspondendo a um parâmetro de similaridade p (eq. 15) de 1,97. Observa-se que a melhor performance ocorreu para p nas vizinhanças de $\pi/2$ (1,57), conforme sugerido por [14].

2.4.5 - Influência da rugosidade dos discos

Para se estudar o efeito do acabamento superficial dos discos sobre a performance aerodinâmica dos ventiladores de discos múltiplos, construíram-se protótipos com discos de lixa d'água 500 (0,2 mm).

O protótipo utilizado para a obtenção do formato das curvas ψ vs ϕ era constituído por 11 discos espaçados de 1 mm (em média) e diâmetro interno de 140 mm. O rotor foi fixado às bases por três parafusos. Utilizou-se difusor e o sistema de medição foi o de placas perfuradas. Os coeficientes ψ e ϕ para este protótipo estão mostrados na fig. 18, onde se observa a linearidade da curva ψ vs ϕ .

Protótipos, com quatro parafusos de fixação, foram construídos com: 50 discos, DI = 120 mm e $h = 1,0$ mm; 40 discos, DI = 120 mm e $h = 1,2$ mm; 34 discos, DI = 120 mm espaçados de 1,4 mm; e 40 discos com um diâmetro interno de 130 mm e $h = 1,2$ mm. O sistema utilizado para obtenção dos pontos de operação (ψ e ϕ) foram o de tuberias calibradas. O motor permaneceu sem difusor durante

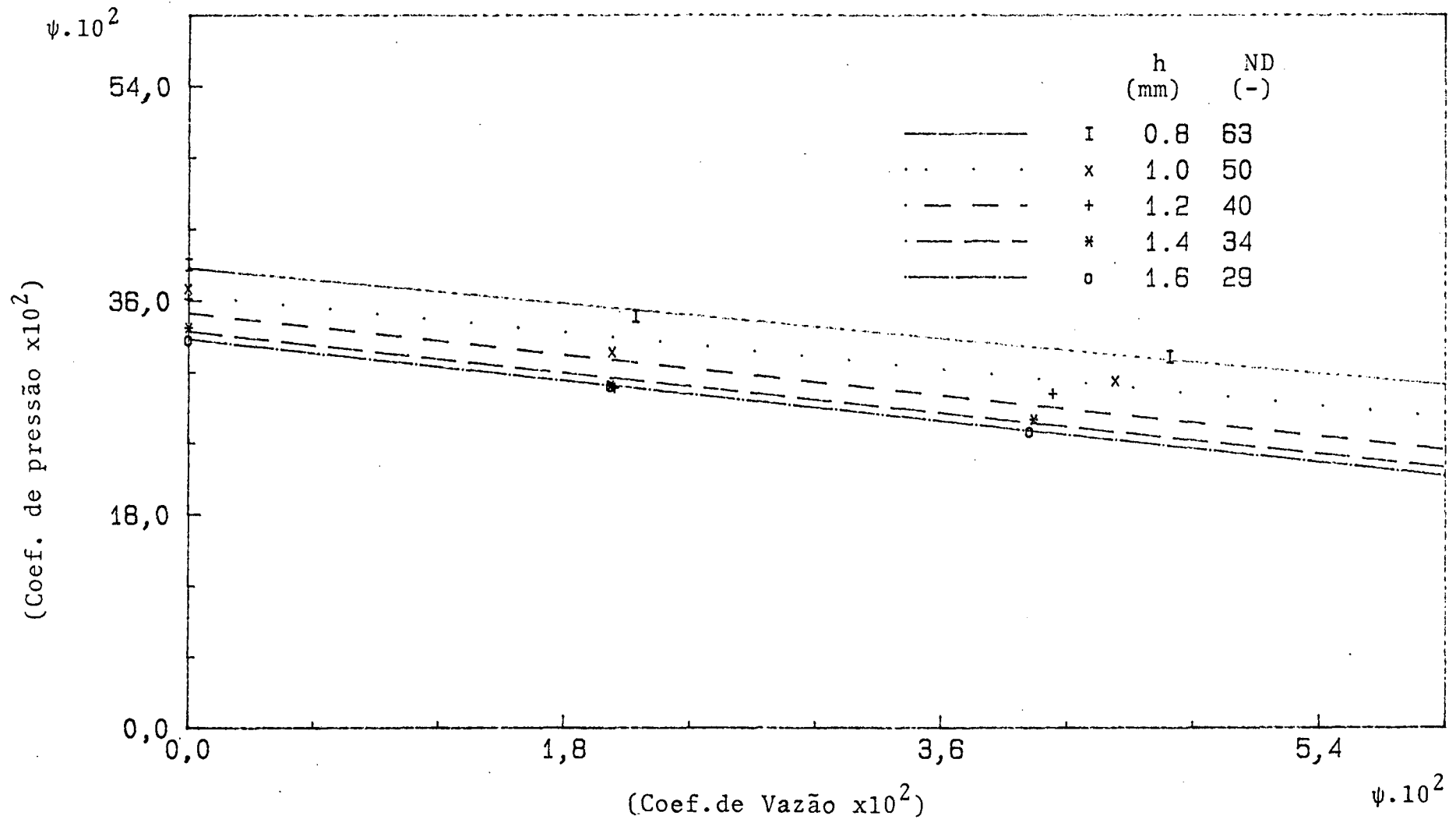


Figura 17 - Coeficiente de pressão vs coeficiente de vazão para ventiladores de discos múltiplos. Influência do espaçamento.

as medições. Os resultados são mostrados na fig. 19.

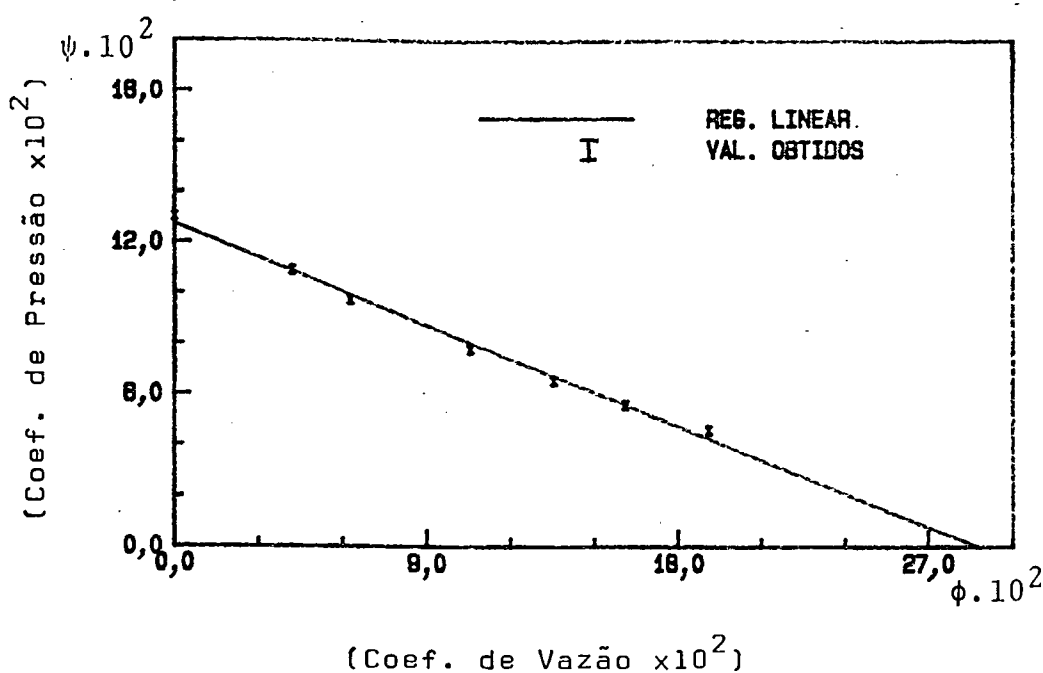


Figura 18 - Curva ψ vs ϕ para ventilador de discos rugosos (Lixa d'água 500) - Formato da curva.

Os ventiladores de discos rugosos apresentam valores para as curvas ψ vs ϕ próximos aos de discos lisos, observando-se que a melhor performance ocorre para espaçamentos interdiscos maiores (fig. 19). Dos protótipos testados as melhores performances ocorreram para valores de p iguais a 2,95 e 3,44, estando portanto bem acima de $\pi/2$, proposto como ideal para rotores de discos lisos.

2.4.6 - Influência do formato dos discos

Levando-se em consideração que o fluxo deverá sair axialmente em relação ao eixo do ventilador, foi construído um protótipo com 10 discos curvos (fig. 20), fabricados com chapas de alumínio (0,6 mm de espessura) e diâmetro interno de 120 mm. Os discos foram fixados às bases por três parafusos. Para fins de comparação, construiu-se um protótipo de discos planos, com a mesma con

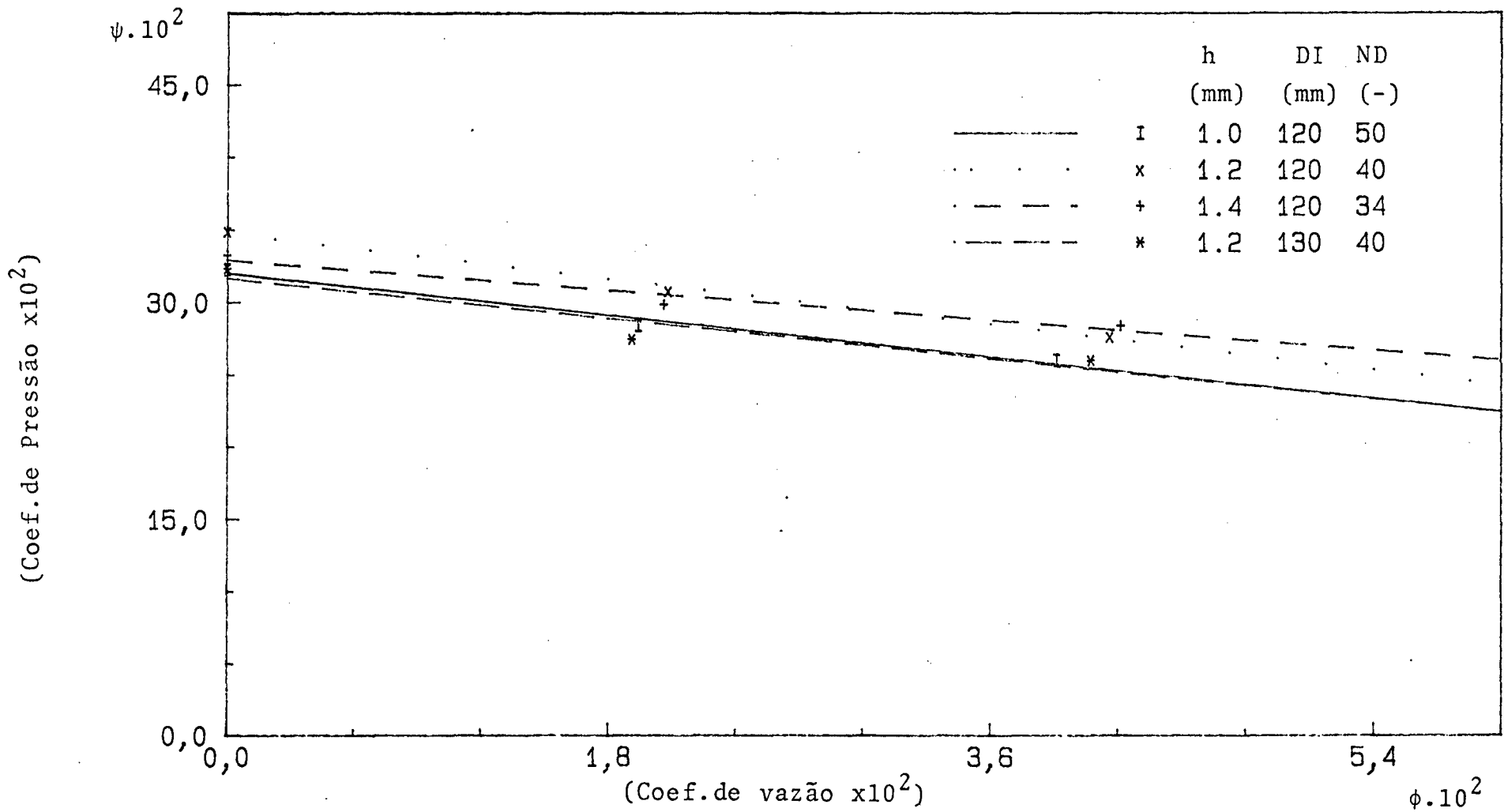


Figura 19 - Coeficiente de pressão vs coeficiente de vazão para ventiladores de discos múltiplos. Influência da rugosidade, espaçamento e do diâmetro interno.

figuração, em alumínio de igual espessura.

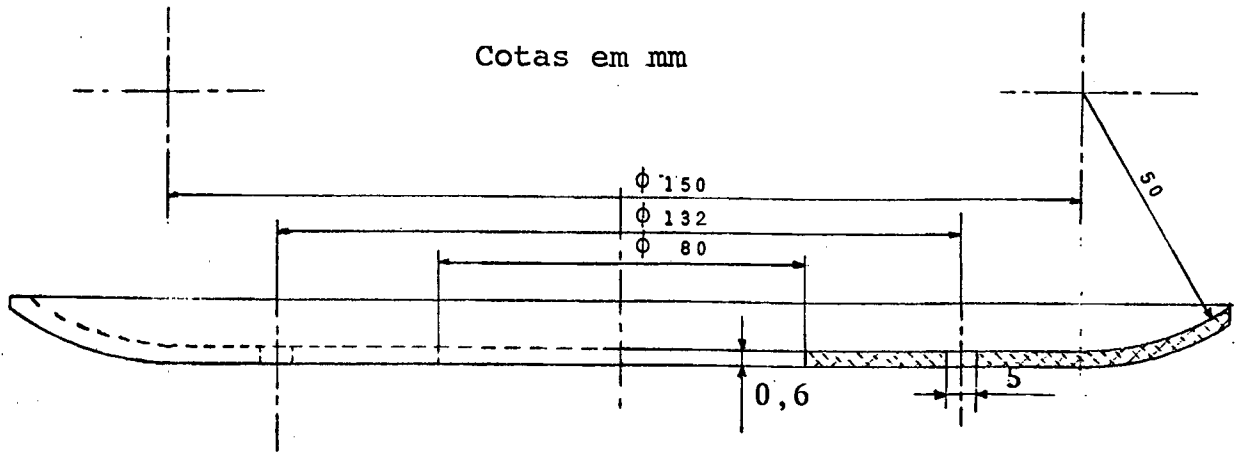


Figura 20 - Esboço de um disco curvo

A obtenção das curvas ψ vs ϕ foi através do sistema de placas perfuradas. O motor estava com o difusor durante as medições. Os resultados são mostrados na figura 21.

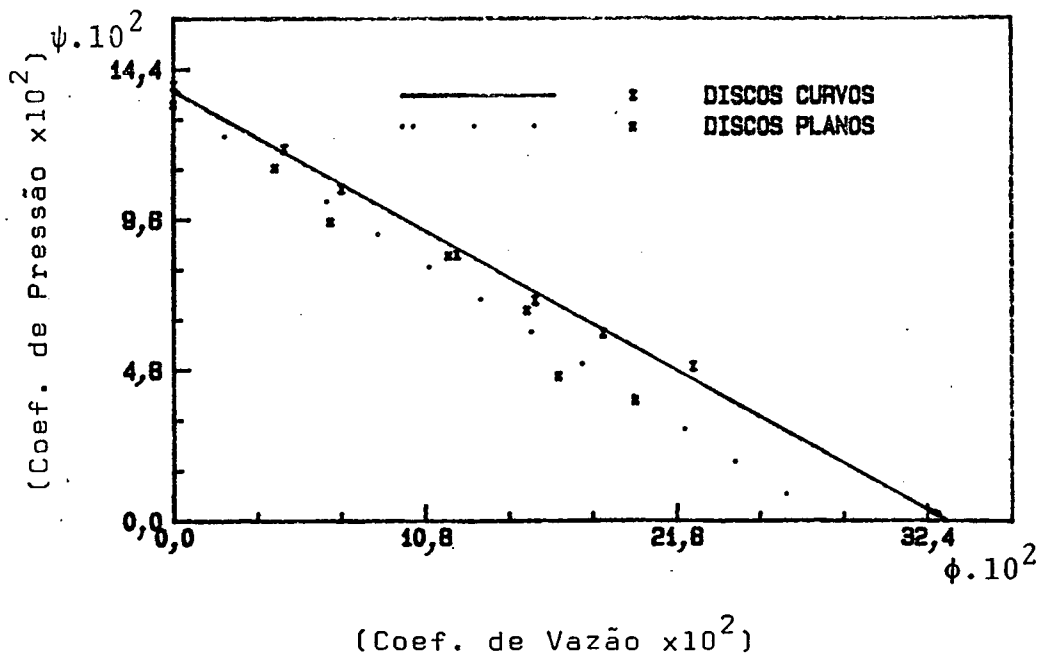


Figura 21 - Curvas ψ vs ϕ para rotores de discos múltiplos —
Formato dos discos.

Da análise da figura 21, observa-se que os ventiladores de discos curvos apresentam performance aerodinâmica superior aos de discos retos equivalentes. Este fato abre perspectiva para o seu estudo, visando a utilização direta em motores elétricos.

2.4.7 - Influência do formato dos espaçadores

Objetivando o aumento da vazão, construíram-se várias configurações de espaçadores (fig. 22). A intenção era de se transferir maior energia ao fluído, pelo contato direto = fluído - espaçador. A única preocupação foi a de encontrar configurações cuja performance independesse do sentido de rotação. Testaram-se protótipos com uma gama variada de número, espaçamento, comprimento e configuração de espaçadores.

Na figura 23 está mostrada a curva ψ vs ϕ da configuração que apresentou melhores resultados: configuração f (vide fig. 22.f), 9 discos espaçados de 2 mm e diâmetro interno de 120 mm. O rotor estava fixado por 6 parafusos. Na mesma figura, a título de comparação, mostra-se a curva ψ vs ϕ de um ventilador de discos múltiplos normal (espaçado por arruelas) com: DI = 120, N = 22 e h = 1,0 mm.

Observa-se (fig. 23), que a vazão fornecida pelo protótipo comum, supera a fornecida pelo ventilador com espaçador especial, para pressões maiores. Uma vez que estes protótipos se mostraram ruidosos (12 db(A) mais alto que os demais no nível de pressão sonora), decidiu-se pelo término dos estudos sobre a influência do formato dos espaçadores.

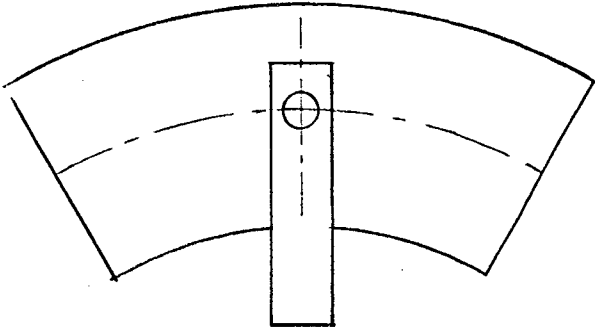


Fig. 22-A

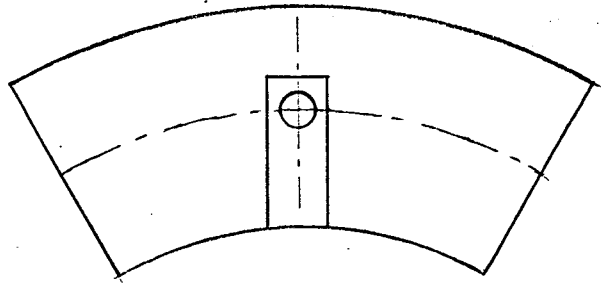


Fig. 22-B

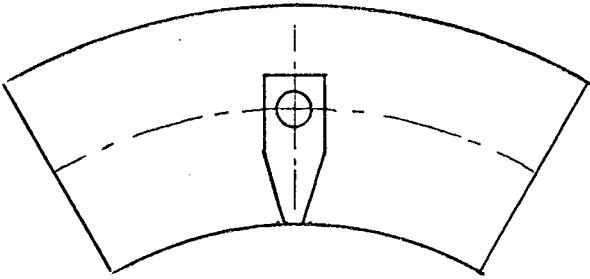


Fig. 22-C

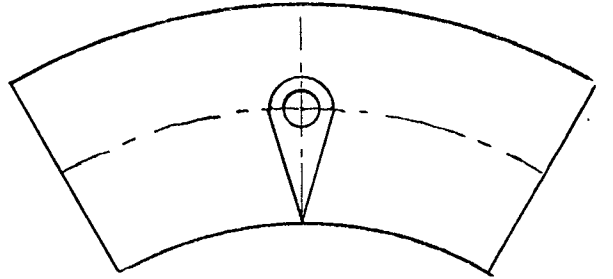


Fig. 22-D

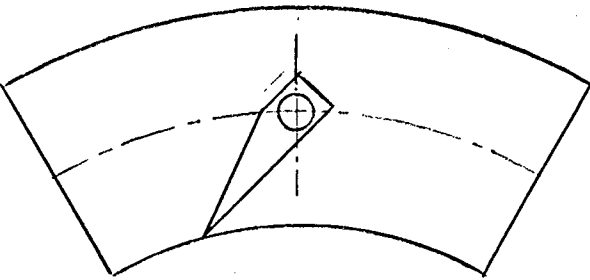


Fig. 22-E

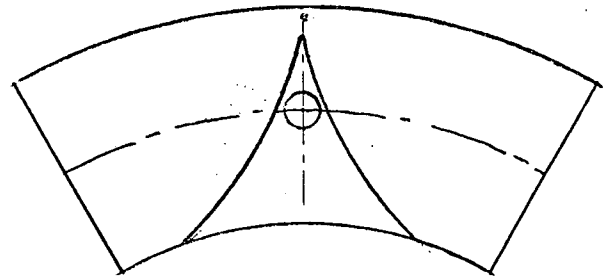


Fig. 22-F

Figura 22 - Espaçadores especiais.

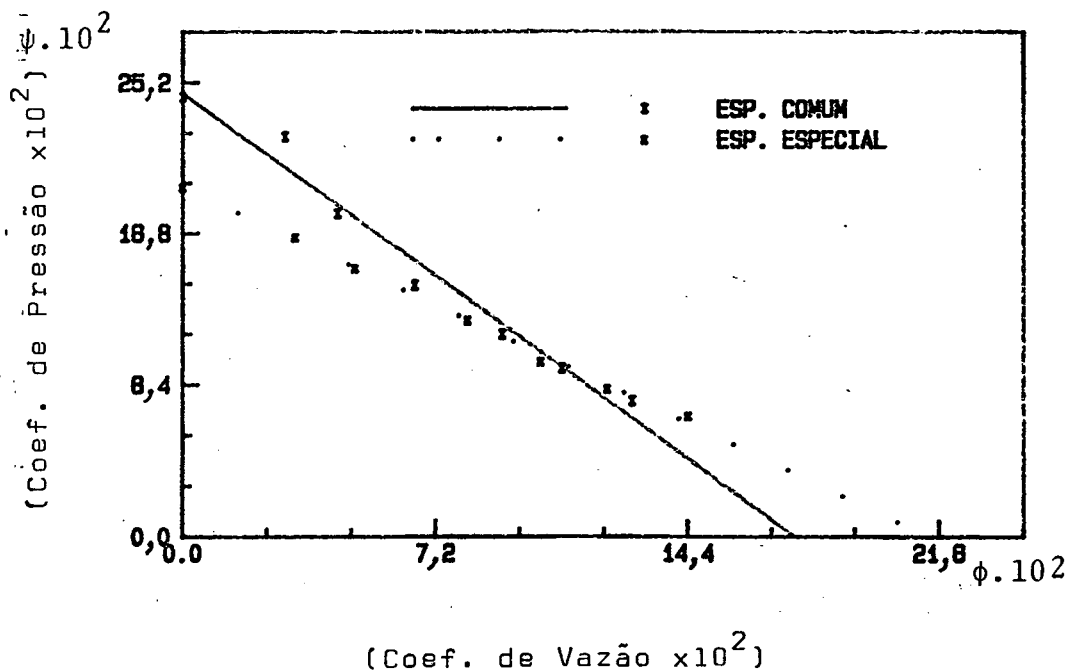


Figura 23 - Curvas ψ vs ϕ de ventiladores de discos múltiplos, obtidas pelo sistema de placas perfuradas — Influência do formato dos espaçadores.

2.4.8. - Medições complementares

Para a adequação final dos ventiladores de discos múltiplos, montaram-se 4 protótipos designados por A, B, C e D, com as seguintes configurações:

Protótipo A = 63 discos de cartolina, espaçados de 0,8 mm e diâmetro interno de 120 mm.

Protótipo B = 75 discos de cartolina, espaçados de 0,6 mm e diâmetro interno de 120 mm.

Protótipo C = 63 discos de cartolina, espaçados de 0,8 mm e diâmetro de 130 mm.

Protótipo D = 40 discos de lixa d'água, espaçados de 1,2 mm e diâmetro interno igual a 130 mm.

Usaram-se 2 tubeiras calibradas para as medições de pressão (P) e vazão (Q). Os protótipos foram afixados por 4 parafusos e o motor permaneceu com o difusor durante as medições. Os re-

sultados estão apresentados na Tabela 07. Nesta tabela, a título de comparação, também são mostrados os valores obtidos para o protótipo A sem difusor e para o ventilador original, designados por E e F respectivamente. Observa-se que a área externa de fluxo ($2 \cdot \pi \cdot R_o \cdot ND \cdot h$) é constante para todos os protótipos ($\approx 0,03 \text{ m}^2$).

Tabela 07 - Pontos de operação de ventiladores
Medições complementares

PROTÓTIPO	TUBEIRA I (39,97 mm)		TUBEIRA II (58,08 mm)	
	P (Pascal)	Q (m^3/h)	P (Pascal)	Q (m^3/h)
A	385	98	291	171
B	346	90	266	166
C	346	90	277	169
D	361	94	291	171
E	327	86	299	175
F	555	115	472	229

Da análise da Tabela 07 podem-se tirar as seguintes conclusões:

- A melhor configuração para os ventiladores de discos lisos, é a de diâmetro interno igual a 120mm e espaçamento de 0,8 mm(A), sendo este fato observado para um máximo de 63 discos.
- A vazão máxima gerada por ventiladores de discos rugosos é aproximadamente igual à gerada por ventiladores de discos lisos (A e D).

- O difusor apesar de ter influência benéfica sobre o fluxo para baixas vazões, acrescenta perdas de cargas razoáveis com o aumento da mesma (A e E).

Para o estudo posterior, dos níveis de ruídos dos motores em função da vazão dos ventiladores de discos múltiplos, foram confeccionados, em cartolina protótipos com 25,45 e 63 discos. O diâmetro interno foi de 120 mm e o espaçamento interdisco de 0,8mm,

A Tabela 08 mostra os pontos de operações obtidos com duas tubeiras calibradas. Utilizou-se o difusor durante as medições.

Tabela 08 - Pontos de operação de ventiladores de discos múltiplos: Medições complementares

N	TUBEIRA I (39,97 mm)				TUBEIRA II (58,08 mm)			
	P (Pascal)	Q (m ³ /h)	ψ .10 ²	ϕ .10 ²	P (Pascal)	Q (m ³ /h)	ψ .10 ²	ϕ .10 ²
25	217	63	26	3,7	143	122	17	7,2
45	306	84	36	2,7	227	155	26	5,1
63	385	98	46	2,3	291	171	34	4,0

Observa-se (Tab.08) que o aumento da vazão dos ventiladores de discos lisos, nos motores em estudo, não é linear com o aumento do número de discos.

Do exposto anteriormente, conclui-se que a vazão fornecida por ventiladores de discos múltiplos, está bem abaixo da gerada pelo ventilador original ($\approx 800 \text{ m}^3/\text{h}$).

Kostenko [24], observa que para refrigeração de motores TEFC, isolamento classe A, é necessário $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ (em média)

de ar por kW de potência perdida. Assumindo um rendimento total do motor de 85%, conclui-se que os motores em estudo (15 CV) precisam de aproximadamente $310 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar para sua refrigeração. Mesmo levando-se em conta características peculiares aos motores WEG, conclui-se que a vazão fornecida pelo ventilador original deverá exceder em muito, as reais necessidades da máquina.

2.5 - Ensaio de elevação de temperatura

Demonstrado que, a análise da viabilidade de utilização dos ventiladores de discos múltiplos por comparação com o ventilador original seria problemática e irreal pelos motivos expostos acima, optou-se por um ensaio de elevação de temperatura. Para este ensaio foi escolhida uma configuração otimizada, composta de 63 discos de cartolina, com diâmetro interno de 120 mm e espaçamento interdisco de 0,8 mm.

A temperatura permissível para o ponto mais quente num dado motor, usando uma classe específica de isolante, pode ser difícil de determinar, uma vez que este ponto pode estar imerso nos enrolamentos do estator ou armadura, ou pode não ser acessível por alguma razão.

Termômetros do tipo termopar ou do tipo de bulbo líquido (mercúrio ou álcool) têm de ser localizados nas partes mais acessíveis ou mais externas da máquina, e um tal valor de temperatura depende do gradiente termodinâmico criado pelo envólucro físico da máquina. É costume adicionar uma correção de 15°C à temperatura da superfície, para determinar aquela do ponto mais quente [25].

Um valor mais elevado e mais verdadeiro da elevação da temperatura Δt , é usualmente obtido comparando-se os valores das resistências a quente e a frio dos enrolamentos do estator ou do

rotor, antes e imediatamente após o funcionamento. A sobre-elevação de temperatura é calculada pela equação [26]:

$$\Delta t = \frac{R_w - R_k}{R_k} \cdot (K + T_{ak}) - (T_{aw} - T_{ak}) \quad (23)$$

onde:

R_k = Resistência a frio, em Ω ;

R_w = Resistência a quente, em Ω ;

k = 234,5 para o cobre eletrolítico e 225 para o alumínio;

T_{ak} = Temperatura ambiente a frio, em $^{\circ}\text{C}$;

T_{aw} = Temperatura ambiente a quente, em $^{\circ}\text{C}$

Talvez o melhor método de obter-se a temperatura do ponto mais quente seja através de detectores de temperatura engastados no material. Estes são termopares ou materiais sensíveis à temperatura, que são colocados durante a construção da máquina e cujos terminais são trazidos para fora, para serem ligados aos dispositivos de medição de temperatura. Detectores bem colocados levam usualmente a valores mais elevados de temperatura que os medidos através da variação da resistência [25].

O método utilizado foi o da resistência, obedecendo a uma norma interna da Weg [26], onde os ensaios foram realizados.

2.5.1 - Instrumentação

O ensaio foi realizado em uma bancada montada especificamente com esta finalidade. Junto com a medição de temperatura, vários outros dados que dizem respeito à performance elétrica e mecânica da

máquina foram obtidos. A bancada consiste de: 1 voltímetro, 1 freqüên-
címetro, 3 amperímetros, 2 wattímetros monofásicos ou 1 trifásico, 1
tacômetro, 1 dinamômetro, 2 termômetros, 1 ponte resistiva, 2 trans-
formadores de corrente e 2 de potencial, 2 divisores de tensão e 1
relógio. Caso seja de interesse, as características destes equipamen-
tos poderão ser encontradas entrando em contato com a WEG.

2.5.2 - Procedimento

Após observar uma série de recomendações que dizem res-
peito a acoplamento do motor com o dinamômetro, fixação dos termô-
metros, ligação do motor, etc; fazem-se as medições necessárias de
quinze em quinze minutos até que a variação de temperatura na car-
caça não exceda de 1°C no período de uma hora. A seguir calcula-se
uma variedade de indicadores, tais como: conjugado nominal, potên-
cia, fator de potência, rendimento, sobre elevação da temperatura,
etc. A sobre elevação da temperatura é calculada pela eq. (23).

2.5.3 - Resultados

O motor ensaiado, foi um TEFC de 10 HP, 3.560 rpm e car-
caça 132 M. A sobre elevação de temperatura encontrada foi de $84,5^{\circ}\text{C}$,
sendo que a admitida, para aplicação geral, é de 80°C . Observou-se
que a distribuição do fluxo sobre o motor era irregular, provavel-
mente devido à adaptação feita no difusor com o sentido de aumen-
tar o seu comprimento.

Considerando que em uma aplicação prática, as tolerânci-
as de fabricação do rotor serão menores, pode-se aumentar o número

de discos (observando que a vazão não aumenta linearmente com o nº de discos); pode-se otimizar o sistema de fixação do ventilador e a geometria do difusor, entre outros; acredita-se que, quanto a sobreelevação de temperatura, os ventiladores de discos lisos podem ser utilizados em motores de 10 HP, 3.560 rpm e carcaça 132 M, em regimes de operações gerais.

O uso deste tipo de ventilador em motores de 15 Hp, devido a maior carga térmica, deverá ser analisado. Em regimes de operação intermitente, acredita-se que os ventiladores de discos lisos ou rugosos, possam atender às necessidades de fluxo dos motores de 15 HP, 3.560 rpm e carcaça 132 M.

2.6 - Conclusões

Apesar do baixo número de pontos geradores das curvas características, várias conclusões puderam ser retiradas a respeito dos ventiladores de discos múltiplos, quando utilizados em motores elétricos.

O formato das curvas características, sem difusor, dos ventiladores de discos lisos, curvos e rugosos (lixa d'água), são retas com tangentes negativas.

Os maiores coeficientes de vazão (ϕ), para protótipos de discos lisos e rugosos, foram encontrados para diâmetros internos variando de 120 a 130 mm. O diâmetro externo permaneceu constante e igual a 200 mm.

Dos protótipos de discos lisos estudados, as melhores performances, em termos de vazão, ocorreram para o valor do parâmetro de similaridade p (eq. 15) igual a 1,97 ($h = 0,8$ mm). O valor de p é próximo de $\pi/2$, estando de acordo com as pesquisas realizadas por Hasinger [14].

Os ventiladores de discos rugosos apresentaram melhores performances para valores de p maiores ($> 2,95$). Os valores máximos para ϕ , foram eqüivalentes aos máximos obtidos para discos lisos. O maior espaçamento interdisco abre a perspectiva da utilização, deste tipo de ventilador, em ambientes com partículas maiores em suspensão na atmosfera (ambientes industriais em geral).

A utilização de espaçadores especiais (fig. 22), não melhorou a performance dos ventiladores. Além do mais, observou-se um aumento significativo (mais de 10 dB(A)) no nível de pressão sonora gerada pelas outras configurações.

Teste de sobre-elevação de temperatura demonstrou que, quanto às necessidades de fluxo, é viável a utilização de ventiladores de discos lisos em motores carcaça 132 M, 3.560 rpm e 10HP. O protótipo utilizado no teste, era composto de 63 discos de cartolina, espaçados de 0,8 mm e diâmetro interno de 120 mm.

Devido às semelhanças das curvas características (valores), acredita-se que os ventiladores de discos rugosos otimizados, também sejam viáveis para os motores especificados acima.

Observou-se que os ventiladores de discos curvos (fig. 20), apresentam performances aerodinâmicas superiores aos de discos lisos equivalentes. Este fato abre perspectivas, para o estudo deste tipo de ventilador, visando montagens mais compactas ou refrigeração de motores com cargas térmicas maiores.

3 - IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO

3.1 - Introdução

A identificação das fontes de ruído foi realizada observando-se a existência de componentes discretos em frequência, devido a excitação por fontes de ruído dos motores.

Para este estudo, escolheu-se a análise espectral digital do nível de pressão sonora (NPS). Para auxiliar na identificação das fontes e análise, determinaram-se as frequências naturais do sistema (motor) e obtiveram-se os espectros de aceleração para vários pontos do mesmo.

3.2 - Determinação das frequências naturais

A determinação das frequências naturais foi realizada na faixa de 30 a 5.000 Hz. Esta faixa foi escolhida tendo-se em vista que: acima de 5 kHz a análise torna-se difícil devido à infinidade de modos de vibração existentes; e acima de 2,5 kHz os níveis de ruído industrial tendem a abaixar [03], além de serem atenuados pelo ouvido humano (acima de 4 kHz).

A determinação das frequências naturais teve por objetivo avaliar se os modos de vibração contribuem, de forma significativa, na irradiação de ruído. Outro objetivo foi determinar se alguma frequência natural coincide com componentes discretos do espectro de vibração das fontes. Caso isso ocorra, tanto os níveis de vibrações quanto os níveis de ruído tendem a atingir níveis elevados.

As frequências naturais foram determinadas pelas técnicas de função de transferência (excitação transiente) e ângulo de fase da resposta (aceleração).

A função de transferência $H_{xy}(f)$ foi determinada experimentalmente [27] pela relação:

$$H_{xy}(f) = \frac{\overline{G_{yy}}}{\overline{G_{xx}}} \quad (24)$$

onde:

$\overline{G_{xx}}$ é o espectro de potência da excitação;

$\overline{G_{yy}}$ é o espectro de potência da resposta.

Teoricamente, a função de transferência é definida como sendo a razão entre as transformadas de Fourier da resposta e da excitação [27]. A transformada de Fourier de uma função δ de Dirac, que simula excitações transientes, é uma função real e constante [28]. Portanto a função de transferência de um sistema excitado por uma função δ de Dirac, será igual ao espectro de vibrações da resposta dividido por uma constante. Da teoria de vibrações, em sistemas mecânicos excitados por transientes os picos no espectro de vibrações ocorrerão nas frequências naturais [29]. Este é o princípio para se determinar frequências naturais com o uso de funções de transferências e excitação transitória.

Em sistemas mecânicos complexos, devido à existência de modos de vibração próximos, os picos no espectro de vibrações tendem a se deslocar em relação às frequências naturais, induzindo a erros na determinação destas [29]. O ângulo de fase da transformada de Fourier da resposta (sob forma polar) é menos sujeito a influência da distribuição modal [29]. Observando-se que o ângulo de fase é nulo quando o sistema "passa" por uma frequência natural, é possível determinar as frequências naturais do sistema com maior

precisão. Cabe colocar que em sistemas pouco amortecidos a mudança de fase na ressonância será de 180° , e para sistemas com alto amortecimento a mudança na fase poderá ser menor que 180° [30].

Para o monitoramento dos sinais, obteve-se a função de coerência dos mesmos. A função de coerência fornece um indicativo do grau de correlação existente entre os sinais de entrada e saída de um sistema.

A função de coerência γ^2 foi obtida experimentalmente [27] pela relação:

$$\gamma^2 = \frac{|\overline{G_{yx}}|^2}{\overline{G_{xx}} \cdot \overline{G_{yy}}}$$

onde:

$|\overline{G_{yx}}|^2$ é o quadrado da magnitude do espectro cruzado

Para a determinação das frequências naturais, o motor foi excitado por um martelo especial, no qual foi afixado um transdutor de força, tipo 8200 da B & K, conectado a um pré-amplificador, tipo 2626 (B & K). A resposta foi detectada por um acelerômetro tipo 4339 (B & K), conectado a um pré-amplificador, tipo 1606 (B & K). Os sinais provenientes dos pré-amplificadores, sendo que o proporcional a aceleração foi amplificado em um analisador de frequência tipo 2120 (B & K), foram processados por um analisador de Fourier 5451 C da HP. A fig. 24 mostra a montagem esquemática da cadeia de medição.

Foram realizadas medições em vários pontos do motor. Para cada ponto, tirou-se a média (n) de 100 amostras, para frequências máximas (F_{\max}) de 2,5 (figs. 25,26,27 e 28) e 10 kHz (figs. 29,30,31 e 32), sendo utilizados filtros para evitar "aliasing" [31]

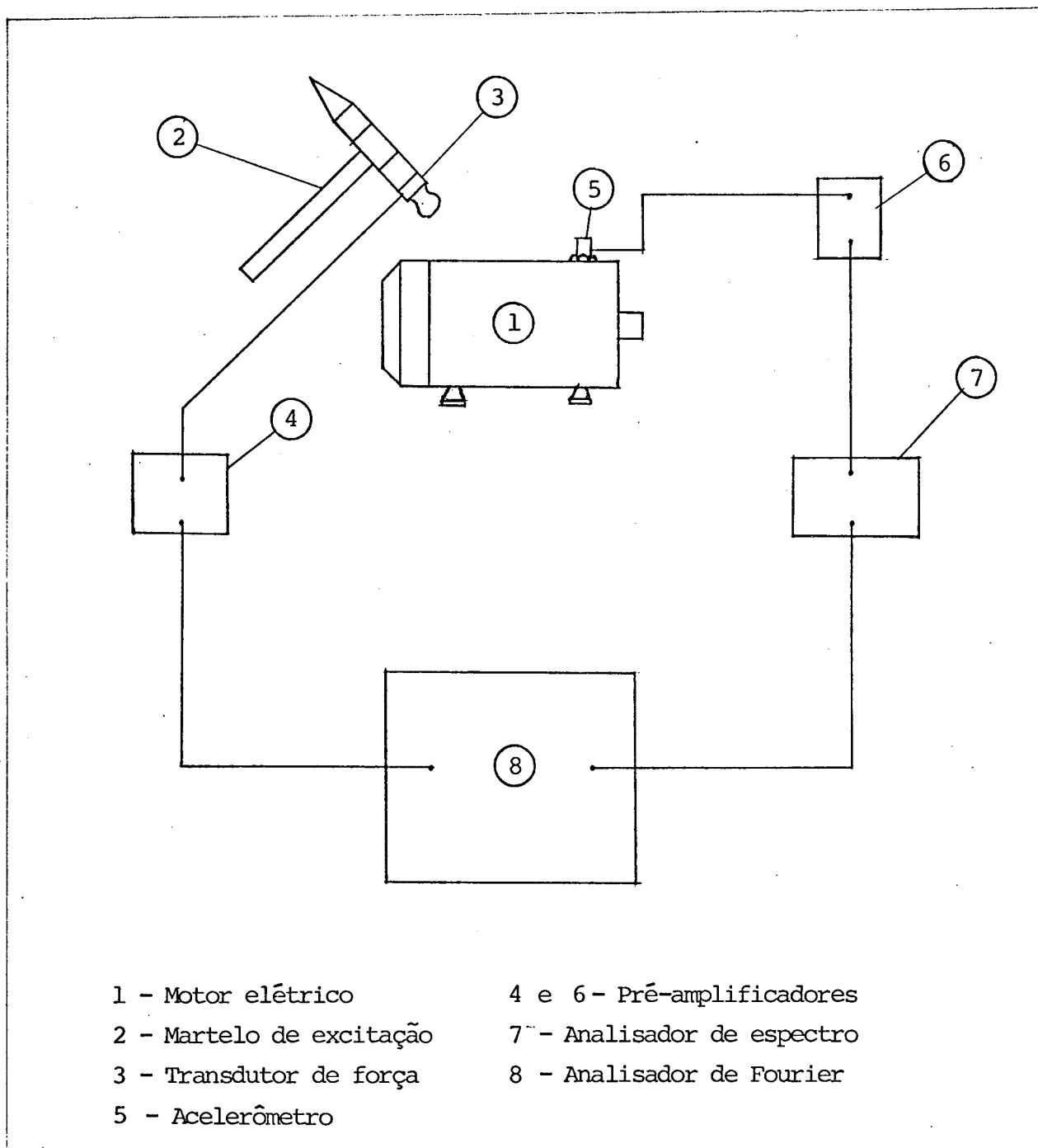


Figura 24 - Montagem esquemática da cadeia de medição para detecção das frequências naturais do motor

sintonizados em $F_{\max}/2$. O número de pontos (N) de cada amostragem foi de 1024. Os dois conjuntos de resultados, figuras de 25 a 28 e de 29 a 32 são representativos de todos os pontos medidos.

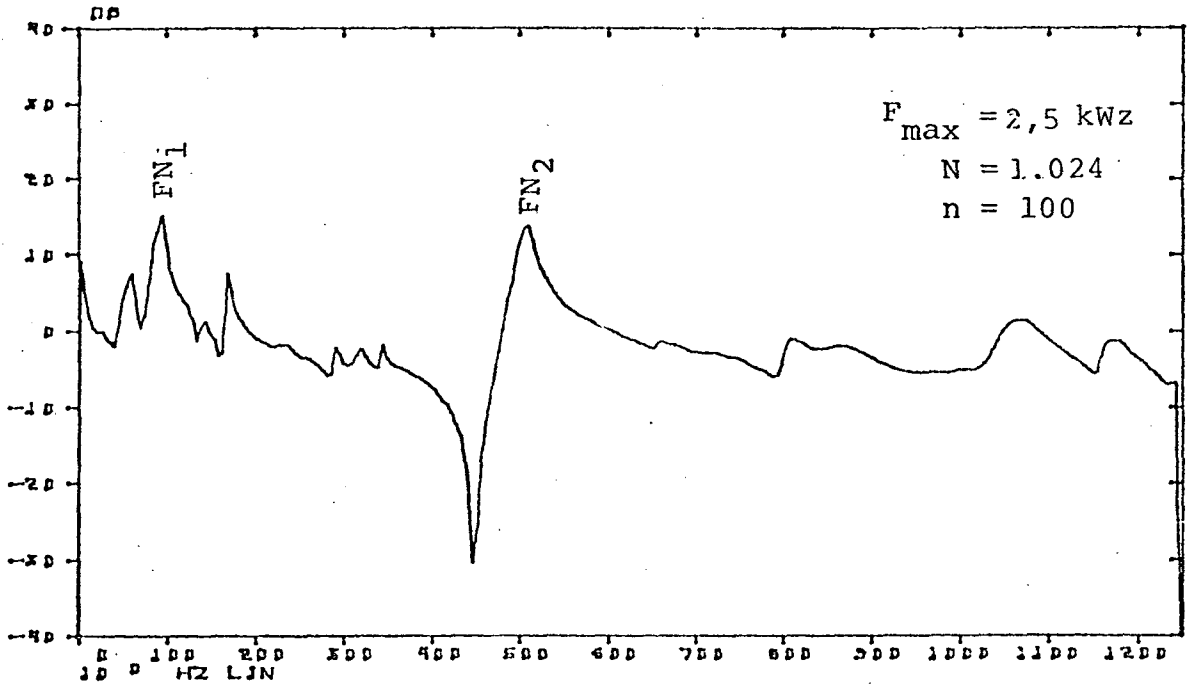


Figura 25 - Magnitude da função de transferência. Carcaça do motor.

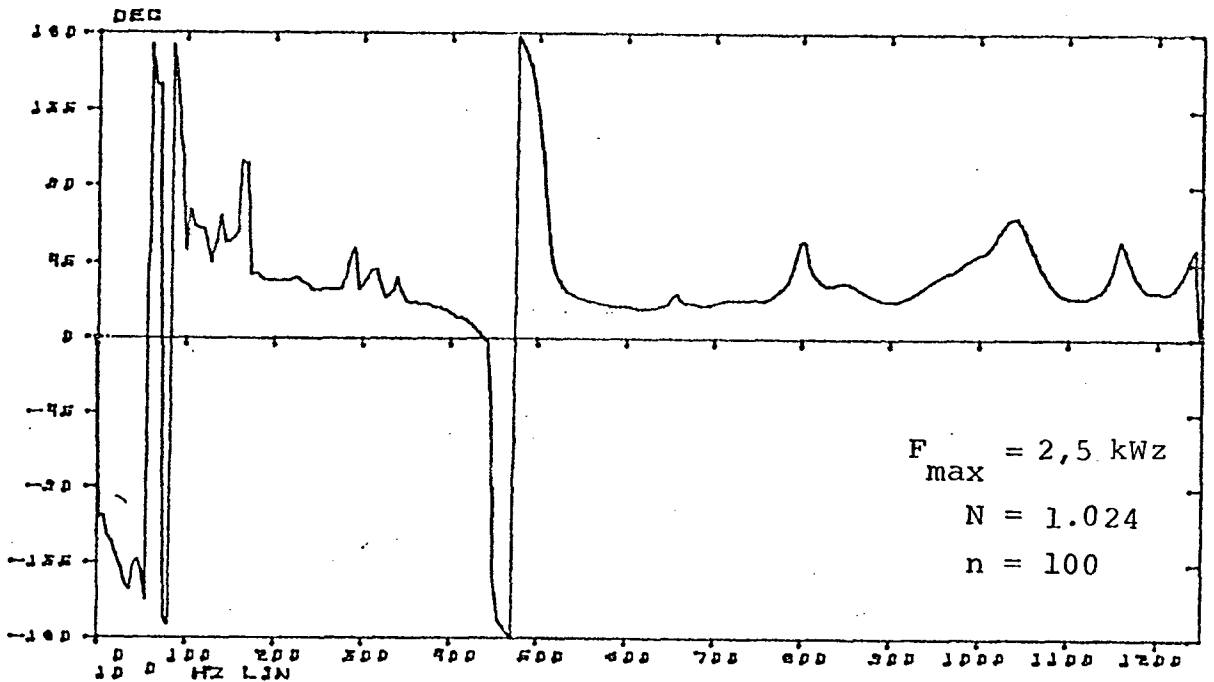


Figura 26 - Ângulo de fase da resposta. Carcaça do motor.

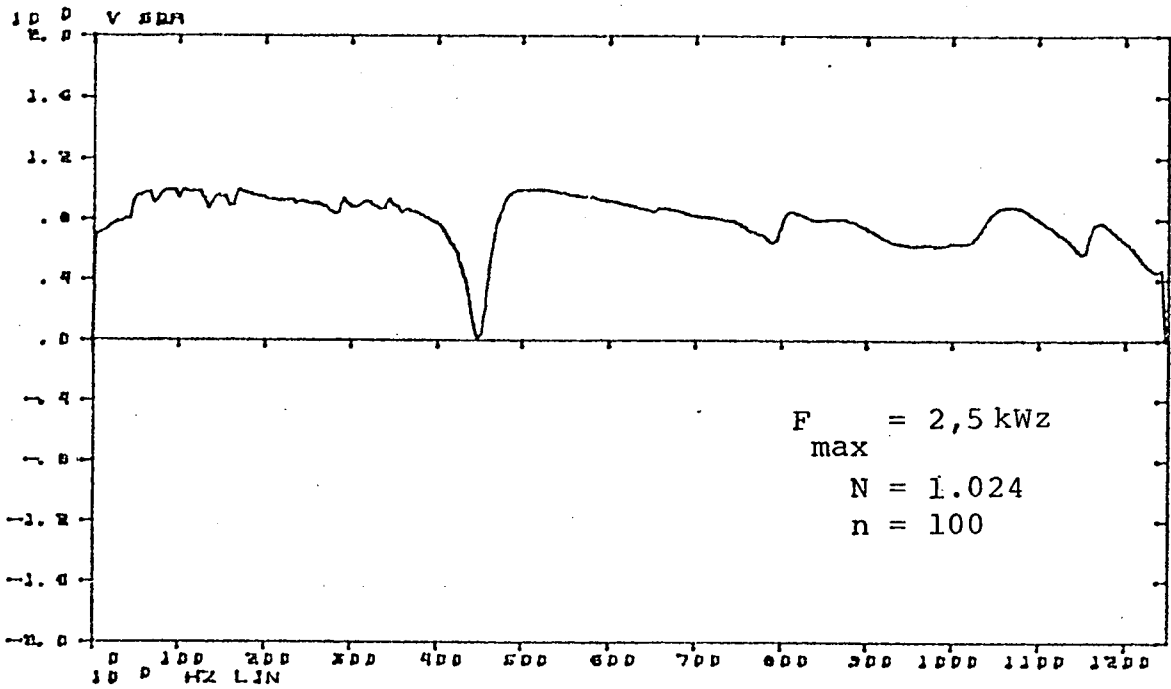


Figura 27 - Função de coerência. Carcaça do motor.

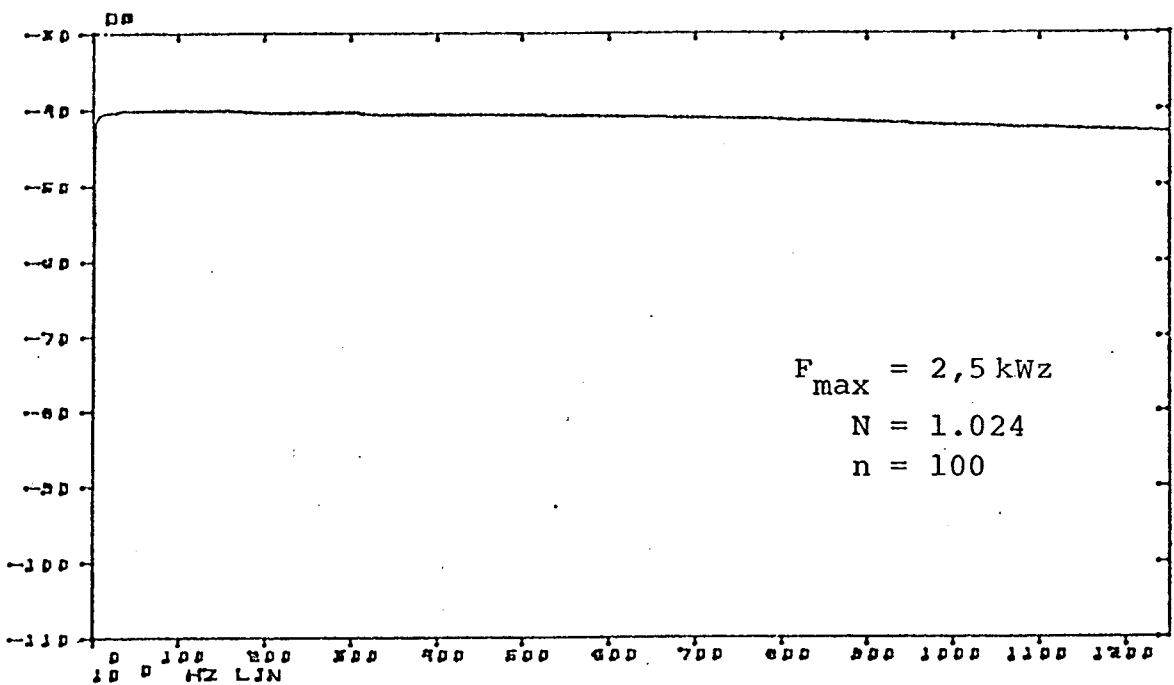


Figura 28 - Magnitude da função espectral de potência da excitação.
Carcaça do motor.

Da análise destas figuras, conclui-se que na banda de 30 a 1250 kHz existem dois modos de vibração, cujas frequências naturais são de 97 (FN₁) e 508 Hz (FN₂) aproximadamente. Mudanças de 360° no ângulo de fase (fig. 26), podem ser atribuídas à influência da rede de alimentação (60 Hz), e aos baixos níveis da função de transferência (fig. 25) na frequência de 479 Hz. Devido à importância da frequência de 60 Hz, aconselha-se uma análise mais precisa para determinar se o pico e a mudança de fase observados (Figs. 25 e 26) não são devidos a modo de vibração.

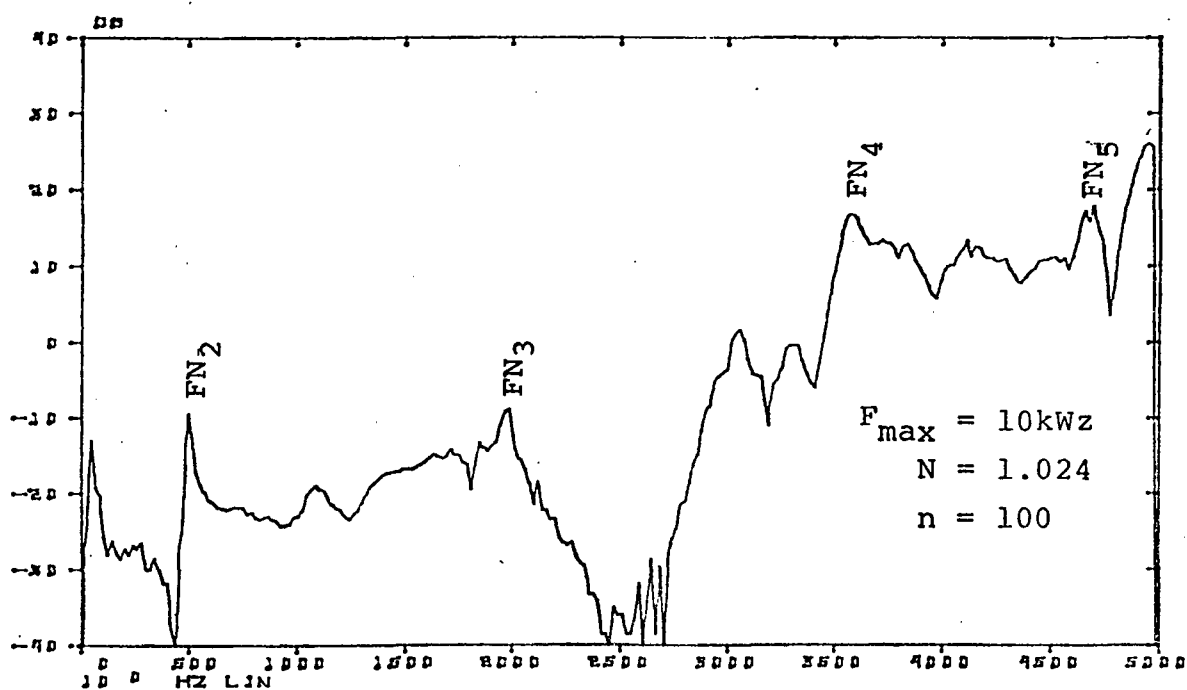


Figura 29 - Magnitude da função de transferência. Carcaça do motor.

Neste trabalho, uma vez que o pico e a mudança de fase, em conjunto, foram observados para apenas um ponto de medição (em um total de 6), acredita-se que os mesmos ocorreram devido à influência da rede de alimentação.

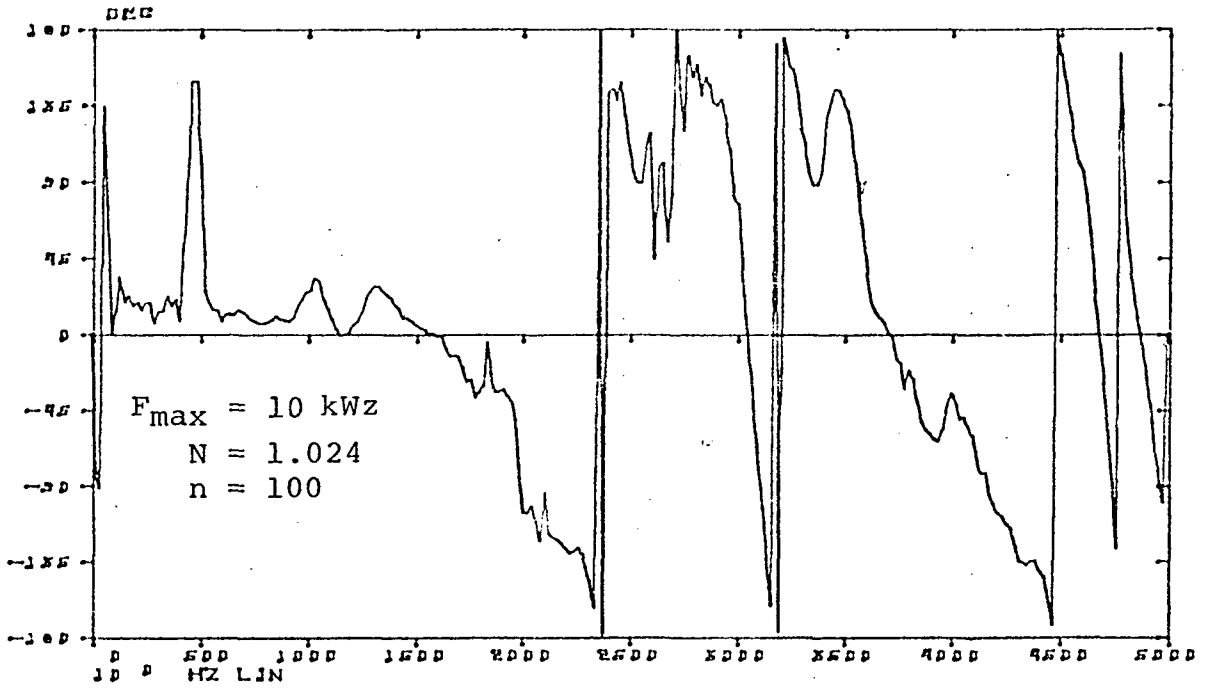


Figura 30 - Ângulo de fase da resposta. Carcaça do motor.

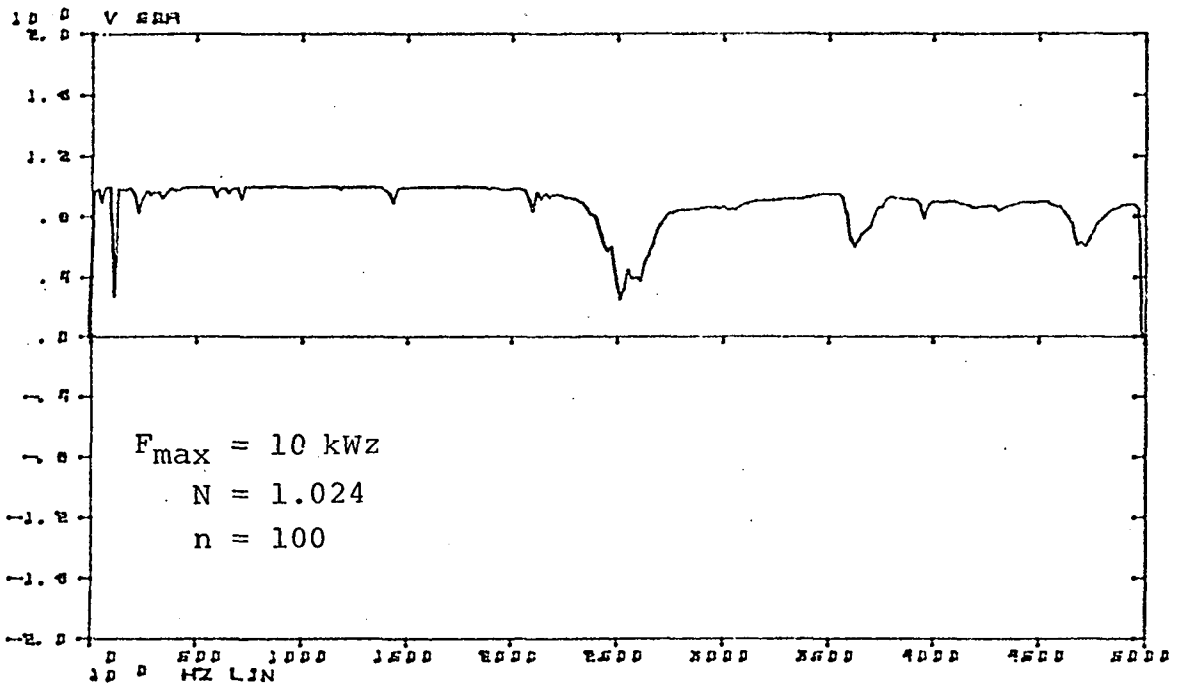


Figura 31 - Função de coerência. Carcaça do motor.

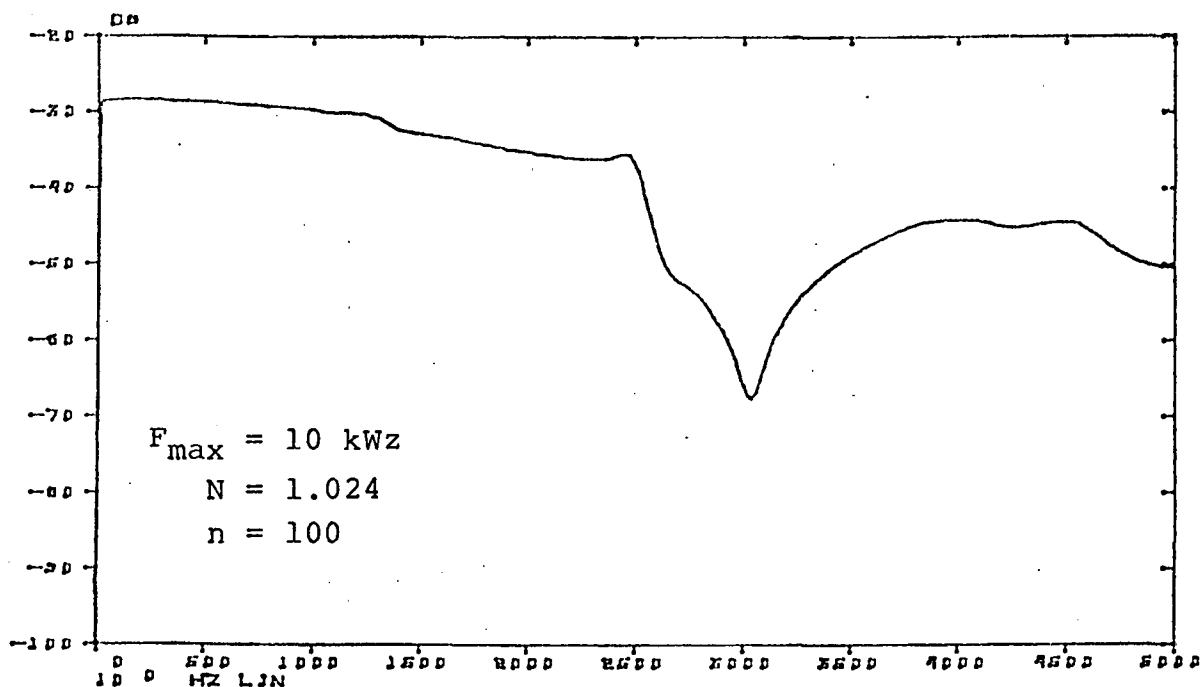


Figura 32 - Magnitude da função espectral de potência da excitação. Carcaça do motor.

A existência da 2.^a frequência natural (FN_2) é facilmente observada nas figs. 29 e 30, porém a determinação de frequências naturais superiores torna-se bastante complexa. Na fig. 32, observa-se uma queda acentuada ($\approx 30 \text{ dB}$) no nível da excitação, ocorrendo o mesmo com a coerência, na faixa de 2.400 a 3.400 Hz devido à ressonância do martelo de excitação [32]. Esta queda aliada à queda no nível da resposta (fig. 29), invalida qualquer análise na banda de 2,4 a 3,4 kHz.

Devido à riqueza de modos de vibração próximos, a determinação de frequências naturais superiores foi conseguida de maneira aproximada. Observando-se as figuras 29,30 e 31, supõe-se que devem existir frequências naturais nas proximidades de: 2.000, 3.600 e 4.600 Hz. Estas regiões estão marcadas nestas figuras como: FN_3 , FN_4 e FN_5 respectivamente.

Para complementar a análise feita acima, obteve-se a transformada de Fourier da aceleração em dois pontos do motor, no ponto médio de uma aleta de refrigeração e na tampa de fixação dos mancais. Utilizou-se uma frequência de amostragem igual a 25 kHz, 4096 pontos e média de 50 amostras. Os resultados são mostrados nas figuras 33 e 34.

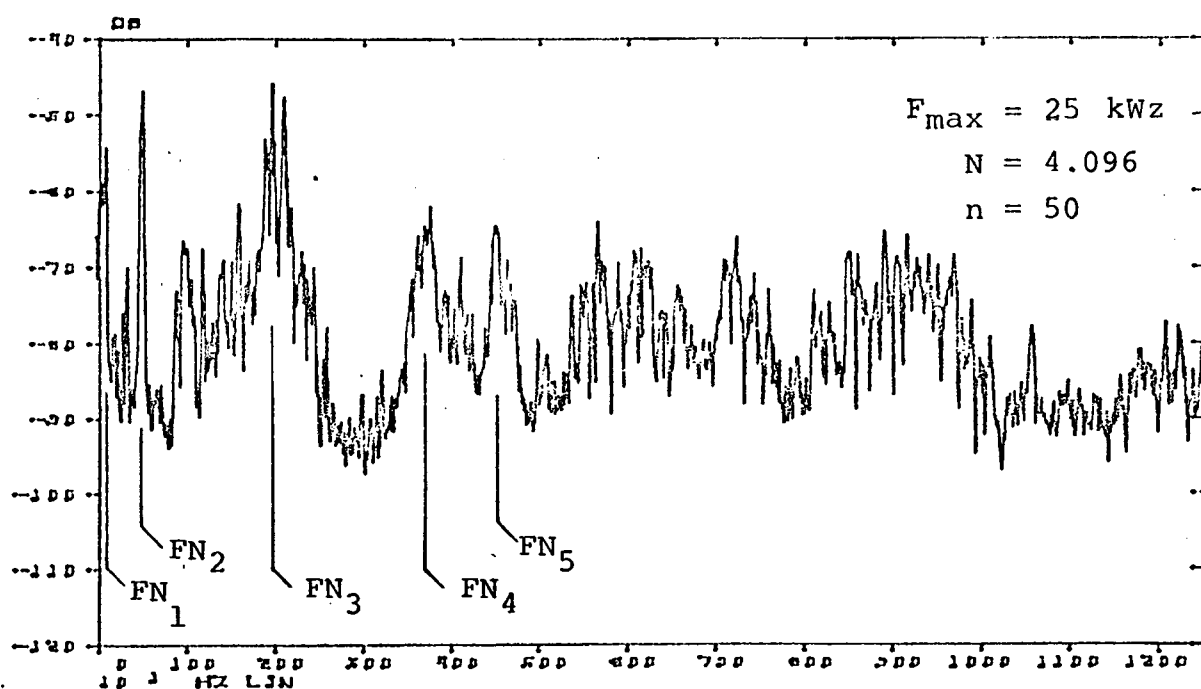


Figura 33 - Magnitude da transformada de Fourier da resposta.
Tampa de fixação dos mancais.

Os valores dos picos observados nestas figuras, ocorrem em frequências próximas às determinadas anteriormente (97,508, 2.000 3.600 e 4.600 Hz), reforçando a análise feita. Observa-se também, a grande densidade de picos, com níveis elevados, nas bandas de 1/3 de oitava centradas em 5, 6,3 e 8 kHz.

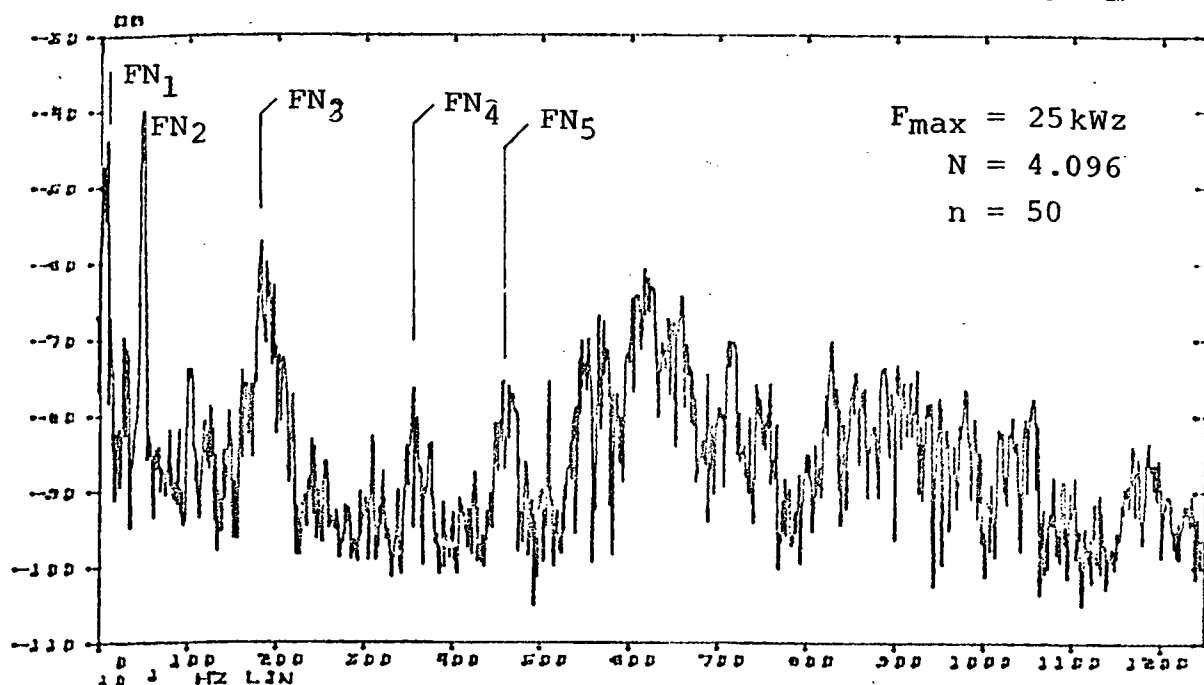


Figura 34 - Magnitude da transformada de Fourier da resposta.
Aleta de refrigeração.

A tampa do ventilador é fabricada com chapas de pequena espessura, e possui área superficial relativamente grande. Devido a estes fatores de forma, quando excitada, a tampa tem uma grande "facilidade" de irradiar ruído [33]. Por este motivo, decidiu-se determinar as primeiras frequências naturais da mesma. O procedimento foi o mesmo visto anteriormente e os resultados são mostrados nas figuras 35 a 38.

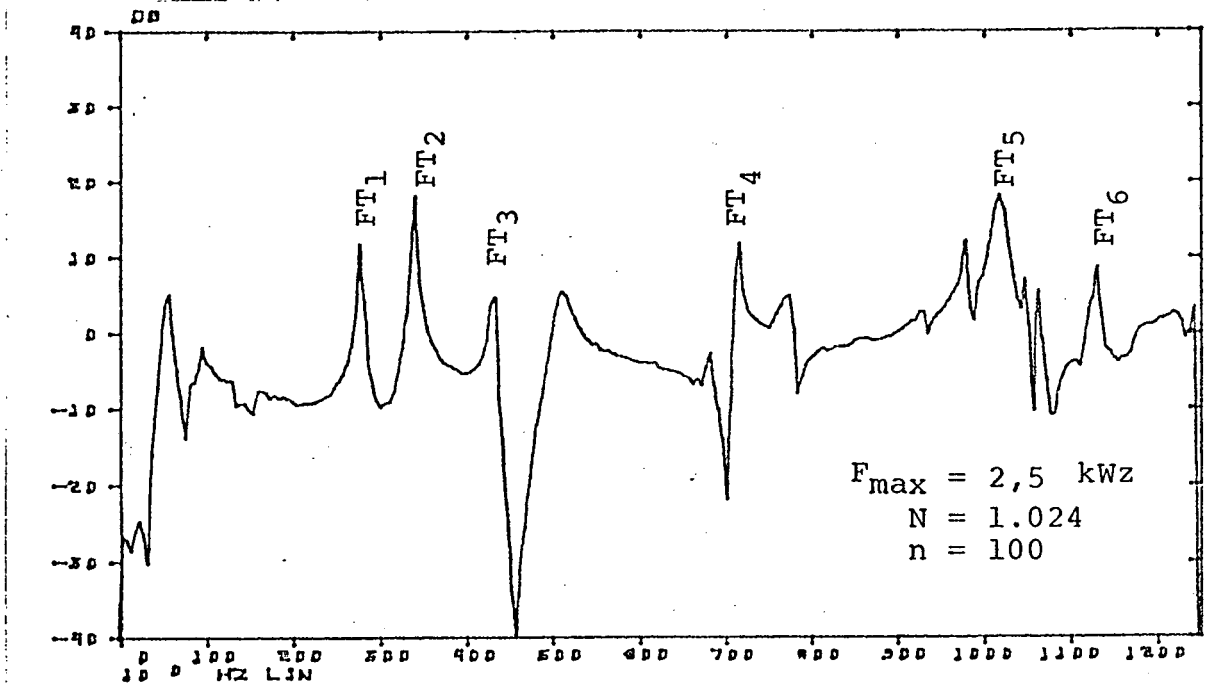


Figura 35 - Magnitude da função de transferência. Tampa do ventilador.

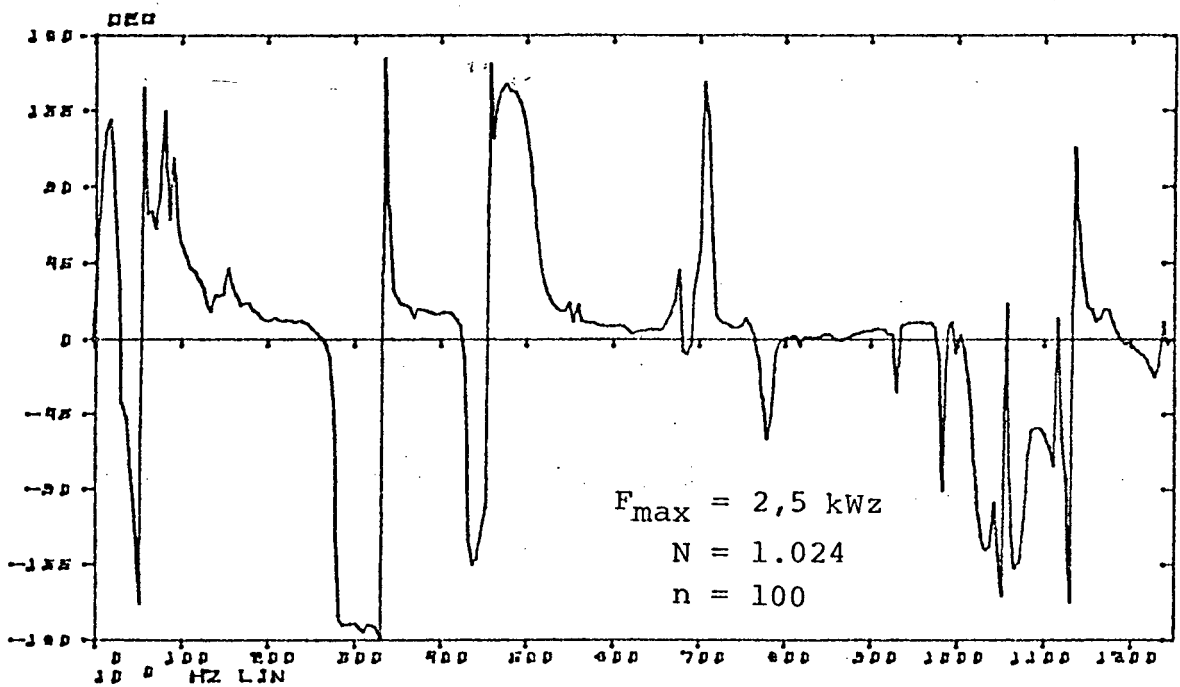


Figura 36 - Ângulo de fase da resposta. Tampa do ventilador..

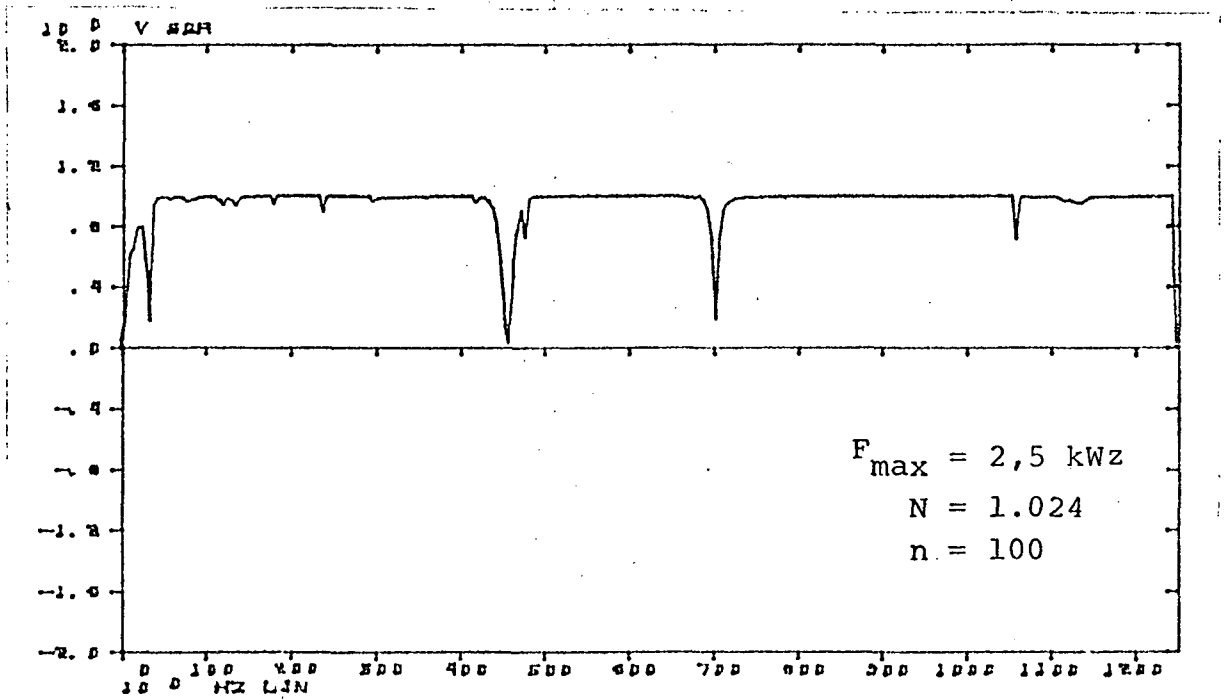


Figura 37 - Função de coerência. Tampa do ventilador.

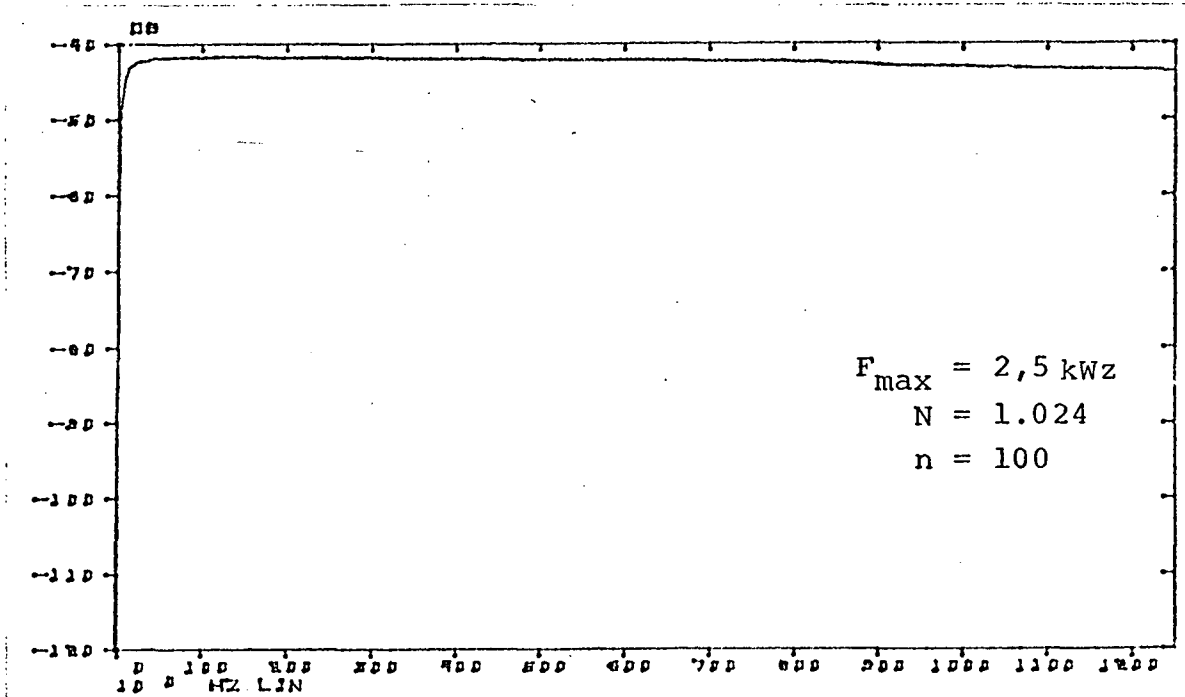


Figura 38 - Magnitude da transformada de Fourier da excitação.
Tampa do ventilador.

Da análise das figuras 35,36,37 e 38, determinaram-se as seguintes frequências naturais: 278 (FT₁), 337 (FT₂), 434 (FT₃) 720 (FT₄), 1021 (FT₅) e 1.133 Hz (FT₆). Observa-se ainda a presença de F₂ (507 Hz). Determinação de frequências naturais superiores a FT₆ tornou-se inviável, devido à alta densidade modal.

Na tabela 09, estão mostrados os valores encontrados para as frequências naturais do motor e da tampa do ventilador.

Tabela 09 - Frequências naturais (Hz) do motor 132 M em estudo

Modo de Vibração	1º	2º	3º	4º	5º	6º
MOTOR	97	508	≈2.000	≈3.600	≈4.600	-
TAMPA DO VENTILADOR	278	337	434	720	1.021	1.133

3.3 - Espectro de vibrações de motores

Na obtenção do espectro de vibrações dos motores, utilizaram-se um acelerômetro, tipo 4251 (B & K), um pré-amplificador, tipo 2626 (B & K), e um analisador de Fourier 5451 C da HP. A montagem esquemática da cadeia de medição é mostrada na fig. 39.

Uma vez que este estudo teve por finalidade apenas a de terminação das frequências discretas nas quais vibrações são geradas, a cadeia de instrumentação não foi calibrada.

Foram realizadas medições em três pontos do motor funcionando com o ventilador original: tampa de fixação dos mancais, ponto médio das aletas de refrigeração e tampa do ventilador. Para cada ponto, obteve-se a média (n) de 50 amostras, para uma frequência de amostragem (F_{max}) de 10 kHz e 4096 pontos (N) por amostra.

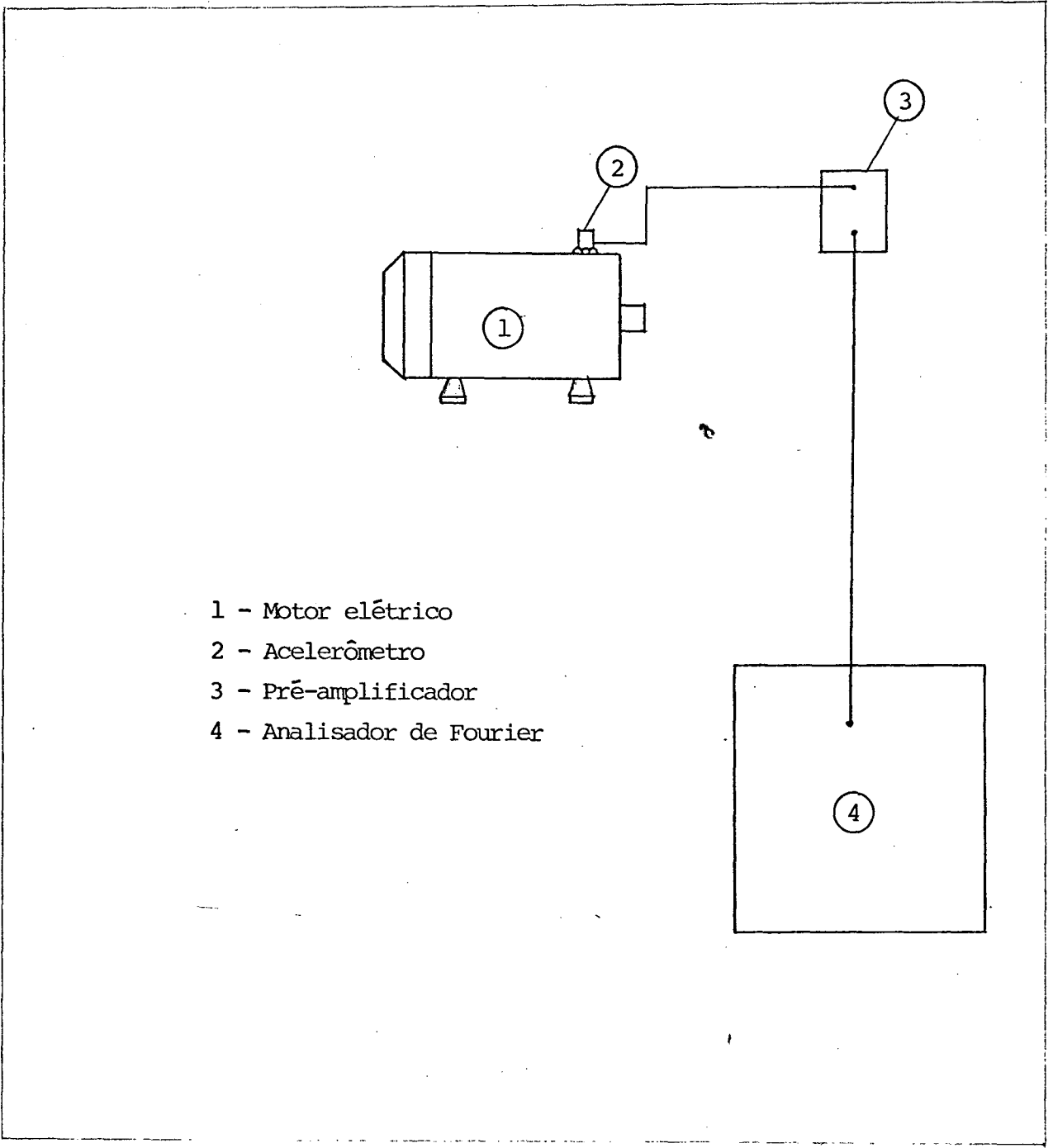


Figura 39 - Montagem esquemática da cadeia de medição do espectro de vibrações do motor.

Utilizou-se filtro "*anti-aliasing*" [31], sintonizado em 5 kHz durante a aquisição do sinal. Os resultados foram plotados tendo o módulo quadrático da transformada de Fourier da aceleração vs. frequência.

Para fins de identificação, estão relacionadas na tab. 10, as frequências nas quais os motores em estudo geram componentes discretas de vibração e ruído (vide cap. 1.3). O uso de índice nas componentes que dizem respeito a mancais, se deve a utilização de dois mancais de esferas (6207-Z e 6308-Z). O número de ranhuras do rotor e estator são 28 e 36 respectivamente. Desprezou-se o fator de escorregamento nos cálculos.

A figura 40, mostra o resultado das medições realizadas na tampa de fixação do mancal oposto ao ventilador. Observa-se, nitidamente, o pico devido ao desbalanceamento ou desalinhamento do rotor (f_{pg}) e vibrações induzidas por magnetismo (f_e). Respostas dos modos próprios de vibrações (FN_3 e FN_5) também estão presentes. As componentes discretas para as frequências de 2.232, 4.150 e 4.454 Hz, não são previstas pelos trabalhos apresentados no Cap. 1 ([05], [07]). Apesar de o filtro "*anti-aliasing*", estar sintonizado para atenuar sinais acima de 5 kHz, observa-se a existência de componentes significativos na faixa de 5 a 7 kHz.

Tabela 10 - Componentes discretos (teóricos) gerados pelo motor em estudo.

COMPONENTE	FREQ. (Hz)	C A U S A
f_{pg}	60	Desbalanceamento/excentricidade
f_E	23	Irregularidades no trem e carcaça do ro <u>l</u> amento
f_e	91	Irregularidade nas esferas.
f_e'	108	
f_i	294	Irregularidade na pista interna do ro <u>l</u> amento
f_i'	357	
f_o	186	Irregularidade na pista externa do ro <u>l</u> amento
f_o'	200	
f_t	120	Vibrações do estator
f_{r1}	1.560	Passagem das ranhuras do rotor (inferior)
f_{r2}	1.680	
f_{r3}	1.800	
f_{R1}	3.240	Passagem das ranhuras do rotor (superior)
f_{R2}	3.360	
f_{R3}	3.480	
f_{fb}	780	Ventilador de discos múltiplos.
f_{fb}'	240	

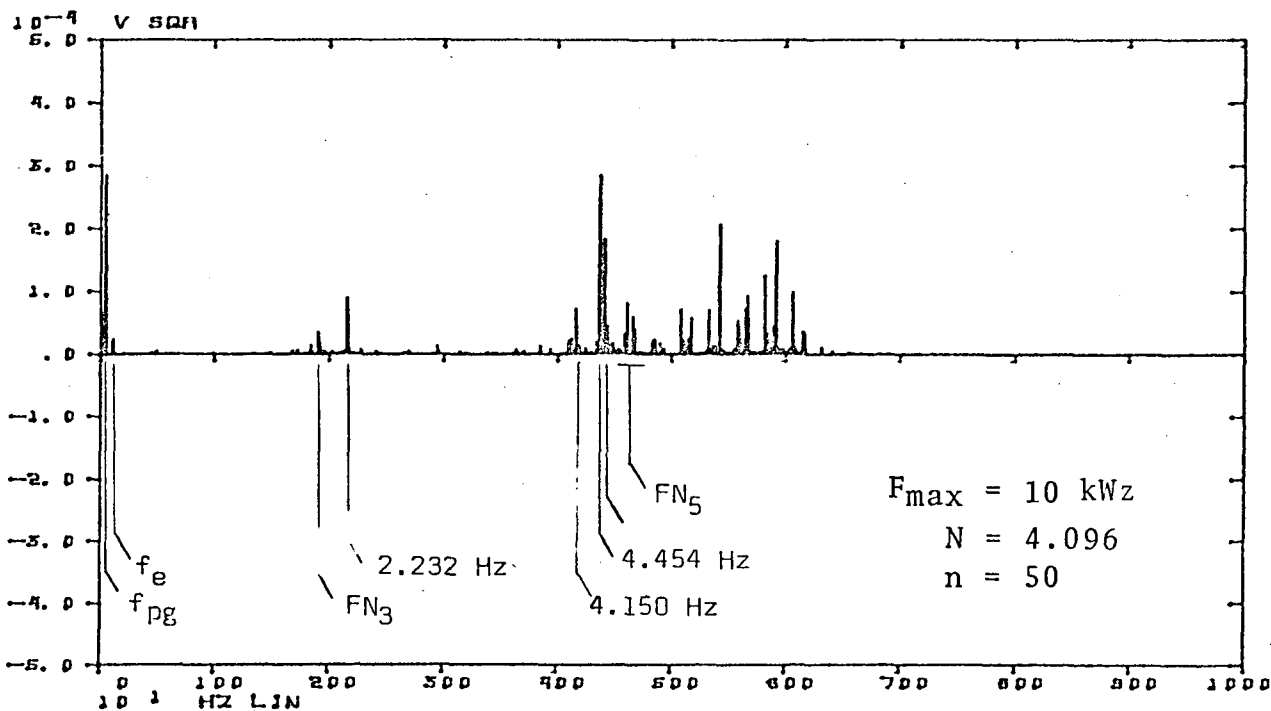


Figura 40 - Espectro de vibrações. Tampa de fixação dos mancais.

A figura 41 é relativa às medições realizadas na tampa do ventilador. Observa-se nesta figura componentes devidas a irregularidades na pista interna do mancal (f_i'), modos próprios de vibração das tampas (FT_3) e motor (FN_3), passagem das pás do ventilador (f_{fb}), frequências inferiores da passagem das ranhuras do rotor (f_{r1} e f_{r3}), e picos nas frequências de 2.227, 2.300 e 2.427 Hz.

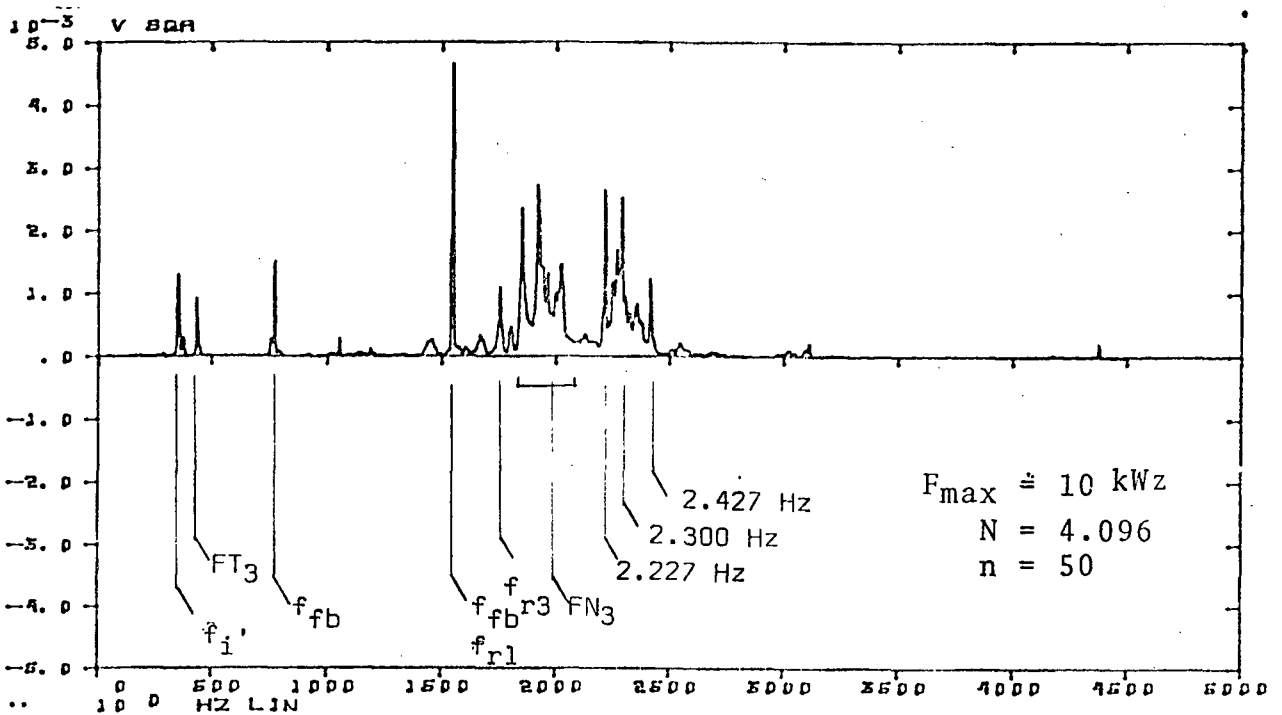


Figura 41 - Espectro de vibrações. Tapa do ventilador.

A figura 42 é representativa das medições realizadas nas aletas de refrigeração. Observa-se picos devidos a excitação dos modos próprios de vibração do motor (FN_5) e componentes centrados em 4.350 e 4.454 Hz. Como a posição do acelerômetro tende a realçar as componentes oriundas de excitação magnética, acredita-se que as componentes com frequência de 4.390 e 4.454 Hz sejam de origem magnética. A existência destes picos, podem ser creditadas à inclinação das ranhuras do rotor. A existência de picos em 2.227, 2.300 e 2.427 Hz, reforçam esta hipótese.

A figura 43, é derivada da figura 42. Utilizando recursos computacionais [27], apagou-se as componentes cujas frequências fossem superiores a 3.700 Hz. Isto permitiu a visualização de componentes não observados na figura original. Observa-se na fig. 43, componentes devidas à excitação magnética (f_e), irregularidades na

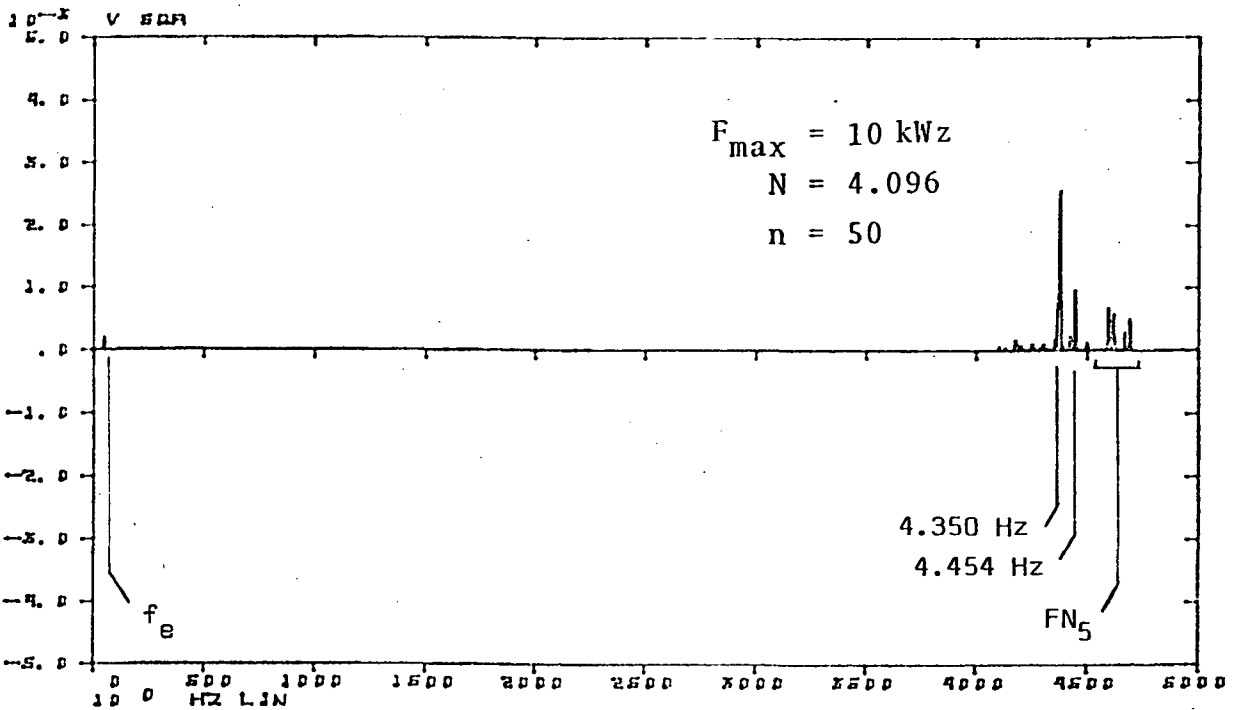


Figura 42 - Espectro de vibrações. Ponto médio das aletas de refrigeração.

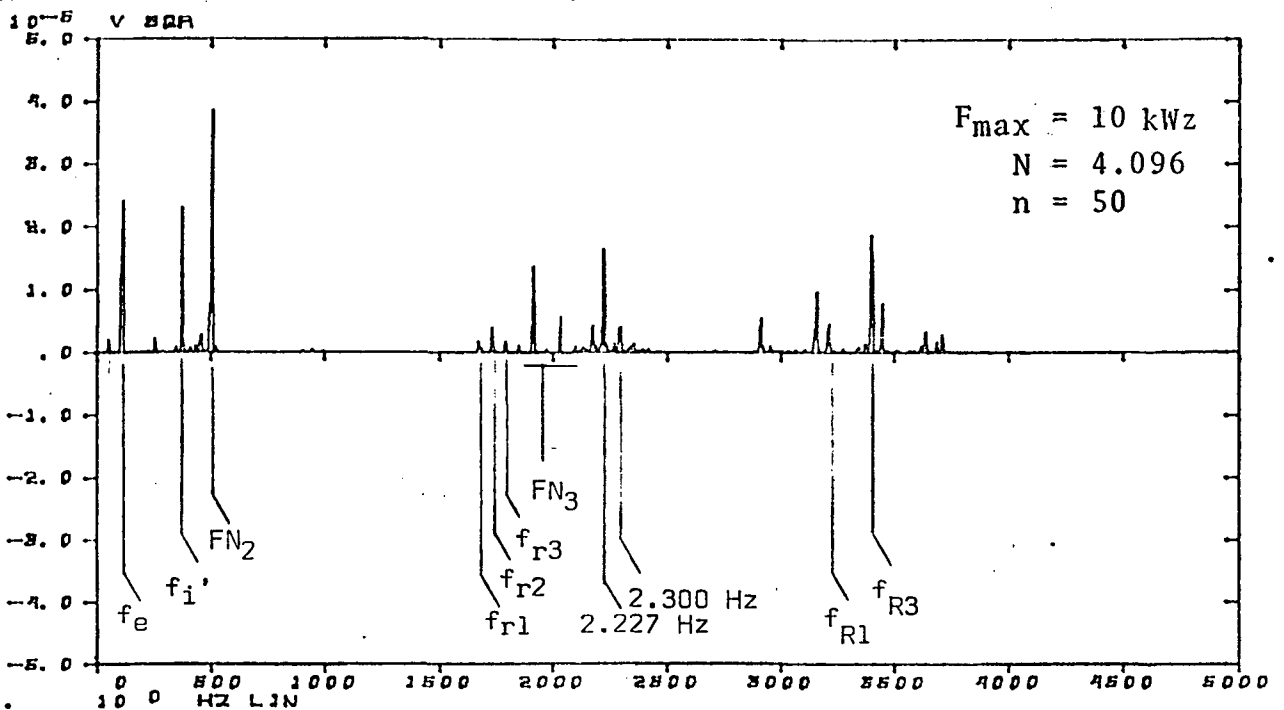


Figura 43 - Espectro de vibrações. Ponto médio de aletas de refrigeração, onde componentes acima de 3.700 Hz foram eliminadas.

pista interna do mancal (f_i'), frequência de passagem das ranhuras inferiores e superiores do rotor ($f_{r1}, f_{r2}, f_{r3}, f_{R1}, f_{R3}$), e as componentes creditadas à inclinação das ranhuras do rotor (2.227 e 2.300 Hz).

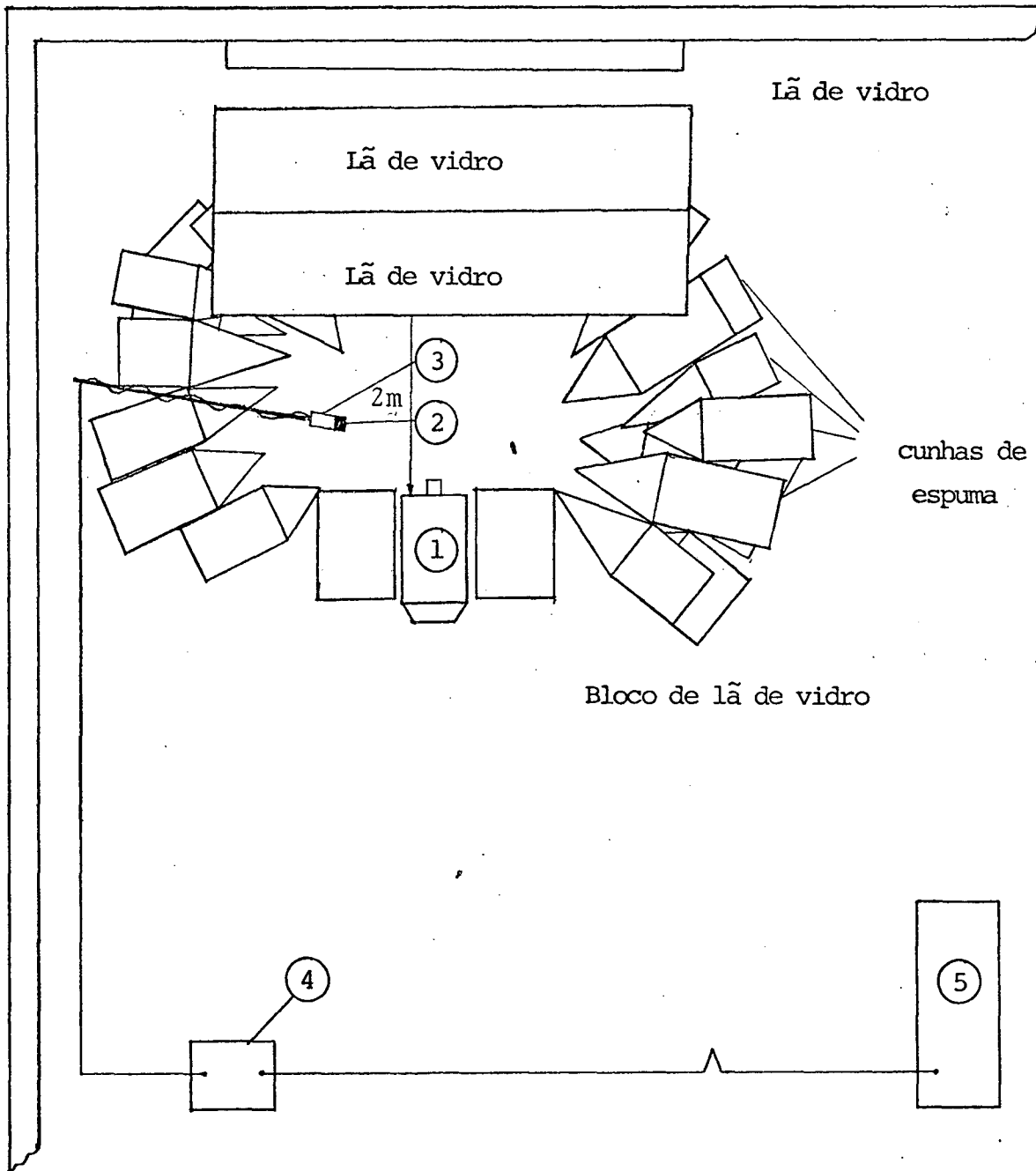
Do exposto, observa-se que apesar de uma das frequências de excitação devidas à passagem inferior das ranhuras do rotor (f_{R3}) estar numa região de frequências naturais (FN_4), os picos equivalentes não são significativos, como era de se esperar (fig. 42). Este fato pode ser explicado levando-se em conta a inclinação da gaiola do rotor [34] e número elevado de nós na excitação (20, segundo tabela 02).

A vizinhança de frequências naturais (FN_5) em conjunto com número baixo de nós na excitação devem ser os motivos pelos quais, as componentes centradas em 4.350 e 4.454 Hz sejam predominantes no espectro de vibrações.

3.4 - Espectro de ruído dos motores

Para a medição dos espectros dos níveis de pressão sonora (NP_5), o sinal proveniente de um microfone, tipo 4165 (B & K), conectado a um pré-amplificador, tipo 2919 (B & K), era amplificado em um analisador de frequência, tipo 2120 (B & K), e processado pelo analisador de Fourier 5451 C da HP, conforme mostrado na fig. 44. Utilizou-se um calibrador de microfones (4220 da B & K) para a calibração da cadeia de medição.

Na aquisição dos dados, foi utilizada uma frequência de amostragem (F_{max}) de 10 kHz para 50 amostras (n) de 4.096 (N) pontos. O filtro "anti-aliasing" [31] estava sintonizado para 5 kHz.



- 1 - Motor elétrico
- 2 - Microfone
- 3 - Pré-amplificador

- 4 - Analisador de espectro
- 5 - Analisador de Fourier

Figura 44 - Montagem esquemática da cadeia de medição de nível de pressão sonora.

Para evitar a influência dos modos acústicos da sala [35], construiu-se uma câmara (fig. 44), envolvendo o motor, de absorventes acústicos (cunhas de espuma e lã de vidro). Esta câmara de formato irregular, assegurou que todos os picos encontrados nos espectros fossem provenientes de alguma fonte de ruído do motor.

O microfone foi posicionado a uma distância de 1,70m do motor e 0,6m de altura em relação ao piso, estando direcionado de maneira que não fosse atingido pelo fluxo de ar do ventilador (vide fig. 44).

Com o microfone localizado ao lado da descarga do ventilador (posição I), obteve-se o espectro do NPS para o motor com o ventilador original (fig. 45), sem ventilador (fig. 46) e com um ventilador de discos múltiplos (fig. 47). O rotor do ventilador de discos múltiplos (VDM) é constituído por 63 discos de cartolina espaçados de 0,8mm, diâmetros externo e interno de 200 e 120mm respectivamente. Os discos foram fixados por 4 parafusos de 3/16". Repetiram-se as medições com o microfone localizado no lado de sucção do ventilador (posição II), sendo os resultados mostrados nas figuras 48, 49 e 50.

Observa-se (fig. 45) que o espectro para a posição I e ventilador original, é caracterizado por um ruído de banda larga, sobre o qual se superpõem componentes devidas a:

- Desbalanceamento ou excentricidade do rotor (f_{pg}):
58 Hz;
- Vibrações do estator (f_t) = 122 Hz;
- Harmônicos devidos à passagem das pás do ventilador (f_{fb}) = 781, 1.558, 2.339 e 3.121 Hz.

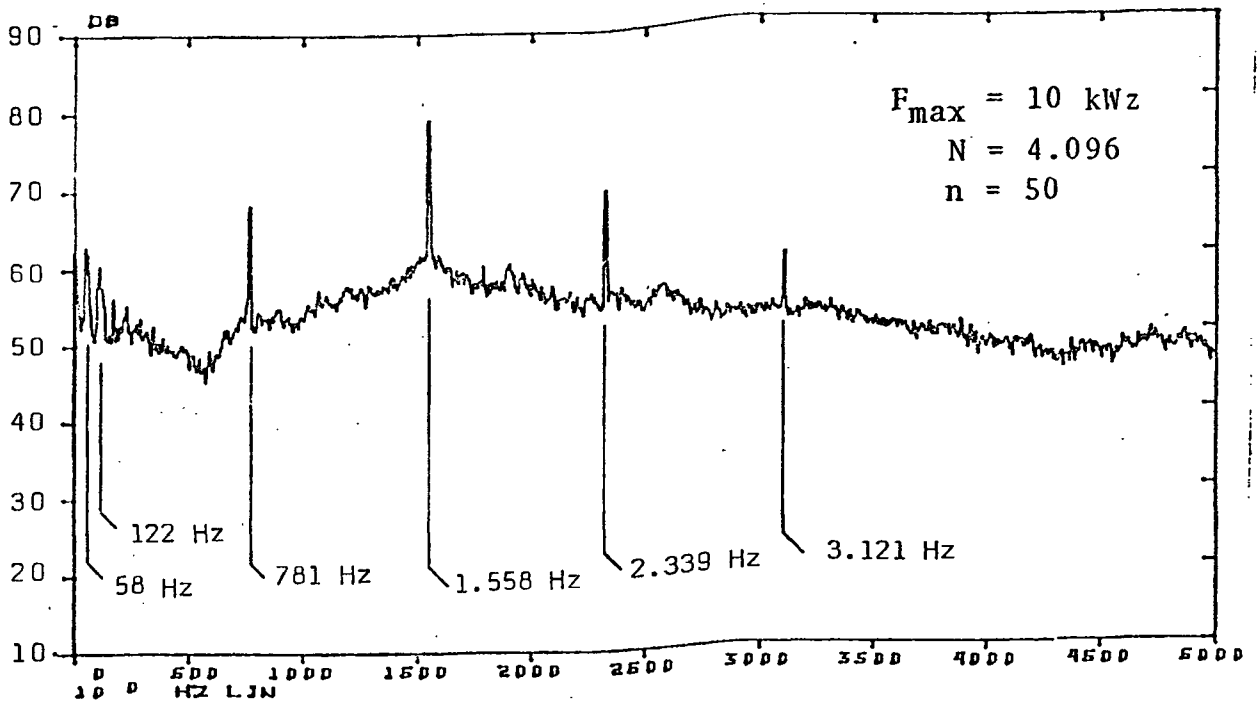


Figura 45 - Espectro de magnitude do NPS do motor com o ventilador original. Posição I.

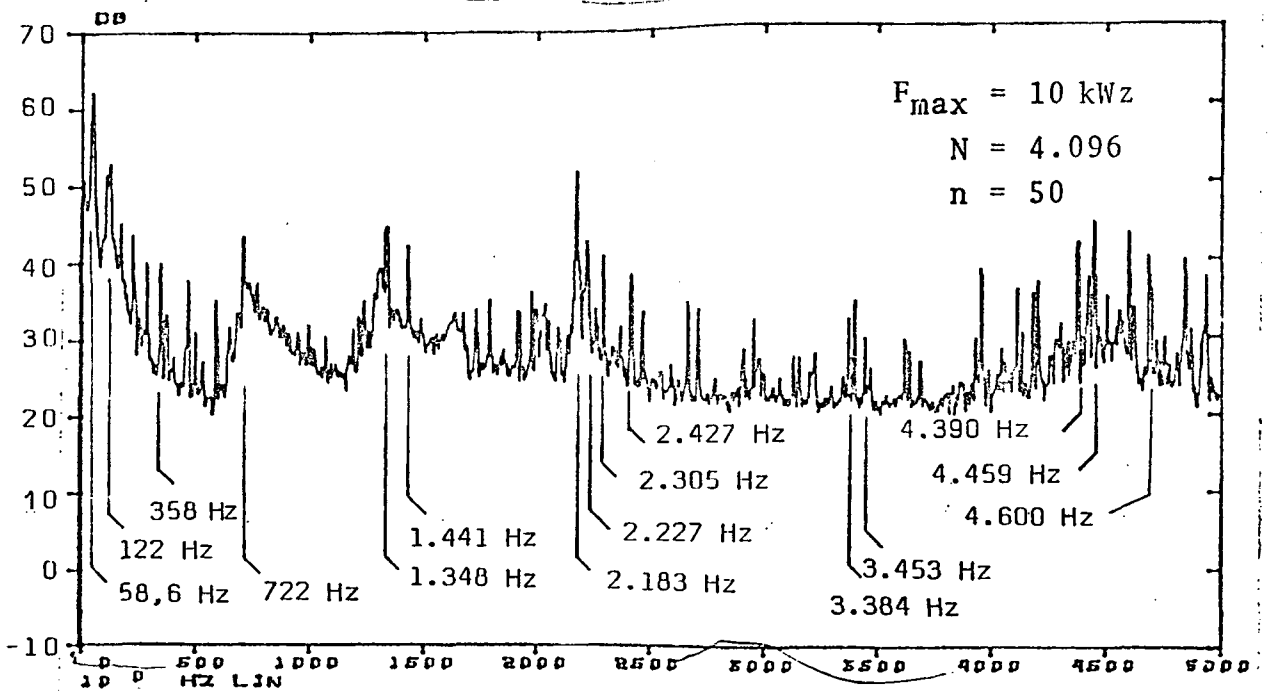


Figura 46 - Espectro de magnitude do NPS do motor sem ventilador. Posição I.

Analisando a figura 46, pode-se detectar componentes de vidas a:

- Desbalanceamento e excentricidade (f_{pg}) = 58,6 Hz;
- Vibrações do estator (f_t') = 122 Hz;
- Mancais = 358 Hz (f_i');
- Modo de vibração da tampa do ventilador = 722 Hz (FT) ;
- Passagem das ranhuras do rotor: 2.227, 2.305, 2.427 ,
3.384 (f_{R2}), 3.453 (f_{R3}), 4.390 e 4.459.

As componentes centradas na região de 4.500 a 5.000 Hz , podem ser creditadas aos modos próprios de vibrações (FN_5) do motor, excitadas por componentes de altas frequências. Excitações de alta frequência podem ser devidas aos mancais de rolamentos [07] entre outros.

As componentes centradas em 1.348 e 1.441 Hz não foram identificadas. A componente centrada em 2.183 Hz, devido à proximidade das componentes creditadas à passagem das ranhuras do rotor, esttando, inclusive, espaçada de 122 Hz de uma delas (2.305 Hz), pode também ser creditada à passagem das ranhuras do rotor.

Observando o espectro (posição I) para o motor com o ventilador de discos múltiplos (fig. 47), observa-se componentes devidas a:

- Desbalanceamento e excentricidade (f_{pg}) = 63 Hz;
- Vibrações do estator (f_t) = 122 Hz;
- Harmônicos devidos à passagem dos parafusos de fixação do ventilador (f_{fb}') = 239, 478, 718 e 962 Hz;
- Passagem das ranhuras do rotor = 1.680 (f_{r2}), 1.802 (f_{r3}), 2.183, 2.305, 2.427, 4.390 e 4.459 Hz;
- Excitação modal do motor (FN_5) = 4.610 e 4.854 Hz.

Componentes centradas em 1.348 e 3.965 Hz também são significativas no espectro.

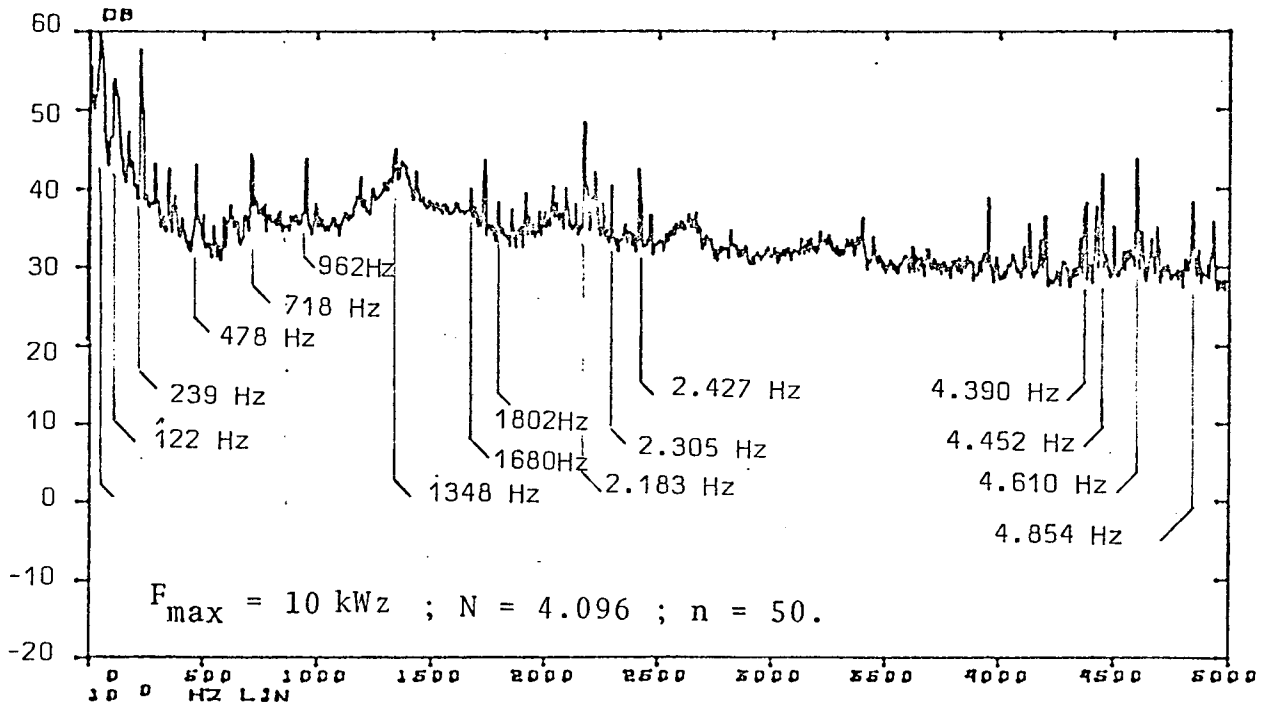


Figura 47 - Espectro de magnitude do NPS do motor com o ventilador de discos múltiplos. Posição I.

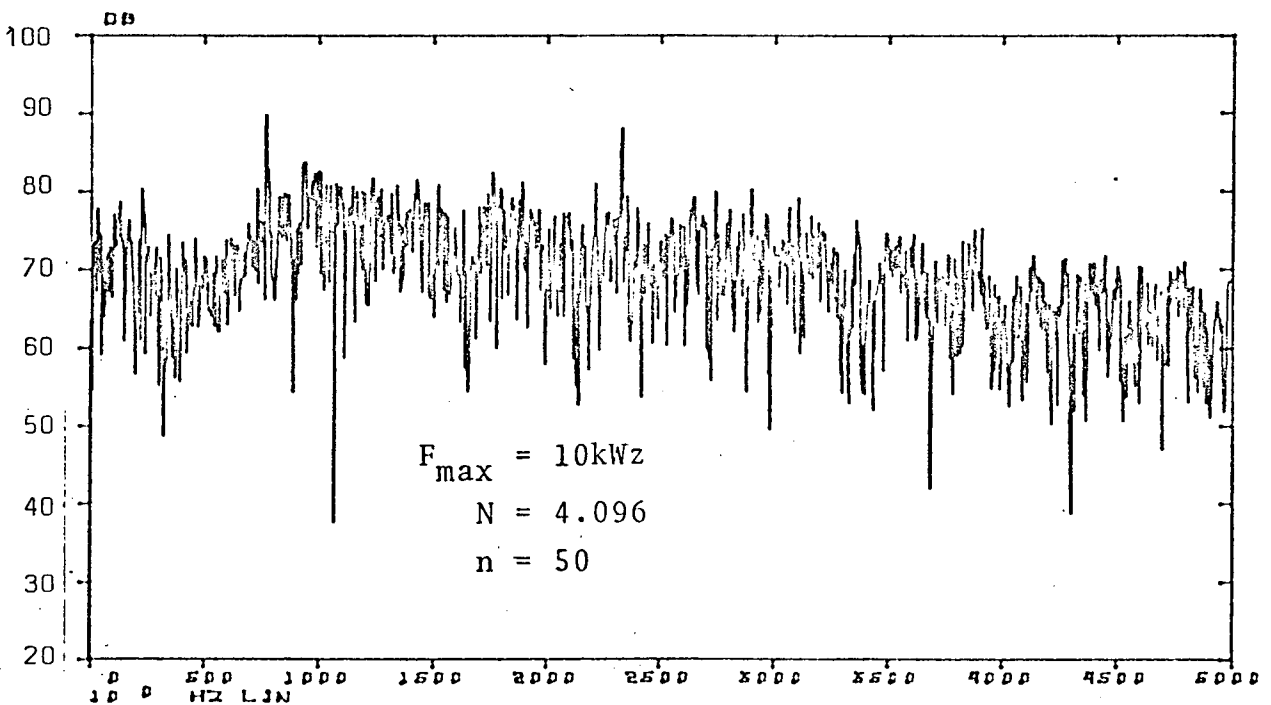


Figura 48 - Espectro de magnitude do NPS do motor com o ventilador original. Posição II.

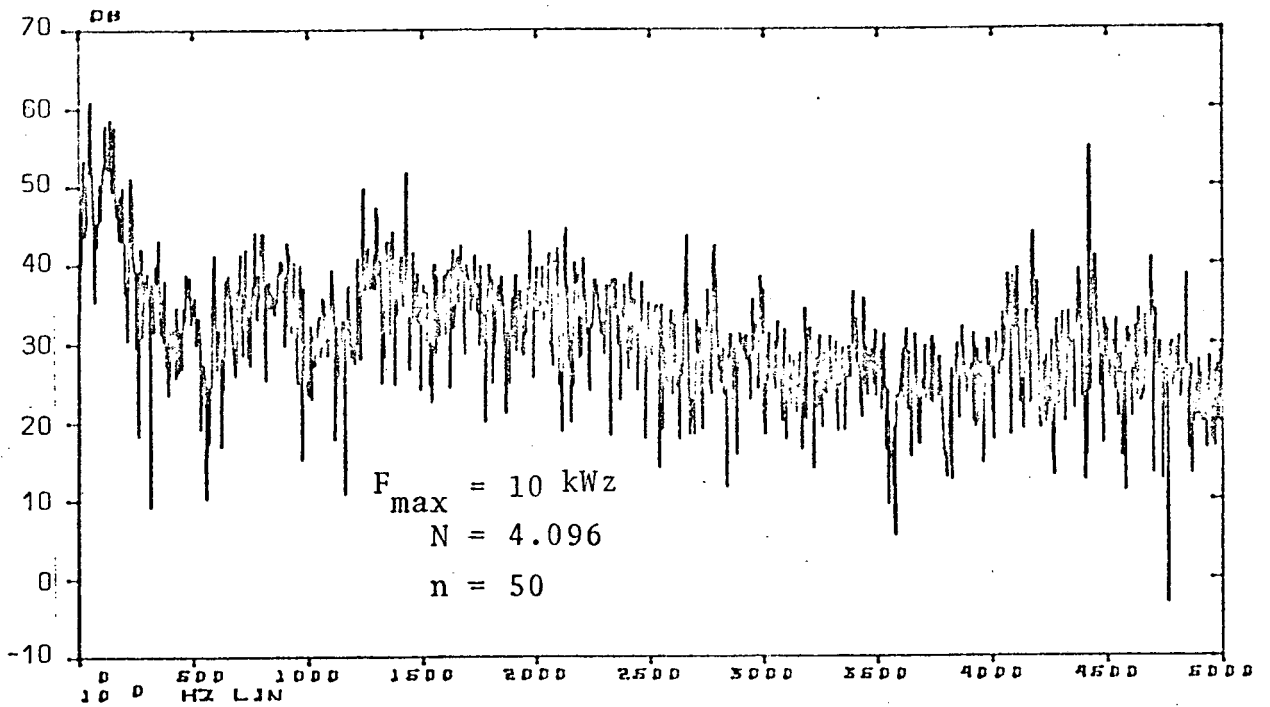


Figura 49 - Espectro de magnitude do NPS do motor sem ventilador.
 Posição II.

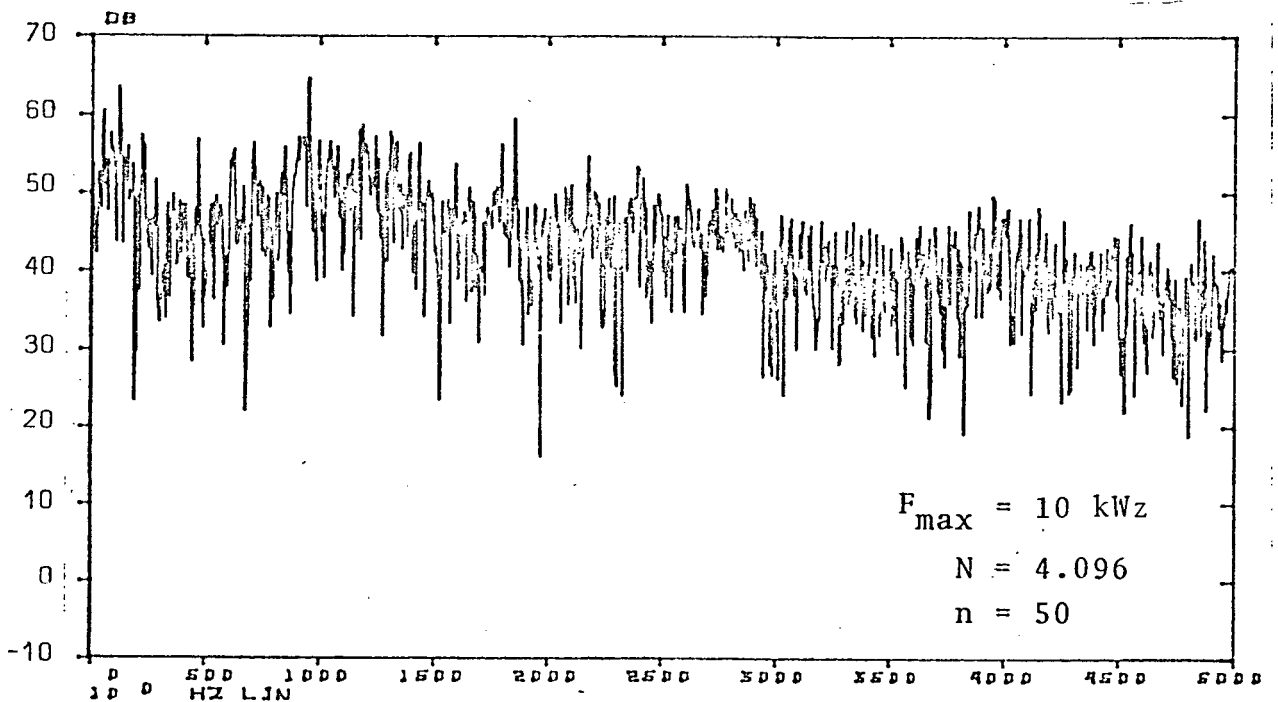


Figura 50 - Espectro de magnitude do NPS do motor com o ventilador
 de discos múltiplos. Posição II.

Da análise das figuras 48, 49 e 50, o que chamou a atenção foi a detecção de alta direcionalidade do ruído aerodinâmico. Observou-se um aumento médio de 10 dB no nível de pressão sonora, para o motor com o ventilador original e 6 dB com o ventilador de discos múltiplos.

Para finalizar, na tabela 11 estão mostradas as frequências nas quais o motor 132 M sob estudo gerará ruído em componentes discretos. Na tabela são mostrados os valores teóricos calculados e os valores identificados nos espectros de vibrações e ruído do motor.

Tabela 11 - Componentes discretos gerados pelo motor sob estudo.

FONTE	COMPONENTE	FREQUÊNCIA TEÓRICA (Hz)	FREQ. DETECTADA (Hz)	
			Espec. Vibração	Espec. da NPS
MECÂNICA	f_{pg}	60	58,6	58-63
	f_i'	357	361,0	-
MAGNETICA	f_t	120	122	122
	f_{r1}	1.560	1.558	-
	f_{r2}	1.680	1.670	1.680
	f_{r3}	1.800	1.768	1.802
	f_{R1}	3.240	3.232	-
	f_{R2}	3.360	-	3.384
	f_{R3}	3.480	3.475	3.453
CREDITADAS AO MAGNETISMO	-	-	-	2.183
	-	-	2.227	2.227
	-	-	2.300	2.305
	-	-	2.427	2.427
	-	-	4.390	4.390

continua...

	-	-	4.454	4.459
VENTILADOR ORIGINAL	f_{fb}	780	775	781
		1.560	1.558	1.558
		2.240	-	2.339
		3.120	-	3.121
VENTILADOR DE DISCOS MÚLTIPLOS	f_{fb}'	240	-	239
		480	-	478
		720	-	718
		960	-	962

3.5 - Conclusões

Do que se viu nos itens anteriores, podem-se tirar as seguintes conclusões:

A única coincidência entre componentes discretos de excitação e regiões de frequências naturais, ocorreu para 3.600 Hz, que é a meia banda superior das frequências superiores da passagem das ranhuras do rotor (f_{R3}). Devido à inclinação das ranhuras do rotor e número elevado de nós no formato da excitação (20), esta componente não é proeminente nos espectros de ruídos e vibrações do motor.

Componentes centradas em 2.183, 2.305, 2.427, 4.350 e 4.459 Hz foram creditadas à passagem das ranhuras do rotor (devido a inclinação da gaiola). Estas componentes são significativas tanto no espectro de vibrações quanto nos espectros de ruído do motor. Acredita-se que as amplitudes elevadas, encontradas para estas componentes, se devem à proximidade de frequências naturais (nas proximidades de 2.000 e 4.600 Hz) em conjunto com forças de excitação de forma aproximada dos modos próprios de vibração do motor.

Oberva-se que no espectro do NPS do motor com o ventilador original, o ruído devido ao sistema de ventilação é predominante, não sendo possível identificar qualquer outra fonte de ruído, excetuando-se o desbalanceamento (≈ 60 Hz).

Foi observada alta direcionalidade do ruído devida ao sistema de ventilação. Este fato abre perspectivas de se utilizar filtros acústicos na entrada do sistema de ventilação visando a atenuação dos níveis de ruído.

No espectro do NPS do motor com um ventilador de discos múltiplos adaptados, é possível observar componentes discretas oriundas de excitação magnética e mecânica.

4 - QUANTIFICAÇÃO DO RUÍDO DOS VENTILADORES

4.1 - Introdução

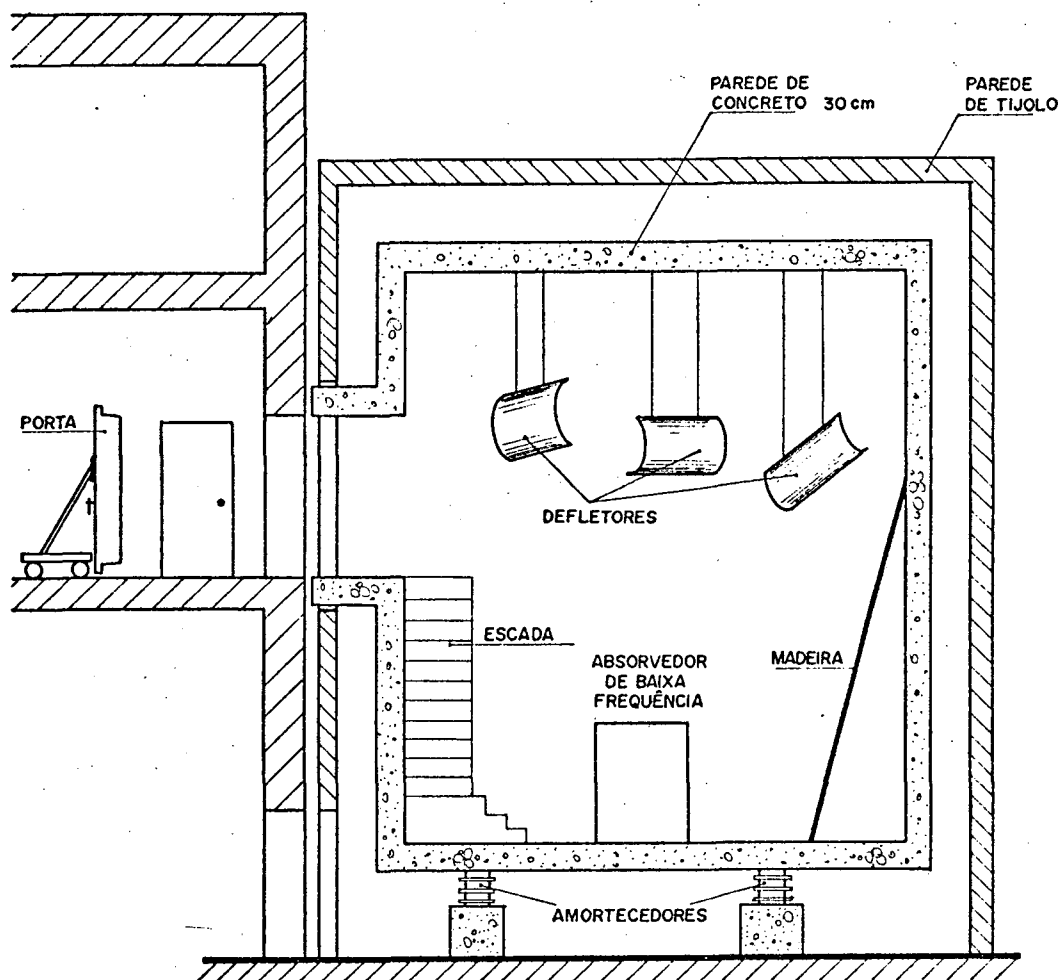
O nível de potência sonora (NWS), irradiado pelo motor, é o parâmetro mais adequado para a avaliação quantitativa do ruído gerado. O NWS independe do ambiente onde as medições foram tomadas e da distância do observador, sendo uma característica inerente ao motor. É um parâmetro internacionalmente adotado, sendo sua determinação normalizada por diversas organizações ([36], [37], [38], entre outras).

Neste trabalho, o nível de potência sonora foi avaliado em bandas de 1/3 de oitava (63 a 8.000 Hz), utilizando-se a câmara reverberante do laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) da UFSC (Fig. 51).

4.2 - Instrumentação

Durante as medições necessárias para o cálculo dos níveis de potência sonora dos motores, utilizaram-se os instrumentos de medição listados abaixo:

- 6 microfones capacitivos de 1/2", tipo 4145 da B & K;
- 6 pré-amplificadores, tipo 2619 da B & K;
- 1 calibrador de microfones, tipo 4220 da B & K;
- 1 analisador de frequências, tipo 2120 da B & K;
- 1 gerador de ruído, tipo 2306 da B & K;
- 1 fonte isotrópica de potência sonora, tipo 1001 da HP;
- 1 registrador de nível, tipo 2306 da B & K;
- 1 analisador de Fourier, tipo 5451 C da H.P.;



- Dimensões = 7,4 x 7,4 x 7,4m
- Volume = 405 m³
- Área interna = 328,6 m²

Figura 51 - Vista simplificada da câmara reverberante do laboratório de vibrações e acústica - LVA-UFSC.

- 1 osciloscópio, LABO.

A montagem esquemática da cadeia de medição geral é mostrada na Fig. 52.

4.3 - Qualificação da câmara reverberante

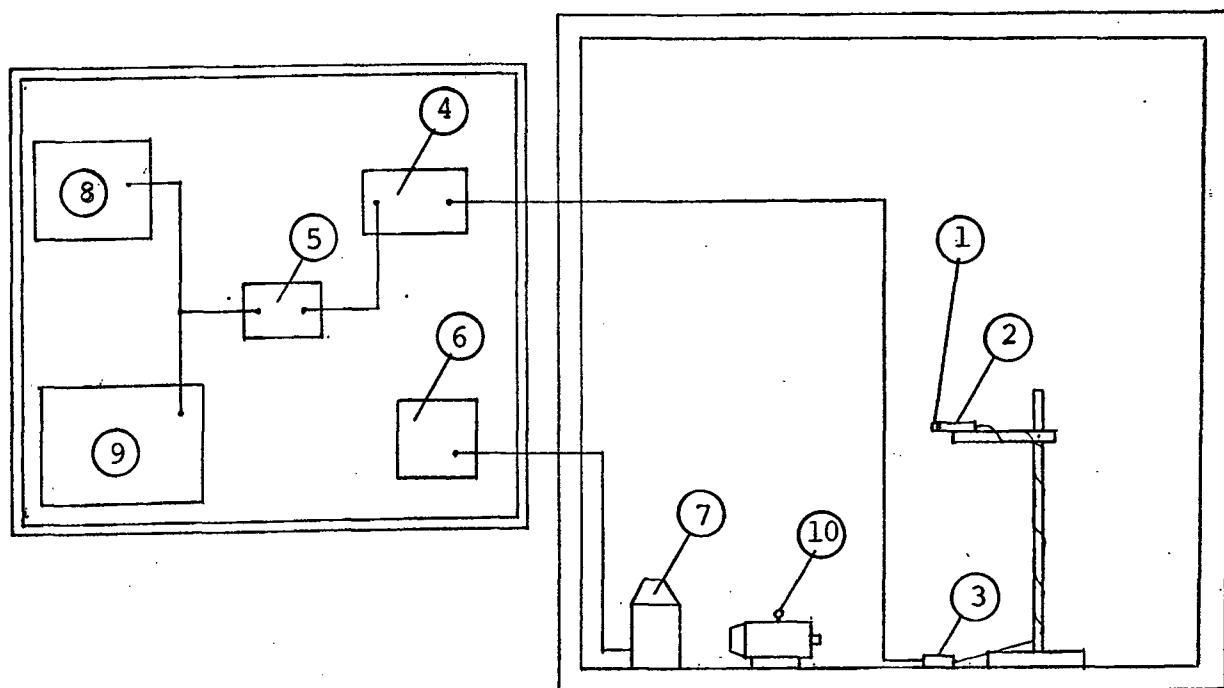
A densidade de energia acústica, dentro de uma câmara reverberante, não tem distribuição espacial uniforme para todas as bandas de frequência. Este fato induz a erros no cálculo do NWS devido a utilização de um número finito de posições para medições. A qualificação visa fornecer requisitos mínimos que deverão ser satisfeitos para que os erros na avaliação de potência sonora estejam dentro de limites aceitáveis e conhecidos.

A câmara reverberante do LVA, foi qualificada em bandas de oitava e 1/3 de oitava por BEZ [39] e SANGOI [40], respectivamente. Devido à pintura recente das paredes internas, resolveu-se requalificar a câmara para bandas de 1/3 de oitava.

A norma ISO 3741/1970 [41] especifica dois critérios para a qualificação de câmaras reverberantes: estimativa do desvio padrão na distribuição espacial do nível de pressão sonora (NPS) e absorção sonora da câmara. Outros fatores relativos à dimensão da câmara, ruído de fundo, temperatura e umidade deverão ser observados.

4.3.1 - Estimativa do desvio padrão (espacial) do NPS

Mediu-se, por meio de seis microfones, o NPS para duas posições de fonte de potência sonora. Os microfones foram distri -



- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1 - Microfone | 6 - Fonte de Ruído |
| 2 - Pré-Amplificador | 7 - Fonte Sonora Isoentrópica |
| 3 - Conector | 8 - Registrador de Nível |
| 4 - Analisador de Espectro | 9 - Analisador de Fourier |
| 5 - Osciloscópio | 10 - Motor Elétrico |

EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

- Medição do Tempo de Reverberação: 6-7-1-2-3-4-5-8.
- Medição do Desvio Padrão do NPS: 6-7-1-2-3-4.
- Medição do Nível de Potência Sonora: 10-1-2-3-4-5-9.

Figura 52 - Montagem esquemática da cadeia de medição do nível de potência sonora.

buídos conforme norma [41]. Os sinais provenientes dos pré-amplificadores, foram filtrados em bandas de 1/3 de oitava e integrados no analisador de frequência (vide fig. 52). As medições foram realizadas nas bandas centradas de 63 a 8.000 Hz. Os níveis médios quadráticos (temporal e espacial) das pressões sonora (\bar{L}), por bandas de 1/3 de oitava, foram calculados pela eq. (26).

$$\bar{L} = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[\frac{1}{6} \cdot \sum_{i=1}^6 10^{(L_{pi}/10)} \right] \quad (26)$$

onde:

L_{pi} é o NPS da banda p. medida no microfone i.

A estimativa do desvio padrão das medições (S), por banda p, foi obtida pela equação normalizada [41]

$$S = (N - 1)^{-1/2} \cdot \left[\sum_{i=1}^N (L_{pi} - \bar{L})^2 \right]^{1/2} \quad (27)$$

onde:

N é o número de posições de microfone (6).

Os resultados deste procedimento são mostrados na Fig. 53; os valores excedendo as recomendações de valor máximo normalizado [41], nas bandas centradas de 63 a 100 Hz, foram aceitas, apesar de implicarem em incertezas elevadas nos valores dos NWS para estas bandas.

4.3.2 - Coeficientes de absorção médios

Para calcular os coeficientes de absorção médios é necessário determinar os tempos de reverberação.

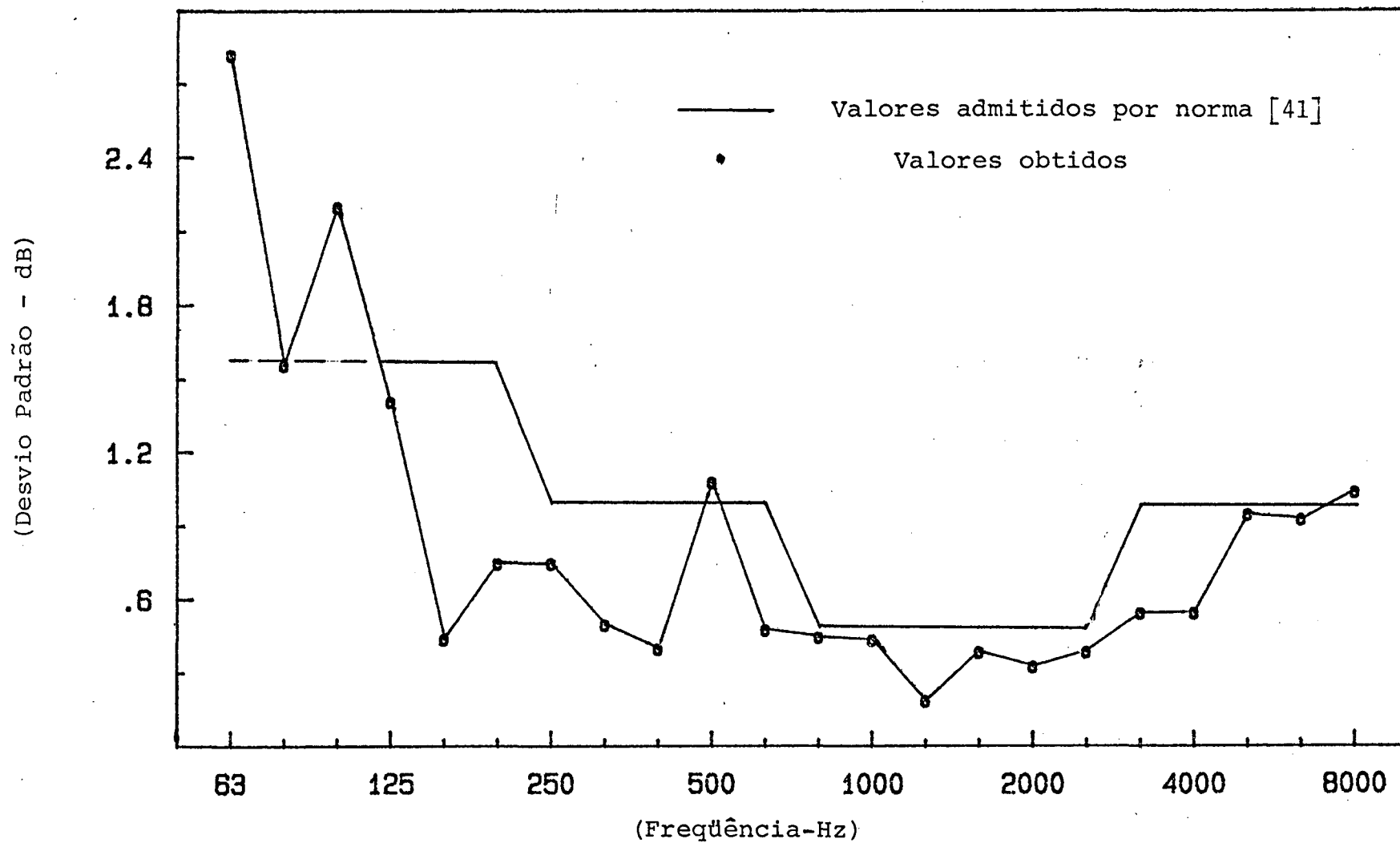


Figura 53 - Qualificação da câmara reverberante (ISO 3741/1970). Desvio padrão.

Os tempos de reverberação, definidos como o tempo (segundos) necessários para o nível de intensidade decrescer de 60 dB [35] foram determinados registrando-se o decaimento do NPS, após o desligamento da fonte de ruído. Foram utilizadas duas posições para a fonte e seis microfones. Os valores médios, por banda de 1/3 de oitava, e respectivos desvios padrões estão mostrados na Fig. 54.

A Fig. 55 mostra os valores médios de tempos de reverberação, obtidos por SANGOI [40], BEZ [39] e GERGES [42] antes da pintura das paredes da câmara. Na mesma figura, estão mostrados os valores obtidos pelo autor e LENZI [43], após a pintura. Observa-se que, após a pintura, os tempos de reverberação aumentaram de valor (acima de 200 Hz). Acredita-se que tampando os poros e irregularidades existentes no concreto, a camada de tinta contribuiu para a diminuição da absorção das paredes.

Com os valores médios dos tempos de reverberação (\bar{T}), foram calculados os coeficientes de absorção médio ($\bar{\alpha}$), por banda, pelo uso da fórmula de Sabin (eq. 28).

$$\alpha = \frac{0,161V}{S \cdot \bar{T}} \quad (28)$$

onde:

V é o volume da câmara (m^3);

S é a área interna total da câmara (m^2).

Para a câmara reverberante do LVA, de volume igual a $405 m^3$ e área de $328,6 m^2$ a equação (28) torna-se:

$$\alpha = \frac{0,1984}{\bar{T}} \quad (28.A)$$

Os resultados dos coeficientes de absorção médios são

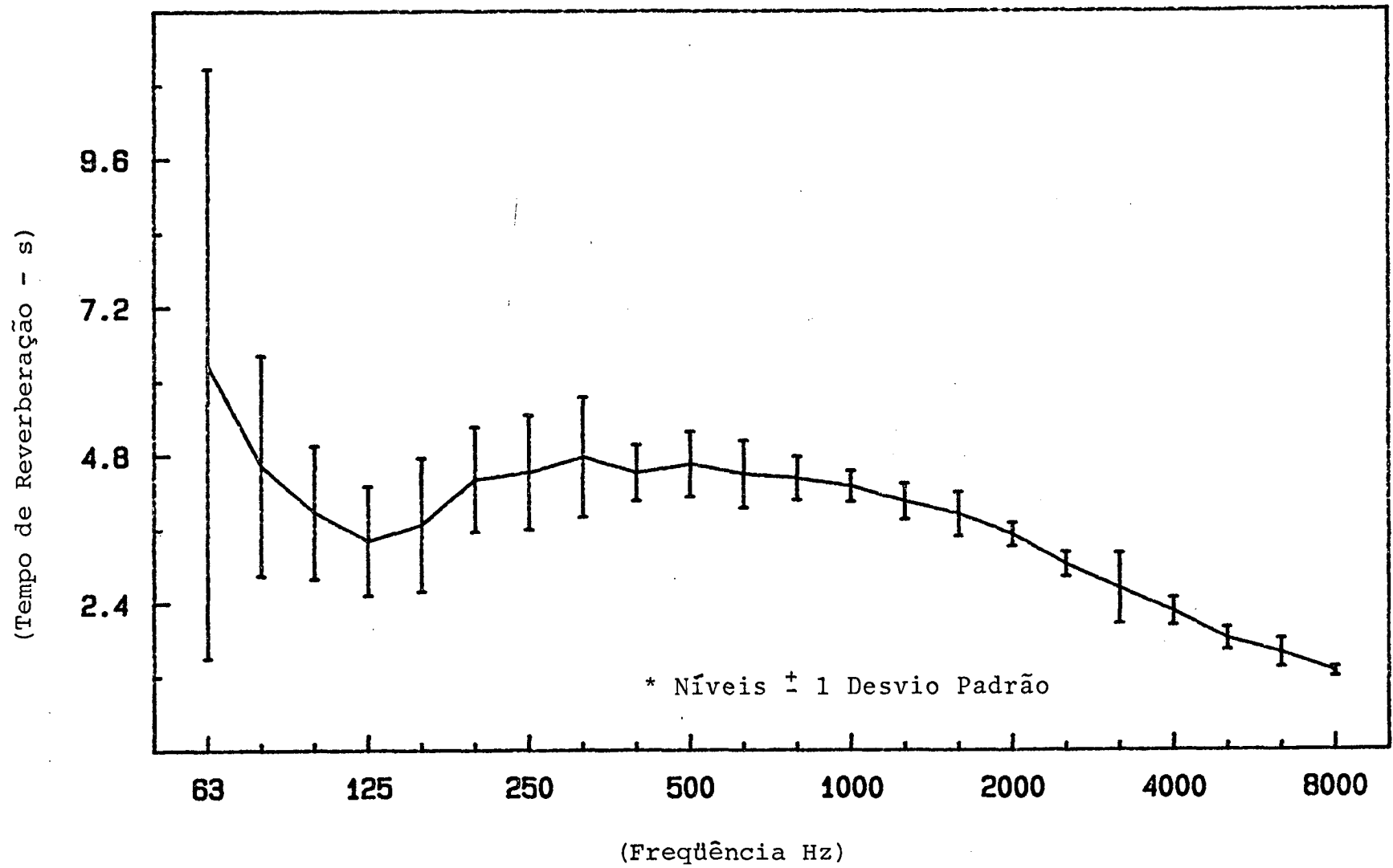


Figura 54 - Valores de tempos de reverberação em bandas de 1/3 de oitava.

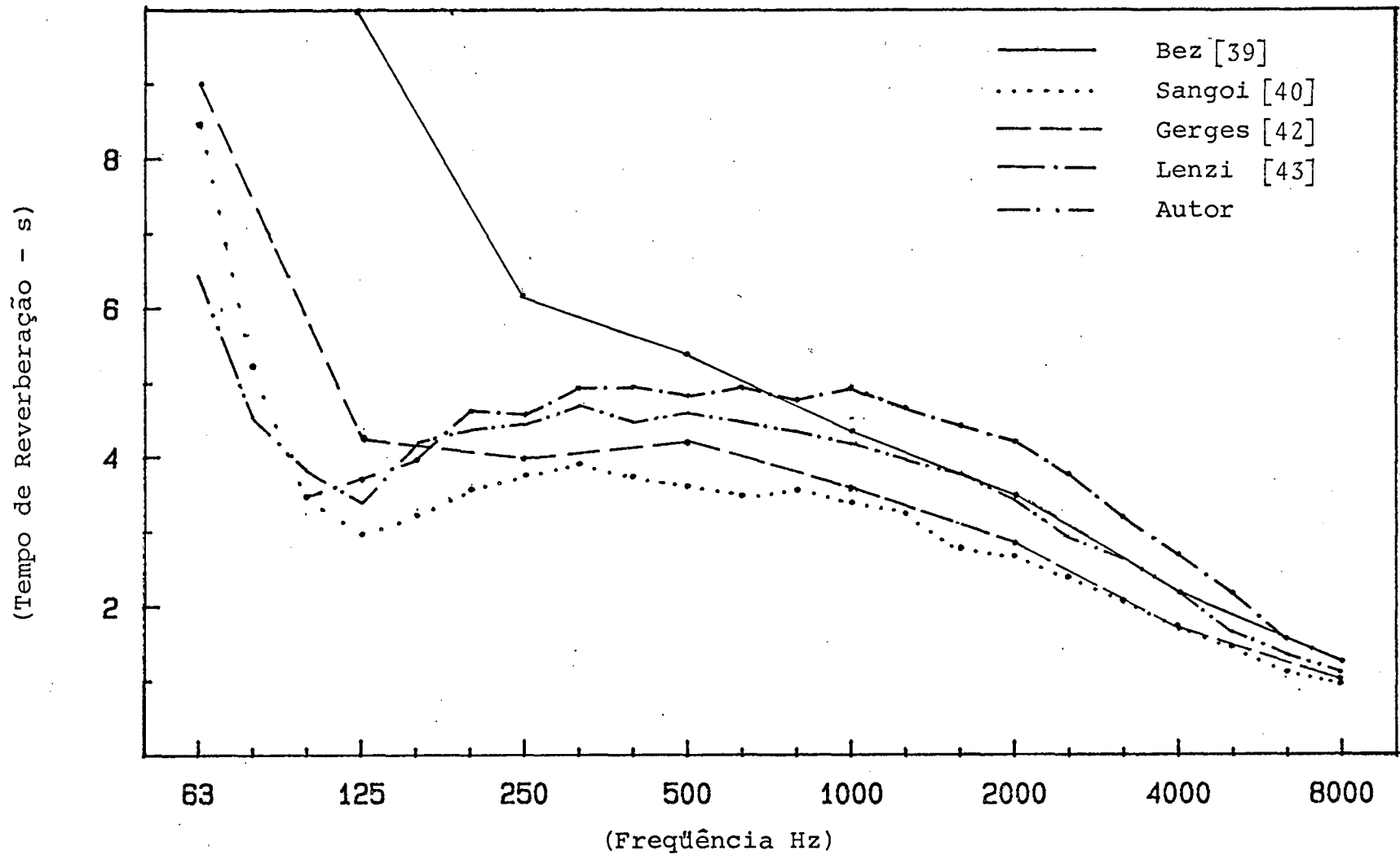


Figura 55 - Histórico dos tempos de reverberação obtidos na câmara do LVA-UFSC.

mostrados na Fig. 56. Observam-se valores percentuais bem abaixo dos máximos aceitados por norma [41], nas bandas abaixo de 125 Hz. As absorções elevadas registradas nas altas frequências, são creditadas à absorção sonora do grande volume de ar contido no interior da câmara.

O formato cúbico da câmara do LVA, implicando em densidades modais baixas nas baixas frequências (< 125 Hz), em conjunto com baixos coeficientes de absorção, são responsáveis pelos desvios padrões elevados encontrados nas bandas centradas de 63 a 125 Hz (vide Fig. 53).

4.4 - Determinação dos NWS

A obtenção dos níveis de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, segundo a ISO 2249/1970 [38], tornou-se inviável, pelos seguintes fatores:

- Os desvios padrões (espacial) do NPS, apesar de estarem em conformidade com a norma [44], são elevados;
- Os motores elétricos geram componentes discretas, em frequência, significativas;
- A câmara do LVA é cúbica.

O primeiro e segundo fatores implicam em grande número de posições de microfones e fonte, para o cálculo do NWS. O terceiro fator limita a distribuição espacial dos microfones e fonte da maneira aconselhada por norma [38].

As medições de NPS para o cálculo do NWS, foram tomadas para uma posição da fonte e seis microfones. Tornou-se necessário calcular um parâmetro que indicasse as tolerâncias esperadas devidas à utilização de 6 pontos de medição. Com este intuito, uma vez

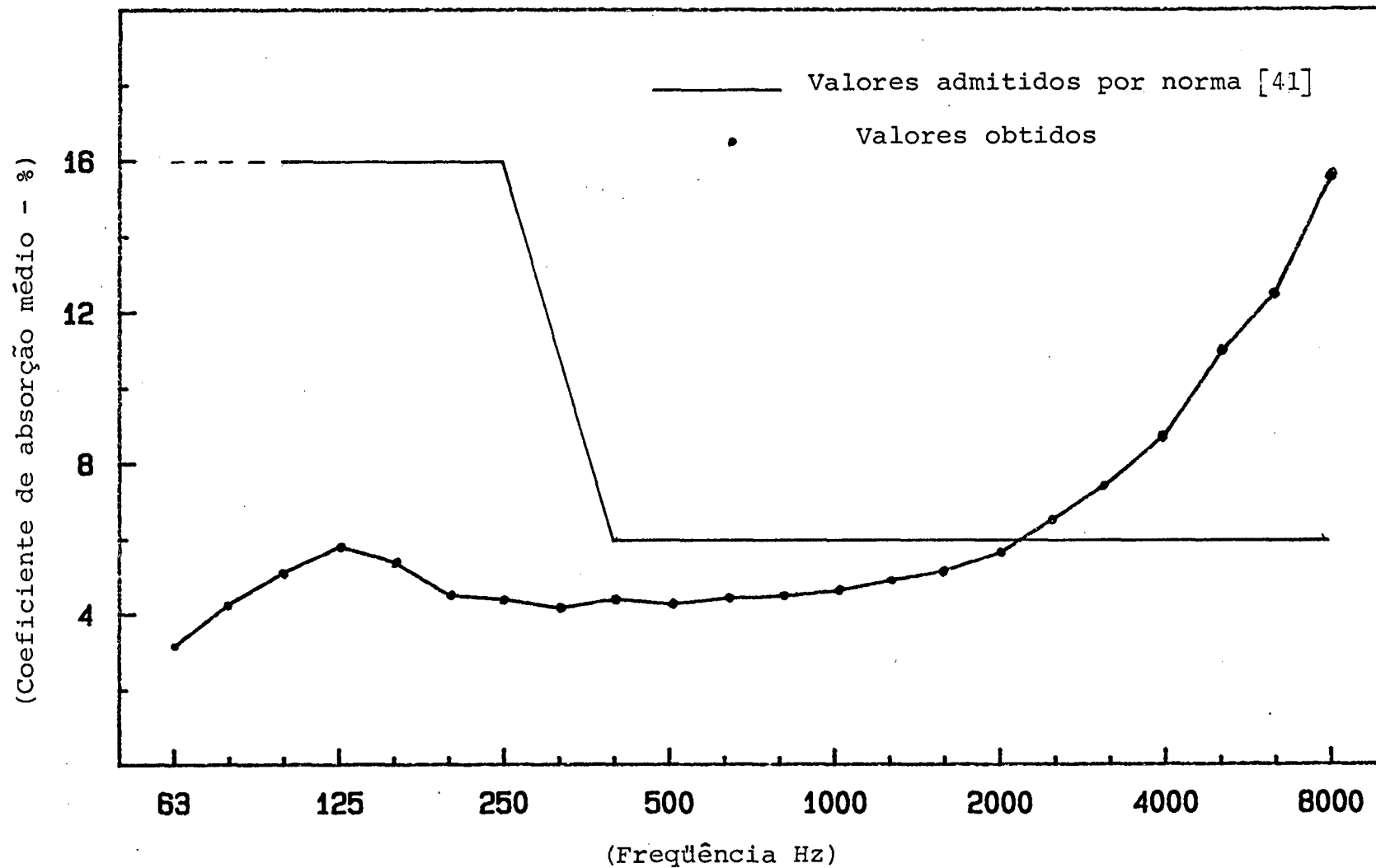


Figura 56 - Qualificação da câmara reverberante (ISO 3741/1970). Coeficiente de absorção médio.

obtido o NPS, calculou-se o valor médio quadrático (temporal) do estado estacionário final da pressão acústica (P_{pi}^2), por banda, e posição de microfone, pela equação (29).

$$P_{pi}^2 = P_{ref}^2 \cdot 10^{(L_{pi}/10)} \quad (29)$$

onde:

$P_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$, é a pressão da referência.

A potência sonora (W_{pi}), por banda e posição de microfone, é dada por [35]:

$$W_{pi} = \frac{13,9 \cdot P_{pi}^2 \cdot V}{\rho_o \cdot c^2 \cdot T_{pi}} \quad (30)$$

onde:

T_{pi} é o tempo de reverberação para a banda p e posição de microfone i (s);

ρ_o é a densidade de equilíbrio constante do meio (kg/m^3)

c é a velocidade de propagação da onda (m /s);

V é o volume da câmara (m^3).

Adicionando o termo de "Waterhouse" ($1 + S \cdot \lambda_p / 8 \cdot V$), usado para corrigir as medidas do NPS que não são feitas próximas aos contornos da câmara [44], e o termo B/1000, para corrigir a variação do NPS com a variação do nível de pressão atmosférica, obtém-se para a eq. (30):

$$W_{pi} = \frac{13,9 \cdot P_{pi}^2 \cdot V \cdot [1 + S \cdot \lambda_p / (8 \cdot V)]}{\rho_o \cdot c^2 \cdot T_{pi} \cdot (B/1000)} \quad (31)$$

onde:

λ_p é o comprimento de onda da frequência central;

p banda de 1/3 de oitava considerada;

B é a pressão barométrica em m.bar.

Para a câmara reverberante do LVA, a eq. (31), reduz-se para:

$$W_{pi} = \frac{0,0395 \cdot p_{pi}^2 \cdot (1 + 0,1014 \cdot \lambda_p)}{T_{pi}} \quad (31-A)$$

O nível de potência sonora médio (L_{wp}), por banda de 1/3 de oitava, é calculado por:

$$L_{wp} = 10 \cdot \text{Log} \left[\frac{\bar{W}_p}{W_{ref}} \right] = 10 \cdot \text{Log}_{10} \frac{1}{6 \times 10^{-12}} \cdot \sum_{i=1}^6 W_{pi} \quad (32)$$

onde:

\bar{W}_p é a potência sonora média da banda p ;

$W_{ref} = 1 \text{ pW}$, é a potência sonora de referência.

Os limites superior e inferior do NWS, correspondentes à variação de 1 desvio padrão na potência sonora, foram dados por:

$$L_{wp} \begin{matrix} (\text{max}) \\ (\text{min}) \end{matrix} = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left\{ \frac{\bar{W}_p \pm [0,2 \cdot \sum_{i=1}^6 (W_{pi} - \bar{W}_p)^2]^{1/2}}{10^{-12}} \right\} \quad (33)$$

Na medição do NPS (Fig. 52), em bandas de 1/3 de oitava, utilizou-se o analisador de Fourier (HP 5451 C), tendo-se desenvolvido "SOFTWARE" de filtros digitais para esta finalidade (ver apêndice A). Foram obtidas 2 médias (n) de 100 amostras cada, de 4096 pontos por amostragem (N). Para a primeira média a frequência de amostragem (F_{max}) foi de 2.500 Hz, sendo de 25.000 Hz para a segun

da.

Na Fig. 57, estão mostrados os NPS médios, em bandas de 1/3 de oitava e respectivos desvios padrões. (eq. 27), para um motor elétrico sob teste. Vê-se da figura que, os valores obtidos com o filtro digital (HP 5451 C) e analógico (2120 B & K) são coerentes, verificando assim o filtro digital de 1/3 de oitava desenvolvido.

De posse dos NWS por banda de 1/3 de oitava, calculou-se o nível de potência sonora total (LWT) em dB e dB(A), pelas equações (34) e (35).

$$LWT = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[\sum_{p=2}^{20} 10^{(L_{wp}/10)} \right] \quad [\text{dB}] \quad (34)$$

$$LWA = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[\sum_{p=2}^{20} 10^{0,1 \cdot (L_{wp} + C_p)} \right] \quad [\text{dB(A)}] \quad (35)$$

onde:

C_p são os valores de ponderação A, sendo dados pela tabela 12 [38].

A figura 58 mostra os resultados para o motor com ventilador original, sem ventilador e com o ventilador de discos múltiplos (ND = 63, h = 0,8 mm e DI = 120 mm), cujo rotor, formado por discos de cartolina, é fixado por 4 parafusos 3/16". Da análise da fig. 58, observa-se que:

- Exceto para a banda centrada em 63 Hz, os valores de L_{wp} para o motor com ventilador original estão, em média, acima de 10 dB dos valores encontrados para o motor sem ventilador.
- Nas altas frequências (acima de 2 KHz), o ventilador de discos múltiplos deixa de ser a fonte predominante de ruído, observando

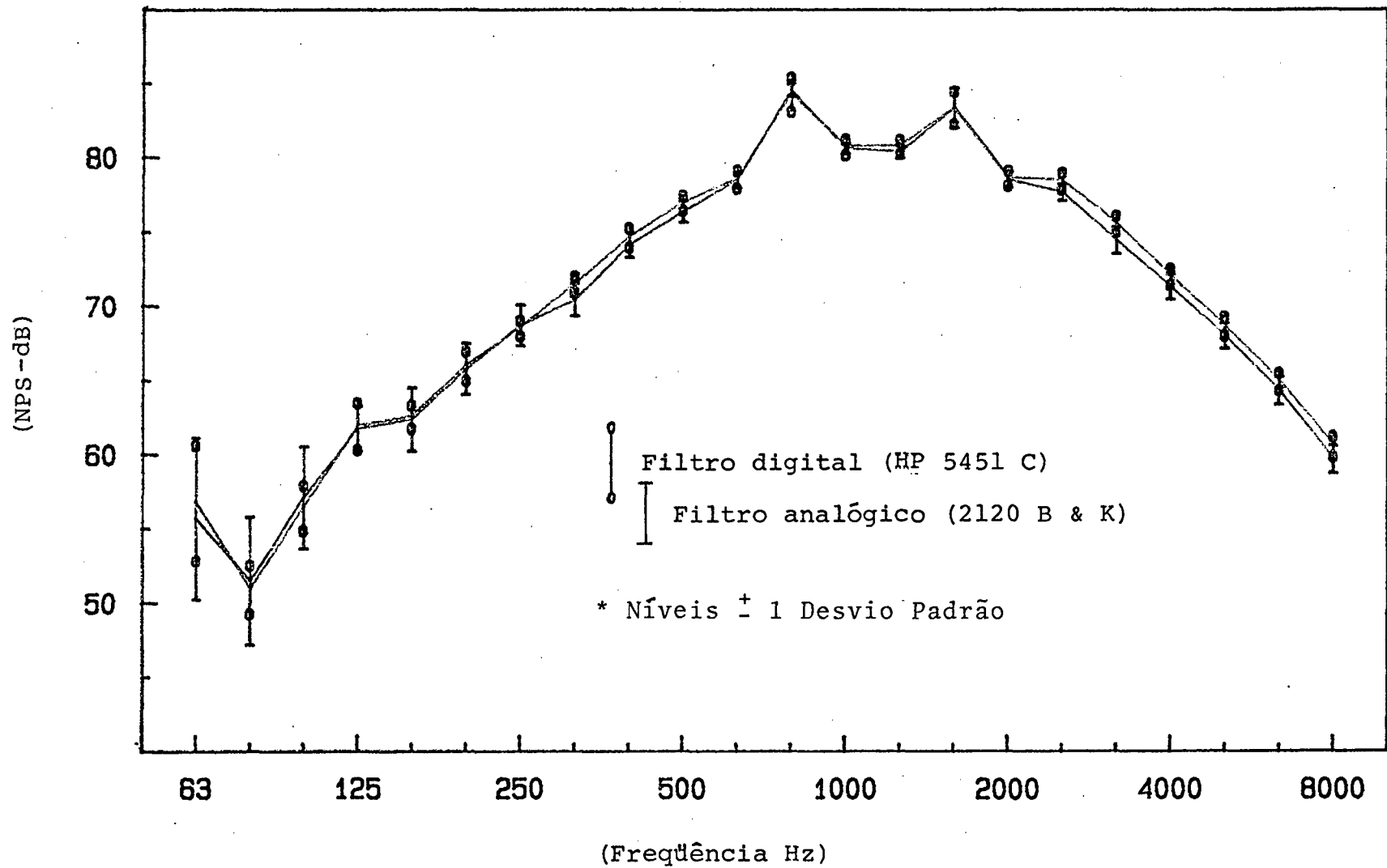


Figura 57 - Valores de Nível de Pressão Sonora (NPS). Comparação entre filtro digital e analógico.

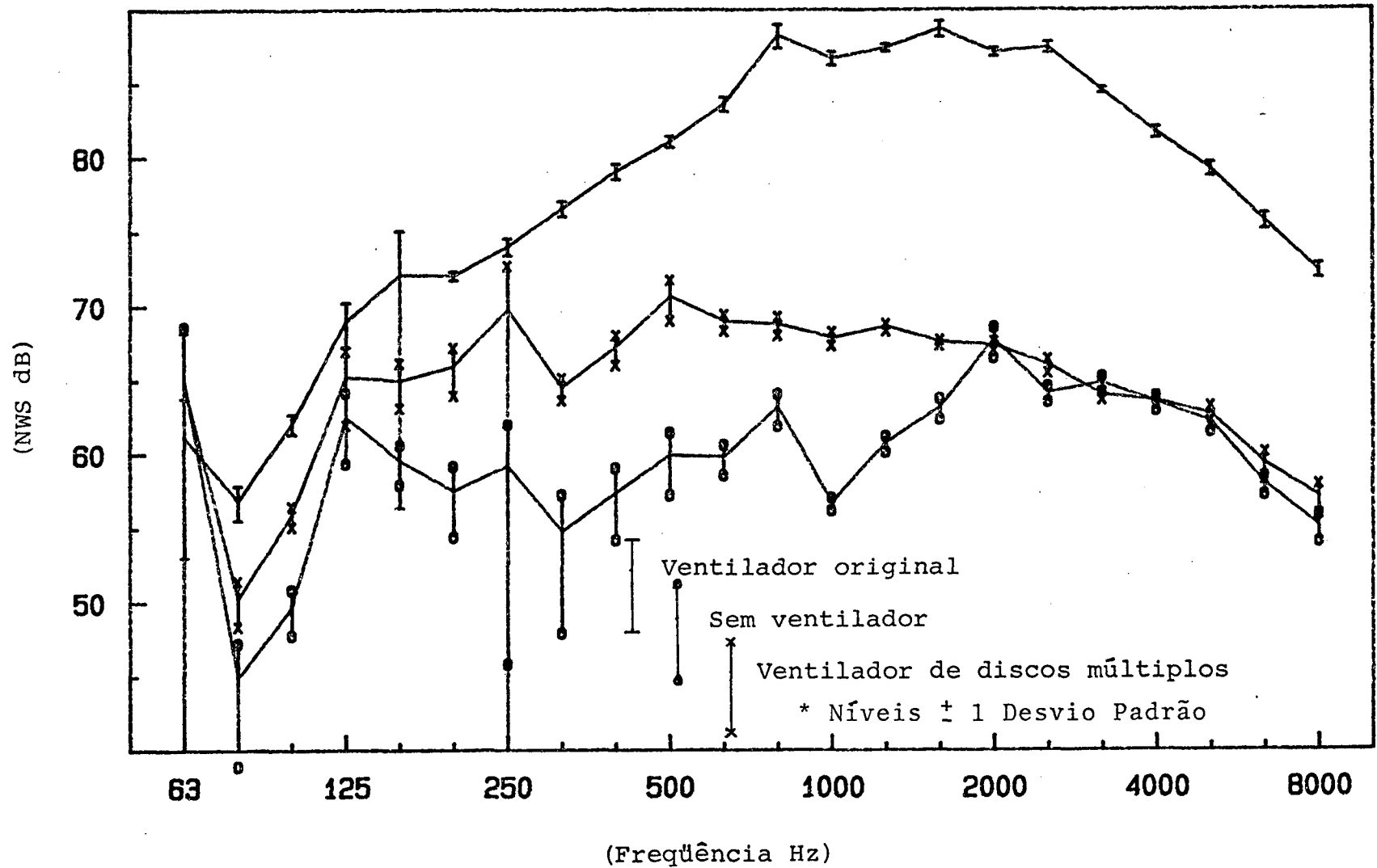


Figura 58 - Valores de Nível de Potência Sonora (NWS) para motor "de gaiola" 132 M (15 Hp).

-se a influência do ruído devido ao magnetismo.

TABELA 12 - Valores de ponderação A (Segundo [38])

P	Frequência Central da banda de 1/3 oitava	C_p
2	125	-16,1
3	160	-13,4
4	200	-10,9
5	250	- 8,6
6	315	- 6,6
7	400	- 4,8
8	500	- 3,2
9	630	- 1,9
10	800	- 0,8
11	1.000	0,0
12	1.250	0,6
13	1.600	1,0
14	2.000	1,2
15	2.500	1,3
16	3.150	1,2
17	4.000	1,0
18	5.000	0,5
19	6.300	- 0,1
20	8.000	- 1,1

A Fig. 59 mostra os resultados para o motor com um ventilador de discos múltiplos lisos e um de discos rugosos. Os rotores dos dois ventiladores têm as seguintes características:

- Discos Lisos (cartolina): ND = 63, h = 0,8 mm e DI = 120 mm;
- Discos rugosos (lixa d'água 500): ND = 50, h = 1,0 e DI = 130 mm.

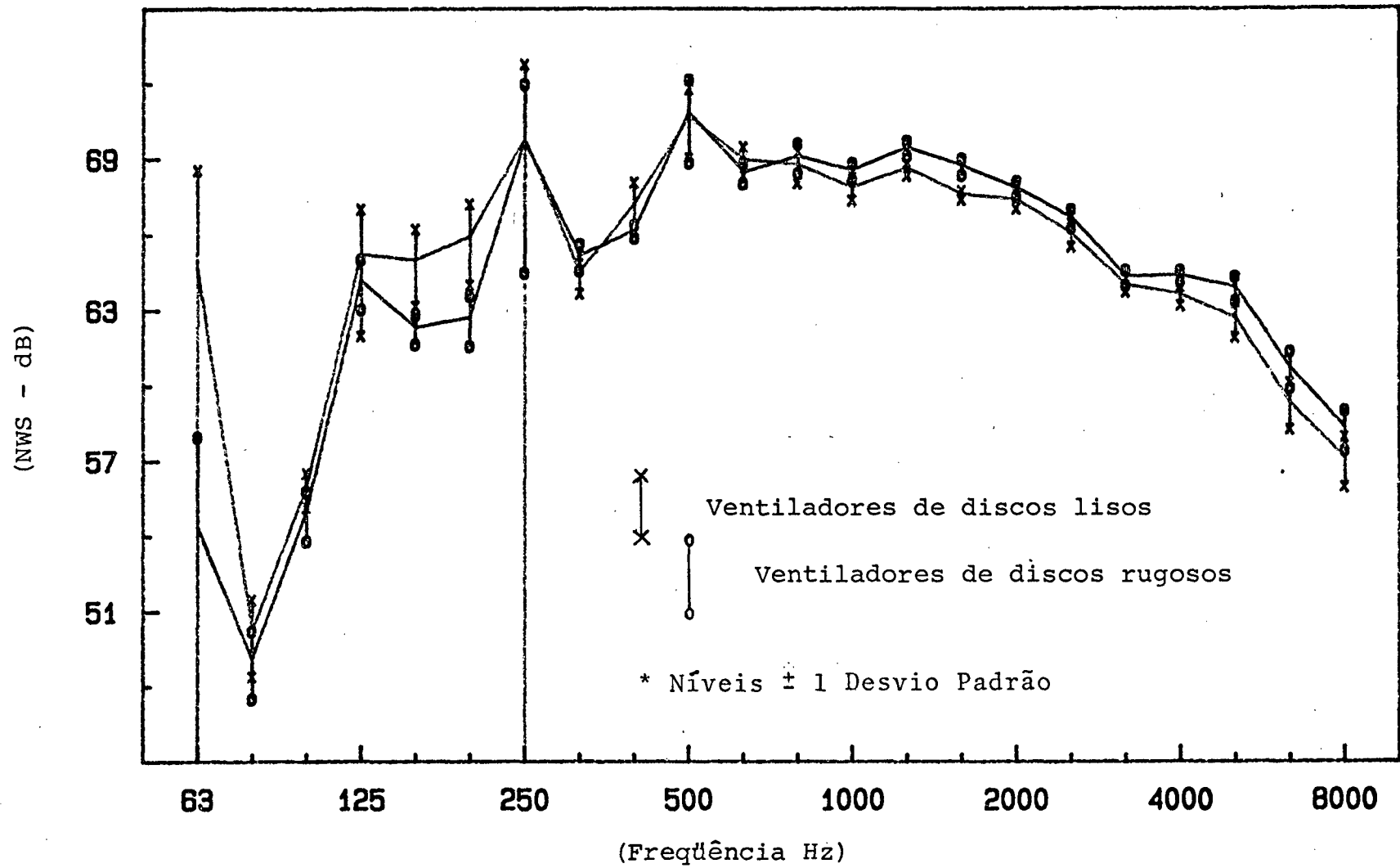


Figura 59 - Valores de Nível de Potência Sonora (NWS) para motor "de gaiola" 132 M (15 Hp).

Os discos foram afixados às bases por 4 parafusos 3/16". Observa-se que acima de 500 Hz, os ventiladores de discos rugosos geram níveis de potência sonora superiores aos gerados pelos ventiladores de discos lisos, em bandas de 1/3 de oitava.

A Fig. 60 mostra os NWS médios, em bandas de oitava, obtidos para o motor com o ventilador original e com o ventilador de discos múltiplos. É mostrado também, as curvas utilizadas para prever os NWS de motores elétricos (equações 10 e 11). Observa-se que para as bandas de oitava centradas acima de 1.000 Hz, os valores máximos preditos para o motor com ventilador original, são de 1 a 3 dB inferiores aos obtidos para o motor de 15 HP. Como as diferenças podem ser creditadas a erros de medição, entre outros fatores, conclui-se que os valores obtidos estão dentro da faixa predita pelas equações 10 e 11.

A Tabela 13 mostra os níveis de potência sonora total e em dB(A) para as seguintes configurações:

- Motor com ventilador original;
- Motor sem ventilador;
- Motor como ventilador de discos múltiplos lisos especificado no parágrafo anterior;
- Motor com o ventilador de discos múltiplos rugosos especificado no parágrafo anterior.

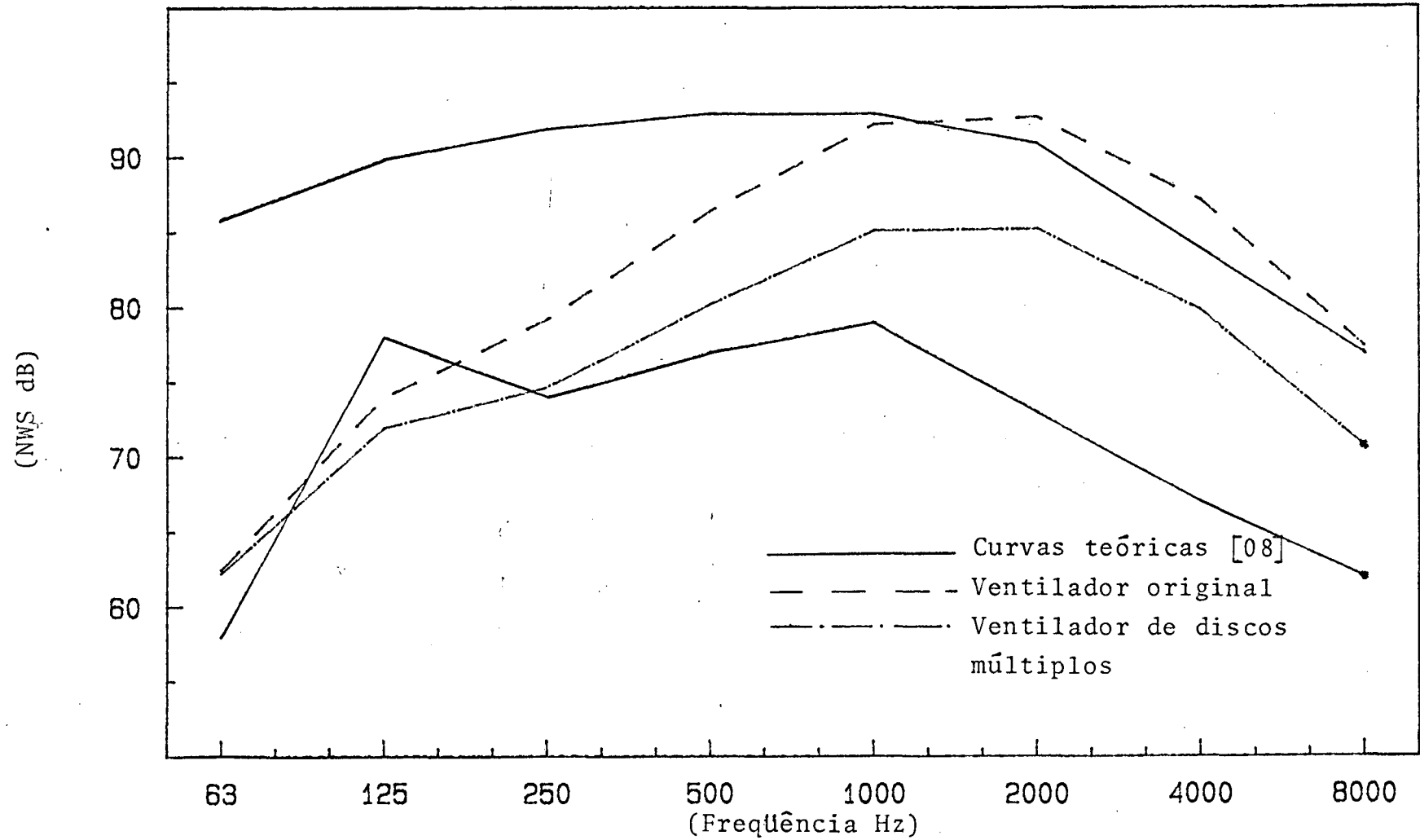


Figura 60 - Valores médios de Nível de Potência Sonora (NWS) para motor "de gaiola" 132 M (15 HP).

Tabela 13 - NWS total (LWT) e dB(A) (LWA) para diversas configurações do motor sob estudo

CONFIGURAÇÃO	LWT (dB)	LWA (dB(A))
Ventilador original	98	97
Sem ventilador	75	75
VDM de discos lisos	80	79
VDM de discos rugosos	80	78

A Tab. 14 mostra os níveis de potência sonora total e em dB (A) para o motor com ventiladores de discos múltiplos adaptados ($h = 0,8$ mm e $DI = 120$ mm), confeccionados de cartolina, com os seguintes números de discos: 25, 50 e 63. Na mesma figura, a título de comparação, são mostrados os valores de vazão (Q) obtidos por intermédio da tubeira de 58,08 mm (vide capítulo 2).

Tabela 14 - Influência do número de discos no NWS dos motores com V.D.M.

ND	LWT (dB)	LWA (dB(A))	Q (m^3/h)
25	78	76	122
45	79	78	155
63	80	78	171

Observa-se na Tabela 14 que apesar de ter havido um aumento de aproximadamente 50% na vazão do VDM, aumentando-se o número de discos de 25 para 63, o LWA sofreu um acréscimo de apenas

1,99 dB(A). Este fato, também foi observado por Merry [18] .

4.5 - Conclusões

Do que foi visto neste capítulo, podem-se tirar as seguintes conclusões:

- A principal fonte de ruído dos motores 132 M estudados é o ventilador axial bidirecional. Os níveis de potência sonora em bandas, de 1/3 oitava (80 a 8.000 Hz) gerados por estes ventiladores, ultrapassam, no mínimo, 10 dB os valores medidos para o motor sem ventilador. Isto implica, que qualquer medida visando a atenuação dos níveis de ruído gerados por estes motores deverá modificar, necessariamente, o sistema de ventilação (uso de filtros, troca de ventilador, etc).
- Em ordem de grandeza, a segunda fonte de ruído destes motores é o ruído devido ao magnetismo. Esta fonte tornou-se significativa no espectro (1/3 de oitava) dos ventiladores de discos múltiplos.
- A diferença entre os NWS gerados por ventiladores de discos lisos e rugosos não é significativa.
- O ventilador de discos múltiplos adaptados gerou um nível de potência sonora de 4,0 dB(A) acima do nível gerado por todas as outras fontes.
- Para um acréscimo de aproximadamente 50% na vazão, observou-se um aumento de apenas 2,0 dB(A) no NWS, mostrando que o NWS gerado por ventiladores de discos múltiplos é pouco dependente da vazão.
- A redução de 18 dB(A) (97,0 para 79,0) no nível de potência sonora, observada quando se substituiu o ventilador original por um VDM otimizado (vide capítulo 2), mostra que a utilização do último

mo, em termos de ruído, é uma excelente opção para motores "de gaiola" TEFC.

5 - CONCLUSÕES

Embora já se tenham tirado vários comentários ao longo dos capítulos anteriores, será apresentado um resumo e algumas considerações finais sobre os resultados obtidos. Ao longo das considerações, são feitas algumas sugestões quanto à continuidade deste estudo.

5.1 - Fontes de ruído

Tem-se observado que a principal fonte de ruídos dos motores estudados é o ruído proveniente do sistema de ventilação, sendo seguido do ruído de origem magnética e mecânica respectivamente.

Uma vez que os Níveis de Potência Sonora, nas bandas de 1/3 de oitava centradas de 125 a 8.000 Hz, para o motor com o ventilador original são superiores a 10 dB dos níveis encontrados para o motor sem ventilador, conclui-se que qualquer medida visando a atenuação dos níveis de ruído gerados deverá modificar, necessariamente, o sistema de ventilação.

No espectro de vibrações do motor, observou-se a existência de componentes discretas centradas nas frequências de: 2.227, 2.305, 2.472, 4.390 e 4.459 Hz. Estas componentes também foram observadas no espectro de ruído do motor operando sem ventilador e com um ventilador de discos múltiplos. Baseado na inclinação das ranhuras do rotor e distribuição semelhante às componentes equacionadadas em [07] como sendo devidos à passagem das ranhuras do rotor, acredita-se que as componentes listadas acima também sejam de origem magnética. As amplitudes observadas podem ser creditadas

modos de excitação baixos em conjunto com a proximidade de modos próprios de vibração do motor (vizinhanças de 2.000 e 4.000 Hz). O autor sugere que em trabalhos futuros, devido a proeminência destas componentes no espectro, procure-se avaliar esta hipótese através da modelagem das forças magnéticas que atuam no estator em conjunto com uma análise modal detalhada dos motores estudados.

Medições de espectros de NPS, em um ambiente semi-anechoico, demonstraram que os NPS medidos no lado da sucção do ventilador são, em média, 10 dB mais elevados que o medido na região de descarga para o motor operando com o ventilador original. Para o motor com ventilador de discos múltiplos, a média é de 6 dB. Uma vez que não foram observadas diferenças significativas para o motor sem ventilador, conclui-se que o ruído gerado pelo sistema de ventilação é altamente direcional e que a utilização de filtros acústicos na entrada do sistema de ventilação é positivo para a redução do ruído gerado. Cabe observar que o ruído emitido na região de sucção é do tipo "branco" de banda larga (vide figuras 48 e 50).

5.2 - Filtro digital

A rapidez na aquisição de dados e processamento, em conjunto com a versatilidade e confiabilidade demonstrados pelo "software" de filtros 1/3 de oitava (apêndice A), faz com que o mesmo seja recomendado para ser utilizado sempre que possível (sinais estatisticamente estacionários). A título de comparação, estão mostrados abaixo os tempos médios, gastos pelo autor, para a obtenção de dados e registro dos resultados dos Níveis de Pressão Sonora, 6 posições de microfone, nas bandas centradas de 63 a 8.000 Hz, utilizando um equipamento analógico (2120 da B & K) e o "software" de

filtro digital desenvolvido para o HP 5451 C.

	HP 5451 C	2120 (B & K)
Aquisição dos dados:	1/2 hora	4 horas
Processamento:	1/4 hora	4 horas
Tempo Total:	3/4 hora	4 horas

5.3 - Ventiladores de discos múltiplos

Medindo-se a elevação de temperatura, pelo método da variação da resistência do estator, de um motor TEFC (2 pólos, 10 HP) equipado com um ventilador de discos múltiplos, encontrou-se o valor de $84,5^{\circ}\text{C}$, sendo admitida, para aplicação geral, uma elevação de 80°C . Diante da perspectiva de que se pode melhorar o processo de fabricação dos discos e difusor, bem como as tolerâncias de montagem, acredita-se que quanto às necessidades de fluxo, os ventiladores de discos múltiplos sejam viáveis para equipar estes motores. O ventilador utilizado durante o ensaio tinha as seguintes características:

- Material dos discos = cartolina com 0,2 mm de espessura;
- Número de discos (ND) = 64;
- Diâmetro externo = 200 mm;
- Diâmetro interno (DI) = 120 mm;
- Espaçamento (h) = 0,8 mm;
- Fixadores = 4 parafusos 3/16.

Dos vários protótipos de ventiladores de discos múltiplos testados, os maiores valores de vazão por unidade de comprimento do rotor foram:

a) Discos lisos (cartolina)

- DI = 120 - 130 mm;
- h = 0,8 mm

b) Discos rugosos (Lixa d'água 500)

- DI = 120 - 130 mm;
- h = 1,4 mm.

O diâmetro externo e a rotação, em ambos os casos, permaneceram constantes e iguais a 200 mm e 3.560 rpm.

Observou-se, para discos lisos, os valores de parâmetro de similaridade p (eq. 15) propostos como ideais por Hassinger[14]. Esta relação (eq. 15) poderá ser de grande valia para projetos experimentais, uma vez que permite a obtenção de um parâmetro otimizado (o espaçamento inter-disco h).

Os ventiladores de discos rugosos, do que se viu, apresentaram razões de vazão máxima por unidade de comprimento do rotor e Níveis de Potência Sonora em dB(A), equivalentes aos dos discos lisos. O fato de que as maiores vazões são observadas para espaçamentos interdiscos maiores (observou-se $p \approx 2,95$), abre perspectivas de utilização deste tipo de ventilador em ambientes com partículas maiores em suspensão na atmosfera.

Tem-se observado que os ventiladores de discos curvos (fig. 20) apresentam vazões superiores aos de discos lisos equivalentes. A afirmação é baseada em medições realizadas para um único protótipo de ventilador de discos curvos (fig. 21). Sugere-se um estudo mais aprofundado deste tipo de ventilador visando a utilização do mesmo em motores com maiores cargas térmicas (15 HP, por exemplo) ou montagens mais compactas.

A utilização de espaçadores especiais (fig. 22) mostrou-se inviável sob o ponto de vista das vazões obtidas e principalmente

pela elevação dos níveis de pressão sonora emitidas pelo motor (mais de 10 dB (A) em relação às outras configurações de ventiladores de discos múltiplos).

As características de geração de ruído por parte dos ventiladores de discos múltiplos mostraram-se inerentemente silenciosas. Para a configuração com a qual se obteve a maior vazão, obteve-se uma redução de 18 dB(A) no Nível de Potência Sonora (97 para 79 dB(A)) em relação ao motor equipado com o ventilador original. O aumento do NWS em relação às outras fontes de ruído (magnéticas e mecânicas) foi de apenas 3 dB(A) de (75 para 78) em contraste com os 22 adicionados pela utilização do ventilador original. Observou-se também que o Nível de Potência Sonora gerado é pouco dependente da vazão (vide tabela 11).

As características de geração de ruído, aliada à simplicidade de fabricação e adaptação nos motores fazem dos ventiladores de discos múltiplos uma excelente opção em termos de redução de ruído para motores elétricos TEFC de 2 pólos, carcaça 132 M e potência de 10 HP. Diante deste fato, sugere-se que se realizem estudos analíticos, tendo em vista o projeto e ampliação da faixa de utilização dos ventiladores de discos múltiplos em motores elétricos em geral, e em especial os motores "de gaiola".

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] BINKS, N. - Reducing noise from industrial electric motores .
Noise & Vibration Control Worldwide. Out. 1981.
- [02] INSTITUTE OF SOUND AND VIBRATIONS RESERCH - Noise control for
engineers in process industries. Southampton University, 1977.
Cap. 10..
- [03] BURNS, W. - Noise and men. London, John Murray, 1973.
- [04] GRAY-WALLACE - Princípios de eletrotécnica, aplicações; trad.
Miguel Magaldi. 7^a ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e
Científicos Editora S.A., 1978.
- [05] CAMPBELL, J. - Sources of motor-noise. Machine Design. Ago .
1963. 15: 141-158.
- [06] HARRIS, C.M. - Handbook of noise control. New York, Mc Graw -
Hill, 1957.
- [07] TULLETH, A. - Industrial and machinery noise control. Practic
Course Notes. Institute of Sound and Vibrations Research,
University of Southampton, 1979.
- [08] GERGES, S.N.Y. - Controle de ruído industrial. Apostila para
Curso de Pós-Graduação. Laboratório de Vibrações e Acústica,
Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.
- [09] HANDBOOK OF NOISE AND VIBRATION CONTROL - Environmental Noise.
3^a ed. Morden Surrey, England, Trade & Technical Press Ltd,
1970.
- [10] ERSKINE, J.B. - A user's view on the control of noise from pumps,
fans and Compressors. Limiting Noise From Pumps, Fans And Com-

pressors. London, Mechanical Engineering Publications Limited, 1977.

- [11] MAGRAB, E.B. - Environmental Noise Control. London, John Wiley and Sons, 1975.
- [12] HEALTH AND SAFETY EXECUTIVE - Practical applications of noise reduction methods. 1983.
- [13] BRITISH STANDARD BS 4999 - Specifications for general requirements for rotating electrical machines. Noise Levels.1973 Part. 51.
- [14] HASINGER, S.H. e KEHRT, L.A. - Investigations of a shear force pump. Journal of Engineering for Power. Trans. ASME, Série A, nº 3 - Jul. 1963, Vol. 85 - p. 201-212.
- [15] BREITER, M.C. e POHLHAUSEN, K. - Laminar flow between two parallel rotating disks. Report. no. ARL 62-318, Aeronautical Research Laboratories, Wright - Patterson. AFB. Ohio, Mar. 1962.
- [16] MATSCH, L. e RICE, W. - An asymptotic solution for laminar flow of an incompressible fluid between rotating disk. Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, Mar. 1968, Série E, Vol. 90, p. 155-159.
- [17] MERRY, S.L.; GLEGG, S.A.L. - The performance of low noise laminar flow fans. Inter-Noise 83. Edinburgh (UK), Jul. 1983, p. 115-118.
- [18] MERRY, S.L. e GLEGG, S.A.L. - Aerodynamic and noise characteristics of laminar flow fans. Inter-Noise 84. Hawai (USA), Dez. 1984, p. 53-56.

- [19] KREITH, F. e VIVAND, H. - Laminar source flow between two parallel coaxial disks rotating at different speeds. Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME. Set. 1967. Série E, Vol. 34, nº 3, p. 541-547.
- [20] RICE, W. - An analytical and experimental investigation of multiple disk pumps and compressors. Journal of Engineering for Power, Trans. ASME. Série A. nº 3 - Jul. 1963. Vol. 85, p. 191-200.
- [21] BENEDICT, R.P. Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements. 2^a ed. New York, John Wiley & Sons. 1977.
- [22] DRIESSEN, J.L. - Projeto e Construção de Sistema Medidor de Vazão. Relatório de estágio profissional. Departamento de Engenharia Mecânica- UFSC. 1982.
- [23] MORAIS, C.D. e SANTOS, J.A.R. - Microcomputadores e minicalculadoras - seu uso em ciências e engenharia. São Paulo. Edgard Blücher, 1983.
- [24] KOSTENKO, M. e PIETROVSKI, L. - Máquinas Elétricas: máquinas de corrente alternada, Vol. II. Trad.: Antônio F. Magalhães Porto, Edições Lopes da Silva. 1979.
- [25] KOSOW, I.L. - Máquinas elétricas e transformadores. Trad. Felipe L. Daiello e Percy A. Soares. Porto Alegre, Globo. 1977.
- [26] TIM - 54 - Ensaio de elevação de temperatura de motores de indução trifásico. Jaraguá do Sul, Eletromotores WEG. 1981.
- [27] HEWLETT-PACKARD 5451 - C - Fourier analyser system. System generating manual.

- [28] HSU, H.P. - Análises de Fourier. México, Fundo Educativo Latinoamericano Ltda, 1973.
- [29] ZAVERI, N. - Modal analysis of large structures - multiple exciter systems. Bruel & Kjaer, Nov. 1984.
- [30] MEIROVITCH, L. Analytical methods in vibrations. London, The Macmillan Company, Collier - Macmillan Ltda, 1967.
- [31] GERGES, S.N.Y. - Processamento e análise de sinais aleatórios. Curso de Pós-Graduação. Laboratório de Vibrações e Acústica - UFSC - Florianópolis, 1982.
- [32] RICHARD, W.L. - Modal-Tuning improves impact testing. Proceeding of the 1985 SEM spring conference on experimental mechanics. Society for Experimental Mechanics, INC. Las Vegas, Jun. 1985. p. 103-106.
- [33] LENZI, A. - Notas de aula, curso de controle de ruídos. Laboratório de Vibrações e Acústica - UFSC. Florianópolis. 1984.
- [34] MARTÍN, J.C. - Cálculo industrial de máquinas eléctricas: tomo 2, método de cálculo. Barcelona, Ediciones DANA. 1968.
- [35] GERGES, S.N.Y. - Acústica Aplicada. Curso de Pós-Graduação. Laboratório de Vibrações e Acústica - UFSC, Florianópolis. 1982.
- [36] ISO/R 1680 - Test code for the measurement of the airborne noise emitted by rotating electrical machinery. 1970.
- [37] DIN Standard 45635 - Part I - Measurement of the airborne noise emitted by electrical machines. 1972.
- [38] I.E.E.E. Publication 85 - Test procedure for airborne sound measurement on rotating electrical machinery. 1973.

- [39] BEZ, H.N. - Qualificação de câmara reverberante para medida de potência sonora e avaliação da qualidade acústica de um aparelho de ar condicionado. Dissertação de Mestrado, UFSC.1983.
- [40] SANGOI,R. - Estudo de identificação de fontes de ruído e vibrações em um compressor hermético. Dissertação de Mestrado, UFSC. 1983.
- [41] ISO/R 3741. Annex A - Test room qualification for the measurement of broad-band sound. 1975 (E).
- [42] GERGES,S.N.Y. - Informação particular.
- [43] LENZI,A. - Informação particular.
- [44] GERGES,S.N.Y. and ARAÚJO,M.N. - Acoustic power contribution due to source near the reverberation chamber boundaries. The International Conference on Noise Control Engineering. Florida, December, 1980.
- [45] HEWLETT-PACKARD - Third octave analysis with the HP 3582 a spectrum analyser. Applications Note 245-3.
- [46] DANISH ACOUSTICAL LABORATORY - Real time 1/3 octave analyzer computer program. Report N° 28. 1982.
- [47] ASA-S1.11 - Octave, Half-octave, and third octave band filter sets. 1966.

APÊNDICE A

PROGRAMA PARA FILTROS DE OITAVA E 1/3 DE OITAVA

A.1 - Introdução

Frequentemente, na área de vibrações e acústica, depara-se com o problema de se ter que realizar análise espectral em bandas de oitava ou 1/3 de oitava. Embora bancadas de filtros paralelos ainda seja utilizado, existe pelo menos duas novas alternativas técnicas para gerar estes filtros: filtros digitais e síntese via F.F.T. (Transformada Rápida de Fourier [31]). Pelo fato do "hardware" poder ser otimizado para apresentar o sinal no domínio do tempo, o filtro digital é preferível sob o ponto de vista de performance [45]. Entretanto, para os casos em que o sinal no domínio do tempo não seja necessário (sinal estacionário), a técnica F.F.T. torna-se atraente quando se possui um analisador F.F.T. Entre as vantagens da síntese via F.F.T. cita-se o fato de se poder modificar facilmente a faixa de frequência e o uso de "funções peso" no espectro a ser analisado.

A.2 - Objetivos do programa

Este programa visa a implementação da técnica de síntese via F.F.T. para medições do nível de pressão sonora (NPS) em bandas de oitava e 1/3 de oitava com frequências centrais variando de 63 a 8.000 Hz. O programa foi implementado no analisador de Fourier H.P. 5451 C existente no L.V.A.

O programa foi subdividido em quatro subprogramas inde

pendentes interligados por "jumps", com a finalidade de estender a sua utilização ao maior número de casos possíveis.

A.3 - Fundamentos teóricos

A pressão média quadrática (\bar{p}^2) de um sinal contínuo no tempo é dada por [35]:

$$\bar{p}^2 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T p^2(t) \cdot dt \quad (01)$$

onde:

$p(t)$ é a pressão sonora instantânea;

T é o período de amostragem.

A representação discretizada (\bar{p}'^2) da eq. (01) é dada por:

$$\bar{p}'^2 = \frac{1}{T} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n^2 \cdot \Delta t \quad (02)$$

onde:

p_n^2 é a amostra n de $p^2(t)$;

N é o número de amostras

e como:

$$T = N \cdot \Delta t \quad (03)$$

Tem-se:

$$\bar{p}'^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n^2 \quad (04)$$

A transformada discreta de Fourier (D.F.T.) de $p(t)$ $\{(p_k)\}$ é dada por [31]:

$$P_k = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n \cdot e^{-(j \cdot \pi \cdot k \cdot n/N)}; k=0,1,2 \dots N-1 \quad (05)$$

Multiplicando P_k por seu complexo conjugado ($*P_k$), têm-se:

$$\begin{aligned} P_k \cdot *P_k &= P_k \cdot P_{-k} \\ &= \left[\frac{1}{N^2} \sum_{n=0}^{N-1} p_n \cdot e^{-(j \cdot \pi \cdot n/N)} \right] \cdot \left[\sum_{m=0}^{N-1} p_m \cdot e^{(j \cdot \pi \cdot k \cdot m/N)} \right] \\ &= \frac{1}{N^2} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n^2 + \frac{1}{N^2} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n \cdot \sum_{m=n+1}^{N-1} p_m \cdot \cos \left[\frac{k \cdot \pi}{N} \cdot (n-m) \right] \quad (06) \end{aligned}$$

Fazendo-se o somatório de $P_k \cdot *P_k$ de 0 a (N-1), têm-se:

$$\begin{aligned} \sum_{k=0}^{N-1} P_k \cdot *P_k &= \sum_{k=0}^{N-1} \left[\frac{1}{N^2} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n^2 \right] + \frac{1}{N^2} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} \left\{ \sum_{n=0}^{N-1} p_n \cdot \left[\sum_{m=n+1}^{N-1} p_m \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \cdot \cos \left[\frac{k \cdot \pi}{N} \cdot (n-m) \right] \right] \right\} \quad (07) \end{aligned}$$

Devido a ortogonalidade da função coseno, o segundo membro da direita na eq. (07) é nulo, portanto:

$$\sum_{n=0}^{N-1} P_k \cdot *P_k = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} p_n^2 \quad (08)$$

Comparando a eq. (08) com a eq. (04), conclui-se:

$$\overline{P^2} = \sum_{n=0}^{N-1} P_k \cdot *P_k \quad (09)$$

De [46], a pressão sonora na banda de frequência c ($p_c(t)$) é dada como:

$$p_c(t) = h_c(t) * p(t) \quad (10)$$

onde:

$h(t)$ é a função de transferência dos filtros no domínio do tempo;

* significa convolução [28].

A transformada de Fourier da eq. (10), pelo teorema da convolução [28], é igual a =

$$P_c(f) = H_c(f) \cdot P(f) \quad (11)$$

onde:

$P_c(f)$ é a transformada de Fourier de $p_c(t)$;

$H_c(f)$ é a transformada de Fourier de $h_c(t)$;

$P(f)$ é a transformada de Fourier de $p(t)$.

Multiplicando-se a eq. (11) pelo seu complexo conjugado e integrando de 0 a F_{med} , obtêm-se

$$\int_0^{F_{med}} P_c(f) \cdot *P_c(f) \cdot df = \int_0^{F_{med}} |H_c(f)|^2 \cdot P(f) \cdot *P(f) \cdot df \quad (12)$$

onde:

| | significa norma;

F_{med} é a frequência máxima de interesse.

A eq. (12) na forma discretizada é dada por [28] =

$$\sum_{k=0}^{\frac{(N-1)}{2}} P_{ck} \cdot *P_{ck} \cdot \frac{F_{max}}{N} = \sum_{k=0}^{\frac{(N-1)}{2}} |H_{ck}|^2 \cdot P_k \cdot *P_k \cdot \frac{F_{max}}{N}$$

ou seja:

$$\sum_{k=0}^{\frac{(N-1)}{2}} P_{ck} \cdot *P_{ck} = \sum_{k=0}^{\frac{(N-1)}{2}} |H_{ck}|^2 \cdot |P_k|^2 \quad (13)$$

Da equação (09), têm-se:

$$\overline{P_c}^2 = \sum_{k=0}^{\frac{(N-1)}{2}} |H_{ck}|^2 \cdot |P_k|^2 \quad (14)$$

onde

$\overline{P_c}^2$ é a pressão média quadrática (discreta) na banda de frequência c .

A.3.1 - Função de transferência ($H_c(f)$):

Teoricamente é possível montar a função de transferência, via digital, de um filtro ideal, ou seja, com decaimento infinito fora da banda de interesse. Uma vez que as componentes de frequência discretizadas geralmente não coincidem com as frequências de corte do sinal contínuo, ocorre um deslocamento na frequência, em relação ao filtro ideal, da função de transferência discretizada. Este deslocamento, por menor que seja, faz com que o filtro não mais atenda às recomendações da característica de perda de transmissão vs. frequência para filtros individuais (classe II e III), segundo a ASA-S1.11/1966 [47].

Serão estudadas as funções de transferência para filtros de oitava, tipo E classe II, e terço de oitava do tipo E classe III, segundo [47].

Fazendo-se:

$$\delta = \frac{f}{F_c} \quad (15)$$

onde:

f é frequência;

f_c é a frequência central preferida para a banda c.

De [47], têm-se que a característica de perda de transmissão (TL) vs. frequência de filtros individuais para:

a). Filtros de oitava - classe II

a.1 - Para $3/4 < \delta < 4/3$

$$TL < 10 \cdot \text{Log}_{10} \left\{ \frac{5}{4} \cdot \left[1 + 30 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^6 \right] \right\} \text{ dB} \quad (16)$$

a.2 - Para $1/8 < \delta < \sqrt{2}/2$ e $\sqrt{2} < \delta < 8$:

$$TL > 10 \cdot \text{Log}_{10} \left\{ \frac{2}{3} \cdot \left[1 + 4 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^6 \right] \right\} \text{ dB} \quad (17)$$

a.3 - Para $\delta < 1/8$ e $\delta > 8$:

$$TL > 60 \text{ dB} \quad (18)$$

b). Filtros de 1/3 de oitava - classe III

b.1 - Para $9/10 < \delta < 10/9$:

$$TL < 10 \cdot \text{Log}_{10} \left\{ \frac{5}{4} \cdot \left[1 + 1040 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^4 \right] \right\} \text{ dB} \quad (19)$$

b.2 - Para $1/5 < \delta < 2^{-1/16}$ e $2^{1/6} < \delta < 5$ =

$$TL > 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[\frac{8}{13} + 2500 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^6 \right] \quad (20)$$

b.3 - Para $\delta < 1/5$ e $\delta > 5$:

$$TL > 75 \text{ dB} \quad (21)$$

Montando-se uma única função de transferência de manei-

ra que:

- Para $1/3 < \delta < 3$:

$$TL = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left[1 + G \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^6 \right] \text{ dB} \quad (22)$$

- Para $\delta < 1/3$ e $\delta > 3$:

$$TL \rightarrow \infty \text{ dB} \quad (23)$$

onde:

G é uma constante que depende do tipo de filtro utilizado.

Das equações (16) e (17), calcula-se para o filtro de oitava:

$$3 < G < 44 \quad (24)$$

Das equações (19) e (2) calcula-se para o filtro de 1/3 de oitava:

$$2500 < G < 31993 \quad (25)$$

Do critério da banda efetiva [47], têm-se que:

$$0,6364 < \int_0^{\infty} \frac{1}{\left[1 + G \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta} \right)^6 \right]} \cdot d\delta < 0,7778 \quad (26)$$

Das desigualdades (24), (25) e (26), obtêm-se um possível valor de G igual a 7.300, para o filtro de 1/3 de oitava, e 10 para o filtro de oitava.

Uma vez que:

$$H(f) = 10^{-\left(\frac{TL}{20}\right)} \quad (27)$$

tem-se:

- Para o filtro de 1/3 de oitava:

$$|H_C(f)|^2 = \frac{1}{[1 + 7300 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta}\right)^6]} \quad (28)$$

- Para o filtro de oitava:

$$|H_C(f)|^2 = \frac{1}{[1 + 10 \cdot \left(\frac{\delta^2 - 1}{\delta}\right)]} \quad (29)$$

A.3.2-Implementação dos filtros no HP 5451 C:

As equações (28) e (29) estão na forma contínua. Para discretizá-las entra-se no programa com a frequência de amostragem (F_{\max}) e a frequência central preferencial (f_c) da banda C sob análise. O número de pontos (N) é lido por um algoritmo específico (Y BS) [27]. De posse destes valores calcula-se o incremento de frequência (Δf) [27]:

$$\Delta f = \frac{2 \cdot F_{\max}}{N} \text{ [Hz]} \quad (30)$$

Devido às características de programação do HP 5451 C, no lugar de operar com as frequências, trabalha-se com os canais correspondentes a estas frequências. De posse de Δf pode-se calcular o canal correspondente (k) a uma dada frequência (f) pela equação:

$$k = \text{INT} \left(\frac{f}{\Delta f} \right) \quad (31)$$

Onde:

INT converte um número real para o inteiro mais próximo.

A função de transferência \rightarrow para o filtro individual da

banda c , é calculada, armazenando-se os valores resultantes das equações (32) e (33) em um vetor (bloco).

$$|H_{ck}|^2 = \frac{1}{\left\{ 1 + G \cdot \left[\frac{(k/k_c)^2 - 1}{(k/k_c)} \right]^6 \right\}} \quad (32)$$

onde:

G depende do filtro utilizado, sendo igual a 10 para oitava e 7.300 para 1/3 de oitava;

k_c é o canal correspondente à frequência central preferencial da banda c ;

$$1/3 < k/k_c < 3.$$

$$H_{ck} = 0 \quad (33)$$

para:

$$k/k_c < 1/3 \quad \text{e} \quad 3 < k/k_c < N/2$$

O nível de pressão sonora (NPS) da banda c é calculado como:

$$L_{pc} = 10 \cdot \text{Log}_{10} \left\{ \sum_{k=0}^{\frac{N-1}{2}} |H_{ck}|^2 \cdot |P_k|^2 \right\} + FC \quad (34)$$

onde:

L_{pc} é o NPS na banda C ;

FC é o fator de calibração.

A.3.3 - Determinação de F_{\max} e número de análises:

De posse da frequência central preferencial mínima, da faixa de frequência sob interesse, escolhe-se uma F_{\max} e N . Calcu-

la-se Δf (eq. 30) e o k_c (eq. 31), multiplica então o k_c por Δf e calcula-se o erro percentual em relação à frequência central preferencial e compara-se com os valores permitidos, mostrados na tabela 01. [47]. Uma vez que se utiliza filtro passa-baixa centrado em $F_{\max}/2$ para evitar erro de "aliasing" [31], têm-se que a banda com frequência central preferencial máxima que se pode analisar, deverá ser menor que $F_{\max}/2$.

TABELA 01 - Tolerâncias admitidas na frequência média geométrica (ASA S.1-11/1966).

TIPO DE FILTRO	OITAVA (Classe II)	1/3 DE OITAVA (Classe III)
TOLERÂNCIAS ADMISSÍVEIS	$\pm 5\%$	$\pm 3\%$

O procedimento acima é correto conceitualmente, uma vez que devido a simetria de H_{k_c} em relação a c_c , uma vez atendido o critério da tolerância na frequência média geométrica, o filtro atenderá aos demais critérios.

A título de exemplo, supor que se pretende analisar as bandas de oitava centradas entre 63 a 8.000 Hz.

- Para a frequência central de 63 Hz, escolhe-se:

$$F_{\max} = 5 \text{ kHz e } N = 4.096 \text{ pontos.}$$

Da eq. (30) têm-se:

$$\Delta f = 2,4414.$$

Da eq. (31):

$$k_c = 25$$

Então:

$$f'_c = 25 \cdot 2,4414 = 61,04 \text{ Hz}$$

O erro percentual ($\epsilon\%$) será:

$$\epsilon\% = \left[\frac{63 - 61,04}{63} \right] \cdot 100 = 3,1\% \text{ que é admissível por}$$

norma (vide tab. 01).

Devido ao filtro "*anti-aliasing*" [31], a frequência central preferencial máxima que se pode analisar é a de 1.000 Hz.

- Para a frequência central de 2.000 Hz, escolhe-se:

$$F_{\max} = 25 \text{ kHz e } N = 4.096 \text{ pontos:}$$

De maneira similar, encontra-se $\epsilon\% = 0,51\%$ e a frequência central preferencial máxima de 8.000 Hz.

Conclui-se que para a medição do NPS em bandas de oitava na faixa centrada entre 63 e 8.000 Hz, é necessário dois conjuntos de dados:

- Um para $F_{\max} = 5 \text{ kHz}$ e 4.096 pontos (BS);
- Um para $F_{\max} = 25 \text{ kHz}$ e 4.096 pontos (BS).

A.4 - Listagem do Programa:

O programa foi codificado para uma linguagem específica do HP 5451 C [27]. Ele é constituído de um programa principal interligados a 3 subprogramas específicos.

A.4.1 - Programa Principal:

O programa principal é responsável por:

- Emitir mensagens que orientem o usuário;
- Calcular o NPS (Eq. 34);
- Listar os resultados;
- Controlar os subprogramas.

Este programa está gravado no arquivo 65 do "FILE" 3.

A sua listagem é mostrada abaixo:

1	L		1				
5	Y	-	1	2004			
11	Y	-	2	26			
17	Y		5838	16			
22	Y	W	1	1			
28	Y	W	2	1			
34	Y	W	6	1			
40	D		0				
44	Y	W	2	1			
50	Y	W	3	1			
56	Y	R	3				
61	Y	W	2	1			
67	Y	IF	3	2	2	0	
75	Y	W	4	1			
81	J		2				
85	Y	W	5	1			
91	L		2				
95	J		1	87			
100	L		5				
104	Y		5838	16			
109	Y	W	2	1			
115	Y	W	7	1			
121	Y	W	6	1			
127	D		0				
131	J		1	86			
136	L		10				
140	*		2				
144	X>		1				
148	\$						
151	X		1				
155	Y	X<	2040	1	11D		
162	*		0	1			
167	Y	*	2040	2040D	10000		
174	Y		1852	2041	2040		
180	Y	*	2041	2041D	4343		
187	Y	:	2041	2041D	1000		
194	Y	A-	2041	2041D	40		
201	Y	A+	2041	2041D	2000D		
208	Y	-		1D	2041D		
214	Y		5838	15			
219	Y	W	2	1			
225	Y	W	7	1			
231	Y	W	3	1			
237	Y	-	12	26			
243	Y	-	13	2004			
249	Y	A-	14	2D	25		

256	L	15				
260	Y W	3	1			
266	Y /L	12D				
271	Y /L	13D				
276	Y A+	12	12D			
282	Y A+	13	13D			
288	#	15	14D	0		
294	Y A+	1	1D			
300	Y A+	2	2D			
306	Y W	2	1			
312	Y W	4	1			
318	Y R	19				
323	Y IF	19	2	2	0	
331	Y IF	19	3	2	0	
339	J	11	86			
344	J	5				
348	Y W	9	1			
354	Y R	17				
359	Y IF	17	2	1	0	
367	J	1	88			
372	.					

A.4.2 - Subprograma gerador das funções de transferências (H_{ck}):

Este subprograma gera a função de transferência dos filtros individuais. Inicialmente ele está programado para gerar filtros de oitava ou 1/3 de oitava (equações 29 e 28) cuja frequência central preferida e tipo de filtro são estipulados pelo usuário.

Este subprograma está gravado no arquivo 66 do "FILE" 3. A sua listagem é mostrada abaixo:

1	L	1				
5	Y IF	3	1	3	0	
13	Y -	2001	10			
19	Y -	2002	7071	-4		
26	J	5				
30	Y -	2001	7300			
36	Y -	2002	2633	-4		
43	L	5				
47	Y	5838	15			
52	X>	2				
56	Y W	5	1			
62	Y R	18				
67	Y BS	11				
72	Y :	11	11D			
78	Y :	2003	18D	11D		

85	L	10			
89	Y	5838	15		
94	Y W	6	1		
100	Y R	19			
105	L	11			
109	RA				
112	CL				
115	F				
118	*-				
121	Y -	2D	19D		
127	Y :	2030	19D	2003D	
134	Y -	20	2030D		
140	Y *	21	20D	3	
147	Y IF	21	11D	1	-2
155	Y -	21	11D		
161	Y A-	22	21D	20D	
168	Y *-	2032	20D	2	
175	Y :	23	2032D	21D	
182	Y A-	23	23D		
188	L	15			
192	Y :	2030	21D	20D	
199	Y *-	2031	2030D	2	
206	Y A-	2031	2031D		
212	Y :	2031	2031D	2030D	
219	Y *-	2030	2031D	6	
226	Y *	2030	2030D	2001D	
233	Y A+	2030	2030D		
239	Y :	2031	1	2030D	
246	Y X>	2031	0	21D	
253	Y :	24	2032D	21D	
260	Y IF	23	24D	2	0
268	Y X>	2031	0	24D	
275	Y A+	23	23D		
281	Y A-	21	21D		
287	#	15	22D	0	
293	Y -	2031	1		
299	Y X>	2031	0	20D	
306	J	10	85		
311	.				

A.4.3 - Subprograma para aquisição de dados:

A função deste programa é a aquisição de sinais e o cálculo da média dos módulos quadráticos da transformada de Fourier dos sinais (vetores $|P_k|^2$). Ele é montado de forma a admitir a aquisição de todos os dados, caso desejável, antes de retornar ao programa principal.

Este subprograma está gravado no arquivo 67 do "FILE" 3. Sua listagem é mostrada abaixo:

1	L	1			
5	CL	1			
9	Y	5838	18		
14	Y W	7		1	
20	Y W	1		1	
26	L	5			
30	Y W	2		1	
36	Y R	51			
41	Y	100	51D		1
47	Y W	3		1	
53	Y R	52			
58	CL	1			
62	L	10			
66	RB	0	1		
71	H1				
74	F				
77	*-				
80	A+	1			
84	X>	1			
88	#	10	52D		0
94	X<	1			
98	:	0	52D		
103	Y W	5		1	
109	Y W	6		1	
115	D	0			
119	Y W	4		1	
125	Y R	52			
130	Y W	7		1	
136	Y IF	52		1	1 0
144	J	5			
148	J	5	85		
153	.				

A.4.4 - Subprograma para montagem gráfica dos resultados:

Este subprograma monta um gráfico NPS vs. frequência , apresentando o resultado no CRT. Ele está gravado no arquivo 68 do "FILE" 3. Sua listagem é mostrada abaixo:

1	L	1			
5	Y -	75	2003		
11	Y -	50	25		
17	Y	5838	17		
22	Y W	2		1	
28	Y W	3		1	
34	D	0			
38	RA				
41	CL				
44	F				
47	*-				
50	Y W	1		1	
56	Y R	1			

61	Y	BS	11				
66	Y	:	11	11D			
72	Y	:	2030	1D	11D		
79	Y	IF	3	1	3	0	
87	Y	-	2031	7071	-4		
94	Y	-	2032	7171	-4		
101	J		5				
105	Y	-	2031	2316	-4		
112	Y	-	2032	8909	-4		
119	L		5				
123	Y	A+	50	50D			
129	Y	A+	75	75D			
135	Y	IF	50	2D	13	2	
143	Y	:	2033	-50D	2030D		
150	Y	-	10	2033D			
156	Y	*	2033	10D	2032D		
163	Y	-	11	2033D			
169	Y	*	2033	10D	2031D		
176	Y	-	12	2033D			
182	Y	-	2003	-75D			
188	Y	A+	12	12D	4		
195	L		10				
199	Y	X>	2003	0	11D		
206	Y	A+	11	11D			
212	#		10	12D	0		
218	J		5				
222	.						

A.5 - Comparação dos filtros digitais com os critérios da ASA [47]:

Os filtros digitais comparados, cobriam a faixa centrada entre 63 e 8.000 Hz, sendo obedecidos os requisitos mostrados na tabela 02.

TABELA 02 - F_{\max} e BS utilizados nos filtros de 1/3 e oitava na faixa centrada entre 63 e 8.000 Hz.

TIPO DE FILTRO	FREQUÊNCIA CENTRAL PREFERENCIAL (Hz)			F_{\max} (Hz)	N ou BS
OITAVA (Classe II)	63	a	1.000	5.000	4.096
	1.000	a	8.000	25.000	4.096
1/3 DE OITAVA (Classe III)	63	a	1.000	2.500	4.096
	1.000	a	8.000	25.000	4.096

A.5.1 - Frequência Central

O maior desvio ocorre para o filtro de oitava 18, cuja frequência geométrica foi 1,18% menor que o valor especificado de 63 Hz ($\pm 5\%$ é aceitável).

A.5.2 - Limites de perda de transmissão

Todos os filtros encaixaram neste critério.

A.5.3 - Banda efetiva ("noise bandwidth")

Todos os filtros apresentaram desvios inferiores aos especificados.

A.5.4 - Uniformidade da banda ("passband ripple")

Os filtros sintetizados não têm "ripple" perceptível, portanto a especificação de "ripple" (2dB) não se aplica.

A.5.5 - Variação de perda mínima entre filtros

Todos os filtros tem variação menor que $\pm 0,5$ dB (1 dB é aceitável).

A.5.6 - Resposta a sinais transientes

O programa não poderá obedecer a esta especificação, uma vez que é necessário a estacionaridade (estatística) do sinal

sob análise, para a aplicação do programa.

A.6 - Orientação para o usuário

Após colocar o HP 5451 C em funcionamento [27], entrar com:

- JUMP 1 105 (ENTER)

No vídeo aparecerá:

PROGRAMA PARA MEDIR O SPL.

- BLOCOS: 0, 1 E 2 SAO UTILIZADOS NO PROGRAMA.

- ENTRE COM FATOR DE CALIB. EM 2000 D.

APOS INTRODUIR MODIF. APERTE CONTINUE.

O fator de calibração é calculado da seguinte maneira: após o cálculo do $P(f)$. * $P(f)$ médio do sinal de calibração (C dB), integra-se a média e faz-se a leitura (X). O fator de calibração (FC), é calculado como:

$$FC = C - 10 \cdot \text{Log } X \quad (35)$$

Após entrar com FC na variável 2000 D, apertar "CONTINUE" e aparecerá na tela do computador a mensagem:

ENTRE COM:

1 - CASO DESEJE 1/3 DE OITAVA.

2 - CASO DESEJE OITAVA.

É suficiente escrever o número correspondente a opção desejada, o que equivale a variável 3D, e apertar a tecla "ENTER".

Se optar pelo filtro de 1/3 de oitava, aparecerá na tela a seguinte mensagem:

FREQ. MAXIMA E BS, RECOMENDADOS PARA 1/3 DE OITAVA:

DE 63 A 1000 HZ = 2500 E 4096.

DE 1 A 8 KHZ = 25000 E 4096.

Se optar pelo filtro de oitava, aparecerá no vídeo:

F. MAX (HZ) E BS, RECOMENDADOS PARA OITAVA:

DE 63 A 1000 HZ = 5000 E 4056.

DE 1 A 8 KHZ = 25000 E 4096.

Para os dois filtros, após o surgimento da mensagem relativa a F_{\max} e BS, aparecerá:

PROGRAMA PARA CALCULO DE $F * F$.

ENTRE COM A FREQ. DE CORTE DO FILTRO.

- ESCOLHA F MAX.

Após selecionar a posição da chave que controla a frequência de amostragem, escrever a frequência de corte do filtro "anti-aliasing", o que equivale a variável 51 D. Apertar "ENTER".

Na tela do computador aparecerá a mensagem:

ENTRE COM O NUMERO DE MEDIAS DESEJADAS.

É suficiente escrever o número de amostras desejado, o que equivale a variável 52D. Apertar "ENTER" e o programa calculará a média do módulo quadrático da transformada de Fourier do sinal sob análise:

Após calcular a média, surgirá na tela do computador:

GRAVE O BLOCO ZERO.

APOS TERMINO DA OPER. APERTE CONTINUE.

O bloco (vetor) zero, deverá ser transferido para outro bloco, que seja superior a 2, ou gravado em algum arquivo do

"FILE" 1 para análise posterior.

Após apertar "CONTINUE" surgirá na tela do terminal a mensagem:

ENTRE COM

- 1 - CASO TENHA TERMINADO.
- 2 - CASO TENHA QUE CONTINUAR.

A opção desejada é armazenada na variável 52D. Caso entre com 2, o programa é transferido para a mensagem:

PROGRAMA PARA CALCULO DE F * F.

Caso a opção seja a 1, o programa é transferido para o subprograma que calcula as funções de transferências. Na tela do computador aparecerá a mensagem:

ENTRE COM A F. MAXIMA (HZ).

É suficiente escrever a F_{\max} correspondente, o que equivale a variável 18D. Após apertar "ENTER", aparecerá na tela a mensagem:

ENTRE COM A FREQ. CENTRAL (HZ).

É suficiente escrever o valor da frequência central preferencial desejada, que equivale a variável 19D, e apertar "ENTER".

Após calcular o NPS na banda, cuja frequência central foi especificada acima, aparecerá na tela a seguinte mensagem acompanhada dos respectivos resultados:

RESULTADOS:

- 26D a 50D = FREQ. CENTRAL.
- 2004D a 2025D = SPL.

26D =
 2004D =

 27D =
 2005D =
 |
 |
 |

A listagem das frequências centrais e dos níveis de pressão sonora (chamados de SPL) é feita da primeira a última banda analisada.

Após a listagem dos resultados, aparecerá a seguinte mensagem:

ENTRE COM:

- FREQ. CENTRAL - CASO NÃO HAJA MODIF. A FAZER.
- 2 - CASO DESEJE MODIF. A F. MAX.
- 3 - CASO DESEJE PARAR.

Entrando-se com a opção 3, que como as demais corresponde a variável 19D, surgirá a mensagem:

ENTRE COM:

- 1 - CASO DESEJE GRAFICO: SPL * FREQ.
- 2 - CASO DESEJE PARAR.

É suficiente escrever o número desejado, que equivale a variável 17D, e apertar "ENTER".

Caso a opção seja a 1, aparecerá a seguinte mensagem:
 APÓS ESCOLHER FREQ. MAXIMA APERTE CONTINUE.

E a seguir:

ENTRE COM FREQ. MAXIMA.

É suficiente escrever a frequência de amostragem esco -

lhida, que deverá ser superior a frequência central máxima analisada, e apertar "ENTER". A frequência de amostragem é armazenada na variável 1D.

A.7 - VARIAÇÕES

Como se pôde ver, este programa permite o cálculo do NPS em uma banda, de oitava ou 1/3 de oitava, ou em toda uma faixa de frequência. Caso a faixa de frequência cubra um número de bandas grande, é preferível desconectar o subprograma para o cálculo de $|H_c(f)|^2$ do programa principal (deletar linha 306 do subprograma), calcular as funções de transferência das bandas na faixa de frequência sob interesse e gravá-las no "FILE" 1. Criando-se um novo programa que, ao invés de calcular a função de transferência cada vez que for usado, apenas lê as funções gravadas no "FILE" 1, conseguindo-se uma economia razoável no tempo de processamento. Abaixo está listado um programa deste tipo, utilizado nesta dissertação, que faz a análise completa nas bandas de 1/3 de oitava centradas entre 63 a 8.000 Hz, em um tempo inferior a 5% do necessário no programa original.

1	L	1			
5	Y	-	1	2004	
11	Y	-	2	26	
17	Y	-	4	18	
23	Y	-	5838	16	
28	Y	W	1	1	
34	Y	W	2	1	
40	Y	W	6	1	
46	D		0		
50	MS		31	21	
55	L		10		
59	Y	:	2001	4D	10
66	Y	*-	2001	10	2001D
73	Y	-	2D	2001D	
79	Y	IF	4	28	1 0
87	J		5		
91	MS		31	66	

96	L	5				
100	Y IF	4	30	2	2	
108	X<	3				
112	J	7				
116	X<	4				
120	L	7				
124	X>	1				
128	MS	11				
132	*	1				
136	\$					
139	Y X<	2040	0	2000		
146	*	0	1			
151	Y *	2040	2040D	10000		
158	Y	1852	2041	2040		
164	Y *	2041	2041D	4343		
171	Y :	2041	2041D	1000		
178	Y A-	2041	2041D	40		
185	Y A+	2041	2041D	2000D		
192	Y -	1D	2041D			
198	Y A+	1	1D			
204	Y A+	2	2D			
210	Y A+	4	4D			
216	#	10	22	0		
222	Y	5838	15			
227	Y W	2	1			
233	Y W	7	1			
239	Y W	3	1			
245	Y -	12	26			
251	Y -	13	2004			
257	D	0				
261	L	15				
265	Y W	3	1			
271	Y /L	12D				
276	Y /L	13D				
281	Y A+	12	12D			
287	Y A+	13	13D			
293	#	15	22	0		
299	Y W	9	1			
305	Y R	17				
310	Y IF	17	2	1	0	
318	J	1	88			
323	.					

PROGRAMA NOVO

Utilizando-se o procedimento mostrado na seção A.3.1, pode-se estender a faixa de utilização dos filtros para frequências superiores a 8.000 Hz ou inferiores a 63 Hz.

Utilizando-se o procedimento mostrado na seção A.3, pode-se gerar filtros de 1/2 oitava ou oitava e 1/3 de oitava de outras classes [47]. Os novos valores da constante G e largura efetiva adimensional da banda [47] deverão entrar respectivamente nas linhas = 13 e 19 (substituindo o filtro de oitava, classe II) ou 30 e 36 (substituindo o filtro de 1/3 de oitava (classe III) do subprograma que calcula as funções de transferência.

Apesar de ser inicialmente desenvolvido para medição dos NPS, este programa poderá ser utilizado na área de vibrações com modificações ou não.

A introdução de funções pesos em frequência é grande - mente facilitada, bastando gerá-las em função dos canais (eq. 31) e multiplicar o bloco resultante pelo bloco que contém P_k .