



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Acústica Industrial: aplicação da análise de vibrações e ruído à identificação de fontes de ruído em ambiente industrial

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia do Ambiente na Especialidade de Tecnologia e Gestão do Ambiente

Autor

Célia Morais Cabral

Orientador

Professor Doutor Amílcar Ramalho

Júri

Presidente Professor Doutor António Rui Figueiredo
Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho
Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra
Engenheira Alexandra Fortunato
Responsável pela Higiene e Segurança no Trabalho, SRAMPORT

Coimbra, Julho, 2012

“Os ouvidos não têm pálpebras.”

(Décio Pignatari)

Aos meus pais.

Agradecimentos

Embora uma tese seja, pela sua finalidade académica, um trabalho individual, há contributos de natureza diversa que não podem e nem devem deixar de ser realçados.

Por essa razão, desejo expressar os meus sinceros agradecimentos:

Aos meus pais, Porfírio e Amélia Cabral e ao meu irmão Ivo Cabral, por serem a base segura da minha vida, por todo o amor, dedicação e apoio incondicional ao longo da minha vida e toda a caminhada para a conclusão deste trabalho.

Aos meus familiares que sempre me apoiaram.

Ao meu namorado, Ricardo, por todo o seu carinho, paciência e pela força que me deu durante a finalização do meu trabalho.

Ao Professor Doutor Amílcar Ramalho, do Departamento de Engenharia Mecânica, orientador da dissertação, pela competência científica, acompanhamento do trabalho e pela disponibilidade revelados ao longo deste trabalho, assim como pelas críticas, correcções e sugestões relevantes feitas durante a orientação.

Ao Engenheiro João Pires, Director Geral da SRAMPOR, pela possibilidade de realização deste trabalho.

À Engenheira Alexandra Fortunato pelo tempo disponibilizado para a orientação deste trabalho.

Aos membros e colaboradores da SRAMPOR pelo acolhimento e disponibilidade prestada desde o primeiro dia.

Para finalizar, agradeço a todos que contribuíram de uma forma ou de outra para a realização deste trabalho.

Resumo

O estudo da relação entre o trabalho e a saúde humana implica uma correcta identificação dos factores ocupacionais em jogo, bem como das suas repercussões, positivas ou negativas, sobre os trabalhadores. Para tal, torna-se indispensável a realização de estudos práticos incidindo sobre os contextos reais de trabalho, identificando nestes as principais condicionantes do risco ocupacional. Nos vários factores de risco ocupacional tomam particular importância a exposição a elevados níveis de ruído e vibração, dada a sua grande frequência em ambientes industriais. Segundo a Associação Europeia para a Segurança e Saúde no Trabalho, um em cada cinco trabalhadores europeus tem de falar alto durante pelo menos metade das suas horas de trabalho e destes 7% sofrem de problemas auditivos relacionados com o trabalho.

No âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia do Ambiente, área de especialização em Tecnologia e Gestão do Ambiente da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, foi realizado um estágio na empresa SRAMPORT com o intuito de identificar as principais fontes de ruído. Esta empresa é um fabricante mundial de correntes de rolos, detida pelo grupo Norte-Americano “SRAM”, fabricante de componentes para bicicletas.

O presente estudo incidiu sobre uma amostra de três equipamentos da SRAMPORT, sendo estes responsáveis por níveis sonoros superiores ao máximo recomendado na legislação nacional (85 dB(A)). Pretendeu-se desta forma identificar os principais componentes presentes nos diversos equipamentos causadores dos elevados níveis sonoros. Esta identificação foi realizada através da análise de espectros de ruído e vibração. Foi também analisada e discutida a relação entre o ruído a que os trabalhadores estão expostos e o tipo de protector auricular que deveria ser utilizado.

Conclui-se desta forma que apesar dos esforços desenvolvidos pela empresa, na tentativa de diminuir a exposição dos trabalhadores ao ruído, continua a existir um posto de trabalho no qual os protectores utilizados não são os mais adequados. No entanto, a utilização do protector auricular “3M – 1110”, proporcionaria a atenuação desejada.

Palavras-chave: Pressão Sonora, Ruído, Aceleração, Vibração, Sonómetro, Acelerómetro, Análise de Frequência, FFT

Abstract

The study of the relationship between work and human health requires a proper identification of occupational factors in play as well as its impact, positive or negative, on the workers. To this end, it becomes essential to carry out experimental studies under on the real working conditions in order to, identify the main parameters of this occupational risk. The several occupational risk factors, the exposure to high levels of noise and vibration one of particular importance, due to its high frequency in of occurrence industrial environments.

According to the Association for Safety and Health at Work, one in five workers in Europe has to speak loudly for at least half of their working hours, and 7% suffer from hearing problems related to work. Under the Master in Environmental Engineering, specialization in Technology and Environmental Management, Faculty of Science and Technology, University of Coimbra, an intership was performed at SRAMPORT company in order to identify the main sources of noise. This company is a global manufacturer of roller chain, owned by North American group "SRAM", manufacturer of bicycle components.

This study examined a sample of three SRAMPORT equipment, which are responsible for sound levels than the maximum recommended in national legislation (85 dB (A)). The intention was thus to identify the main components present in the various equipment causing high levels of sound. This identification was performed by analysis of spectra of noise and vibration. Was also analyzed and discussed the relationship between the noise to which workers are exposed and the type of ear protector should be used.

It was thus that despite efforts by the company, in an attempt to reduce worker exposure to noise, continued to exist a job in which guards used are not the most appropriate. However, the use of the ear protector "3M - 1110", provide the desired attenuation.

Keywords Sound Pressure, Noise, Acceleration, Vibration, Sonometer, Accelerometer, Frequency Analysis, FFT;

Índice

Índice de Figuras.....	v
Índice de Tabelas	vii
Simbologia e Siglas.....	viii
Simbologia.....	viii
Siglas	x
1. Introdução.....	1
1.1. Introdução e Motivação	1
1.2. Plano de Trabalho	3
1.3. Objectivos.....	4
2. Revisão Bibliográfica.....	6
2.1. O som, o Ruído e a Vibração	6
2.2. Propriedades e Características do Ruído.....	7
2.2.1. Frequência do Som	7
2.2.2. Velocidade de Propagação	8
2.2.3. Comprimento de Onda.....	8
2.2.4. Fontes Sonoras.....	9
2.2.5. Pressão Sonora.....	10
2.3. Ruído e o Ser Humano	10
2.3.1. Curvas de Ponderação.....	12
2.3.2. Efeitos do Ruído Excessivo.....	14
2.4. Características da Vibração	17
2.5. Tipos de Vibração	18
2.6. Quantificação do Nível de Vibração.....	19
2.7. A Vibração e o Ser Humano.....	19
2.7.1. Vibração Natural do Ser Humano	19
2.7.2. Efeitos da Vibração Excessiva	21
3. Equipamentos, Técnicas e Procedimentos.....	23
3.1. Apresentação da empresa e antecedentes.....	24
3.2. Equipamentos de medida	28
3.3. Procedimento para o tratamento da informação	34
4. Apresentação e Discussão dos Resultados	38
4.1. Tratamento dos dados	38
4.2. Relação Equipamento, Vibração e Ruído	42
4.3. Relação Homem, Vibração e Ruído	51
5. Conclusões.....	63
6. Referência Bibliográfica.....	65
7. Anexos.....	68
7.1. Histórico das medições de Ruído da Empresa	69
7.2. Bandas de Oitava	74
7.3. Bandas Terços de Oitava.....	75
7.4. Layout da SRAMPORT	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Situações do quotidiano onde a vibração está presente (1)	1
Figura 2.1 – Propagação da vibração no meio envolvente ao corpo vibrante (6)	6
Figura 2.2 - Sons graves e sons agudos (11)	7
Figura 2.3 - Sons puros (1º e 2º caso) e som complexo (3º caso, somatório dos dois sons puros) e os seus respectivos espectros (10).....	8
Figura 2.5 – Gama de frequências audíveis para um individuo em condições normais (14)	11
Figura 2.6 – Curvas de igual sensação auditiva (isofónicas) (16)	12
Figura 2.7 – Curvas de Ponderação (17).....	13
Figura 2.8 – Efeitos do ruído excessivo no organismo (20).....	15
Figura 2.9 – Comparação da pressão sonora absoluta, decibel e actividades humanas (13)	16
Figura 2.10 – Frequências de Ressonância (21)	20
Figura 3.1 – Vibração das Máquinas	23
Figura 3.2 - Rodas da marca ZIPP	25
Figura 3.3 - Cassetes da SRAM.....	25
Figura 3.4 – A corrente de rolos para bicicleta.....	25
Figura 3.5 - Ilustração dos diferentes componentes de uma corrente de rolos de marca SRAM (25).....	26
Figura 3.6 – Placa exterior inferior e dois eixos (elo) – Módulo 1.....	27
Figura 3.7 – Elo e placa interior inferior – Módulo 2.....	27
Figura 3.8 – Encaixe dos rolos nos eixos - Módulo 3.....	27
Figura 3.9 – Colocação da placa interior superior – Módulo 4.....	27
Figura 3.10 – Colocação da placa exterior - Módulo 5.....	27
Figura 3.11 – Corrente depois da calibração - Módulo 6.....	27
Figura 3.12 - Prensa Minster P2H100 envolta numa cabine insonorizada existente na SRAMPORT.....	29
Figura 3.13 - Esquema da Prensa Mecânica Minster P2H100	29
Figura 3.14 - Cisalha Rotativa existente na SRAMPORT	31
Figura 3.15 - Cinemática da Cisalha Rotativa existente na SRAMPORT	32
Figura 3.16 – Máquina de montar correntes em contínuo, CHC existente nas instalações da SRAMPORT.....	33
Figura 3.17 – Esquematização da cadeia de medição utilizada.....	36
Figura 3.18 – Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na Prensa Mecânica.....	37
Figura 3.19 - Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na CHC.....	37
Figura 3.20 - Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na Cisalha Rotativa	37
Figura 4.1 - Espectro do nível sonoro da Prensa Mecânica P2H100.....	43
Figura 4.2 - Cabeçote da Prensa Mecânica Minster P2H100	44
Figura 4.3 - Espectro da Vibração no interior da prensa mecânica P2H100.....	45
Figura 4.4 - Espectro do ruído e vibração da prensa mecânica P2H100	45
Figura 4.5 - Espectro sonoro da CHC.....	46
Figura 4.6 - Espectro de vibração da CHC.....	48
Figura 4.7 - Comparação do ruído e vibração da CHC.....	48
Figura 4.8 - Espectro sonoro da Cisalha Rotativa	49

Figura 4.9- Posicionamento do acelerómetro na Cisalha Rotativa	50
Figura 4.10 - Espectro de vibração da Cisalha Rotativa	50
Figura 4.11 - Espectro de comparação ruído e vibração da Cisalha Rotativa	51
Figura 4.12 - Protector auricular utilizado na SRAMPORT (27).....	53
Figura 4.13 - Ilustração de um "pé" da Prensa Mecânica Minster P2H100	53
Figura 4.14 - Espectro sonoro em dB(A) CHC	54
Figura 4.15 - Espectro da Vibração da CHC	57
Figura 4.16 - Espectro sonoro em bandas de oitava da Cisalha Rotativa	58
Figura 4.17 - Protector auditivo modelo "1110" da marca "3M" (27).....	59
Figura 7.1 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2006.....	69
Figura 7.2 – Espectro Sonoro da CHC em 2006	69
Figura 7.3 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2008.....	70
Figura 7.4 – Espectro Sonoro da CHC em 2008	70
Figura 7.5 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2009.....	71
Figura 7.6 – Espectro Sonoro da CHC em 2009	71
Figura 7.7 – Espectro Sonoro da Prensa Mecânica Minster P2H100 EM 2010.....	72
Figura 7.8 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2010.....	72
Figura 7.9 – Espectro Sonoro da CHC em 2010	72
Figura 7.10 – Comparação dos espectros sonoros da Prensa Mecânica Minster P2H100 dos diferentes anos	73
Figura 7.11 – Comparação dos espectros sonoros da Cisalha dos diferentes anos	73
Figura 7.12 – Comparação dos espectros sonoros da CHC dos diferentes anos.....	73
Figura 7.13 – Layout da empresa SRAMPORT	76

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 – Cronograma do plano de estágio	4
Tabela 2.1 – Gama de frequências audíveis de alguns animais (15)	11
Tabela 2.2 – Coeficientes de Ponderação (18)	13
Tabela 2.3 - Frequências de Ressonância do Corpo Humano (21), (24)	20
Tabela 3.1 - Quadro Comparativo dos Níveis de Exposição ao Ruído (26)	28
Tabela 3.2 - Frequência de cada módulo da prensa mecânica	30
Tabela 3.3 - Motores e Frequências associadas da Cisalha Rotativa.....	33
Tabela 3.4 - Frequência dos motores da CHC.....	34
Tabela 4.1 - Resultados dos níveis sonoros nos diferentes equipamentos em estudo	52
Tabela 4.2 - Características técnicas do protector auricular "3M - 1271"	55
Tabela 4.3 - Atenuação dos protectores auriculares	56
Tabela 4.4 - Valores Limite de exposição à vibração transmitida ao corpo inteiro	56
Tabela 4.5 -Níveis sonoros com atenuação dos protectores auriculares.....	59
Tabela 4.6 – Características técnicas do protector auricular “3M – 1110” (27)	60
Tabela 4.7 - Atenuação dos protectores auriculares “3M – 1110”	60

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

f - Frequência

T – Período

c - Velocidade de propagação

B – Módulo de Compressibilidade

ρ – Massa volúmica

λ – Comprimento de onda

w – Potência Sonora

E – Energia Sonoro

t – Tempo

I – Fluxo de energia

S – Área

ω_n – Frequência natural

K – Rigidez

m – Massa

kg - Quilograma

d – Deslocamento

A – Aceleração

ω – Frequência

f_{min} – Frequência limite inferior

$f_{máx}$ – Frequência limite superior

f_c – Frequência central

f_{c-1} – Frequência central inferior

f_{c+1} – Frequência central superior

dB – Decibel

$dB(A)$ – Decibel com a curva de ponderação A

V_{ref} – Valor de referência

Pa_{ref} – Pressão sonora de referência

L_{eq} – Nível sonoro equivalente

L_{Aeq} – Nível sonoro contínuo equivalente

L_n – Nível sonoro com protecção

$L_{Aeq,f,Tk}$ – Nível sonoro contínuo equivalente para cada banda de oitava

M_f – Valor médio da atenuação

s_f – Valor do desvio padrão da atenuação

Siglas

CHC – Chaine Cinématique

FFT – Fast Fourier Transform

RMS – Root Mean Square

ISO – International Organization for Standardization

NP – Norma Portuguesa

EN – Norma Europeia

1. INTRODUÇÃO

A respiração está associada à vibração dos pulmões, os batimentos cardíacos são movimentos vibratórios do coração, a fala deve-se à vibração das cordas vocais, ouve-se porque o tímpano vibra e os movimentos humanos envolvem oscilações de braços e pernas. As vibrações estão presentes nas várias situações do quotidiano do ser humano, como mostra a Figura 1.1 (1).



Figura 1.1 – Situações do quotidiano onde a vibração está presente (1)

1.1. Introdução e Motivação

As vibrações propagam-se em meios sólidos, líquidos ou gasoso. No caso do meio de propagação ocorrer num gás (ar), as vibrações propagam-se através de ondas que contêm energia, designando-se de ondas sonoras, ou seja, o som.

O som pode-nos proporcionar momentos agradáveis como ouvir uma melodia musical, pode ser-nos útil se pensarmos num alarme ou toque do telemóvel e pode ser desagradável como no caso de sermos acordados durante a noite pelo buzinar de um automóvel. Neste caso, o som é designado de ruído.

O ruído e a vibração são duas das formas de poluição mais evidentes no meio industrial e no ambiente em geral, sendo a perda auditiva, causada por ruído excessivo no local de trabalho, considerada actualmente como a doença ocupacional mais comum na União Europeia (2) (3).

Segundo a Directiva 2002/49/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 25 de Junho de 2002, relativa à avaliação e gestão do ruído ambiente, o ruído ambiente define-se como “um som externo indesejado ou prejudicial, criado por actividades humanas, incluindo o ruído emitido por meios de transporte, tráfego rodoviário, ferroviário, aéreo e equipamentos utilizados na actividade industrial” (4).

Sendo que a poluição sonora e a vibração constituem dois dos principais factores de degradação da qualidade de vida das populações, cabe ao Estado salvaguardar a saúde e o bem-estar destas nos termos da Constituição da República Portuguesa e da Lei Bases do Ambiente. Presentemente o ruído é regulamentado pelo Decreto-Lei nº 9/2007 de 17 de Janeiro, que aprovou o Regulamento Geral do Ruído e a vibração é regulada pelo Decreto-Lei nº 46/2006 de 24 de Fevereiro, que estabelece valores limite de exposição e de acção de exposição a vibrações transmitidas ao sistema mão-braço e ao corpo inteiro.

Como uma parte da potência consumida por uma máquina é libertada sobe a forma de ondas sonoras, as indústrias actuais têm a obrigação legal de assegurar o bem-estar físico, mental e social dos seus trabalhadores, garantindo em simultâneo os mesmos os padrões de qualidade dos produtos fabricados e com elevadas velocidades de processamento.

Para que isso se torne possível existem medidas de controlo acústico que devem ser adoptadas pelas indústrias e que podem ser aplicadas a três níveis:

- Na fonte (causa de ruído);
- No meio de propagação (elemento de transmissão do ruído);
- No receptor (o homem).

O controlo do ruído na fonte sonora, pode ser obtido através de modificações do funcionamento mecânico do equipamento ou através do tratamento acústico dos órgãos das máquinas que geram ruído. Após ser identificada a causa do ruído no equipamento, algumas medidas podem ser tomadas, como a substituição ou alteração das máquinas ou componentes, tais como: o recurso à transmissão por correias em alternativa a engrenhos mais ruidosos, como o caso das engrenagens. A realização de programas de manutenção preventiva que controlem o desgaste dos componentes, é outra das medidas a ter em conta, uma vez que estes podem causar elevados níveis de ruído, como no caso de termos um rolamento gripado (5).

O som produzido por um equipamento industrial, tem normalmente duas vias de propagação, o ar e as estruturas sólidas. Para controlar o ruído, pode actuar-se sobre a propagação do som no ar, através da colocação de obstáculos à sua propagação. Esta constitui a segunda medida mais comum nas indústrias actuais.

O controlo ao nível da propagação do som pode ser obtido isolando a fonte pela construção de barreiras (cabines de insonorização e barreiras acústicas) que separam a máquina do meio que a rodeia, evitando assim que o som se propague até ao receptor. Uma outra medida que pode ser tomada é o isolamento do receptor através da construção de barreiras (painéis ou paredes) entre o operário e a fonte, ou pela atenuação do ruído com o aumento da distância entre a fonte e o receptor. O tratamento acústico das superfícies (revestimentos de tectos, pisos e paredes) é outra solução muito utilizada.

Actuar ao nível do receptor, através do uso de protectores auriculares, é a medida mais comum e mais económica, embora deva ser a última opção a ser tomada, ou seja, deveria ser aplicada apenas quando a intervenção na fonte ou no meio de propagação não fosse tecnicamente viável.

A escolha da melhor estratégia para o controlo do ruído envolve aspectos económicos e sociais, e deve ser efectuada de modo a encontrar uma solução que resulte no melhor custo-benefício (5).

Neste trabalho pretendeu-se efectuar uma análise, em casos reais, de ruído e vibração gerados por equipamentos em ambiente industrial. Para poder reduzir os níveis de ruído é essencial que se conheçam as fontes que o produzem, os fenómenos associados à sua propagação e a forma como ele é detectado pelo ser humano.

Este tipo de análise adquire particular importância, devido ao facto de cada vez mais a segurança e a saúde dos trabalhadores serem uma preocupação crescente.

1.2. Plano de Trabalho

O estágio foi delineado segundo o plano presente na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Cronograma do plano de estágio

Fase	Semana															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Acolhimento e formação de âmbito geral															
2	Levantamento da informação existente a partir dos mapas de ruído e do seu histórico															
3	Formação em equipamentos específicos para a realização da tese															
4			Descrição cinemática das máquinas em estudo													
5				Levantamento da informação técnica das máquinas, identificando as frequências de cada módulo												
6						Elaboração de espectros tipo a partir da cinemática dos equipamentos e dos seus harmónicos superiores										
7							Medição de ruído e de vibração nos equipamentos e no espaço envolvente									
8									Tratamento da informação (incluindo possível repetição das medições)							
9												Escrita da tese				
22-Fev																
15-Jun																

1.3. Objectivos

Por protocolo entre a SRAMPORT e a Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, foi possível apoiar o trabalho de tese de mestrado na realização de um estágio em ambiente industrial com o objectivo de:

- Avaliar o impacto sonoro dos diversos equipamentos existentes na unidade industrial;
- Verificar as diferentes medidas de correcção adoptadas, segundo o relatório de avaliação do ruído no posto de trabalho de 2009, as medidas que deviam ser adoptadas eram: atenuadores sonoros, utilização de material resiliente nas superfícies de impacte de peças nomeadamente nos fornos contínuos e a montagem de placas de isolamento sonoro;
 - Seleccionar, equipamentos relevantes para estudo (três equipamentos);
 - Relacionar a cinemática de funcionamento com os espectros de som e de vibração esperados;
 - Efectuar medições no local e tratar os resultados de forma conveniente para confrontar com os espectros esperados;

- Identificar as principais causas de ruído de cada um dos equipamentos em estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. O som, o Ruído e a Vibração

Um corpo gasoso, líquido ou sólido, que tenha massa e rigidez está a vibrar quando descreve um movimento oscilatório em relação à sua posição de equilíbrio. As partículas ao redor do corpo vibrante, recebem o movimento deste e vão transmitir o seu movimento para a partícula adjacente, que por sua vez transmite à seguinte e assim sucessivamente, produzindo uma variação de pressão e densidade, na direcção de propagação, provocando assim zonas de compressão e rarefação, como exemplificado na Figura 2.1, (6), (7), (8).



Figura 2.1 – Propagação da vibração no meio envolvente ao corpo vibrante (6)

Quando o meio de propagação da onda de energia é o ar, origina-se o som, e este pode ser detectado pelo ouvido humano. O ruído não é mais que um som indesejado, que pode constituir uma causa de incómodo, um obstáculo à concentração e comunicação. A noção de incomodidade provocada pelo som é subjectiva, pois o mesmo tipo de som, dependendo de factores como horários, circunstâncias e da pessoa sujeita a ele, pode passar de agradável a desagradável (7) e (9).

2.2. Propriedades e Características do Ruído

2.2.1. Frequência do Som

A frequência é uma característica das grandezas físicas de natureza ondulatória que indica o número de ocorrências de um evento, num determinado intervalo de tempo. Em Acústica, a frequência (f) refere-se a ciclos de variação de pressão por segundo. A frequência do som é expressa em ciclos por segundo ou Hertz (Hz) (7).

O inverso da frequência é o período (T), que representa o tempo de um ciclo completo de variação de pressão.

$$f = \frac{1}{T} \quad [Hz] \quad (1)$$

A frequência de um som relaciona-se com a altura tonal, que é uma propriedade do som que caracteriza os sons graves e agudos. Assim, um som com uma frequência elevada denomina-se agudo e com uma frequência reduzida denomina-se grave. Usualmente distinguem-se três gamas (10):

- Sons graves: 20 a 355 Hz (baixas frequências);
- Sons médios: 355 a 1410 Hz (médias frequências);
- Sons agudos: 1410 a 20000 Hz (altas frequências).

Na Figura 2.2, encontram-se esquematizados os sons graves e agudos com as respectivas frequências.



Figura 2.2 - Sons graves e sons agudos (11)

A frequência de um som torna-se útil também na classificação de um som puro ou complexo. Quando o som tem apenas uma frequência temos um som puro (ou

sinusoidal) e o seu espectro reduz-se a uma linha, enquanto que um som complexo é constituído pela sobreposição de dois ou mais sons puros, embora possa continuar a ser periódico, como se pode ver na Figura 2.3.

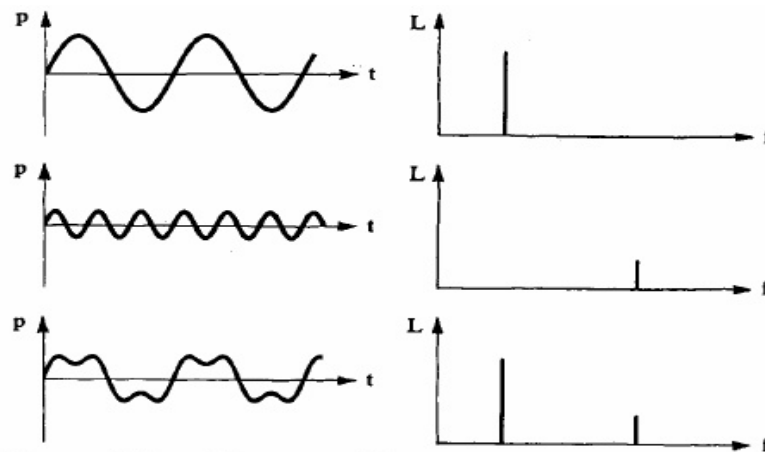


Figura 2.3 - Sons puros (1º e 2º caso) e som complexo (3º caso, somatório dos dois sons puros) e os seus respectivos espectros (10)

2.2.2. Velocidade de Propagação

A velocidade de propagação (c) de uma onda sonora longitudinal, propagando-se quer num sólido quer num fluido, depende do módulo de compressibilidade (B) e da massa volúmica (ρ) do meio, é dada pela equação (2):

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad [m/s] \quad (2)$$

A velocidade de propagação é independente de variações de pressão, frequência e comprimento de onda. A maior velocidade de propagação verifica-se num sólido, seguido de um meio líquido e por último num meio gasoso. A 20°C a velocidade de propagação do som no ar, é de 340 m/s (10).

2.2.3. Comprimento de Onda

Em física, o comprimento de onda é a distância entre valores repetidos num padrão de onda. Numa onda sinusoidal, o comprimento de onda é a distância entre secções com pressões iguais e representa-se pela letra grega lambda (λ) (7).

O comprimento de onda e a frequência tem uma relação inversa, pois quanto maior é o número de vezes que se completa um ciclo, em determinado intervalo de tempo,

menor será a distância existente entre esses ciclos, uma vez que a velocidade é constante. Esta relação pode ser observada na expressão (3):

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad [m] \quad (3)$$

O comprimento de onda é um conceito importante, pois parte do comportamento do som pode ser explicado por esta grandeza, a qual funciona como uma escala pela qual se pode avaliar o tamanho físico dos objectos. Se for considerado um som com um determinado comprimento de onda e um objecto plano que tem várias vezes esse comprimento de onda, em tamanho, o som “choca” com o objecto e é reflectido. Caso o objecto, seja menor que o comprimento de onda, o som circunda o objecto como se ele lá não estivesse. No ar, para a gama audível de 20 a 20000Hz o comprimento de onda correspondente é 17 m e 1,7cm, respectivamente (10).

2.2.4. Fontes Sonoras

As fontes sonoras são todos os dispositivos que emitem som. Muitos corpos podem servir como fontes sonoras, todavia, há um pré-requisito indispensável para que ele funcione como tal: precisa ser capaz de vibrar. Para que um corpo seja posto em movimento vibratório, é imprescindível que exista uma relação bem definida entre duas características importantes da matéria que o compõe: a densidade e a rigidez.

As fontes sonoras, podem ser naturais, artificiais, úteis, agradáveis ou desagradáveis, são exemplo de fontes sonoras:

- Tráfego (estradas movimentadas, aeroportos, comboios);
- Indústria (laboração de fábricas, actividades comerciais e serviços como ar condicionados, actividades de carga e descarga);
- Actividades ruidosas (feiras, festas, discotecas, estaleiros);
- Ruído provocado por pessoas e animais em zonas residenciais (bater portas, choro dos bebés, ladrar de cães, música);
- Causas naturais (trovoadas, vento).

As fontes sonoras são caracterizadas pela sua potência sonora (W), expressa em Watts, que quantifica a energia sonora (E), em Joules, emitida por uma fonte, por unidade de tempo, t , em segundos. A voz humana produz cerca de 1mW.

$$W = \frac{E}{t} = IS \quad (4)$$

A potência sonora pode ser independente do meio que rodeia a fonte emissora, à excepção da potência eléctrica de alimentação (12).

Da equação (4), em função da potência sonora, é possível definir o fluxo de energia (I) num a dada direcção, que atravessa uma determinada área, S , e num determinado instante, denominada intensidade sonora (7) e (10).

2.2.5. Pressão Sonora

A pressão sonora é o indicador básico que caracteriza a onda acústica. A sua medição é fácil, pois tem uma boa correlação com a percepção humana da audibilidade, pois esta é o efeito da potência sonora que é captada pelos ouvidos. A pressão sonora é um parâmetro utilizado quando o objectivo é avaliar a situação de incomodidade ou risco de trauma auditivo e é expressa em Pascal (Pa) (7) e (2).

Normalmente, refere-se por pressão sonora a amplitude da onda correspondente à variação da pressão, em relação à pressão estática do ar, produzida pela propagação do som.

O ouvido humano consegue distinguir variações de pressão a partir de um valor mínimo de 20 μ Pa que caracteriza o limite inferior da audição. O valor a partir do qual se inicia uma sensação de dor correspondente a uma pressão sonora de 60Pa, embora se refira usualmente como limiar de dor o valor de 100Pa. Constata-se pois que os valores da pressão sonora na gama audível são muito inferiores à pressão atmosférica (101300 Pa) (7).

2.3. Ruído e o Ser Humano

O ouvido humano capta os estímulos sonoros transformando as vibrações em impulsos nervosos que por sua vez são enviadas para o cérebro. A sensibilidade do ouvido

a um som depende da sua frequência. Uma pessoa em condições normais, consegue distinguir frequências entre os 20 e os 20 000Hz, sendo esta a gama audível. Os sons abaixo desta gama são considerados infra-sons e acima ultra-sons, como pode ser observado na Figura 2.4.

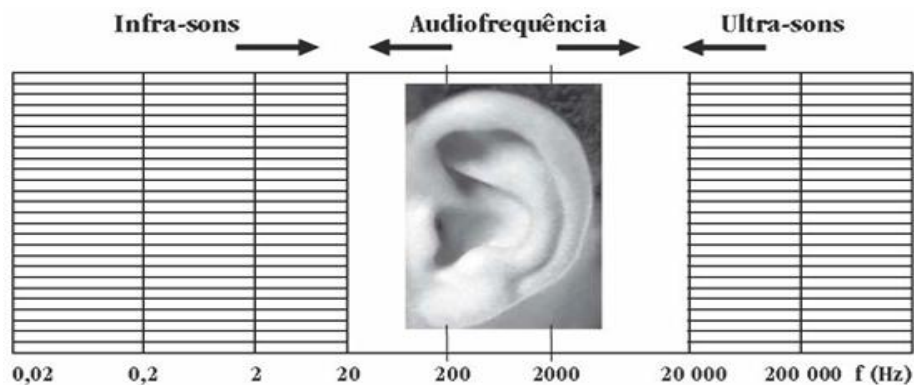


Figura 2.4 – Gama de frequências audíveis para um indivíduo em condições normais (13)

Embora esta seja a gama audível para o ser humano, existem sons acima e abaixo desta e que são detectados por outros animais. Na Tabela 2.1, são apresentadas as gamas audíveis para alguns animais.

Tabela 2.1 – Gama de frequências audíveis de alguns animais (14)

Animal	Mínimo (Hz)	Máximo (Hz)
Elefante	20	10000
Pássaro	100	15000
Gato	30	45000
Cão	20	30000
Chimpanzé	100	30000
Baleia	40	80000
Aranha	20	45000
Morcego	20	160000

Na Figura 2.5, apresenta-se um conjunto de curvas que expressam a variação do nível de pressão sonora por frequência, que determina para o auditor valores de intensidade audível.

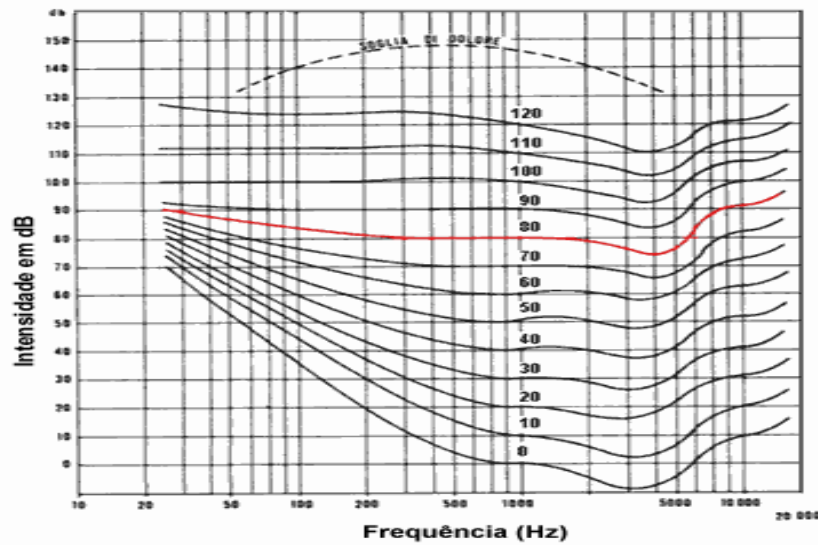


Figura 2.5 – Curvas de igual sensação auditiva (isofônicas) (15)

Pela análise da Figura 2.5, facilmente se constata que o ouvido humano é mais sensível para as frequências entre os 2300 Hz e os 5000 Hz (onde as curvas isofônicas apresentam valores inferiores) e menos sensíveis para frequências mais baixas.

2.3.1. Curvas de Ponderação

O que o homem ouve não corresponde linearmente aos vários sons que o rodeiam. A audibilidade depende da frequência, por isso torna-se necessário aquando das medições do som, que esse efeito seja introduzido de forma a obter a percepção do som pelo ser humano.

As curvas de ponderação correspondem a inversões das curvas isofônicas e encontram-se representadas na Figura 2.6. A curva A simula de uma forma muito aproximada a sensibilidade do ouvido humano e a medição do ruído em decibel com a ponderação curva A, cuja unidade se exprime em dB (A), é muito utilizada.

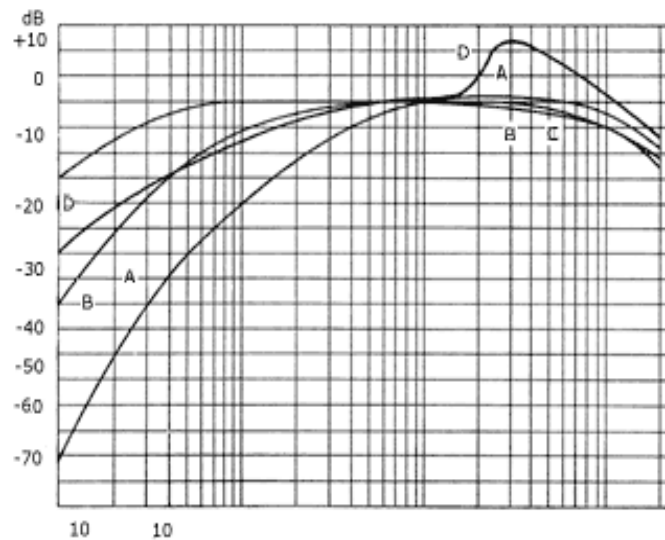


Figura 2.6 – Curvas de Ponderação (16)

Para obter os níveis sonoros em dB(A) são usados coeficientes de ponderação para cada frequência, os quais estabelecem uma relação entre os níveis de pressão sonora, em dB, e os níveis sonoros, em dB (A). Esses coeficientes estão presentes na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Coeficientes de Ponderação (17)

Frequência (HZ)	Ponderação da Escala a Resposta Relativa - dB (A)
10	-70,4
12,5	-63,4
16	-56,7
20	-50,5
25	-44,7
31,5	-39,4
40	-34,6
50	-30,2
63	-26,2
80	-22,5
100	-19,1
125	-16,1
160	-13,4
200	-10,9
250	-8,6
315	-6,6
400	-4,8
500	-3,2
630	-1,9
800	-0,8
1000	0
1250	0,6
1600	1,0
2000	1,2
2500	1,3
3150	1,2
4000	1,0
5000	0,5
6300	-0,1
8000	-1,1
10000	-2,5
12500	-4,3
16000	-6,6
20000	-9,3

2.3.2. Efeitos do Ruído Excessivo

As preocupações com o ruído datam dos primórdios dos tempos, à cerca de 2500 anos atrás. Os romanos foram talvez os primeiros a decretar uma lei contra o ruído, que proibia o movimento de carroças durante a noite. Na Europa Medieval, algumas cidades também proibiram a circulação de carruagens, durante a noite por forma a assegurar um ambiente calmo para os seus habitantes (7).

Mas desde a Revolução Industrial até aos dias de hoje, os problemas associados ao ruído tem vindo a aumentar consideravelmente, devido ao avanço da tecnologia.

Os distúrbios atribuídos à exposição, dependem de vários factores, tais como: a frequência do ruído, a intensidade, a duração, bem como o ritmo, assim como o tempo de exposição, a susceptibilidade individual, e a atitude de cada indivíduo perante o som (18).

Actualmente o ruído é um dos principais problemas ambientais e uma preocupação para a saúde humana.

Ao contrário do que se possa pensar o ruído excessivo não afecta só o aparelho auditivo mas sim todo o organismo, alterando todo o funcionamento dos principais órgãos. Assim, os principais riscos associados ao ruído são (19):

- *Efeitos quantificáveis e mensuráveis e cuja ocorrência é facilmente notada:* perda auditiva, diminuição da inteligibilidade dos sinais sonoros.
- *Efeitos de carácter subjectivo:* incomodidade, irritabilidade, redução da capacidade de concentração, aumento da probabilidade da ocorrência de acidentes, redução da produtividade e rendimento, fadiga anormal, tensão psíquica.
- *Efeitos fisiológicos não auditivos:* alterações de metabolismo, problemas cardiovasculares, acima de 65 dB(A), problemas do foro gastrointestinal, alterações químicas do sangue e urina, alteração da respiração e insónias (9).

Na Figura 2.7, estão presentes as principais alterações fisiológicas que o organismo humano pode sofrer aquando da sua exposição a níveis de ruído excessivos.

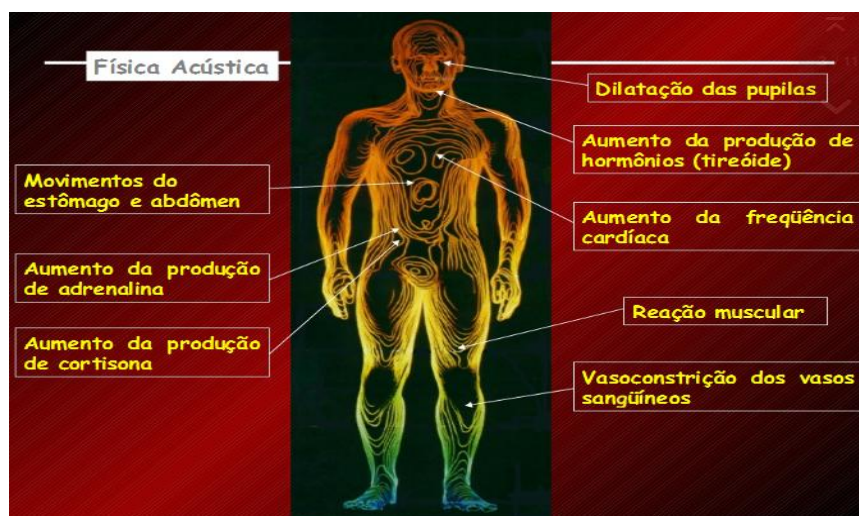


Figura 2.7 – Efeitos do ruído excessivo no organismo (19)

Quanto mais elevado for o nível de ruído e mais prolongada a exposição, maior será o risco de sofrer danos irreversíveis. Considera-se que o ruído é problemático acima dos 65 dB (A). Durante o sono o nível sonoro deve ser inferior a 30 dB (A) e ao longo de uma conversação normal o nível de ruído ronda os 50 dB (A). Já a exposição prolongada a níveis sonoros acima de 75 dB (A), pode causar surdez permanente, bem como a sons de curta duração acima de 110 dB (A) (2). Na Figura 2.8, está presente a comparação dos níveis sonoros com as actividades humanas.

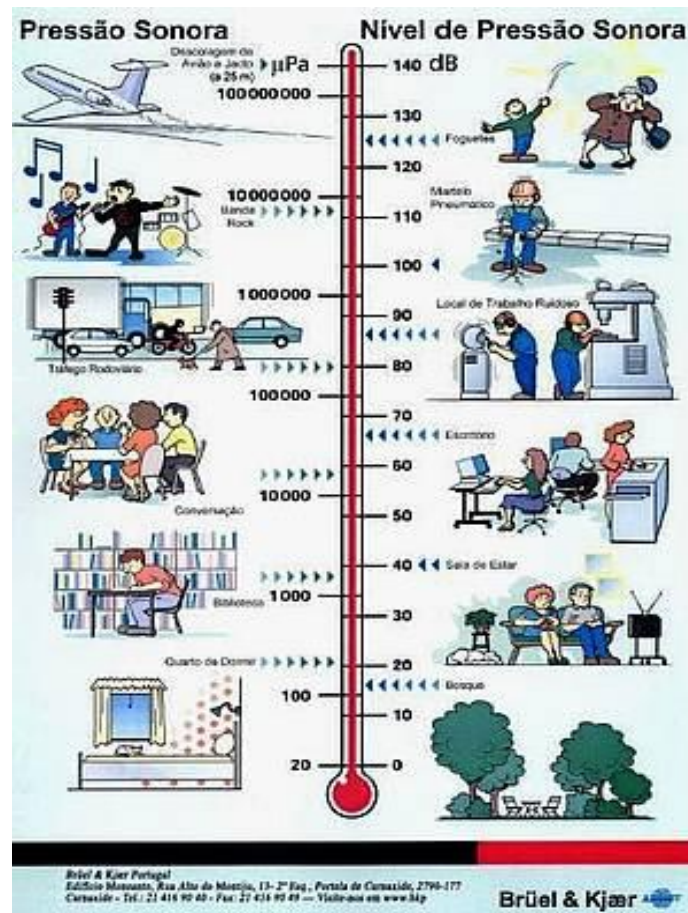


Figura 2.8 – Comparação da pressão sonora absoluta, decibel e actividades humanas (20)

O ser humano, quando jovem ouve sons num intervalo entre os 20 e os 20.000 Hz, e as frequências mais importantes, ou seja, relacionadas com a conversação encontram-se entre os 500 e os 2000 Hz, daí que a surdez mais incapacitante seja a que envolve estas últimas frequências. Normalmente a surdez devida ao ruído industrial inicia-se geralmente numa frequência pouco incapacitante - 4000Hz - dando oportunidade, caso sejam feitas audiometrias periódicas, detectar o que desenvolveu a surdez e tomar as devidas providências ainda numa fase não incapacitante.

2.4. Características da Vibração

As características que definem a vibração são, como é natural, as mesmas que definem o ruído, relativamente à frequência, período, comprimento de onda e velocidade de propagação uma vez que o som não é mais que a vibração do ar.

Vibrações com frequências mais baixas são designadas de vibrações mecânicas. Estas podem ocorrer devido a efeitos dinâmicos provocados pelas tolerâncias de fabrico, folgas derivadas do funcionamento, atrito entre as peças de uma máquina, ao desequilíbrio dos componentes rotativos e ainda devido aos movimentos alternados (8).

Qualquer objecto quando afastado da sua posição de equilíbrio estático, têm tendência a vibrar a determinadas frequências dependendo da rigidez, da forma e da massa deste. Essas frequências denominam-se frequências naturais.

Se um objecto for sujeito a um impacto, este vai vibrar a uma frequência característica e a sua amplitude vai diminuindo ao longo do tempo. Se o mesmo objecto for forçado a vibrar na sua frequência natural, devido a qualquer força externa, então a amplitude de vibração irá aumentar para valores muito elevados. Este fenómeno é designado de Ressonância.

Normalmente as primeiras 3 ou 4 frequências naturais são as mais preocupantes uma vez que necessitam de menor energia para surgirem. A primeira frequência natural normalmente é definida pela equação (5), expressa em rad/s, em que k é a rigidez do material em N/m, e m é a massa em kg.

$$\omega_n = 2\pi f = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

Da equação anterior, apreende-se que aumentando a rigidez do material do objecto ou dos seus apoios aumenta-se a frequência natural e o inverso acontece se aumentar a massa do objecto.

Para um processo dinâmico, é essencial saber qual a frequência da força do sistema (máquina), de forma a saber se esta se encontra a funcionar próxima ou em sintonia com a frequência natural da máquina.

No caso da frequência do processo coincidir com a frequência natural da máquina, a sua amplitude pode subir teoricamente até valores infinitos, se não ocorrer

amortecimento, o que pode levar à destruição completa do sistema. Esta frequência designa-se por frequência de ressonância.

2.5. Tipos de Vibração

As vibrações podem ser prejudiciais, pois pode ser responsável por desgastes, fracturas, deficiente funcionamento de peças e causa de ruído. Contudo, nem toda a vibração é má, como a existente nos martelos pneumáticos, vibradores hidráulicos de betão e alimentadores de peças numa linha de produção.

As vibrações mecânicas que normalmente existentes num meio industrial têm origens diversas, tais como (21):

- Vibrações provenientes do modo de funcionamento dos equipamentos (máquinas percutantes, compressores alternativos, irregularidades do terreno, etc.);
- Vibrações provenientes do próprio processo de produção (martelo picador);
- Vibrações devido à deficiente manutenção e funcionamento das máquinas.

Sob o ponto de vista físico, as vibrações podem classificar-se como:

- Vibrações Periódicas
- Vibrações Transitórios
- Vibrações Aleatórias

A forma mais simples dum movimento vibratório é a forma periódica, ficando esta caracterizada pela amplitude (deslocamento, velocidade ou aceleração), pela frequência, e pelo período (22).

Este tipo de vibração é também a mais importante para caracterizar o estado da máquina, em que a cada ciclo de rotação dá-se a repetição da ocorrência dos fenómenos na máquina, originando assim vibrações periódicas, através das quais é possível avaliar as condições dos equipamentos.

2.6. Quantificação do Nível de Vibração

A amplitude de vibração, que é característica da severidade da vibração pode ser medida de diversas maneiras, através da Amplitude Pico-Pico, o Pico, a Média e o Nível Eficaz (RMS).

O valor Pico-Pico é importante na medida em que indica a amplitude máxima da vibração, tornando-se assim um parâmetro importante quando se trata de saber por exemplo, deslocamentos máximos em máquinas, ferramentas ou defeitos em rolamentos.

O Valor Eficaz (RMS) é o mais utilizado pois tem em conta um determinado intervalo de tempo de medida e dá um valor que está directamente relacionado com a energia da vibração, ou seja, a sua capacidade destrutiva.

A relação entre a amplitude do deslocamento, da velocidade e da aceleração de uma vibração sinusoidal é dada por:

$$d = \text{deslocamento} \quad (6)$$

$$V = \omega d \quad (7)$$

$$A = \omega^2 d \quad (8)$$

Em que:

$$\omega = 2\pi f \quad (9)$$

Nas equações (7) e (8), encontra-se representada a relação entre o deslocamento, a velocidade e a aceleração, pode observa-se que a aceleração é igual ao deslocamento multiplicado pelo quadrado da frequência, assim é de esperar que as vibrações com maior aceleração ocorrem nas altas frequências. A vibração é detectada pelo ser humano a partir dos $0,01\text{m/s}^2$ encontrando o limite de dor encontra-se nos 10 m/s^2 (23).

2.7. A Vibração e o Ser Humano

2.7.1. Vibração Natural do Ser Humano

O corpo humano também possui uma vibração natural. No caso de uma frequência externa coincidir com a frequência natural do sistema, ocorre a ressonância, que implica uma ampliação do movimento. A energia vibratória é absorvida pelo corpo, com a consequência da atenuação promovida pelos tecidos e órgãos. O corpo humano possui

diferentes frequências de ressonância, conforme se encontra esquematizado na Figura 2.9 e indicado na Tabela 2.3.

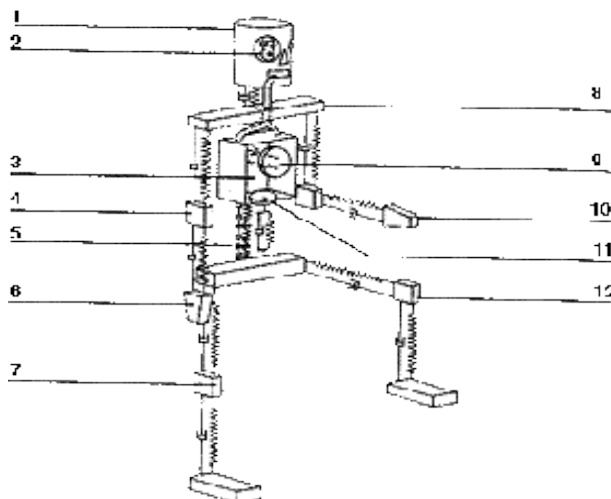


Figura 2.9 – Frequências de Ressonância (21)

Tabela 2.3 - Frequências de Ressonância do Corpo Humano (21), (24)

Parte do Corpo	Frequência de Ressonância (Hz)
1. Cabeça	20 - 30
2. Glóbulo Ocular	20 - 90
3. Tórax	50 - 100
4. Antebraço	16 - 30
5. Coluna Vertebral	10 - 12
6. Pulso	50 - 200
7. Perna (rígida)	≈ 20
8. Ombro	4 - 5
9. Pulmão	50
10. Mão - Braço	4 - 8
11. Abdómen	4 - 8
12. Perna (flectida)	≈ 2

2.7.2. Efeitos da Vibração Excessiva

As vibrações mecânicas têm consequências na saúde e na segurança dos trabalhadores, dependendo do modo de transmissão, das características das vibrações e frequência destas.

Desta forma, o modo de transmissão pode ser (21):

- A uma parte do corpo humano, geralmente aos membros superiores. Estas são as mais estudadas, situam-se na faixa dos 6,3 a 1250 Hz, ocorrendo nos trabalhos com ferramentas manuais.
- A todo o corpo humano, o que acontece no caso do trabalho na vizinhança de grandes máquinas e de vibrações provenientes das máquinas móveis. Normalmente são de baixa frequência e alta amplitude, situam-se na faixa de 1 a 80 Hz, mais especificamente de 1 a 20 Hz. Estas vibrações são específicas para actividades de transporte.

Quanto às características das vibrações (24):

- Direcção;
- Frequência;
- Amplitude de aceleração;
- Tempo de exposição.

De acordo com a intensidade de vibração, podem ser consideradas (21):

- Vibrações elevadas (superiores a 600Hz) provocam efeitos neuromusculares;
- Vibrações superiores a 150Hz afectam, principalmente, os dedos;
- Vibrações entre 70 e 150 Hz chegam até as mãos;
- Vibrações entre 40 e 125Hz provocam efeitos vasculares;
- Vibrações de baixa frequência podem provocar lesões nos ossos.

O corpo humano reage às vibrações de formas diferentes. A sensibilidade as vibrações longitudinais (ao longo do eixo do z), ou seja, coluna vertebral é distinta da sensibilidade transversal (eixo dos x e y), ou seja, ao longo dos braços ou através do tórax).

Em cada direcção, a sensibilidade varia com a frequência, isto é, para determinada frequência, a aceleração tolerável é diferente daquela em outra direcção.

Alguns dos efeitos são os seguintes (24):

- Perda do equilíbrio, além de lentidão de reflexos;
- Manifestação de alteração no sistema cardíaco, com aumento da frequência de batimento do coração;
- Efeitos psicológicos, tal como a falta de concentração para o trabalho
- Apresentação de distúrbios visuais, como visão turva;
- Efeitos no sistema gastrointestinal, com sintomas desde enjoo até gastrites e ulcerações;
- Manifestação de mal-estar geral (cinetose), que normalmente ocorre quando se anda num meio de transporte, como: aeronaves ou veículos terrestres, com sintomas de náuseas, vômitos;
- Comprometimento, que poderá ser permanente, de determinados órgãos do corpo humano;
- Degeneração gradativa do tecido muscular e nervoso, especialmente para os submetidos a vibrações localizadas, apresentando a patologia, popularmente conhecida como dedo branco, causando perda da capacidade manipulativa e o tato nas mãos e dedos, dificultando o controlo motor.

3. EQUIPAMENTOS, TÉCNICAS E PROCEDIMENTOS

As vibrações são provocadas pelo funcionamento de uma qualquer máquina e ao mesmo tempo, estas são aceleradoras do seu desgaste e podendo causar assim as avarias e o ruído (23).

Actualmente existe a possibilidade de relacionar o ruído e a vibração causados por um equipamento podendo assim ser avaliadas as suas reais necessidades de manutenção. Várias técnicas específicas podem ser utilizadas neste tipo de análise, contudo estas vão depender do equipamento em análise, do seu impacto na produção e dos objectivos que se pretendem atingir.

Na Figura 3.1, está presente um possível diagrama a ter em conta aquando deste tipo de análise.

Vibrações das Máquinas

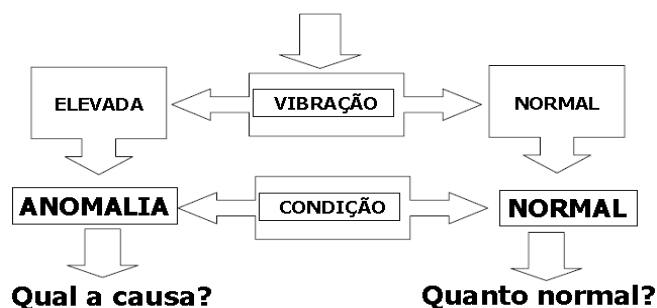


Figura 3.1 – Vibração das Máquinas

Na monitorização de uma condição através de vibrações, assume-se que cada tipo de avaria está associada uma frequência típica, cuja ocorrência indicia a anomalia em questão.

Nas máquinas, o que é mais comum, é as vibrações ocorrerem em várias frequências ao mesmo tempo de modo que analisando a sua variação no tempo, por exemplo olhando para um osciloscópio, não se consegue distinguir a amplitude de vibração que está associada a cada frequência. A distinção da amplitude característica de cada

frequência pode ser obtida através de um adequado tratamento do sinal da vibração. A esta separação das componentes chama-se análise em frequência, a qual é uma ferramenta muito útil para o diagnóstico das avarias nas máquinas.

Quando se faz uma Análise em Frequência normalmente encontram-se picos predominantes, que estão directamente relacionados com os movimentos dos diversos constituintes do equipamento. Assim, recorrendo a este tipo de análise pode-se determinar quais os componentes das máquinas que dão origem às vibrações. Como normalmente associado a uma vibração encontra-se um ruído, pode-se desta forma determinar quais os componentes das máquinas que são responsáveis pelos elevados níveis sonoros e que podem prejudicar os trabalhadores (23).

Embora esta técnica esteja disponível ainda não é utilizada para benefício da higiene e segurança no trabalho, pretendendo-se no âmbito da presente tese elaborar um primeiro estudo que permita avaliar as suas potencialidades.

Nesta fase importa referir, que a descrição dos equipamentos de fabrico de correntes de rolos para a utilização em bicicleta, bem como a descrição de todo o processo de fabrico de uma corrente de rolos para bicicleta não são do conhecimento técnico geral, existindo confidencialidade industrial em relação a esta temática, pelo que é necessário ter algum cuidado na sua abordagem. Assim todo o processo foi descrito apenas com a profundidade necessária para a compreensão deste trabalho.

3.1. Apresentação da empresa e antecedentes

A SRAMPORT – Transmissões Mecânicas, Lda. é uma indústria do sector metalomecânico, pertencente ao grupo americano SRAM, sendo a sua actividade principal o fabrico de componentes para bicicletas.

A empresa foi fundada a 21 de Janeiro de 1968, inicialmente com a designação de TRANSMECA – Transmissões Mecânicas, Lda., sendo esta em 1997 adquirida pela SRAM, passando a denominar-se SRAMPORT. A empresa é uma sociedade por quotas actualmente constituída por 70% de capital da SRAM LLC, e os restantes 30% da SRAM DEUTSCHLAND (25).

A SRAMPORT foi a primeira empresa do grupo SRAM a ser certificada ao nível do Ambiente segundo a norma NP EN ISO 14001:2004. Encontra-se também

certificada ao nível da qualidade, segundo a NP EN ISO 9001:2008. Em termos de Higiene e Segurança não se encontra certificada contudo tem uma estrutura interna bem implementada.

Actualmente a SRAMPORT é um dos maiores fabricantes mundiais de correntes de rolos para a transmissão de bicicletas. Produz ainda cassetes e rodas para estrada, exportando os seus produtos para todo o mundo. Os seus principais mercados são a Europa, os Estados Unidos e a Ásia (25).



Figura 3.2 - Rodas da marca ZIPP



Figura 3.3 - Cassetes da SRAM



Figura 3.4 – A corrente de rolos para bicicleta

Nas Figura 3.2, Figura 3.3 e Figura 3.4 encontram-se representados exemplos dos produtos da SRAMPORT.

Na Figura 3.5, encontram-se os componentes que integram uma corrente de rolos para bicicleta da marca SRAM, sendo estes na sua maioria produzidos nas instalações da SRAMPORT.

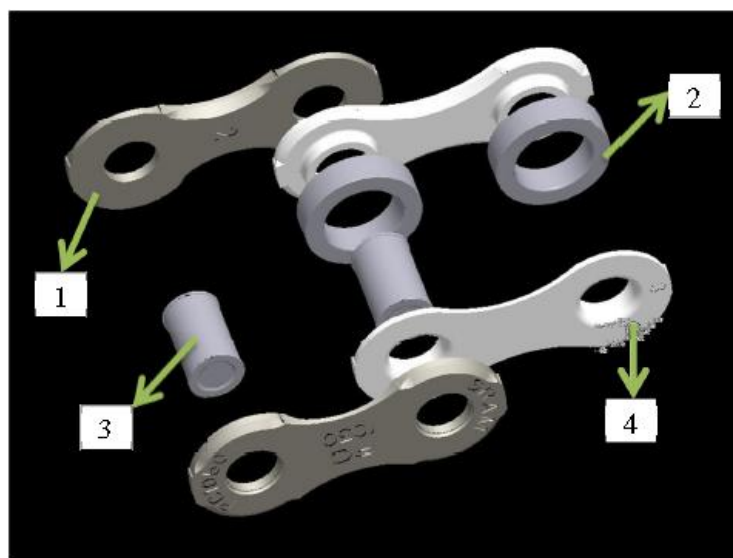


Figura 3.5 - Ilustração dos diferentes componentes de uma corrente de rolos de marca SRAM (25)

Onde os componentes são:

- Placa exterior (1);
- Rolo (2);
- Eixo ou pino (3);
- Placa interior (4);

O processo de fabrico das correntes de rolos nas instalações da SRAMPORT pode ser dividido em duas secções: peças soltas (fabrico dos componentes isolados) e montagem. Por sua vez a secção das peças soltas divide-se em três sectores: corte e estampagem de componentes, tratamentos térmicos e tratamentos de superfície.

A principal matéria-prima é o aço, que se apresenta em duas formas: em rolos de aço laminado (fita) no qual vão ser cortadas as placas interiores e exteriores, e em forma de bobines de arame para a produção de eixos. Para o corte das placas de aço são utilizadas prensas mecânicas, as quais exercem uma força de conformação sobre a fita de aço para obter as peças com a forma pretendida. Por sua vez, para o corte dos eixos são utilizadas cisalhas rotativas. Os rolos são obtidos já na forma pretendida, por subcontratação a empresas externas, sendo apenas rebarbados e tratados termicamente nas instalações da SRAMPORT.

Após o corte e da bariagem, que é um processo de rebarbagem e limpeza com água e abrasivos para eliminar todas as rebarbas e óxidos que se tenham acumulado na superfície e retirar os óleos existentes nas peças em resultado do processo de corte, segue-

se a fase dos tratamentos térmicos com a têmpera, cementação, e revenido cujo objectivo é aumentar a dureza final das peças.

De seguida, as peças são sujeitas novamente a uma bariagem, para remover toda a sujidade e os óxidos formados durante os tratamentos térmicos. Depois, dependendo do tipo de corrente, as peças vão directamente para a montagem ou sofrem um Tratamento Superficial que lhes confere elevada resistência à corrosão e elevado brilho, a niquelagem electrolítica.

Nas linhas de montagem, o processo é complexo e inicia-se nas máquinas de montar correntes em contínuo, as CHC (Chaine Cinematique). A CHC é constituída por seis módulos, cada um com uma função distinta. No primeiro módulo (Figura 3.6) são cravados dois eixos na placa exterior inferior formando assim os elos. De seguida, no segundo módulo (Figura 3.7), ocorre a união dos elos entre si pelas placas interior inferior, já no módulo três os rolos são encaixados nos respectivos eixos (Figura 3.8). No quarto módulo (Figura 3.9) é colocada a outra placa interior superior, faltando apenas a colocação da placa exterior superior para a obtenção da corrente completa, cuja operação é executada no quinto módulo (Figura 3.10). No sexto módulo é efectuada a calibração da corrente, que regula o eixo que sai fora das placas (Figura 3.11) (25).



Figura 3.6 – Placa exterior inferior e dois eixos (elo) – Módulo 1



Figura 3.7 – Elo e placa interior inferior – Módulo 2



Figura 3.8 – Encaixe dos rolos nos eixos - Módulo 3



Figura 3.9 – Colocação da placa interior superior – Módulo 4



Figura 3.10 – Colocação da placa exterior superior - Módulo 5



Figura 3.11 – Corrente depois da calibração - Módulo 6

Após a descrição dos processos que ocorrem na SRAMPORT, percebe-se que nas suas instalações existe uma vasta gama de equipamento, alguns dos quais responsáveis pela emissão de grandes quantidades de ruído. Segundo o relatório de avaliação de ruído no posto de trabalho da SRAMPORT, elaborado por uma entidade externa acreditada para efectuar medições de ruído, as prensas mecânicas são responsável por um nível sonoro de 87,1 dB(A), as Cisalhas Rotativas emitem 92,7 dB(A) enquanto as CHC's tem um nível sonoro de 86 dB (A). A análise do histórico de ruído e a localização dos equipamentos no *layout* da empresa encontram-se no anexo 7.1 e 7.4, respectivamente. Por estas medições pode-se constatar que todas estas máquinas estão acima do nível de exposição recomendado, ou seja superior a 85 dB(A) (Tabela 3.1).

Tabela 3.1 - Quadro Comparativo dos Níveis de Exposição ao Ruído (26)

Decreto Regulamentar n.º 9/92, de 28 de Abril	Decreto-Lei n.º 182/2006, de 6 de Setembro
Nível de Acção – 85 dB(A)	Valores de Acção Inferior – 80 dB(A) / 135 dB(C)
Valores Limite de Exposição – 90 dB(A)	Valores de Acção Superior – 85 dB(A) / 137 dB(C)
Valores Limite de Pico – 140 dB	Valores Limite de Exposição – 87 dB(A) / 140 dB(C)

Com base no histórico do ruído dos diversos equipamentos existentes na empresa, foram seleccionados os seguintes equipamentos para a realização do estudo: uma Prensa Mecânica Minster P2H100, uma Cisalha Rotativa e uma CHC.

3.2. Equipamentos analisados

- Descrição Cinemática da Prensa Mecânica Minster P2H100



Figura 3.12 - Prensa Minster P2H100 envolta numa cabine insonorizada existente na SRAMPORT

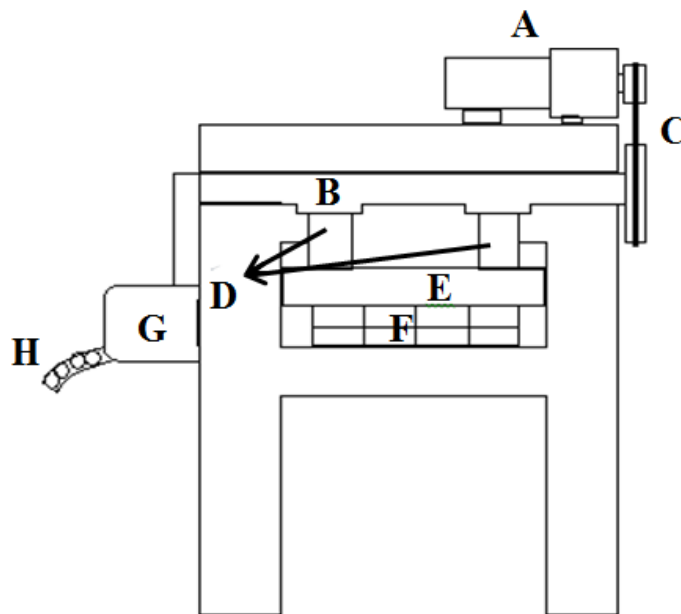


Figura 3.13 - Esquema da Prensa Mecânica Minster P2H100

A potência é gerada pelo motor eléctrico (A) situado na parte superior da prensa. A potência por este produzida é transmitida por forma de rotação à cambota, representada por (B), através de um sistema de correias trapezoidais (C). Esta relação de transmissão é feita de forma a diminuir a rotação da cambota em relação à do motor através de uma polia da cambota com diâmetro muito superior à do motor aumentando assim a força. Desta forma, temos movimento rotativo na cambota com um elevado binário que por sua vez é transformado por esta em movimento linear, através da sua

excentricidade, sendo este transmitido pelas bielas (D) ao cabeçote (E) para possibilitar o corte ou a estampagem da fita de aço (H), através de movimentos alternados de abertura e fecho da ferramenta (F) cuja parte superior esta fixa ao cabeçote e a inferior à mesa.

O aço é alimentado através de um alimentador que se encontra sincronizado com a cambota da prensa através de um sistema de correias e polias correias, que garante um passo de entrada constante.

As peças depois de cortadas caem para uma tela transportadora sendo em seguidas levadas para fora da prensa onde são colocadas em contentores. As aparas resultantes do processo de corte e conformação caem por orifícios independentes ao das peças para um tapete magnético, o qual transporta as aparas para os contentores de sucata.

Os elevados níveis de ruído produzidos por uma máquina deste tipo estão intimamente ligados à forma de funcionamento da própria máquina: trabalha por choque da parte móvel da ferramenta, habitualmente designada por punção, contra o material apoiado sobre a ferramenta fixa, habitualmente designada por matriz. O impacto que ocorre numa pequena fracção de tempo permite transferir a elevada energia cinética das partes móveis como energia de deformação das peças em processamento.

Na Tabela 3.2, estão presentes as frequências de cada componente que constitui a Prensa Mecânica Minster P2H100.

Tabela 3.2 - Frequência de cada módulo da prensa mecânica

	Velocidade de Rotação (rpm)	Frequência (Hz)
Motor Principal	1500	25
Variador	200 a 500	3 a 8
Cambota	305	5
Bielas	305	5
Cabeçote	305	5
Módulo de Conformação	305	5
Bomba de lubrificação	1425	23
Tapete Magnético	1350	22
Bomba de Lubrificação Alimentador	460	7

- Descrição Cinemática da Cisalha Rotativa



Figura 3.14 - Cisalha Rotativa existente na SRAMPORT

Este equipamento destina-se a executar o corte por cisalhamento de eixos com diferentes comprimentos, a partir de um arame de aço. Uma cisalha, compreende:

- Um desenrolador;
- Uma cisalha.

Após a colocação da bobine de arame no desenrolador, este conjunto responde à solicitação do arame pela cisalha por meio de um alimentador. Este passa através de feiras, sendo puxado de modo a chegar assim ao endireitador. Após a introdução do arame no endireitador, os três suportes reguláveis, deslocam-se de forma alternada a fim de eliminar a curvatura do arame, deixando-o desta forma rectilíneo. O alimentador é animado de rotação por intermédio de um motor eléctrico, que se encontra na parte posterior.

De seguida o arame passa para o alimentador que é formado por dois rolos. Estes impõem uma velocidade de avanço ao arame que é determinada pelo motor de corte. A cada golpe do cortante, o arame pára por um curto período de tempo, dado que a velocidade de avanço é ligeiramente superior ao comprimento do eixo a cortar. Os dois rolos do alimentador são sincronizados por engrenagens e a pressão exercida sobre o arame é regulável por intermédio de uma alavanca, a alavanca de descompressão, que permite a introdução e o posicionamento do arame, no início.

O arame chega assim ao cabeçote porta cortantes, onde existe o prato que suporta quatro cortantes, o qual é o responsável pelo corte dos eixos, sendo este animado de rotação por um motor eléctrico. Este através de correias trapezoidais transmite o movimento à polia do volante, esta através de veios, presentes no cabeçote transmite movimento ao prato, ocorrendo assim o corte dos eixos.

No processo de corte, o lubrificante é aspirado, sendo enviado sobre pressão por intermédio de uma bomba.

Através da Figura 3.15, pode observar-se a cinética da cisalha rotativa descrita anteriormente.

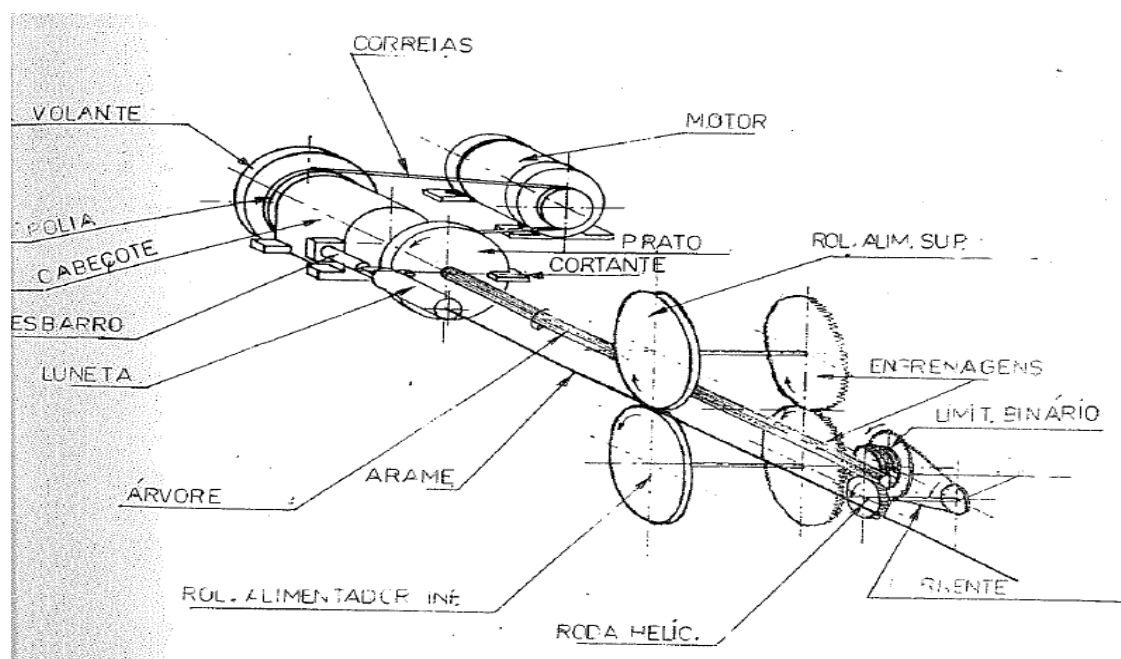


Figura 3.15 - Cinemática da Cisalha Rotativa existente na SRAMPORT

Tal como na prensa o princípio de funcionamento da cisalha envolve a transferência de energia cinética para a forma de energia de deformação. A energia cinética é controlada pelo momento de inércia das peças rotativas associadas ao veio de corte da cisalha.

No processo de corte de eixos a principal foco de ruído é no prato, zona do corte de eixos no cabeçote.

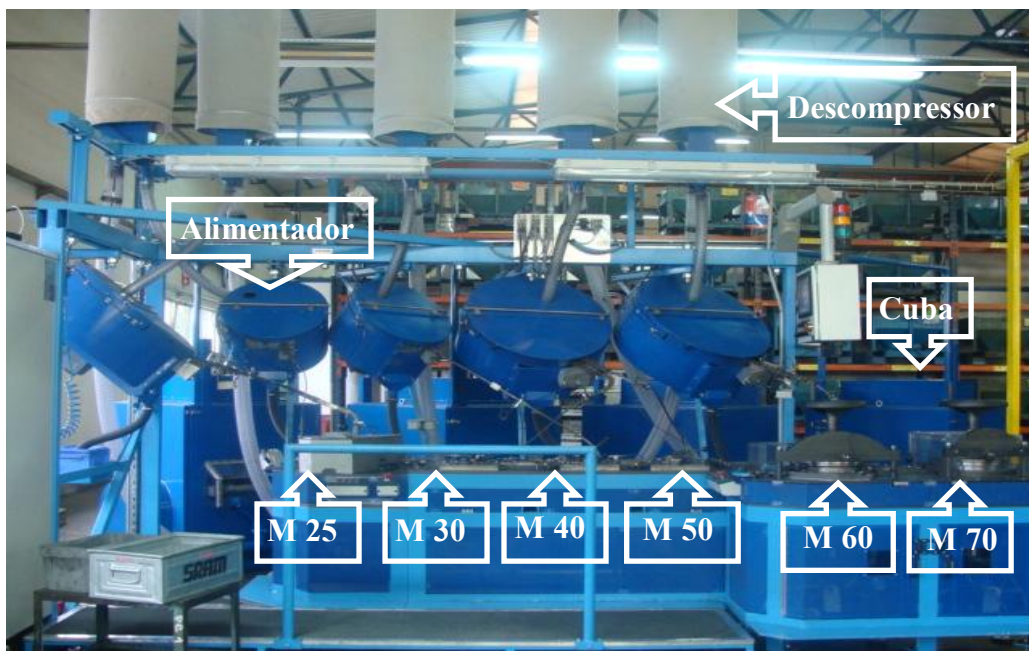
Através da análise da comparação de espectros dos níveis sonoros, emitidos pela cisalha, presente no anexo 7.1, observou-se um aumento de ruído desde 2006 e um aumento da frequência onde se verificam as maiores amplitudes.

Tabela 3.3 - Motores e Frequências associadas da Cisalha Rotativa

Motor	Rotação (rpm)	Frequência (Hz)
Motor associado as fieiras	2700	45
Motor do Endireitador	1430	23
Motor de Corte	1430	23
Bomba de Refrigeração	2900	48

Com uma rotação do prato de 820 rpm obteve-se uma cadência de 3280 eixos/minuto.

- Descrição Cinemática da CHC (Chaine Cinématique)

**Figura 3.16** – Máquina de montar correntes em contínuo, CHC existente nas instalações da SRAMPORT

Todo o processo de montagem da corrente em contínuo inicia-se com o enchimento das cubas, localizadas na parte posterior da CHC.

As peças a serem montadas são transportadas para os alimentadores através de um sistema de ventiladores de alta pressão, peneiros vibrantes e descompressores. Todo este mecanismo é accionado por células, cilindros e actuadores pneumáticos controlados pelo autómato da CHC.

São utilizados 5 alimentadores, para a alimentação da mesa de montagem, dois com placas exteriores, um com eixos, um placas interiores e outro com rolos.

Os módulos que constituem a CHC são movidos por um motor com uma rotação de 825 rpm, que se encontra localizado na parte posterior da CHC.

A transmissão entre os diversos módulos é feita por corrente dupla entre alguns dos módulos e por corrente simples entre os restantes. Todos os módulos indicados possuem embraiagens, com a função de desbloqueio ou de sincronização.

Na Tabela 3.4 encontram-se as frequências de alguns dos componentes da CHC.

Tabela 3.4 - Frequência dos motores da CHC

Motor	Rotação (rpm)	Frequência (Hz)
Principal	825	14
Ventiladores	2900	48
Alimentadores	1500	25

3.3. Procedimento para o tratamento da informação

A realização do trabalho apenas foi possível com a aquisição de dados de ruído e vibração em ambiente industrial. Para tornar possível essa aquisição, foi projectada uma cadeia de medição, com frequência de aquisição adequada, que devidamente calibrada, permitiu adquirir os resultados com grande fiabilidade.

De maneira a controlar a aquisição dos eventos em estudo, a cadeia de medição deve registar no tempo, com discretização suficiente (número de leituras elevado, por unidade de tempo), de modo a representar de forma correcta o sinal em frequência.

A cadeia de medição compreende: dois transdutores, um amplificador e uma placa de aquisição. Os cabos de ligação entre transdutores, amplificador e a placa de aquisição são escolhidos para que não haja perdas de sinal e que não introduzam ruído.

Os transdutores registam uma energia mecânica relacionada com a evolução de um evento físico e transformam-na num sinal eléctrico. Como se pretende registar as variações de aceleração e de pressão, foram utilizados transdutores de movimento (acelerómetros) e de pressão (microfones inserido num sonómetro). O sonómetro foi

colocado a uma distância fixa de cada equipamento e o acelerómetro foi fixado magneticamente através de um íman no corpo metálico dos equipamentos.

O sinal eléctrico à saída dos transdutores, é normalmente fraco e não atinge um nível suficiente para posterior aquisição e processamento por uma placa de aquisição de dados, havendo assim a necessidade de utilizar amplificadores que elevem o sinal até aos níveis requeridos.

A placa de aquisição terá que recolher o sinal eléctrico dos dois transdutores, efectuando um processo de amostragem e conversão analógico – digital do sinal. Neste processo o sinal eléctrico contínuo é transformado numa sequência de números digitais representando o valor instantâneo do sinal em instantes específicos.

A cadeia de medição utilizada permite a aquisição simultânea da pressão sonora e da aceleração provocadas por cada equipamento, sendo constituída por:

- Acelerómetro e respectivo amplificador, da marca PCB.
- Sonómetro da marca Roline, modelo RO-1350, número de série 060509333, cujas especificações são correspondentes ao tipo 2 da norma IEC651. O sonómetro foi previamente verificado por comparação com um sinal de referência e a saída no tempo foi calibrada por análise do som emitido por uma fonte de ruído branco.
- Placa de aquisição de dados National Instruments USB6009;
- Software de aquisição e tratamento de dados preparado especificamente sobre a plataforma LabView – National Instruments.
- Software diverso para pós-processamento dos sinais, especialmente Excel e Origin.

Na Figura 3.17, está presente o esquema da cadeia de medição utilizada no presente estudo.

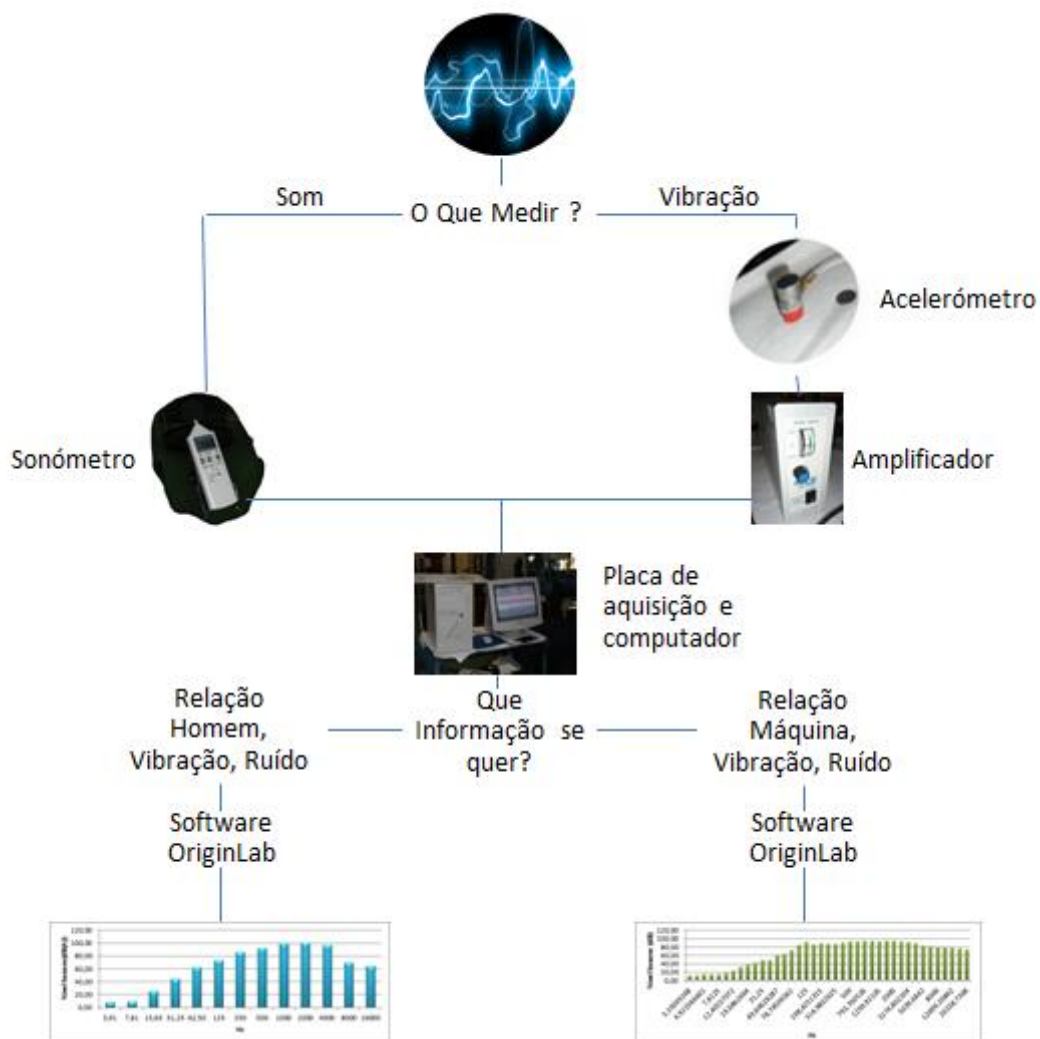


Figura 3.17 – Esquematização da cadeia de medição utilizada

Aquando das medições o sonómetro e o acelerómetro, foram posicionados e direccionados em locais estratégicos de modo a obter dados representativos do ruído e vibração emitidos por cada equipamento, Figura 3.18 a Figura 3.20.

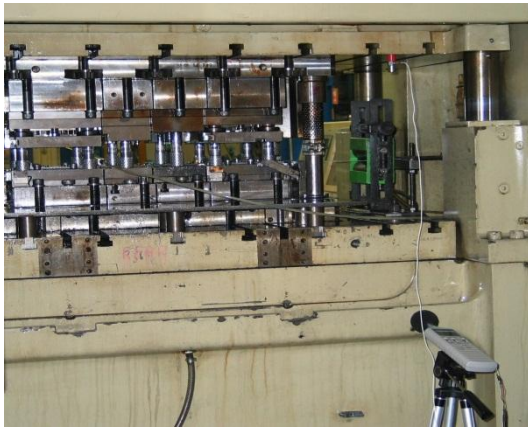


Figura 3.18 – Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na Prensa Mecânica



Figura 3.19 - Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na CHC

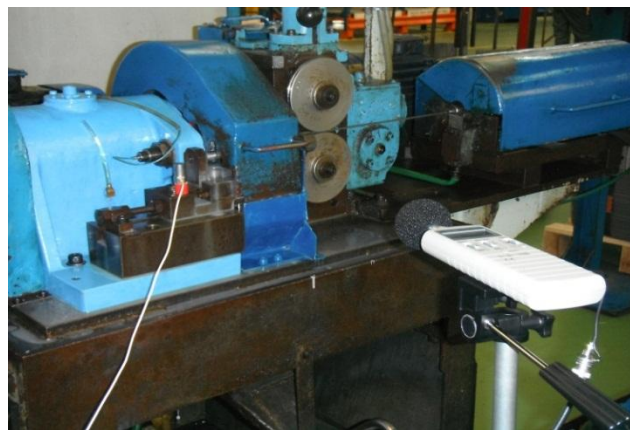


Figura 3.20 - Posicionamento do sonómetro e acelerómetro na Cisalha Rotativa

4. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No âmbito da presente tese, e posteriormente à aplicação da metodologia apresentada no capítulo anterior, para a caracterização dos níveis de ruído e vibração, procedeu-se ao tratamento dos dados obtidos. Neste capítulo serão apresentados, analisados e discutidos os resultados obtidos no domínio da frequência, em duas vertentes.

Uma primeira análise e discussão dos resultados, tendo como objectivo determinar os componentes responsáveis pelo ruído e vibração de cada equipamento, em estudo. Desta forma, foi verificada a distribuição de pressão sonora e aceleração, para tal a análise efectuou-se com filtros de frequência em bandas de terços de oitava de forma a limitar o número de frequências a avaliar, facilitando assim a comparação entre os resultados de ruído e de vibração.

Na segunda análise do presente capítulo foram analisados e discutidos os valores de pressão sonora a que o operador de cada equipamento está exposto, bem como se a legislação em vigor em termos de ruído e vibração é cumprida, como benefício das boas práticas de higiene e segurança no trabalho. Para tal, foi verificada a distribuição da pressão sonora e aceleração, em filtros de frequência em bandas de oitava.

4.1. Tratamento dos dados

Os dados adquiridos através da cadeia de medição foram registados em computador. A pressão sonora surge em microvolts (μV), em quanto a aceleração é dada em milivolts (mV). Os parâmetros característicos foram, para as várias amostras, adquiridos durante 199968000 nanosegundos (0,2 segundos). Durante este tempo foram feitas 2088 leituras, à qual corresponde uma frequência de amostragem de 10440 Hz. Assim, o intervalo entre leituras (Δt) é de 96 microsegundos ($1/10440$), permitindo uma frequência máxima de análise de 5220 Hz. Pois atendendo ao valor da frequência de aquisição de dados e ao teorema de Nyquist, só existe fiabilidade na análise até 5220 Hz.

Os dados da pressão sonora e vibração foram registados em formato .txt, tendo posteriormente sido copiados para formato .xlsx (ficheiro Excel). Uma vez em

ficheiro Excel, os vectores correspondentes à pressão sonora e à aceleração são convertidos para volts (V), enquanto que os vectores correspondentes a tempo são convertidos para segundos (s). De seguida, o sinal adquirido é tratado através do software comercial OriginLab. Este software permite realizar diversas operações no sinal adquirido, em particular permite fazer a transformação do sinal no tempo em sinal em frequência. Existem duas formas de transformar um sinal a partir do domínio do tempo para o domínio da frequência, a primeira envolve a análise contínua do espectro por aplicação da transformada rápida de Fourier, através do algoritmo FFT, enquanto que a outra forma consiste em aplicar filtros de frequência do tipo passa banda, utilizando assim análise de Fourier como algoritmo de filtragem.

Para permitir uma comparação entre medições, as bandas de frequência foram padronizadas, segundo a Organização Internacional de Normalização, em filtros do tipo passa-banda. Os filtros passa-banda, como o próprio nome indica, filtram o espectro de forma a só deixar passar bandas de frequência que tenham interesse para a análise.

Os filtros passa-banda geralmente mais utilizados são os 1/n oitava. Os filtros de oitava dividem o espectro em bandas em que a frequência do limite superior da banda ($f_{máx}$), é o dobro da frequência do limite inferior (f_{min}), esta relação é apresentada pelas equações (10) e (11). Cada banda de oitava é identificada pela frequência central, f_c , que é dada pelo centro logarítmico da banda, sendo que cada frequência central das diferentes bandas é dupla da frequência central anterior.

$$f_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} f_c \quad (10)$$

$$f_{máx} = f_c \times \sqrt{2} \quad (11)$$

Quando se pretende uma informação mais detalhada em frequência, tanto de ruído como de vibração utilizam-se filtros mais estreitos, como os filtros de terços de oitava. Este como o nome indica tem um terço da largura da banda de oitava e são definidos pelas equações (12) e (13).

$$f_{min} = \frac{1}{\sqrt[3]{2}} f_c \quad (12)$$

$$f_{máx} = f_c \times \sqrt[6]{2} \quad (13)$$

Neste trabalho foram utilizados os dois tipos de filtros de acordo com o que se pretendia avaliar através do espectro.

As bandas de oitava e terços de oitava foram obtidas definindo uma frequência central. A escolhida recaiu sobre a frequência de 16000 Hz (f_c), sendo as restantes frequências, abaixo e acima desta definidas pela equações (14) e (15) para as bandas de oitava e pelas equações (16) e (17) para as bandas terços de oitava:

Bandas de oitava:

$$f_{c-1} = \frac{f_c}{2} \quad (14)$$

$$f_{c+1} = 2f_c \quad (15)$$

Bandas terços de oitava:

$$f_{c-1} = \frac{1}{\sqrt[3]{2}} f_c \quad (16)$$

$$f_{c+1} = \sqrt[3]{2} f_c \quad (17)$$

No anexo 7.2 e 7.3 encontram-se as tabelas com todas as bandas de oitava e terços de oitava utilizadas.

Após filtrar os sinais medidos e obter os valores correspondente a cada banda de oitava ou de terço de oitava, através do software OriginLab, o tratamento do sinal continuou no Excel.

Os valores da pressão sonora e da vibração, obtidos da cadeia de medição, têm valores positivos e negativos e a melhor maneira de os quantificar no intervalo de tempo em estudo, é através da média, contudo não pode ser a média aritmética, devido aos valores negativos. Desta forma elevam-se todos os valores ao quadrado, calculando-se em seguida a raiz quadrada dos mesmos, antes de fazer a média. Este procedimento torna os valores todos positivos e designa-se por valor médio quadrático, em inglês Root Mean Square (RMS).

O RMS é também designado como Valor Eficaz. Este é o mais utilizado, porque tem em consideração um determinado intervalo de tempo de aquisição, dando um

valor que está directamente relacionado com a energia da pressão sonora e da vibração, ou seja, a sua capacidade destrutiva.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n}(x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2)} \quad (18)$$

Após ter sido calculado o valor de RMS para cada uma das bandas, como este ainda se encontrava em volts foi necessário efectuar a conversão para Pa para o ruído e para m/s^2 no caso da vibração. Esta conversão realizada através dos valores de calibração do sonómetro e acelerómetro. Assim, o valor de RMS para a pressão sonora é dado pela equação (19) e o valor de RMS da vibração é dado pela equação (20).

$$RMS(Pa) = RMS(volts) * 147,06(Pa/volts) \quad (19)$$

$$RMS(m/s^2) = RMS(volts) * 20(m/s^2.volts) \quad (20)$$

Para se poder relacionar os valores de RMS da pressão sonora e da vibração, estes tem de ser estabelecidos como decibel. O decibel caracteriza-se como o logaritmo de um número dividido por uma quantidade de referência, multiplicado por 10.

$$dB = 20 \times \log_{10} \frac{RMS}{V_{ref}} \quad (21)$$

O Valor de V_{ref} , é o estabelecido pelas normas ISO, como:

$Pa_{ref} - 20 \times 10^{-6} Pa$, para a pressão sonora

$A_{ref} - 10^{-6} m/s^2$, para a vibração

Para avaliar o efeito do som no ser humano é necessário corrigir os valores de pressão sonora devido à resposta do ouvido humano não ser linear. Desta forma utiliza-se a curva de ponderação do tipo A (norma CEI 61672:2003), obtendo-se o dB(A). Este é obtido através da aplicação de coeficientes de ponderação (Tabela 2.2) ao valor de dB.

A Tabela 2.2, não apresenta coeficientes para frequências inferiores a 10 Hz. Desta forma para os valores de frequência inferiores a 10 Hz foi utilizado o coeficiente de -70,4.

4.2. Relação Equipamento, Vibração e Ruído

A análise dos resultados do ruído e da vibração no domínio da frequência, pode fornecer muitas informações acerca do equipamento em estudo. Uma dessas informações é a identificação do ou dos componentes presentes nesse equipamento responsável pela produção de ruído e vibração.

Aquando das medições em cada equipamento, foram recolhidas várias amostras em cada ponto de medição, das quais foi escolhida uma amostra representativa do ruído e vibração provocados por cada equipamento. O sonómetro tem uma resposta linear para a gama de frequências entre 20 e 8000Hz, contudo, como já foi referido anteriormente, para frequências acima de 5220 Hz existem erros de amostragem. Desta forma só foi considerada a faixa de frequências entre 20 e 5220HZ, assinalada nos espectros sonoros pelas linhas descontínuas a preto.

Prensa Mecânica

A caracterização acústica do interior da Prensa Mecânica Minster P2H100, é apresentada na Figura 4.1, onde o espectro em bandas de terços de oitava é representativo das amostras recolhidas. Verificou-se que o nível sonoro equivalente (L_{eq}) no interior da prensa foi de 111,7 dB. Aquando das medições, a prensa estava a executar 312 impactos por minuto, o que corresponde a uma frequência de impacto de 5 Hz ($312/60 \text{ min}$) e não se encontrando em funcionamento as restantes prensas. A frequência de impacto não é evidente no espectro sonoro, pois é uma frequência muito baixa, encontrando-se assim fora da gama de frequências em que o sonómetro tem uma resposta linear.

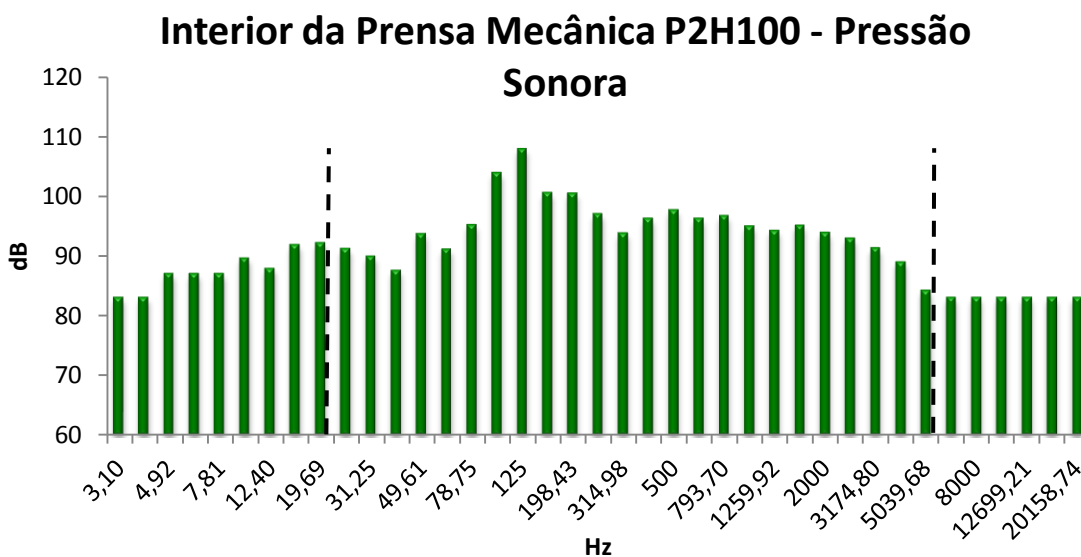


Figura 4.1 - Espectro do nível sonoro da Prensa Mecânica P2H100

A partir da análise do gráfico da Figura 4.1, verifica-se que o ruído no interior da prensa se distribui numa ampla faixa de frequências. O maior contributo para o ruído concentra-se na faixa das baixas frequências, entre 70 a 500 Hz, e o nível sonoro máximo encontra-se centrado na frequência 125 Hz, que corresponde à 25^a harmónica da frequência de impacto, com um nível sonoro de 108 dB. Este resultado deve-se à parte superior da ferramenta que se encontra acoplada ao cabeçote e cujo conjunto possui uma elevada massa a bater na metade inferior da ferramenta aquando do corte (Figura 4.2), à energia transferida para o piso no qual está fixa a estrutura da prensa e à expansão do ar aprisionado nas matrizes da ferramenta no momento do impacto. Conclui-se assim, que o ruído produzido pela prensa tem uma natureza impulsiva, pois o maior contribuinte para o ruído é o próprio processo de corte e conformação das peças, que embora a sua frequência não esteja presente no espectro, as suas harmónicas são bem evidentes.

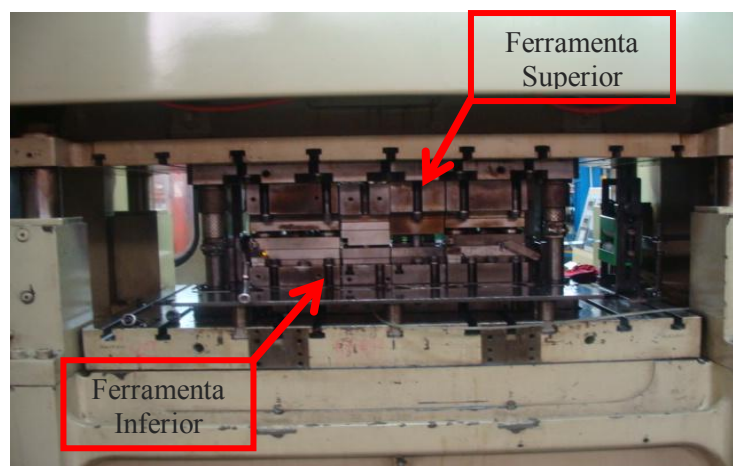


Figura 4.2 - Cabeçote da Prensa Mecânica Minster P2H100

Outra contribuição importante do impacto, é a energia vibratória da própria máquina, que se verifica nas altas frequências. O impacto induz um carregamento de tensões em toda a estrutura da prensa, que responde com vibrações estruturais, as quais são dissipadas sob a forma de calor e energia sonora. Na Figura 4.3, podem ser observados dois picos bastante abertos centrados em cerca de 200 Hz e 3170 Hz, originados pelas frequências de ressonância da própria prensa.

No espectro de vibração do interior da prensa mecânica, são bem evidentes as frequências correspondentes ao impacto da ferramenta, representada no espectro da Figura 4.3 pela zona A. Esta zona do espectro mostra-nos que embora os resultados de vibração tenham sido adquiridos em aceleração, privilegiando assim as altas frequências, os picos bem evidentes nas baixas frequências levam a quer que estas frequências contribuem de forma preponderante para o sinal total.

Na zona B do espectro, são visíveis elevados níveis de vibração, correspondentes às harmônicas da frequência do impacto e às frequências naturais dos constituintes da própria prensa.

Interior da Prensa Mecânica P2H100 - Vibração

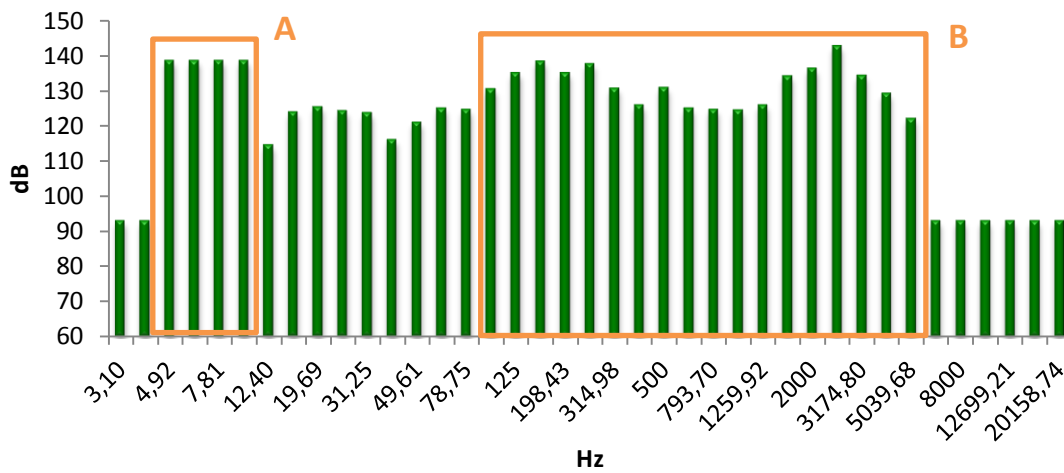


Figura 4.3 - Espectro da Vibração no interior da prensa mecânica P2H100

Pela observação da Figura 4.4, pode observar-se que os espectros de ruído e vibração têm uma evolução em tudo semelhante, nomeadamente nas altas frequências. Apesar de na faixa de frequência correspondente ao impacto, a pressão sonora não acompanhar a subida abrupta da vibração, isto devido ao que já foi referido anteriormente, é mesmo assim observada uma ligeira subida em relação as frequências acima e abaixo desta faixa, zona assinalada a vermelho.

Interior da Prensa Mecânica P2H100

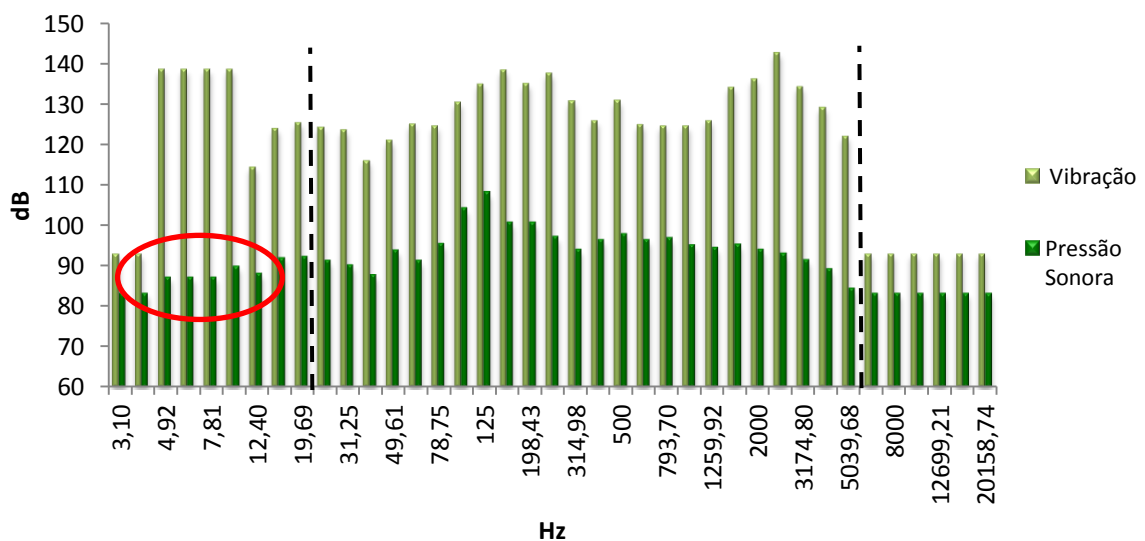


Figura 4.4 - Espectro do ruído e vibração da prensa mecânica P2H100

CHC – Chaîne Cinématique

Aquando da realização das medições de ruído e vibração na CHC – Linha 1, todas as restantes linhas estavam em funcionamento, o que poderá ter influenciado os valores recolhidos. Pois a envolvente dinâmica afecta significativamente os resultados especialmente no que se refere à envolvente acústica.

A caracterização acústica deste equipamento está presente na Figura 4.5, através da qual se pode observar a existência de uma função sinusoidal de fundo na qual se prenunciam algumas frequências. Este equipamento é responsável por um nível sonoro, L_{eq} de 92,26 dB.

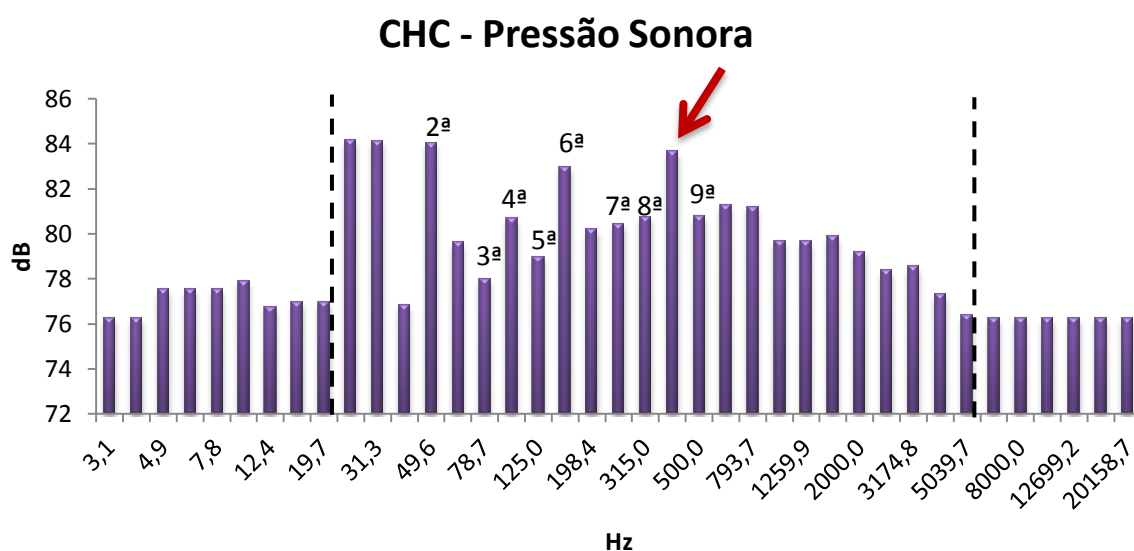


Figura 4.5 - Espectro sonoro da CHC

A faixa de frequências que mais contribui para o ruído emitido pela CHC, centra-se nas frequências de 25 Hz e 31,25 Hz. Estas frequências, que correspondem a frequências muito próximas podem dever-se ao mesmo evento. Desta forma, pela comparação dos dados recolhidos dos diferentes componentes que compõem a CHC, presentes na Tabela 3.4 do capítulo anterior, temos que os motores dos alimentadores rodam a 1500 rpm, ou seja, é o componente que apresenta uma frequência de 25 Hz. Sendo este, o que mais contribui para a emissão de ruído da CHC.

Os picos identificados na Figura 4.5, correspondem a algumas das harmónicas da frequência fundamental de 25 Hz. Estas harmónicas têm menor amplitude que a fundamental.

Outro acontecimento que está evidente no espectro, é o efeito do funcionamento dos ventiladores que existem nas cubas, os quais são responsáveis por enviar as peças até aos alimentadores. As características destes não são totalmente conhecidas, como por exemplo quanto ao número de pás, pois este conhecimento implicaria a desmontagem total de um deles, o que não foi viável por se tratar de máquinas com laboração contínua. Contudo, pela observação realizada através da janela de aspiração tudo leva a crer, que o número de pás corresponde a 8. Estas trabalham a uma rotação de 2900 rpm, logo tem uma frequência fundamental de 384 Hz ($2900/60 = 48 \times 8 = 384 \text{ Hz}$), esta frequência encontra-se assinalada com uma seta vermelho na Figura 4.5, sendo estes responsáveis pelo pico existente na faixa de frequências centrada a 396,9 Hz.

As frequências mais altas vão perdendo a sua amplitude, sendo que, sensivelmente, a partir da frequência de 5000Hz, a curva de resposta começa a ficar plana.

Embora os motores dos alimentadores e dos ventiladores sejam os principais componentes responsáveis pela emissão de ruído na CHC, existem outros factores que influenciaram os dados recolhidos, como:

- O ar comprimido;
- Órgãos mecânicos pouco contínuos;
- Influência do ruído proveniente das outras linhas de montagem que se encontravam a elaborar na altura da medição.

Na Figura 4.6, é apresentada a vibração existente na mesa de montagem da CHC. Verifica-se que para as baixas frequências, a vibração mantém-se sem grandes alterações. Sensivelmente a partir de 500 Hz até 2519 Hz há um aumento do nível de vibração devido à vibração natural da própria estrutura da CHC.

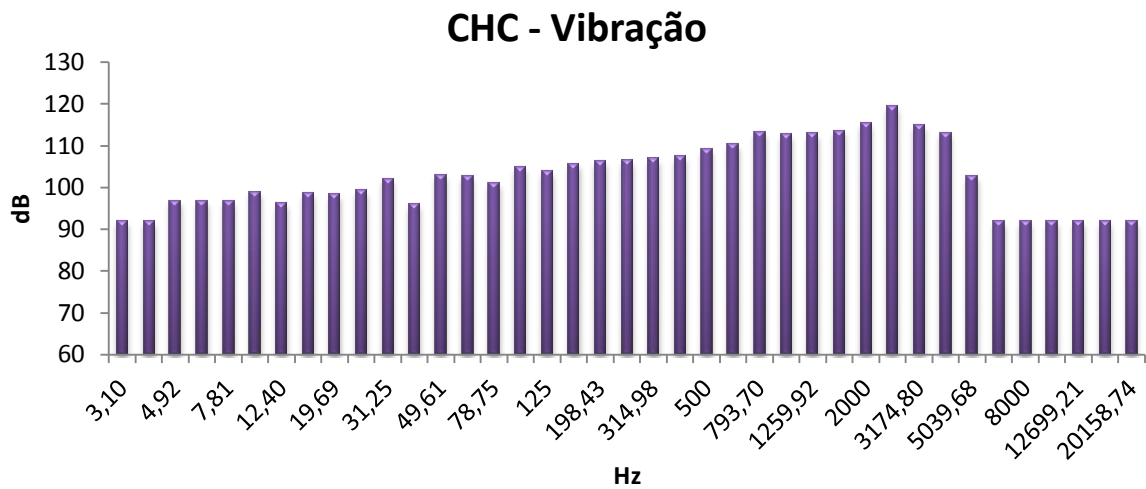


Figura 4.6 - Espectro de vibração da CHC

A Figura 4.7, mostra a relação entre os níveis de vibração e ruído emitidos pela CHC. De um modo geral o aumento da vibração é acompanhada por um aumento do ruído, contudo a partir de 500 Hz, o ruído tende a diminuir, em quanto que a vibração atinge os dois níveis máximos para as frequências centradas em 793,7 Hz e em 2519,8 Hz. Isto é justificado, com a frequência natural da CHC, que se encontra nas altas frequências bem como ao facto da medição da vibração usar como parâmetro a aceleração, privilegiando assim as altas frequências como já foi referido.

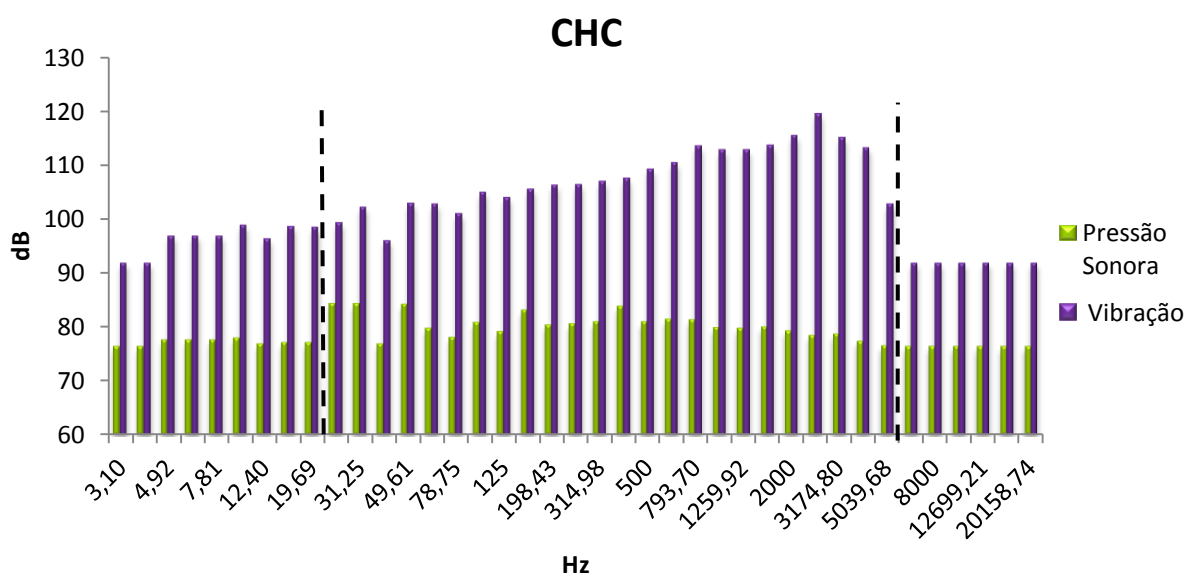


Figura 4.7 - Comparação do ruído e vibração da CHC

Cisalha Rotativa

A cisalha rotativa é caracterizada por um L_{eq} de 104,8 dB, estando o espectro sonoro representado na Figura 4.8.

Aquando da realização das medições, nenhuma outra máquina na sua envolvente se encontrava a laborar, o que torna os valores obtidos bastante fiáveis.

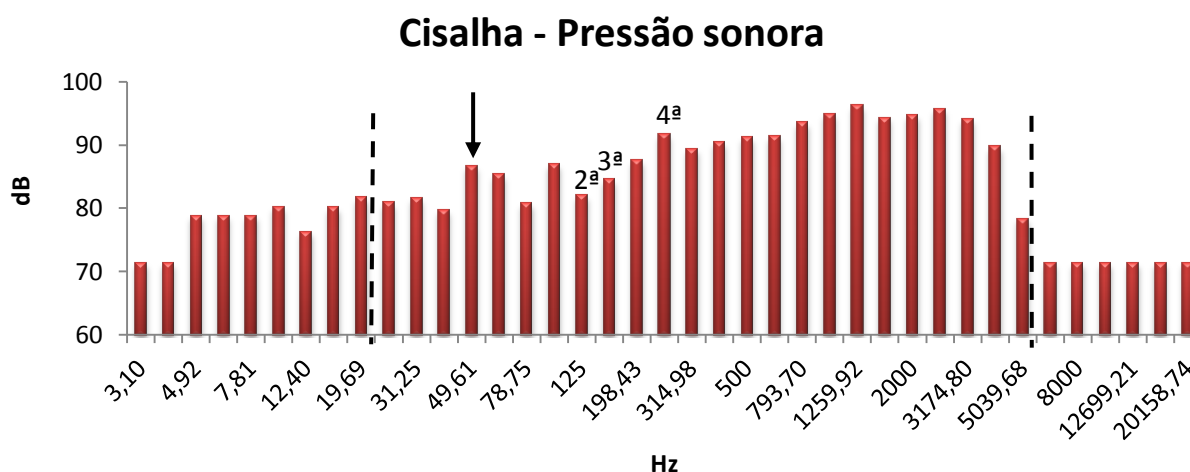


Figura 4.8 - Espectro sonoro da Cisalha Rotativa

A grande fonte geradora de ruído na cisalha rotativa é sem dúvida, o corte dos eixos. O prato porta-cortantes tem uma rotação de 820 rpm, o que corresponde a uma frequência de 14 Hz ($820/60 \approx 14$ Hz). Devido ao prato suportar 4 cortantes a frequência de corte é de 56 Hz ($14 \times 4 = 56$ Hz). Esta encontra-se assinalada no espectro da Figura 4.8 por uma seta preta, representando assim o maior contributo para o ruído emitido pela cisalha.

A segunda harmónica, da frequência fundamental de 56 Hz, na faixa de frequências centrada a 125 Hz. As restantes frequências assinaladas no espectro da Figura 4.8, correspondem a algumas das seguintes harmónicas.

As altas frequências presentes no espectro sonoro devem-se principalmente à vibração natural da própria máquina, induzida pelo processamento dos eixos.

Em relação à resposta mecânica obtida na cisalha, esta compreende valores bastante elevados, devido à energia resultante do processo de corte dos eixos, como se pode ver na Figura 4.10. O acelerómetro foi colocado junto ao cabeçote porta-cortantes,

recebendo assim toda a essa energia libertada. Na Figura 4.9, está ilustrado o posicionamento do acelerómetro aquando da medição da vibração, o qual está assinalado por um círculo vermelho.

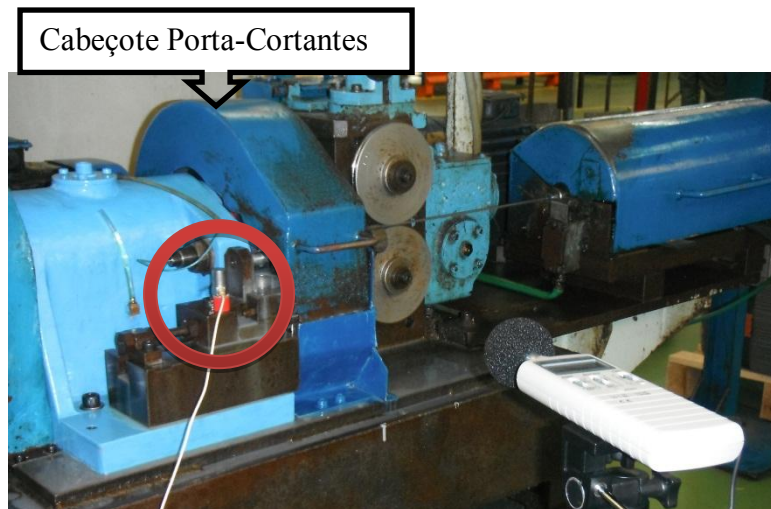


Figura 4.9- Posicionamento do acelerómetro na Cisalha Rotativa

Da análise do espectro da Figura 4.10, verificou-se que o principal contributo para a vibração, se localiza nas altas frequências entre 500 Hz e 4000 Hz. Este contributo deve-se, à excitação da frequência natural da estrutura da cisalha aquando do corte dos eixos.

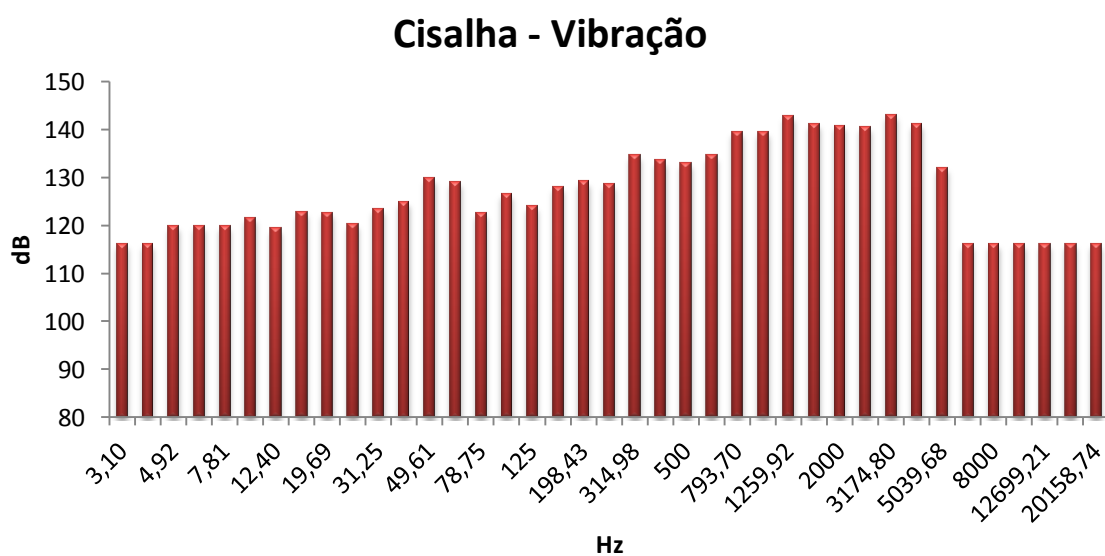


Figura 4.10 - Espectro de vibração da Cisalha Rotativa

Na Figura 4.11, encontra-se presente a relação entre a vibração e ruído emitidos pela Cisalha Rotativa. A figura revela uma configuração muito semelhante apresentando conteúdos para as mesmas frequências.

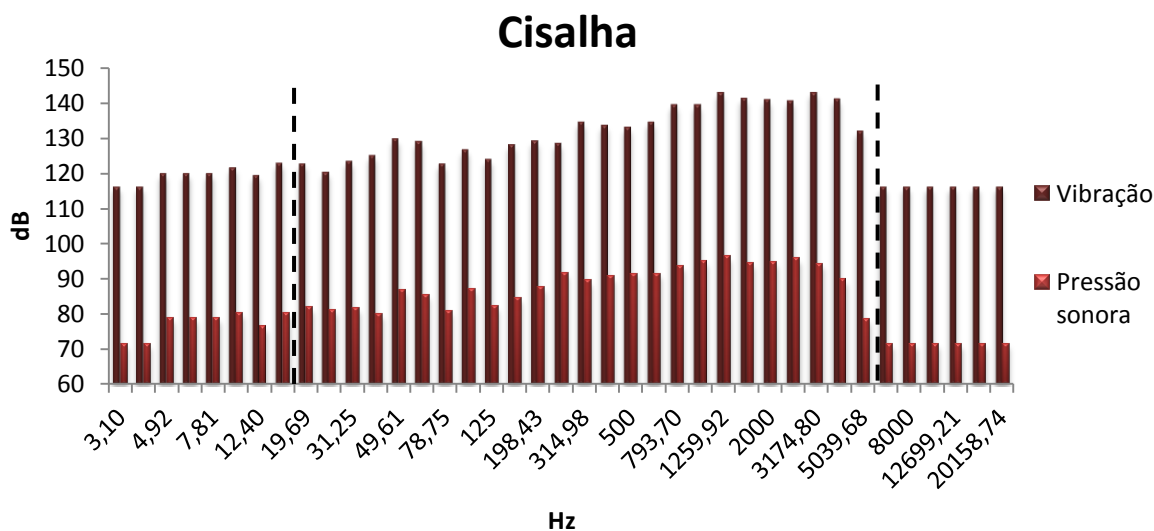


Figura 4.11 - Espectro de comparação ruído e vibração da Cisalha Rotativa

As frequências que correspondem ao corte, às suas harmónicas e à ressonância da estrutura da cisalha, são os acontecimentos responsáveis pela elevada amplitude quer em termos de vibração quer em termos de ruído.

4.3. Relação Homem, Vibração e Ruído

Em muitas das indústrias actuais, os seus trabalhadores estão expostos a níveis nocivos de ruído e vibração.

Nos casos estudados, os trabalhadores dos três equipamentos seleccionados estão expostos a níveis de ruído acima do nível de exposição recomendado, ou seja superior a 85 dB (A), como se pode verificar pela Tabela 4.1 os valores obtidos para cada equipamento. Estes resultados confirmam o histórico de avaliação de ruído da empresa, presente no anexo 7.1 e descrito anteriormente no capítulo 3.

Tabela 4.1 - Resultados dos níveis sonoros nos diferentes equipamentos em estudo

<i>Equipamento</i>	<i>L_{Aeq} (dB(A))</i>
Prensa Mecânica Minster P2H100	Não determinado
Cisalha Rotativa	104,5
CHC (Chaine Cinematique)	89,2

Uma análise mais detalhada do ruído e da vibração emitido por cada equipamento, pode fornecer mais informação acerca da exposição a que o trabalhador está sujeito, bem como uma escolha mais adequada das medidas de protecção a serem tomadas. Assim, recorreu-se a filtros de frequências em bandas de oitava para obter essa informação.

Prensa Mecânica

Para a Prensa Mecânica Minster P2H100, não foi possível efectuar as medições de ruído e vibração no seu exterior, devido à programação da produção, não estando esta a operar aquando da realização das medições, daí não ser apresentado valor relativo ao nível sonoro da prensa na Tabela 4.1.

No caso de ter sido possível a realização das medições na prensa, o sonómetro seria colocado de modo a reproduzir o nível sonoro que chega ao trabalhador e o acelerómetro seria colocado no piso, para obter a vibração que chega ao trabalhador. O tratamento dos dados seria feito de modo semelhantes ao que foi feito para a CHC e para a Cisalha Rotativa.

Dos equipamentos estudados, a prensa mecânica é o único equipamento para o qual foram tomadas medidas de redução de ruído e vibração. Tendo sido as medidas de protecção acústica foram aplicadas a dois níveis:

- Meio de propagação;
- Receptor.

Para reduzir a propagação do som foi utilizada uma cabine de insonorização, constituída por três camadas: chapa de aço perfurado, a qual é visível no interior da cabine, uma camada intermédia de 60 mm de fibra de vidro e novamente uma chapa de aço que reveste o exterior da cabine.

Do histórico existente na empresa, a prensa mecânica Minster P2H100 embora esteja envolta pela cabine de insonorização ainda é responsável por 87,1 dB (A), ou seja, superior ao nível de exposição máximo. Daí a necessidade de terem sido tomadas outras medidas protecção: protectores auriculares. Os utilizados pelos trabalhadores deste equipamento são o modelo “1271” da marca “3M”, apresentados na Figura 4.12.



Figura 4.12 - Protector auricular utilizado na SRAMPORT (27)

Como não estão disponíveis os dados de medição não foi possível verificar se os protectores auriculares seleccionados se adequam e permitem reduzir o nível sonoro de modo a que seja cumprida a legislação em vigor.

No que respeita à vibração, foram aplicadas sapatas em cada “pé” da prensa mecânica, como a ilustrada na Figura 4.13.



Figura 4.13 - Ilustração de um "pé" da Prensa Mecânica Minster P2H100

Uma correcta instalação é um passo importante para a satisfação a longo prazo. O tipo de montagem pode ter um efeito benéfico sobre a eficiência, a pressão de

alinhamento, estabilidade e também sobre os níveis de ruído e vibração. Normalmente a uma alta velocidade de prensagem estão associadas elevadas forças de inércia de deslizamento, a que poderia ser minorada com uma fundação de massa muito superior à da prensa, construída em betão armado, poderia resolver.

Para velocidades de prensagem de 350 pancadas por minuto, como o caso da prensa em estudo, o manual da prensa recomenda uma área de $4\text{m} \times 8\text{m}$, uma profundidade de 9m de betão armado e um isolamento mínimo de 20,3 cm entre a fundação e a laje do piso. Este tipo de instalação tem melhores resultados se for combinado com isolantes, como o apresentado na Figura 4.13. Com a instalação de uma fundação de elevada inércia, os níveis de vibração e de ruído seriam reduzidos significativamente.

CHC

Relativamente ao espectro sonoro da CHC,

Figura 4.14, apresenta níveis mais intensos de ruído nas altas frequências, nomeadamente entre 500Hz e 4000Hz. Dentro desta gama de frequência encontra-se a zona onde o ouvido humano é mais sensível, ou seja, entre os 1000Hz e os 4000Hz. Sendo que para a frequência de 1000Hz o ouvido humano não tem atenuação natural e como se pode ver pelo espectro, esta frequência corresponde ao valor de ruído mais elevado, cerca de 83,6 dB(A).

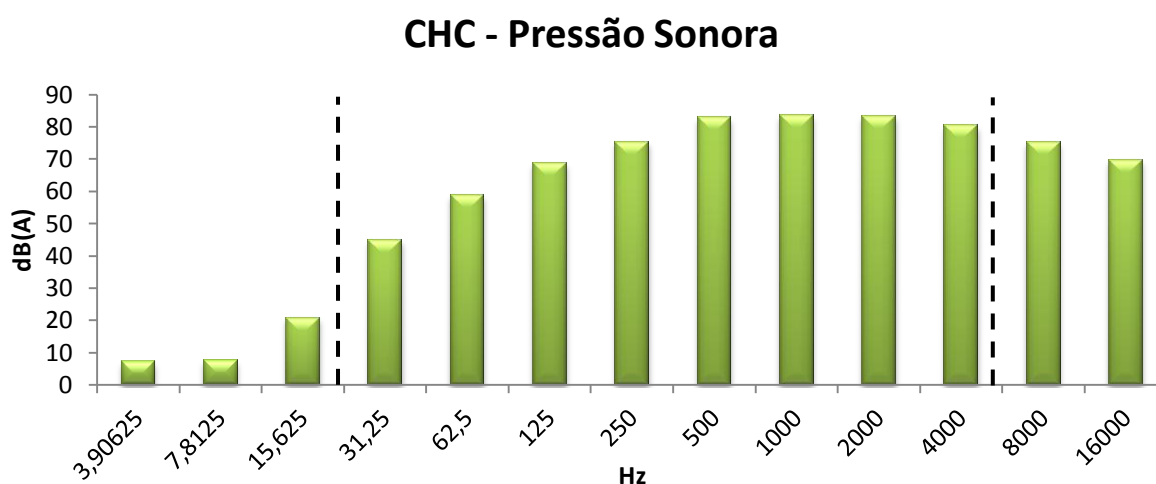


Figura 4.14 - Espectro sonoro em dB(A) CHC

Para as frequências de 2000Hz e 4000Hz, nas quais se ouve mais, os níveis sonoros são elevados, cerca de 83,3 dB(A) e 80,2 dB(A), respectivamente. Sendo que o nível sonoro global da CHC é de 89,1 dB(A), logo acima do valor superior de acção definido pelo Decreto-lei 182/2006 de 6 de Setembro.

Uma conclusão que se pode obter deste espectro, é o facto dos trabalhadores estarem expostos a níveis sonoros elevados e como estes estão localizados nas frequências para as quais o homem ouve melhor, o que se pode tornar bastante prejudicial. Motivo este pelo qual se torna necessário implementar medidas de protecção adequadas.

Segundo o Decreto-Lei 182/2006, considera-se que um “protector auditivo proporciona a atenuação adequada quando um trabalhador com esse protector bem colocado fica sujeito a um nível de exposição pessoal diária efectiva inferior ao valor limite e, se tecnicamente possível, abaixo dos valores de acção.”

Os protectores auriculares seleccionados pela empresa externa, responsável pela avaliação do ruído na SRAMPORT, foi o modelo “1271” da marca “3M”, o mesmo utilizado pelos trabalhadores da prensa mecânica.

Como só temos valores da atenuação dos protectores auriculares utilizados para as bandas de oitava presentes na Tabela 4.2 e como também correspondem as frequências onde o nível sonoro é mais elevado na CHC, só foram analisadas as atenuações para essas frequências.

Tabela 4.2 - Características técnicas do protector auricular "3M - 1271"

<i>Frequência (Hz)</i>	<i>63</i>	<i>125</i>	<i>250</i>	<i>500</i>	<i>1000</i>	<i>2000</i>	<i>4000</i>	<i>8000</i>
<i>Atenuação média (dB)</i>	26,6	27,7	28,4	29,5	29,6	35,6	35,4	38,9
<i>Desvio Padrão (dB)</i>	9,4	9,9	10,9	9,6	8,2	6,8	9,6	6,7

Para saber se os trabalhadores estão bem protegidos é necessário determinar os níveis sonoros globais em dB(A) com a atenuação produzida pelo protector, por cada banda de oitava utilizando a equação (22), presente no Anexo V do Decreto-Lei 182/2006.

$$L_n = L_{Aeq,f,Tk} - M_t + 2S_t \quad (22)$$

Em que, s_t é o valor do desvio padrão da atenuação e M_t o valor médio da atenuação dos protectores auditivos em cada banda de frequência, ambos indicados pelo fabricante. Na Tabela 4.3, encontram-se os resultados da atenuação do protector auditivo “3M – 1271”.

Tabela 4.3 - Atenuação dos protectores auriculares

<i>Frequência (Hz)</i>	<i>63</i>	<i>125</i>	<i>250</i>	<i>500</i>	<i>1000</i>	<i>2000</i>	<i>4000</i>	<i>8000</i>
<i>Níveis Sonoros (dB(A))</i>	58,72	68,67	75,29	82,82	83,60	83,34	80,23	75,15
<i>Nível Sonoro com Protecção (dB(A))</i>	50,92	60,77	68,69	72,52	78,4	61,34	64,03	49,65

$$L_{Aeq} = 10 \sum 10^{0,1L_n} \quad (23)$$

Com os níveis sonoros obtidos em dB(A), por bandas de oitava, calculou-se de acordo com a equação (23), o nível sonoro contínuo equivalente, $L_{Aeq} = 79,9$ dB(A).

Pela análise da Tabela 4.3, e pelo valor obtido do L_{Aeq} , constata-se que os protectores auriculares cumprem a legislação, diminuindo, ainda os níveis sonoros abaixo do valor de acção inferior, ou seja, 80 dB(A).

No caso da vibração a que os trabalhadores da CHC estão expostos, esta resultam da posição destes no posto de trabalho. Assim sendo, a vibração é transmitida ao corpo inteiro do trabalhador.

Segundo o Decreto-Lei 46/2006, os valores limite e valores de acção de exposição à vibração transmitida ao corpo inteiro, por jornada de trabalho (8 horas), encontram-se presentes na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Valores Limite de exposição à vibração transmitida ao corpo inteiro

<i>Valor limite de exposição</i>	1,15 m/s ²
<i>Valor de acção de exposição</i>	0,5 m/s ²

Na Figura 4.15, está presente o espectro de vibração da CHC. Existe um grande pico de vibração na faixa de frequências centrada em 2000Hz, este deve-se à vibração natural da estrutura da mesa da CHC.

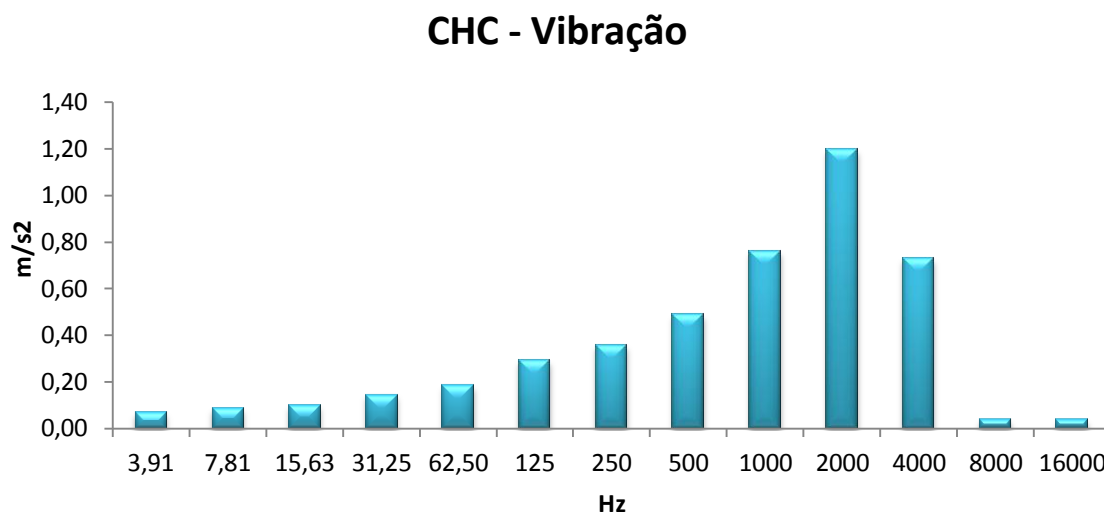


Figura 4.15 - Espectro da Vibração da CHC

O nível global de vibração da CHC é de $1,74 \text{ m/s}^2$. Da comparação do nível global de vibração com os valores limite e os valores de acção de exposição, com a vibração transmitida ao corpo inteiro presentes na Tabela 4.4, conclui-se que é ultrapassado o valor limite de exposição. Todavia, uma vez que os trabalhadores, não estão constantemente em contacto com a máquina, o nível de vibração a que estes estão expostos durante um dia de trabalho, será certamente inferior, carecendo a sua avaliação de instrumentação específica a aplicar no trabalhador durante um período considerável da jornada de trabalho.

Cisalha Rotativa

O nível sonoro contínuo equivalente, L_{Aeq} , que resultou da medição neste equipamento, é de 104,5 dB(A). Este distribui-se essencialmente nas altas frequências, nomeadamente entre 500 Hz e 4000Hz, como se pode ver na Figura 4.16. Como aconteceu no caso da CHC, o ruído da Cisalha Rotativa também se localiza nas frequências para as quais o ouvido humano é mais sensível mas aqui com a agravante, do nível sonoro nessas frequências ser bastante superior aos existentes na CHC.

O nível sonoro mais elevado encontram-se na faixa de frequências centradas em 2000Hz, com 100,88 dB(A). A qual, corresponde à frequência para a qual o ouvido é mais sensível.

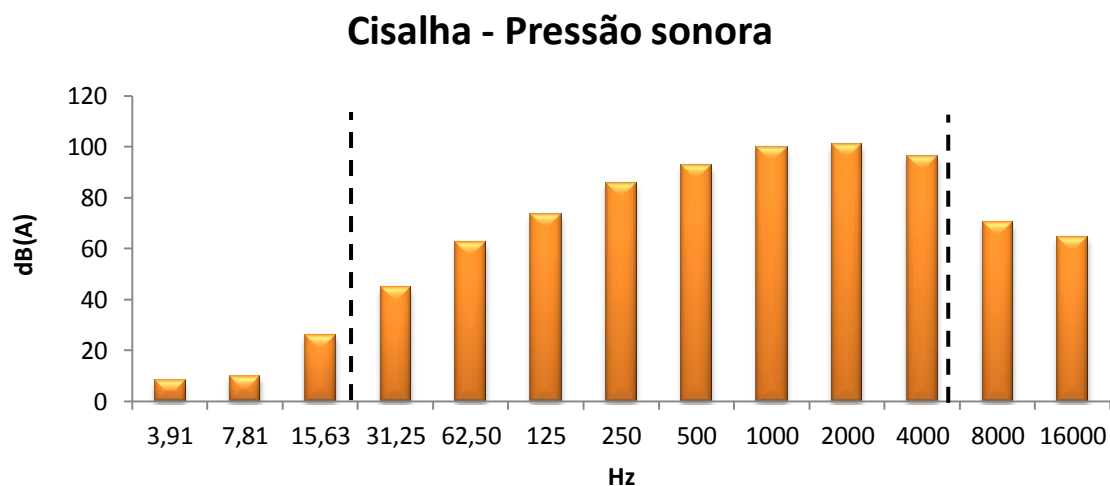


Figura 4.16 - Espectro sonoro em bandas de oitava da Cisalha Rotativa

Pela análise no espectro sonoro da Figura 4.16, e do valor do $L_{A_{eq}}$, o qual se encontra acima do valor superior de acção definido pelo Decreto-lei 182/2006 de 6 de Setembro, conclui-se que é necessário implementar medidas que permitam reduzir a exposição dos trabalhadores ao ruído provocado pela cisalha rotativa.

O histórico de avaliação do ruído na empresa, mostra que a medida de protecção adoptada foi a protecção auditiva também utilizada na Prensa Mecânica e na CHC.

Da aplicação do método descrito no Anexo V do Decreto – Lei 182/2006 e já apresentado para o caso da CHC, de modo a verificar se os trabalhadores da cisalha estão adequadamente protegidos com o uso dos protectores auriculares seleccionados, obtiveram-se os resultados presentes na Tabela 4.5. A atenuação dos protectores encontra-se na Tabela 4.3.

Tabela 4.5 -Níveis sonoros com atenuação dos protectores auriculares

<i>Frequência (Hz)</i>	<i>63</i>	<i>125</i>	<i>250</i>	<i>500</i>	<i>1000</i>	<i>2000</i>	<i>4000</i>	<i>8000</i>
<i>Níveis Sonoros (dB(A))</i>	62,26	73,29	85,78	92,55	99,70	100,88	96,45	70,26
<i>Nível Sonoro com Protecção (dB(A))</i>	54,46	65,39	79,18	82,25	86,5	78,88	80,25	44,76

Depois de se obter os níveis sonoros com a atenuação do protector auricular, por bandas de oitava, obteve-se o nível sonoro contínuo equivalente, L_{Aeq} , de 89,5 dB(A).

Assim de acordo com os valores presentes na Tabela 4.5 e o valor de L_{Aeq} resultante, conclui-se que a legislação não é cumprida, uma vez que o L_{Aeq} , é superior ao limite superior de acção, ou seja, 85 dB(A).

Para a frequência de 1000Hz, o valor limite superior de acção também é ultrapassado e como esta é uma das frequências que mais contribui para o nível sonoro resultante da cisalha e para a qual não há atenuação natural do ouvido humano, conclui-se que o protector auricular seleccionado não é o adequado para os trabalhadores da cisalha rotativa.

Após pesquisa e verificação das exigências estabelecidas na legislação, para a protecção dos trabalhadores, foi encontrado o protector modelo "1110" da marca "3M", que se mostrou adequado para os trabalhadores da Cisalha Rotativa. Este encontra-se apresentado na Figura 4.17.

**Figura 4.17** - Protector auditivo modelo "1110" da marca "3M" (27)

Na Tabela 4.6, estão presentes os valores da atenuação proporcionados por este protector auricular, para cada banda de oitava.

Tabela 4.6 – Características técnicas do protector auricular “3M – 1110” (27)

<i>Frequência (Hz)</i>	<i>63</i>	<i>125</i>	<i>250</i>	<i>500</i>	<i>1000</i>	<i>2000</i>	<i>4000</i>	<i>8000</i>
<i>Atenuação média (dB)</i>	30	33,1	36,3	38,4	38,7	39,7	48,3	44,4
<i>Desvio Padrão (dB)</i>	3,9	5	7,4	6,2	5,6	4,3	4,5	4,4

Através da aplicação do método descrito no Decreto-Lei 182/2006, obtiveram-se os valores dos níveis sonoros com a atenuação oferecida pelo protector auditivo, presentes na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Atenuação dos protectores auriculares “3M – 1110”

<i>Frequência (Hz)</i>	<i>63</i>	<i>125</i>	<i>250</i>	<i>500</i>	<i>1000</i>	<i>2000</i>	<i>4000</i>	<i>8000</i>
<i>Níveis Sonoros (dB(A))</i>	62,26	73,29	85,78	92,55	99,70	100,88	96,45	70,26
<i>Nível Sonoro com Protecção (dB(A))</i>	40,06	50,19	64,28	66,55	72,20	69,78	57,15	34,66

De seguida, obteve-se o nível sonoro contínuo equivalente, L_{Aeq} de 75,3 dB(A).

Pela análise da Tabela 4.7 e pelo valor obtido do L_{Aeq} , constata-se que os protectores auriculares cumprem a legislação, diminuindo, ainda os níveis sonoros abaixo do valor de acção inferior, ou seja, 80 dB(A).

Outra opção que poderia ser tomada para reduzir a exposição dos trabalhadores ao ruído, abaixo dos valores decretados, seria a instalação de uma cabine de insonorização que envolvesse a cisalha, impedindo assim a propagação das ondas sonoras, diminuindo o ruído que chega ao trabalhador.

Uma outra alternativa seria a substituição da cisalha, por uma prensa mecânica com cabine de insonorização. Esta para manter a mesma cadência de produção da cisalha, ou seja, 3280 eixos por minuto, teria que ter uma velocidade de 320 golpes por minuto cortar 10 arames em simultâneo.

Em relação aos valores obtidos da vibração, estes não são conclusivos quanto à vibração que chega aos trabalhadores, uma vez que estes foram medidos junto ao cabeçote porta-cortantes, sendo o nível global de vibração obtido de $34,64 \text{ m/s}^2$. Como esta não é a vibração que chega aos trabalhadores, não é possível aferir se a legislação é cumprida.

As principais conclusões que foram retiradas desta análise são:

- A prensa mecânica é responsável pela emissão de 111,7 dB, a CHC 92,26 dB e a Cisalha Rotativa por 104 dB.
- O conteúdo básico em frequência da pressão sonora emitida pela prensa mecânica está concentrado nas baixas frequências, onde se destaca a faixa que vai de 70 Hz a 500 Hz, relacionado com o impacto de conformação e corte das peças. Nas altas frequências, embora com menor amplitude, também existe contributo devido à energia vibratória provocada pelo impacto. Estes dois eventos são bem evidentes no espectro da vibração.
- As frequências que mais contribuem para o ruído emitido pela CHC, centram-se a 25 Hz e 384 Hz, estas estão associadas ao funcionamento dos alimentadores e ventiladores, respectivamente. No que diz respeito à vibração, o maior contributo encontra-se entre 500 Hz a 4000 Hz, estas devido à vibração natural da estrutura da CHC.
- A caracterização acústica da Cisalha Rotativa é definida pela frequência de corte, 56 Hz, e suas harmónicas.
- Os níveis sonoros contínuos equivalentes com a curva de ponderação A (L_{Aeq}), da CHC e da Cisalha Rotativa são de 89,2 dB(A) e 104,5 dB(A) respectivamente, encontrando-se acima do valor limite superior de acção decretado. Sendo assim, é necessário tomar medidas de protecção.
- Após aplicação da atenuação dada pelos protectores auriculares utilizados pelos trabalhadores dos equipamentos em estudo, obteve-se para a CHC um $L_{Aeq} = 79,9 \text{ dB(A)}$ e para a Cisalha Rotativa um $L_{Aeq} = 89,5 \text{ dB(A)}$. Conclui-se assim os trabalhadores da cisalha não tem uma protecção adequada pois o valor do nível sonoro a que estão expostos é

superior ao limite superior de acção decretados. Contudo, com o modelo “1110 – 3M” os trabalhadores ficariam adequadamente protegidos.

5. CONCLUSÕES

O constante avanço tecnológico no contexto industrial, tem sido de tal forma elevado que a segurança e saúde do trabalhador devem ser tidas, como dimensões essenciais da qualidade de vida dos trabalhadores. Neste sentido, os riscos associados à exposição ao ruído e à vibração ocupacionais representam duas das grandes preocupações dos tempos modernos, na medida em que atingem vários sectores de actividades.

No presente trabalho fez-se uso de técnicas de medição de vibração, utilizada em manutenção condicionada, e de medição de ruído com o objectivo de determinar os componentes presentes nos diferentes equipamentos estudados, responsáveis pelos níveis sonoros elevados. Os sinais foram obtidos no domínio do tempo sendo posteriormente convertidos no domínio da frequência para uma melhor análise dos eventos. Para obter mais informação do espectro foram utilizados os filtros passa-banda da transformada rápida de Fourier (FFT).

A comparação dos espectros das respostas acústicas e mecânicas revelam que em termos gerais a configuração dos mesmos é muito semelhante exibindo conteúdos em frequências semelhantes.

Verificou-se que o método utilizado permitiu a identificação das baixas frequências, através dos espectros de vibração. Embora, as principais causas de ruído se encontrem nesta faixa de frequências, estas não são evidentes no seu espectro, devido à capacidade de resposta do sonómetro.

Conclui-se que para no caso da prensa mecânica, que o que mais contribui para o ruído e vibração é o impacto da ferramenta de conformação e corte das peças. Devendo ser alterado o modo de instalação de forma a diminuir a vibração e consequentemente algum do ruído emitido por esta.

No caso da CHC, os trabalhadores estão expostos a níveis sonoros acima do valor superior de acção devido à sua envolvente, mas principalmente ao mecanismo de alimentação. Os protectores auriculares utilizados são os adequados, uma vez que o nível sonoro a que os trabalhadores estão expostos desce abaixo do valor de acção inferior.

Em relação à Cisalha Rotativa, esta tem um nível sonoro contínuo equivalente bastante elevado devido ao processo de corte dos eixos. Após verificação da atenuação

proporcionada pelos protectores auditivos utilizados, conclui-se que estes não são adequados, uma vez que os trabalhadores ficam ainda expostos a um $L_{A_{eq}} = 89,5 \text{ dB(A)}$, ou seja, acima do valor limite superior de acção (85dB(A)). Contudo, se for utilizado o protector auricular “3M – 1110”, o valor do $L_{A_{eq}}$ desce para 75,3 dB(A), cumprindo assim a legislação em vigor. Contudo podem ser ainda ser tomadas outras medidas para a protecção da saúde dos trabalhadores, mas com maior impacto financeiro, como as descritas no capítulo anterior.

De acordo com os resultados apresentados, é possível inferir que os objectivos propostos nesta dissertação foram atingidos e o método utilizado revelou-se promissor para benefício da higiene e segurança.

6. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

1. **Soeiro, N.S.** *Vibração e o Corpo Humano: uma avaliação ocupacional*. s.l. : Workshop de Vibrações e Acústica, 2011.
2. **Ramalho, Amílcar.** Ruído. Coimbra : s.n.
3. Agência Europeia para a Segurança e Saúde no Trabalho. http://osha.europa.eu/pt/topics/noise/index_html/legislation_html. [Online] [Citação: 8 de Março de 2012.] http://osha.europa.eu/pt/topics/noise/index_html/legislation_html.
4. **Decreto-Lei n°9/2007. Ministério do Ambiente, do Ordenamento do Território e do Desenvolvimento Regional.** Regulamento Geral do Ruído, Lisboa : Diário da Republica, 2007, Vol. 1ª Série.
5. **Rodrigues, Maíra.** *Metodologia para Definição de Estratégia de Controle e Avaliação de Ruído Ocupacional*. Belo Horizonte : s.n., 2009.
6. Áudio Escola. [Online] [Citação: 7 de Junho de 2012.] <http://audioescola.blogspot.pt/2011/06/o-som-e-suas-caracteristicas-audio.html>.
7. **António, Julieta.** *Acústica Ambiental*. Coimbra : s.n., 2008.
8. Vibrações Mecânicas Aplicadas à Manutenção. [Online] [Citação: 6 de Junho de 2012.] http://www1.br.nsk.com/etreinar/conteudo/24/Curso_Vibracoes.pdf.
9. Ideias Ambientais. [Online] [Citação: 6 de Março de 2012.] http://www.ideiasambientais.com.pt/ruído_ambiente.html.
10. **Almeida, Manuela, Silva, Sandra e Ferreira, Tiago.** *Acústica Ambiental e de Edifícios*. Minho : s.n., 2006.
11. Som: propriedades e características. [Online] <http://educacao.uol.com.br/planos-aula/som-propriedades-e-caracteristicas.jhtm>.
12. **Costa, Paulo.** *A Manutenção Condicionada de Máquinas Rotativas Análise de Vibrações e Ondas Sonoras*. Coimbra : Universidade de Coimbra, 1998.
13. **Dashofer, Verlag.** Segurança, Higiene e Saúde no Trabalho. [Online] [Citação: 7 de Junho de 2012.] <http://higiene-seguranca-trabalho.dashofer.pt/?s=modulos&v=capitulo&c=16565>.
14. *Fundamentos de Áudio.* **Macedo, Joaquim.** Minho : s.n.
15. Ministério da Ciência e da Tecnologia. [Online] [Citação: 4 de Março de 2012.] http://telecom.inescn.pt/research/audio/cienciaviva/index_audicao.htm.
16. Soler&Palau- SOLUÇÕES. [Online] [Citação: 2 de Março de 2012.] http://www.solerpalau.pt/formacion_01_24.html.
17. Acústica. [Online] [Citação: 5 de Março de 2012.]
18. **Medeiros, Luana.** *Ruído: efeitos extra-auditivos*. Porto Alegre : s.n., 1999.
19. Scribd. [Online] [Citação: 6 de Março de 2012.] <http://pt.scribd.com/doc/6576576/Efeitos-Do-Ruido-Sobre-o-Homem>.
20. **Lisboa, Câmara Municipal de.** Lisboa Verde. [Online] 7 de Março de 2012. <http://lisboaverde.cm-lisboa.pt/index.php?id=4227>.
21. Sonometria Lda. [Online] [Citação: 6 de Junho de 2012.] <http://www.sonometria.pt/vibracoes.html>.
22. Vibração. [Online] [Citação: 8 de Junho de 2012.] <http://www.factor-segur.pt/shst/docinformativos/Vibracoes.html>.
23. **Bruel&Kjaer.** *Máquinas e Vibrações*.

24. **Vendrame, António Carlos.** *Vibrações Ocupacionais*. [Online] [Citação: 6 de Junho de 2012.] http://www.vendrame.com.br/novo/artigos/vibracoes_ocupacionais.pdf.
25. **Barros, Ricardo.** *Melhoria da Produtividade de Equipamentos de Fabrico de Correntes de Rolos*. Coimbra : Instituto Politecnico de Coimbra, 2012.
26. **Franco, José.** *Contributos do Estudo da Exposição ao Ruído Ocupacional - Análise de uma Central Termoelétrica*. Porto : Universidade do Porto, 2010.
27. **3M.** *3M Portugal*. [Online] 2012. [Citação: 29 de Junho de 2012.] http://solutions.3m.com/wps/portal/3M/pt_PT/OccupationalSafety/Home/Products_and_Services/Online_Product_Catalogue/?PC_7_RJH9U5230GE3E02LECIE208C10000000_nid=5KSJ7D4TLDBeR368QNB3XLgl.
28. **Silva, Nelson Canzian.** Oficina de Funções. [Online] 1999. [Citação: 11 de Junho de 2012.] <http://www.fsc.ufsc.br/~canzian/oficina/roteiro/Trigon.htm>.
29. **Carmo, Livia.** *Efeitos do Ruído Ambiental no Organismo Humano e as suas Manifestações Auditivas*. Goiânia : s.n., 1999.
30. Miluraukee Bycycle. *Ben's Cycle*. [Online] [Citação: 13 de Março de 2012.] <http://benscycle.blogspot.com/2009/08/zip-wheel-sale.html>.
31. *SCATT Bikes*. [Online] <http://www.scatt.com.br/produtos.php?id=1182>.
32. **António, Julieta.** *Detecção de patologias de construção utilizando métodos acústicos e dinâmicos*. Coimbra : Universidade de Coimbra, 1998.
33. Laboratório de Sistemas e Sinais - Análise Espectral. [Online] [Citação: 4 de Junho de 2012.] <http://www.l2f.inesc-id.pt/~lco/ss-leic-0809/pdf/espectral.pdf>.
34. **Lazzarini, Victor E. P.** *Elementos de Acústica*. s.l. : Universidade Nacional da Irlanda.
35. **Pinto, Paulo Fonseca.** Análise de Fourier. [Online] [Citação: 5 de Junho de 2012.] http://tele1.dee.fct.unl.pt/it_2007_2008/folhas/2_folhas_af.pdf.
36. **Pellez, Marcelo E.** Processamento Digital de Sinais. [Online] [Citação: 5 de Junho de 2012.] <http://www.ppgia.pucpr.br/~marcelo/pds/apostila%20pds.pdf>.
37. Universidade Federal de Pernambuco. [Online] [Citação: 5 de Junho de 2012.] <http://www2.ee.ufpe.br/codec/DTF%20E%20FFT.pdf>.
38. **Mertins, Alfred.** *Signal Analysis: Wavelets, Filter Banks, Time-Frequency Transform and Applications*. Austrália : John Wiley & Sons Ltd, 1999. 0-471-98626-7.
39. Senóide e Sons Musicais. [Online] [Citação: 7 de Junho de 2012.]
40. Segurança, Higiene e Saúde do Trabalho. [Online] [Citação: 3 de Março de 2012.] <http://higiene-seguranca-trabalho.dashofer.pt/>.
41. Mundo da Educação. [Online] [Citação: 2 de Março de 2012.] <http://higiene-seguranca-trabalho.dashofer.pt/>.
42. Toda a oferta. [Online] [Citação: 7 de Março de 2012.] <http://todaoferta.uol.com.br/comprar/protetor-auditivo-3m-abafador-de-ruídos-auricular-sono-ronco-EDEDTAUKC0#rmcl>.
43. **Câmara Municipal da Maia.** Portal do Ambiente e do Cidadão . <http://ambiente.maiadigital.pt/recursos/legislacao/legislacao-sobre-o-ruído>. [Online] [Citação: 08 de Março de 2012.]
44. **Catarina, Universidade Federal de Santa.** Isolamento de Vibrações. [Online] [Citação: 10 de Junho de 2012.] http://www.lmp.ufsc.br/publicacoes/arquivo/tese_milton/principio_14.htm.
45. **Regazzi, Rogério Dias.** 3R Brasil - Tecnologia Ambiental. *Portal Isegnet*. [Online] [Citação: 10 de Junho de 2012.]

<http://isegnet.porta80.com.br/siteedit/arquivos/3R%20CURSO%20Vibracao%20no%20Corpo%20Humano%20Analise.pdf>.

46. Vibrações. [Online] [Citação: 11 de Junho de 2012.]

<http://sstmpe.fundacentro.gov.br/Anexo/Vibracoes.pdf>.

47. **Industrial, Departamento de Engenharia.** Capítulo 4. [Online] [Citação: 12 de Junho de 2012.]

http://www.dei.uminho.pt/pessoas/biomedica/proc_sinal/textos/Cap4.pdf.

48. **Câmara, Guilherme.** [Online] [Citação: 12 de Junho de 2012.]

<http://pt.scribd.com/doc/9212999/Ruidos>.

49. **Hansen, Colin H.** Fundamentals of Acoustic. *Fundamentals of Acoustic*. Austrália : University of Adelaide South of Australia, 1995.

50. Ruído Branco. *Wikipédia*. [Online] 19 de Fevereiro de 2012. [Citação: 13 de Junho de 2012.] http://pt.wikipedia.org/wiki/Ru%C3%ADdo_branco.

51. **Rental, Audio Visual Equipment.** Ruídos: Tipos e Usos. *Audiolist*. [Online] wGeric&Haplo, 2005. [Citação: 13 de Junho de 2012.]

<http://audiolist.org/forum/kb.php?mode=article&k=35>.

ANEXOS

7.1. Histórico das medições de Ruído da Empresa

A Prensa Mecânica Minster P2H100 só foi adquirida em 2010.

Ano 2006:

Espectro Cisalha - 2006

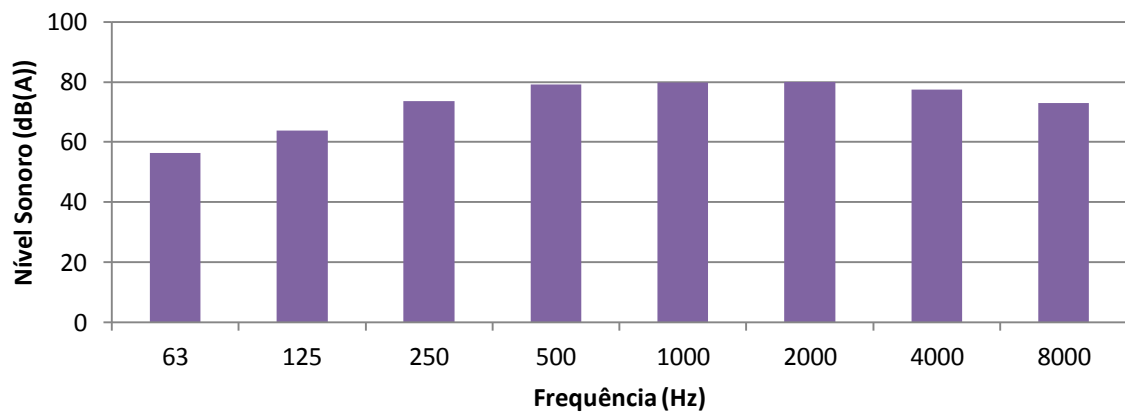


Figura 7.1 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2006

$$L_{Aeq} = 85,8 \text{ dB(A)}$$

Espectro da CHC - 2006

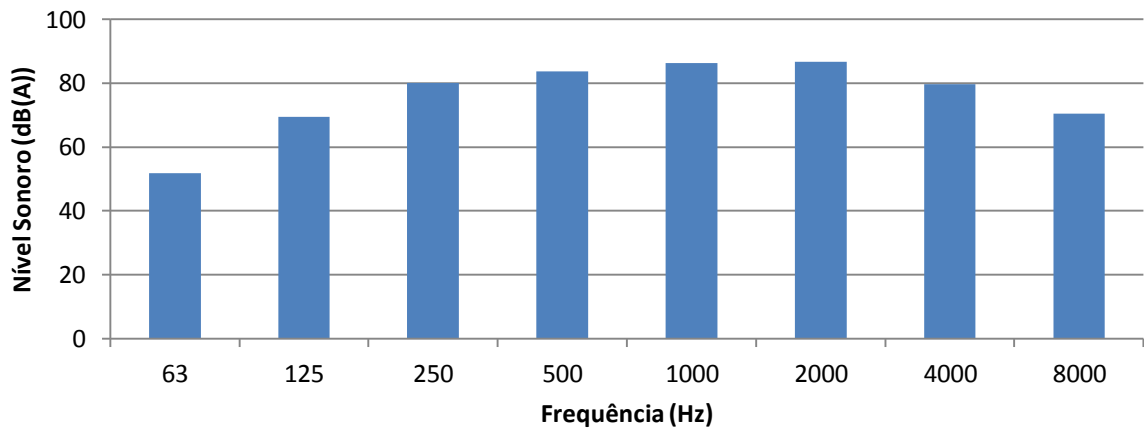


Figura 7.2 – Espectro Sonoro da CHC em 2006

$$L_{Aeq} = 91,2 \text{ dB(A)}$$

Ano 2008:

Espectro Cisalha - 2008

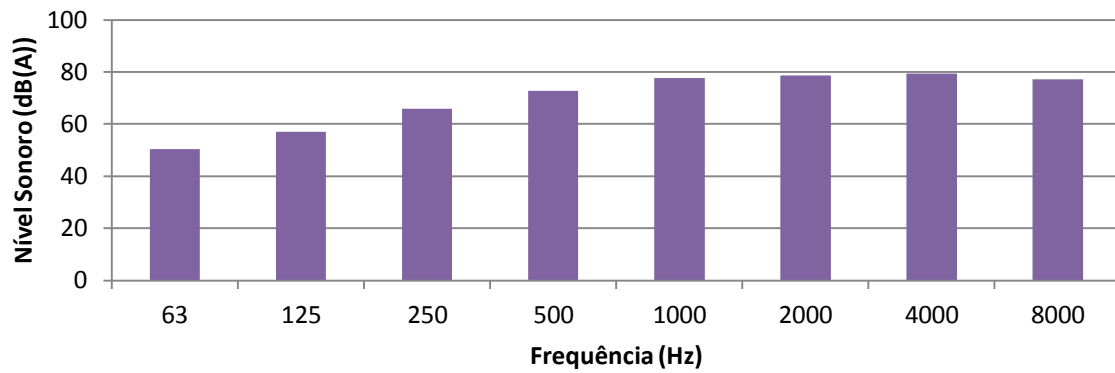


Figura 7.3 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2008

$$L_{Aeq} = 84,7 \text{ dB}(A)$$

Espectro da CHC - 2008

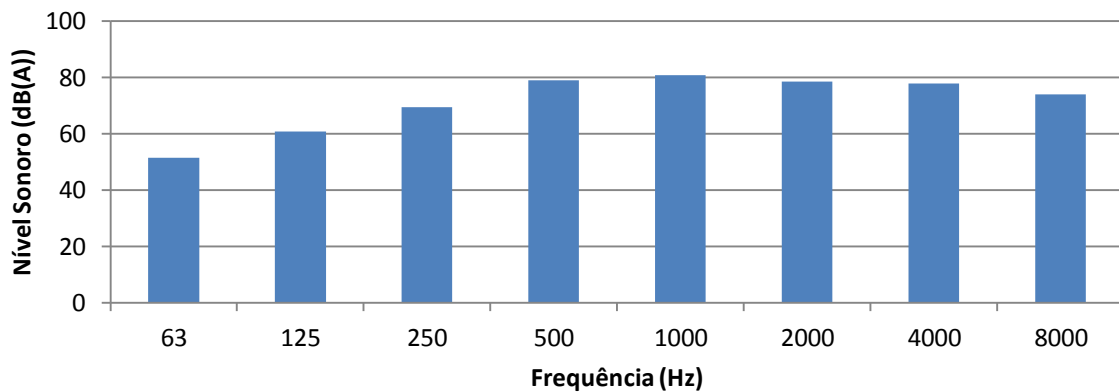


Figura 7.4 – Espectro Sonoro da CHC em 2008

$$L_{Aeq} = 85,7 \text{ dB}(A)$$

Ano 2009:

Espectro Cisalha - 2009

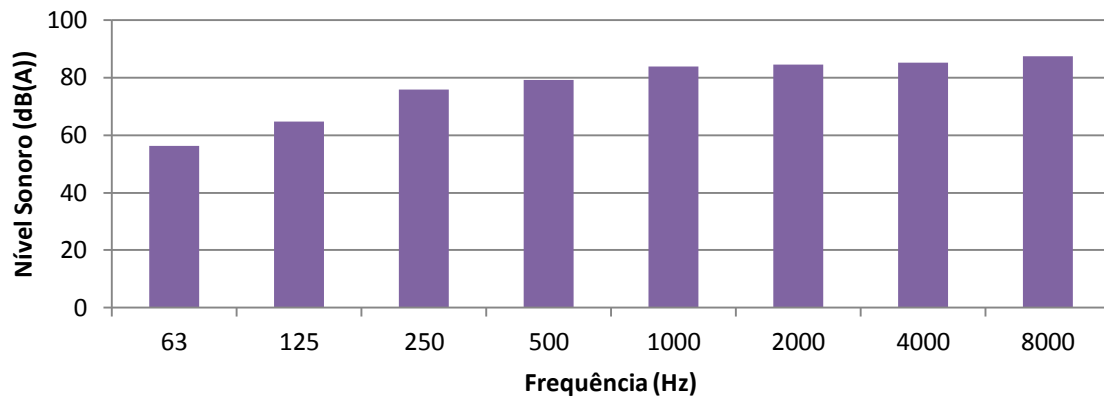


Figura 7.5 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2009

$$L_{Aeq} = 91,8 \text{ dB}(A)$$

Espectro da CHC - 2009

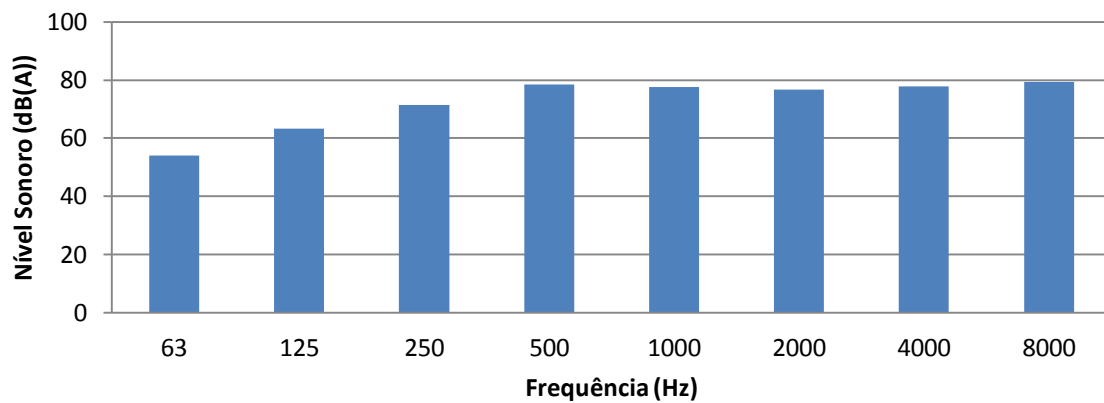


Figura 7.6 – Espectro Sonoro da CHC em 2009

$$L_{Aeq} = 85,3 \text{ dB}(A)$$

Ano 2010:

Espectro Prensa - 2010

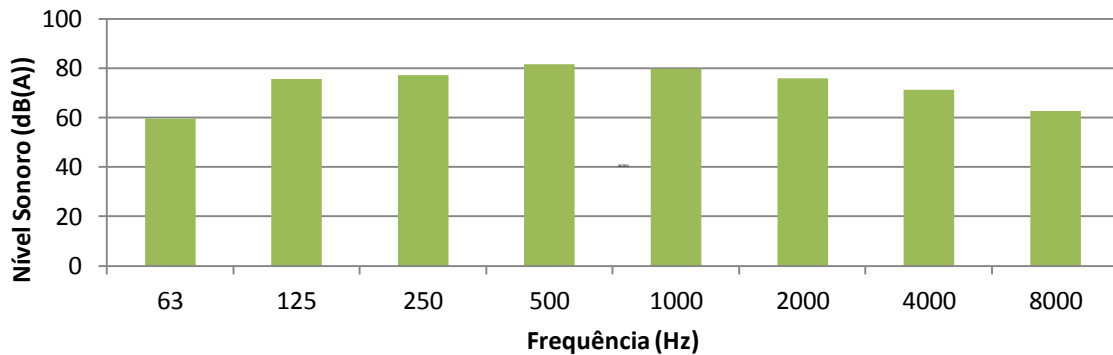


Figura 7.7 – Espectro Sonoro da Prensa Mecânica Minster P2H100 EM 2010

$$L_{Aeq} = 91,8 \text{ dB(A)}$$

Espectro Cisalha - 2010

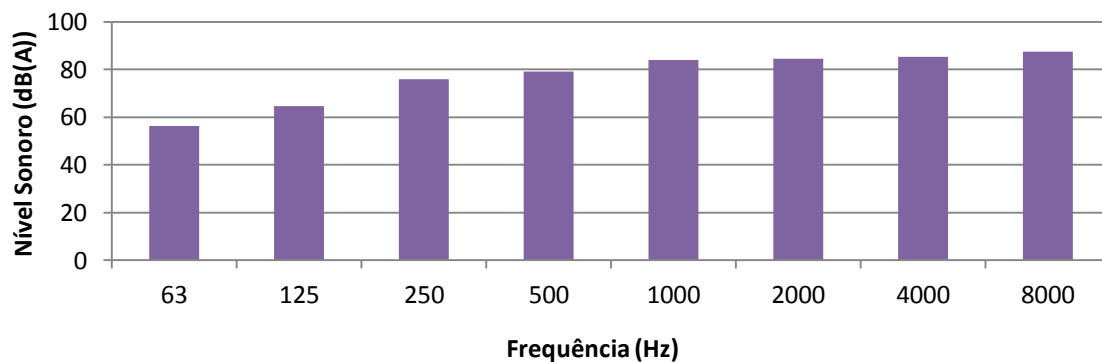


Figura 7.8 – Espectro Sonoro da Cisalha em 2010

$$L_{Aeq} = 85,3 \text{ dB(A)}$$

Espectro da CHC - 2010

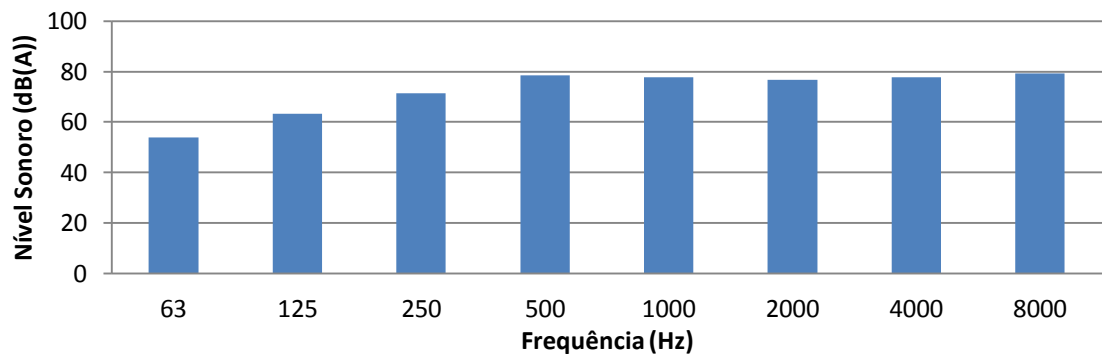


Figura 7.9 – Espectro Sonoro da CHC em 2010

$$L_{Aeq} = 85,8 \text{ dB(A)}$$

Comparação dos espectros sonoros dos três equipamentos em estudo, ao longo dos anos:

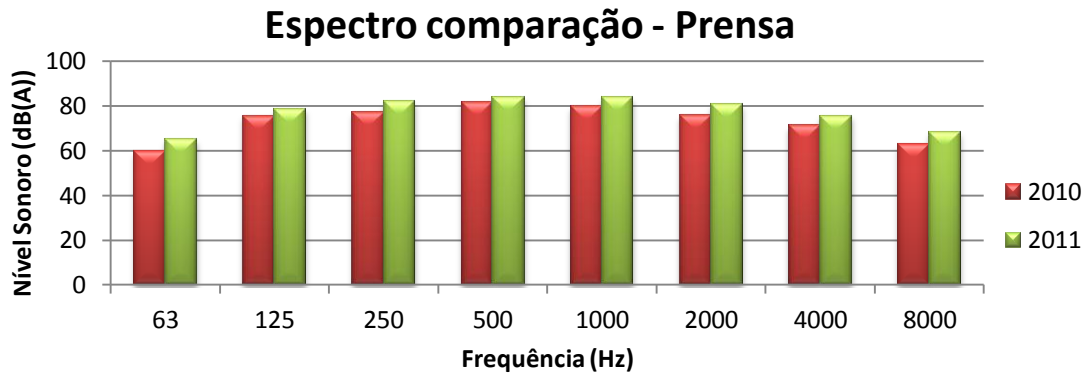


Figura 7.10 – Comparação dos espectros sonoros da Prensa Mecânica Minster P2H100 dos diferentes anos

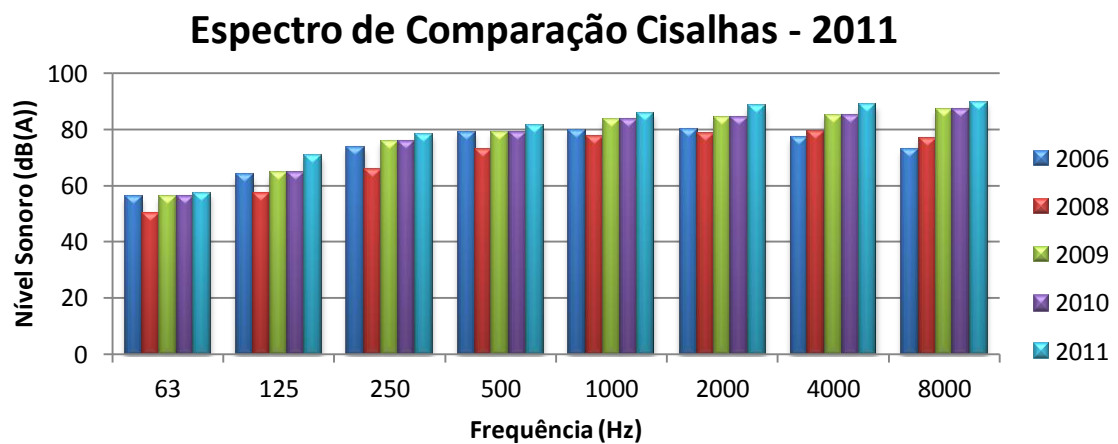


Figura 7.11 – Comparação dos espectros sonoros da Cisalha dos diferentes anos

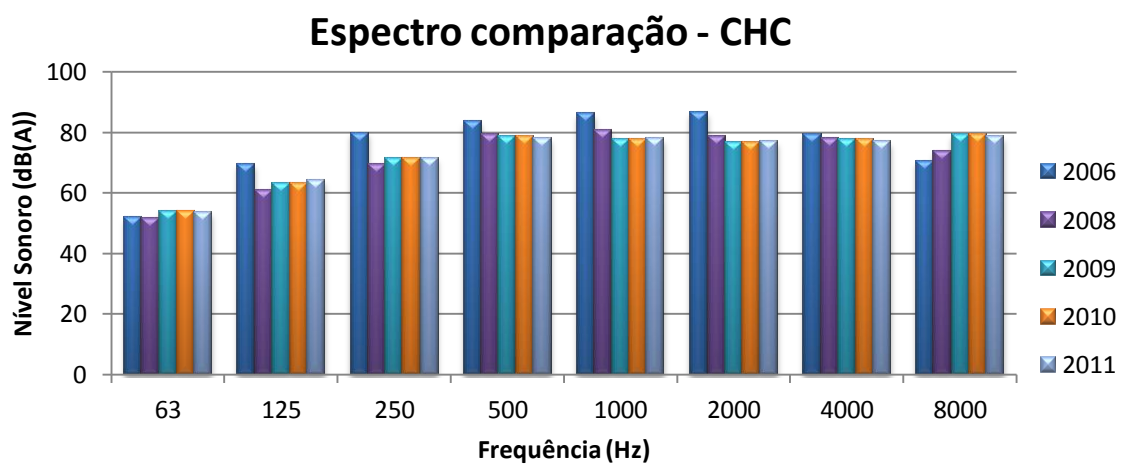


Figura 7.12 – Comparação dos espectros sonoros da CHC dos diferentes anos

7.2. Bandas de Oitava

<i>Bandas</i>	<i>Frequência_{min}</i>	<i>Frequência_{central}</i>	<i>Frequência_{máx}</i>
Banda 1	2,76	3,91	5,52
Banda 2	5,52	7,81	11,04854
Banda 3	11,0	15,6	22,1
Banda 4	22,1	31,3	44,2
Banda 5	44,2	62,5	88,4
Banda 6	88,4	125	176,8
Banda 7	176,8	250	353,6
Banda 8	353,6	500	707,1
Banda 9	707,1	1000	1414,2
Banda 10	1414,2	2000	2828,4
Banda 11	2828,4	4000	5656,9
Banda 12	5656,9	8000	11313,7
Banda 13	11313,7	16000	22627,4

7.3. Bandas Terços de Oitava

<i>Bandas</i>	<i>Frequência_{min}</i>	<i>Frequência_{central}</i>	<i>Frequência_{máx}</i>
Banda 1	2,76	3,10	3,48
Banda 2	3,48	3,91	4,38
Banda 3	4,38	4,92	5,52
Banda 4	5,52	6,20	6,96
Banda 5	6,96	7,81	8,77
Banda 6	8,77	9,84	11,0
Banda 7	11,0	12,4	13,9
Banda 8	13,9	15,6	17,5
Banda 9	17,5	19,7	22,1
Banda 10	22,1	24,8	27,8
Banda 11	27,8	31,3	35,1
Banda 12	35,1	39,4	44,2
Banda 13	44,2	49,6	55,7
Banda 14	55,7	62,5	70,2
Banda 15	70,2	78,8	88,4
Banda 16	88,4	99,2	111,4
Banda 17	111,4	125,0	140,3
Banda 18	140,3	157,5	176,8
Banda 19	176,8	198,4	222,7
Banda 20	222,7	250,0	280,6
Banda 21	280,6	315,0	353,6
Banda 22	353,6	396,9	445,4
Banda 23	445,4	500,0	561,2
Banda 24	561,2	630,0	707,1
Banda 25	707,1	793,7	890,9
Banda 26	890,9	1000,0	1122,5
Banda 27	1122,5	1259,9	1414,2
Banda 28	1414,2	1587,4	1781,8
Banda 29	1781,8	2000,0	2244,9
Banda 30	2244,9	2519,8	2828,4
Banda 31	2828,4	3174,8	3563,6
Banda 32	3563,6	4000,0	4489,8
Banda 33	4489,8	5039,7	5656,9
Banda 34	5656,9	6349,6	7127,2
Banda 35	7127,2	8000,0	8979,7
Banda 36	8979,7	10079,4	11313,7
Banda 37	11313,7	12699,2	14254,4
Banda 38	14254,4	16000,0	17959,4
Banda 39	17959,4	20158,7	22627,4

7.4. Layout da SRAMPORT

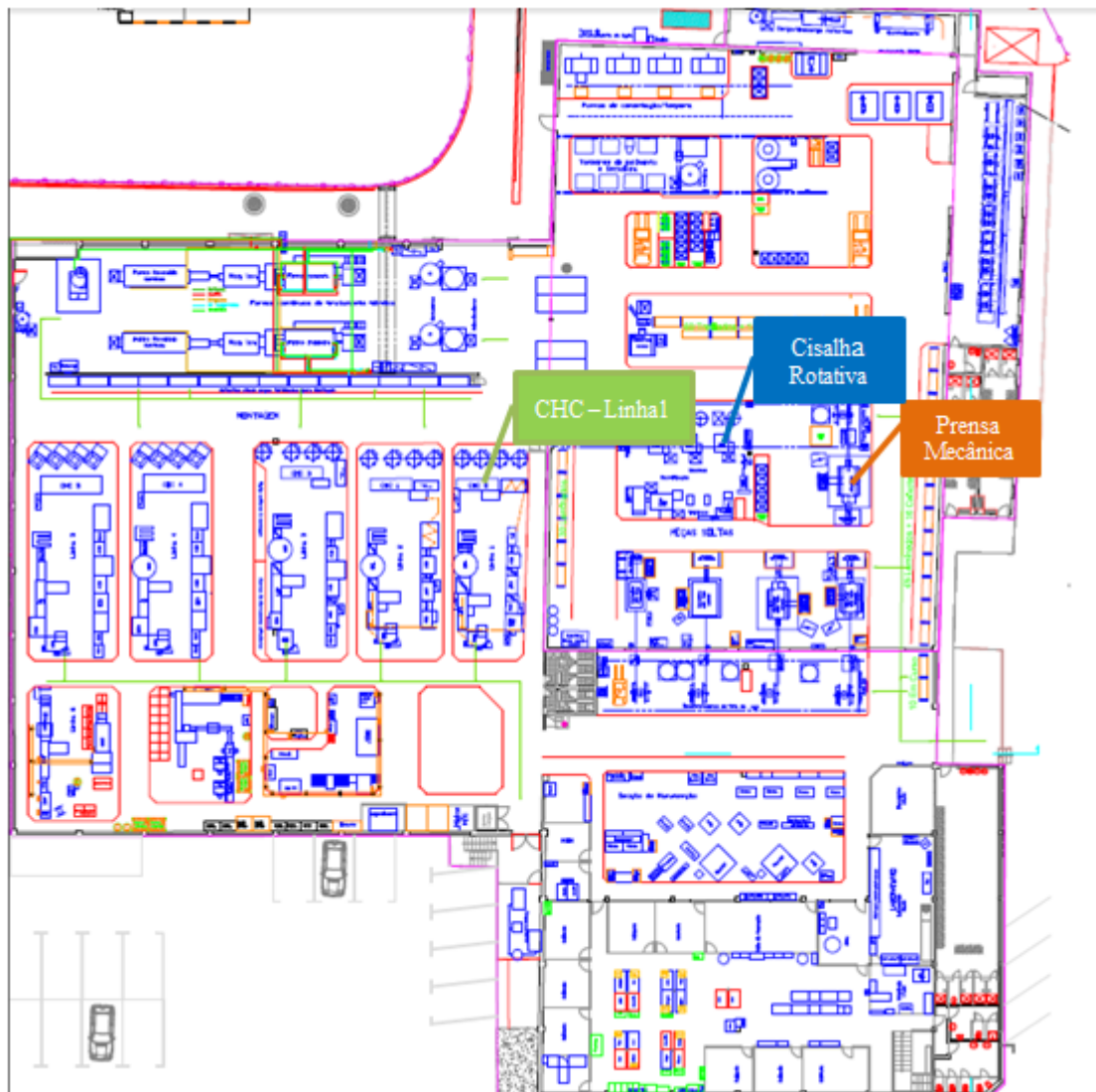


Figura 7.13 – Layout da empresa SRAMPORT