



ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE MÁQUINAS PARA O FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA PARA CABOS

JOÃO MÁRIO MONTEIRO QUADRADO

Outubro de 2016

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE MÁQUINAS PARA O FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA PARA CABOS

João Mário Monteiro Quadrado

2016

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE MÁQUINAS PARA O FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA PARA CABOS

João Mário Monteiro Quadrado

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Francisco José Gomes da Silva, Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP e coorientação do Doutor Hernâni Miguel Reis Lopes e do Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho, Professores Adjuntos do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP.

2016

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutor Arnaldo Manuel Guedes Pinto

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientadores

Doutor Hernâni Miguel Reis Lopes

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

AGRADECIMENTOS

Ao Doutor Francisco Silva, pela orientação e apoio disponibilizados ao longo do decorrer desta dissertação.

Aos Doutores Hernâni Lopes e Raul Campilho, pelo apoio e disponibilidade prestados em diversas temáticas.

A todos os meus colegas de trabalho, pelo apoio, conhecimentos e conselhos transmitidos, com especial atenção aos colegas Álvaro Moura, Manuel Gaspar e Mário Soares.

À minha namorada, Ana Rodrigues, pelo contributo cedido na formatação de conteúdos, assim como algumas traduções de textos. Além disso, o apoio moral e o incentivo constante foram extremamente relevantes durante todo este percurso.

Aos meus pais e restante família, uma vez que me facultaram as condições essenciais para ser academicamente bem-sucedido. O seu auxílio foi e será sempre crucial.

PALAVRAS-CHAVE

Melhoramento de processos, Melhoria de equipamentos, Análise de vibrações, Diagramas Causa-Efeito, Produção mecânica, Fabrico de espiral metálica.

RESUMO

Os cabos metálicos usados intensivamente nos mais diversos acionamentos dentro de um veículo, como por exemplo a abertura das portas, tampa da mala, tampa do combustível, tampa do motor, etc., necessitam na maior parte dos casos de seguir percursos complexos, sendo utilizada uma espiral metálica, devidamente forrada com polímero extrudido, para a condução do cabo com o menor atrito possível e sem congestionamentos provocados pelo percurso.

As máquinas de produção desta espiral são equipamentos muito específicos, com capacidade produtiva limitada pela própria cinemática da máquina. No entanto, como em muitos outros casos, as máquinas podem ser sujeitas a melhoramentos, com vista a incrementar a sua capacidade de produção. Contudo, os resultados pretendidos poderão nunca ser atingidos ou gerar custos de manutenção inviáveis, devido à cinemática das máquinas.

Este trabalho teve por base uma solicitação da FicoCables para analisar e otimizar o funcionamento e capacidade produtiva de máquinas concebidas para fabricar espiral metálica a uma dada cadência, mas posteriormente adaptadas para incrementar a sua capacidade de fabrico. As condições em que o melhoramento foi realizado impediam que a cadência estabelecida fosse atingida, devido a problemas de vibração exagerada e de colocar em risco a integridade de alguns sistemas da mesma, também através de sobreaquecimento em determinados locais. O trabalho de análise foi cuidadosamente desenvolvido, permitindo a identificação de alguns fatores que poderiam estar na origem da vibração excessiva sentida. Foram indicadas diversas soluções possíveis, tendo sido implementadas grande parte das mesmas, o que conduziu a uma melhoria significativa do seu desempenho, atingindo o nível de produção pretendido.

KEYWORDS

Processes improvement, Equipments improvement, Vibration analysis, Ishikawa diagrams, Mechanical production, Metallic spiral production.

ABSTRACT

Metallic harnesses intensively used in the most diverse control operations in a vehicle, such as opening doors, trunk lid, fuel cap, engine cover, etc. need in most cases to follow complex pathways being used a metal spiral, properly lined with extruded polymer, to drive the cable with the lowest possible friction and without traffic jams along the way.

The machines devoted to the production of this spiral are very specific equipment, with limited productive capacity due to the machine kinematics. However, as in many other cases, machines can be subjected to improvements, with a view to increase their production capacity. However, when this is not met due to machine kinematics and dynamics, the desired results may never be attained or generate maintenance costs that will become unviable.

This work was based on a request from FicoCables company to analyse and optimize the functioning and productive capacity of machines designed to manufacture spiral to a given cadence, but which were later adapted to increase their manufacturing capacity. The conditions under which the improvement was carried out prevent reaching the desired capacity, due to excessive vibration problems and to putting at risk the integrity of some of these systems, through overheating at specific parts. The analysis has been carefully developed, allowing the identification of a number of factors that could be in the origin of the excessive vibration. Several possible solutions were identified, having been implemented much of them, leading to a significant improvement of the machine's performance, reaching the desired production level.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

ACAP	Associação do Comércio Automóvel de Portugal
AFIA	Associação de Fabricantes para a Indústria Automóvel
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
C	Carbono
Cu	Cobre
Fe	Ferro
FFT	Transformada de Fourier
FMS	<i>Ficosa Manufacturing System</i>
ICEP	Investimento, Comércio e Turismo de Portugal
IDA	<i>Integral Decision Analysis</i>
INTELI	Inteligência em Inovação
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEF	Método de Elementos Finitos
Mn	Manganês
OEM's	<i>Original Equipment Manufacturers</i>
P	Fósforo
PA	<i>Polyamide</i> (Poliamida)
PE	Polietileno
PEHD	Polietileno de Alta Densidade (<i>High-density polyethylene</i> HDPE)
PM	<i>Preventive Maintenance</i>
POM	<i>Polyoxymethylene</i> (Poliacetal, polímero formado por formaldeído e resina acetálica)
PP	<i>Polypropylene</i> (Polipropileno)
PSA	Grupo do setor automóvel constituído por <i>Peugeot, Citroën e DS Automobiles</i>
PTFE	Politetrafluoretileno (Teflon®)
PVC	<i>Polyvinyl chloride</i> (Policloreto de Vinilo)
RMS	<i>Root Mean Square</i> (Valor Eficaz)
S	Enxofre
Si	Silício
TI	Termografia por Infravermelhos
VMI	<i>Vibration Measurement Instruments</i>

Lista de Unidades

°	Graus
°C	Graus Celsius
Bar	Bar (Unidade de pressão)
g	Gramas

h	Horas
Hz	Hertz
IPS-PK	Polegadas por segundo - Pico
K ⁻¹	1/Kelvin
kg	Quilogramas
kg.m ⁻³	Quilogramas por metro cúbico
kHz	Kilo Hertz
kN	Kilo Newton
m	Metros
m/s	Metros por segundo
m/s ²	Metros por segundo ao quadrado
mm	Milímetros
mm/s ²	Milímetros por segundo ao quadrado
mm ² /s	Milímetros ao quadrado por segundo
MPa	Mega Pascal
N	Newton
N.m	Newton metro
N/cm	Newton por centímetro
Pa	Pascal
rad	Radianos
rad/s	Radianos por segundo
rad/s ²	Radianos por segundo ao quadrado
rpm	Rotações por minuto
s	Segundos

Lista de Símbolos

€	Euros
%	Porcentagem
&	"e"
$\bar{\sigma}'_0$	Tensão de cedência média efetiva
\varnothing_{Ext}	Diâmetro exterior
\varnothing_{Int}	Diâmetro interior
\bar{h}	Espessura média, desde a entrada até à saída do arame, já conformado
h_0	Espessura inicial do arame
h_f	Espessura final do arame
C_0	Capacidade de carga estática do rolamento em análise
$D_{médio}$	Diâmetro médio
F_{Te}	Força proporcionada pela tensão que as correias induzem sobre as polias

F_a	Força axial dinâmica
F_r	Força radial dinâmica
$F_{r.lam.}$	Força exercida pelos rolos laminadores
K_1	Fator que pode ser obtido no diagrama $K_1-f_s^*$, na dependência do tipo construtivo do rolamento e do índice de solitação f_s^*
K_2	Fator que depende da relação de viscosidade, κ e do índice de solitação f_s^*
L_h	Duração da vida nominal
L_{hna}	Duração da vida atingível
L_p	Comprimento do arco de contacto projetado
M_1	Momento no nodo 1
P_0^*	Carga equivalente do rolamento
\bar{P}	Força externa associada a uma solitação de carga
$P_{r.lam.}$	Pressão exercida pelos rolos laminadores
R_T	Redução da transmissibilidade
$R_{cabeça}$	Raio da cabeça do equipamento
T_F	Função de transmissibilidade
X_0	Fator das tabelas dos rolamentos
Y_0	Fator das tabelas dos rolamentos
a_0	Parâmetro utilizado na série de <i>Fourier</i>
a_1	Fator para a probabilidade de falha
a_{23}	Fator para o material e condições de serviço
a_{23II}	Valor básico (Catálogo FAG)
a_i	Aceleração
a_n	Parâmetro utilizado na série de <i>Fourier</i>
b_n	Parâmetro utilizado na série de <i>Fourier</i>
f_s^*	Índice de solitação
f_L	Fator dinâmico
r_s	Raio da polia do veio do servomotor
\ddot{x}	Vetor de aceleração nodal da estrutura
\dot{x}	Vetor de velocidade nodal da estrutura
x_T	Resposta total do sistema em função do tempo
δ_s	Deflexão estática
ν_1	Viscosidade de referência
ω_n	Frequência natural de vibração não amortecida do sistema
\emptyset	Diâmetro
Δt	Gradiente de tempo
$\Delta\omega$	Gradiente entre a velocidade angular estipulada para o cálculo e a velocidade angular inicial
Σ	Somatório
A_i	Amplitude
c	Calor específico
c	Comprimento
C	Matriz de amortecimento
Cos	Coseno

E	Módulo de <i>Young</i>
F	Força atuante na extremidade do veio onde se encontra a cabeça da máquina
f	Frequência de vibração
Fr	Frequência à qual é atingida a máxima amplitude (Hz)
h	Altura
k	Condutividade térmica
K	Matriz de rigidez
m	Massa
M	Matriz de massa
N	Frequência de excitação
n	Número de rotações por minuto
p	Pressão
P	Peso da estrutura
P	Potência
R_y	Reação incidente nos rolamentos
Sin	Seno
V	Volume
X	Amplitude de vibração máxima sofrida pela cabeça
$x_i(t)$	Deslocamento de um período harmónico em função do tempo
α	Coefficiente de expansão térmica
ϵ	Deformação do material
ν	Coefficiente de <i>Poisson</i>
π	Pi
ρ	Densidade
σ	Tensão
B	Binário
$C_{eq.}$	Carga equivalente
D	Diâmetro exterior do rolamento
EI	Eficiência de isolamento
$F_{eq.}$	Força equivalente
F_p	Força atuante por intermédio das polias
K	Fator determinante
Q	Energia em jogo, gerada pelo atrito entre rolos laminadores e arame conformado
R	Raio do rolo laminador
V	Grandeza de contaminação
b	Largura do arame
d	Diâmetro interior do rolamento
g	Aceleração da gravidade
$p(t)$	Vetor de carga externo da equação de equilíbrio dinâmico
s	Fator de limpeza do rolamento
t	Temperatura em serviço
x	Vetor de deslocamento nodal da estrutura
xx'	Eixo dos x

yy'	Eixo dos y
α	Aceleração angular
β	Razão entre a frequência angular e a frequência natural de vibração não amortecida do sistema
γ	Ângulo de engrenamento entre as correias e polias
ζ	Razão de amortecimento
κ	Relação de viscosidade
μ	Coeficiente de atrito
τ	Período fundamental da vibração
ν	Viscosidade do lubrificante em serviço
φ	Ângulo de fase ou desfasamento
ω	Frequência angular da vibração

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Máquina eletronicamente modificada	Máquina de fabrico de espiral que foi posteriormente alvo de uma reconversão, sendo substituída a transmissão mecânica original por uma transmissão de cariz eletrónico
<i>Ferodo Vidrado</i>	<i>Ferodo</i> cujas faces ficaram espelhadas, ou seja, as suas superfícies apresentam um coeficiente de atrito inferior ao que deveriam possuir
<i>Outsourcing</i>	É um processo utilizado por uma empresa, no qual outra organização é contratada para desenvolver uma certa área dessa mesma empresa. Este termo é também designado por terceirização
<i>Brunelling</i>	Fenómeno que poderá ocorrer quando uma máquina está parada, e se houver transmissão de vibração por parte das máquinas vizinhas, poderão surgir danos nas pistas dos rolamentos de esferas da máquina estacionária
<i>Spalling</i>	Destacamento ou separação de pequenos pedaços de material em certas zonas de uma determinada peça
<i>Upgrade</i>	Atualização ou melhoria
Reconversão	Atualizar tecnologicamente um equipamento, mantendo as suas características periféricas, mas modificando/substituindo alguns componentes de forma a incrementar a fiabilidade e produtividade
Frequência fundamental	Frequência de 1ª ordem, equivalente à frequência de trabalho da máquina
Elemento anti vibrátil	Elemento de baixa rigidez, de utilização essencial em equipamentos que detêm elevadas amplitudes de vibração
<i>Encoder</i>	Dispositivo eletromecânico que contabiliza ou reproduz impulsos elétricos a partir do movimento angular do seu eixo
Laminador/ bobinador	Equipamento que realiza uma pré-laminagem do arame, sendo posteriormente enrolado sobre a uma determinada bobina

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - PRINCIPAIS DESTINOS DE EXPORTAÇÃO EM 1998 (AFIA, 2000).	48
FIGURA 2 - EVOLUÇÃO DO SETOR DE COMPONENTES EM PORTUGAL (INTELI, 2003).	49
FIGURA 3 - DISTRIBUIÇÃO POR ÁREA DE ATIVIDADE (REIS, 2001).	50
FIGURA 4 - ALGUNS TIPOS DE <i>LAYOUTS</i> POSSÍVEIS QUE OS CABOS METÁLICOS PODEM ADQUIRIR (BRAGA, 2015).	51
FIGURA 5 - ESQUEMA DE ACIONAMENTO DE UM CABO (BRAGA, 2015).	52
FIGURA 6 - ESQUEMA DE VÁRIOS SISTEMAS COM ACIONAMENTO POR CABO METÁLICO (BRAGA, 2015).	52
FIGURA 7 - EXEMPLOS DE APLICAÇÃO DE CABOS. A) ELEVADORES DE JANELA, B) PORTAS AUTOMÁTICAS, C) REGULADORES DE BANCOS, D) TEJADILHO (BRAGA, 2015).	53
FIGURA 8 – EXEMPLO ILUSTRATIVO DE UM CABO METÁLICO (FICOCABLES, 2015).	54
FIGURA 9 - EXEMPLOS DE SEÇÃO DE CORDAS E/OU CABOS, CUJOS ENROLAMENTOS POSSUEM UM NÚCLEO (BRAGA, 2015).	54
FIGURA 10 - EXEMPLO DE SEÇÕES DE CABO, CUJOS ENROLAMENTOS POSSUEM MAIS DO QUE UM NÚCLEO (BRAGA, 2015).	54
FIGURA 11 - CABO <i>PUSH/PULL</i> . A) NÚCLEO REFORÇADO, B) NÚCLEO REFORÇADO COM CORDA, C) NÚCLEO REFORÇADO COM CABO (BRAGA, 2015).	56
FIGURA 12 - A) LIGAÇÃO COM SISTEMA HIDRÁULICO, B) LIGAÇÃO COM CABOS <i>PUSH/PULL</i> (BRAGA, 2015).	56
FIGURA 13 - ELEMENTOS CONSTITUINTES DE UM CABO METÁLICO (FICOCABLES, 2015).	57
FIGURA 14 – SEÇÃO TRANSVERSAL REPRESENTATIVA DE UM FILAMENTO, CORDA E CABO METÁLICO, RESPECTIVAMENTE (FICOCABLES, 2015).	57
FIGURA 15 – DIFERENTES TIPOS DE NÚCLEOS USADOS NA CONCEÇÃO DE CABOS METÁLICOS (BRAGA, 2015).	58
FIGURA 16 - MÉTODO DE MEDIÇÃO DO DIÂMETRO DE UM CABO (BRAGA, 2015).	58
FIGURA 17 - CABO TÍPICO PARA ELEVADORES DE JANELA (FICOCABLES, 2015).	59
FIGURA 18 - CABO DE ACIONAMENTO MECÂNICO TÍPICO DE CAPÔ (FICOCABLES, 2015).	60
FIGURA 19 – MODELAÇÃO 3D EM CATIA® DE UM CABO DE CAPÔ E RESPECTIVA AMPLIAÇÃO, PARA OBSERVAÇÃO DOS TERMINAIS DE CABO E DE ESPIRAL (FICOCABLES, 2015).	60
FIGURA 20 - REFERÊNCIA DE UM CABO TÍPICO PARA TRAVÃO DE MÃO (FICOCABLES, 2015).	61
FIGURA 21 – MODELAÇÃO 3D DE UM CABO DE TRAVÃO DE MÃO EM CATIA®, BEM COMO AMPLIAÇÃO DAS PRINCIPAIS ZONAS DO MESMO, ONDE SE LOCALIZAM OS COMPONENTES MAIS RELEVANTES (FICOCABLES, 2015).	61
FIGURA 22 - PRINCIPAIS COMPONENTES CONSTITUINTES DE UMA EXTREMIDADE DE UM CABO DE TRAVÃO DE MÃO (MODELAÇÃO 3D EM CATIA®) (FICOCABLES, 2015).	61
FIGURA 23 – PRINCIPAIS ELEMENTOS INTEGRANTES, LOCALIZADOS NA REGIÃO CENTRAL DO CABO DE TRAVÃO DE MÃO (MODELAÇÃO 3D EM CATIA®) (FICOCABLES, 2015).	62
FIGURA 24 - CABO DE PORTA PARA MANÍPULO INTERIOR (FICOCABLES, 2015).	62
FIGURA 25 – MODELAÇÃO 3D DE UM CABO DE PORTA EM CATIA® E RESPECTIVA AMPLIAÇÃO DOS COMPONENTES QUE O INTEGRAM (FICOCABLES, 2015).	62

FIGURA 26 - PRINCIPAIS ELEMENTOS CONSTITUINTES DE UM CABO DE PORTA PARA MANÍPULO INTERIOR (FICOCABLES, 2015).	63
FIGURA 27 - COMPONENTES INTEGRANTES DE UM CABO DE PORTA PARA MANÍPULO INTERIOR (FICOCABLES, 2015).	63
FIGURA 28 - MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA, COM TUBO INTERIOR (ORIGEM CHINESA) (FICOCABLES, 2015).	65
FIGURA 29 - MÁQUINA ANTIGA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA, COM TUBO INTERIOR (FICOCABLES, 2015).	66
FIGURA 30 - MÁQUINA ANTIGA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA, SEM TUBO INTERIOR (FICOCABLES, 2015).	66
FIGURA 31 - MÁQUINA ANTIGA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA, SEM TUBO INTERIOR, ONDE SE RECORRE A DOIS ARAMES PARA O FABRICO DA ESPIRAL PROPRIAMENTE DITA (DUPLO PERFIL) (FICOCABLES, 2015).	67
FIGURA 32 - MÁQUINA PLANETÁRIA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA ARAMADA, COM TUBO INTERIOR. EXISTEM DUAS MÁQUINAS DESTE TIPO NA EMPRESA (FICOCABLES, 2015).	67
FIGURA 33 - MÁQUINA PLANETÁRIA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA ENTRELAÇADA, COM TUBO INTERIOR, DO TIPO “BRAIDED” – “TOYOTA” (FICOCABLES, 2015).	68
FIGURA 34 - ARAME FOSFATADO COM 1,20 MM DE DIÂMETRO (FICOCABLES, 2015).	70
FIGURA 35 - ILUSTRAÇÃO DOS PRINCIPAIS TIPOS DE TUBOS INTERIORES USADOS: POM, PTFE E PEHD, RESPECTIVAMENTE (FICOCABLES, 2015).	71
FIGURA 36 - DESENHO ESQUEMÁTICO DE UMA ESPIRAL METÁLICA LAMINADA, PRODUZIDA PELAS MÁQUINAS DE ORIGEM CHINESA, COM REFERÊNCIA ES31F00404 E TUBO INTERIOR TB1RN00303 (FICOCABLES, 2015).	73
FIGURA 37 - SECÇÃO EM CORTE DE UMA ESPIRAL PRODUZIDA PELA PLANETÁRIA, CUJO TUBO INTERIOR POSSUI A REFERÊNCIA 07070055A0 E O ARAME UTILIZADO TEM DIÂMETRO DE 0,5 MM (FICOCABLES, 2015).	74
FIGURA 38 - VISTA LATERAL DA MESMA ESPIRAL, ILUSTRADA NA FIGURA 37. NESTE PRODUTO, O REVESTIMENTO USADO É PE (POLIETILENO) (FICOCABLES, 2015).	75
FIGURA 39 – SECÇÃO EM CORTE DE UMA ESPIRAL PRODUZIDA PELA TOYOTA, CUJO TUBO INTERIOR POSSUI A REFERÊNCIA TB1EN00342 (FICOCABLES, 2015).	77
FIGURA 40 - VISTA LATERAL DO MESMO CABO DA FIGURA 39, EM QUE É POSSÍVEL OBSERVAR-SE O ENTRELAÇAMENTO QUE É REALIZADO PARA A OBTENÇÃO DA ESPIRAL PRETENDIDA (FICOCABLES, 2015).	77
FIGURA 41 - FIEIRA UTILIZADA NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL LAMINADA, DE ORIGEM CHINESA (FICOCABLES, 2015).	78
FIGURA 42 - VÍDEA USADA NA PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA (PROCESSO ANTIGO) (FICOCABLES, 2015).	78
FIGURA 43 - FIEIRA UTILIZADA NO FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA (PROCESSO ANTIGO) (FICOCABLES, 2015).	79
FIGURA 44 - SISTEMA USADO NO FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA DE DUPLO PERFIL (PROCESSO ANTIGO) (FICOCABLES, 2015).	79
FIGURA 45 - FIEIRA EMPREGUE NO FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA ARAMADA (PLANETÁRIAS) (FICOCABLES, 2015).	80

FIGURA 46 - FIEIRA UTILIZADA NA PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA ENTRELAÇADA (TOYOTA) (FICOCABLES, 2015).	80
FIGURA 47 - ILUSTRAÇÃO DE RESPOSTA PERIÓDICA: A) HARMÓNICA B) NÃO-HARMÓNICA (MOBLEY, 1999).	83
FIGURA 48 – REPRESENTAÇÃO DE DOIS SINAIS VIBRATÓRIOS COM DESFASAMENTO ANGULAR (RAO, 2011).	85
FIGURA 49 – CONSTITUIÇÃO DE UM ACELERÓMETRO (BRÜEL & KJÆR, 1982).	89
FIGURA 50 – ILUSTRAÇÃO DE VÁRIOS MODELOS DE ACELERÓMETROS (BRÜEL & KJÆR, 1987).	91
FIGURA 51 – TÉCNICAS DE MONTAGEM DOS ACELERÓMETROS (BRÜEL & KJÆR, 1988).	93
FIGURA 52 - EFEITO DA LOCALIZAÇÃO DO ACELERÓMETRO SOBRE A AMPLITUDE E FREQUÊNCIA DE VIBRAÇÃO (BRÜEL & KJÆR, 1988).	95
FIGURA 53 - VETOR DE VELOCIDADE RESULTANTE COM BASE EM DUAS MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO RADIAIS (RAO, 2011).	96
FIGURA 54 – EXEMPLO DE UMA LINHA DE TENDÊNCIA (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	98
FIGURA 55 – ANÁLISE NO TEMPO DA LINHA DE TENDÊNCIA, FUNÇÃO DO LIMITE DE ALERTA DOS PARÂMETROS VIBRATÓRIOS (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	99
FIGURA 56 – EXEMPLOS DA EVOLUÇÃO NO TEMPO DAS LINHAS DE TENDÊNCIA: A) INALTERADA E B) AUMENTO QUE ULTRAPASSA A LINHA LIMITE DE ALARME (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	99
FIGURA 57 – PREVISÃO DA EVOLUÇÃO NO TEMPO DAS LINHAS DE TENDÊNCIA (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	100
FIGURA 58 – ESPETRO DE VIBRAÇÕES COM “RAMP SKI” (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	101
FIGURA 59 – ESPETRO NORMALIZADO POR ORDENS (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	102
FIGURA 60 – ESPETRO DE VIBRAÇÃO POR HARMÓNICOS (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	103
FIGURA 61 – ESPETRO DE VIBRAÇÃO EM QUE É PERCETÍVEL UMA DISTRIBUIÇÃO DECRESCENTE DE AMPLITUDES IGUALMENTE ESPAÇADAS EM TORNO DA VELOCIDADE DA ENGENHAGEM (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	104
FIGURA 62 - ESPETRO DE VIBRAÇÃO EM QUE É PERCETÍVEL UM ELEVADO RUÍDO DE FUNDO (ASSINALADO A SOMBREADO) (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	104
FIGURA 63 – ESPETRO VIBRATÓRIO MEDIDO NA SITUAÇÃO PRÓXIMA DE UMA RESSONÂNCIA (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	105
FIGURA 64 – REPRESENTAÇÃO NA ESCALA LOGARÍTMICA DA AMPLITUDE DO ESPETRO VIBRATÓRIO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	106
FIGURA 65 – IDENTIFICAÇÃO DE COMPONENTES DE FREQUÊNCIAS SÍNCRONAS, SUBSÍNCRONAS E NÃO-SÍNCRONAS NUM ESPETRO DE VIBRAÇÃO: AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO VS. ORDEM (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	110
FIGURA 66 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM COMPONENTE QUE APRESENTA DESEQUILÍBRIO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	112
FIGURA 67 – REPRESENTAÇÃO DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO NO TEMPO E CORRESPONDENTE ESPETRO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	112
FIGURA 68 - REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO DESEQUILÍBRIO ESTÁTICO, DIREÇÃO RADIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	114
FIGURA 69 - REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO DESEQUILÍBRIO DE BINÁRIO, DIREÇÃO RADIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	115

FIGURA 70 - REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO DESEQUILÍBRIO DINÂMICO, DIREÇÃO RADIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	115
FIGURA 71 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO DESALINHAMENTO PARALELO, DIREÇÃO RADIAL (VERTICAL E HORIZONTAL) (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	117
FIGURA 72 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO DESALINHAMENTO ANGULAR, DIREÇÃO AXIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	117
FIGURA 73 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO À COMBINAÇÃO DOS DESALINHAMENTOS PARALELO E ANGULAR, DIREÇÕES RADIAL E AXIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	117
FIGURA 74 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO EMPENAMENTO, DIREÇÃO RADIAL (VERTICAL E HORIZONTAL) (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	120
FIGURA 75 – REPRESENTAÇÃO DE UM ESPETRO DE VIBRAÇÕES TÍPICO ASSOCIADO AO EMPENAMENTO, DIREÇÃO AXIAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	120
FIGURA 76 – REPRESENTAÇÃO DO ESPETRO TÍPICO DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO NA DIREÇÃO AXIAL DO VEIO PROVOCADO PELO ENVIESAMENTO DO ROLAMENTO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	121
FIGURA 77 – REPRESENTAÇÃO DO ESPETRO TÍPICO DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO NA DIREÇÃO RADIAL PRODUZIDA PELA FOLGA EM ELEMENTOS ROTATIVOS (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	122
FIGURA 78 – REPRESENTAÇÃO DO ESPETRO TÍPICO DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO NA DIREÇÃO RADIAL PRODUZIDA PELA FOLGA ESTRUTURAL (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	123
FIGURA 79 - EXEMPLO DE UM TERMOGRAMA (MENDONÇA, 2005).	123
FIGURA 80 – CÂMARA TERMOGRÁFICA FLIR P65 (MENDONÇA, 2005).	125
FIGURA 81 – TERMOGRAMAS DE DIVERSOS COMPONENTES DE AUTOMÓVEIS (BARREIRA, 2004).	126
FIGURA 82 – EXEMPLOS DE TERMOGRAMAS PARA DETECÇÃO DE FALHAS (BARREIRA, 2004).	126
FIGURA 83 – TERMOGRAMAS DE COMPONENTES MECÂNICOS (BARREIRA, 2004).	126
FIGURA 84 – IMAGENS TÉRMICAS DE COMPONENTES ELETRÓNICOS (BARREIRA, 2004).	127
FIGURA 85 - SOBREAQUECIMENTO EM LIGAÇÕES DE INSTALAÇÕES ELÉTRICAS (BARREIRA, 2004).	127
FIGURA 86 – DIAGRAMA DE DECISÃO ATRAVÉS DA CRIAÇÃO DE QUADROS A PARTIR DE UMA PERSPETIVA DE BASE (HERNÁNDEZ <i>ET AL.</i> , 2012).	131
FIGURA 87 – DIAGRAMAS TENSÃO <i>VERSUS</i> DEFORMAÇÃO (FONTES, 2005).	132
FIGURA 88 – COMPORTAMENTO LINEAR DE UMA VIGA (FONTES, 2005).	133
FIGURA 89 - DIAGRAMA TENSÃO <i>VERSUS</i> DEFORMAÇÃO DE UM MATERIAL COM COMPORTAMENTO NÃO-LINEAR (FONTES, 2005).	134
FIGURA 90 - MODELO TRIDIMENSIONAL DE UMA CHAVE DE BOCAS E DISCRETIZAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS (ANDRÉ, 2013).	138
FIGURA 91 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO DO MEF NO SETOR AUTOMÓVEL (CAMPILHO, 2012).	138
FIGURA 92 – EXEMPLOS DE APLICAÇÃO DE ANÁLISES NÃO LINEARES, RECORRENDO AO MEF (CAMPILHO, 2012).	139
FIGURA 93 – EVOLUÇÃO DA MANUTENÇÃO AO LONGO DOS ANOS (CORREIA, 2008).	140
FIGURA 94 – TIPOS DE MANUTENÇÃO <i>VERSUS</i> RESULTADOS FACE AO CUSTO (CORREIA, 2008).	140
FIGURA 95 - FILOSOFIA DA MANUTENÇÃO (SANTOS, 2009).	142
FIGURA 96 – TIPOS DE MANUTENÇÃO (SOUSA, 2013).	143
FIGURA 97 – ETAPAS A EXECUTAR NUMA MANUTENÇÃO CORRETIVA (SOUSA, 2013).	144

FIGURA 98 – ÁRVORE DE DECISÃO PARA A ESCOLHA DO TIPO DE MANUTENÇÃO (CORREIA, 2008).	148
FIGURA 99 – ÁREAS DE NEGÓCIO DO GRUPO FICOSA.	154
FIGURA 100 – MÁQUINA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA MAIS RECENTE, ESTANDO MODIFICADA A NÍVEL ELETRÔNICO.	156
FIGURA 101 – MODELO 3D (SOLIDWORKS®) DE UMA MÁQUINA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	157
FIGURA 102 - VARIADORES ELETRÔNICOS (À ESQUERDA) E SERVOMOTORES (À DIREITA).	158
FIGURA 103 - DISSIPADOR DE CALOR E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA (SOLIDWORKS®).	158
FIGURA 104 - CHUMACEIRA DA CABEÇA COM OS SEUS ELEMENTOS CONSTITUINTES E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA.	158
FIGURA 105 - CABEÇA E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA, COM A FIEIRA E ROLOS LAMINADORES ACOPLADOS (SOLIDWORKS®).	159
FIGURA 106 - FIEIRA E ROLOS LAMINADORES ACOPLADOS À CABEÇA.	159
FIGURA 107 - CARRO DESLIZANTE E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA (SOLIDWORKS®).	159
FIGURA 108 - TRAVÃO DE EMERGÊNCIA (EM CIMA), TENSOR MECÂNICO (EM BAIXO) E MODELAÇÃO 3D À DIREITA.	160
FIGURA 109 - QUADRO ELÉTRICO E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA (SOLIDWORKS®).	160
FIGURA 110 - TAMBOR E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA (SOLIDWORKS®).	161
FIGURA 111 - ALGUNS ELEMENTOS DE CARIZ NORMALIZADO EXISTENTES NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	161
FIGURA 112 - BOBINA PARA ARMAZENAMENTO DE ARAME PRÉ-LAMINADO E RESPETIVA MODELAÇÃO 3D À DIREITA.	161
FIGURA 113 – SERVOMOTOR E PRINCIPAIS ELEMENTOS QUE O AGREGAM (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	162
FIGURA 114 – MODO DE TRANSMISSÃO DO MOVIMENTO PROVENIENTE DOS SERVOMOTORES PARA A CHUMACEIRA DA CABEÇA DA MÁQUINA ELETRONICAMENTE MODIFICADA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	163
FIGURA 115 – VISTA EM CORTE DE UMA CHUMACEIRA DA CABEÇA DA MÁQUINA E RESPETIVOS COMPONENTES QUE A AGREGAM (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	164
FIGURA 116 – PARÁBOLA PARA ARMAZENAMENTO DE TUBO INTERIOR QUE À POSTERIORI SERÁ DESENROLADO PELA MÁQUINA.	165
FIGURA 117 – SENSOR DE DETEÇÃO DE MOVIMENTO DA PARÁBOLA.	165
FIGURA 118 – SENSOR QUE DETETA A PASSAGEM DO TUBO PARA O INTERIOR DA MÁQUINA.	166
FIGURA 119 – PRINCIPAIS COMPONENTES QUE INCORPORAM A CABEÇA DO EQUIPAMENTO (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	166
FIGURA 120 – CONSTITUIÇÃO DO BRAÇO DA CABEÇA DA MÁQUINA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	167
FIGURA 121 – SISTEMA DE AJUSTE DO ROLO LAMINADOR QUE CONFERE A ESPESSURA FINAL DO ARAME (MODELAÇÃO 3D).	168
FIGURA 122 – ZONA DA CABEÇA ONDE O ARAME É CONFORMADO PARA OBTER A SUA FORMA FINAL – FORMA ESPIRALADA.	168
FIGURA 123 – PARAFUSO DE FIXAÇÃO DA BOBINA SOBRE O VEIO CENTRAL (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	169

FIGURA 124 – CONFIGURAÇÃO DA EXTREMIDADE DO VEIO CENTRAL QUE SUPORTA A BOBINA DE ARAME PRÉ-LAMINADO.	169
FIGURA 125 – O VEIO CENTRAL VAI DE ENCONTRO AO ORIFÍCIO DA BLINDAGEM DO TENSOR MECÂNICO E TRAVÃO ELÉTRICO DE EMERGÊNCIA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	170
FIGURA 126 – ASPETO DA CAVIDADE INTERNA DO CARRO DESLIZANTE, ONDE SE ALOJA O VEIO CENTRAL.	170
FIGURA 127 – CONFIGURAÇÃO DO VEIO CENTRAL EXISTENTE NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	171
FIGURA 128 – LOCALIZAÇÃO DO TRAVÃO ELÉTRICO DE EMERGÊNCIA E TENSOR MECÂNICO NA MÁQUINA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	171
FIGURA 129 – TENSOR MECÂNICO EXISTENTE NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	172
FIGURA 130 – VISTA EM CORTE DE UMA MÁQUINA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL, ELETRONICAMENTE MODIFICADA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	173
FIGURA 131 – VISTA EM CORTE DA CABEÇA DA MÁQUINA PARA VISUALIZAÇÃO DOS RESPECTIVOS CANAIS DE PASSAGEM DO TUBO INTERIOR E ZONA DE CONFORMAÇÃO DO ARAME EM ESPIRAL (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	174
FIGURA 132 – VISTA EM CORTE DA PARTE FRONTAL DA MÁQUINA PARA VISUALIZAÇÃO DOS COMPONENTES QUE SE LOCALIZAM NESTA ZONA (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	174
FIGURA 133 – IDENTIFICAÇÃO DOS PROBLEMAS EXISTENTES NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL.	175
FIGURA 134 - DIAGRAMA DE CAUSA E EFEITO REALIZADO COM O INTUITO DE IDENTIFICAR E CARATERIZAR OS PROBLEMAS SOFRIDOS PELAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	177
FIGURA 135 - VISTA DE FRENTE DA CABEÇA DA MÁQUINA.	183
FIGURA 136 - VISTA DA RETAGUARDA DA CABEÇA DA MÁQUINA, ONDE SE ENCONTRAM OS COMPONENTES INTERNOS QUE A ENGLOBAM.	184
FIGURA 137 - ROLOS LAMINADORES COMPLETAMENTE DEGRADADOS.	185
FIGURA 138 - SISTEMA ORIGINAL DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO DE UMA DAS MÁQUINAS DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA.	188
FIGURA 139 - SISTEMA DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO ELETRONICAMENTE MODIFICADO, EM QUE OS SERVOMOTORES APRESENTADOS SÃO ACIONADOS POR MEIO DE DOIS VARIADORES ELETRÓNICOS.	188
FIGURA 140 - LOCALIZAÇÃO DOS ROLAMENTOS DE ESFERAS, SOBREPOSTOS ENTRE SI, NUM DOS TENSORES DAS CORREIAS.	189
FIGURA 141 - VISTA EM CORTE DA CABEÇA DA MÁQUINA PARA VISUALIZAÇÃO DOS ROLAMENTOS DE ROLOS CÔNICOS (À ESQUERDA) E VISTA EM CORTE DO ROLETE PARA OBSERVAÇÃO DOS ROLAMENTOS DE ESFERAS (À DIREITA) (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	189
FIGURA 142 - VISTA EM CORTE DA CHUMACEIRA DA CABEÇA, ONDE SE PODE ENCONTRAR O ROLAMENTO QUE SUSTENTA O VEIO POR ONDE ATRAVESSA O TUBO INTERIOR (MAIS CHEGADO À ESQUERDA) E OS ROLAMENTOS QUE SUSTENTAM OS RESTANTES VEIOS (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	190

FIGURA 143 - VISTA EM CORTE DO VEIO CENTRAL, ESTANDO OS ROLAMENTOS DE ESFERAS DEVIDAMENTE IDENTIFICADOS (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	190
FIGURA 144 - ROLAMENTO DE ROLOS CÔNICOS COM A REFERÊNCIA 33007.	191
FIGURA 145 - ROLAMENTO DE ESFERAS DA MARCA SKF COM A REFERÊNCIA 6000 (BLINDAGEM INCLUÍDA).	191
FIGURA 146 - ROLAMENTO DE ESFERAS DA MARCA SKF COM A REFERÊNCIA 6306 (BLINDAGEM INCLUÍDA).	192
FIGURA 147 - ASPETO DE UM APOIO QUE OFERECE SUPORTE ÀS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL.	193
FIGURA 148 - TRAVÃO DE EMERGÊNCIA (1) E TENSOR MECÂNICO (2).	194
FIGURA 149 - CONSTITUIÇÃO DO TENSOR MECÂNICO.	195
FIGURA 150 - SITUAÇÃO IDEAL: DESGASTE COMPLETO DO <i>FERODO</i> .	197
FIGURA 151 - <i>FERODO</i> VIDRADO.	197
FIGURA 152 - TENSOR MECÂNICO COM <i>FERODOS</i> QUEIMADOS/DERRETIDOS.	198
FIGURA 153 - EQUIPAMENTO LAMINADOR/BOBINADOR DE ARAME.	200
FIGURA 154 - BOBINA VAZIA – DISTRIBUIÇÃO DE MASSAS NÃO É PERFEITAMENTE SIMÉTRICA.	200
FIGURA 155 - BOA DISTRIBUIÇÃO DE ARAME SOBRE A BOBINA.	201
FIGURA 156 - DISTRIBUIÇÃO IRREGULAR DE ARAME NA BOBINA.	201
FIGURA 157 - ELEVADA QUANTIDADE DE ARAME NAS BOBINAS.	202
FIGURA 158 - ARAME “SOLTO” NA BOBINA (COM POUCA TENSÃO).	203
FIGURA 159 - ARAME DESENROLADO DA BOBINA, TENDO-SE PROPAGADO PARA A ZONA DA CABEÇA DA MÁQUINA.	204
FIGURA 160 - ARAME DESENROLADO DEVIDO A FRACO TENSIONAMENTO AQUANDO DO ENROLAMENTO NA BOBINA.	204
FIGURA 161 – “CHASSIS” DE UMA MÁQUINA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	206
FIGURA 162 – “CHASSIS” DE UMA MÁQUINA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA – VISTA DA RETAGUARDA (MODELAÇÃO 3D).	206
FIGURA 163 – ZONAS DA ESTRUTURA DA MÁQUINA, ASSINALADAS A VERMELHO, SUSCETÍVEIS A MAIORES AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO.	207
FIGURA 164 – REPRESENTAÇÃO DO TAMBOR DA MÁQUINA E DOS ELEMENTOS QUE ESTE SALVAGUARDA NO SEU INTERIOR (CABEÇA À ESQUERDA E BOBINA À DIREITA) (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	208
FIGURA 165 – DIFERENTES VISTAS DO CARRO DESLIZANTE, QUE SE LOCALIZA ENTRE O TAMBOR E A BLINDAGEM DO TENSOR MECÂNICO E DO TRAVÃO DE EMERGÊNCIA (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	209
FIGURA 166 – ZONAS DE MAIOR AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO NO CARRO DESLIZANTE (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	210
FIGURA 167 – BLINDAGEM DO TENSOR MECÂNICO E TRAVÃO DE EMERGÊNCIA (REPRESENTADA A AMARELO), QUE SE ENCONTRA ACOPLADA AO CARRO DESLIZANTE (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	210
FIGURA 168 – VISTA LATERAL DA CARÇAÇA QUE PERFAZ A CHUMACEIRA DA CABEÇA (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	211

FIGURA 169 – VISTA DE FRENTE DA CHUMACEIRA DA CABEÇA. ESTE PONTO DE VISTA NÃO É DE FÁCIL VISUALIZAÇÃO, VISTO QUE A CHUMACEIRA POSSUI DUAS POLIAS ACOPLADAS, QUE EFETUAM A TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	211
FIGURA 170 – APOIO EMPREGUE NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA LAMINADA (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	212
FIGURA 171 – SUPORTE DA BASE DOS EQUIPAMENTOS PRODUTORES DE ESPIRAL METÁLICA (MODELAÇÃO 3D <i>SOLIDWORKS</i> ®).	213
FIGURA 172 – EXEMPLO REPRESENTATIVO DE UMA ESTRUTURA EM FERRO FUNDIDO (SLOCUM,1992).	221
FIGURA 173 – EXEMPLO REPRESENTATIVO DE UMA ESTRUTURA EM AÇO, SOLDADA (SLOCUM,1992).	222
FIGURA 174 – REGIÃO INFERIOR DA MÁQUINA, ONDE SE ENCONTRAM OS SERVOMOTORES.	224
FIGURA 175 – MODO DE CONTACTO ENTRE O SUPORTE DO SERVOMOTOR E TRAVESSA-BASE DA MÁQUINA.	224
FIGURA 176 – FIXAÇÃO DA POLIA TENSORA A UMA DAS TRAVESSAS EXISTENTES NO INTERIOR DA MÁQUINA.	225
FIGURA 177 – LOCALIZAÇÃO DOS TENSORES EXISTENTES NAS MÁQUINAS ELETRONICAMENTE MODIFICADAS E REPRESENTAÇÃO DO SENTIDO DE MOVIMENTO EFETUADO PELOS SERVOMOTORES.	226
FIGURA 178 – POLIAS ACOPLADAS AO VEIO DOS SERVOMOTORES.	226
FIGURA 179 – POLIAS ACOPLADAS AOS VEIOS EXISTENTES NA CHUMACEIRA DA CABEÇA, QUE POR SUA VEZ SE ENCONTRA APARAFUSADA À TRAVESSA SUPERIOR DO EQUIPAMENTO.	227
FIGURA 180 - POSICIONAMENTO DA RÉGUA DE MADEIRA EM RELAÇÃO À POLIA DO VEIO DA CHUMACEIRA DA CABEÇA E À POLIA DO SERVOMOTOR.	228
FIGURA 181 – DESALINHAMENTO EXISTENTE NA CORREIA DE TRANSMISSÃO.	228
FIGURA 182 – ZONAS DA MÁQUINA ONDE PERSISTEM ALGUNS CALÇOS DE BORRACHA, EMBORA A POSIÇÃO DESTES TENHA SIDO ALTERADA COM A VIBRAÇÃO SOFRIDA PELO EQUIPAMENTO.	229
FIGURA 183 – NÍVEIS DE SEVERIDADE DE FUNCIONAMENTO DE MÁQUINAS EM FUNÇÃO DA SUA CLASSE E DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	230
FIGURA 184 – APARELHO DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES X-VIBER (VMI, 2015).	230
FIGURA 185 – PRIMEIRO PONTO DE MEDIÇÃO, LOCALIZADO SOBRE O MANCAL DA EXTREMIDADE FINAL DA CHUMACEIRA DA CABEÇA (À ESQUERDA) E SEGUNDO PONTO DE MEDIÇÃO, SITUADO SOBRE EXTREMIDADE FINAL DA MÁQUINA (À DIREITA).	232
FIGURA 186 – TERCEIRO PONTO DE MEDIÇÃO, SITUADO NA ESTRUTURA DE SUPORTE DA MÁQUINA (À ESQUERDA) E O QUARTO PONTO DE MEDIÇÃO, LOCALIZADO JUNTO À BASE DE SUPORTE DO ELEMENTO ANTI VIBRÁTIL (À DIREITA).	232
FIGURA 187 – ESPETROS DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO MEDIDOS A DIFERENTES VELOCIDADES DE ROTAÇÃO DA MÁQUINA.	234
FIGURA 188 – ESPETROS DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO MEDIDOS NO PONTO 2 E ENVOLVENDO DIFERENTES VELOCIDADES DE ROTAÇÃO DA MÁQUINA.	235
FIGURA 189 – PONTO 5: FORAM ESCOLHIDOS OS SUPORTES DOS SERVOMOTORES PARA MONITORIZAÇÃO DA VIBRAÇÃO GERADA NESTA ZONA.	238
FIGURA 190 – REMOÇÃO DAS DUAS CORREIAS PARA ANÁLISE DAS AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO CAUSADAS PELOS SERVOMOTORES.	239

FIGURA 191 – ESPETROS DE VIBRAÇÃO MEDIDOS NOS DIFERENTES PONTOS APÓS REMOÇÃO DAS CORREIAS DOS SERVOMOTORES E PARA A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DA MÁQUINA DE 2350 RPM.	240
FIGURA 192 – LIGAÇÃO POR CORREIA DO SERVOMOTOR DIREITO À POLIA RESPONSÁVEL PELA TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO AOS ROLOS LAMINADORES.	242
FIGURA 193 - ESPETROS DE VIBRAÇÃO MEDIDOS NOS DIFERENTES PONTOS APÓS A MONTAGEM DA CORREIA DO SERVOMOTOR DIREITO E PARA A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DA MÁQUINA DE 2350 RPM.	242
FIGURA 194 – LIGAÇÃO POR CORREIA DO SERVOMOTOR ESQUERDO À POLIA RESPONSÁVEL PELA TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO À CABEÇA DA MÁQUINA.	244
FIGURA 195 - ESPETROS DE VIBRAÇÃO MEDIDOS NOS DIFERENTES PONTOS APÓS A MONTAGEM DA CORREIA DO SERVOMOTOR ESQUERDO E PARA A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DA MÁQUINA DE 2350 RPM.	245
FIGURA 196 – ALGUNS DOS PONTOS ELEITOS PARA MEDIÇÃO DA TEMPERATURA.	249
FIGURA 197 – TERMOGRAFIA INCIDENTE SOBRE O TENSOR MECÂNICO (À ESQUERDA) E SERVOMOTORES (À DIREITA).	253
FIGURA 198 – TERMOGRAFIA REALIZADA AOS DISSIPADORES DE CALOR (À ESQUERDA) E AO CARRO DESLIZANTE QUE ENVOLVE O VEIO CENTRAL (À DIREITA).	253
FIGURA 199 – MÁQUINA ELETRONICAMENTE MODIFICADA (À ESQUERDA) E RESPECTIVA IMAGEM TERMOGRÁFICA (À DIREITA).	254
FIGURA 200 – ELEMENTOS QUE CONTRIBUEM PARA A PRESENÇA DE ESFORÇOS RADIAIS NOS DOIS PARES DE ROLAMENTOS ASSINALADOS A ROXO E AMARELO (MODELAÇÃO 3D SOLIDWORKS®).	260
FIGURA 201 – DIAGRAMA REPRESENTATIVO DOS ESFORÇOS ATUANTES SOBRE OS ROLAMENTOS DA CHUMACEIRA.	261
FIGURA 202 – FORÇAS ATUANTES DURANTE O PROCESSO DE CONFORMAÇÃO DO ARAME (DIETER, 1988).	263
FIGURA 203 – ESQUEMA REPRESENTATIVO DA TENSÃO EXERCIDA PELA CORREIA SOBRE A POLIA E RESPECTIVA COMPONENTE VERTICAL, $F T e . v$.	267
FIGURA 204 – DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO DE ENGRENAMENTO DAS CORREIAS SOBRE AS POLIAS EM ANÁLISE.	268
FIGURA 205 – DIAGRAMA DE ESFORÇOS ATUANTES SOBRE OS VEIOS ALOJADOS NO INTERIOR DA CHUMACEIRA.	268
FIGURA 206 – DIAGRAMA DE CAUSA E EFEITO, REALIZADO COM O INTUITO DE IDENTIFICAR OS PROBLEMAS SOFRIDOS PELAS MÁQUINAS E AS POSSÍVEIS CAUSAS.	276
FIGURA 207 – EXEMPLO DE UM ÁBACO DE UM SISTEMA DE ISOLAMENTO COM A RESPECTIVA EQUAÇÃO DE REDUÇÃO DE TRANSMISSIBILIDADE.	280
FIGURA 208 – APOIO ANTI VIBRÁTIL DE MAIOR FLEXIBILIDADE.	280
FIGURA 209 – APOIO ANTI VIBRÁTIL DO TIPO DRD (AMC MECANOCAUCHO®, 2007).	281
FIGURA 210 - REPRESENTAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE DEFLEXÃO E CARGA ESTÁTICA SUPOSTADA, DOS DIFERENTES MODELOS DE APOIO ANTI VIBRÁTEIS DO TIPO DRD (AMC MECANOCAUCHO®, 2007).	282

FIGURA 211 - REPRESENTAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE FREQUÊNCIA DE VIBRAÇÃO E A CARGA ESTÁTICA SUPOSTADA, DOS DIFERENTES MODELOS DE APOIO ANTI VIBRÁTIL DO TIPO DRD (AMC MECANOCAUCHO®, 2007).	283
FIGURA 212 – CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO APOIO ANTI VIBRÁTIL DO TIPO DRD (AMC MECANOCAUCHO®, 2007).	284
FIGURA 213 – CALÇO EM BORRACHA UTILIZADO ENTRE A MÁQUINA E A ESTRUTURA DE SUPORTE.	285
FIGURA 214 – APLICAÇÃO DE TELA DE BORRACHA ENTRE A BASE DA MÁQUINA DE FABRICO DE ESPIRAL E A ESTRUTURA DE SUPORTE.	285
FIGURA 215 – TELA DE BORRACHA COLOCADA ENTRE TODA A ÁREA DE CONTACTO DA BASE DO EQUIPAMENTO E ESTRUTURA DE SUPORTE, SENDO ASSINALADA A RESPETIVA ZONA.	285
FIGURA 216 – MODELOS DE APOIOS ANTI VIBRÁTEIS DE RIGIDEZ CONTROLADA POR AJUSTE DA PRESSÃO (CONTINENTAL, 2015).	286
FIGURA 217 – ILUSTRAÇÃO DO CENTRO DE MASSA DA MÁQUINA DE FABRICO DE ESPIRAL.	288
FIGURA 218 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS APOIOS PNEUMÁTICOS. À ESQUERDA ENCONTRA-SE A REFERÊNCIA DE APOIO PARA INSTALAÇÃO FRONTAL E À DIREITA O APOIO PARA A RETAGUARDA DA MÁQUINA (CONTINENTAL, 2015).	289
FIGURA 219 – COMPORTAMENTO DINÂMICO DO APOIO PNEUMÁTICO FS 70-7 CI (CONTINENTAL, 2015).	290
FIGURA 220 – COMPORTAMENTO DINÂMICO DO APOIO PNEUMÁTICO FS 76-7 DI CR (CONTINENTAL, 2015).	291
FIGURA 221 – DESENHO TRIDIMENSIONAL DA ESTRUTURA DE SUPORTE DA MÁQUINA, DESENVOLVIDA PARA A MONTAGEM DOS APOIOS ANTI VIBRÁTEIS PNEUMÁTICOS.	292
FIGURA 222 – CABEÇA DESMONTADA E ILUSTRAÇÃO DOS ELEMENTOS INTERNOS, ENGLOBALANDO ENGRENAGENS QUE TRANSMITEM O MOVIMENTO AOS ROLOS LAMINADORES.	293
FIGURA 223 – EQUILIBRAGEM EFETUADA A UMA CABEÇA DAS MÁQUINAS, NUM EQUIPAMENTO DE MONTAGEM DE PNEUS.	294
FIGURA 224 – EQUIPAMENTO PROPOSTO PARA A EQUILIBRAGEM DO CONJUNTO CONSTITUÍDO PELA CABEÇA E VEIOS.	295
FIGURA 225 – CHUMACEIRA, POLIAS E CORREIAS USADAS NA TRANSMISSÃO DO MOVIMENTO AO VEIO DE ACIONAMENTO DA CABEÇA E AOS LAMINADORES.	296
FIGURA 226 – POLIAS (1), TENSORES (2) E CORREIAS (3), LOCALIZADOS NA PARTE POSTERIOR DA MÁQUINA.	298
FIGURA 227 – DISSIPADOR DE CALOR EXISTENTE NUMA DAS MÁQUINAS ELETRONICAMENTE MODIFICADAS.	300
FIGURA 228 – VISTA INFERIOR DE UM SISTEMA DISSIPADOR DE CALOR.	300
FIGURA 229 – DIFERENTES MODOS DE ATUAÇÃO DOS MOTORES ELÉTRICOS (HARKER SOLUTIONS, 2015).	301
FIGURA 230 – FLUXOGRAMA ILUSTRATIVO DO CONSUMO E DISSIPAÇÃO DE ENERGIA ATUAL.	303
FIGURA 231 – FLUXOGRAMA REPRESENTATIVO DA SOLUÇÃO PROPOSTA A IMPLEMENTAR.	303
FIGURA 232 – TENSOR MECÂNICO ACOPLADO À POLIA DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO.	304
FIGURA 233 – DISCOS DE AÇO EXISTENTES NO TENSOR MECÂNICO.	305
FIGURA 234 – TENSOR ELETROMAGNÉTICO.	306

FIGURA 235 – ESQUEMATIZAÇÃO DOS COMPONENTES QUE INTEGRAM O TENSOR ELETROMAGNÉTICO (SUNRISESCN, 2015).	307
FIGURA 236 – ILUSTRAÇÃO EXEMPLIFICATIVA DOS VÁRIOS COMPONENTES QUE SE ENCONTRAM ACOPLADOS NO CONJUNTO: 1 – POLIA DE TRANSMISSÃO; 2 – TENSOR; 3 – SUPORTE DE FIXAÇÃO À MÁQUINA; 4 – VENTILADOR.	308
FIGURA 237 – COMPONENTES ELÉTRICOS QUE NECESSITAM DE SER INSTALADOS PARA O FUNCIONAMENTO DO TENSOR ELETROMAGNÉTICO: RELÉ (À ESQUERDA), POTENCIÓMETRO (AO CENTRO) E INTERRUPTOR (À DIREITA).	308
FIGURA 238 – SERVOMOTORES UTILIZADOS NAS MÁQUINAS ELETRONICAMENTE MODIFICADAS.	309
FIGURA 239 – GRÁFICO REPRESENTATIVO DO BINÁRIO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO, DO SERVOMOTOR 142U2E300 (EMERSON, 2015).	310
FIGURA 240 – REGIÃO DA MÁQUINA ONDE DEVERIAM SER IMPLEMENTADOS VENTILADORES (ASSINALADOS COM UMA CRUZ).	311
FIGURA 241 – INTERIOR DE UM QUADRO ELÉTRICO: 1- VENTILADOR; 2- ALHETAS DE SAÍDA DE AR (ENTRADA DE PÓS); 3- EXTRATOR.	313
FIGURA 242 - ILUSTRAÇÃO DE UMA BOBINA SEM ARAME PRÉ-LAMINADO – ELEMENTO EXTERNO À MÁQUINA.	315
FIGURA 243 – ILUSTRAÇÃO DE UM LAMINADOR/BOBINADOR.	316
FIGURA 244 – DIMENSÕES TEÓRICAS DE UMA BOBINA INSERIDA NAS MÁQUINAS ELETRONICAMENTE MODIFICADAS – ABAS ESPESSAS.	316
FIGURA 245 – DIMENSÕES TEÓRICAS DE UMA BOBINA INTRODUZIDA NAS MÁQUINAS DE ORIGEM – ABAS FINAS.	317
FIGURA 246 – EQUIPAMENTO CAPAZ DE EQUILIBRAR UMA BOBINA DE ARAME PRÉ-LAMINADO.	318
FIGURA 247 – DISTRIBUIÇÕES DE ARAME: 1) ENROLAMENTO UNIFORME; 2) ENROLAMENTO NÃO UNIFORME, COM CRUZAMENTO DE ARAME E ACUMULAÇÃO NA LATERAL ESQUERDA; 3) ENROLAMENTO NÃO UNIFORME, COM ACUMULAÇÃO EM AMBAS AS LATERAIS.	320
FIGURA 248 – ILUSTRAÇÃO DE UMA BLINDAGEM QUE ENGLOBA O TENSOR MECÂNICO E TRAVÃO DE EMERGÊNCIA.	322
FIGURA 249 – SOLUÇÃO PROPOSTA PARA REFORÇO DA BLINDAGEM.	322
FIGURA 250 – TAMBOR E RESPECTIVA TAMPA DE ISOLAMENTO DOS ÓRGÃOS MECÂNICOS QUE SE ENCONTRAM NO SEU INTERIOR.	323
FIGURA 251 – REPRESENTAÇÃO DO TAMBOR E RESPECTIVOS ELEMENTOS CONSTITUINTES MODELADOS EM 3D.	324
FIGURA 252 – SISTEMA DE DOBRADIÇA EXISTENTE NAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	324
FIGURA 253 – PROPOSTA REALIZADA COM BASE NO SISTEMA DE DOBRADIÇA, REPRESENTADO NESTA IMAGEM.	325
FIGURA 254 – BACIA E TAMPA DO TAMBOR COM BORRACHAS EM MAU ESTADO DE CONSERVAÇÃO.	325
FIGURA 255 – BORRACHAS INEXISTENTES NO TAMBOR DESTA MÁQUINA, NÃO HAVENDO MUITO CONTACTO ENTRE A TAMPA E A BACIA DO TAMBOR.	326
FIGURA 256 – VIGA QUE SUSTENTA O CARRO DESLIZANTE.	327
FIGURA 257 – ZONAS CRÍTICAS DA VIGA QUE SUSTENTA O CARRO DESLIZANTE (TENSOR MECÂNICO TINHA SIDO RETIRADO PARA REPARAÇÃO).	327

FIGURA 258 – LOCALIZAÇÃO DO QUADRO ELÉTRICO, QUE SE ENCONTRA EMBUTIDO NA ESTRUTURA PRINCIPAL DA MÁQUINA.	328
FIGURA 259 – SISTEMA DE BLOQUEIO DA TAMPA DO TAMBOR À BACIA, DE UMA MÁQUINA DE OUTRO FABRICANTE.	329
FIGURA 260 – DESENHO, EM FASE DE PROJETO, DE UM SUPORTE PARA BLOQUEIO DA CABEÇA DAS MÁQUINAS.	330
FIGURA 261 – PROJETO, EM CATIA®, DO DISPOSITIVO PARA CONTROLO DA QUALIDADE DA ESPIRAL METÁLICA PRODUZIDA.	331
FIGURA 262 – DETALHE DO DISPOSITIVO PARA CONTROLO DA QUALIDADE DA ESPIRAL PRODUZIDA.	331
FIGURA 263 – RESUMO DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS PARA OTIMIZAÇÃO DAS MÁQUINAS DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL METÁLICA.	336

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - EXEMPLOS DE INVESTIMENTO EM PORTUGAL NA DÉCADA DE 90. FONTES: ICEP (2000) E INTELI (2000).	47
TABELA 2 - EVOLUÇÃO DA MONTAGEM DE VEÍCULOS EM PORTUGAL (ACAP, 2001).	47
TABELA 3 - EVOLUÇÃO DO SETOR DE COMPONENTES (5 000 000 EUROS) (AFIA, 2000).	48
TABELA 4 - FATURAÇÃO POR GRUPO DE ATIVIDADE (5 000 000 EUROS) (AFIA, 2000).	49
TABELA 5 – PRINCIPAIS ACESSÓRIOS QUE INTEGRAM OS CABOS PARA ACIONAMENTO MECÂNICO, MODOS DE AQUISIÇÃO E FUNÇÕES DESEMPENHADAS (FICOCABLES, 2015).	63
TABELA 6 - PROPRIEDADES E CARATERÍSTICAS GERAIS DO ARAME UTILIZADO NAS MÁQUINAS DE FABRICO DE ESPIRAL LAMINADA (ANEXO I) (FICOCABLES, 2015).	69
TABELA 7 - CARATERÍSTICAS GERAIS, CEDIDAS PELO FORNECEDOR, DO ARAME DE 1,00 MM DE DIÂMETRO UTILIZADO NAS MÁQUINAS DE FABRICO DE ESPIRAL LAMINADO (ANEXO I) (FICOCABLES, 2015).	70
TABELA 8 - CARATERÍSTICAS DAS PRINCIPAIS ESPIRAIS METÁLICAS LAMINADOS QUE SÃO FABRICADOS NA PLATAFORMA DA FICOCABLES (ANEXO I).	71
TABELA 9 - PRINCIPAIS PROPRIEDADES DO ARAME DE 0,60 MM, CEDIDAS PELO FORNECEDOR (ANEXO I) (FICOCABLES, 2015).	73
TABELA 10 – REFERÊNCIAS E CARATERÍSTICAS DOS TUBOS INTERIORES UTILIZADOS NAS PLANETÁRIAS (FICOCABLES, 2015).	74
TABELA 11 - PRINCIPAIS CARATERÍSTICAS DO ARAME UTILIZADO NA TOYOTA, CEDIDAS PELO FORNECEDOR (ANEXO I) (FICOCABLES, 2015).	76
TABELA 12 - CARATERÍSTICAS DOS TUBOS INTERIORES USADOS NA MÁQUINA DE PRODUÇÃO DE ESPIRAL ENTRELAÇADA – TOYOTA (FICOCABLES, 2015).	76
TABELA 13 – DIAGNÓSTICO DA INTENSIDADE DO DESEQUILÍBRIO EXISTENTE NAS MÁQUINAS, CUJAS VELOCIDADES ESTÃO COMPREENDIDAS ENTRE 1500 E 3000 RPM, EM FUNÇÃO DO NÍVEL DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	113
TABELA 14 - CARATERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES DOS ROLAMENTOS 33007 (SKF, 2012).	191
TABELA 15 - CARATERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES DOS ROLAMENTOS 6000 (SKF, 2012).	192
TABELA 16 - CARATERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES DOS ROLAMENTOS 6306 (SKF, 2012).	192
TABELA 17 – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS, BASEADOS NAS LIGAS DE FE-C (ZULAIKA ET AL., 2009).	217
TABELA 18 – PROPRIEDADES DO BETÃO POLIMÉRICO E GRANITO (ZULAIKA ET AL., 2009).	218
TABELA 19 – PROPRIEDADES DO COMPÓSITO REFORÇADO COM FIBRAS REALIZADO ATRAVÉS DA PRÉ-IMPREGNAÇÃO DAS MESMAS EM RESINA DE EPÓXIDO (ZULAIKA ET AL., 2009).	218
TABELA 20 – CUSTO DE AQUISIÇÃO DE MATERIAIS PARA FABRICO DE ESTRUTURAS (ZULAIKA ET AL., 2009).	220
TABELA 21 - CLASSIFICAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DAS MÁQUINAS EM FUNÇÃO DA AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO E DA CLASSE DA MÁQUINA, NA QUAL O EQUIPAMENTO X-VIBER SE BASEIA (MOBIUS INSTITUTE, 2005).	231
TABELA 22 – AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO MÁXIMAS REGISTRADAS PARA DIFERENTES REGIMES DE FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA.	235
TABELA 23 – AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO MEDIDAS DURANTE O ENSAIO DE EQUILIBRAGEM DA CABEÇA DA MÁQUINA.	237

TABELA 24 – AMPLITUDES MÁXIMAS DE VIBRAÇÃO OBTIDAS NOS CINCO PONTOS E PARA AS QUATRO VELOCIDADES DE ROTAÇÃO, SEM MONTAGEM DE CORREIAS.	240
TABELA 25 – AMPLITUDES MÁXIMAS DE VIBRAÇÃO OBTIDAS NOS 5 PONTOS E PARA AS QUATRO VELOCIDADES DE ROTAÇÃO, COM A CORREIA MONTADA NO SERVOMOTOR DIREITO.	243
TABELA 26 – AMPLITUDES MÁXIMAS DE VIBRAÇÃO OBTIDAS NOS 5 PONTOS E PARA AS QUATRO VELOCIDADES DE ROTAÇÃO, COM A CORREIA MONTADA NO SERVOMOTOR ESQUERDO.	245
TABELA 27 – TEMPERATURAS OBTIDAS NOS ÓRGÃOS PREVIAMENTE SELECIONADOS DURANTE O PRIMEIRO ENSAIO.	251
TABELA 28 – VALORES TÉRMICOS REGISTRADOS NOS DIFERENTES COMPONENTES DA MÁQUINA FET621.	252
TABELA 29 – REGISTO DAS MAIORES TEMPERATURAS DESENVOLVIDAS PELA MÁQUINA FET621, APÓS ALTERAÇÃO DOS APOIOS DE ORIGEM.	253
TABELA 30 – TEMPERATURAS MÁXIMAS OBTIDAS NA MÁQUINA MODIFICADA FET613.	254
TABELA 31 – TEMPERATURAS MÁXIMAS OBTIDAS NA MÁQUINA MODIFICADA FET614.	255
TABELA 32 – TEMPERATURAS MÁXIMAS OBTIDAS NA MÁQUINA MODIFICADA FET619.	255
TABELA 33 – TEMPERATURAS MÁXIMAS OBTIDAS NA MÁQUINA MODIFICADA FET620.	256
TABELA 34 - CARATERÍSTICAS DO APOIO ANTI VIBRÁTIL DO TIPO DRD (AMC MECANOCAUCHO®, 2007).	284
TABELA 35 – FICHA TÉCNICA DO APOIO FS 70-7 CI E DO APOIO FS 76-7 DI CR (CONTINENTAL, 2015).	291
TABELA 36 – SELEÇÃO DAS SOLUÇÕES COM IMPLEMENTAÇÃO VIÁVEL IMEDIATA E FUTURA, ASSIM COMO AS SOLUÇÕES INVIÁVEIS.	338
TABELA 37 – AMPLITUDES DE VIBRAÇÃO MÁXIMAS REGISTRADAS PARA DIFERENTES REGIMES DE FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA.	340
TABELA 38 – TEMPERATURAS REGISTRADAS APÓS A IMPLEMENTAÇÃO DE ALGUMAS AÇÕES DE MELHORIA NAS MÁQUINAS ELETRONICAMENTE MODIFICADAS.	343
TABELA 39 – VALORES DE TEMPERATURA-PADRÃO PARA UMA MÁQUINA ELETRONICAMENTE MODIFICADA.	346
TABELA 40 – ANÁLISE ECONÓMICA DO TEMPO NECESSÁRIO PARA O RETORNO FINANCEIRO DOS DIVERSOS ELEMENTOS APLICADOS NAS MÁQUINAS.	348

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	40
1.1	Enquadramento	40
1.2	Objetivos	40
1.3	Metodologia	42
1.4	Estrutura	42
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	46
2.1	Fabrico de componentes para a indústria automóvel	46
2.2	Cabos metálicos e respetivos componentes	51
2.3	Espirais para cabos metálicos	65
2.3.1	Requisitos das espirais metálicas para cablagens automóveis	68
2.3.2	Matéria-prima usualmente utilizada no fabrico de espirais	68
2.3.2.1	Máquinas de origem chinesa e máquinas antigas de fabrico de espiral metálica laminada	69
2.3.2.2	Máquinas planetárias de fabrico de espiral aramada	73
2.3.2.3	Máquina planetária de fabrico de espiral entrelaçada (tipo “Braided”)	75
2.3.3	Componentes utilizados na produção das espirais	77
2.4	Análise do funcionamento de equipamentos produtivos	81
2.4.1	Técnicas de análise não-destrutiva de equipamentos	81
2.4.1.1	Análise de vibrações	82
2.4.1.1.1	Teoria associada à análise de vibrações	82
2.4.1.1.2	Metodologias de medição das vibrações	89
2.4.1.1.3	Análise dos dados obtidos a partir da medição do nível de vibração	96
2.4.1.1.3.1	Interpretação dos sinais de vibração	96
2.4.1.1.3.2	Validação das medições	100
2.4.1.1.4	Metodologias de redução das vibrações	108
2.4.1.1.4.1	Ações corretivas para redução das vibrações	111
2.4.1.1.4.1.1	Equilibragens	111
2.4.1.1.4.1.1.1	Tipos de desequilíbrios	113
2.4.1.1.4.1.1.2	Causas de desequilíbrio	115
2.4.1.1.4.1.2	Alinhamentos	116
2.4.1.1.4.1.2.1	Tipos de desalinhamentos	116
2.4.1.1.4.1.2.2	Efeitos da temperatura no desalinhamento	118
2.4.1.1.4.1.2.3	Causas de desalinhamento	118
2.4.1.1.4.1.3	Desempenos	119
2.4.1.1.4.1.4	Ações corretivas em rolamentos	120
2.4.1.1.4.1.5	Ações corretivas das folgas	121
2.4.1.1.4.1.5.1	Folgas em elementos rotativos	122

2.4.1.1.4.1.5.2	Folgas estruturais	122
2.4.1.2	Termografia	123
2.4.1.2.1	Fatores que influenciam a medição da radiação infravermelha	124
2.4.1.2.2	Equipamento	124
2.4.1.2.3	Termografia aplicada ao setor industrial	125
2.4.1.2.3.1	Manutenção de sistemas mecânicos	125
2.4.1.2.3.2	Manutenção de sistemas elétricos	127
2.4.2	Reconversão de equipamentos industriais	127
2.4.2.1	Quando aplicar uma reconversão a um equipamento	128
2.4.2.2	Cuidados a absorver na realização de uma reconversão	129
2.4.2.2.1	Metodologia 'Integral Decision Analysis (IDA)'	129
2.4.2.2.2	Análise estrutural	132
2.4.2.2.2.1	Análise linear	132
2.4.2.2.2.2	Análise não-linear	134
2.4.2.2.3	Análise dinâmica	134
2.4.2.2.4	Utilização de ferramentas avançadas de análise	136
2.4.2.2.4.1	Utilização do MEF na indústria automóvel	138
2.5	Manutenção de equipamentos industriais	139
2.5.1	Filosofias de gestão da manutenção	141
2.5.2	Objetivos da Manutenção	142
2.5.3	Tipos de Manutenção	143
2.5.3.1	Manutenção Corretiva	143
2.5.3.1.1	Manutenção Paliativa	144
2.5.3.1.2	Manutenção Curativa	145
2.5.3.2	Manutenção Preventiva	145
2.5.3.2.1	Manutenção Sistemática	146
2.5.3.2.2	Manutenção Condicionada	146
2.5.3.2.3	Manutenção de Melhoria	146
2.5.4	Modelos de análise do momento ideal para intervenção	147
2.5.5	Seleção do tipo de Manutenção a utilizar	148
3	DESENVOLVIMENTO	152
3.1	Objetivos do trabalho prático	152
3.2	Caraterização da empresa	153
3.2.1	Apresentação breve do Grupo Ficosa Internacional	153
3.2.2	Apresentação da empresa FicoCables Lda.	154
3.3	Objeto em estudo: Máquina de fabrico de espiral metálica laminada	155
3.3.1	Principais componentes integrantes nas máquinas de fabrico de espiral	156
3.3.2	Análise do princípio de funcionamento do sistema	162
3.4	Identificação e caraterização do problema	175
3.4.1	Identificação dos problemas	175
3.4.2	Caraterização dos problemas	176

3.4.2.1	Vibrações e ruídos (fonte interna)	178
3.4.2.2	Temperaturas (fonte interna)	179
3.4.2.3	Bobinas (fonte externa)	180
3.4.3	Determinação dos problemas mais críticos	181
3.4.3.1	Problemas tipicamente comuns na cabeça da máquina	182
3.4.3.2	Problemas frequentes nos rolamentos	185
3.4.3.2.1	Identificação e caracterização dos rolamentos	187
3.4.3.3	Problemas nos apoios	192
3.4.3.4	Problemas particularmente comuns no tensor mecânico	193
3.4.3.5	Problemas tipicamente comuns na bobina	199
3.5	Análise do problema	205
3.5.1	Análise estrutural do equipamento	205
3.5.1.1	Parâmetros e materiais a considerar na conceção de uma estrutura	214
3.5.1.2	Materiais inovadores utilizados no fabrico de estruturas	217
3.5.1.3	Custos dos materiais em estruturas	220
3.5.1.4	Análise estrutural dos mecanismos de transmissão de movimento	223
3.5.1.4.1	Servomotores	223
3.5.1.4.2	Polias de tensionamento	224
3.5.1.4.3	Polias	226
3.5.1.4.4	Correias	228
3.5.2	Análise de vibrações e possíveis causas	229
3.5.2.1	Síntese dos ensaios efetuados	246
3.5.2.2	Síntese dos conceitos a reter	247
3.5.3	Análise das temperaturas desenvolvidas no equipamento	248
3.5.4	Análise dos mancais de apoio	259
3.5.4.1	Análise da capacidade instalada nos rolamentos da chumaceira	259
3.5.4.1.1	Esquema de esforços atuantes na chumaceira da cabeça da máquina	261
3.5.4.1.2	Cálculo da força F na extremidade onde se situa a cabeça do equipamento	262
3.5.4.1.3	Cálculo da força F_p na extremidade oposta à da cabeça	266
3.5.4.2	Determinação da duração da vida atingível nos rolamentos mais críticos	270
3.6	Resumo da análise dos problemas identificados e possíveis causas	275
3.7	Tempestade de ideias sobre possíveis soluções	277
3.7.1	Como diminuir o nível de vibrações no equipamento	277
3.7.1.1	Solução para redução do nível de vibração: Alteração dos apoios anti vibráteis em borracha	278
3.7.1.2	Solução para redução do nível de vibração: Apoios anti vibráteis pneumáticos	286
3.7.1.3	Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre a cabeça do equipamento	292
3.7.1.4	Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre os veios da chumaceira da cabeça	295
3.7.1.5	Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre as polias, tensores e correias	298
3.7.2	Como diminuir a temperatura nos pontos críticos	298

3.7.2.1	Solução para redução da temperatura: Dissipadores de calor	299
3.7.2.2	Solução para redução da temperatura: Tensor mecânico	304
3.7.2.3	Solução para redução da temperatura: Servomotores	309
3.7.2.4	Solução para redução da temperatura: Quadro elétrico / Painel de controlo	312
3.7.3	Como melhorar globalmente o equipamento	313
3.7.3.1	Equilibrar e reforçar estruturalmente bobinas detentoras de arame pré-laminado	315
3.7.3.2	Reforçar estruturalmente alguns componentes integrantes	320
3.7.3.3	Alterar a localização do quadro elétrico	328
3.7.3.4	Implementação de sistemas de bloqueio nas tampas dos tambores	328
3.7.3.5	Implementação de suportes para bloqueio das cabeças das máquinas	329
3.7.3.6	Implementação de dispositivos que possibilitem incrementar substancialmente a qualidade da espiral metálica produzida	330
3.7.3.7	Solução para substituição dos rolamentos mais críticos existentes no interior da chumaceira da cabeça	332
3.8	Resumo das soluções propostas	335
3.9	Seleção das soluções com implementação tecnicamente viável	337
3.10	Resultados obtidos	339
3.10.1	Resultados obtidos no âmbito da redução das amplitudes de vibração	339
3.10.2	Resultados obtidos no âmbito da redução das temperaturas desenvolvidas	342
3.10.3	Resultados obtidos no âmbito de maior segurança no manuseamento dos equipamentos	347
3.11	Análise económica do tempo necessário para o retorno financeiro	347
4	CONCLUSÕES	353
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	358
5.1	Bibliografia	358
5.2	Outras Fontes de Informação Disponíveis Online	361
6	ANEXOS	366
	Anexo I – Dados técnicos dos fornecedores de arame e referências de espirais metálicas laminadas	367
	Anexo II - Curva da banheira “bathtub”	373
	Anexo III – Como utilizar o X- Viber (Ferramenta balanceamento 3 pontos)	375
	Anexo IV – Ábacos, tabelas e diagramas do catálogo da FAG	377

INTRODUÇÃO

1.1 ENQUADRAMENTO

1.2 OBJETIVOS

1.3 METODOLOGIA

1.4 ESTRUTURA

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

A indústria automóvel é uma das principais promotoras da melhoria contínua. Devido ao facto de necessitar de apresentar elevados rácios de produtividade e qualidade, procura otimizar tudo, por forma a maximizar o lucro, o qual só advém de uma eficácia tremenda em todo o processo, já que as margens são, na maior parte dos casos, bastante diminutas.

As empresas ligadas ao fabrico de componentes para a indústria automóvel possuem preços de venda perfeitamente controlados, o que as faz tentar otimizar e rentabilizar ao máximo os processos, pois os materiais são especificados pelas marcas detentoras do projeto e da montagem final. Assim, rentabilizar passa essencialmente por otimizar os processos e operações. Quando o processo está dependente de equipamentos, é comum, na indústria automóvel, os próprios produtores promoverem melhorias que permitam um aumento por vezes significativo da capacidade das mesmas, com vista a promover a sua rentabilização. Para além disso, se um dado equipamento produzir mais, conseguem-se poupanças em duas vertentes: menor número de equipamentos adquiridos e menor espaço necessário no *layout* fabril.

No entanto, o incremento da capacidade produtiva dos equipamentos tem de ser convenientemente estudado, devido à estrutura dos mesmos, capacidade de geração de movimento e resposta dos componentes críticos a essa maior solicitação. Se, em termos de geração de movimento, a situação é bastante simples de resolver com a tecnologia atualmente ao dispor, já o mesmo não acontece em termos mecânicos, pois componentes críticos como mancais de apoio, rolamentos, vedantes, polias, correias e tudo mais, são normalmente dimensionados com alguma capacidade extra, mas não a suficiente para incrementos drásticos da capacidade produtiva. Pequenos desequilíbrios por vezes sentidos a baixa velocidade, tornam-se críticos quando a velocidade aumenta, tornando inviáveis as pretensões iniciais. Daí, ser necessário um cuidadoso estudo de toda a cinemática e dinâmica dos equipamentos, antes de se proceder a qualquer alteração mais drástica dos mesmos.

1.2 Objetivos

Este trabalho teve como objetivo principal proceder ao estudo dos fenómenos que estavam a afetar o funcionamento de equipamentos destinados à produção de espirais metálicas, para serem utilizadas como bainha nos cabos metálicos de acionamento de diversos dispositivos em

veículos automóveis. Os equipamentos foram adquiridos para uma dada capacidade de produção, sendo depois modificados para atingirem cerca de mais 50% da capacidade produtiva, com vista a aumentar a capacidade sem que a mesma se traduzisse em aumento da área necessária à sua produção. No entanto, a modificação não foi bem conseguida, e os equipamentos ficavam bastante aquém da capacidade que deveria ter ficado instalada com a modificação efetuada. Assim, poderá considerar-se que os objetivos principais deste trabalho passam por:

- Identificar quais os problemas que estão a ser sentidos nos equipamentos, e que levam os operadores a não poderem utilizar a velocidade para os quais a melhoria estava programada;
- Identificar quais as causas que estão na origem desses problemas;
- Sugerir e implementar soluções que permitam atingir, de forma segura, os níveis de produção programados aquando das ações de melhoria efetuadas nos equipamentos.

Para a prossecução dos objetivos anteriormente referidos, tornou-se necessário:

- Efetuar um controlo de produção das máquinas na situação atual;
- Identificar quais os problemas que levavam a que os operadores não utilizassem velocidades de trabalho superiores nos equipamentos;
- Proceder a uma análise criteriosa de quais os problemas que estão na origem dos efeitos sentidos;
- Recorrer às técnicas ao dispor para identificar possíveis causas, tais como termografia e análise de vibrações;
- Elaborar um plano de ações gradativo, em termos de tempo de indisponibilidade das máquinas para implementação de novos sistemas e de investimento, com vista a resolver os problemas identificados;
- Para cada possível solução encontrada, analisar a viabilidade da sua aplicação, através de um estudo criterioso de retorno do investimento;
- Proceder à implementação escalonada de diferentes ações, com vista ao estudo do efeito que cada uma efetivamente acarreta para o equipamento, no sentido de ser atingido o volume mínimo de produção necessário.

1.3 Metodologia

A elaboração do presente trabalho seguiu a metodologia que seguidamente se descreve:

- Estudo dos princípios de funcionamento dos equipamentos;
- Levantamento dos níveis de produção conseguidos em cada equipamento;
- Levantamento das dificuldades sentidas em cada equipamento;
- Identificação dos problemas que poderiam estar na origem das anomalias de funcionamento desses equipamentos;
- Estudo do estado da arte referente à problemática das vibrações;
- Estudo do funcionamento de sistemas de análise ligados à manutenção preditiva e preventiva;
- Tempestade de ideias sobre possíveis soluções para as diferentes causas que pudessem estar na origem dos problemas sentidos;
- Seleção das melhores soluções técnicas preconizadas;
- Análise económica custo-benefício relativa à implementação de cada uma das soluções entendidas como tecnicamente eficazes;
- Implementação gradativa de cada uma das soluções, e estudo da influência de cada ação na cadência efetiva de produção e sintomas anteriormente detetados nos equipamentos;
- Resumo das ações efetuadas, resultados obtidos e tempo necessário para o retorno do investimento;
- Redação da presente Dissertação.

1.4 Estrutura

A estrutura deste trabalho está assente essencialmente em duas partes: uma Revisão Bibliográfica inicial, onde se pretende enquadrar o leitor com os temas envolvidos nesta dissertação, passando em revista os desenvolvimentos técnicos e científicos que foram publicados em livros e periódicos científicos dedicados à matéria, e o Desenvolvimento do Trabalho Prático propriamente dito, com referência à forma como o trabalho se iniciou e evoluiu, metodologias utilizadas, ensaios efetuados, resultados obtidos e respetivas conclusões.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FABRICO DE COMPONENTES PARA A INDÚSTRIA AUTOMÓVEL

2.2 CABOS METÁLICOS E RESPETIVOS COMPONENTES

2.3 ESPIRAIS PARA CABOS METÁLICOS

2.4 ANÁLISE DO FUNCIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS PRODUTIVOS

2.5 MANUTENÇÃO DE EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fabrico de componentes para a indústria automóvel

Em Portugal, todo o desenvolvimento assistido no setor automóvel nos últimos anos foi proporcionado em grande parte, pelo investimento externo que outros países realizaram no mesmo, com vista a expandirem os seus negócios e a intensificar o reconhecimento das suas marcas, produtos e serviços. O desenvolvimento desta indústria no nosso país foi tardio, em comparação com outros países da União Europeia. Contudo, existem atualmente empresas que produzem diversos componentes para o setor automóvel, utilizando apenas recursos e materiais de origem nacional, sendo posteriormente vendidos principalmente para empresas estrangeiras, uma vez que o desenvolvimento e conceção de automóveis no país é muito reduzido, não havendo atualmente nenhuma marca de automóvel portuguesa a ser concebida através de linhas de montagem e a ser vendida mundialmente.

Segundo Cordeiro (2009), o desenvolvimento do setor de componentes para a indústria automóvel em Portugal deve-se muito ao investimento estrangeiro dedicado à instalação de unidades de montagem. A instalação da Renault, do grupo PSA e da AutoEuropa em Portugal foram fundamentais para a indústria de componentes. As primeiras contribuíram de forma significativa para o desenvolvimento das empresas a nível nacional, através da formação dos profissionais que tiveram um papel fulcral no desenvolvimento da indústria, e a nível internacional contribuiu para tornar as empresas mais competitivas no mercado externo. A última “veio reforçar o estabelecimento e a dinamização de redes de fornecedores com a consolidação de competências baseadas no custo, qualidade e prazo, o desenvolvimento de capacidades de engenharia de processo e o aumento de escala, para além da assimilação das regras de funcionamento da indústria automóvel” (Oliveira, 2009).

O setor de componentes continua a investir e a crescer, representando seguramente a indústria transformadora que agrega as melhores tecnologias através de processos de vanguarda do mercado mundial, tendo ainda forte e importante capacidade no desenvolvimento de produtos.

A Tabela 1 resume os principais investimentos estrangeiros no setor automóvel em Portugal entre 1988 e 1998.

Tabela 1 - Exemplos de investimento em Portugal na década de 90. Fontes: ICEP (2000) e Inteli (2000).

Empresa	Data de investimento	Actividade / Produtos
AutoEuropa (Ford / VW)	1993	Unidade de Montagem
Bertand Faure	1993	Assentos
Bomoro (Bosch)	1994	Fechaduras
Cablinal	Setembro 1993	Cablagens
Citroën	n.d.	Modernização Unidade de Montagem
Cofap Europa	Julho 1990	Segmentos
Continental Mabor	Junho 1990	Pneus e câmaras de ar
Covina	Janeiro 1990	Vidros
Dalphi Metal	Fevereiro 1993	Componentes para direcção
Delphi	n.d.	Sistemas de Ignição
Fico Cables	Dezembro 1993	Cablagens
Ford Electronic II	Outubro 1995	Compressores de ar
Ford/VW	Julho 1991	Montagem veículos
Hoheica	Maio 1994	Espelhos retrovisores
HUF	Novembro 1992	Fechaduras
Indelma	Julho 1991	Cablagens
Indelma	Fevereiro 1994	Cablagens
Iralusa	Março 1994	Componentes para tecto
Johnson Controls	Dezembro 1992	Capas de assentos
Jonhson Controls	Dezembro 1994	Espumas para assentos
Karmann Ghia	Maio 1994	Capas de assentos
Kupper e Schmidt	Junho 1993	Peças em liga forjada
Lear Corporation	Março 1998	Interior / assentos
Leonische	1991	Cablagens
Opel Portugal	Fevereiro 1996	Modernização Unidade de Montagem
RSL	Julho 1994	Peças plásticas
Sommer Allibert	Dezembro 1993	Peças plásticas
UT Automotive	Abril 1998	Cablagens

Das doze unidades de montagem existentes no início da década, na sua maioria unidades de pequena dimensão, Portugal conta atualmente com cinco unidades, após o encerramento da fábrica da Renault em Setúbal em 1998 (após redução drástica da produção em 1993), e da Ford Lusitana, em 2000 – Tabela 2. A produção de veículos em Portugal na década de 1990 fica marcada pelo impulso da produção da AutoEuropa que, não obstante o encerramento de outras unidades, elevou o número de veículos produzidos de 140 000 em 1990 para mais de 250 000 em 1999 (Tabela 2) (Velo *et al.*, 2000).

Tabela 2 - Evolução da montagem de veículos em Portugal (ACAP, 2001).

Ano	1991	1995	1997	1999	2000
Número de unidades de montagem	12	9	7	6	5
Número de veículos produzidos	141 377	159 415	271 737	252 290	246 724
Número de veículos exportados	71 979	122 927	227 998	225 675	224 554
Número de veículos vendidos	298 139	271 701	322 035	407 577	418 870

O aumento do número de veículos produzidos e, em particular, a instalação da unidade de montagem AutoEuropa, teve impacto direto na expansão do setor de componentes, que viu a sua dimensão triplicar ao longo da década de 90 (Tabela 3), em conjunto com um também significativo aumento das exportações. No geral, era a seguinte a evolução registada no setor de componentes para automóveis no panorama nacional, na década de 90 (Veloso *et. al*, 2000).

Tabela 3 - Evolução do setor de componentes (5 000 000 Euros) (AFIA, 2000).

	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999
Facturação	226	284	350	410	445	484	629	710	736	766
Mercado Interno	66	68	75	85	87	100	215	250	271	285
Exportação	160	216	275	325	358	384	414	460	465	481

Em termos globais, os principais mercados de exportação são os mercados da União Europeia, com a Alemanha, França, Espanha e Reino Unido a revelarem considerável importância. Em termos do fabrico de componentes, era a seguinte a distribuição da importância dos principais mercados de exportação no ano de 1998 (Figura 1).

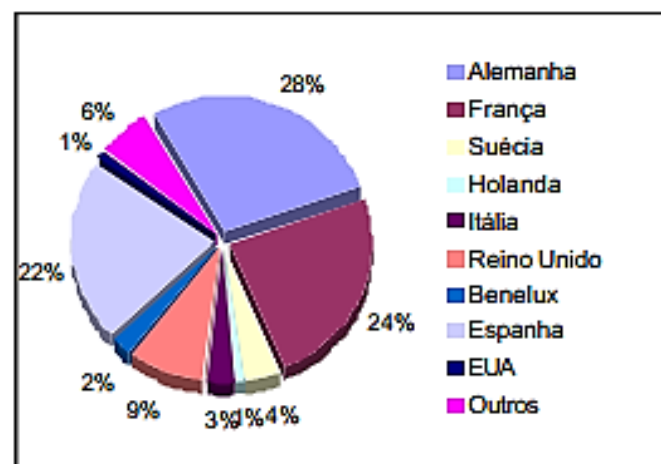


Figura 1 - Principais destinos de exportação em 1998 (AFIA, 2000).

O setor de fabrico de componentes para automóvel é composto por cerca de 180 empresas (de acordo com os dados da AFIA), com áreas de atividade desde a produção de motores ou peças para motores até ao fabrico de moldes e ferramentas. Na sua maioria, os fornecedores nacionais assumem um posicionamento nos níveis inferiores da cadeia de valor do fornecimento de componentes, sendo, tipicamente, “Fabricantes de Componentes” ou “Fabricantes Montadores” (Figura 2) (Veloso *et al.*, 2000 e Inteli, 2003).

A análise da estrutura do mercado demonstra que o setor era, até 1998, dominado pela produção de peças para motores, transmissão e travões, produção de elementos para interiores e fabrico de componentes elétricos (Tabela 4).

Tabela 4 - Faturação por grupo de atividade (5 000 000 Euros) (AFIA, 2000).

Grupo de actividade	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998
Motores, Transmissões e Travões	84	108	117	127	151	168	174
Comp. Carroçaria, Suspensão, Chassis	23	34	37	40	70	77	80
Interiores	60	80	86	102	168	190	197
Componentes Eléctricos	88	101	110	114	148	175	181
Pneus	23	9	10	19	24	27	28
Autocarros, Basculantes, Carroçarias	61	63	68	68	53	57	59
Outros (Molde, Ferramentas, ...)	11	15	17	14	15	16	17
Total	350	410	445	484	629	710	736

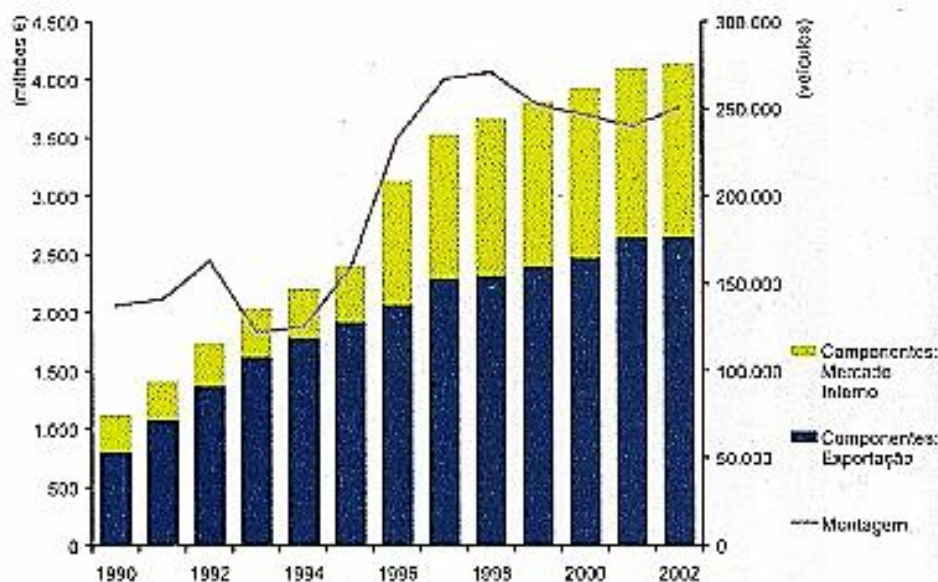


Figura 2 - Evolução do Setor de Componentes em Portugal (Inteli, 2003).

No entanto, os OEM's (*Original Equipment Manufacturers*) e os seus fornecedores nacionais confrontam-se por vezes com fatores limitativos de uma maior introdução de produtos portugueses nos veículos, os quais podem ser a falta de observância das regras impostas pelos construtores (o que leva a que algumas empresas prefiram não fornecer do que se sujeitarem a cumprir certas imposições), a capacidade insuficiente na área de desenvolvimento de produto e a presença pouco significativa do setor de desenvolvimento de produto por parte dos construtores em Portugal (Oliveira, 2009).

A designação OEM's - *Original Equipment Manufacturers* - tem origem anglo-saxónica e refere-se ao fabricante e detentor de uma marca e responsável pelo *design*, montagem final, bem como controlo de qualidade e redes de distribuição (Reis, 2001).

As cerca de 180 empresas contabilizadas no ramo representam atividades distribuídas por um conjunto de setores e diferentes níveis de responsabilidade na cadeia de valor. Existe uma clara predominância de empresas com volumes de negócio até 25 milhões de euros (cerca de 70% do total), sendo também relevante a importância das empresas com faturação até 5 milhões de euros, que representam perto de 1/3 do total (Oliveira, 2009).

Uma análise por subsector revela um peso nas indústrias de processamento de metais, nos subsectores da metalomecânica e da metalurgia, que representam cerca de 40% do total das empresas e 44% do volume de negócios. A produção de componentes plásticos ocupa cerca de 12% do total das empresas, com 10% do volume de negócios. Destaque para a produção de equipamentos elétricos e eletrónicos que, representando apenas 6% das empresas, traduz-se num volume de negócios de 22% (Oliveira, 2009).

Em termos do fabrico de componentes, a Figura 3 representa a distribuição da importância dos principais mercados de exportação no ano de 1998 (Reis, 2001).

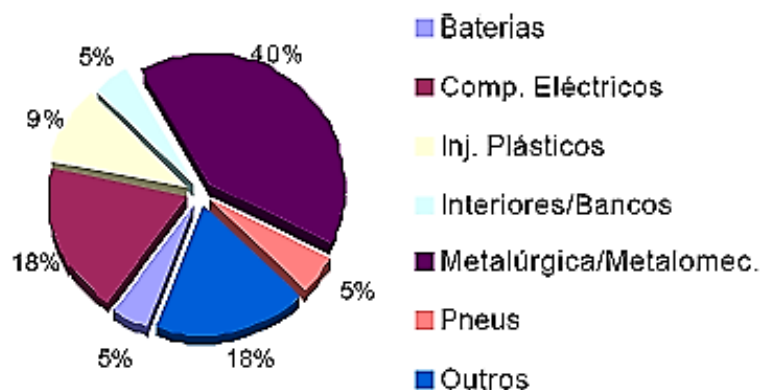


Figura 3 - Distribuição por área de atividade (Reis, 2001).

Nos sistemas do interior e da carroçaria, o fabrico de componentes para a área de *body* ocupa aproximadamente 33% das empresas, seguido dos sistemas de moldes e ferramentas. As empresas de pequena e média dimensão dedicam-se essencialmente ao fabrico de componentes de baixa complexidade e pequenas montagens com posicionamentos pouco favoráveis na cadeia de valor (Oliveira, 2009).

No tecido de fornecedores da indústria automóvel portuguesa há duas situações distintas, conforme se trate de empresas fazendo parte de multinacionais ou de empresas de capital maioritariamente nacional. As primeiras, dominadas pela casa-mãe, de nível tecnológico permanentemente atualizado por esta, não têm problemas de inserção no mercado. As segundas, que na maior parte dos casos atuam em *outsourcing*, com pequenas margens de lucro, sobrevivem por razões tecnológicas e de qualidade. Pela sua pequena dimensão, têm dificuldades em acompanhar as evoluções rápidas de produto e processo, não só pelo menor acesso à informação, como pelos investimentos necessários ao seu acompanhamento (Oliveira, 2009).

2.2 Cabos metálicos e respetivos componentes

Um cabo é um meio mecânico de transmissão de movimento entre dois ou mais sistemas. Estes sistemas podem ser divididos em sistemas atuadores e sistemas recetores. As forças de acionamento são aplicadas nos sistemas atuadores que, por intermédio de um ou mais cabos, vão ser transmitidas aos sistemas recetores. Uma das principais vantagens deste meio de transmissão de movimento é a possibilidade de realizar diversos percursos, isto é, o caminho que a força tem que percorrer entre o atuador e o recetor não tem obrigatoriamente que ser retilíneo, podendo desta forma adquirir diversas geometrias (Figura 4) (Braga, 2015).



Figura 4 - Alguns tipos de *layouts* possíveis que os cabos metálicos podem adquirir (Braga, 2015).

Para que seja transmitido o movimento, são necessários alguns mecanismos de transmissão de movimento, tais como:

- a) Engrenagens;
- b) Correntes;
- c) Correias;
- d) Cabos.

No caso da FicoCables, o sistema de transmissão de movimento mais utilizado é a transmissão por cabo. O facto de se conseguir abrir a porta de um carro apenas atuando um manípulo é um bom exemplo. O movimento no manípulo fará atuar um cabo que irá fazer a transmissão desse mesmo impulso mecânico ao sistema de fecho do carro, destrancando-o (Figura 5) (Braga, 2015).

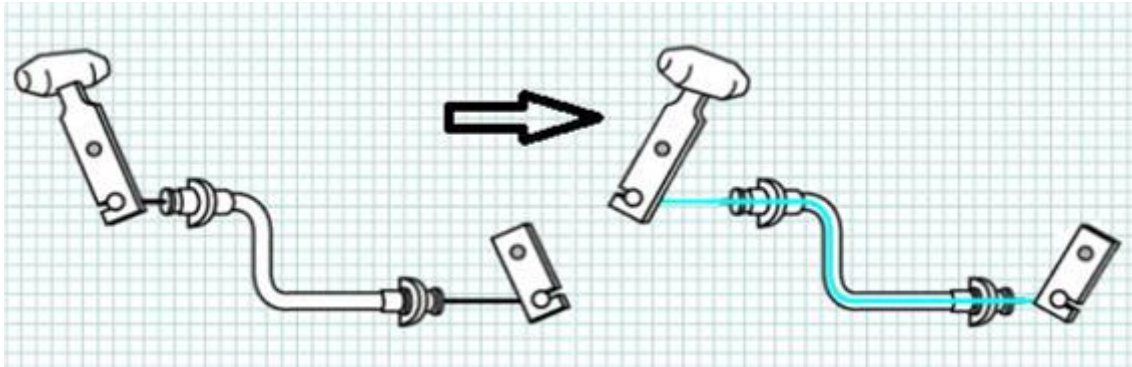


Figura 5 - Esquema de acionamento de um cabo (Braga, 2015).

Na Figura 6 é possível observar os vários cabos que são utilizados na indústria automóvel e a que componentes correspondem os mesmos.

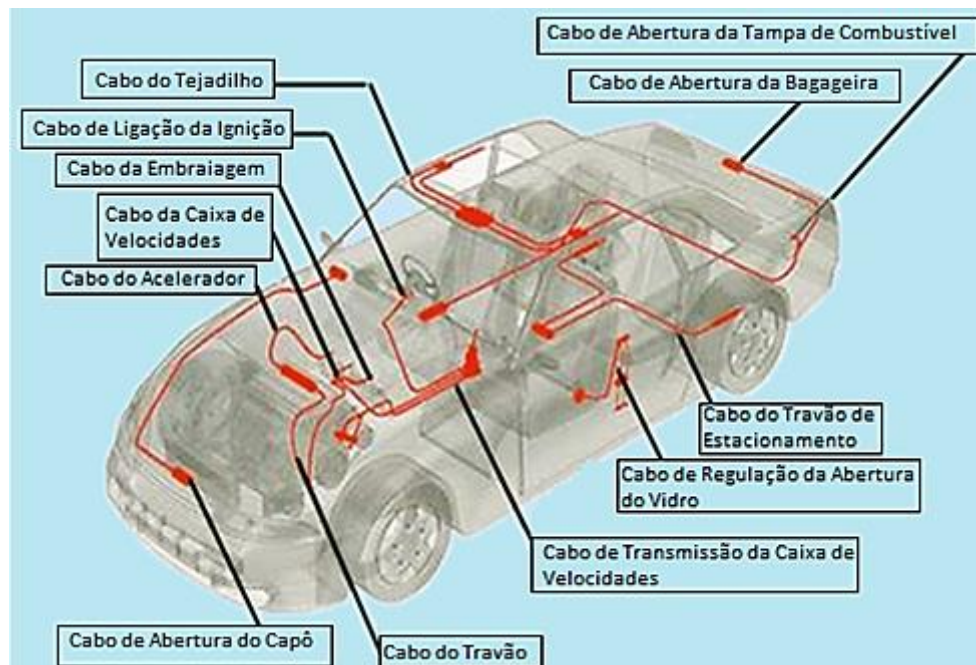


Figura 6 - Esquema de vários sistemas com acionamento por cabo metálico (Braga, 2015).

Na FicoCables fabricam-se inúmeros sistemas de transmissão de movimento, nomeadamente: cabos para acionamento mecânico de sistemas de elevadores de janela, abertura de porta, abertura da bagageira, abertura de capô, ar condicionado, sistemas de movimentação de bancos e para a abertura de tejadilhos (Figura 7).

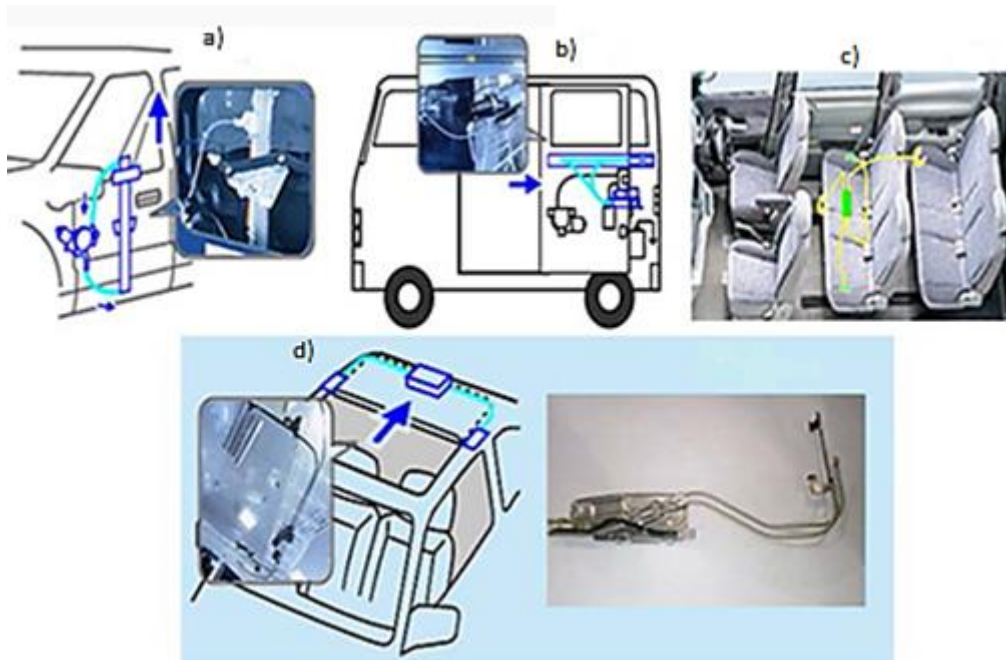


Figura 7 - Exemplos de aplicação de cabos. a) Elevadores de janela, b) portas automáticas, c) reguladores de bancos, d) tejadilho (Braga, 2015).

Um cabo metálico pode ser concebido recorrendo-se aos sucessivos filamentos constituintes de uma corda/cordão, fio ou arame sob a forma helicoidal, perfazendo toda a área do cabo a preencher, de modo a que tanto a corda, como o fio ou arame, quando conformados e enrolados, permaneçam com os seus filamentos juntos e devidamente imóveis. Posteriormente, os cabos metálicos são inseridos em espirais metálicas que, por sua vez, poderão ser alvo de um revestimento, que em grande parte dos casos é realizado em policloreto de vinilo “PVC”, poliamida “PA” ou polipropileno “PP”. A principal finalidade do revestimento consiste em garantir que o cabo metálico não oxide e, conseqüentemente, não perca a sua resistência devido à humidade que este possa reter (FicoCables, 2015).

A Figura 8 representa a configuração de um cabo metálico, onde estão explícitos os principais constituintes do mesmo e o modo como estes se distribuem por todo o cabo. Para chegar a esta fase, terão de ser executadas previamente operações específicas para a conceção do cabo sob a sua forma final.

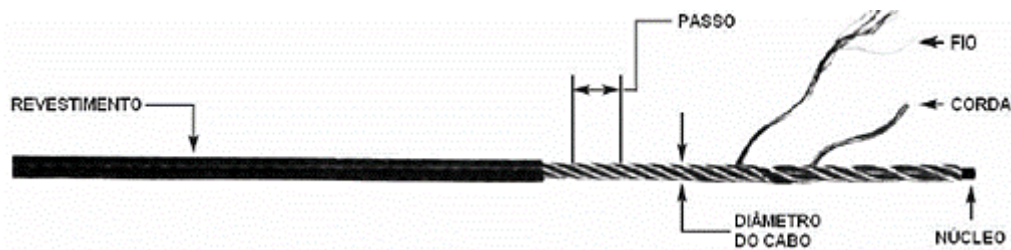


Figura 8 – Exemplo ilustrativo de um cabo metálico (FicoCables, 2015).

Construções Básicas

Corda – dois ou mais filamentos juntos – a construção é normalmente referida como 1x o número de filamentos total, incluindo o núcleo (por exemplo: 1x7, 1x19, etc.). Geralmente, uma corda também poderá constituir um cabo, no entanto, este não costuma ser usado nesta forma por ser muito rígido (Figura 9) (Braga, 2015).

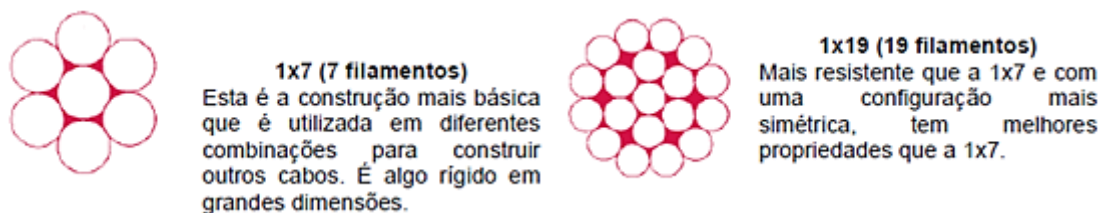


Figura 9 - Exemplos de seção de cordas e/ou cabos, cujos enrolamentos possuem um núcleo (Braga, 2015).

Cabo – três ou mais cordas juntas (Figura 10) – a construção é normalmente referida como o número de cordas utilizadas na conceção do cabo, em relação ao número de filamentos que envolvem o núcleo (por exemplo: 7x7).

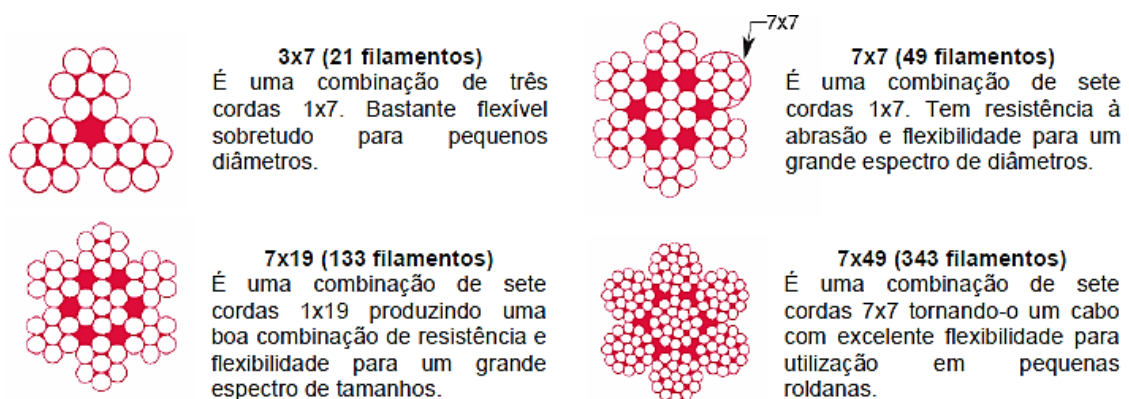


Figura 10 - Exemplo de seções de cabo, cujos enrolamentos possuem mais do que um núcleo (Braga, 2015).

As construções de cabo com recurso a corda possuem filamentos maiores, maior resistência à abrasão e menos flexibilidade. Os cabos que possuem mais filamentos são, conseqüentemente, mais flexíveis mas, por outro lado, a sua resistência à abrasão diminui.

Alongamento

Num cabo, podem surgir dois tipos de alongamento: alongamento estrutural e elástico. Estes fenómenos aparecem devido a diferentes fatores (Braga, 2015).

- **Alongamento Estrutural** – Quando uma corda ou cabo são construídos, a carga na extremidade é baixa. Desta forma, existem algumas folgas entre os filamentos e o núcleo do cabo ou da corda. A aplicação de uma carga inicial provoca uma acomodação dos filamentos ao núcleo, assim como um ligeiro alongamento do cabo ou da corda. O alongamento estrutural não é constante para todos os cabos – depende de diversas variáveis como a construção, comprimento e outros fatores como a carga aplicada.
- **Alongamento Elástico** – Alongamento elástico é, na realidade, o alongamento dos filamentos da corda ou do cabo. É causado pela aplicação de uma carga, de valor inferior à tensão limite elástico do metal, sendo o alongamento proporcional à carga aplicada. Quando a carga deixa de ser aplicada, o cabo ou a corda retoma o seu comprimento inicial, dado que o alongamento não atingiu o limite elástico do material.
- **Remoção do Alongamento** – Quando a remoção do alongamento é importante, tanto quanto possível, os cabos ou componentes montados podem ser carregados para remover a maioria do alongamento estrutural. Para montagens, este processo também testa a capacidade dos terminais. O carregamento é realizado aplicando normalmente 60% de carga num cabo ou nas montagens. Esta carga é baseada no menor valor entre as tensões de rotura do cabo ou dos terminais.

É fundamental associar o tipo de cabo às necessidades do projeto, de forma a obter os melhores resultados. Para isso, são distinguidos dois tipos de cabos, e para cada tipo a construção adequada (Braga, 2015):

- **Sistema *Pull*** – Os cabos “puxe”, transmitem o esforço sob a forma de tração até um mecanismo. São utilizados em aceleradores, porta-malas, travão de mão, tampas de combustível, embraiagem, *cruise control*, etc.).

- Sistema *Push/Pull* – Os cabos “*push/pull*”, transmitem o esforço sob a forma de tração e compressão até um mecanismo. São utilizados em sistemas onde sejam necessários esforços nos dois sentidos, como nos sistemas de abertura e fecho do sistema de ar condicionado. Este tipo de cabo possui um núcleo (cabo metálico) com um diâmetro maior e depois é entrelaçado com corda de três ou mais filamentos. Se forem necessários maiores esforços, o núcleo é reforçado com cabo ou corda (Figura 11).

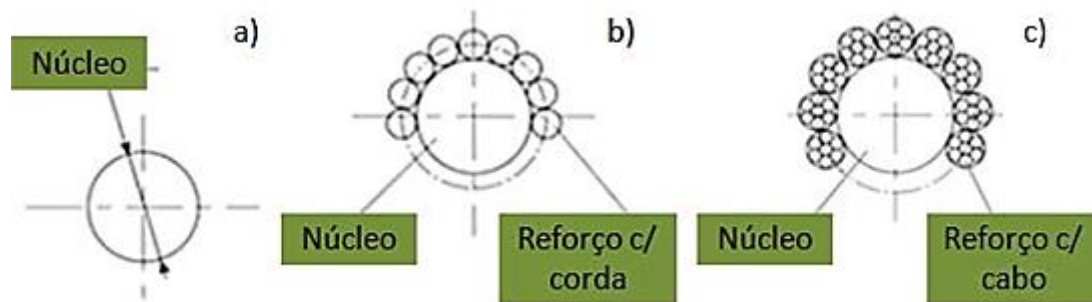


Figura 11 - Cabo *Push/Pull*. a) Núcleo reforçado, b) Núcleo reforçado com corda, c) Núcleo reforçado com cabo (Braga, 2015).

Antes de existirem os cabos com o sistema *push/pull*, era necessário recorrer a sistemas hidráulicos para fazer o avanço e recuo do componente em causa. Com o aparecimento de cabos com sistema *push/pull* (HI-LEX) evitou-se o uso de sistemas hidráulicos, reduzindo deste modo o peso e o custo (Figura 12).

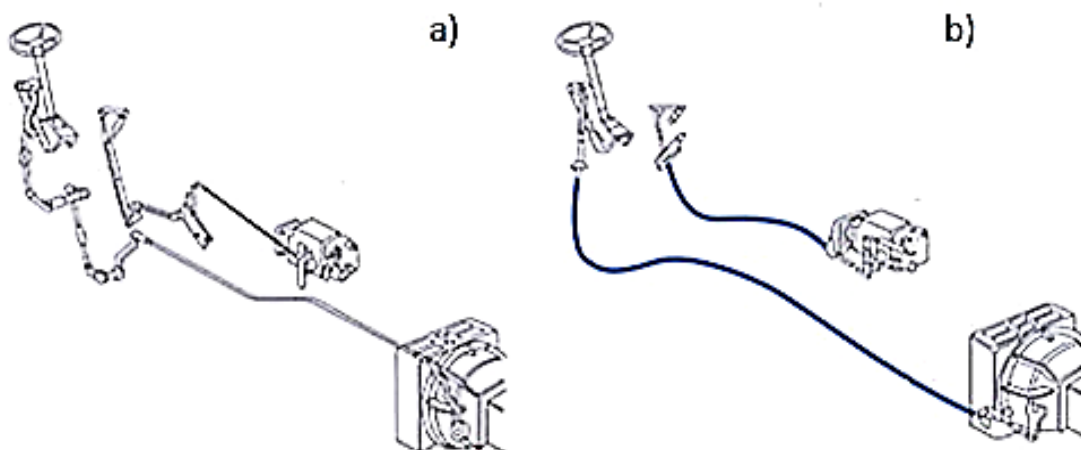


Figura 12 - a) Ligação com sistema hidráulico, b) Ligação com cabos *Push/Pull* (Braga, 2015).

A Figura 13 e a Figura 14 resumem sucintamente este capítulo, ao enumerarem os diferentes componentes que compõem um cabo metálico.

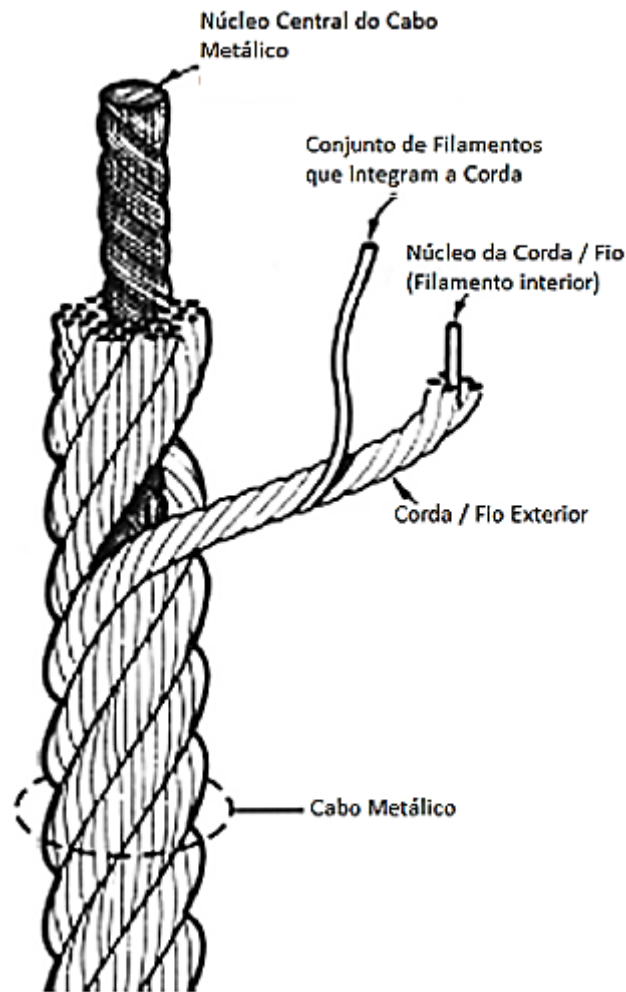


Figura 13 - Elementos constituintes de um cabo metálico (FicoCables, 2015).

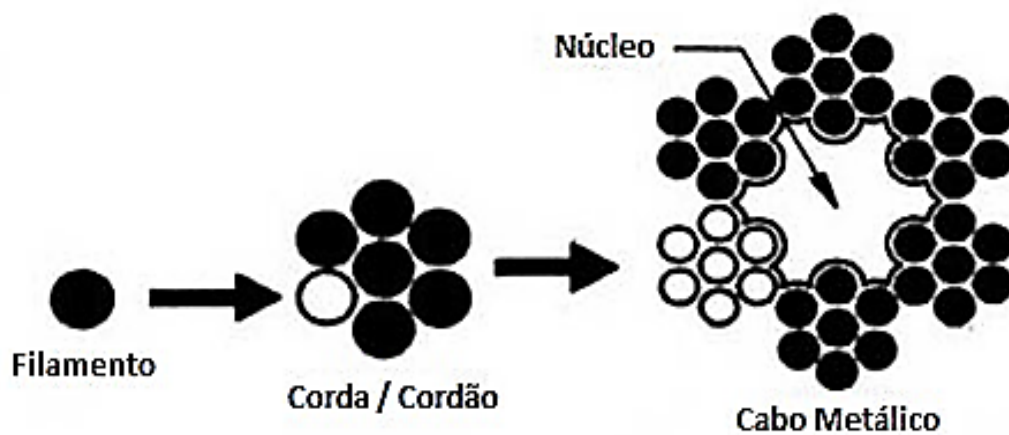


Figura 14 – Secção transversal representativa de um filamento, corda e cabo metálico, respetivamente (FicoCables, 2015).

Existem essencialmente três tipos de núcleos: núcleo constituído apenas pelo aglomerar dos cordões que se interligam entre si [Figura 15 (1)], núcleo constituído por uma corda/cordão de arame, por exemplo [Figura 15 (2)], e núcleo constituído por um cabo secundário, fruto da combinação de um determinado número de cordas interligadas entre si [Figura 15 (3)]. Para cada caso, a resistência à tração e a flexibilidade de cada cabo metálico será afetada negativa ou positivamente, consoante o tipo de núcleo que é utilizado (Figura 15).

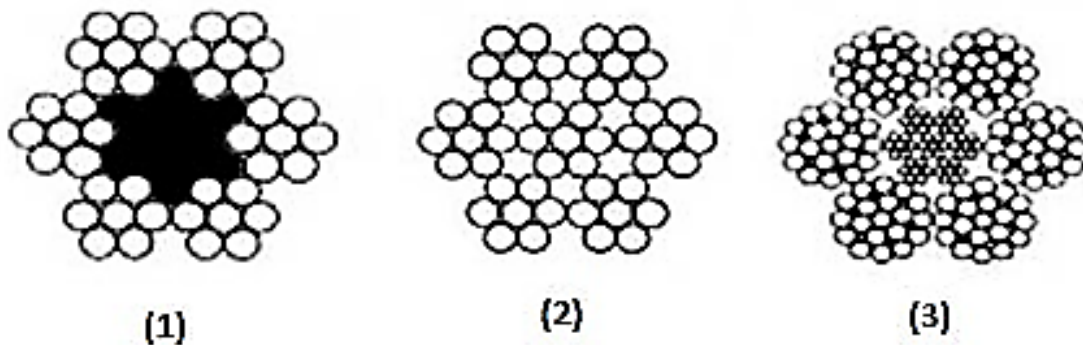


Figura 15 – Diferentes tipos de núcleos usados na conceção de cabos metálicos (Braga, 2015).

A partir da Figura 15 pode-se constatar o seguinte:

- (1) - Menor resistência à tração e menor flexibilidade. De notar que, neste tipo de cabo, o núcleo não possui qualquer matéria sólida, já que este é apenas formado pelo aglomerar dos cordões entre si.
- (2) - Resistência à tração e flexibilidade intermédias relativamente aos casos (1) e (3);
- (3) - Maior resistência à tração e flexibilidade.

Uma correta medição do diâmetro de cabos metálicos é feita como apresentado na Figura 16.



Figura 16 - Método de medição do diâmetro de um cabo (Braga, 2015).

Na FicoCables são produzidos inúmeros cabos que, posteriormente, passam a fazer parte integrante das cablagens que se encontram no interior dos automóveis. De entre os mais variados produtos concebidos por esta empresa, as figuras seguintes retratam exemplos de cabos para elevadores de janela, capô, travão de mão e manípulo de porta interior. É de salientar que as seguintes imagens apresentadas, dizem respeito a uma determinada referência em questão, não sendo um produto de cariz *standard* para todos os clientes que a FicoCables fornece. Os cabos para acionamento mecânico fabricados pela empresa possuem inúmeras configurações e, de acordo com a finalidade que estes terão que desempenhar, poderão estar munidos de inúmeros acessórios, revestimentos e espirais com diferentes materiais e dimensões. Por vezes, é o próprio cliente que especifica quais os acessórios que pretende ou faculta as condições, nas quais o seu produto irá operar, com vista a determinar quais serão os fatores de risco incidentes sobre este e a partir daí, pode-se selecionar os componentes farão parte integrante do mesmo (FicoCables, 2015).



Figura 17 - Cabo típico para elevadores de janela (FicoCables, 2015).

Analisando a Figura 17, é possível identificar os seguintes componentes:

- 1- Terminal de espiral;
- 2- Tubo de esponja;
- 3- Mola;
- 4- Terminal de cabo.

Adicionalmente, para a referência de cabo em questão, a espiral utilizada possui tubo interior e revestimento em PVC.

A Figura 18 representa um cabo de capô, cujo comprimento é bastante superior ao dos cabos de elevadores de janela e portas, visto que este necessita de percorrer uma distância bem superior desde o posicionamento do manípulo até ao componente propriamente dito.

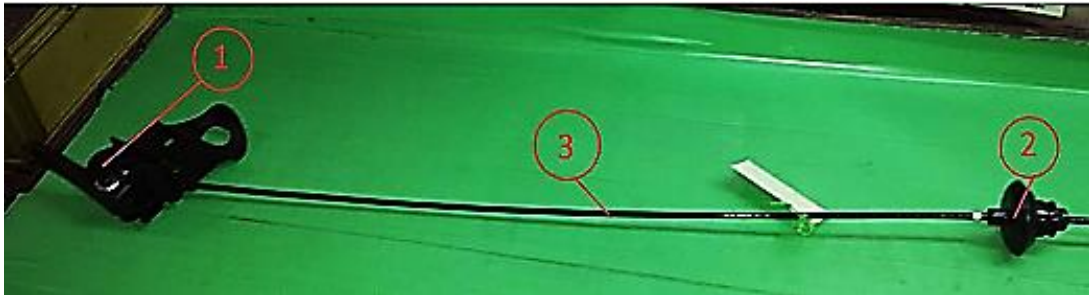


Figura 18 - Cabo de acionamento mecânico típico de capô (FicoCables, 2015).

Os elementos identificáveis na Figura 18 são:

- 1- Manípulo;
- 2- Gromet;
- 3- Espiral revestida.

Para além dos componentes acima indicados, este também possui terminais de cabo e de espiral, que estão apresentados na Figura 19.

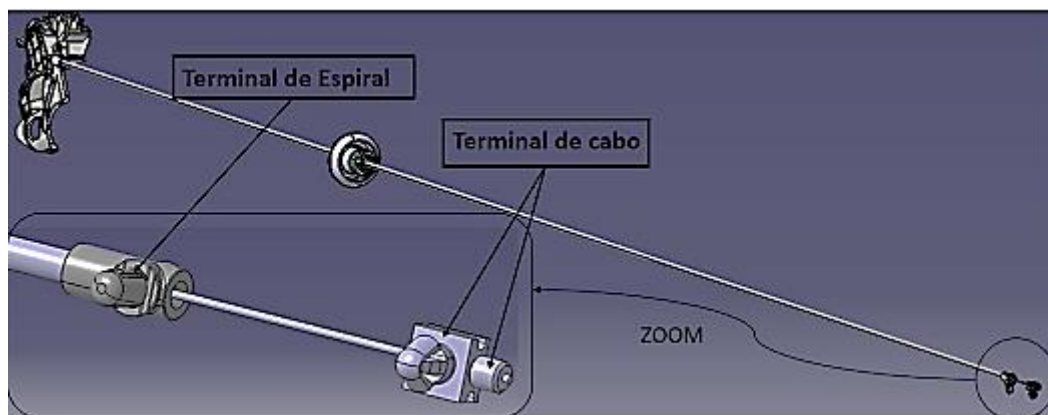


Figura 19 – Modelação 3D em CATIA® de um cabo de capô e respetiva ampliação, para observação dos terminais de cabo e de espiral (FicoCables, 2015).

Os cabos de travão de mão apresentam geralmente as configurações apresentadas na Figura 20 à Figura 23.



Figura 20 - Referência de um cabo típico para travão de mão (FicoCables, 2015).

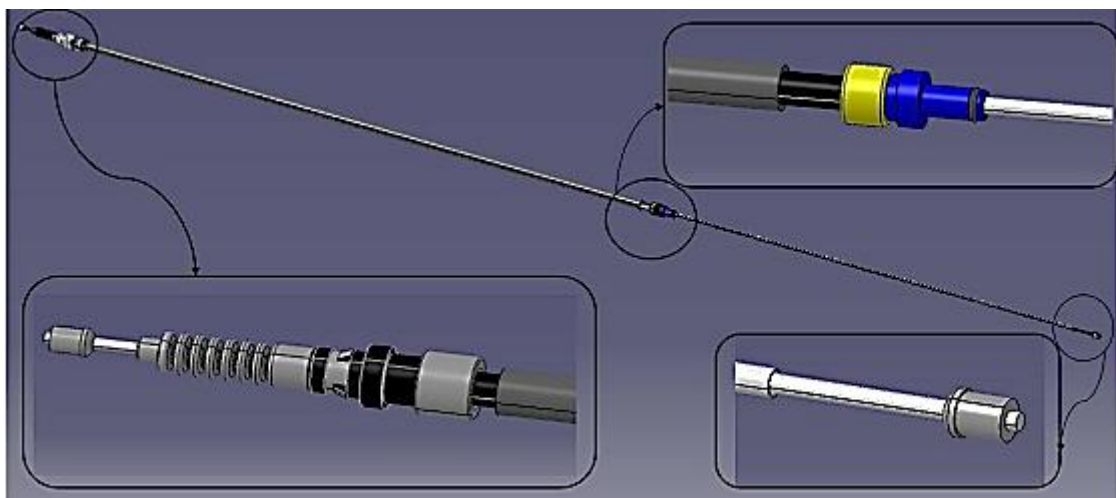


Figura 21 – Modelação 3D de um cabo de travão de mão em CATIA®, bem como ampliação das principais zonas do mesmo, onde se localizam os componentes mais relevantes (FicoCables, 2015).

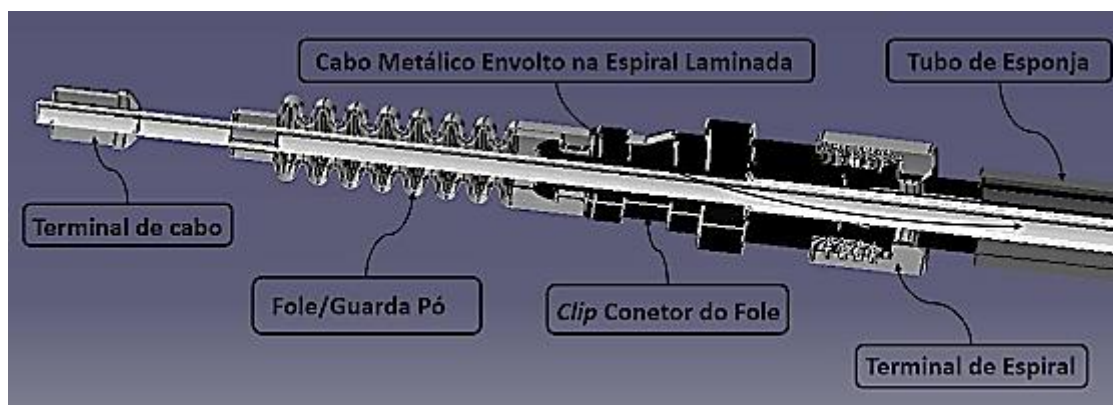


Figura 22 - Principais componentes constituintes de uma extremidade de um cabo de travão de mão (modelação 3D em CATIA®) (FicoCables, 2015).

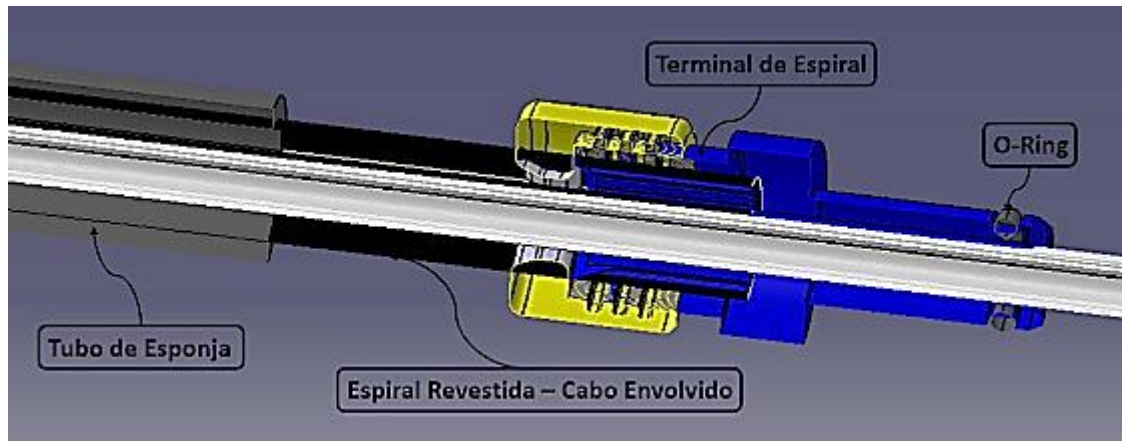


Figura 23 – Principais elementos integrantes, localizados na região central do cabo de travão de mão (modelação 3D em CATIA®) (FicoCables, 2015).

Para finalizar, as restantes figuras dizem respeito a uma determinada referência de cabo de porta para manípulo interior.



Figura 24 - Cabo de porta para manípulo interior (FicoCables, 2015).

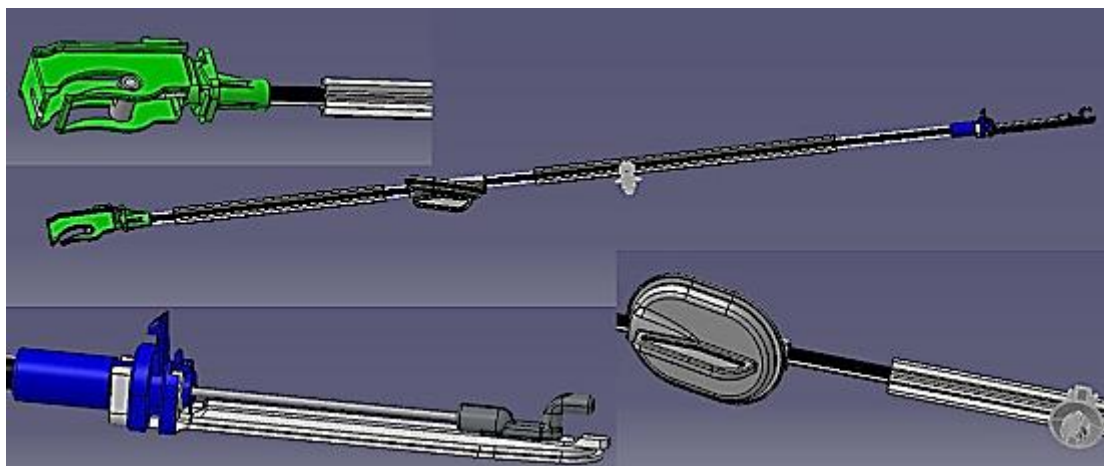


Figura 25 – Modelação 3D de um cabo de porta em CATIA® e respetiva ampliação dos componentes que o integram (FicoCables, 2015).

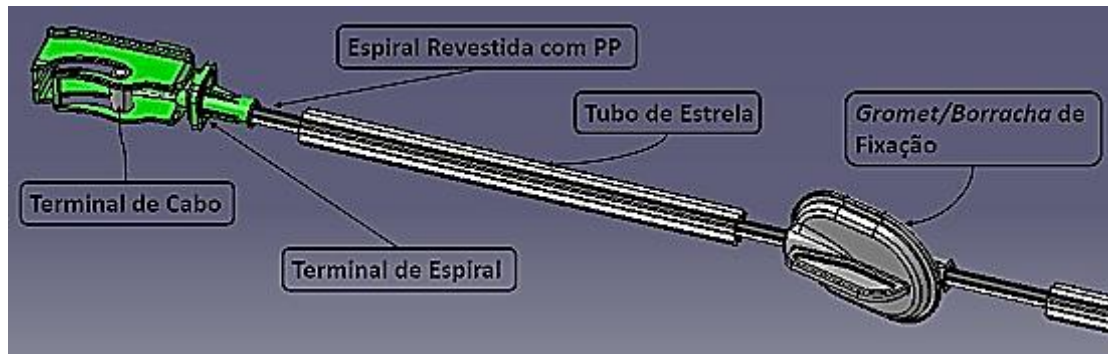




Figura 26 - Principais elementos constituintes de um cabo de porta para manípulo interior (FicoCables, 2015).



Figura 27 - Componentes integrantes de um cabo de porta para manípulo interior (FicoCables, 2015).

De forma a resumir os constituintes que englobam grande parte dos cabos produzidos pela FicoCables, a Tabela 5 ilustra os principais componentes utilizados, bem como o modo como são adquiridos e a função desempenhada no cabo.

Tabela 5 – Principais acessórios que integram os cabos para acionamento mecânico, modos de aquisição e funções desempenhadas (FicoCables, 2015).

Componente	Nome	Operação	Função
	Terminal de Espiral	Comprado externamente e depois é punçonado à espiral (FicoCables)	Posicionar a espiral no mecanismo
	Terminal de Cabo		

		Injetado diretamente na espiral (FicoCables)	
	Gromet	Componente injetado comprado externamente e depois aplicado	Barreira entre a zona húmida e a zona seca
	Tubo Exterior	Extrusão	Evitar oxidação e isolamento dos componentes internos
	Tubo Estrela	Extrusão	Eliminar ruídos. Suprime menos ruídos do que o tubo esponja. Acessório mais barato
	Tubo Esponja	Componente externo	Eliminar ruídos. Suprime mais ruídos do que o tubo estrela. Acessório mais caro
	Tubo Interior	Extrusão	Evitar elevada fricção entre o fio que aciona um determinado sistema e o próprio cabo metálico
	Guarda Pó	Componente externo	Evita a entrada de poeiras e outros detritos para o interior de determinados componentes
	Espiral	Laminagem	Limita o movimento do cabo metálico e resguarda o mesmo, envolvendo-o

2.3 Espirais para cabos metálicos

Existem inúmeras formas de se fabricar espirais para cabos metálicos e diversas configurações diferentes resultantes. No caso da FicoCables, as espirais usualmente produzidas divergem em três tipos diferentes:

- Espirais laminadas com tubo interior, fabricadas pelas máquinas de produção de espiral metálica laminada, de origem chinesa (Figura 28), e máquinas de fabrico mais antigo, de variantes com e sem tubo interior (Figura 29, Figura 30 e Figura 31);
- Espirais aramadas com tubo interior, produzidas pelas máquinas planetárias (Figura 32);
- Espirais entrelaçadas com tubo interior, concebidas pela planetária de produção de espiral do tipo “braided”, também designada por TOYOTA (Figura 33).



Figura 28 - Máquinas de produção de espiral metálica laminada, com tubo interior (origem chinesa) (FicoCables, 2015).



Figura 29 - Máquina antiga de fabrico de espiral metálica laminada, com tubo interior (FicoCables, 2015).



Figura 30 - Máquina antiga de produção de espiral metálica laminada, sem tubo interior (FicoCables, 2015).



Figura 31 - Máquina antiga de fabrico de espiral metálica laminada, sem tubo interior, onde se recorre a dois arames para o fabrico da espiral propriamente dita (duplo perfil) (FicoCables, 2015).



Figura 32 - Máquina planetária de produção de espiral metálica aramada, com tubo interior. Existem duas máquinas deste tipo na empresa (FicoCables, 2015).



Figura 33 - Máquina planetária de fabrico de espiral metálica entrelaçada, com tubo interior, do tipo “braided” – “TOYOTA” (FicoCables, 2015).

2.3.1 Requisitos das espirais metálicas para cablagens automóveis

Os requisitos a ter em consideração na produção de espirais para cabos metálicos são (FicoCables, 2015):

- Diâmetro do arame;
- Espessura do arame (quer seja ou não laminado);
- Tipo de arame;
- Passo do enrolamento;
- Co-axialidade entre o arame e o cabo propriamente dito.

2.3.2 Matéria-prima usualmente utilizada no fabrico de espirais

A matéria-prima utilizada nas máquinas que produzem espiral metálica diverge no uso de determinados tipos de arames e tubos interiores, sendo estes fornecidos por inúmeras empresas nacionais e internacionais (FicoCables, 2015).

2.3.2.1 Máquinas de origem chinesa e máquinas antigas de fabrico de espiral metálica laminada

Para estes dois tipos de equipamento, os arames e tubos interiores utilizados são os mesmos. O que varia de um tipo de máquina para a outra é o simples facto de que o processo de laminagem do arame não é o mesmo e se obtêm laminados com diferentes espessuras e larguras. Para o caso das máquinas de fabrico de espiral metálica laminada de origem chinesa, é necessário que haja uma pré-laminagem inicial realizada pelos laminadores e, posteriormente, quando as bobinas são colocadas dentro destas máquinas, o arame é novamente conformado pela fieira. No caso das máquinas antigas de fabrico de espiral, o arame é introduzido de forma direta, apenas existindo uma única fase de laminagem do arame (FicoCables, 2015).

Arame fosfatado

Nestas máquinas, são usados principalmente dois tipos de arames fosfatados diferentes, dispostos em bobinas com cerca de 800 kg cada uma e diâmetros de 1,20 ou 1,00 mm, consoante o pedido solicitado. Em relação a esta matéria-prima, o arame é posteriormente laminado de forma a possuir diferentes espessuras e larguras, de forma que seja possível produzirem-se diferentes referências de espiral metálica que, objetivamente irão ser detentoras de diferentes propriedades e aplicações em específico (FicoCables, 2015).

A Tabela 6 evidencia algumas das propriedades do arame de 1,20 mm de diâmetro que a FicoCables encomenda e cuja referência de produto se designa por AR1201A5 (Figura 34).

Tabela 6 - Propriedades e características gerais do arame utilizado nas máquinas de fabrico de espiral laminada (Anexo I) (FicoCables, 2015).

Propriedades	Tolerância de Valores	Lote atual adquirido
Tipo de Arame	U	U
Diâmetro (mm)	1,20 ± 0,02	1,19
Resistência à Tração (N/mm ²)	1570-1860	1657
Margem de Torção*	31	38
Constituição do Arame	0,642% C; 0,617% Mn; 0,227% Si; 0,014% Cu; 0,014% (máx) P; 0,008% (máx) S; restante %: Fe	

* Unidades S.I. não explícitas na tabela fornecida pelo fornecedor do arame em questão.

A Tabela 7 enumera algumas propriedades do arame de 1,00 mm de diâmetro encomendado pela FicoCables, cuja referência interna de produto se designa por AR1001A5.

Tabela 7 - Características gerais, cedidas pelo fornecedor, do arame de 1,00 mm de diâmetro utilizado nas máquinas de fabrico de espiral laminado (Anexo I) (FicoCables, 2015).

Propriedades	Tolerância de Valores	Lote atual adquirido
Tipo de Arame	Fosfatado	Fosfatado
Diâmetro (mm)	1,000	1,002
Resistência à Tração (N/mm ²)	1570-1890	1672
Margem de Torção para Comprimento de 100 mm*	40	46
Constituição do Arame	0,626% C; 0,620% Mn; 0,230% Si; 0,040% Cu; 0,009% P; 0,012% S; restante %: Fe	

* Unidades S.I. não explícitas na tabela fornecida pelo fornecedor do arame em questão.



Figura 34 - Arame fosfatado com 1,20 mm de diâmetro (FicoCables, 2015).

Tubo interior

Existem inúmeras variedades de tubos interiores utilizados e cada um possui uma determinada referência para a produção de cada espiral laminada. Em alguns casos, as espirais possuem na sua constituição a mesma referência de tubo interior, no entanto, a referência de arame difere nessas circunstâncias. Em relação ao material constituinte dos tubos, estes são constituídos por três materiais distintos (Figura 35):

- POM (Poliacetal, polímero proveniente do formaldeído e de resina acetálica);
- PTFE (Politetrafluoretileno, também conhecido por Teflon[®]);
- PEHD (Polietileno de alta densidade).



Figura 35 - Ilustração dos principais tipos de tubos interiores usados: POM, PTFE e PEHD, respectivamente (FicoCables, 2015).

Para além da divergência entre materiais, o diâmetro interior e exterior do tubo interior também condiciona o tipo de espiral laminada que se pretende produzir, portanto a Tabela 8 pretende resumir os principais tipos de espiral laminada que são produzidos, tanto nas máquinas de produção de espiral metálica de origem chinesa, como nas máquinas mais antigas. São também mencionados os diferentes laminados de arame fosfatado que são utilizados para cada referência e diâmetros de tubo interior.

Tabela 8 - Características das principais espirais metálicas laminadas que são fabricados na plataforma da FicoCables (Anexo I).

Referência Espiras	$\varnothing_{Ext}/\varnothing_{Int}$ Espiras (mm)	Referência Tubo Interior	$\varnothing_{Ext}/\varnothing_{Int}$ Tubo (mm)	Espessura	
				Pré- laminado (mm)	Espessura Laminado (mm)
ES31F00400	4,00±0,1/2,50 ±0,1	TB1RN00250	2,50±0,1/1,80 ±0,1	0,70±0,01	0,65 – Arame Ø 1,2
ES31F00403	4,00±0,1/2,50 +0,1	TB1EN00251	2,50±0,1/1,80 ±0,1	-	0,70 – Arame Ø 1,2
ES31F00404	4,10±0,1/2,00 +0,1	TB1RN00303	3,00- 0,1/2,10+0,1	0,65±0,01	0,57 – Arame Ø 1,2
ES31F00407	4,00±0,1/1,70 +0,1	TB1TN00270A	2,70+0,1/1,90 ±0,1	0,70±0,01	0,65 – Arame Ø 1,2
ES31F00460	4,60±0,1/3,30 +0,1	TB1RN00331	3,30±0,1/2,00 ±0,1	0,70±0,01	0,66 – Arame Ø 1,2

ES31F00460	4,60±0,1/3,30 +0,1	-	-	-	0,66 – Arame Ø 1,2
ES31F00462	4,60±0,1/2,00 +0,1	TB1TB00330	3,35±0,1/2,10 ±0,1	0,70±0,01	0,66 – Arame Ø 1,2
ES01F00522	5,20±0,1/3,70 +0,1	-	-	-	0,65 – Arame Ø 1,2
299 007	4,60±0,1/3,30 ±0,1	07070052	3,40±0,1/2,40 ±0,1	0,70±0,01	0,65 – Arame Ø 1,2
299 008	3,40±0,1/2,50 ±0,1	TB1RN00251	2,50±0,1/1,70 ±0,1	0,50±0,01	0,46 – Arame Ø 1,0
299011A00	4,25±0,1/2,50 ±0,1	07170057A00	2,50±0,1/1,90 ±0,1	0,70±0,01	0,65 – Arame Ø 1,2
ES01F00480	4,80±0,1/3,30 ±0,1	-	-	-	0,64 – Arame Ø 1,2
ES01F00810	8,10±0,1/5,40 ±0,1	-	-	-	1,19 – Arame Ø 1,2

As espirais metálicas obtidas por arame laminado, cujos tubos interiores não estão especificados (Tabela 8), correspondem aos semiprodutos que são produzidos pelas máquinas antigas. De igual forma, as referências de espiral cuja espessura de pré-laminado não está explícita também correspondem a semiprodutos que são fabricados pelas máquinas antigas. Contudo, e de uma forma geral, todas as espirais metálicas que são produzidas nas máquinas de origem chinesa (Figura 36), também podem ser produzidas nas máquinas antigas. Estas, a nível de qualidade, não garantem um produto tão bom como aquele que os equipamentos chineses produzem. Existem ainda certas referências de espiral, como a ES01F00810, por exemplo, que não pode ser produzida pelas máquinas de origem chinesa, uma vez que o diâmetro exterior da espiral é excessivamente elevado e é impensável recorrer a estes equipamentos para produzir a espiral em questão, uma vez que não detêm feiras para o efeito.

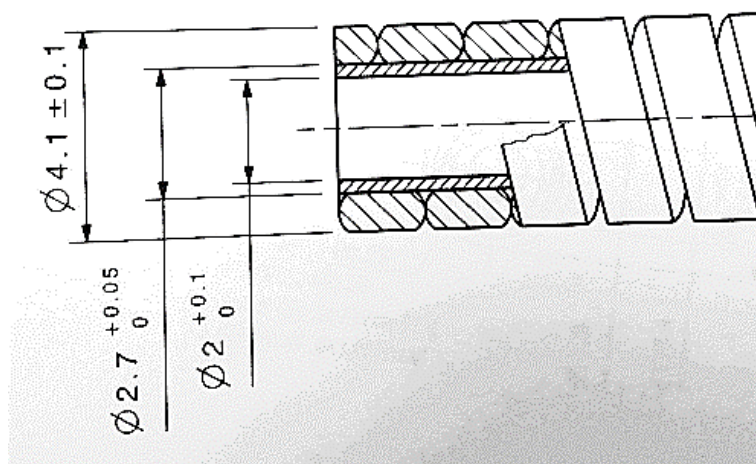


Figura 36 - Desenho esquemático de uma espiral metálica laminada, produzida pelas máquinas de origem chinesa, com referência ES31F00404 e tubo interior TB1RN00303 (FicoCables, 2015).

2.3.2.2 Máquinas planetárias de fabrico de espiral aramada

Existem atualmente duas máquinas deste tipo. No caso do arame, este provém do fornecedor em bobinas com cerca de 800 kg, sendo posteriormente enrolado em bobinas de tamanho mais reduzido, permitindo assim manuseá-las facilmente. É necessário introduzir dezassete bobinas no interior de cada máquina, para que a esta possa desempenhar a sua função.

Arame fosfatado

O arame utilizado no fabrico de espiral aramada tem um diâmetro nominal de 0,60 mm ou de 0,50 mm. As matérias-primas utilizadas em ambos os arames são muito similares, pelo que bastará apresentar as propriedades e características principais de um destes dois tipos de arame fosfatos. A Tabela 9 apresenta as características do arame com diâmetro de 0,60 mm.

Tabela 9 - Principais propriedades do arame de 0,60 mm, cedidas pelo fornecedor (Anexo I) (FicoCables, 2015).

Propriedades	Tolerância de Valores	Lote atual adquirido
Tipo de Arame	Fosfatado	Fosfatado
Diâmetro (mm)	0,600±0,05	0,602
Resistência à Tração (N/mm ²)	1570-1920	1719
Margem de Torção para Comprimento de 60 mm*	44	48
Constituição do Arame	0,532% C; 0,660% Mn; 0,210% Si; 0,020% Cu; 0,014% P; 0,012% S; restante %: Fe	

* Unidades S.I. não explícitas na tabela fornecida pelo fornecedor do arame em questão.

Tubo interior

Nas planetárias são utilizados cinco tipos de tubo interior, que em conjunto com os dois tipos de arame utilizados, perfazem as combinações existentes no fabrico de espiral metálica aramada. A Tabela 10 exemplifica a referência dos tubos interiores e ainda algumas das suas características. É de salientar que o produto final obtido pelas planetárias não é apenas a espiral propriamente dita, como no caso das máquinas de origem chinesa e das máquinas antigas, mas sim espiral já revestida (Figura 37 e Figura 38), pelo que é logo atribuída uma referência final a este produto, cuja designação não é relevante, uma vez que este tópico se destina à espiral metálica.

Tabela 10 – Referências e características dos tubos interiores utilizados nas planetárias (FicoCables, 2015).

Referência Tubo Interior	Material	\varnothing_{Ext} Tubo (mm)	\varnothing_{Int} Tubo (mm)
TB1EN00280C	PEHD	3,15 + 0,05	2,20 + 0,10
07070055A0	PEHD	2,45 + 0,05	1,75 + 0,05
TB1RN00280	POM	2,80 ±0,10	2,00 ±0,10
TB1CN00330	PEHD	3,35 ±0,10	2,20 + 0,10

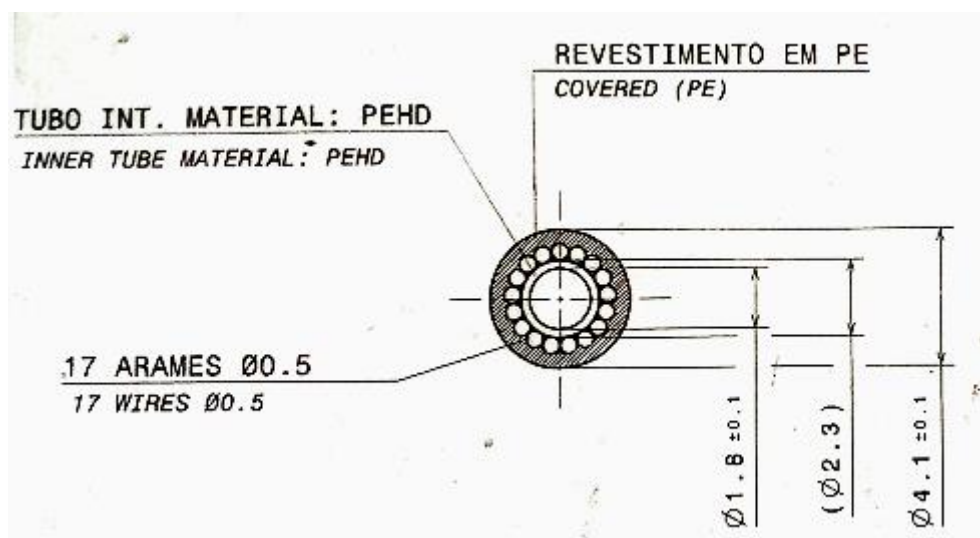


Figura 37 - Secção em corte de uma espiral produzida pela planetária, cujo tubo interior possui a referência 07070055A0 e o arame utilizado tem diâmetro de 0,5 mm (FicoCables, 2015).

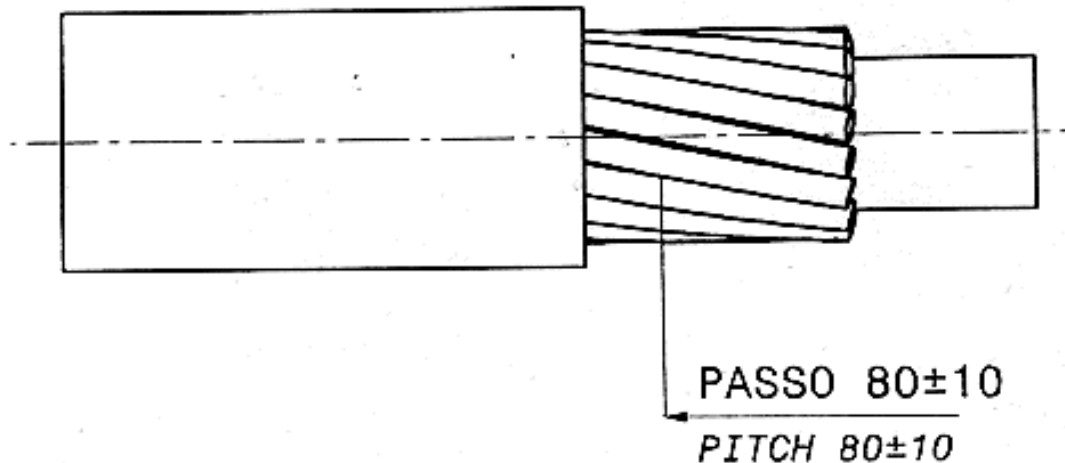


Figura 38 - Vista lateral da mesma espiral, ilustrada na figura 37. Neste produto, o revestimento usado é PE (Polietileno) (FicoCables, 2015).

2.3.2.3 Máquina planetária de fabrico de espiral entrelaçada (tipo "Braided")

A empresa detém uma máquina capaz de realizar este subproduto, designada também por TOYOTA.

Arame fosfatado

O arame utilizado na máquina de fabrico de espiral entrelaçada é fosfatado e possui um diâmetro de 0,28 mm. É enrolado em bobinas com formatos diferentes daquelas que entram nas máquinas de fabrico de espiral laminada e aramada, tendo cada bobina capacidade suficiente para enrolar o arame 7500 vezes em torno de si própria. No total, são utilizadas oito bobinas em cada tambor. A máquina possui dois tambores, perfazendo um total de dezasseis bobinas que têm de ser montadas para colocar a máquina em funcionamento. O fabrico da espiral dá-se em duas etapas: na primeira etapa são enrolados oito fios de arame sobre o eixo principal da espiral e na segunda etapa são entrelaçados outros oito fios de arame que desta vez ficam sobrepostos aos oito que já se encontravam distendidos, perfazendo na sua totalidade a espiral entrelaçada. A Tabela 11 apresenta as principais propriedades deste arame, cuja referência interna de produto se designa por 02050043 (FicoCables, 2015).

Tabela 11 - Principais características do arame utilizado na TOYOTA, cedidas pelo fornecedor (Anexo I) (FicoCables, 2015).

Propriedades	Tolerância de Valores	Lote atual adquirido
Tipo de Arame	Fosfatado	Fosfatado
Diâmetro (mm)	0,280	0,280
Resistência à Tração (N/mm ²)	1370-1760	1619
Constituição do Arame	0,423% C; 0,630% Mn; 0,240% Si; 0,030% Cu; 0,010% P; 0,015% S; restante %: Fe	

Tubo interior

São usados três tipos de tubo interior na máquina de fabrico de espiral entrelaçada. O subproduto final obtido não é apenas a espiral propriamente dita, mas sim uma espiral entrelaçada que é simultaneamente alvo de revestimento e respetivo corte (Figura 39 e Figura 40). Na Tabela 12 é possível observar as referências dos tubos interiores utilizados, assim como as suas dimensões e materiais.

Tabela 12 - Características dos tubos interiores usados na máquina de produção de espiral entrelaçada – TOYOTA (FicoCables, 2015).

Referência Tubo Interior	Material	\varnothing_{Ext} Tubo (mm)	\varnothing_{Int} Tubo (mm)
TB1RN00306	POM	2,90 + 0,10	1,90 + 0,10
TB1PN00301	PP	3,00 ± 0,05	1,90 + 0,10
TB1EN00342	PEHD	3,40 + 0,10	2,10 ± 0,10

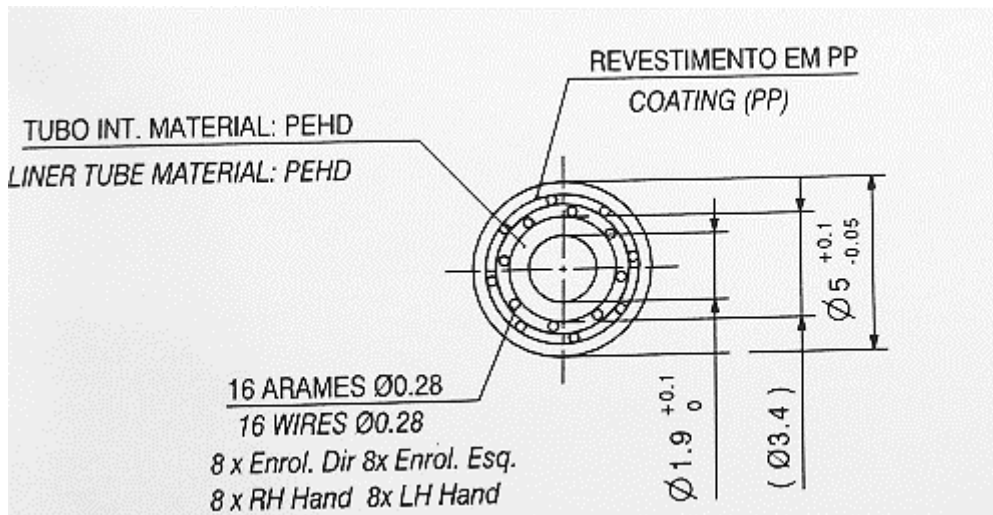


Figura 39 – Secção em corte de uma espiral produzida pela TOYOTA, cujo tubo interior possui a referência TB1EN00342 (FicoCables, 2015).

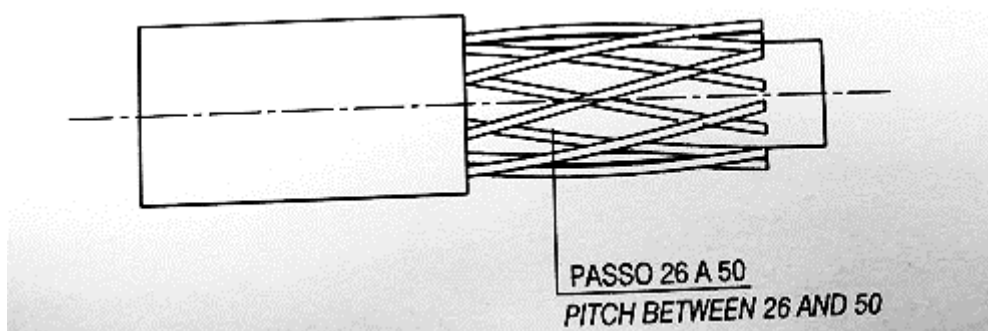


Figura 40 - Vista lateral do mesmo cabo da figura 39, em que é possível observar-se o entrelaçamento que é realizado para a obtenção da espiral pretendida (FicoCables, 2015).

2.3.3 Componentes utilizados na produção das espirais

Os componentes empregues na conformação do arame para conferir a sua forma final são designados por feiras ou vídeas. Estas peças são responsáveis por confinar a forma espiralada ao arame, sendo que para cada tipo de máquina existe um tipo específico de feira ou vídea compatível, possuindo estas configurações bastantes diferentes, consoante a máquina em questão. No caso da FicoCables, as feiras e vídeas utilizadas estão representadas na Figura 41 à Figura 46.

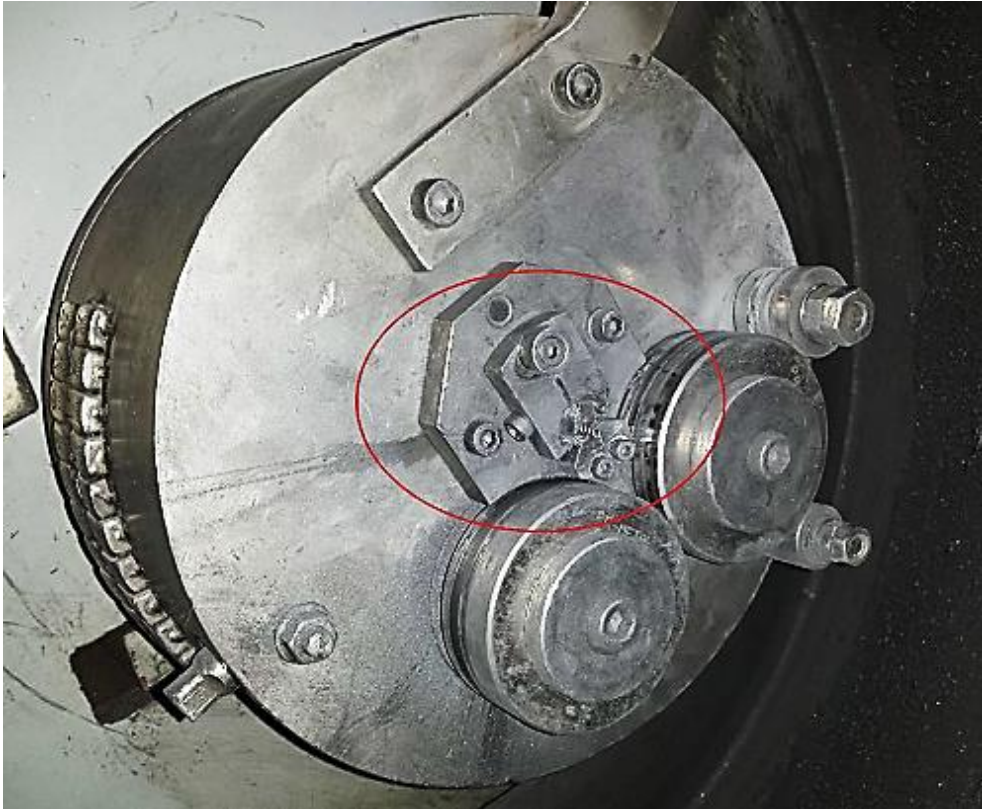


Figura 41 - Feira utilizada nas máquinas de produção de espiral laminada, de origem chinesa (FicoCables, 2015).



Figura 42 - Vídea usada na produção de espiral metálica laminada (processo antigo) (FicoCables, 2015).

As vídeoas ainda são utilizadas em algumas máquinas antigas, contudo, só estão presentes nas máquinas que produzem espiral laminada de maiores dimensões, como por exemplo a referência de espiral ES01F00810, cujo diâmetro nominal de espiral se situa na casa dos 8 mm.

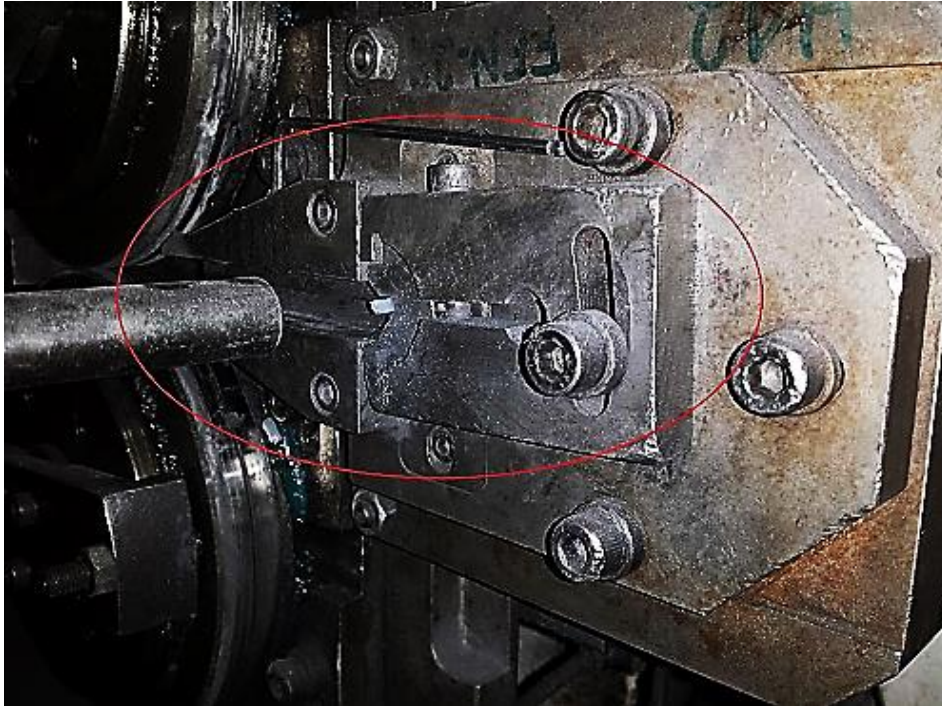


Figura 43 - Feira utilizada no fabrico de espiral metálica laminada (processo antigo) (FicoCables, 2015).



Figura 44 - Sistema usado no fabrico de espiral metálica de duplo perfil (processo antigo) (FicoCables, 2015).

O sistema apresentado na Figura 44 refere-se a uma máquina que produz espiral metálica de duplo perfil, ou seja, este subproduto é constituído por dois tipos de arames, em que um deles não é alvo de conformação e o outro é conformado num sistema exterior à máquina. Ambos os arames são enrolados por intermédio de um conjunto de rolamentos, que os colocam na posição correta para o efeito.



Figura 45 - Feira empregue no fabrico de espiral metálica aramada (planetárias) (FicoCables, 2015).

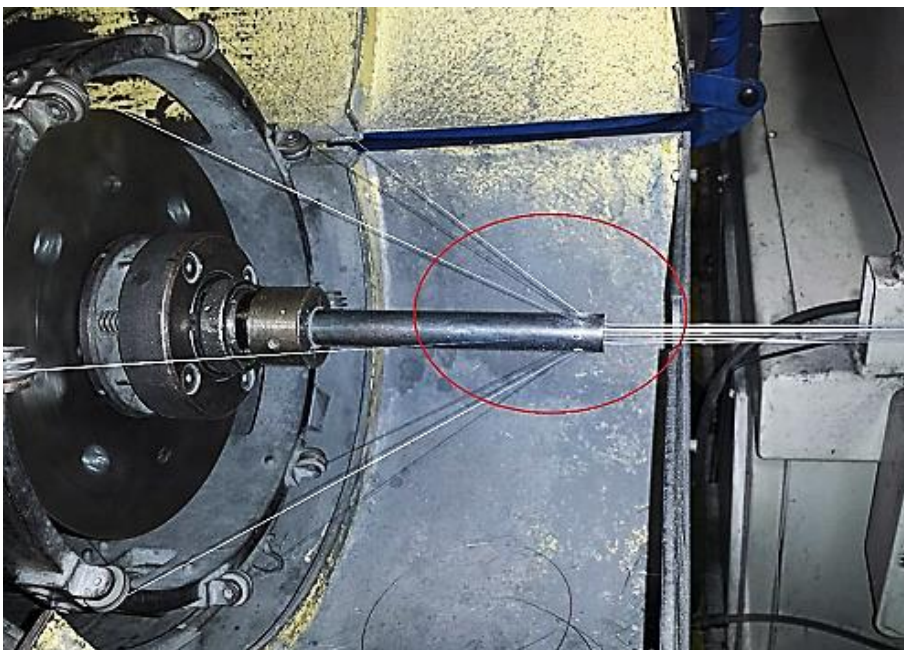


Figura 46 - Feira utilizada na produção de espiral metálica entrelaçada (TOYOTA) (FicoCables, 2015).

Na máquina de fabrico de espiral entrelaçada são utilizadas duas fieiras com a mesma configuração representada na Figura 46. Contudo, deve-se ter em consideração o modo como é efetuado o enrolamento dos arames, isto porque, para a espiral ficar devidamente entrelaçada, uma das fieiras terá de girar no sentido horário, enquanto a outra se encontra a rodar no sentido oposto (anti-horário) (FicoCables, 2015).

2.4 Análise do funcionamento de equipamentos produtivos

Gerir os equipamentos fabris utilizando os recursos e meios necessários para prolongar a sua vida útil é uma das principais tarefas a desempenhar pelos colaboradores de uma determinada empresa. Para tal, é necessário em grande parte dos casos, o uso de determinados aparelhos e técnicas para monitorizar as máquinas, de forma a garantir que as mesmas se encontram em bom estado de funcionamento, apresentando conseqüentemente níveis de desempenho global satisfatórios. Compreender o estado de uma máquina e os sintomas que apresenta é essencial, para que se possa agir sobre esta de forma eficaz e eficiente. Existem técnicas de análise não-destrutiva que permitem controlar o funcionamento dos equipamentos ao longo do tempo e que poderão ser bastante úteis aos colaboradores do departamento de manutenção.

2.4.1 Técnicas de análise não-destrutiva de equipamentos

O diagnóstico de possíveis avarias nos equipamentos ou simplesmente, se se tornar necessária a supervisão, monitorização e controlo do funcionamento de uma determinada máquina, pode ser realizado recorrendo a inúmeras técnicas de análise não-destrutiva existentes para o efeito.

Nesta dissertação serão abordadas as seguintes técnicas de análise não-destrutiva de equipamentos:

- Análise de vibrações;
- Termografia.

2.4.1.1. Análise de vibrações

Esta temática engloba os seguintes conteúdos:

- Teoria associada à análise de vibrações;
- Metodologias de medição das vibrações;
- Análise dos dados obtidos a partir da medição do nível de vibração;
- Metodologias de redução das vibrações.

2.4.1.1.1 Teoria associada à análise de vibrações

Na análise de vibrações, a amplitude do sinal é a característica que descreve o nível da vibração, a qual pode ser quantificada de diversas formas: o valor pico-a-pico, o valor de pico e o valor eficaz. O valor pico-a-pico indica a gama de amplitudes de vibração e poderá ser útil para determinar a máxima tensão gerada ou o valor da folga mecânica. O valor de pico indica o nível de curta duração dos choques. O valor eficaz (RMS – *Root Mean Square*) é a medida mais importante de amplitude de vibração, pois está diretamente associada à energia de vibração do sinal. Por outro lado, a frequência da vibração indica o intervalo de repetibilidade do sinal vibratório. Num caso geral, a vibração é proveniente de várias fontes, sendo o sinal composto por várias frequências de diferentes amplitudes. Neste caso, para uma mais fácil interpretação da origem da vibração, recorre-se à análise por série de *Fourier* do sinal vibratório (Moblely, 1999).

As vibrações têm como origem o desequilíbrio de componentes rotativos e, conseqüentemente, geração de forças dinâmicas que vão excitar a estrutura às frequências e modos naturais de vibração, produzindo fenómenos de ressonância aos quais está associado o elevado ruído (Moblely, 1999).

O estudo do comportamento dinâmico de um sistema envolve a medição do nível de vibração da estrutura às suas frequências críticas de funcionamento. A forma mais precisa de determinar o comportamento dinâmico de uma estrutura é medir a aceleração, através de acelerómetros montados em diversos pontos considerados críticos da estrutura, e registar a sua resposta para a gama de frequências de funcionamento (Meirovitch, 2001).

Movimento Periódico

A vibração pode ser caracterizada na maioria dos casos por um movimento periódico, ou seja, um movimento que se repete após um determinado intervalo de tempo, sendo este designado por período fundamental de vibração, τ . A Figura 47 a) representa a amplitude de vibração, função do tempo de um movimento periódico harmónico. Todavia, a situação mais frequente é a amplitude de vibração apresentar uma distribuição periódica mas não harmónica, a qual resulta da combinação de diferentes sinais harmónicos, gerados pelos diversos componentes rotativos de uma máquina, ver Figura 47 b).

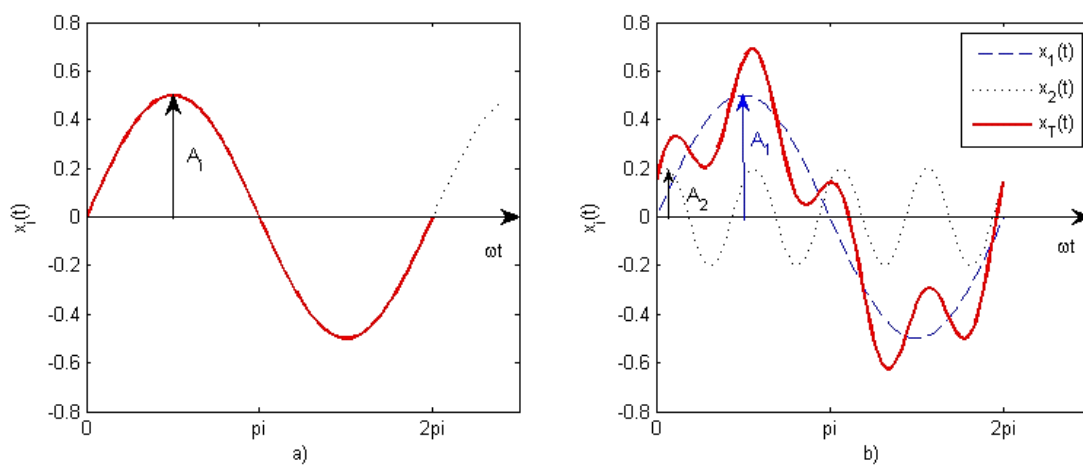


Figura 47 - Ilustração de resposta periódica: a) harmónica b) não-harmónica (Mobley, 1999).

Movimento periódico harmónico

O movimento periódico harmónico ou vibração simples, Figura 47 a), é caracterizado por apresentar uma amplitude de vibração fixa e uma única frequência angular. Este tipo de vibração é normalmente gerada por cada um dos elementos rotativos de uma máquina, sendo que a amplitude de vibração resulta dos desequilíbrios, folgas ou desalinhamentos da máquina observados à frequência de funcionamento do elemento (Mobley, 1999).

Assim, a resposta em deslocamento de um movimento harmónico periódico pode ser descrito pela seguinte expressão:

$$x_i(t) = A_i \sin(\omega t), \quad (\text{Eq.1})$$

sendo A_i a amplitude [m] e ω a frequência angular da vibração, expressa em [rad/s].

A Figura 47 a) descreve o movimento vibratório durante um ciclo completo de vibração (ωt), o qual ocorre após o vetor ter rodado 360 graus ou 2π radianos, isto é, uma revolução completa (Mobley, 1999).

O período de vibração, τ , está relacionado com a frequência angular de vibração, ω , de acordo com a expressão:

$$\tau = 2\pi/\omega \text{ [s]}. \quad (\text{Eq.2})$$

A frequência é normalmente expressa em número de ciclos que o sistema realiza por segundo, f , ou no caso de máquinas rotativas, em rotações por minuto (rpm), apresentando a seguinte relação com a frequência angular de vibração:

$$f = \omega/2\pi \text{ [Hz]} \quad (\text{Eq.3})$$

$$(\text{rpm}) = 30 \omega/\pi . \quad (\text{Eq.4})$$

Ângulo de fase ou defasamento

O defasamento entre sinais resulta do avanço ou atraso que um sinal possui relativamente a um sinal de referência. Este fenómeno é descrito como ângulo de fase ou defasamento, φ .

O ângulo φ aumenta com o amortecimento, para frequências inferiores à frequência natural não amortecida e diminui para valores superiores a esta frequência. Quando a frequência de excitação é muito superior à frequência natural de um sistema, o ângulo de fase converge para o valor de π . No caso particular da frequência de excitação ser idêntica à frequência natural de vibração não amortecida, a resposta em deslocamento é independente da razão de amortecimento e a fase está em quadratura de avanço em relação à excitação do sistema (Meirovitch, 2001).

Para um sistema com um grau de liberdade, a expressão de cálculo do ângulo de fase é dada por:

$$\varphi_{(\beta,\zeta)} = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\beta}{1-\beta^2} \right) , \quad (\text{Eq.5})$$

em que β é a razão entre a frequência de excitação ω e a frequência natural de vibração não amortecida do sistema, ω_n , e zeta, ζ , é a razão de amortecimento. Demonstra-se que para β inferior a 1 o desfasamento assume valores entre 0 e $\frac{\pi}{2}$, para $\beta > 1$ o ângulo de fase toma valores entre $\frac{\pi}{2}$ e π , enquanto para $\beta = 1$ o ângulo de fase é independente da razão de amortecimento e tem o valor de π .

Em geral, a resposta a uma solicitação harmónica de um sistema amortecido pode ser descrita pela seguinte expressão (Meirovitch, 2001):

$$x_i(t) = A_i \sin(\omega t + \varphi). \quad (\text{Eq.6})$$

Os dois movimentos harmónicos dados pelas equações 1 e 6 são movimentos síncronos, uma vez que ambos possuem a mesma frequência ou velocidade angular ω . As oscilações síncronas não necessitam de ter a mesma amplitude, nem atingir as suas amplitudes máximas no mesmo instante. Os movimentos expressos pelas equações 1 e 6 podem ser representados graficamente como ilustra a Figura 48. Nesta figura, o segundo vetor OP_2 possui um avanço relativamente ao primeiro, que é dado por um ângulo designado como ângulo de desfasamento. Isto significa que o segundo vetor atinge a sua amplitude máxima mais cedo, comparativamente ao primeiro vetor. É de salientar que esta análise poderá ser realizada observando quaisquer outros pontos. Refira-se que o termo desfasamento ou ângulo de fase apenas se aplica a sinais com a mesma frequência, ω [rad/s] (Rao, 2011).

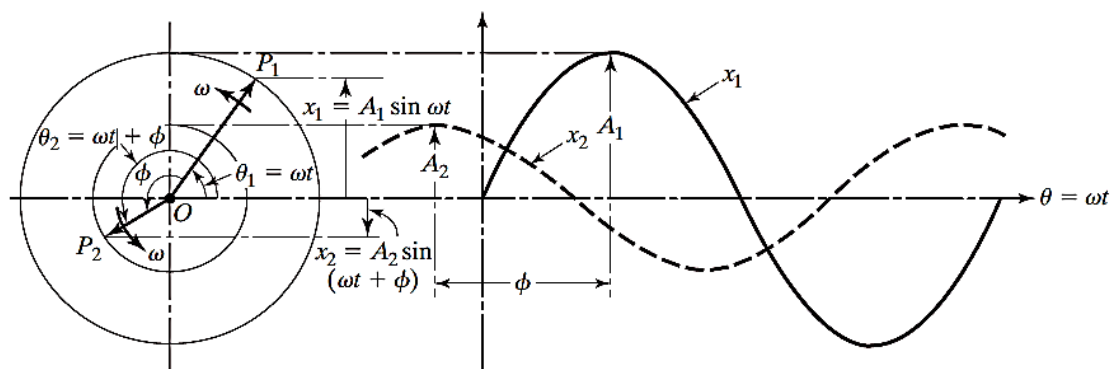


Figura 48 – Representação de dois sinais vibratórios com desfasamento angular (Rao, 2011).

Por definição, a velocidade é a primeira derivada do deslocamento relativamente ao tempo. Para um movimento harmónico, a resposta no tempo em velocidade resulta da aplicação da

primeira derivada em ordem ao tempo da resposta em deslocamento definido pela equação 6, e que neste caso pode ser definida na forma (Rao, 2011):

$$v(t) = \frac{dx_i(t)}{dt} = \dot{x}_i(t) = \omega A_i \cos(\omega t + \varphi). \quad (\text{Eq.7})$$

A amplitude da velocidade vem amplificada pelo valor ω [rad/s] e apresenta-se em quadratura de avanço ($+\pi/2$) relativamente à resposta em deslocamento da estrutura.

A aceleração resulta da primeira derivada no tempo da velocidade ou da segunda derivada no tempo do deslocamento, podendo ser representada por:

$$a_i(t) = \frac{d^2x_i(t)}{dt^2} = \frac{dv_i(t)}{dt} = \ddot{x}_i(t) = -\omega^2 A_i \sin(\omega t + \varphi). \quad (\text{Eq.8})$$

Neste caso, a amplitude da aceleração é amplificada de ω^2 e encontra-se em oposição de fase (π) relativamente à resposta em deslocamento e em quadratura de avanço ($+\pi/2$), em relação à resposta em velocidade do sistema (Rao, 2011).

Movimento periódico não-harmónico

Na prática e na generalidade, o sinal medido numa máquina resulta de várias fontes de vibração apresentando, por essa razão, a resposta no domínio do tempo descrita por um movimento não-harmónico (representado na Figura 47 b)). Refira-se que os movimentos periódicos dividem-se em harmónicos e não-harmónicos. Na Figura 47 b) estão representados a traço interrompido dois sinais harmónicos com diferentes amplitudes e frequências, sobrepondo-se o sinal a traço cheio da resposta não-harmónica, a qual resulta da soma dos dois sinais harmónicos. As respostas harmónicas dos dois sinais poderão ser descritas pelas seguintes expressões (Meirovitch, 2001):

$$x_1(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \quad (\text{Eq.9})$$

$$x_2(t) = A_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2), \quad (\text{Eq.10})$$

em que A_1 representa a amplitude da resposta em deslocamento de frequência ω_1 [rad/s] e φ_1 o ângulo de desfasamento do primeiro harmónico [rad]. A amplitude A_2 corresponde à resposta em deslocamento de frequência ω_2 e φ_2 o ângulo de desfasamento do segundo harmónico.

A resposta total do sistema resulta da soma das respostas harmónicas, sendo esta uma função periódica não-harmónica definida pela seguinte equação (Meirovitch, 2001):

$$x_T(t) = x_1(t) + x_2(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2) . \quad (\text{Eq.11})$$

Refira-se que a transformada de *Fourier* permite decompor qualquer sinal periódico no tempo numa série de funções harmónicas de frequência múltipla da frequência fundamental ω (Rao, 2011):

$$x_T(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) . \quad (\text{Eq.12})$$

Assim, qualquer função periódica no tempo pode ser representada por uma série de Fourier, descrita pela soma infinita dos termos em seno e coseno. Na série de Fourier, a contribuição dos diferentes termos é definida pelos parâmetros a_0, a_n e b_n . No entanto, pode-se aproximar a maioria das funções periódicas, considerando apenas os primeiros termos das funções harmónicas da série, dado que a sua contribuição diminui rapidamente com a ordem da frequência fundamental. Refira-se que a resposta em aceleração no tempo, medida através de um acelerómetro, é convertida para o domínio da frequência através da transformada de *Fourier*, permitindo, assim, identificar a contribuição das principais componentes do sinal e correlacioná-las com as diferentes fontes de vibração (Rao, 2011).

Normalmente, as principais componentes do sinal são múltiplas da frequência fundamental do sinal $n\omega$, a qual está associada à velocidade de rotação dos diferentes componentes da máquina (1x ou 1 ω).

Parâmetros Mensuráveis

A distribuição de amplitudes espectral e o nível global de vibração são usados na indústria para o controlo de condição. A degradação dos componentes de uma máquina conduz ao agravamento do nível de vibração e à alteração da resposta espectral. Na manutenção condicionada é aplicada a monitorização periódica ou contínua das amplitudes e frequências de vibração de uma máquina, conforme o nível de severidade dos elementos. São ainda estabelecidos níveis de alerta para definir o tipo de intervenção a realizar na máquina (Mobleby, 1999).

Análise da vibração

Na análise da vibração são habitualmente usados três parâmetros para caracterizar a amplitude de vibração: banda larga, banda estreita e por frequência (Meirovitch, 2001).

Análise por banda larga ou análise global

A energia total produzida por todas as componentes que compõem o sinal de vibração, geradas por uma máquina, é refletida na análise por banda larga ou medição da amplitude global da vibração. Refira-se que a banda de análise é definida entre 10 e 10000 Hz, ou 600 e 600000 rpm (Meirovitch, 2001).

Análise por banda estreita

A análise da amplitude por banda estreita refere-se à identificação da energia gerada por um grupo definido de frequências vibratórias. Normalmente, esta amplitude representa a energia gerada por uma banda filtrada de componentes de vibração, a qual é usada na identificação de modos de falha ou fontes de energia de vibração. Por exemplo, a instabilidade de um componente pode ser captada utilizando uma banda estreita filtrada em torno da sua frequência de trabalho (Meirovitch, 2001).

Análise por frequência

A vibração gerada por cada componente de uma máquina apresenta uma distribuição de amplitudes a frequências bem definidas. Estas poderão ser identificadas através da análise em frequência do sinal medido. Por exemplo, a rotação de veios ou engrenagens produzem elevadas amplitudes às frequências múltiplas da velocidade de rotação do componente (Moblely, 1999).

Na análise do espectro de vibração podem ser tomados os valores de pico (amplitude máxima) ou valor eficaz (RMS) do sinal. O valor de pico é habitualmente usado na análise de anomalias de funcionamento ou degradação de um componente de uma máquina. Por outro lado, o valor eficaz da amplitude representa a energia de vibração gerada pelo componente. Através da sua análise é possível identificar a contribuição de cada componente para a energia de vibração total da máquina (Meirovitch, 2001).

2.4.1.1.2 Metodologias de medição das vibrações

Existem inúmeros dispositivos e técnicas para medição de vibrações num determinado equipamento.

Equipamento de medição de vibrações

As amplitudes e frequências de vibração numa estrutura podem ser obtidas da seguinte forma (Mobley, 1999):

(1) Montagem de um transdutor em vários locais ou pontos críticos da máquina, nomeadamente: na estrutura principal da máquina, chumaceiras e em zonas onde estejam presentes rolamentos ou veios;

(2) Utilizar um dispositivo portátil de recolha de dados, como meio de monitorizar e analisar os sinais de vibração.

Transdutor

O transdutor mais utilizado para o registo da vibração é o acelerómetro. Este incorpora elementos piezoelétricos, com sensibilidade à compressão ou ao corte, para converter energia mecânica em sinais elétricos. O dispositivo é geralmente constituído por uma massa sísmica suspensa entre filmes piezoelétricos (Mobley, 1999). A estrutura do acelerómetro que serve de suporte do piezoelétrico e da massa sísmica move-se solidária com a estrutura. O movimento relativo entre a massa sísmica e a estrutura de suporte do acelerómetro provoca a deformação dos filmes piezoelétricos, que se traduz num sinal elétrico proporcional à aceleração da estrutura (Figura 49) (Brüel & Kjær, 1982).

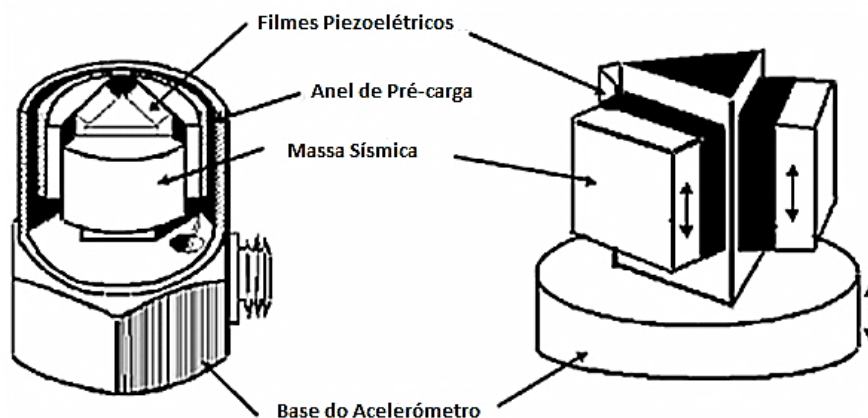


Figura 49 – Constituição de um acelerómetro (Brüel & Kjær, 1982).

Aparelho portátil de medição e análise de vibrações

Este dispositivo integra um microprocessador que permite capturar e tratar os sinais elétricos no tempo e convertê-los para o domínio da frequência, por aplicação da transformada de Fourier (FFT). Normalmente, este tem a capacidade de armazenar todos os sinais capturados e tratados para posteriormente serem analisados por programas dedicados, permitindo, assim, realizar análises mais detalhadas, construir históricos de dados e elaborar relatórios (Mobley, 1999).

No caso da aplicação das vibrações ao controlo de condição, mais propriamente, à manutenção preditiva, é importante o recurso a programas dedicados de análise de vibrações que permitam manter um histórico das máquinas e estabelecer níveis de alerta para a amplitude de vibração. Todavia, qualquer análise assenta em dados experimentais que foram devidamente adquiridos por equipamento específico. A este nível, será necessário garantir que a montagem e o tipo de acelerómetro, o ponto de medição e os cabos usados são os mais adequados, e que o equipamento de aquisição, tratamento e análise está devidamente configurado (Mobius Institute, 2005).

Transdutores de vibração

Estão disponíveis no mercado inúmeras ferramentas de análise e monitorização que devem fazer parte de um programa de manutenção. Uma ferramenta deste género depende de tendências históricas para detetar problemas incipientes e que servem posteriormente como referências para futuras avarias. Fazem parte deste tipo de ferramentas técnicas, a análise no domínio da frequência, análise no domínio do tempo e análise dinâmica de funcionamento (Mobley, 1999).

Os acelerómetros são habitualmente usados para monitorizar o estado de funcionamento de uma máquina. Estes são robustos, possuem reduzida massa, não interferindo com o comportamento da máquina e apresentam uma elevada gama dinâmica em frequência e amplitude (Brüel & Kjær, 1982).

Medição da Resposta

O deslocamento, a velocidade ou a aceleração podem ser usados como parâmetros de medição da resposta vibratória de uma estrutura. No entanto, a utilização de um acelerómetro piezoelétrico para medir a aceleração apresenta várias vantagens, a saber (Brüel & Kjær, 1987):

- Boa linearidade;
- Baixo peso (< 1 g);
- Grande gama dinâmica (até 160 dB);
- Banda larga de frequências (0,2 Hz até 50 kHz, com linearidade de 5%);
- Estrutura rígida e compacta;
- Resistente a ambientes agressivos;
- Baixa sensibilidade transversal;
- Métodos de montagem simples.

Refira-se que os parâmetros de velocidade e deslocamento podem ser obtidos por integração elétrica ou numérica do sinal em aceleração. Na Figura 50 são apresentados alguns modelos comerciais de acelerómetros, tendo em comum uma superfície plana para fixação à estrutura e um ponto de ligação do cabo elétrico para registo do sinal, que normalmente se localiza na face lateral (Brüel & Kjær, 1987).



Figura 50 – Ilustração de vários modelos de acelerómetros (Brüel & Kjær, 1987).

Considerações sobre a gama de frequência de medição da aceleração

As vibrações mecânicas de máquinas apresentam, em geral, uma gama de frequências que vai dos 10 Hz até aos 10 kHz, pelo que qualquer medição requer um estudo prévio da máquina, no sentido de garantir que o acelerómetro escolhido cobre a banda de frequências de interesse. Estes estão delimitados pela banda de frequências definida pela frequência de corte, que é geralmente inferior a 5Hz, e superior determinado pela frequência de ressonância do acelerómetro. O limite de frequência superior é definido a 1/3 da frequência de ressonância do acelerómetro, com um erro não superior a 12%. Os acelerómetros mais pequenos podem apresentar frequências de ressonância na casa dos 180 kHz, mas os acelerómetros de uso geral possuem frequências de ressonância entre 20 kHz e 30 kHz (Brüel & Kjær, 1988).

Técnicas de montagem do acelerómetro

Para o desempenho ótimo do acelerómetro, a melhor técnica de fixação é através da montagem aparafusada. O acabamento superficial e o binário de montagem são habitualmente fornecidos pelos fabricantes. Porém, este método nem sempre é o mais conveniente. Algumas técnicas como montagem em base magnética (imane) e cera de abelha (em forma de adesivo) aplicadas à base do acelerómetro permitem maior flexibilidade no posicionamento do mesmo. Todavia, estas conduzem a uma redução da banda útil da resposta do acelerómetro. Outras técnicas também poderão ser usadas, ver Figura 51 (Brüel & Kjær, 1988).

Perturbações ambientais

A qualidade da medição poderá ser perturbada pelo efeito da temperatura na resposta linear do acelerómetro, pelo ruído no sinal introduzido no cabo de ligação ou por outros fatores ambientais. Para que estes efeitos sejam minorados, estes deverão ser considerados aquando da seleção do equipamento e o cuidado a ter durante a realização das medições (Rao, 2011).

Efeito da temperatura

Os acelerómetros de uso geral podem suportar temperaturas até 250°C. A temperaturas mais elevadas, os piezoelétricos de cerâmica começam a despolarizar-se, de modo que a sua sensibilidade será permanentemente alterada. Para aplicações que envolvam temperaturas até 400°C, devem-se utilizar acelerómetros específicos com uma cerâmica piezoelétrica especial, capaz de suportar elevadas temperaturas (Rao, 2011).

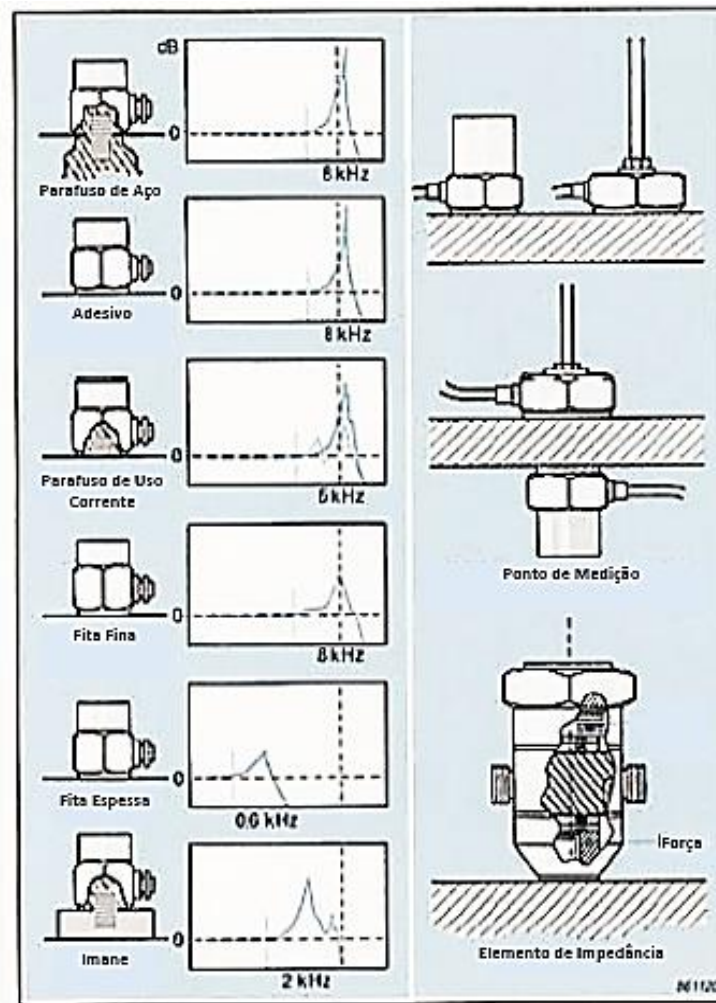


Figura 51 – Técnicas de montagem dos acelerômetros (Brüel & Kjær, 1988).

Efeito do ruído no cabo

Como os acelerômetros piezoelétricos apresentam uma elevada impedância de saída, surgem por vezes problemas de ruído introduzido pelo cabo de ligação entre o acelerómetro e o equipamento de aquisição. Estas perturbações podem resultar de correntes elétricas na malha do cabo, do ruído de origem triboelétrica ou do ruído eletromagnético (Mobley, 1999).

O ruído de origem triboelétrica é muitas vezes induzido no cabo por movimentos mecânicos do próprio cabo. Estes são provocados pela deformação do próprio cabo que cria localmente variações da carga elétrica (Mobley, 1999).

O ruído eletromagnético é muitas vezes induzido no cabo quando este se encontra próximo de uma máquina em funcionamento. O uso de cabos blindados permite reduzir este efeito (Brüel & Kjær, 1988).

Outras perturbações ambientais

Para além das perturbações referidas anteriormente, também existem outras não menos importantes que deverão ser consideradas no momento de realizar as medições (Brüel & Kjær, 1988):

- As tensões produzidas pela deformação das estruturas poderão ser transmitidas ao corpo do acelerómetro e afetar a sua sensibilidade;
- Em ambientes de elevada humidade deverão ser usados cabos revestidos a teflon® e proteção na ligação do cabo ao acelerómetro;
- A vibração transversal poderá afetar a medição, dado que os acelerómetros piezoelétricos são sensíveis a vibrações que atuam em outras direções que não coincidem com o seu eixo principal. A sensibilidade transversal típica de um acelerómetro uniaxial é entre 3% a 4% da sensibilidade do eixo principal. Deverão ser tomadas as devidas precauções na presença de elevada vibração transversal.

Perturbação causada pela montagem do acelerómetro na estrutura

A adição de massa à estrutura, provocada pela montagem do transdutor deve ser sempre tomada em consideração na realização de uma medição. Esta pode alterar de forma significativa a massa, rigidez ou amortecimento da estrutura. A adição de massa à estrutura produz um desvio na frequência que é proporcional ao quadrado do deslocamento modal na posição de montagem do acelerómetro (Brüel & Kjær, 1982).

Uma regra de ouro é usar transdutores de reduzida massa em estruturas leves. Por outro lado, a montagem do acelerómetro vai introduzir restrições na flexão da estrutura e atrito na interface, produzindo um aumento da rigidez e do amortecimento. A aplicação de transdutores de menor dimensão permite reduzir estes efeitos. A Figura 52 ilustra o efeito da localização do acelerómetro sobre a amplitude e frequência de vibração (Brüel & Kjær, 1988).

Pontos de medição

As medições que são realizadas mediante uma orientação radial permitem obter uma melhor perceção dos níveis de vibração gerados pelos componentes em rotação numa máquina, quando as forças geradas são perpendiculares à linha do eixo (Rao, 2011).

Por exemplo, o desequilíbrio de um veio gera forças radiais em todas as direções, enquanto o desalinhamento se traduz, normalmente, numa força radial gerada numa única direção e que corresponde à direção desalinhada. A capacidade para determinar com precisão a direção do desequilíbrio ou desalinhamento, permite corrigir o problema com maior eficácia (Mobley, 1999).

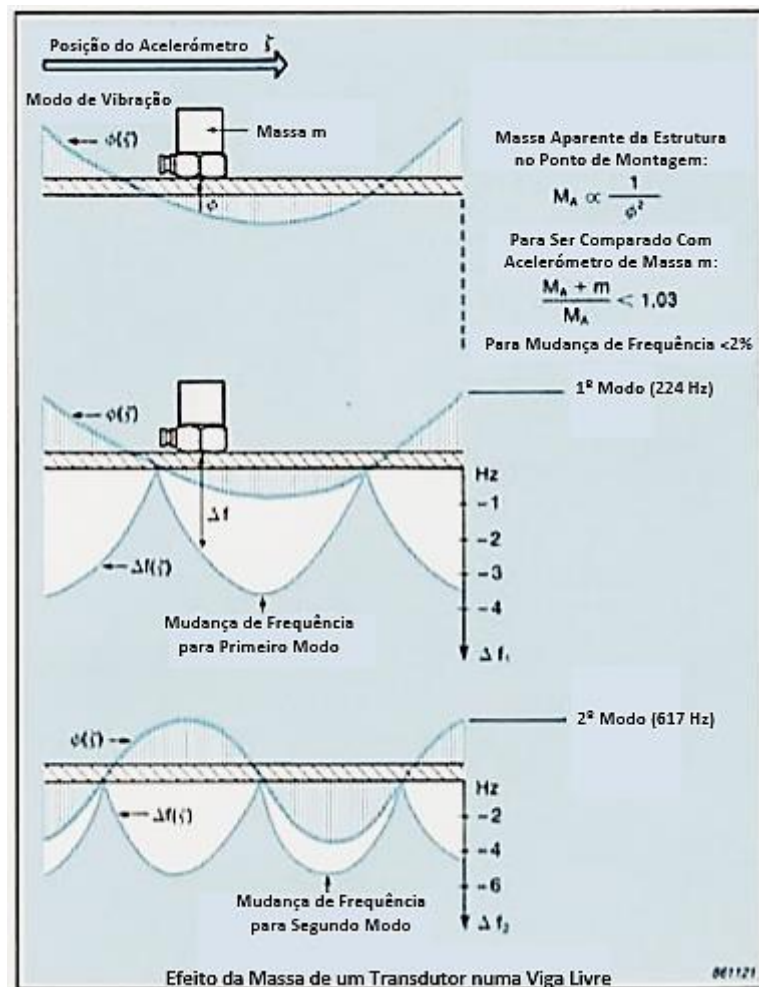


Figura 52 - Efeito da localização do acelerómetro sobre a amplitude e frequência de vibração (Brüel & Kjær, 1988).

No mínimo, são necessários dois pontos de medição radial, desfasados entre si de 90° para definir a direção do desalinhamento ou desequilíbrio. A medição das duas amplitudes de vibração permite o cálculo da direção efetiva e amplitude relativa para qualquer outra direção.

A Figura 53 ilustra uma simples análise vetorial onde as leituras radiais nas direções vertical e horizontal, adquiridas na medição de uma caixa exterior de um rolamento, indicam uma velocidade relativa de vibração vertical de 0,5 polegadas por segundo pico (IPS-PK) e uma velocidade de vibração horizontal de 0,3 IPS-PK. A amplitude da velocidade de vibração de pico

(0,583 IPS-PK) na direção efetiva de deflexão pode ser calculada através dos outros dois vetores (Rao, 2011).

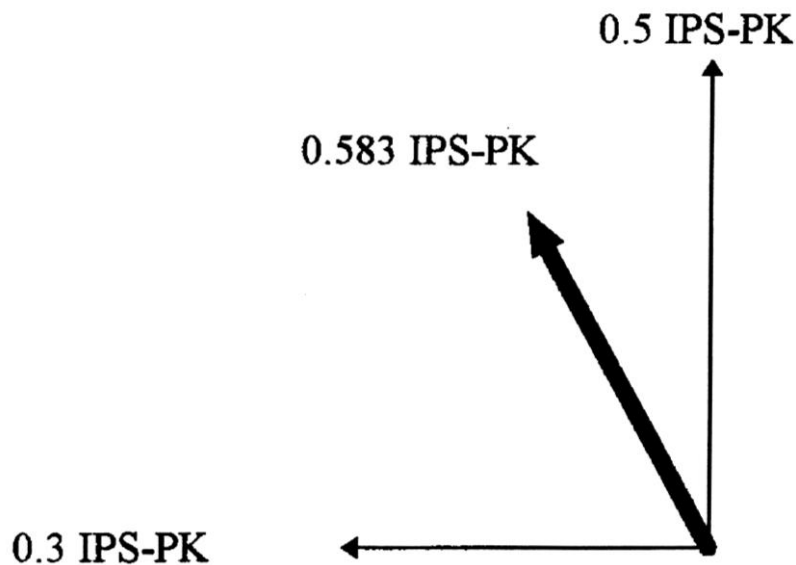


Figura 53 - Vetor de velocidade resultante com base em duas medições de vibração radiais (Rao, 2011).

As medições da vibração para a direção axial são usadas para determinar o movimento lateral do componente rotativo de uma máquina ou de uma massa em translação. Estes pontos de medição devem ser orientados paralelamente ao eixo de rotação, ou à direção dos movimentos. A avaliação do nível de vibração gerado na direção axial de um veio é realizada através de, pelo menos, uma medição. No caso de veios com uma combinação de rolamentos fixos ou flutuantes, as medições devem ser realizadas a partir do rolamento fixo ou estacionário, para que sejam obtidas melhores leituras (Rao, 2011).

2.4.1.1.3 Análise dos dados obtidos a partir da medição do nível de vibração

A análise dos dados é realizada através da interpretação e validação dos sinais de vibração.

2.4.1.1.3.1 Interpretação dos sinais de vibração

A técnica é baseada na análise do espectro vibratório de cada máquina para prever situações de manutenção e diagnosticar avarias. Cada máquina apresenta um espectro vibratório típico para o seu normal regime de funcionamento, o qual tem como origem a rotação de veios, rotores, rolamentos, sistema de engrenagens, etc. Contudo, perante um problema específico, surgem alterações no espectro vibratório, isto é, o aumento de amplitude em algumas componentes e

aparecimento de novas componentes. Estas poderão ter como origem folgas excessivas, desalinhamento de veios, rolamentos gastos ou fadiga prematura do material (Mobley, 1999).

A manutenção preditiva baseada na análise espectral da vibração assenta nos seguintes pressupostos, os quais formam a base dos métodos usados para identificar e quantificar as causas e os modos de falha (Mobley, 1999):

1. Todos os problemas e modos de falhas em máquinas apresentam componentes vibratórias de frequência que podem ser isoladas e identificadas;
2. A vibração de uma máquina é representada na forma espectral por esta permitir identificar as diferentes componentes do sinal, tornando possível identificar a sua origem;
3. Existe sempre uma origem da vibração associada a cada componente do espectro vibratório;
4. O espectro vibratório de uma máquina mantém-se inalterado ao longo do tempo, até que ocorra alteração do funcionamento dos seus componentes;

O aumento ou diminuição de determinadas componentes do espectro vibratório poderão estar associados à degradação dos componentes de uma máquina. Contudo, esta análise deverá ser realizada com o devido cuidado, uma vez que a alteração desta amplitude poderá também ter como origem a mudança de regime de funcionamento ou alterações realizadas na máquina. É de referir que a diminuição da amplitude de vibração, não significa necessariamente que haja uma melhoria na condição de funcionamento da máquina (Mobley, 1999).

A condição de uma máquina baseada na análise da vibração pode ser dividida em quatro etapas, sendo estas ordenadas da seguinte forma (Mobley,1999):

- Detecção;
- Análise do sinal;
- Análise da causa da avaria;
- Verificação.

Análise dos dados de vibração

As anomalias no comportamento de uma máquina podem ser detetadas a partir da análise do espectro de vibrações, desde que o sistema de medição esteja corretamente configurado. Para uma eficiente e correta identificação de falhas em máquinas, é fundamental o recurso a programas dedicados à análise dos espectros vibratórios e a aquisição do sinal vibratório através de equipamento dedicado (Rao, 2011).

Linha de tendência

Os programas dedicados à análise de vibrações apresentam um conjunto de ferramentas úteis à monitorização do nível de vibração da máquina e à identificação de anomalias no seu funcionamento. As linhas de tendência são normalmente usadas para prever os períodos de manutenção da máquina. Estas baseiam-se na extrapolação dos valores medidos e na definição de níveis de alerta (Figura 54) (Mobius Institute, 2005).

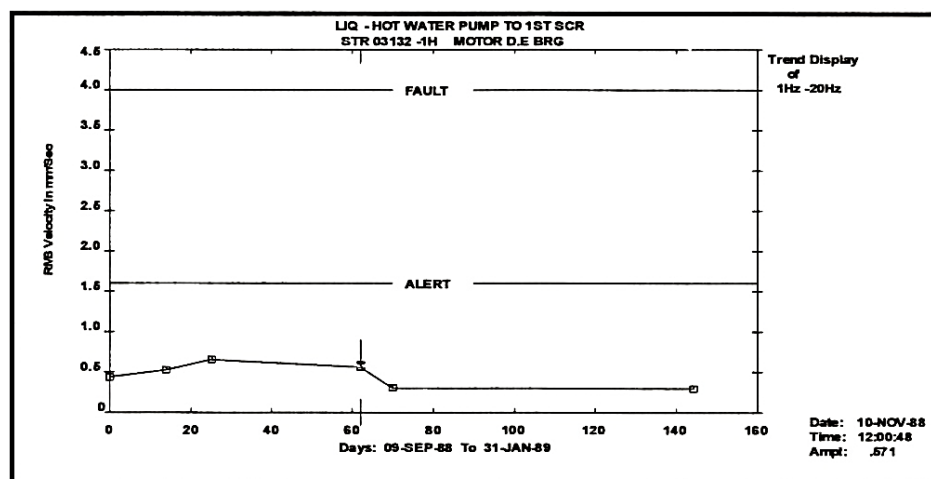


Figura 54 – Exemplo de uma linha de tendência (Mobius Institute, 2005).

As linhas de tendência de dados medidos podem incluir as medições de nível global, medições de alta frequência em rolamentos, dados de processo (temperatura, pressão, etc...) e a velocidade da máquina (Nwokah *et al.*, 2002).

As extrapolações das linhas de tendência são baseadas em parâmetros dentro das bandas definidas de interesse ou pelo conjunto de parâmetros em análise.

Numa primeira etapa, a falha da máquina é detetada quando a linha de tendência excede o limite de alerta previamente estabelecido para um determinado parâmetro vibratório (Figura 55) (Mobius Institute, 2005).

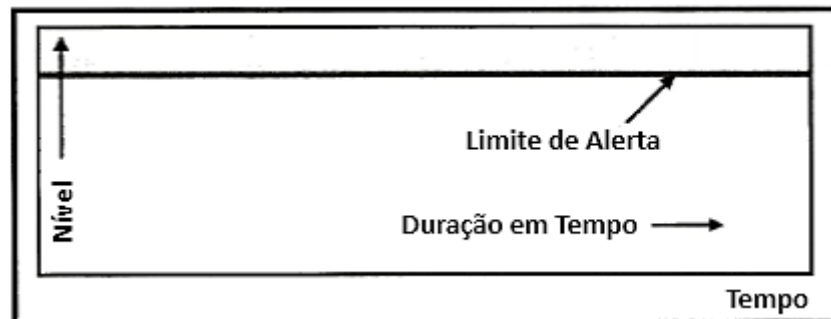


Figura 55 – Análise no tempo da linha de tendência, função do limite de alerta dos parâmetros vibratórios (Mobius Institute, 2005).

Quando a linha de tendência de um parâmetro vibratório apresenta o seu valor inalterado ao longo do tempo, tal situação significa que não houve degradação do comportamento da máquina ou que o parâmetro apresenta baixa sensibilidade, não havendo, neste caso, necessidade de proceder a uma análise mais detalhada (Figura 56 a)). Caso a linha de tendência apresente um aumento do seu nível ao longo do tempo e alcançar ou mesmo ultrapassar os limites definidos para alarme, deverá proceder-se a uma análise mais profunda sobre a causa desta variação, Figura 56 b) (Mobius Institute, 2005).

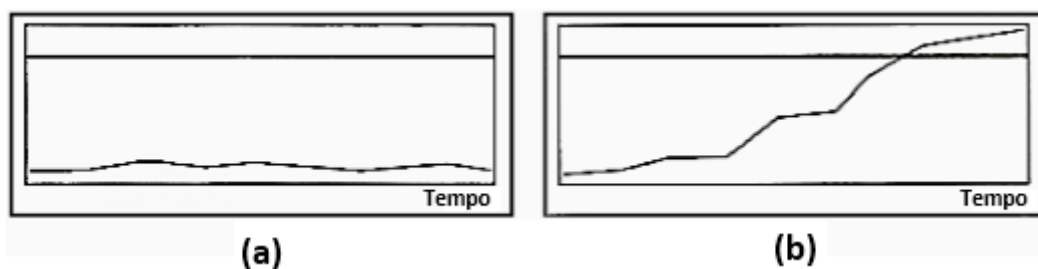


Figura 56 – Exemplos da evolução no tempo das linhas de tendência: a) inalterada e b) aumento que ultrapassa a linha limite de alarme (Mobius Institute, 2005).

Por outro lado, a partir da análise periódica às linhas de tendência é possível prever quando os limites de alarme serão alcançados e excedidos e, assim, programar o período de manutenção da máquina, Figura 57 (Mobius Institute, 2005).

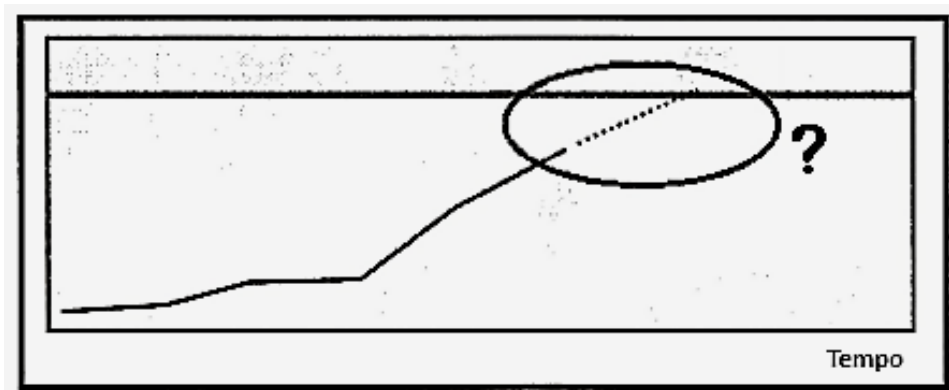


Figura 57 – Previsão da evolução no tempo das linhas de tendência (Mobius Institute, 2005).

A estimativa do período que decorre até que seja alcançado ou excedido o limite de alarme e a análise global do comportamento da máquina, servirá para definir o grau de severidade do problema e determinar o tempo de operação da máquina antes da ação de manutenção (Rao, 2011).

As linhas de tendência são parâmetros globais que servem unicamente para detetar anomalias e degradação no funcionamento da máquina. No entanto, a identificação do problema e sua resolução requer uma análise mais detalhada do funcionamento da máquina e do processo produtivo, baseado no estudo do espectro vibratório (Mobius Institute, 2005).

Análise espectral

A maioria dos programas de manutenção preditiva assenta fundamentalmente na análise espectral do sinal de vibração. A amplitude no domínio da frequência apresenta componentes de frequência individuais da máquina, os quais correspondem a uma assinatura (Rao, 2011).

Antes de proceder à análise do sinal no domínio da frequência, é necessário tecer algumas considerações sobre os cuidados a ter durante a aquisição do sinal, por forma a não fazer uma leitura enviesada das medições (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.3.2 Validação das medições

A medição das vibrações de uma máquina requer o conhecimento especializado sobre a montagem do equipamento de medição e o tratamento realizado aos sinais adquiridos. Em particular, a análise do sinal vibratório no domínio da frequência é extremamente sensível às condições de medição, nomeadamente à fixação do transdutor, alteração do regime normal de funcionamento da máquina, etc. (Rao, 2011).

Os problemas mais comuns nas medições estão relacionados com a incorreta montagem dos transdutores e seu isolamento elétrico. Este último conduz ao aparecimento de frequências múltiplas da rede elétrica. Por outro lado, o defeituoso acoplamento do transdutor à máquina conduz ao aparecimento de uma amplitude espectral tipo “*Ramp Ski*” com maior amplitude nas baixas frequências (Figura 58).

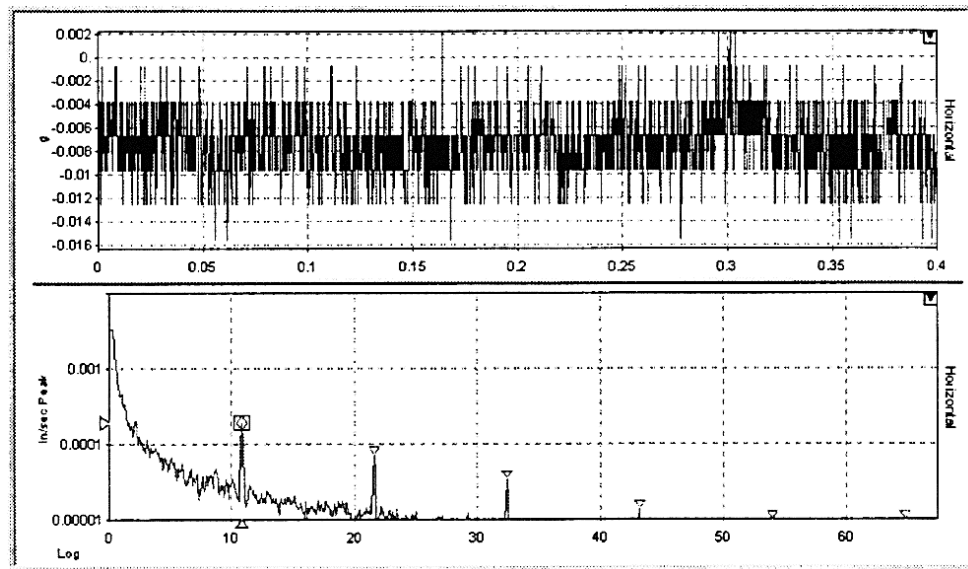


Figura 58 – Espectro de vibrações com “*Ramp ski*” (Mobius Institute, 2005).

O espectro poderá apresentar uma configuração do tipo “*Ramp ski*” e um ruído de fundo nas altas frequências, se for excedida a gama dinâmica do transdutor ou do sistema de digitalização do sinal. Esta situação pode ocorrer por diversas razões (Mobius Institute, 2005):

- Se os níveis de vibração excederem a gama linear do transdutor ou do sistema de digitalização. Como medida corretiva, deve-se considerar o uso de um transdutor com menor sensibilidade e com uma gama dinâmica superior. Refira-se que em máquinas que atinjam elevadas velocidades de rotação, como no caso dos compressores, estes apresentam normalmente níveis de vibrações mais elevados;
- A presença de fenômenos não estacionários ou não linearidades na amplitude da resposta vibratória durante a medição conduz ao aparecimento de ruído de alta-frequência e a elevadas amplitudes nas baixas frequências. Estes efeitos poderão ser minimizados realizando as medições para regimes de funcionamento da máquina afastados das suas frequências de ressonância;

- O incorreto funcionamento da máquina, provocado por avaria de algum dos seus componentes poderá causar elevadas vibrações nas altas-frequências. Este efeito poderá ser minimizado através do aumento do amortecimento junto às fontes de vibração, como a colocação de elementos em borracha.

Identificação da frequência fundamental

A frequência fundamental ou frequência de base corresponde à velocidade de rotação da máquina. Esta pode ser identificada automaticamente pelo equipamento, pela frequência que apresenta à amplitude máxima (Rao, 2011).

A partir da frequência fundamental são identificadas as frequências múltiplas correspondentes aos vários componentes associados à cadeia de transmissão do movimento da máquina. Para facilitar esta identificação, a amplitude do espectro é representada por múltiplos da ordem da frequência fundamental, ao invés do intervalo em Hz, ver Figura 59.

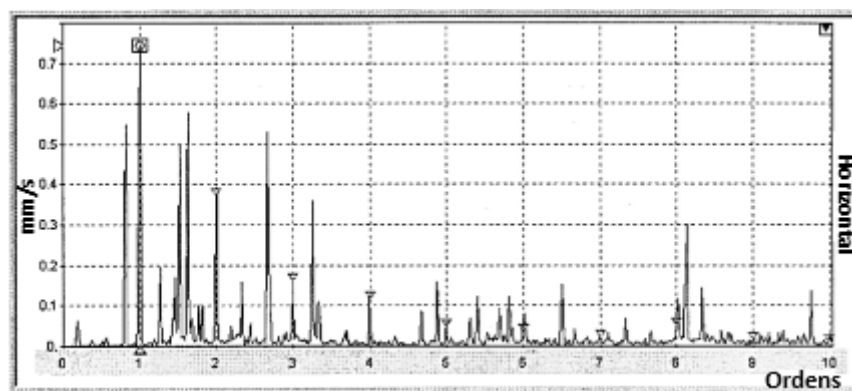


Figura 59 – Espectro normalizado por ordens (Mobius Institute, 2005).

No eixo das abcissas são representados os submúltiplos da frequência fundamental, correspondente à velocidade de rotação do elemento motriz. A Figura 59 relewa a presença de elevadas amplitudes a frequências múltiplas inteiras da frequência fundamental, designadas por frequências síncronas. De igual forma, é possível identificar elevadas amplitudes a frequências múltiplas e submúltiplas não inteiras da frequência fundamental e que se designam por frequências não-síncronas (Mobius Institute, 2005).

Em geral, os elementos que estão diretamente associados ao veio motriz, apresentarão uma frequência síncrona. No entanto, em função da complexidade da máquina, haverá mais elementos rotativos que não estão diretamente associados ao veio motriz, apresentando, por essa razão, frequências não-síncronas. A principal dificuldade na identificação de avarias está

em encontrar a origem destas frequências, as quais podem resultar da rotação de veios ou falha nos elementos de transmissão (Rao, 2011).

Análise simplificada dos dados

Nesta etapa procura-se identificar padrões e elementos de interesse no espectro, tais como: séries de amplitudes uniformemente espaçadas em frequência (harmônicos e bandas laterais), amplitudes não múltiplas inteiras da frequência fundamental, ruído no sinal e concentração de elevadas amplitudes em determinadas bandas (Mobius Institute, 2005).

Análise por harmônicos

São designados de harmônicos de um sinal as séries de amplitudes múltiplas inteiras da frequência fundamental (Figura 60). A análise por harmônicos é realizada com base no espectro da amplitude da velocidade em função da frequência, em Hz (Mobius Institute, 2005).

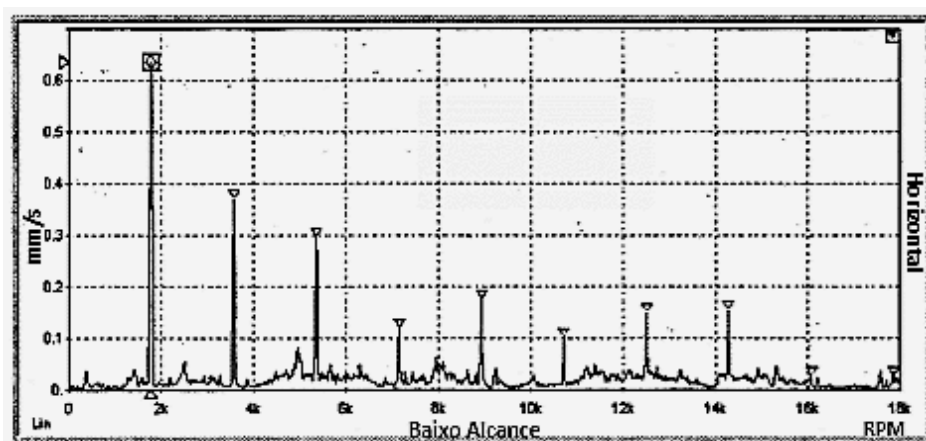


Figura 60 – Espectro de vibração por harmônicos (Mobius Institute, 2005).

Os harmônicos da frequência fundamental surgem devido ao comportamento não-linear da estrutura e à presença de fenômenos transitórios, que têm habitualmente como origem, a existência de folgas excessivas, impactos ou vibração de correias.

Análise por bandas laterais

As bandas laterais resultam da modulação em amplitude entre dois sinais próximos e são comuns quando se investigam avarias em rolamentos, caixas de engrenagens, problemas elétricos, entre outros (Mobius Institute, 2005).

No espectro podem surgir dispersões espectrais de amplitudes relevantes e de frequências próximas a uma frequência central (Figura 61).

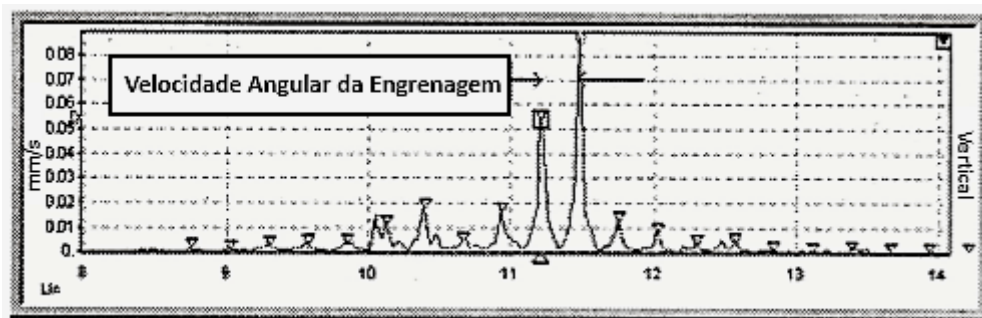


Figura 61 – Espectro de vibração em que é perceptível uma distribuição decrescente de amplitudes igualmente espaçadas em torno da velocidade da engrenagem (Mobius Institute, 2005).

Análise com base no ruído de fundo e na dispersão da amplitude espectral

Na condição normal de funcionamento de uma máquina, o espectro é caracterizado por apresentar amplitudes elevadas de frequência bem definidas. No entanto, certos tipos de anomalias manifestam-se na forma de um elevado ruído de fundo e dispersão na amplitude espectral. Um caso típico é apresentado na Figura 62 (Mobius Institute, 2005).

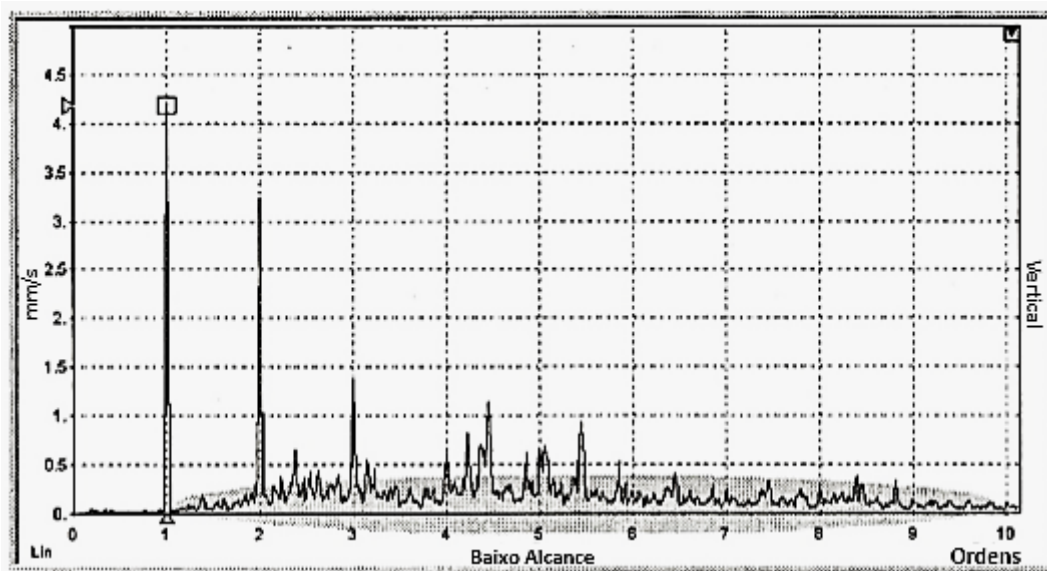


Figura 62 - Espectro de vibração em que é perceptível um elevado ruído de fundo (assinalado a sombreado) (Mobius Institute, 2005).

Em geral, o aparecimento de um elevado ruído de fundo e dispersão em áreas específicas do espectro podem ter como principal origem (Rao, 2011):

- Um rolamento com severo desgaste;
- Proximidade de uma ressonância;
- Dispersão espectral, quando apresenta um número elevado de harmônicos muito próximos;
- Dispersão espectral provocada por ruído de escoamento e cavitação.

Na Figura 63, estão presentes sinais típicos de dispersão da amplitude de ressonância.

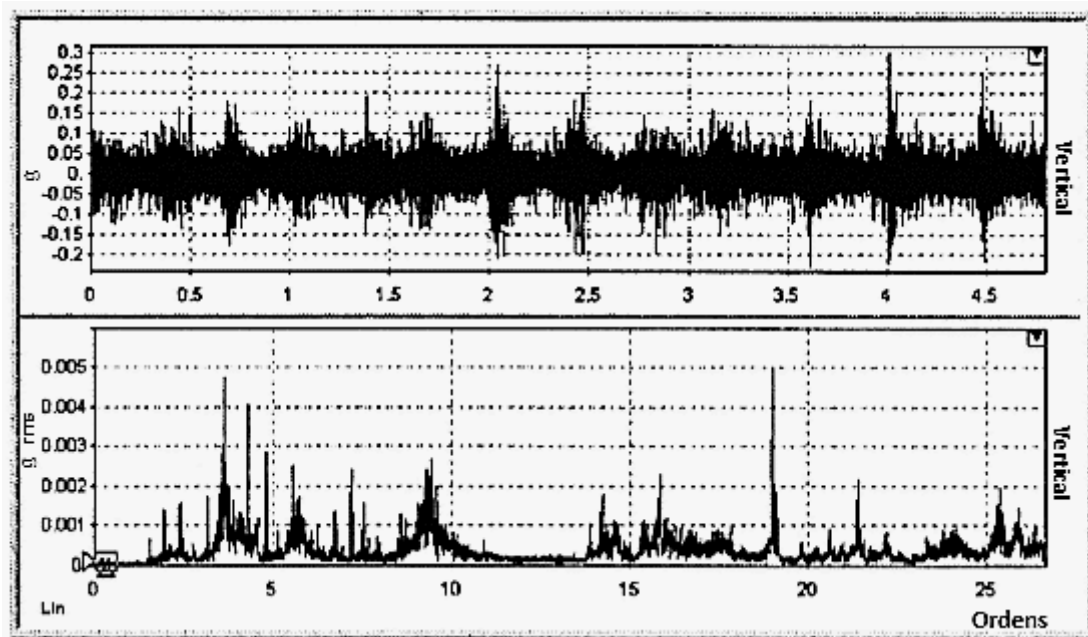


Figura 63 – Espectro vibratório medido na situação próxima de uma ressonância (Mobius Institute, 2005).

Deve-se ter sempre em consideração, que as máquinas que se encontram instaladas na proximidade da máquina analisada podem, muitas das vezes, ser a origem da vibração que se observa no espectro. Se existir qualquer suspeita de que a vibração observada tem origem noutra máquina, devem ser tomadas medidas para atenuar a transmissão da energia vibratória, através da colocação de elementos dissipadores de energia (apoios anti vibráteis).

Análise por comparação espectral

A análise comparativa dos espectros deve ser realizada por duas razões fundamentais: para verificar a evolução da vibração da máquina e para compreender a origem das alterações observadas (Rao 2011).

Esta análise baseia-se na comparação do espectro vibratório atual com o espectro anterior, em que este é normalmente obtido para um funcionamento regular da máquina, ou medido logo após uma manutenção (Mobius Institute, 2005).

Para facilitar a análise comparativa, são usadas diferentes representações gráficas dos espectros:

- Sobreposição espectral;
- Empilhamento dos espectros;
- Representação em cascata.

Representação na escala logarítmica

Em certos casos, é conveniente representar o espectro da amplitude vibratória numa escala logarítmica, por forma a realçar as baixas amplitudes e mais facilmente identificar as componentes harmónicas e as bandas laterais do sinal. A Figura 64 evidencia a relevância do uso da escala logarítmica para a identificação dos vários harmónicos (Mobius Institute, 2005).

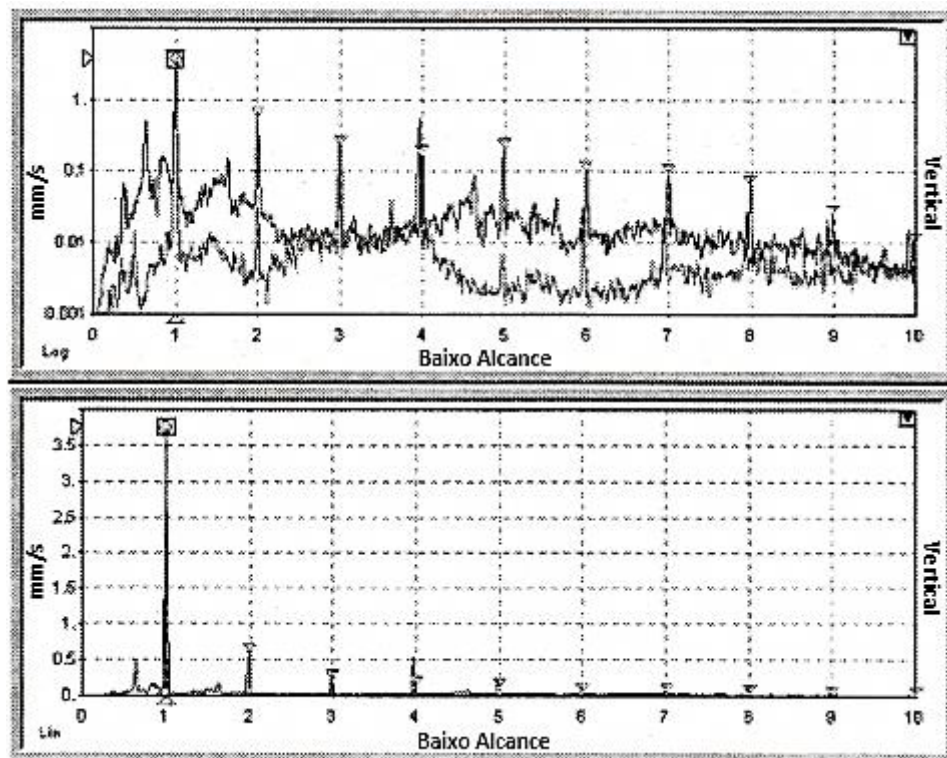


Figura 64 – Representação na escala logarítmica da amplitude do espectro vibratório (Mobius Institute, 2005).

Refira-se que a representação da amplitude vibratória numa escala logarítmica é útil nas comparações, mas não é muito eficiente na representação em cascata, uma vez que existem demasiados pormenores que tornam difícil a sua interpretação.

Análise do sinal no tempo

Existem três razões fundamentais para analisar o sinal de vibração no domínio do tempo (Mobius Institute, 2005):

- Identificação de fenómenos temporais que não podem ser observados no domínio da frequência;
- Várias situações anómalas que só podem ser detetadas pela visualização da resposta vibratória no tempo;
- O registo no tempo permite realizar um conjunto de análises que não são possíveis de realizar depois do sinal ser processado no domínio da frequência.

Os fenómenos transientes são mais facilmente identificados através da análise da amplitude de vibração no domínio do tempo, como são os casos: um dente partido num sistema de engrenagens, um defeito na correia de transmissão, etc. (Rao, 2011).

Por outro lado, existem muitas situações de avaria que só são identificadas através da análise da amplitude de vibração no domínio da frequência.

Identificação da causa da avaria

Esta etapa surge na sequência das anteriores, isto é, depois da deteção da avaria, da análise de dados através de ferramentas específicas e da realização de diagnóstico.

A maioria das avarias em máquinas ocorre devido a ressonâncias, desequilíbrios e desalinhamentos. Se estas forem detetadas e solucionadas com a devida antecedência, outro tipo de falhas terão menor probabilidade de ocorrer (Rao, 2011).

A rápida identificação da causa da avaria assenta muitas vezes no registo histórico da máquina. Para tal, deve existir um registo do espetro vibratório e de todas as medidas corretivas aplicadas à máquina (Mobius Institute, 2005).

Por vezes, a causa da avaria provém de outras máquinas. Isto é especialmente verdade em máquinas que não funcionam em contínuo. Enquanto paradas, a vibração transmitida pelas máquinas vizinhas pode provocar danos nas esferas de rolamento e estas causam pequenas marcas nas pistas, fenómeno designado por “*brunelling*”, quando a máquina entra em funcionamento (Rao, 2011).

Fase de verificação

Sempre que se proceder a uma reparação, quer se trate de uma manutenção planeada ou condicionada, o estado da máquina deve ser minuciosamente verificado antes de ser colocada em serviço (Rao, 2011).

As avarias precoces em máquinas após uma intervenção resultam da montagem incorreta de componentes, ou no não cumprimento dos procedimentos definidos pelo fabricante. É um facto, que haja uma elevada probabilidade de ocorrer uma avaria após uma manutenção (Rao, 2011).

Para minimizar a ocorrência destas situações, dever-se-á recolher um conjunto de medições, verificar se o problema original foi corrigido e observar se os níveis de vibração e os padrões não indicam a existência de um novo problema. Dependendo do tipo de máquina, poderá ser necessário proceder a uma segunda inspeção após um período de rodagem, sendo a reparação definida como bem executada, caso não sejam detetadas anomalias. Esta fase é designada por verificação (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.4 Metodologias de redução das vibrações

Uma eficaz aplicação das medidas corretivas para a redução do nível de vibração, assenta num correto diagnóstico de avarias. No processo de diagnóstico podem ser seguidas três abordagens, a saber (Mobius Institute, 2005):

- Pensamento no diagnóstico sob o ponto de vista do espectro da vibração;
- Pensamento no diagnóstico sob o ponto de vista da máquina;
- “Jogar com as expectativas”.

Compreender e interpretar o espectro

Se se optar por uma abordagem baseada na análise espectral da vibração, então é possível criar um cenário expectável do tipo de espectro teórico a ser observado na medição. A partir da análise dos desvios observados no espectro medido relativamente ao espectro teórico, é possível identificar falhas em componentes de uma máquina. Esta assenta na identificação de parâmetros característicos no espectro do sinal vibratório, tais como (Mobius Institute, 2005):

- Amplitudes elevadas de ordem 1, 2, 3, etc...;
- Harmónicos de ordem 1, normalmente;
- Presença de bandas laterais;
- Quaisquer outras amplitudes de frequência síncronas;
- Amplitudes de frequência não síncronas;
- Amplitudes de frequência subsíncrona;
- Amplitudes de vibração elevadas para direções bem definidas do componente.

As amplitudes a frequências subsíncronas referem-se à área no espectro abaixo da frequência fundamental, a qual corresponde à velocidade de rotação do veio motriz e que se designa de primeira ordem da máquina (ver Figura 65). Elevadas amplitudes a frequências subsíncronas estão habitualmente associadas a componentes com elevado desgaste, anomalias na caixa do rolamento, degradação da correia, folgas excessivas e atrito elevado entre componentes (Mobius Institute, 2005).

As amplitudes de frequência síncronas referem-se às frequências que se situam segundo múltiplos inteiros da frequência fundamental. A maioria das anomalias revela-se por apresentarem uma elevada amplitude às frequências síncronas, sendo exemplo disso: desequilíbrios, desalinhamentos, folgas, empeno de veios, desgaste excessivo em pás de rotores, sistemas de engrenagens, etc. (Mobley, 1999).

As amplitudes a frequências não-síncronas são relativas às frequências que não são múltiplos inteiros da frequência fundamental. Algumas das possíveis causas destas amplitudes advêm de rolamentos, componentes acionados de veios diferentes, harmónicos de frequências

subsíncronas, ressonâncias, ruídos provenientes de outras máquinas, cavitação e combustão (Mobius Institute, 2005).

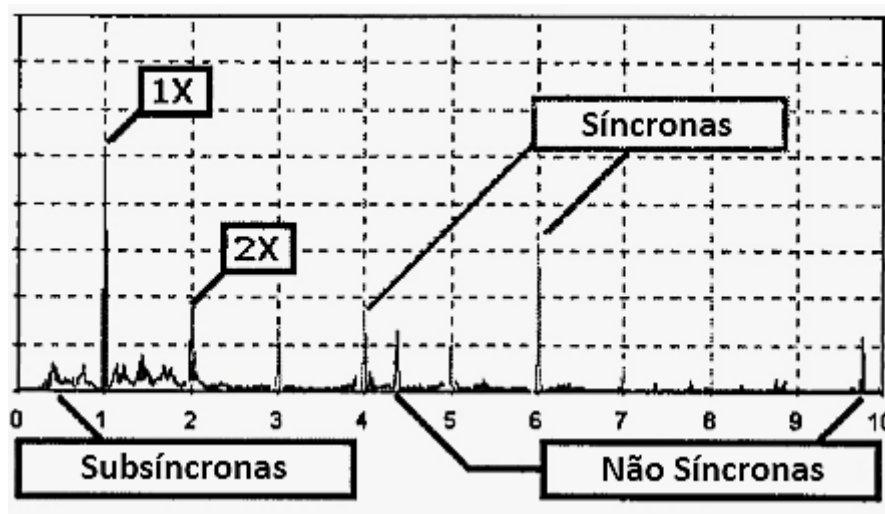


Figura 65 – Identificação de componentes de frequências síncronas, subsíncronas e não-síncronas num espectro de vibração: Amplitude de vibração vs. Ordem (Mobius Institute, 2005).

Compreender e conhecer a máquina

O processo de diagnóstico poderá igualmente assentar na análise da cinemática e compreensão do funcionamento da máquina. Compreender a condição de avaria é fundamental para perceber o seu reflexo no espectro de vibração (Mobius Institute, 2005). A análise baseada no conhecimento da máquina permite evitar erros de diagnóstico quando é analisado o espectro de vibração. Por exemplo, os desalinhamentos, desequilíbrios, entre outros, não se manifestam por vezes de forma clara no espectro de vibração. Para os poder identificar corretamente é necessário conhecer e compreender o funcionamento da máquina (Mobley, 1999).

“Jogar com as expectativas”

O diagnóstico baseado neste método é normalmente usado por quem tem pouca experiência na identificação de avarias. Os esforços focalizam-se na expectativa de encontrar alterações típicas no espectro de vibração, para assim poder diagnosticar as avarias mais frequentes. No entanto, com a experiência, passa-se a conseguir diagnosticar avarias menos comuns, as quais são mais difíceis de identificar. As avarias mais frequentes de ocorrer são (Mobius Institute, 2005):

- Os desequilíbrios;

- Os desalinhamentos;
- Inúmeras avarias em rolamentos;
- Folgas excessivas.

Para a grande maioria destes casos, a ressonância de determinados órgãos mecânicos das máquinas é a principal causa de avaria. De uma forma geral, torna-se necessário adquirir conhecimentos sobre estas três abordagens de diagnóstico de avarias, uma vez que estas se complementam. É imperativo analisar toda a máquina e detetar todas as avarias, a partir da análise de toda a informação recolhida por diferentes equipamentos. Por fim, a partir do diagnóstico, devem ser definidas ações corretivas e de melhoria para minimizar a ocorrência das mesmas avarias.

2.4.1.1.4.1 Ações corretivas para redução das vibrações

As principais ações de correção que visam atenuar o efeito vibratório nas máquinas são (Mobley, 1999):

- Equilibragens;
- Alinhamentos;
- Desempenos;
- Substituição de rolamentos;
- Ações de eliminação de folgas.

2.4.1.1.4.1.1 *Equilibragens*

Esta medida corretiva é aplicada ao componente, normalmente de revolução, quando este apresenta um desequilíbrio excessivo capaz de gerar uma elevada amplitude de vibração e que se transmite aos restantes componentes da máquina (Mobley, 1999).

O desequilíbrio é uma condição onde “a linha do eixo geométrico do componente não coincide com o eixo de rotação”. Por outras palavras, o desequilíbrio resulta do componente possuir uma distribuição não uniforme de massa relativamente ao eixo de rotação. Este irá produzir uma força centrífuga que induz vibração no componente à frequência correspondente à sua velocidade de rotação. Esta será transmitida aos restantes componentes da máquina provocando a sua degradação (Mobius Institute, 2005).

A força gerada pelo desequilíbrio é uma força do tipo harmónica, proporcional ao quadrado da velocidade do componente da máquina e do valor da massa desequilibrante (Figura 66).

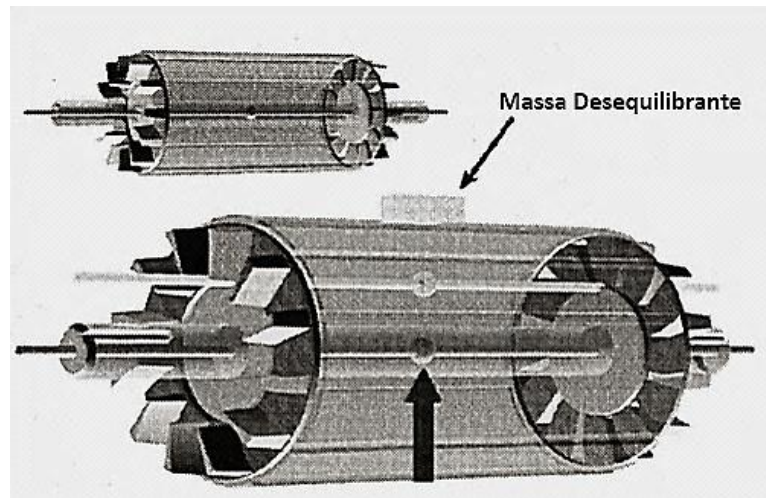


Figura 66 – Representação esquemática de um componente que apresenta desequilíbrio (Mobius Institute, 2005).

Em teoria, o desequilíbrio do componente irá produzir uma única frequência correspondente, que será múltipla da velocidade de rotação, sendo esta frequência designada de primeira ordem ou frequência fundamental. Contudo, na prática, o espectro de vibração apresentará uma dispersão na amplitude que tem normalmente como origem pequenas folgas, desalinhamentos e desgaste nos rolamentos, entre outros. A contribuição destes elementos para a vibração produz uma ligeira distorção na onda sinusoidal, conforme se pode observar na Figura 67 (Mobius Institute, 2005).

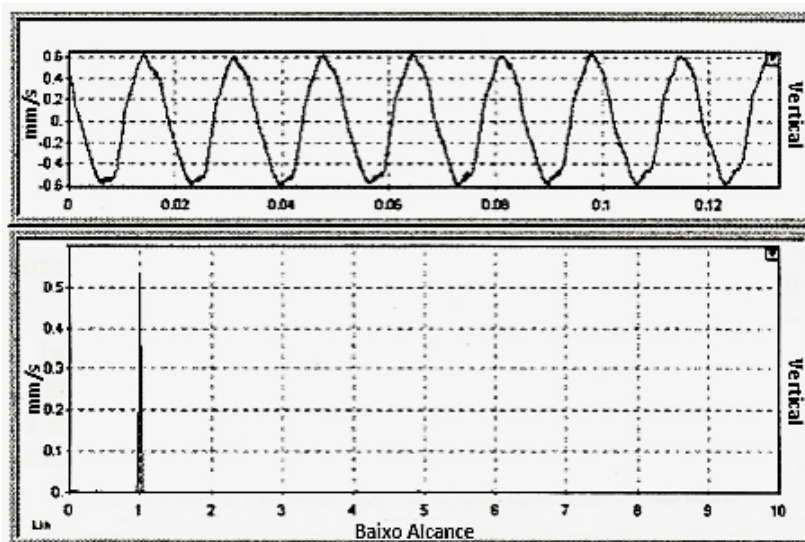


Figura 67 – Representação da amplitude de vibração no tempo e correspondente espectro (Mobius Institute, 2005).

Qualquer elemento rotativo, por maior que seja o controlo dimensional, possuirá sempre um desequilíbrio residual. Assim, nenhum componente rotativo está equilibrado na perfeição e, como tal, haverá sempre uma componente de amplitude de vibração à frequência fundamental, mesmo que os restantes componentes se apresentem em perfeitas condições dimensionais e estruturais. A partir da análise da amplitude de vibração em frequência é possível detetar desequilíbrios críticos em elementos rotativos, identificando uma amplitude predominante à frequência fundamental (Mobley, 1999).

O nível da amplitude de vibração aceitável à frequência fundamental de funcionamento dependerá do tamanho e velocidade da máquina. A Tabela 13 define o nível da amplitude de vibração, o diagnóstico e o grau de urgência da reparação, para máquinas que trabalhem numa gama de velocidades compreendida entre 1500 a 3000 rpm, que por sua vez, se encontra ao abrigo da norma ISO 10816 (Mobius Institute, 2005).

Tabela 13 – Diagnóstico da intensidade do desequilíbrio existente nas máquinas, cujas velocidades estão compreendidas entre 1500 e 3000 rpm, em função do nível da amplitude de vibração (Mobius Institute, 2005).

1X Nível de Vibração			Diagnóstico	Prioridade de Reparação
In/sec pk	mm/s rms	VdB (US)		
<0.134	<2.5	<108	Desequilíbrio ligeiro	Sem recomendação
0.134-0.28	2.5-5.0	108 - 114	Desequilíbrio Moderado	Desejado
0.28 - 0.88	5 - 15.8	114 - 124	Desequilíbrio Severo	Importante
>0,88	>15.8	>124	Desequilíbrio Extremo	Obrigatório

O desequilíbrio é um fenómeno que ocorre com grande frequência, sendo fundamental identificá-lo e corrigi-lo numa fase inicial, por forma a evitar o desgaste prematuro em rolamentos e vedantes, e o aparecimento de tensões elevadas em componentes (Mobley, 1999).

2.4.1.1.4.1.1.1 Tipos de desequilíbrios

Os desequilíbrios podem ser classificados de acordo com o tipo de desvio registado na distribuição da massa do elemento rotativo, podendo ser designados por (Mobius Institute, 2005):

- Desequilíbrio estático;
- Desequilíbrio de binário;
- Desequilíbrio dinâmico.

Designa-se por **desequilíbrio estático**, o **desequilíbrio uniforme da massa relativamente ao eixo de rotação**, sendo equivalente a possuir uma massa desequilibrada no veio a igual distância entre os apoios (Figura 68).

No **desequilíbrio de binário** (Figura 69), as forças centrífugas produzidas nos apoios estarão em oposição de fase. Este tipo de **desequilíbrio só é possível identificar através da observação do ângulo de desequilíbrio nos apoios** (Mobius Institute, 2005).

O **desequilíbrio dinâmico** (Figura 70) resulta da combinação dos **desequilíbrios estático e de binário**, sendo esta situação a mais frequentemente encontrada. Para distinguir a componente de **desequilíbrio estático da do binário**, é necessário medir a amplitude e o ângulo de fase. Para a **correção do desequilíbrio dinâmico é necessário efetuar uma equilibragem de múltiplos planos**. Pelo contrário, a **correção do desequilíbrio estático é realizada num único plano através da adição de uma massa de correção, de forma a compensar o desequilíbrio existente na peça**. Na prática, a **correção dos desequilíbrios é realizada através de um processo iterativo onde se procura minimizar a amplitude de vibração gerada pelo desequilíbrio, uma vez que não é possível definir com exatidão o valor da massa de correção e a sua localização** (Mobius Institute, 2005).

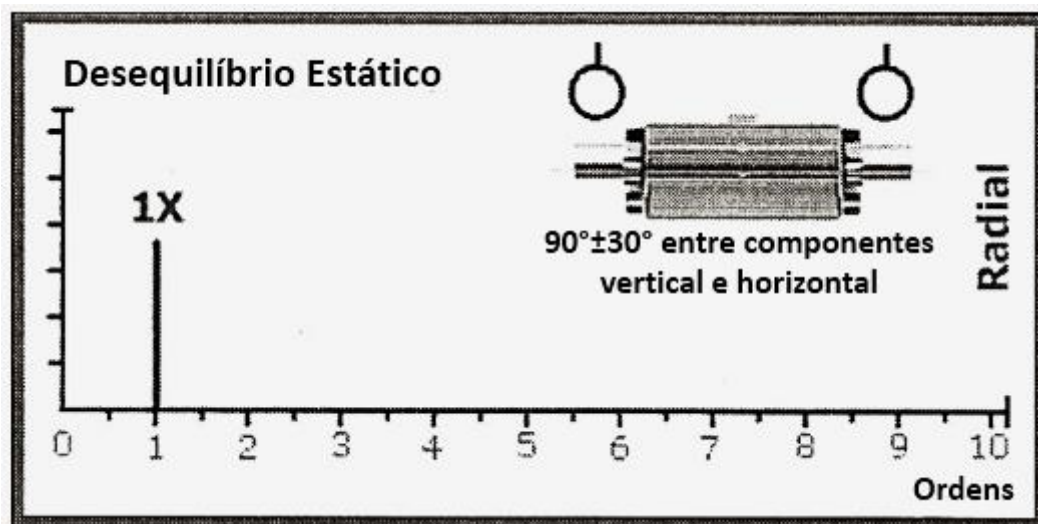


Figura 68 - Representação de um espectro de vibrações típico associado ao desequilíbrio estático, direção radial (Mobius Institute, 2005).

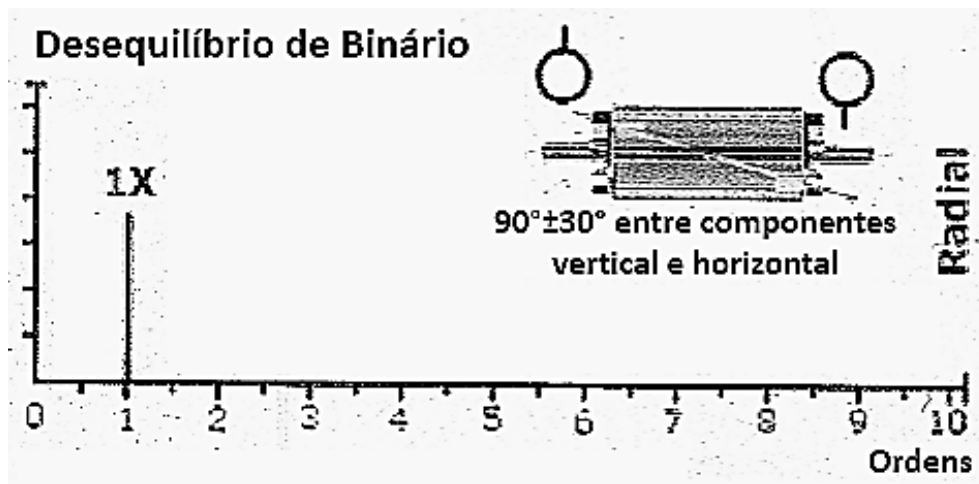


Figura 69 - Representação de um espectro de vibrações típico associado ao desequilíbrio de binário, direção radial (Mobius Institute, 2005).

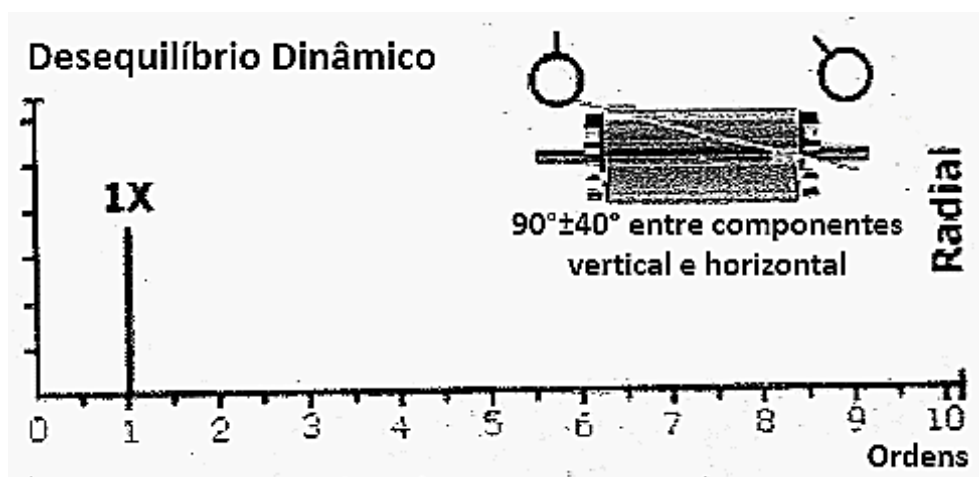


Figura 70 - Representação de um espectro de vibrações típico associado ao desequilíbrio dinâmico, direção radial (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.4.1.1.2 Causas de desequilíbrio

Existe uma série de razões para que os componentes não se encontrem equilibrados. A razão primordial resulta de uma incorreta equilibragem durante a fase de conceção da máquina. Tal facto pode ocorrer se não for dado o devido cuidado no desenvolvimento e montagem do equipamento (Moblely, 1999).

Outras causas poderão também estar na origem de desequilíbrios dos componentes em rotação, a saber (Mobius Institute, 2005):

- Sujidade acumulada em certas zonas dos componentes, de forma desigual e em quantidades consideráveis;

- Falta de homogeneidade dos materiais, principalmente em peças fundidas (rechupes, secções porosas, furos de enchimento);
- Diferenças dimensionais entre elementos de união (veios, furos,...);
- Excentricidade nos componentes (peças excêntricas);
- Peças fissuradas;
- Deflexão de rolos e veios (caso aplicável);
- Erros de maquinagem;
- Distribuição de massas irregulares nos enrolamentos elétricos;
- Corrosão irregular ou erosão de peças;
- Massas de equilibragem perdidas.

2.4.1.1.4.1.2 Alinhamentos

Este tipo de correção é realizada sempre que os eixos de elementos rotativos estão desalinhados (Mobley, 1999).

2.4.1.1.4.1.2.1 Tipos de desalinhamentos

Os desalinhamentos podem ser classificados em (Mobius Institute, 2005):

- Desalinhamento paralelo;
- Desalinhamento angular.

O desalinhamento paralelo (Figura 71) verifica-se quando as linhas de eixos de rotação entre veios são paralelas mas não coincidentes. Caso as linhas dos eixos se encontrem no mesmo ponto mas não sejam paralelas, o desalinhamento designa-se por angular (Figura 72). O mais comum é encontrar a combinação dos dois desalinhamentos (Figura 73).

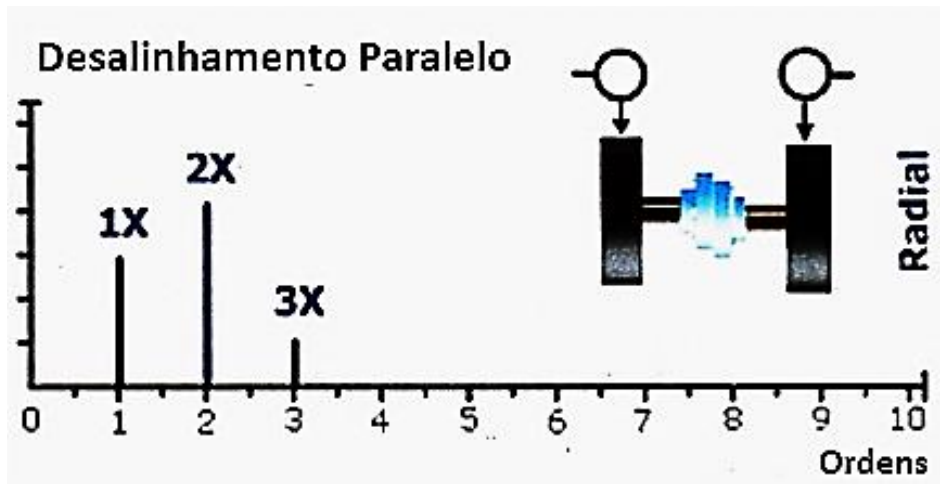


Figura 71 – Representação de um espectro de vibrações típico associado ao desalinhamento paralelo, direção radial (vertical e horizontal) (Mobius Institute, 2005).

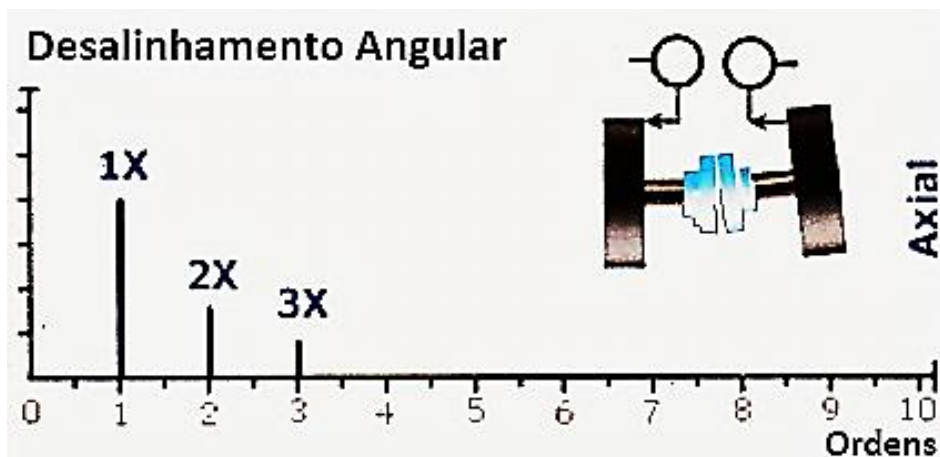


Figura 72 – Representação de um espectro de vibrações típico associado ao desalinhamento angular, direção axial (Mobius Institute, 2005).

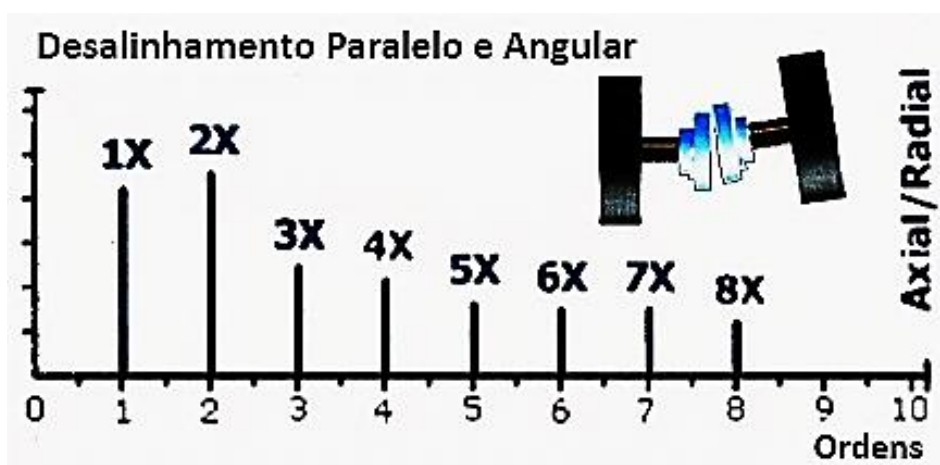


Figura 73 – Representação de um espectro de vibrações típico associado à combinação dos desalinhamentos paralelo e angular, direções radial e axial (Mobius Institute, 2005).

O desalinhamento paralelo produz uma força de corte e um momento fletor nos veios acoplados, enquanto o desalinhamento angular produz um momento fletor em cada veio. Como resultado do desalinhamento angular, são produzidas elevadas vibrações na direção axial nos apoios do veio e alguma vibração na direção radial. Pelo contrário, no desalinhamento paralelo, as vibrações mais elevadas ocorrem na direção radial, sendo menores na direção axial (Mobley, 1999).

A forma de distinguir o desalinhamento do desequilíbrio é através da análise da amplitude da vibração em função do aumento da velocidade de rotação. Os níveis de vibração devidos ao desequilíbrio aumentarão proporcionalmente com o quadrado da velocidade de rotação, enquanto a vibração devida ao desalinhamento se mantém constante (Mobley, 1999).

Um outro teste que poderá ser realizado, consiste em colocar em funcionamento a máquina com os veios desacoplados. A persistência de uma elevada amplitude à frequência fundamental de rotação do veio significa que esta resultou do desequilíbrio do componente. Se, pelo contrário, esta componente desaparecer ou diminuir drasticamente, o problema está no desalinhamento dos dois elementos (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.4.1.2.2 Efeitos da temperatura no desalinhamento

Devido ao efeito de expansão e contração térmica, o melhor alinhamento de qualquer máquina é alcançado para a temperatura de funcionamento. Assim, por forma a diagnosticar corretamente os desalinhamentos, é recomendado que a medição das vibrações se realize à temperatura normal de funcionamento da máquina. O desalinhamento é uma anomalia muito frequente, sendo responsável pelo aumento das forças de rotação, da tensão nos rolamentos e dos esforços nos apoios. Através de um correto alinhamento e equilibragem, consegue-se um aumento da fiabilidade da máquina (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.4.1.2.3 Causas de desalinhamento

O desalinhamento é tipicamente causado pelas seguintes condições (Mobius Institute, 2005):

- Os componentes não foram corretamente alinhados durante a montagem;
- União incorreta de componentes;
- Mudança da posição relativa de componentes depois de instalados;

- Distorção, devido às forças exercidas no acoplamento;
- Distorção nos suportes flexíveis, devido ao binário;
- Alteração das dimensões estruturais da máquina, por indução da temperatura;
- A face do acoplamento não é perpendicular ao eixo do veio;
- Alteração da posição dos elementos, devido à baixa rigidez dos elementos de suporte.

De salientar também que os componentes em consola são capazes de gerar elevadas vibrações de 1ª ordem na direção axial, sendo que um veio empenado pode facilmente ser confundido com um desalinhamento. Assim, um problema de desalinhamento só poderá ser corretamente identificado depois de despistados os problemas de desequilíbrio e empenamento (Mobley, 1999).

2.4.1.1.4.1.3 Desempenos

Os problemas de empeno ocorrem geralmente em veios ou noutros elementos de revolução, devendo ser corrigidos através do seu desempenho (Mobley, 1999).

Um veio empenado causa sobretudo uma elevada componente de vibração de 1ª ordem, principalmente se o empeno se encontrar na região equidistante dos apoios do veio. Contudo, será de 2ª ordem se o empeno se encontrar próximo do acoplamento (Mobius Institute, 2005).

O diagnóstico desta condição resulta em dados muito semelhantes aos desequilíbrios e desalinhamentos. Portanto, para que haja uma correta despistagem da origem do problema será necessário, numa primeira fase, proceder à análise da máquina e dos seus componentes.

É frequente observar elevadas amplitudes de vibração de 1ª e 2ª ordem segundo os eixos vertical e horizontal (ver Figura 74). Contudo, a chave do diagnóstico obtém-se segundo a medição axial (Figura 75).

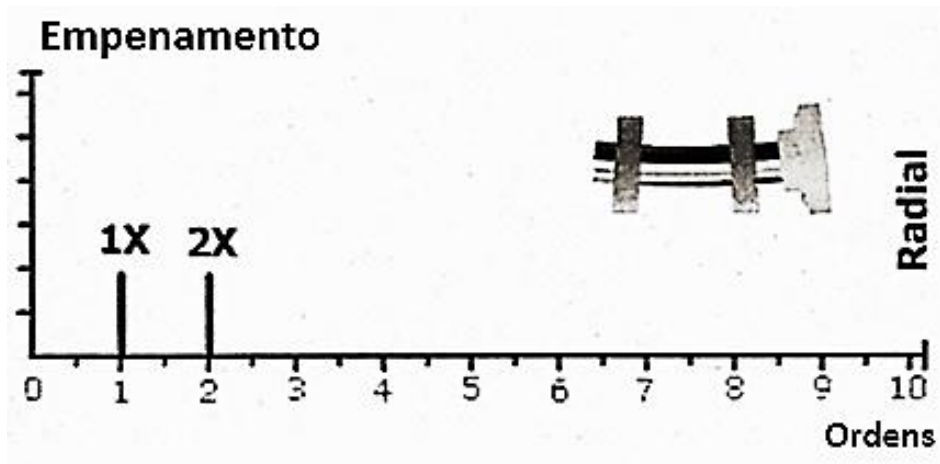


Figura 74 – Representação de um espectro de vibrações típico associado ao empenamento, direção radial (vertical e horizontal) (Mobius Institute, 2005).

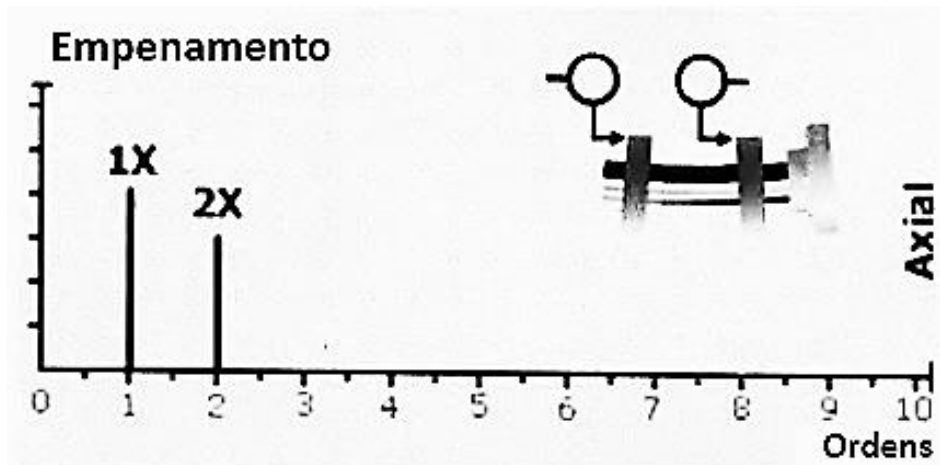


Figura 75 – Representação de um espectro de vibrações típico associado ao empenamento, direção axial (Mobius Institute, 2005).

A medição do ângulo de fase é um bom parâmetro para diagnosticar o empeno. Para a vibração de 1ª ordem, o ângulo relativo à direção axial e nos apoios do componente estará desfasada de 180 graus. Um veio empenado é muitas vezes causado pelo seu sobreaquecimento desigual, muitas das vezes causado pelo atrito excessivo num dos apoios. Se o empeno for permanente, é possível corrigi-lo parcialmente de forma a reduzir os níveis de vibração (Mobley, 1999).

2.4.1.1.4.1.4 Ações corretivas em rolamentos

Em geral, a correção de problemas associados a rolamentos resulta na sua substituição. Uma das principais falhas em rolamentos está associada à sua montagem, nomeadamente para as

situações em que é montado enviesado, provocando um incremento na amplitude de vibração (Mobius Institute, 2005).

O enviesamento é uma forma de desalinhamento do rolamento que gera consideráveis amplitudes de vibração axial. Normalmente, surgem elevadas amplitudes de vibração na direção axial de 1ª, 2ª e 3ª ordem (ver Figura 76).

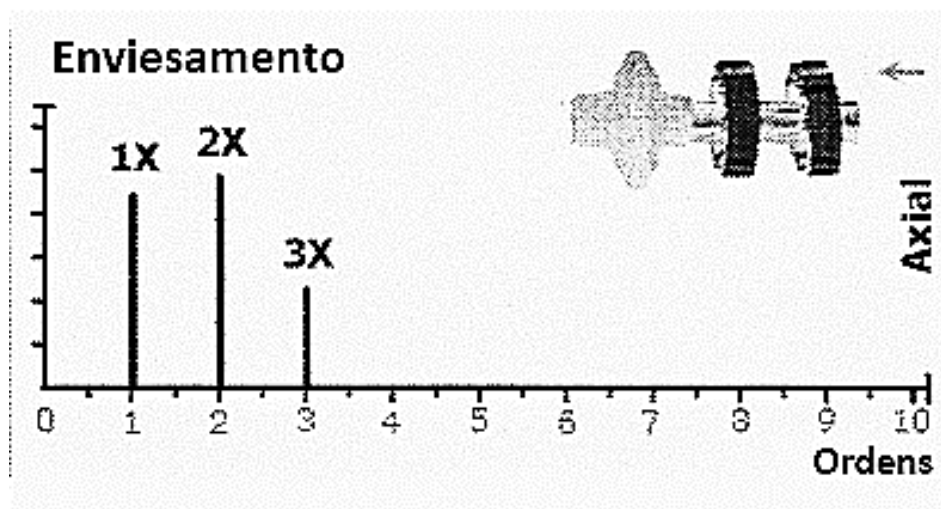


Figura 76 – Representação do espectro típico da amplitude de vibração na direção axial do veio provocado pelo enviesamento do rolamento (Mobius Institute, 2005).

É de referir que a maior amplitude de vibração axial provocada pelo enviesamento do rolamento, distingue-se da vibração causada pelo desalinhamento do acoplamento e do desequilíbrio de veios, por apresentar elevadas amplitudes às 2ª e 3ª ordens.

2.4.1.1.4.1.5 Ações corretivas das folgas

O problema folgas excessivas ocorre principalmente devido a defeitos na montagem ou ao desgaste de componentes, o qual se manifesta por apresentar elevadas amplitudes de vibração à 1ª ordem na direção radial (Mobius Institute, 2005).

As folgas podem ser divididas em (Mobius Institute, 2005):

- Folgas de componentes rotativos;
- Folgas de componentes estruturais (estáticos).

Os problemas em componentes rotativos são causados por folgas excessivas entre elementos rotativos e elementos estacionários. Por outro lado, nos componentes estáticos os problemas

são causados pela folga em excesso entre dois componentes estáticos, como por exemplo: entre o apoio e a fundação ou entre a máquina e uma chumaceira (Mobley, 1999).

2.4.1.1.4.1.5.1 Folgas em elementos rotativos

As folgas excessivas em elementos rotativos são provocadas, normalmente, devido ao desgaste excessivo num rolamento. No entanto, antes que este ocorra, haverá o aparecimento de outros sintomas associados ao desgaste (Mobius Institute, 2005).

Com o aumento das folgas no rolamento, verifica-se um conseqüente aumento no número de harmónicos e na sua amplitude (ver Figura 77).

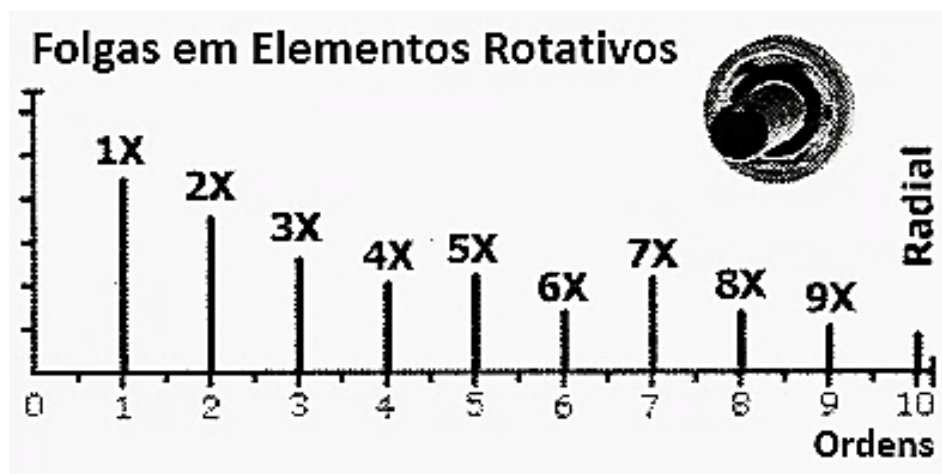


Figura 77 – Representação do espectro típico da amplitude de vibração na direção radial produzida pela folga em elementos rotativos (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.1.4.1.5.2 Folgas estruturais

As folgas entre a máquina e a fundação aumentarão a componente de vibração de 1ª ordem na direção da menor rigidez (Figura 78). Normalmente, esta será na direção horizontal, mas dependerá da disposição da máquina. A flexibilidade e as folgas da fundação podem ser originadas por pernos soltos, corrosão ou componentes de montagem partidos (Mobley, 1999).

O aparecimento de componentes de vibração abaixo da 1ª ordem é comum para situações de folga severas. Nas máquinas verticais é muitas vezes difícil distinguir a origem da vibração entre o desequilíbrio e as folgas estruturais (Mobley, 1999).

Caso a componente de vibração de 1ª ordem na direção horizontal seja muito superior à componente vertical, então há forte suspeita de que a sua origem está associada a folgas

estruturais. Se a componente de vibração na direção horizontal for inferior ou igual à componente vertical, deduz-se que a origem mais provável é o desequilíbrio (Mobius Institute, 2005).

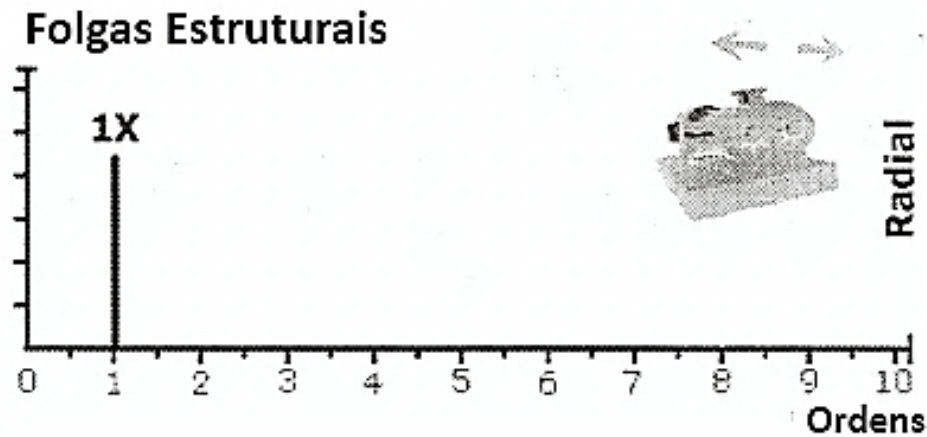


Figura 78 – Representação do espectro típico da amplitude de vibração na direção radial produzida pela folga estrutural (Mobius Institute, 2005).

2.4.1.2 Termografia

A termografia por infravermelhos (TI) consiste na captação de imagens de calor (termogramas), não visíveis pelo olho humano, através de uma câmara termográfica (Figura 79). Todos os objetos emitem radiação infravermelha. A intensidade da radiação emitida depende de dois fatores: a temperatura do objeto e a capacidade do objeto de emitir radiação. Esta última é conhecida por emissividade. Existe uma lei da Física que diz que todos os materiais com uma temperatura acima do zero absoluto (-273°C) irradiam calor. A radiação de calor significa o mesmo que radiação infravermelha. Quanto mais quente está o objeto, maior a radiação (Mendonça, 2005).

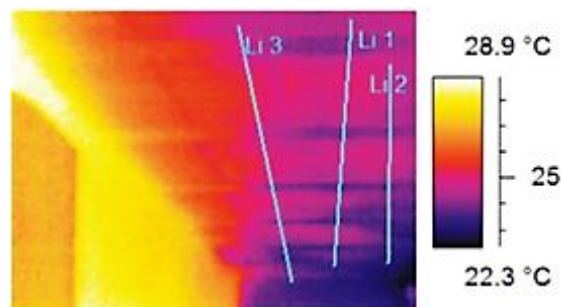


Figura 79 - Exemplo de um termograma (Mendonça, 2005).

A imagem infravermelha deve ser acompanhada por uma medição térmica precisa, para poder refletir as condições reais de um objeto (Mendonça, 2005).

A termografia é um "ensaio térmico não destrutivo, utilizado na obtenção do perfil de temperatura superficial em estruturas e, subsequentemente, a correlação da informação obtida com algumas imperfeições internas". A condutividade térmica ou a resistividade dos materiais relaciona-se com o grau de integridade dos mesmos, ou seja, quando existem anomalias nos elementos, o fluxo de calor é alterado. É por esta razão que se utiliza a termografia, pois esta faz o mapeamento térmico das superfícies, através de termogramas, indicando assim se uma estrutura tem regiões danificadas ou defeituosas, mostrando onde estão localizadas as heterogeneidades térmicas (Pereira, 2014).

2.4.1.2.1 Fatores que influenciam a medição da radiação infravermelha

Apesar da simplicidade aparente da termografia, a análise dos resultados pode ser complicada e até conduzir a conclusões erradas se não se tomarem certas precauções antes e durante a realização do ensaio. Na análise dos termogramas, é bastante elevado o risco de se confundirem defeitos do objeto com irregularidades na temperatura superficial, resultantes de fatores exteriores tais como (Gaussorgues, 1999):

- Condições térmicas do objeto e da sua envolvente, antes e durante o ensaio;
- Presença de fontes externas, como por exemplo sombras, reflexão, superfícies com diferentes acabamentos, etc.;
- Condições de medição, como a emissividade adotada, a temperatura do ar, a distância entre a câmara e o objeto, as definições do equipamento, etc.

2.4.1.2.2 Equipamento

A inspeção termográfica por infravermelhos é realizada utilizando-se câmaras termográficas (Figura 80). Uma câmara de termografia por infravermelhos é um aparelho que deteta energia infravermelha (calor), convertendo-a em sinal elétrico, produzindo imagens e efetuando cálculos de temperatura. A radiação calorífica está próxima da radiação luminosa visível e pertence à vulgarmente chamada radiação eletromagnética (Pereira, 2014).

Apesar de até ao momento apenas se ter referido radiação, o utilizador desta tecnologia está interessado na obtenção da temperatura. Como a relação entre radiação e temperatura se

baseia numa lei física, tornou-se possível que as câmaras termográficas meçam radiação e a convertam em temperatura (Mendonça, 2005).



Figura 80 – Câmara termográfica FLIR P65 (Mendonça, 2005).

2.4.1.2.3 Termografia aplicada ao setor industrial

No setor industrial, a termografia é usualmente aplicada para detetar os primeiros sinais de falha de algum componente e que registre alterações de temperatura por essa via. Esta técnica é bastante utilizada na manutenção preventiva de máquinas.

2.4.1.2.3.1 Manutenção de sistemas mecânicos

As imagens de infravermelhos têm um papel cada vez mais importante em ensaios e na monitorização de sistemas mecânicos, permitindo detetar qual o componente individual que está com problemas ou com defeito e possibilitando a reparação antes do colapso total do sistema (Barreira, 2004).

Na indústria automóvel, os infravermelhos permitem testar o desempenho dos motores, pneus, travões e sistemas de descongelação, aquecimento e ar condicionado, entre outros (Figura 81). Os detetores de infravermelhos são usados para inspecionar todo o tipo de fornos, permitindo detetar fissuras e zonas degradadas, controlar a temperatura de queima e inspecionar o funcionamento de tubagens e outros componentes. Permitem ainda determinar a eficiência energética de câmaras frias e pontos de rotura em depósitos (ver Figura 82). As imagens térmicas permitem verificar o funcionamento dos diversos constituintes de uma máquina. Ao

detetar o sobreaquecimento por fricção em rolamentos, escovas, bobinas e outros componentes, é possível definir e reajustar a manutenção, ou até mesmo determinar a substituição de peças ou do próprio equipamento (Figura 83).

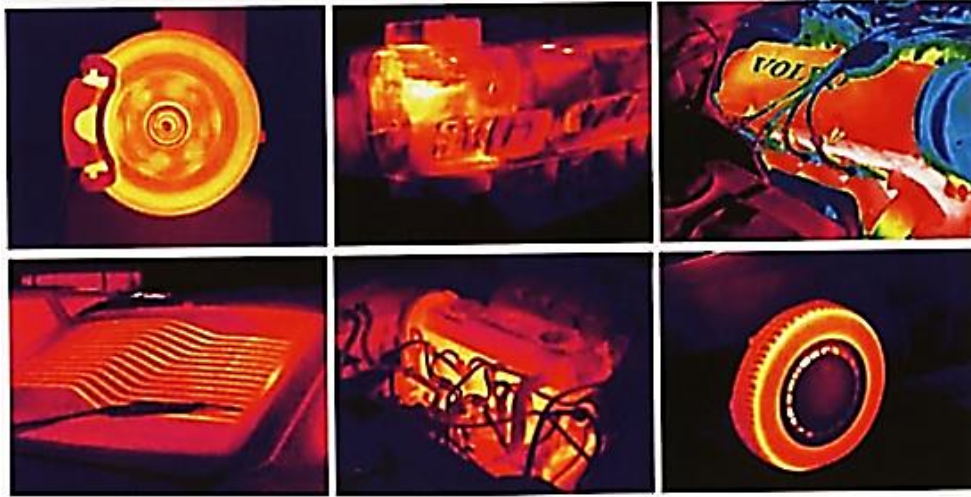


Figura 81 – Termogramas de diversos componentes de automóveis (Barreira, 2004).



Figura 82 – Exemplos de termogramas para deteção de falhas (Barreira, 2004).

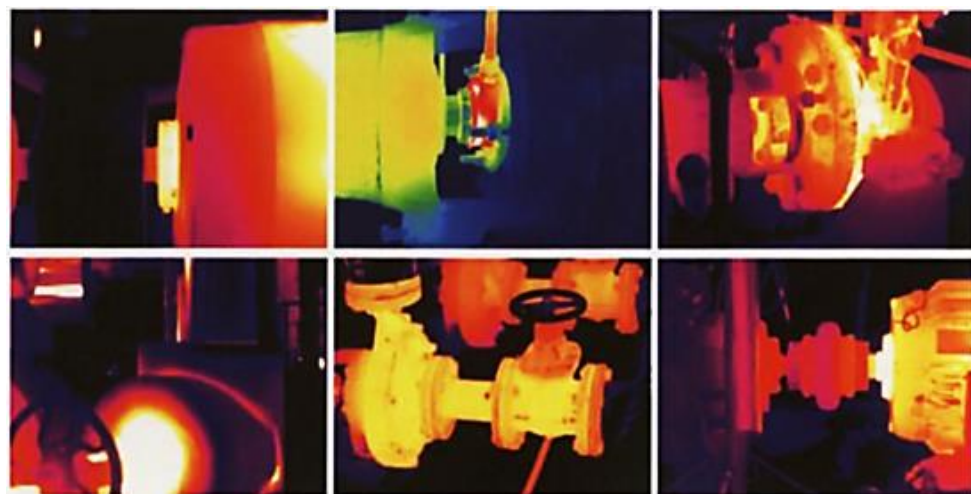


Figura 83 – Termogramas de componentes mecânicos (Barreira, 2004).

2.4.1.2.3.2 Manutenção de sistemas elétricos

A termografia é usada na inspeção de sistemas elétricos para verificar ligações ou componentes com defeito, identificar sobrecargas e elementos sobreaquecidos ou detetar outros problemas eventualmente perigosos, possibilitando a reparação antes do colapso do sistema (Barreira, 2004).

Aplicada à eletrónica, permite conhecer a distribuição da temperatura em circuitos impressos, inspecionar e controlar a qualidade de placas e detetar curto-circuitos (Figura 84). Nas instalações elétricas permite localizar sobreaquecimento nos contactos e conexões dos interruptores, detetar variações nos bornes de cabos de alta tensão e de transformadores elétricos, assim como situar conexões mal apertadas (ver Figura 85).



Figura 84 – Imagens térmicas de componentes eletrónicos (Barreira, 2004).

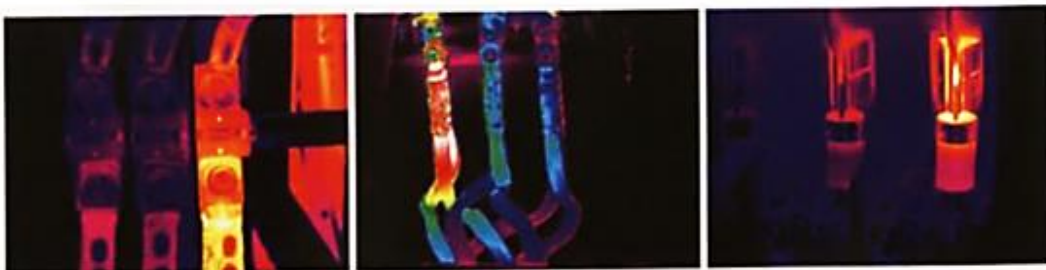


Figura 85 - Sobreaquecimento em ligações de instalações elétricas (Barreira, 2004).

2.4.2 Reconversão de equipamentos industriais

O termo reconversão surgiu no final da década de 90, cujo nome provém do prefixo *retro*, do latim, que significa movimentar-se para trás, e do sufixo *fit*, do inglês, que significa “adaptação, ajuste”. A reconversão de um equipamento significa então, atualizar tecnologicamente um equipamento, mantendo as suas características periféricas, mas modificando alguns componentes ou substituindo outros, de forma a incrementar a capacidade de produção de uma

máquina ou então aumentar a fiabilidade desta, diminuindo assim os tempos de paragem e os custos excessivos devido a manutenções frequentes (Bomfim, 2013).

Para qualquer empresa, esta temática é crucial e de elevada importância, uma vez que, do ponto de vista económico, a aquisição de novos equipamentos é bastante dispendiosa, por isso torna-se necessário implementar ações de melhoria nas máquinas antigas, de modo a que estas incrementem a sua performance e diminuam os tempos de inatividade, devido ao aparecimento de uma determinada avaria. Contudo, antes da realização de uma reconversão é imperativo que se faça o levantamento dos problemas existentes nas máquinas e analisá-los profundamente, de modo a obter no final uma relação do custo, face aos possíveis benefícios que as modificações poderão oferecer. Portanto, como alternativa primordial, as empresas têm optado por modificar certos componentes nas máquinas, que permitem alcançar os resultados produtivos necessários, ao invés de adquirirem equipamentos novos.

2.4.2.1 Quando aplicar uma reconversão a um equipamento

Atualmente é prática comum, a execução de reconversões de máquinas relacionadas com processos de maquinagem (máquinas de torno-fresagem) e com operações de *pick and place*. Geralmente, estas máquinas são alvo de modificação por se tratarem de equipamentos antigos, dotados de sistemas de controlo completamente obsoletos, no qual o mau funcionamento, a frequente intervenção da manutenção e a inexistência de peças de reposição prejudicam significativamente a produção (Bomfim, 2013). De uma forma geral, existem três fatores que motivam a execução de uma reconversão:

1. Equipamentos que se encontram a operar em boas condições, mas com necessidade de realizar adaptações no sistema e/ou adequações a novas tecnologias;
2. Equipamentos obsoletos com mau funcionamento e inexistência de peças de reposição, ou falta de pessoal técnico especializado para a execução das reparações;
3. Máquinas de controlo manual que são automatizadas através da implementação de sistemas de controlo automatizados.

De um modo geral, os resultados atingidos devido a ações de reconversão costumam ser bastante satisfatórios, sendo este processo de renovação de máquinas uma alternativa normalmente bastante viável, uma vez que é possível realizar sempre uma atualização tecnológica, reutilizando a própria estrutura mecânica base dos equipamentos. Neste contexto,

pode-se concluir que a atividade denominada por reconversão, se trata de uma espécie de reciclagem dos velhos equipamentos, aproveitando-se todos os componentes possíveis e melhorando aqueles que necessitam de um *upgrade* de forma a melhorar toda a performance das máquinas.

A readequação tecnológica de máquinas desatualizadas, que se rege no trinómio qualidade, prazo e custo, é atualmente a solução mais procurada pelas empresas. As vantagens da reconversão são (Pereira *et al.*, 2012):

- Aumento da produtividade;
- Redução dos períodos de inatividade;
- Redução de riscos de falha do equipamento e de segurança para os operadores;
- Recursos de programação mais simples;
- Garantia de eventuais peças de reposição por um longo período;
- Oportunidade para novos investimentos, com o intuito de atualizar tecnologicamente e otimizar os equipamentos existentes, não comprometendo o envolvimento do parâmetro “espaço disponível”;
- Maior retorno.

2.4.2.2 Cuidados a absorver na realização de uma reconversão

Na realização desta atividade é necessário compreender que aspetos considerar, para o estudo prévio a desenvolver e quais os componentes que devem ser alvo de uma reconversão. Para além disso, em outros casos, pode-se recorrer a métodos atualmente existentes, que poderão servir de base para todo o diagnóstico de problemas que se está a lidar, para posteriormente se proceder a uma correta seleção de novos critérios a implementar e parâmetros a modificar numa determinada máquina.

2.4.2.2.1 Metodologia ‘Integral Decision Analysis (IDA)’

Esta metodologia consiste em averiguar a fiabilidade de equipamentos industriais, antes ou após uma reconversão, através da execução de um modelo de decisão que irá clarificar e definir os

problemas que se pretende solucionar. A IDA é vista como sendo uma mistura da Análise de Sistemas e da Teoria da Decisão (Hernández *et al.*, 2012).

A IDA é composta pelas seguintes etapas (Hernández *et al.*, 2012):

1. Execução de um quadro de problemas;
2. Análise dos objetivos;
3. Criação de alternativas;
4. Identificação de incertezas;
5. Conceção de um modelo de decisão;
6. Avaliação das alternativas;
7. Seleção da alternativa;
8. Implementação.

Uma característica distinta da IDA é a cuidadosa determinação do quadro de decisão, que envolve a criação de vários quadros de diferentes tamanhos e ênfases, usando uma ferramenta gráfica chamada diagrama de quadros de decisão.

Na execução do quadro de problemas, devem ser explorados vários quadros referentes às várias decisões que se tem de tomar, em ordem ao problema que se pretende resolver pelo processo de reconversão. Este processo é também designado por diagrama de quadros e a sua construção inicia-se através de uma base de dados que ocupará um dos quadros do diagrama, que representa o entendimento atual da situação da decisão. Posteriormente, outros quadros serão definidos em detrimento do quadro base. A Figura 86 ilustra um diagrama de decisão, cujos quadros mencionados servem de exemplo ao pressuposto pela IDA (Hernández *et al.*, 2012).

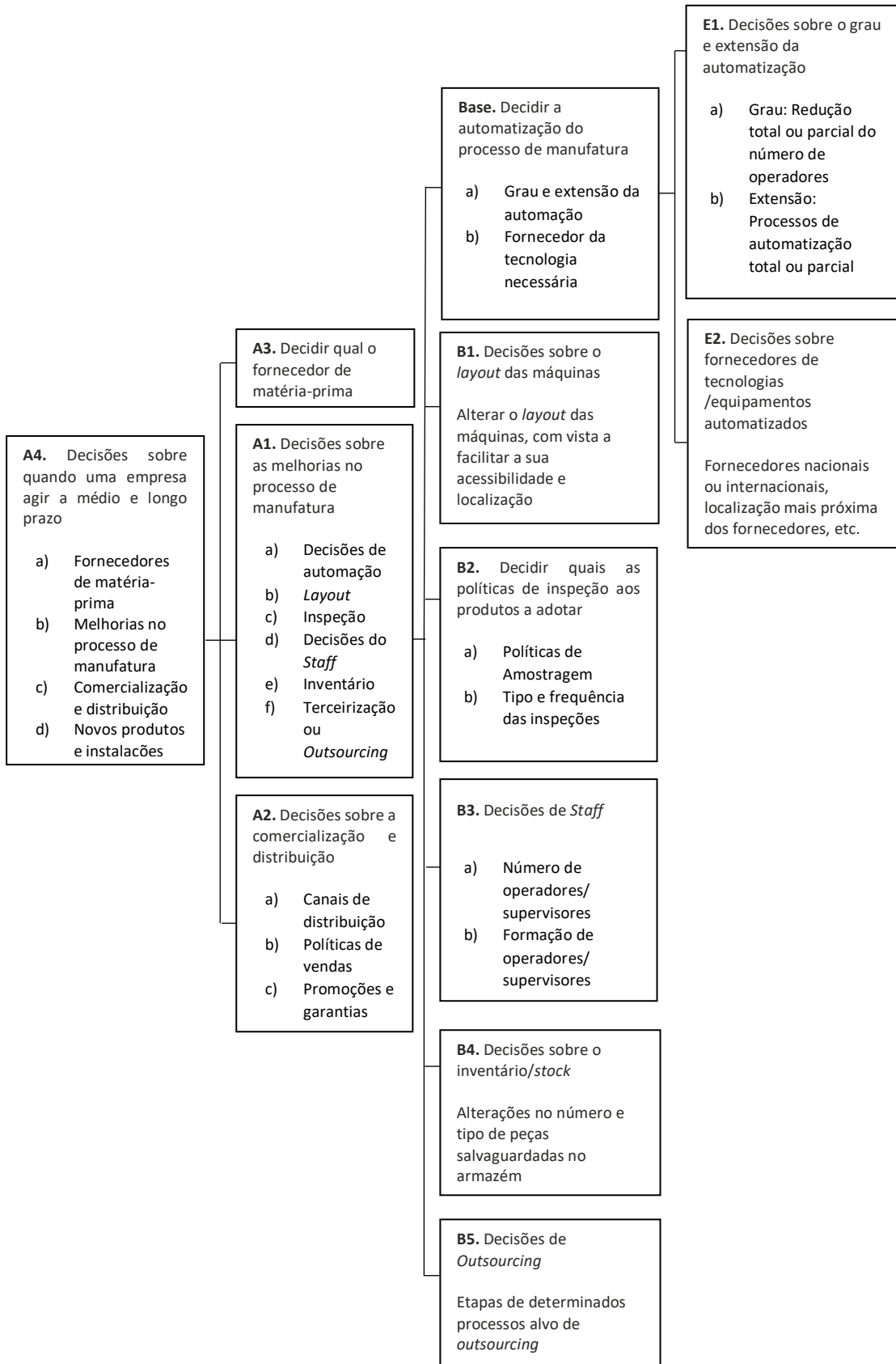


Figura 86 – Diagrama de decisão através da criação de quadros a partir de uma perspetiva de base (Hernández et al., 2012).

2.4.2.2.2 Análise estrutural

A análise estrutural de equipamentos poderá ser realizada por etapas, sendo estas cruciais para o desenvolvimento do produto propriamente dito, ou para o correto diagnóstico de potenciais anomalias e resolução dos problemas associados.

A análise estrutural pode-se dividir em:

- Análise linear;
- Análise não linear;
- Análise dinâmica;
- Análise através da utilização de ferramentas avançadas.

2.4.2.2.2.1 Análise linear

Este tipo de análise considera os materiais lineares-elásticos. A elasticidade de um material está associada à sua tendência de voltar à configuração inicial, após ter sofrido deformações decorrentes de ações externas, com posterior alívio do carregamento (Figura 87 a). Se o corpo do material em questão consegue recuperar totalmente a sua forma original, então trata-se de um elemento elástico. Se apenas parte da deformação é revertida, este passa a chamar-se parcialmente elástico. Até um certo grau, todos os materiais utilizados na engenharia possuem elasticidade (Fontes, 2005).

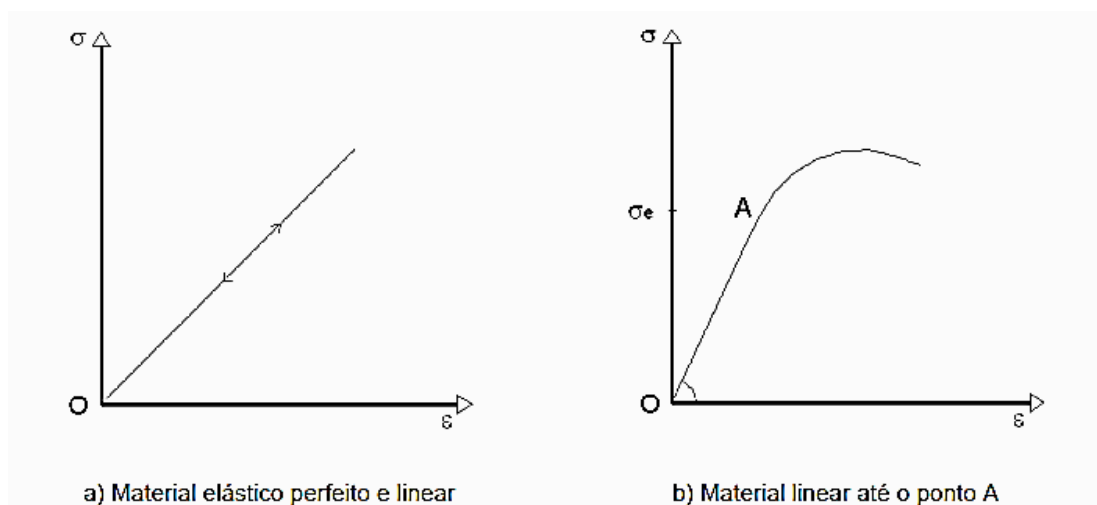


Figura 87 – Diagramas tensão *versus* deformação (Fontes, 2005).

Este tipo de análise considera ainda uma relação linear entre as componentes de tensão e deformação do material, ou seja, existe uma constante de proporcionalidade responsável por essa relação e de valor característico para cada material. Esta constante designa-se por módulo de elasticidade e é dada pela tangente do ângulo que a reta OA forma com o eixo das deformações (ver Figura 87 b). O cientista inglês Robert Hooke (1635-1703), em 1678, foi o primeiro a estabelecer experimentalmente essa relação e por isso a equação 13 é conhecida como Lei de Hooke (Fontes, 2005):

$$\sigma = E \times \varepsilon . \quad (\text{Eq.13})$$

Uma estrutura que possua comportamento linear é aquela em que os efeitos são obtidos como uma combinação linear e homogênea das causas. Para tal, a estrutura precisa de ser constituída por um material perfeitamente elástico e deve possuir uma geometria que permita que ela seja analisada com uma teoria de primeira ordem. Isto significa que as rotações dos elementos da estrutura são desprezáveis em relação à configuração inicial da mesma e, portanto, pode-se proceder à análise estrutural tendo por base a configuração indeformada da estrutura. Como exemplo, a Figura 88 ilustra uma viga onde, se o ângulo φ for desprezável na determinação dos efeitos de flexão, admite-se o comportamento linear da estrutura (Fontes, 2005).

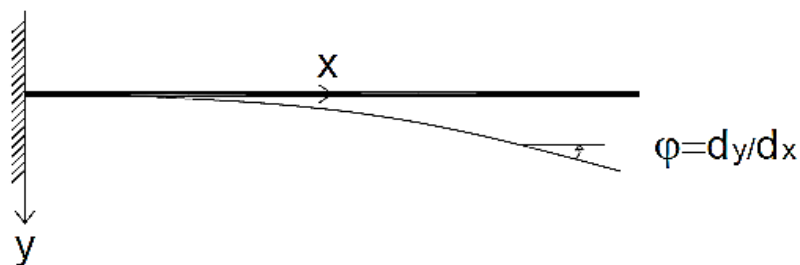


Figura 88 – Comportamento linear de uma viga (Fontes, 2005).

Os motivos que tornam a análise linear tão importante são os seguintes (Fontes, 2005):

- Possibilidade de sobreposição de efeitos;
- Utilização como primeira aproximação para a análise não-linear;
- Alguns processos não-lineares basearem-se em sucessivas etapas lineares;
- Simplicidade da análise.

2.4.2.2.2 Análise não-linear

Um material dito não-linear é aquele que apresenta uma relação não-linear entre tensões e deformações (Figura 89), ou seja, essa relação não pode ser definida por uma constante. Embora haja alguma percepção no que diz respeito ao comportamento que alguns materiais possuem, nomeadamente se são de cariz linear ou não linear, acima de certos limites de tensão, na prática é comum a utilização da análise linear, devido à sua maior simplicidade e à maior familiaridade da mesma entre os projetistas. No entanto, dada a importância da consideração da não-linearidade em alguns casos, a sua implementação tem vindo a aumentar. Já foram desenvolvidos métodos simplificados que, acoplados à análise linear, surtem resultados mais fiáveis à realidade (Fontes, 2005).

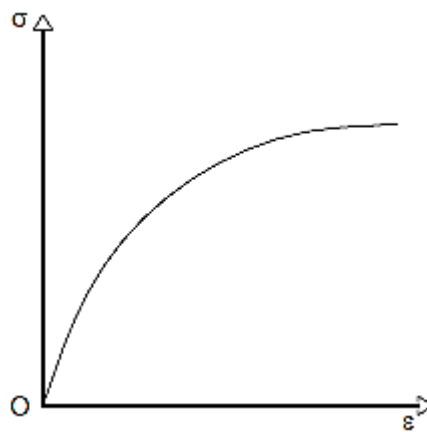


Figura 89 - Diagrama tensão *versus* deformação de um material com comportamento não-linear (Fontes, 2005).

2.4.2.2.3 Análise dinâmica

A maior parte dos sistemas de engenharia são de elevada complexidade, pelo que a sua resposta a ações exteriores é de avaliação difícil através de modelos extremamente detalhados. Por essa razão, recorre-se à construção de modelos simplificados, dos quais é possível calcular uma resposta exata, que têm por objetivo representar aproximadamente o sistema mais complexo. O método habitual de construção dos modelos aproximados consiste em identificar os componentes mecânicos constituintes do sistema a representar, determinando as características dinâmicas de cada um deles individualmente, quer experimentalmente, quer através de modelos mais detalhados. De seguida, procede-se à montagem do conjunto, formando um modelo do sistema completo (Meirovitch, 2001). Deste processo resulta que, para um determinado sistema é possível construir vários modelos diferentes. A escolha do melhor modelo depende acima de tudo da aplicação. O objetivo de qualquer modelo é sempre avaliar

com mais ou menos rigor a resposta do sistema mecânico ou estrutural. Muitos sistemas podem ser simulados por modelos extremamente simplificados, eventualmente com um grau de liberdade, enquanto noutros casos, mais complexos, os modelos desenvolvidos não podem evitar a utilização de múltiplos graus de liberdade. Os modelos de sistemas mecânicos ou estruturas desenvolvidas nesta forma são chamados sistemas discretos, ou sistemas de parâmetros concentrados. Esta forma de modelação constitui uma importante metodologia de desenvolvimento de ferramentas numéricas para a resolução de problemas da engenharia, em particular no estudo de vibrações.

A resposta de um sistema às solicitações a que está sujeito, depende das suas características e é regida pelas equações diferenciais de movimento que descrevem o seu equilíbrio dinâmico. A linearidade da resposta num sistema, quando existe, constitui uma vantagem, uma vez que a solução das equações de movimento pode ser obtida com métodos numéricos bastante eficientes. Pode-se, neste caso, aplicar o princípio de sobreposição na obtenção da resposta dinâmica, o que já não acontece nos sistemas não lineares. Este mesmo princípio permite que a resposta de sistemas lineares, sujeitos a condições iniciais e a solicitações externas, possa ser obtida separadamente para cada caso de carga, sendo depois as respostas combinadas linearmente (Meireles, 2008).

Independentemente das solicitações exteriores serem transientes ou estacionárias, as respostas dos modelos podem ser obtidas numericamente, o que implica o processamento de um modelo discreto, cuja resposta dinâmica varia no tempo. Excitações aleatórias requerem geralmente modelos numéricos completamente diferentes, sendo a sua resposta obtida em termos de quantidades estatísticas. As equações de movimento de sistemas com múltiplos graus de liberdade são derivadas de forma expedita e eficiente através das equações de Lagrange. A sua solução pode ser obtida através de diversas metodologias, entre as quais se destacam, para sistemas mecânicos com comportamento linear, aquelas que envolvem equações independentes obtidas pela análise modal, que envolve a solução de um problema algébrico de valores próprios. Os sistemas estruturais investigados são descritos por equações diferenciais parciais, que utilizam sistemas de parâmetros distribuídos e que podem ser resolvidos utilizando, no processo, um problema de valores próprios (Meireles, 2008).

Também em alguns sistemas estruturais não lineares, onde o princípio de sobreposição não pode ser utilizado, algumas das metodologias usadas requerem a linearização das equações de movimento, num determinado ponto de equilíbrio, seguida da resolução do problema de valores próprios. No entanto, em sistemas com reduzida não linearidade, os resultados podem

ser obtidos quantitativamente utilizando técnicas de perturbação que envolvem métodos de análise linear (Meireles, 2008).

Um sistema dinâmico é definido como um conjunto de elementos, aos quais estão associadas massas, que são capazes de gerar movimentos relativos (Meireles, 2008). Exemplos de sistemas dinâmicos incluem estruturas, veículos, equipamentos especiais, mecanismos, componentes de máquinas, entre outros. Na maioria das aplicações em engenharia, a vibração e ruído, podendo ser indesejáveis, são inevitáveis. Há sistemas mecânicos, como vibradores, misturadores, máquinas rotativas e outros que são projetados tendo em conta o seu carácter vibratório. Noutros equipamentos, tais como veículos, edifícios e mecanismos de precisão, pretende-se minimizar os efeitos negativos das vibrações, especificamente em determinadas gamas de frequência.

Os materiais que compõem um sistema apresentam alguma capacidade de amortecimento, levando à dissipação de alguma da sua energia. Por outro lado, pode existir energia a ser introduzida no sistema através dos seus apoios, ou por aplicação direta de forças exteriores.

As equações de equilíbrio dinâmico que governam a resposta linear dinâmica de uma estrutura são definidas em forma matricial por (Meireles, 2008):

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = p(t) \quad (\text{Eq.14})$$

em que M , C e K são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respetivamente. O vetor de carga externo é representado por $p(t)$ e \ddot{x} , \dot{x} e x são os vetores das acelerações, velocidades e deslocamentos nodais da estrutura. Matematicamente, a equação 14 representa o equilíbrio dinâmico de um sistema de graus de liberdade múltiplos, sendo de facto um sistema de N equações diferenciais lineares de segunda ordem.

2.4.2.2.4 Utilização de ferramentas avançadas de análise

Muitos fenómenos em engenharia são governados por equações integrais ou diferenciais. Nestes problemas de campo, devem satisfazer uma ou mais equações de equilíbrio em todo o seu domínio, assim como satisfazer restrições específicas em certas fronteiras – as condições fronteira. A resolução de problemas pela solução exata das equações diferenciais, apenas é possível para geometrias muito simples que raramente interessam no mundo real, onde os problemas a analisar são muito mais complexos. O MEF (Método de Elementos Finitos) permite uma estimativa numérica das equações constitutivas integrais ou diferenciais que se

estabelecem para a estrutura, ou para os elementos da estrutura, individualmente, pelo estabelecimento de equações algébricas que retornam soluções aproximadas para as variáveis de campo, para um número discreto de pontos do domínio – os nós dos elementos finitos. A formulação do MEF resulta assim, num sistema de equações a serem resolvidas em detrimento das equações integrais ou diferenciais originais (Campilho, 2012).

Por outras palavras, o MEF é um método de análise matemática que consiste de uma forma genérica, na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original. Esses pequenos elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, sendo assim obtidos os resultados.

Este processo permite a obtenção de soluções numéricas de problemas de engenharia como análise de tensões, temperaturas, escoamento de fluidos e aerodinâmica, eletromagnética e eletrônica, entre muitos outros casos (André, 2013).

Devido à sua rapidez de cálculo e custo relativamente baixo, o MEF constitui uma ferramenta essencial para o desenvolvimento de projetos de engenharia e investigação. Basicamente, a análise com base no MEF pode ser resumida nas seguintes etapas (André, 2013):

- Modelação do problema real em análise;
- Geração da malha de elementos finitos;
- Definição do sistema de cargas e condições iniciais;
- Definição de condições de fronteira;
- Atribuição de materiais e respetivas propriedades;
- Cálculo numérico;
- Visualização e análise dos resultados.

A Figura 90 apresenta um exemplo de aplicação do MEF, em que se pode observar a malha criada.

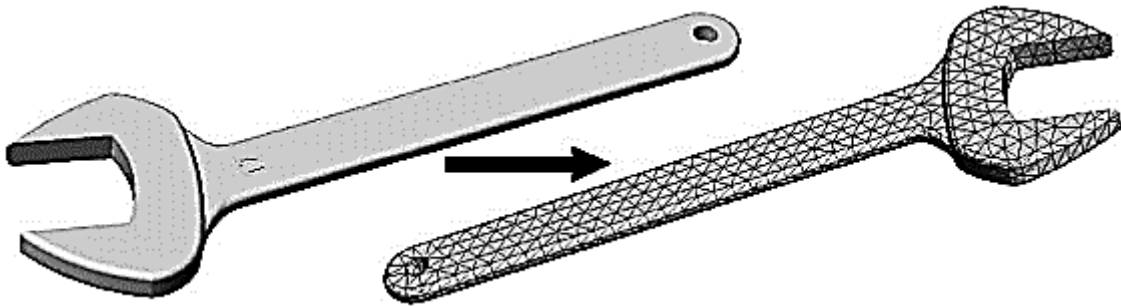


Figura 90 - Modelo tridimensional de uma chave de bocas e discretização em elementos finitos (André, 2013).

2.4.2.2.4.1 Utilização do MEF na indústria automóvel

A análise pelo MEF, de componentes estruturais, permite uma redução enorme no tempo de projeto e uma qualidade superior dos produtos. Na indústria automóvel (Figura 91), análises lineares podem servir para (Campilho, 2012):

- Análise acústica para reduzir o ruído interior;
- Análise de vibrações;
- Melhoria do conforto;
- Otimização da rigidez do chassis;
- Aumento da vida à fadiga dos componentes da suspensão;
- Otimização da aerodinâmica;
- Projeto do motor de tal forma que as temperaturas e tensões fiquem dentro dos limites admissíveis.

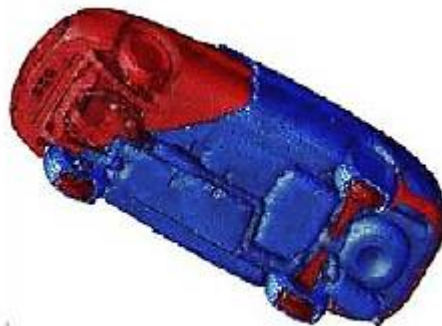


Figura 91 – Exemplo de aplicação do MEF no setor automóvel (Campilho, 2012).

As análises não lineares podem ser utilizadas para estudo de *crash tests* e projeto das estruturas deformáveis, usando modelos dos veículos e ocupantes (Figura 92). Num avião é imperativo que o estado de tensão nos componentes, devido a uma multiplicidade de esforços, não leve à rotura catastrófica ou por fadiga (Figura 92). Antes do MEF, esta análise era baseada num processo evolucionário (basear a estrutura numa já existente), pois a realização de testes para todas as solicitações não é viável (Campilho, 2012).

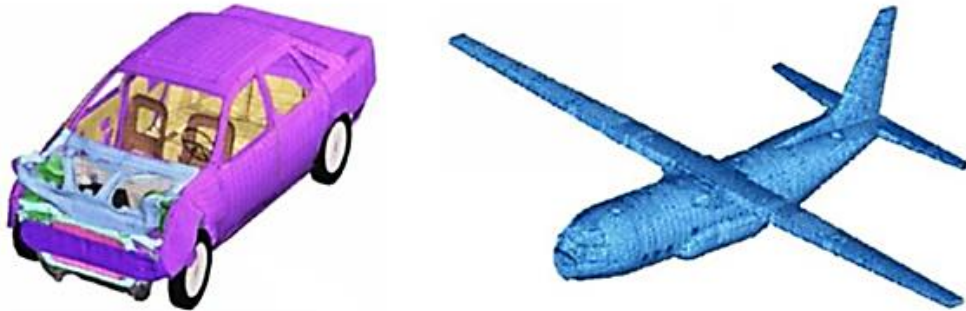


Figura 92 – Exemplos de aplicação de análises não lineares, recorrendo ao MEF (Campilho, 2012).

Este tipo de ferramentas são bastante relevantes para a análise de certos conjuntos de mecanismos, contudo o MEF, embora tivesse sido equacionada a sua utilização, não será abordado na parte prática da presente dissertação, dada a complexidade do sistema.

2.5 Manutenção de equipamentos industriais

Manutenção é a combinação das ações de gestão, técnicas e económicas, aplicadas aos bens para otimização dos seus ciclos de vida, entendendo-se por bem o produto concebido para assegurar uma determinada função. A manutenção traduz-se, portanto, no conjunto de reparações e recondiçionamentos necessários para compensar a deterioração e os desgastes provocados pelo movimento relativo das peças, pela oxidação ou pela perda de função dos equipamentos, materiais ou seus elementos protetores. A boa manutenção consiste em assegurar todas estas operações a um custo global otimizado (Cabral, 2004).

Com o decorrer dos anos, tem havido uma passagem da manutenção baseada no tempo para uma manutenção baseada na condição. A Figura 93 representa cronologicamente a evolução da manutenção (Correia, 2008).

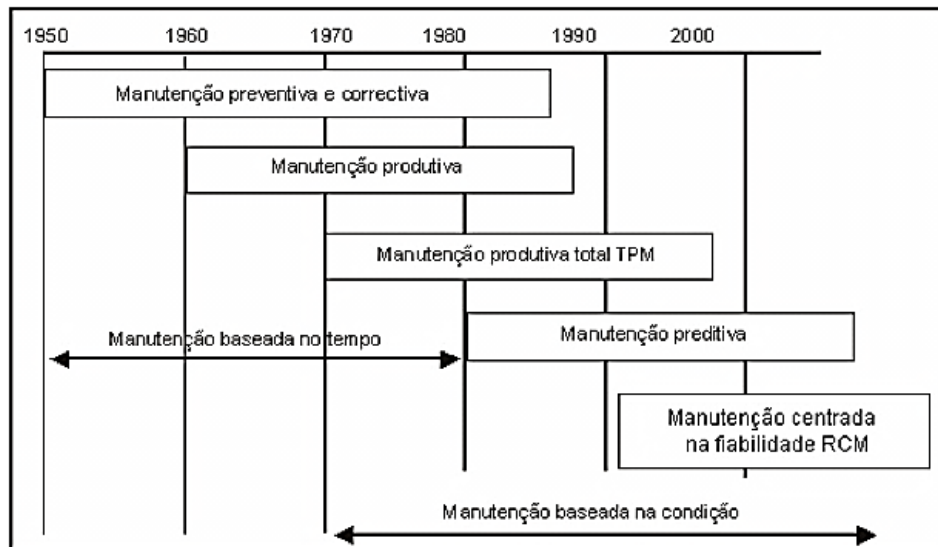


Figura 93 – Evolução da manutenção ao longo dos anos (Correia, 2008).

Esta evolução teve sempre como principais fatores de base, o aumento da disponibilidade e fiabilidade dos equipamentos, bem como a redução de custos para a empresa. Na Figura 94, é possível averiguar estes parâmetros para cada tipo de manutenção atualmente existente.

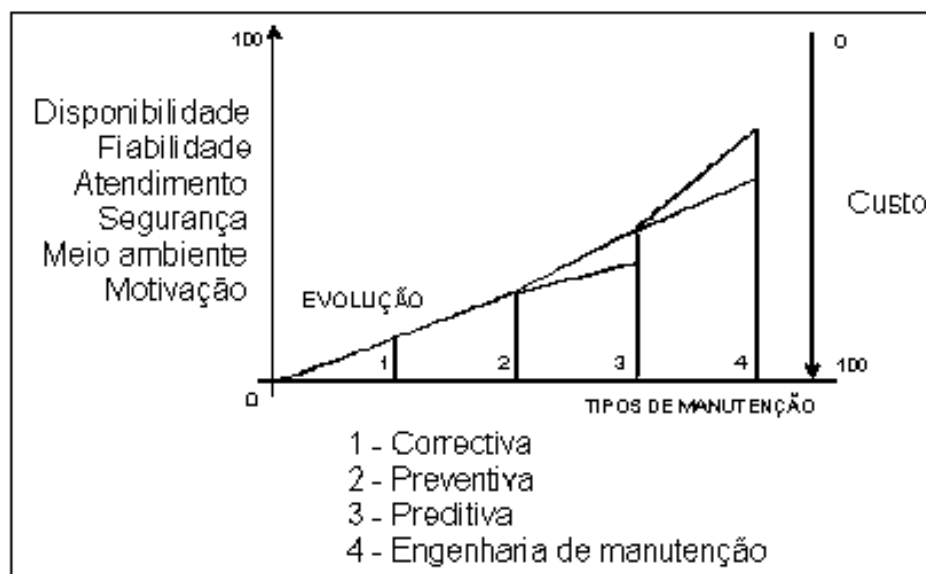


Figura 94 – Tipos de manutenção *versus* resultados face ao custo (Correia, 2008).

Um equipamento começa a envelhecer a partir do momento em que é construído. As tensões cíclicas causam folgas e fadiga; as altas temperaturas causam fluência; a erosão e corrosão causam enfraquecimento. A idade, em muitos aspetos degrada, deteriora e destrói. A manutenção gere o processo de envelhecimento, a realização de inspeções e testes detetam a

deterioração e a reparação e restauração limitam os danos ou restauram o nível de danos para os níveis que existiam originalmente. No entanto, componentes com diferentes idades em diferentes formas, têm diferentes taxas de falha. Componentes com diferentes falhas têm diferentes consequências (ASME, 2003).

O desempenho de um produto ou sistema não depende apenas da sua conceção e funcionamento, mas também do serviço técnico e da manutenção do bem durante o seu tempo de vida útil. Um bom desempenho ao longo de um período de tempo prolongado exige um serviço adequado, de forma regular, assim como uma reparação adequada e substituição de peças ou componentes avariados. Quando as peças não se encontram em serviço, é necessária uma armazenagem adequada (Blischke & Murthy, 2003).

2.5.1 Filosofias de gestão da manutenção

Hoje em dia, na indústria em geral, o objetivo principal será o de tentar combater aqueles que se podem considerar, na generalidade, os oito principais desperdícios dos equipamentos (Correia, 2008):

- Falha do equipamento – paragens por avaria dos equipamentos, perdas de função e/ou deterioração de função;
- *Setups* e ajustes – grande parte do tempo é despendido em ajustes e afinações, até sair a primeira peça OK;
- Troca de ferramentas – troca de elementos de desgaste rápido, especialmente em equipamentos de maquinaria;
- Arranques – muito tempo despendido até que se consiga estabilidade no processo;
- Micro-paragens – paragens curtas, nem sempre contabilizadas ou registadas, inferiores a 5 minutos;
- Velocidade – diferença entre a velocidade planeada e a velocidade real a que o processo está a funcionar;
- Defeitos e retrabalhos – produtos que não cumprem as especificações e o tempo utilizado para retrabalhar o produto não conforme;
- Paragens planeadas – perdas associadas a paragens planeadas para manutenção periódica e/ou inspeções.

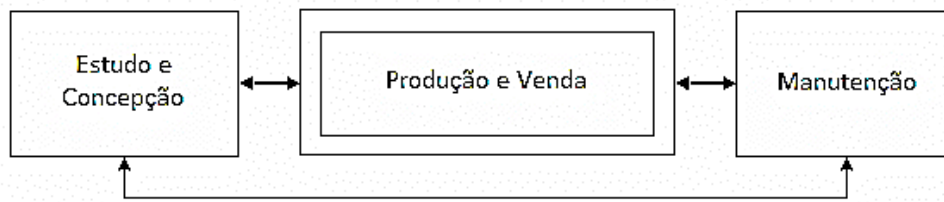


Figura 95 - Filosofia da manutenção (Santos, 2009).

No esquema da Figura 95 está explícita a importância que a manutenção possui, face à produção e ao estudo e concepção e, portanto, torna-se indispensável que haja um equilíbrio permanente entre estes três fatores, pois são vitais para o sucesso das empresas industriais, que, por sua vez, têm de fazer uma adequada gestão dos mesmos (Santos, 2009).

2.5.2 Objetivos da Manutenção

Os objetivos da manutenção devem ser definidos tendo em conta a estratégia do negócio. A ação de manutenção pode desenvolver-se segundo linhas de força divergentes, tais como segurança, qualidade, custo e disponibilidade, para as quais será necessário encontrar a resultante que melhor serve os interesses da empresa. Para tal, todos estes parâmetros terão de ser geridos da melhor forma possível, tal como a seleção do melhor tipo de manutenção a exercer sobre um determinado equipamento, de forma a rentabilizar os custos despendidos neste setor (Lopes, 2013).

A manutenção tem como objetivo garantir o bom funcionamento normal dos equipamentos. O cuidado de conservação e substituição dos equipamentos deve ser contemplado na fase de paragem do equipamento, de forma a não interferir na produção normal, proporcionando assim redução de custos (Santos, 2009).

Os principais objetivos de um departamento de manutenção são (Santos, 2009):

- Inspeccionar periodicamente os equipamentos, para detetar oportunamente qualquer desgaste ou falha;
- Arquivar os dados históricos, para facilitar no futuro a deteção de possíveis problemas;
- Conservar ao máximo todos os equipamentos e instalações, evitando assim os tempos de paragem;
- Reduzir tempos de intervenção, através de uma boa preparação do trabalho;
- Reduzir emergências e número de avarias;

- Aumentar o tempo de vida das máquinas;
- Monitorizar os órgãos vitais das máquinas, para prever futuras paragens;
- Aumentar a fiabilidade das máquinas;
- Relacionar os custos da Manutenção com o uso correto e eficiente do tempo, materiais, homens e serviços;
- Atuar urgente e eficazmente em situações de emergência, quando o componente de algum equipamento, ou sistema de produção sofre um determinado tipo de avaria.

2.5.3 Tipos de Manutenção

De forma genérica, a manutenção pode ser representada hierarquicamente pela Figura 96, sendo que os principais tipos de manutenção que se destacam são a manutenção corretiva e a preventiva (Sousa, 2013).

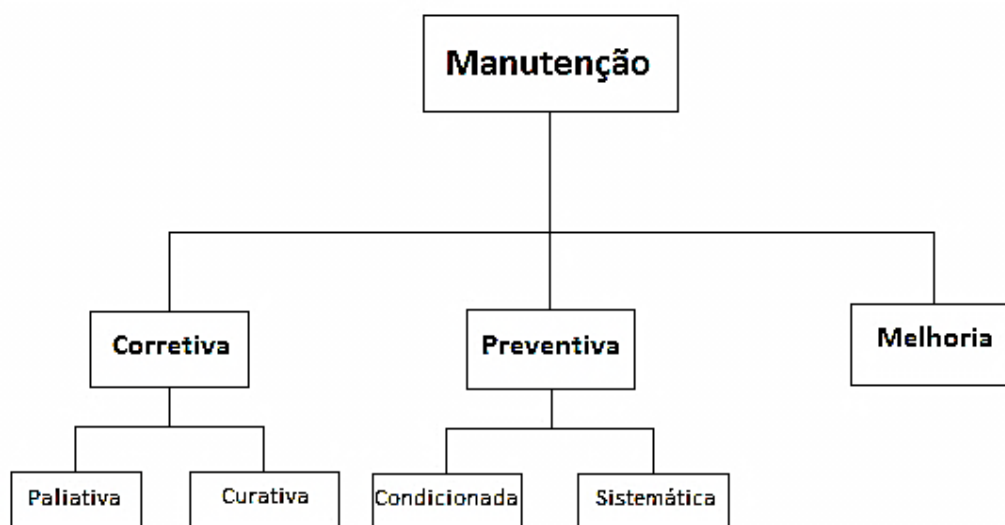


Figura 96 – Tipos de manutenção (Sousa, 2013).

2.5.3.1 Manutenção Corretiva

A manutenção corretiva tem o objetivo de eliminar ou reduzir a ocorrência de falhas, e os métodos de aplicação baseiam-se em ações de reparação após verificação de avaria. Este tipo de manutenção requer um enorme conhecimento técnico por parte dos operários de manutenção (Sousa, 2013).

Para a aplicação de manutenção corretiva, são precisos cinco passos: localização da falha; reparação da falha ou substituição do elemento com falha; calibração, ajustes e *checkout* (Sousa, 2013). A Figura 97 esquematiza as etapas a tomar durante a realização deste tipo de manutenção.

Este tipo de manutenção poderá originar (Sousa, 2013):

- Baixa utilização anual dos equipamentos e máquinas e, conseqüentemente, das cadeias produtivas;
- Diminuição da vida útil dos equipamentos, máquinas e instalações;
- Paragens forçadas para reparação em momentos inoportunos, correspondentes a épocas de elevada produção, ou até em épocas de crise geral.

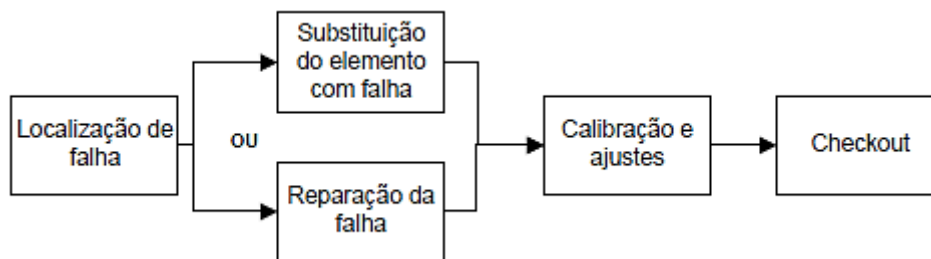


Figura 97 – Etapas a executar numa manutenção corretiva (Sousa, 2013).

A Manutenção Corretiva pode ser dividida em dois tipos de manutenção de correção (Santos, 2013):

- Manutenção Paliativa: São reparações efetuadas com vista a serem provisórias (“desenrascar”).
- Manutenção Curativa: São reparações efetuadas com carácter definitivo (reparar).

Em ambas as atuações, é de grande importância o arquivo do histórico de intervenções.

2.5.3.1.1 Manutenção Paliativa

Na Manutenção Paliativa, a reparação das máquinas é realizada após avaria, sendo a sua principal preocupação, recuperar (reparar) as máquinas o mais rápido possível para produzir (reparação efetuada no tempo destinado à produção) (Correia, 2008).

2.5.3.1.2 Manutenção Curativa

Na Manutenção Curativa, a reparação das máquinas é realizada após avaria. Este método justifica-se quando os custos indiretos da avaria são mínimos e não há problemas de segurança. Justifica-se ainda, quando a empresa adota uma política de renovação frequente do parque material, ou então quando o mesmo é construído por várias máquinas, em que as eventuais avarias não afetam de forma crítica a produção. Este tipo de manutenção é visto também como complemento residual da PM (*Preventive Maintenance*), pois existem avarias não previsíveis (num sistema normal, pelo menos 5%) (Correia, 2008).

2.5.3.2 Manutenção Preventiva

Uma manutenção preventiva consiste em atividades de manutenção realizadas em determinados períodos de tempo, ou conforme critérios estabelecidos, com o objetivo de reduzir a ocorrência de falha ou degradação de determinado componente (Sousa, 2013).

O planeamento deverá determinar com que frequência será necessária a manutenção preventiva, em que forma será realizada e que processos serão sujeitos a manutenção preventiva (Sousa, 2013).

Os objetivos visados pela PM são (Correia, 2008):

- Aumentar a fiabilidade de um equipamento, reduzindo as avarias em serviço: redução do custo devido a avarias, aumento da disponibilidade;
- Aumentar a duração de vida eficaz de um equipamento;
- Melhorar o planeamento dos trabalhos e, conseqüentemente, a relação com a produção;
- Reduzir e regularizar a carga de trabalho;
- Facilitar a gestão de stocks (consumos previstos);
- Assegurar a segurança das intervenções (menos improvisado);
- Globalmente, reduzir os acontecimentos fortuitos e melhorar o clima de relações humanas (uma avaria imprevista é sempre causa de tensões).

A manutenção preventiva pode ser dividida em dois grupos (Correia, 2008):

- Manutenção sistemática;
- Manutenção condicionada.

2.5.3.2.1 Manutenção Sistemática

Na Manutenção Sistemática, assume-se que as falhas ocorrem segundo o padrão da curva de Weibull ('banheira') (Anexo II). Portanto, os trabalhos são planeados com periodicidade ou número de unidades de utilização, tais que os vários constituintes se mantêm a funcionar na parte inferior da curva: a intervalos de tempo "T" substitui-se ou recondiciona-se o componente, independentemente deste aparentar ou não um bom estado de funcionamento. O sucesso depende do rigor com que é possível (quando é) prever o período durante o qual o componente trabalhará sem falhar (Cabral, 2004).

2.5.3.2.2 Manutenção Condicionada

Na Manutenção Condicionada recorre-se a meios de vigilância sistemáticos para determinar qual a oportunidade certa para intervir num determinado componente, a fim de evitar que falhe. Se ele funcionar bem, "não se mexe", apenas se intervém quando houver indícios de mau funcionamento ou aproximação de avaria. O sucesso depende da eficácia dos recursos e da metodologia para vigiar o estado do equipamento (Cabral, 2004).

Este tipo de manutenção é mais utilizado em equipamentos dinâmicos. O acompanhamento e monitorização dos parâmetros das variáveis de funcionamento das máquinas indicam, no caso de uma mudança significativa do valor normal, a possibilidade de desenvolvimento de uma falha (Correia, 2008).

2.5.3.2.3 Manutenção de Melhoria

Este tipo de manutenção corresponde ao estudo, projeto e modificações no equipamento, de forma a reduzir as operações de manutenção, e por conseguinte, aumentar a sua fiabilidade. Um exemplo deste tipo de manutenção será a aplicação de um sistema de lubrificação automático e sistemático a componentes de difícil acesso (Sousa, 2013).

2.5.4 Modelos de análise do momento ideal para intervenção

A existência de equipamentos de diagnóstico tecnologicamente evoluídos permite o recurso a diversas técnicas que podem ser utilizadas na manutenção condicionada, no controlo de condição ou no diagnóstico dos equipamentos. Seguidamente, serão descritas algumas técnicas, sendo as três primeiras utilizadas principalmente nos equipamentos dinâmicos (Cairrão, 2004):

- **Análise de vibrações:** técnica de grande expressão, que pode ser executada com equipamentos portáteis ou através de sensores fixos (monitorização em contínuo), em pontos pré-definidos. A informação é enviada para uma unidade de controlo, onde foram introduzidos os valores máximos de alerta ou paragem. A evolução dos valores recolhidos permite ajustar os limites pré-definidos.
- **Análise do lubrificante:** segundo Cabral (2004) e Mobil Oil Portuguesa (1980), é uma técnica não destrutiva bastante eficiente, que permite diagnosticar o estado de qualquer componente lubrificado, uma vez que as partículas metálicas geradas pelo processo de desgaste vão sendo incorporadas no lubrificante. O mapa metalográfico possibilita a determinação das zonas ou elementos que estão com um processo de desgaste acelerado. Permite também acompanhar o estado da condição do lubrificante. As análises devem ser realizadas a partir de uma amostra recolhida sob condições bem definidas.
- **Análise de parâmetros:** trata-se de uma técnica muito utilizada, por exemplo, na verificação da eficiência de motores. A medição da taxa de compressão, das rotações do motor, da corrente absorvida pelo motor de arranque e respetiva rotação, da pressão no coletor de admissão, etc., são alguns dos parâmetros que determinam o bom desempenho do motor.
- **Termografia:** é uma técnica de diagnóstico que, pela análise e distribuição das temperaturas dos componentes, permite detetar zonas de aquecimento excessivo.
- **Inspeção visual:** é extremamente importante em qualquer programa de manutenção condicionada. Deve ser levada a cabo por técnicos experientes e com uma boa memória histórica dos equipamentos. Permite detetar fugas, desapertos, fissuras, níveis, etc.
- **Ultra-sons:** método expedito na deteção de irregularidades na estrutura ao nível da subcamada dos metais, como a existência de fissuras, ocos, *spalls*, etc. Permite ainda

avaliar em alguns casos, a profundidade e extensão das indicações/defeitos existentes e a espessura remanescente dos equipamentos.

2.5.5 Seleção do tipo de Manutenção a utilizar

Pode utilizar-se uma árvore de decisão, como a apresentada na Figura 98, para ajudar na escolha do tipo de manutenção a utilizar em determinada situação (Correia, 2008).

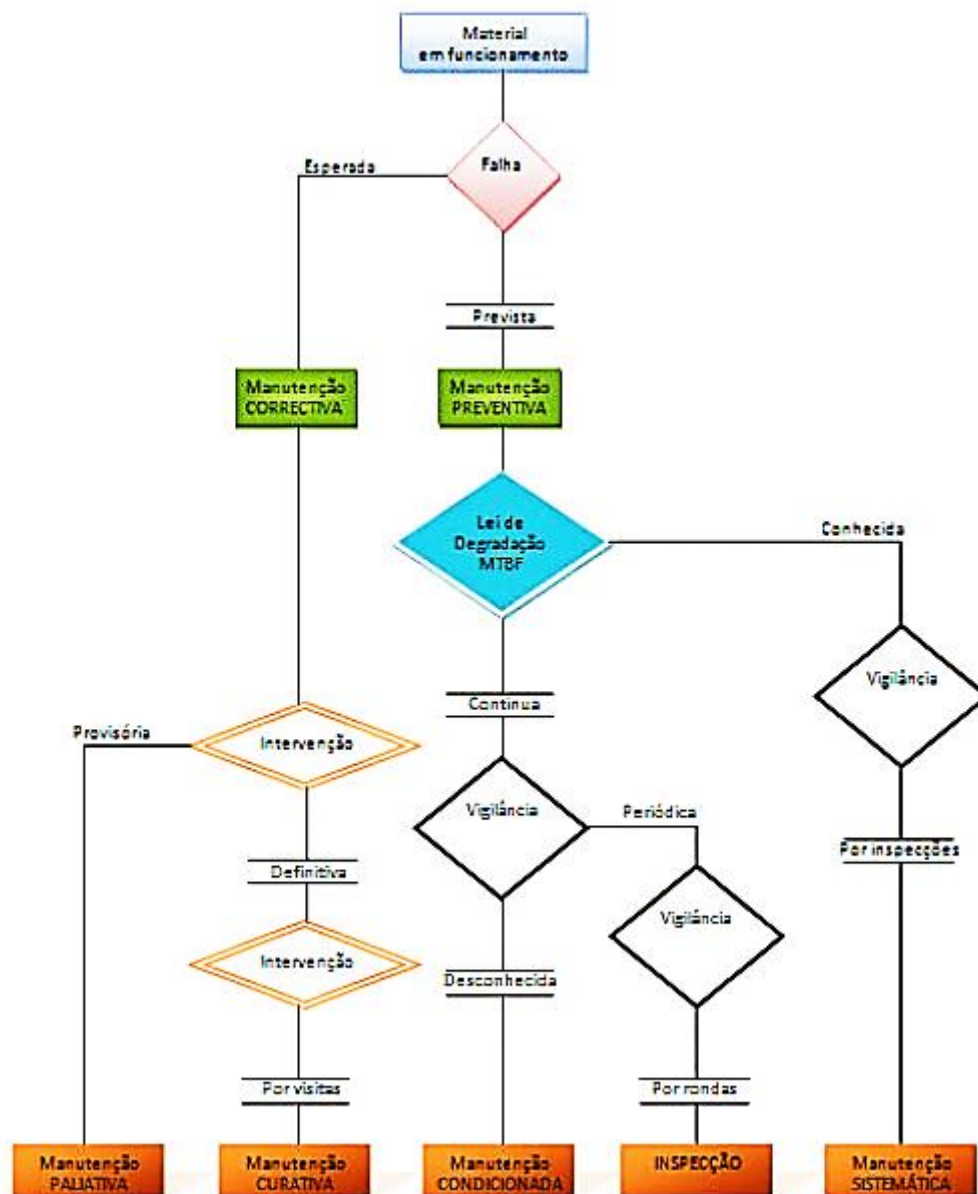


Figura 98 – Árvore de decisão para a escolha do tipo de manutenção (Correia, 2008).

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 OBJETIVOS DO TRABALHO PRÁTICO
- 3.2 CARATERIZAÇÃO DA EMPRESA
- 3.3 OBJETO EM ESTUDO: MÁQUINA DE FABRICO DE ESPIRAL METÁLICA
LAMINADA
- 3.4 IDENTIFICAÇÃO E CARATERIZAÇÃO DO PROBLEMA
- 3.5 ANÁLISE DO PROBLEMA
- 3.6 RESUMO DA ANÁLISE DOS PROBLEMAS IDENTIFICADOS E POSSÍVEIS
CAUSAS
- 3.7 TEMPESTADE DE IDEIAS SOBRE POSSÍVEIS SOLUÇÕES
- 3.8 RESUMO DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS
- 3.9 SELEÇÃO DAS SOLUÇÕES COM IMPLEMENTAÇÃO TECNICAMENTE
VIÁVEL
- 3.10 RESULTADOS OBTIDOS
- 3.11 ANÁLISE ECONÓMICA DO TEMPO NECESSÁRIO PARA O RETORNO
FINANCEIRO

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Objetivos do trabalho prático

A presente dissertação visa analisar intensivamente, um determinado número de máquinas de fabrico de espiral metálica laminada, com vista a estudar alguns dos seus órgãos mais críticos, procurando otimizá-los de forma a melhorar a *performance* global do equipamento, tanto a nível produtivo como estrutural.

Atualmente, a FicoCables possui dois tipos de máquinas produtoras de espiral, perfazendo no total dezoito equipamentos, responsáveis pelo abastecimento das inúmeras linhas de montagem existentes na empresa. Os equipamentos em questão foram adquiridos por uma empresa fornecedora chinesa, designada por *Yuandigroup*. Alguns meses após a chegada das máquinas, houve necessidade de intervencionar algumas destas, com a finalidade de incrementar significativamente a quantidade de espiral produzida. Como a aquisição de mais unidades estava fora de questão, devido ao espaço limitado nas instalações da FicoCables e consequentemente, os volumes solicitados tenderem a aumentar todas as semanas, optou-se pela reconversão de algumas das máquinas atuais, como tentativa de alcançar os volumes pretendidos. Assim sendo, das dezoito máquinas existentes, cinco delas foram alvo de uma modificação de cariz eletrónico, contudo os resultados obtidos não foram minimamente satisfatórios, não tendo havido qualquer melhoria substancial a nível produtivo.

Pela razão acima descrita e não só, este trabalho foca-se essencialmente na otimização das máquinas eletronicamente modificadas, tendo como principais objetivos:

- Incrementar a produção de espiral metálica laminada de forma significativa, de modo a que o excedente fabricado possa compensar futuramente o investimento inicial despendido, obtendo-se finalmente algum retorno monetário face ao montante desembolsado;
- Analisar as amplitudes de vibração sofridas pelas máquinas e solucionar o respetivo problema, recorrendo à implementação de meios mais eficazes para o tipo de equipamento em questão, conferindo a todo o conjunto uma maior estabilidade e melhor funcionamento;

- Averiguar se as temperaturas desenvolvidas por alguns componentes da máquina contribuem para o desgaste prematuro de certos elementos que os integram, e/ou se estes são os mais indicados para desempenharem determinadas funções;
- Estudar e considerar a implementação de determinados componentes e sistemas que promovam uma melhoria estrutural dos equipamentos, tendo como foco principal, as condições de trabalho dos colaboradores, nomeadamente no âmbito da saúde, higiene e segurança.

Para alcançar os objetivos a cima supracitados, será necessário proceder a uma série de medições, testes experimentais e elaboração de folhas de dados para documentação dos resultados obtidos em certos componentes, e/ou sistemas que agregam as máquinas de fabrico de espiral. Através dos dados obtidos serão construídos vários históricos, tanto a nível de avarias, como a nível meramente consultivo, para dar seguimento ao comportamento efetivo de uma determinada máquina ao longo de um certo período de tempo. Definidas estas bases de suporte e após a aquisição de uma amostragem considerável, será possível identificar e caracterizar os principais problemas que fustigam este tipo de equipamentos e, depois de analisados os elementos que suscitam tais problemas, avaliar uma solução de implementação tecnicamente viável, com vista a otimizar as máquinas e reduzir os custos associados à sua manutenção.

3.2 Caraterização da empresa

3.2.1 Apresentação breve do Grupo Ficosa Internacional

O grupo *Ficosa Internacional* nasceu em 1949, pela junção de ideais concebidas pelas famílias Pujol e Tarragó. A área de negócio deste grupo reside no fabrico de componentes para a indústria automóvel (Figura 99). Atualmente, a *Ficosa Internacional* emprega cerca de 8000 colaboradores e está presente em três continentes (Ásia, América e Europa) e em dezanove países, sendo líder na conceção e fabrico de cabos de acionamento mecânico para a indústria automóvel. Um fator de sucesso para garantir a qualidade global e altos níveis de serviço, é o sistema pelo qual a *Ficosa* se rege, o FMS (*Ficosa Manufacturing System*) que permite à *Ficosa* ter a imagem de marca “made by *Ficosa*”. Este sistema assenta em quatro princípios: *Just-In-Time*, Foco na Qualidade, Melhoria Contínua e Compromisso e Alta *Performance* das Equipas.



Figura 99 – Áreas de negócio do grupo Ficosa.

3.2.2 Apresentação da empresa FicoCables Lda.

A *FicoCables Lda.* é uma empresa de fabrico de componentes para a indústria automóvel, tendo iniciado a sua atividade em 1971, sendo então o primeiro investimento na Europa do Grupo *Ficosa*. A atividade foi iniciada em Portugal pela Teledinâmica, numa garagem em Vila Nova de Gaia, com três funcionários e gerida pelo Eng.º Franco Dias.

Em 1972, a Teledinâmica associou-se à firma Pujol e Tarragó, atual líder do grupo *Ficosa* Internacional, com sede em Barcelona. Em 1980, começou a exportar para a Fiat Italiana e para vários construtores europeus, iniciando assim o seu processo de expansão, vendendo para o mercado externo. Em 1981, a empresa mudou as suas instalações para a Maia, fruto do seu crescimento para o mercado exterior. Em 1993, a empresa alterou a sua designação para *FicoCables Lda.*, contando atualmente com cerca de 800 colaboradores. Atualmente, possui várias unidades fabris adjacentes à fábrica principal, nas quais se produzem os mesmos componentes, mas em pequenas séries.

A *FicoCables Lda.* foi o primeiro investimento realizado pelo grupo *Ficosa Internacional* no mercado português e as receitas anuais geradas comprovam que esta multinacional aposta constantemente na inovação e qualidade nos produtos que concebe, bem como na implementação de sistemas e ferramentas de vanguarda que proporcionam uma maior organização laboral, respeitando todas as condições de higiene, de segurança e ambientais. A *FicoCables* está certificada pelas normas ISO 9001 (Qualidade), ISO/TS 16949:2002 (Qualidade) e ISO 14001:2004 (Ambiente) e possui um volume de negócios que geralmente atinge valores na casa dos 50 milhões de euros por ano.

Como consequência positiva do sucesso e dos elevados volumes de negócio alcançados pela *FicoCables*, a unidade fabril existente na Maia possui agora uma plataforma logística a cerca de 700 metros da fábrica, fruto da expansão da empresa e também por necessidade, uma vez que novos clientes vão surgindo e os pedidos solicitados, de uma forma geral, têm vindo a aumentar significativamente nos últimos anos, tendo estes maior incidência em determinadas épocas anuais. A presente dissertação foi realizada maioritariamente neste espaço, pois é neste local que se encontram os equipamentos produtores de espiral metálica laminada, sendo estes o objeto em estudo no qual se concentra o trabalho prático.

A *FicoCables* possui essencialmente duas grandes áreas de negócio: sistemas de conforto, que representam 20% do volume de negócios e sistemas de abertura de porta, janela, capô, travões e assentos, representando quase a totalidade do volume obtido, visto que é nesta área que se centraliza o maior investimento e número de colaboradores. Neste setor são produzidos cabos para acionamento mecânico de diferentes diâmetros, configurações e materiais que serão posteriormente implementados em diversos componentes na indústria automóvel, como por exemplo sistemas de elevação de janelas, acelerador, travão de mão, abertura de portas, capô e bagageiras. Na área dos sistemas de conforto são concebidos sistemas lombares para a zona das costas (*suspension mat*) e de assento (*coshin*).

Em certos casos, a empresa não comercializa de forma direta todos os produtos que concebe às grandes marcas de automóveis, mas sim àquelas que se destinam a fabricar outros componentes para este setor, sendo estas empresas posteriormente responsáveis por fornecer as marcas. Por exemplo, determinados volumes de cabos para acionamento mecânico são vendidos a empresas que concebem portas ou bagageiras de automóveis ou então empresas que produzem sistemas de elevador de vidros elétricos e que necessitam de um certo tipo de cabo para instalarem todos os componentes. A *Brose*, *Kiekert* e *Johnson Controls* são três das maiores empresas que adquirem os produtos comercializados pela *FicoCables*.

3.3 Objeto em estudo: Máquina de fabrico de espiral metálica laminada

O equipamento analisado na presente dissertação trata-se de um modelo de origem chinesa (Figura 100), que foi adquirido com vista a auxiliar as máquinas mais antigas de fabrico de espiral na produção deste subproduto. O acréscimo do volume de cabos solicitados pelos diversos clientes forçou a que fossem realizadas certas modificações nos equipamentos mais recentes, com vista a aumentar a cadência produtiva. Contudo, a substituição da transmissão mecânica

convencional por uma transmissão de cariz eletrónico, não surtiu o efeito desejado, daí ser necessário averiguar quais as causas que impossibilitam as máquinas atingirem velocidades de trabalho superiores e apresentar soluções que promovam o seu incremento produtivo.

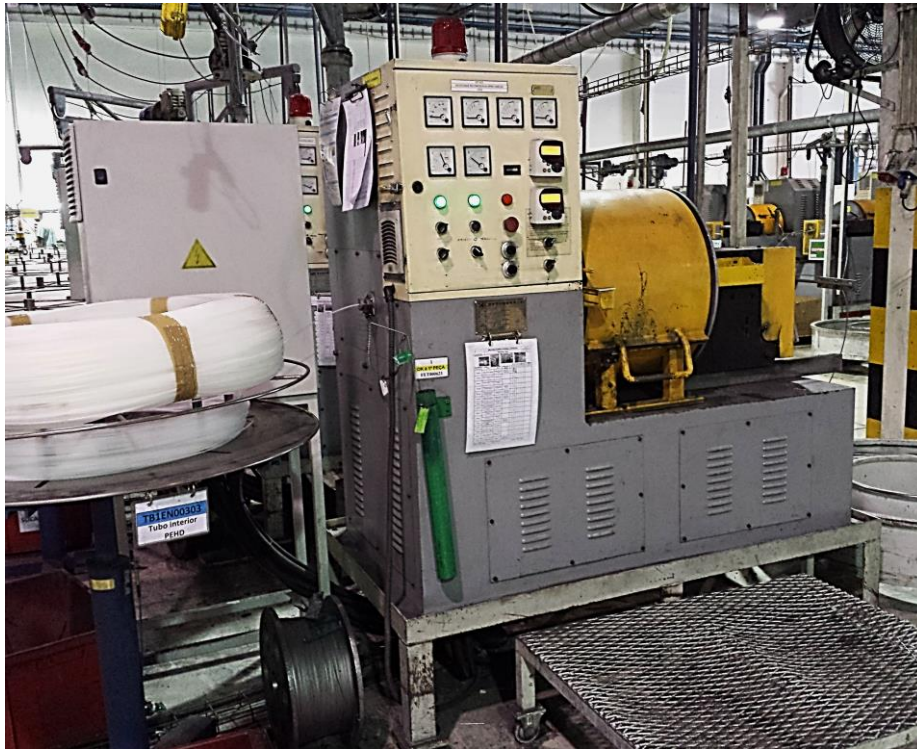


Figura 100 – Máquina de fabrico de espiral metálica mais recente, estando modificada a nível eletrónico.

3.3.1 Principais componentes integrantes nas máquinas de fabrico de espiral

A listagem que se segue, diz respeito aos componentes que incorporam as máquinas de fabrico de espiral eletronicamente modificadas, embora grande parte destes sejam comuns às máquinas de produção de espiral originais. Como já referido, os únicos elementos distintos entre estas duas variantes de máquinas são os mecanismos que integram os sistemas de transmissão dos diversos órgãos. Entre os elementos constituintes, destacam-se os seguintes:

- Variadores eletrónicos (elementos externos à máquina);
- Servomotores;
- Dissipadores de calor;
- Árvore (chumaceira) da cabeça, incluindo os veios que possui no seu interior;
- Cabeça;

- Fieira;
- Rolos laminadores;
- Carro deslizante, onde se situa o veio central;
- Sistema de travão elétrico e tensor mecânico;
- Quadro elétrico;
- Tambor;
- Diversos rolamentos, correias, polias e engrenagens que integram todo o equipamento;
- Bobina (elemento externo).

A Figura 101 apresenta uma máquina de produção de espiral eletronicamente modificada, em que estão englobados todos os elementos principais que a constituem (internos e externos), assim como a sua localização. Na Figura 102 à Figura 112 estão representados os elementos mencionados no início deste capítulo e que também poderão ser visualizados na Figura 101.

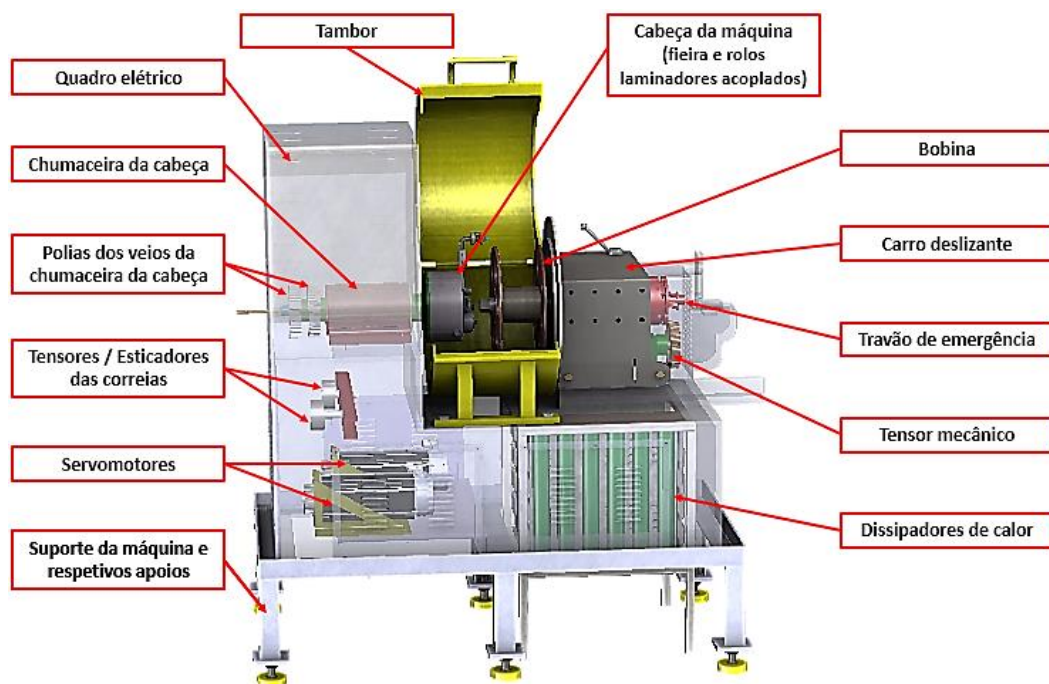


Figura 101 – Modelo 3D (Solidworks®) de uma máquina de produção de espiral metálica.



Figura 102 - Variadores eletrônicos (à esquerda) e servomotores (à direita).



Figura 103 - Dissipador de calor e respetiva modelação 3D à direita (Solidworks®).

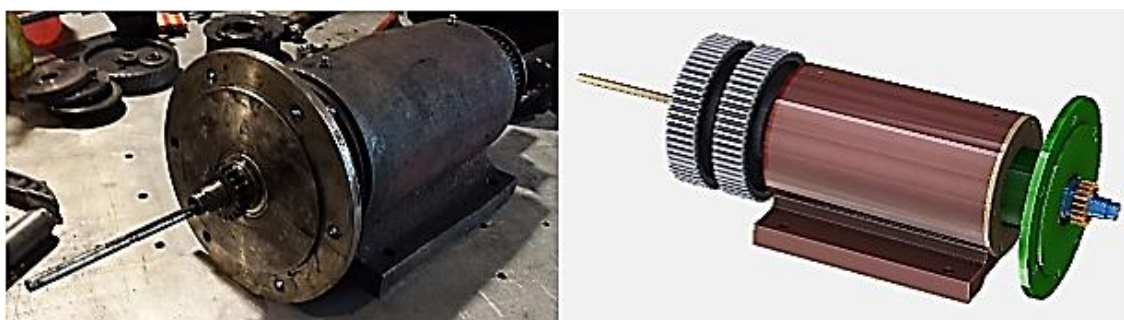


Figura 104 - Chumaceira da cabeça com os seus elementos constituintes e respetiva modelação 3D à direita.

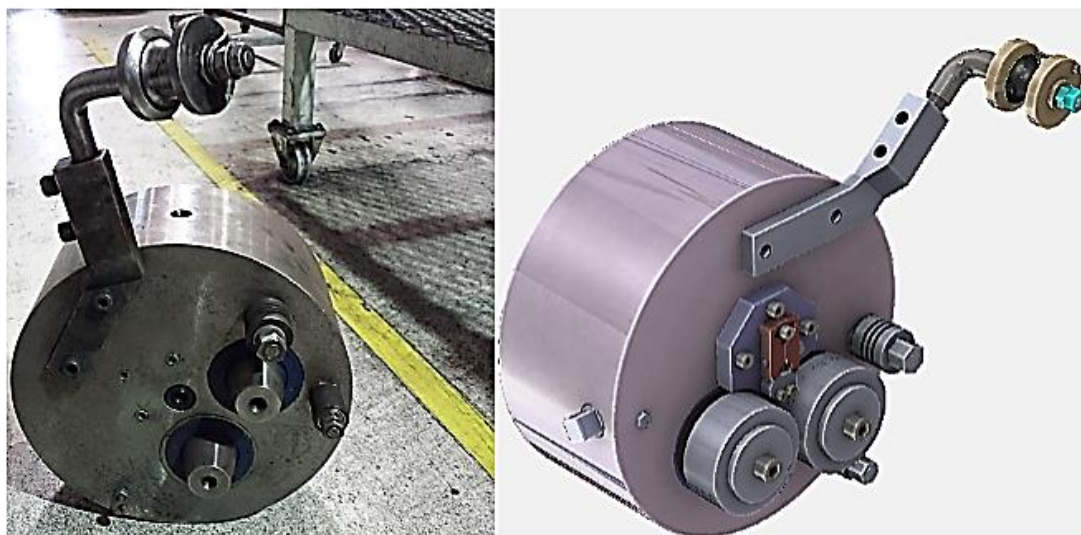


Figura 105 - Cabeça e respetiva modelação 3D à direita, com a feira e rolos laminadores acoplados (Solidworks®).



Figura 106 - Feira e rolos laminadores acoplados à cabeça.

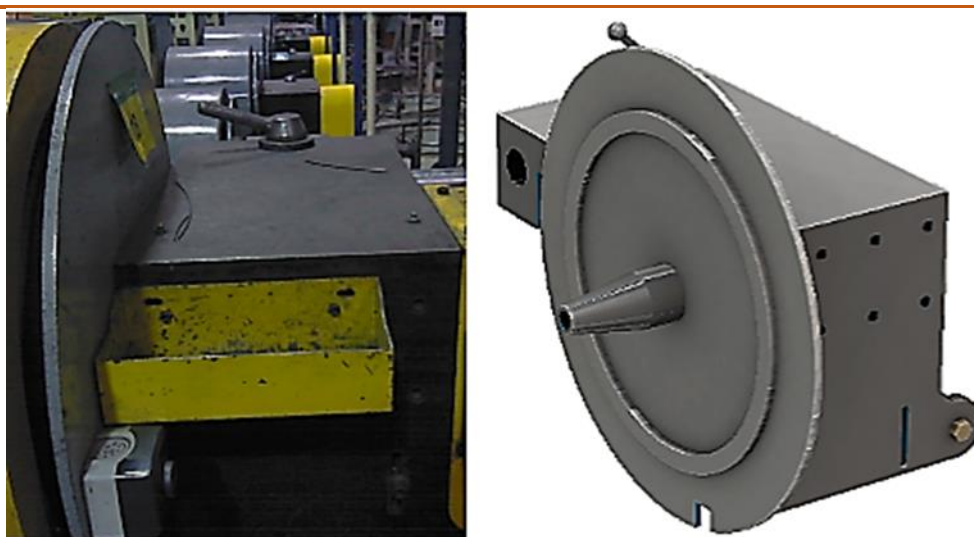


Figura 107 - Carro deslizante e respetiva modelação 3D à direita (Solidworks®).

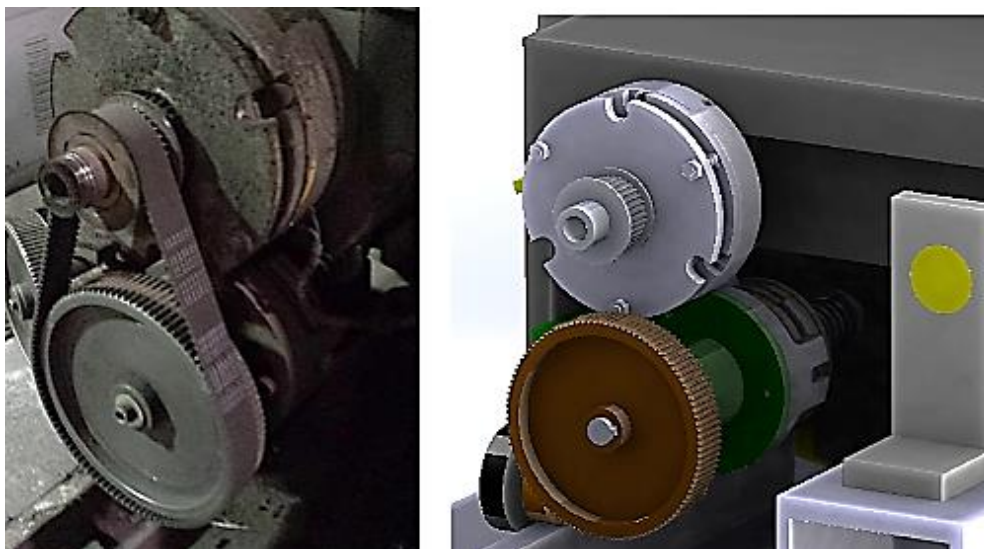


Figura 108 - Travão de emergência (em cima), tensor mecânico (em baixo) e modelação 3D à direita.

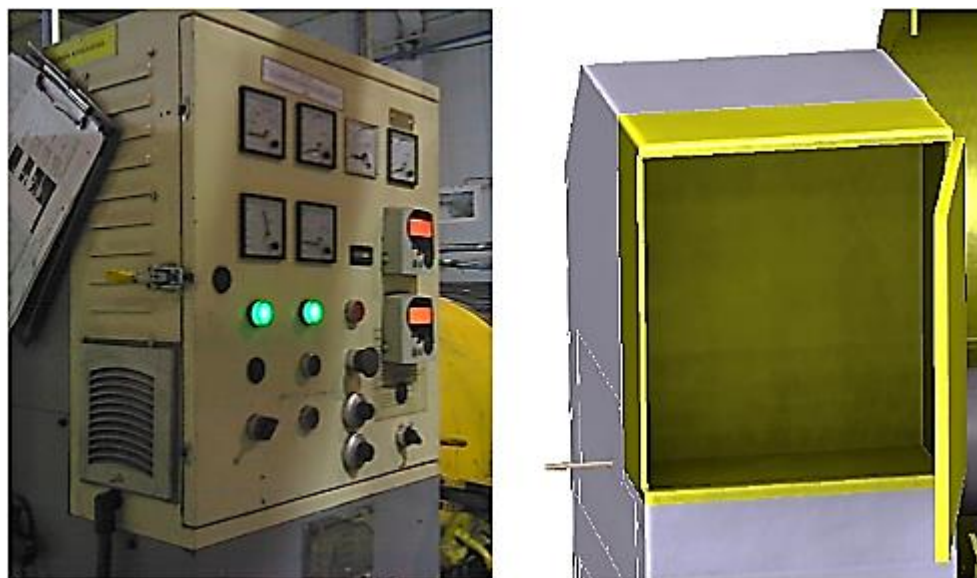


Figura 109 - Quadro elétrico e respetiva modelação 3D à direita (Solidworks®).

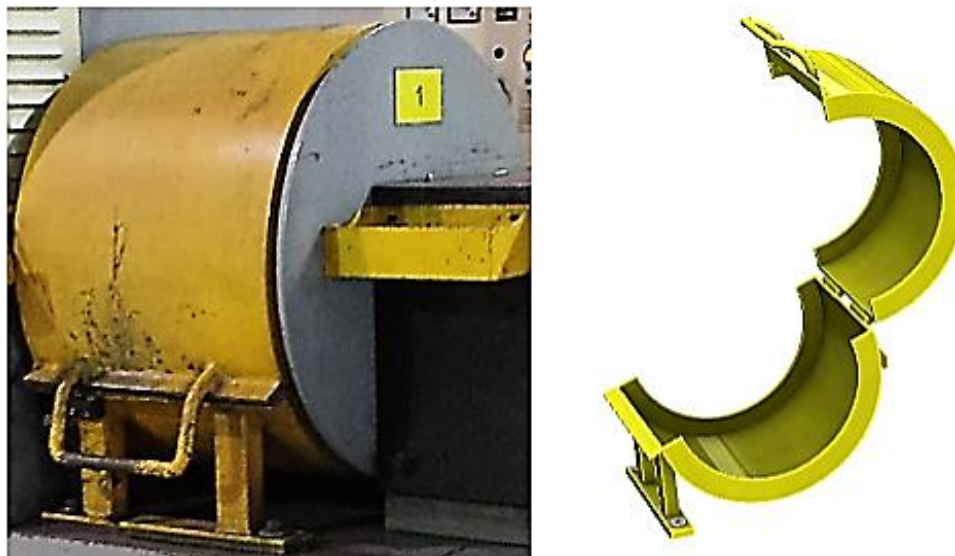


Figura 110 - Tambor e respetiva modelação 3D à direita (Solidworks®).



Figura 111 - Alguns elementos de cariz normalizado existentes nas máquinas de produção de espiral metálica.



Figura 112 - Bobina para armazenamento de arame pré-laminado e respetiva modelação 3D à direita.

3.3.2 Análise do princípio de funcionamento do sistema

As máquinas de produção de espiral metálica laminada fabricam diversas referências, sendo necessários para cada uma, determinados tipos de tubo interior. Por exemplo, para a produção de espiral com a referência interna ES31F00404, é necessário introduzir um tubo interior com a referência TB1EN00303. As principais referências de espiral produzidas e respetivos tubos interiores podem ser consultados no Anexo I.

O funcionamento das máquinas inicia-se com o acionamento de alguns dos botões que se encontram dispostos no quadro elétrico das mesmas. Os variadores eletrónicos são responsáveis pelo acionamento, comando e controlo dos servomotores durante todo o seu funcionamento. Caso seja necessário aumentar a velocidade de rotação dos mesmos, por exemplo, são os variadores eletrónicos que “transmitem” essa informação aos servomotores, incrementando desta forma a sua velocidade angular (Figura 113).

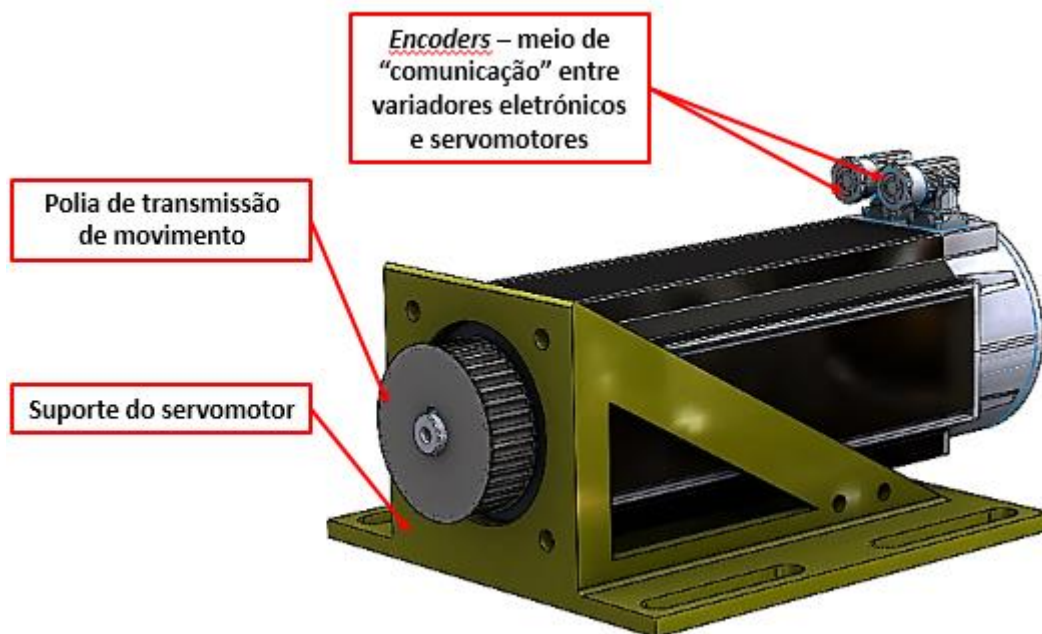


Figura 113 – Servomotor e principais elementos que o agregam (modelação 3D Solidworks®).

Os servomotores, por sua vez, transmitem o movimento aos veios existentes no interior da chumaceira da cabeça da máquina, por intermédio de duas correias, estando cada uma delas acoplada à polia de cada servomotor e às respetivas polias dos veios em questão (Figura 114). Cada máquina eletronicamente modificada possui dois servomotores e cada um deles possui uma função específica: enquanto um é responsável por transmitir o movimento angular à cabeça da máquina, o outro transmite o movimento aos rolos laminadores.

A rotação da cabeça é superior à rotação dos rolos laminadores, sendo esta também de diâmetro superior em relação a estes. A relação de transmissão entre estes dois elementos é bastante similar, nomeadamente de 0,94:1, ou seja, a cada revolução realizada pela cabeça (360 graus na íntegra), os rolos laminadores estarão a 6% de complementarem uma volta completa. Para que tal seja possível, são usadas duas correias, dispostas tal e qual como mencionado no parágrafo anterior.

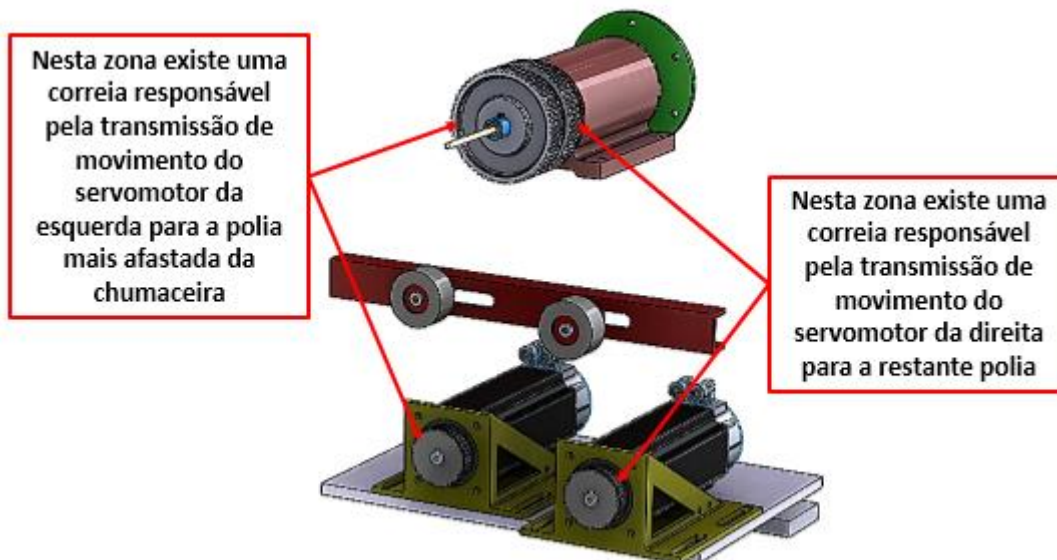


Figura 114 – Modo de transmissão do movimento proveniente dos servomotores para a chumaceira da cabeça da máquina eletronicamente modificada (modelação 3D Solidworks®).

A árvore/chumaceira da cabeça é composta por dois veios. O veio de menor diâmetro, responsável pelo acionamento dos rolos laminadores, possui um pinhão que se encontra acoplado numa das suas extremidades e que se interliga a um conjunto de engrenagens existentes no interior da cabeça. Este mesmo veio aloja no seu interior um outro veio oco (tipo tubo), por onde passa o tubo plástico, que posteriormente irá de encontro à espiral metálica laminada, entretanto já formada, sendo esta enrolada em torno do mesmo. O veio de maior diâmetro é responsável pela transmissão do movimento angular para a cabeça da máquina e sustenta no seu interior o veio de menor diâmetro, auxiliado por dois rolamentos. O veio de maior diâmetro, por sua vez, está sustentado por quatro rolamentos que se encontram no interior da chumaceira. A Figura 115 apresenta a constituição interna de uma chumaceira da cabeça da máquina e os respetivos componentes que a integram. Este sistema visa permitir o movimento relativo entre os dois veios concêntricos.

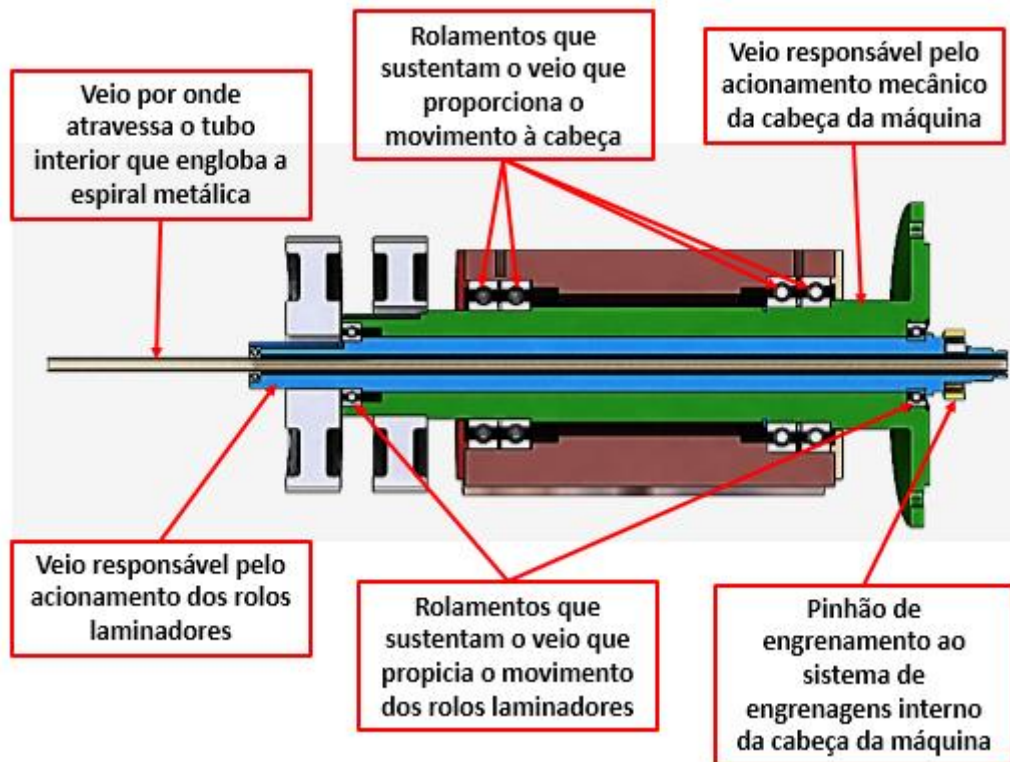


Figura 115 – Vista em corte de uma chumaceira da cabeça da máquina e respetivos componentes que a agregam (modelação 3D Solidworks®).

O tubo interior está disposto numa parábola giratória, no sentido perpendicular ao do seu enrolamento e entra pela retaguarda da máquina (Figura 116), atravessando o veio parcialmente oco que se encontra ilustrado na Figura 115. O tubo plástico é desenrolado e puxado pela própria máquina (à exceção durante a realização da troca de bobinas, em que é inserido manualmente para o interior do equipamento), uma vez que este é ligeiramente esmagado durante a conformação do arame. Esta é realizada pelos rolos laminadores, sendo o tubo interior posteriormente “empurrado” no sentido oposto ao da entrada de material. Na parábola existe um sensor que deteta o movimento angular da mesma (Figura 117); se o tubo interior se esgotar por completo, não havendo mais material em cima da parábola, então esta deixa de girar e posteriormente o sensor deixa de detetar o movimento da mesma, enviando consequentemente um sinal à máquina, fazendo com que a mesma interrompa o seu funcionamento, impedindo desta forma que seja produzida espiral sem tubo no seu interior. Na retaguarda da máquina, nomeadamente na zona onde se dá a inserção do tubo, existe outro sensor de deteção de tubo interior que também possui a mesma funcionalidade (Figura 118). Aquando da ausência da passagem do tubo, o sensor possui uma alheta que levanta

ligeiramente devido à inexistência do mesmo, sendo enviado um sinal ao equipamento para que este suspenda a produção de espiral metálica.



Figura 116 – Parábola para armazenamento de tubo interior que à *posteriori* será desenrolado pela máquina.



Figura 117 – Sensor de detecção de movimento da parábola.



Figura 118 – Sensor que deteta a passagem do tubo para o interior da máquina.

Na cabeça da máquina estão acoplados os rolos laminadores, a fieira, as guias de arame e o braço da cabeça (Figura 119). Aproximadamente metade da volumetria existente no interior da cabeça está preenchida com óleo, que lubrifica todas as engrenagens que lá se encontram.

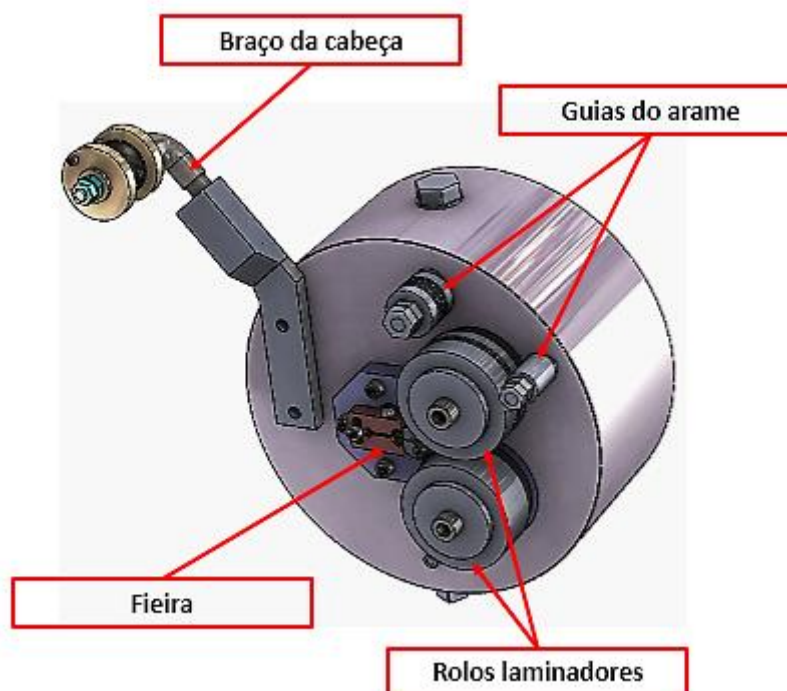


Figura 119 – Principais componentes que incorporam a cabeça do equipamento (modelação 3D Solidworks®).

A cabeça, em rotação, retira o arame existente na bobina (que por sua vez, também passa a adquirir movimento angular), por intermédio de um braço aparafusado à sua face. Este realiza também o guiamento do arame, uma vez que o braço possui na sua extremidade um rolete que auxilia a passagem do arame, de forma a não gerar atritos elevados sobre o próprio componente (Figura 120).

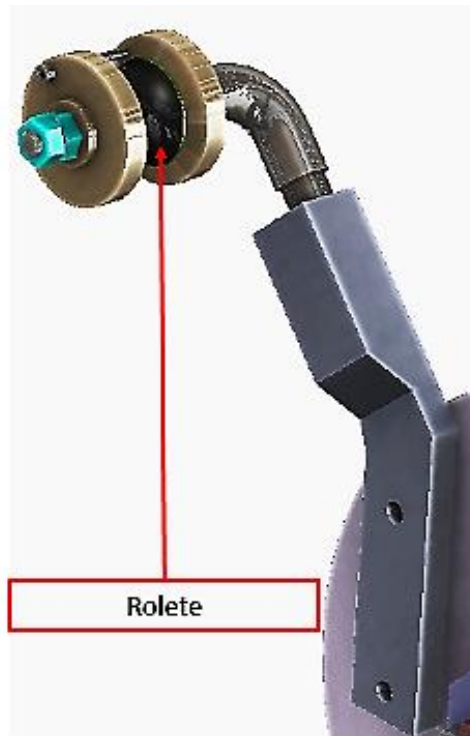


Figura 120 – Constituição do braço da cabeça da máquina (modelação 3D Solidworks®).

Posteriormente, o arame atravessa as duas guias estrategicamente instaladas sobre a cabeça e finalmente vai de encontro aos rolos laminadores, os quais o irão conformar até que o mesmo possua a espessura pré-estabelecida pela afinação conferida aos rolos. Um dos rolos laminadores detém um sistema de ajuste, uma vez que o veio no qual está inserido pode movimentar-se longitudinalmente, mas sempre no alinhamento do outro rolo laminador. Para tal, é necessário intervir num parafuso sem fim, que irá conferir um determinado curso à caixa móvel que envolve o veio do rolo laminador, ajustando desta forma a proximidade e contacto entre os dois rolos (Figura 121). Depois de o arame estar devidamente espalmado, possuindo a espessura pretendida, este é conformado pela fieira, que por sua vez possui um formato semicircular que dará a configuração final ao arame. O arame, ao ser conformado, é simultaneamente enrolado sobre o tubo interior, que se encontra nesse instante situado na extremidade de um orifício existente à saída da cabeça, alinhado com a fieira (Figura 122).

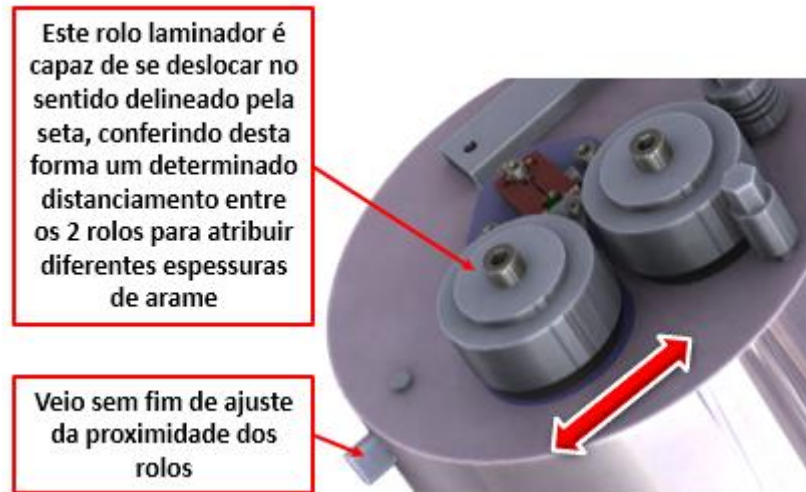


Figura 121 – Sistema de ajuste do rolo laminador que confere a espessura final do arame (modelação 3D).

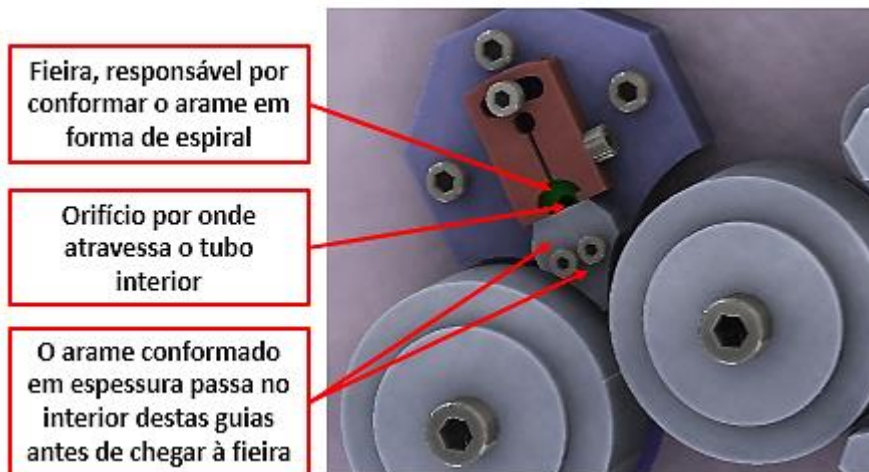


Figura 122 – Zona da cabeça onde o arame é conformado para obter a sua forma final – forma espiralada.

Deve-se garantir uma boa distribuição do arame sobre a bobina e também um ajuste adequado do braço da cabeça sobre a mesma para que, tanto a bobina como o braço não se danifiquem, isto é, caso o braço não esteja bem ajustado implicará, ao retirar o arame, este embater na bobina, o que fará com que aos poucos esta fique sem parte do material que a constitui.

Os dissipadores de calor atuam por intermédio de resistências, que fazem a dissipação da energia térmica devido à frenagem gerada entre a cabeça e os rolos laminadores. Estes, como se movimentam angularmente no sentido oposto ao movimento da cabeça, criam momentos que geram frenagem entre estes dois componentes, a qual é posteriormente dissipada sob a forma de calor pelos dissipadores. Quanto maior for a velocidade praticada pela máquina, maior

será a frenagem entre os elementos em questão e, conseqüentemente, maior será temperatura a dispersar pelos dissipadores de calor.

Depois do arame ser conformado e enrolado sobre o tubo interior, perfazendo a forma de espiral, este passa pelo interior do parafuso de fixação da bobina, que por sua vez foi concebido de modo a possuir um orifício na sua linha de eixo com esse propósito (ver Figura 123). Posteriormente, a espiral atravessa o veio central (Figura 126 e Figura 127), que assenta em quatro rolamentos de esferas. A bobina está alojada numa das extremidades do veio central, nomeadamente na zona onde este apresenta uma configuração cônica (Figura 124). Por outro lado, na extremidade oposta deste veio dá-se a saída da espiral metálica laminada, ou seja, é nesta fase que se pode dar como concluído o processo de fabrico deste produto (Figura 125).

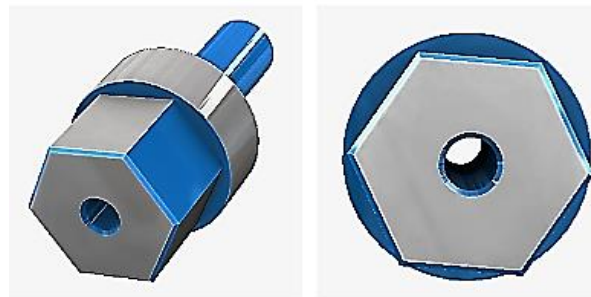


Figura 123 – Parafuso de fixação da bobina sobre o veio central (modelação 3D Solidworks®).

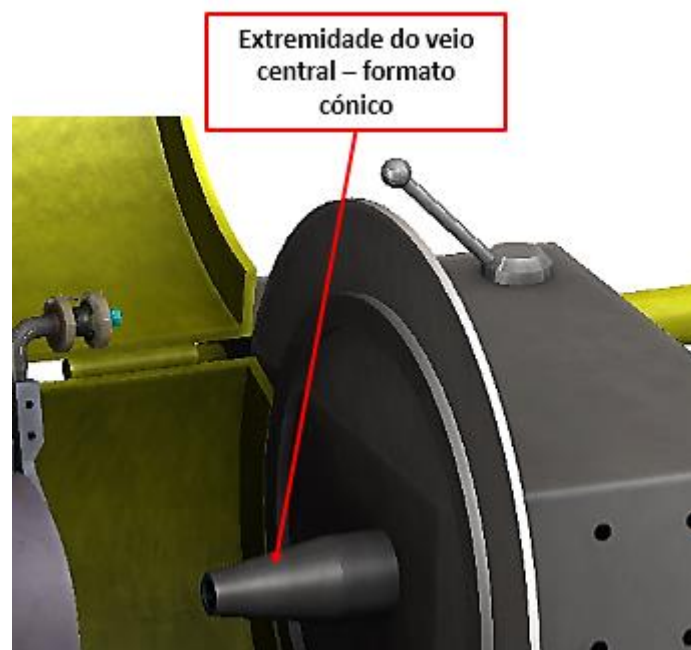


Figura 124 – Configuração da extremidade do veio central que suporta a bobina de arame pré-laminado.



Figura 125 – O veio central vai de encontro ao orifício da blindagem do tensor mecânico e travão elétrico de emergência (modelação 3D Solidworks®).

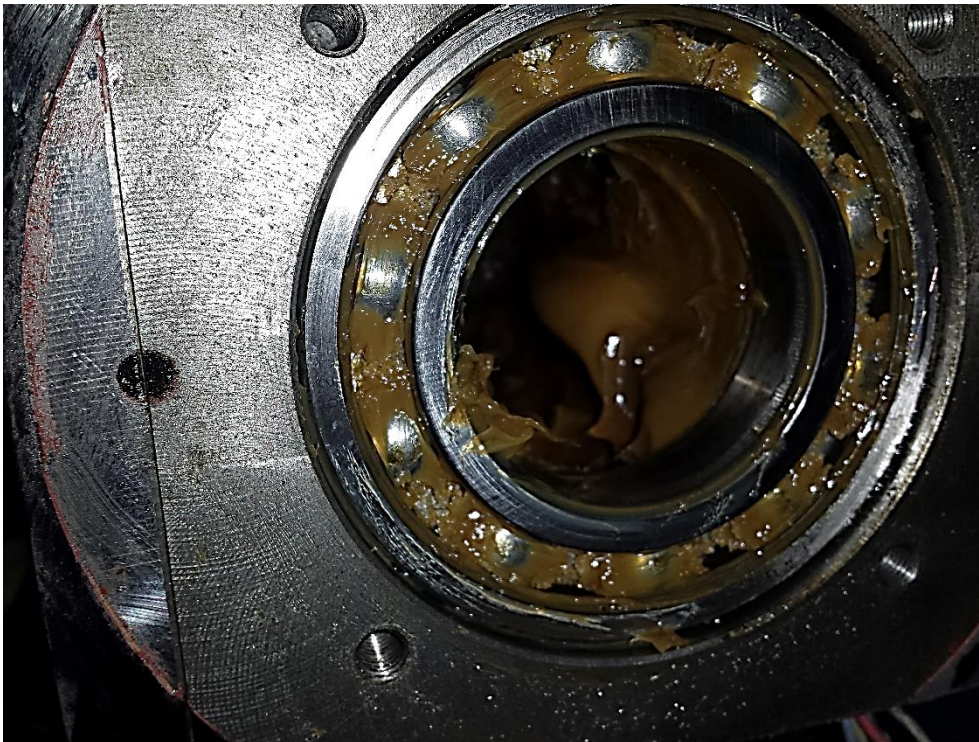


Figura 126 – Aspeto da cavidade interna do carro deslizante, onde se aloja o veio central.



Figura 127 – Configuração do veio central existente nas máquinas de produção de espiral metálica.

O tensor mecânico e o travão elétrico de emergência operam da seguinte forma: cada um destes sistemas possui um veio, cuja extremidade agrega uma polia que transmite o movimento de um conjunto para o outro por intermédio de uma correia. O travão elétrico encontra-se acoplado ao veio central e roda solidário com este (Figura 128), que por sua vez adquire previamente movimento angular que é transmitido pelo movimento de rotação da bobina, proveniente do movimento angular que advém da cabeça da máquina. Nesse instante, o movimento rotativo é transmitido ao tensor mecânico que se encontra acoplado a um veio de menor dimensão.

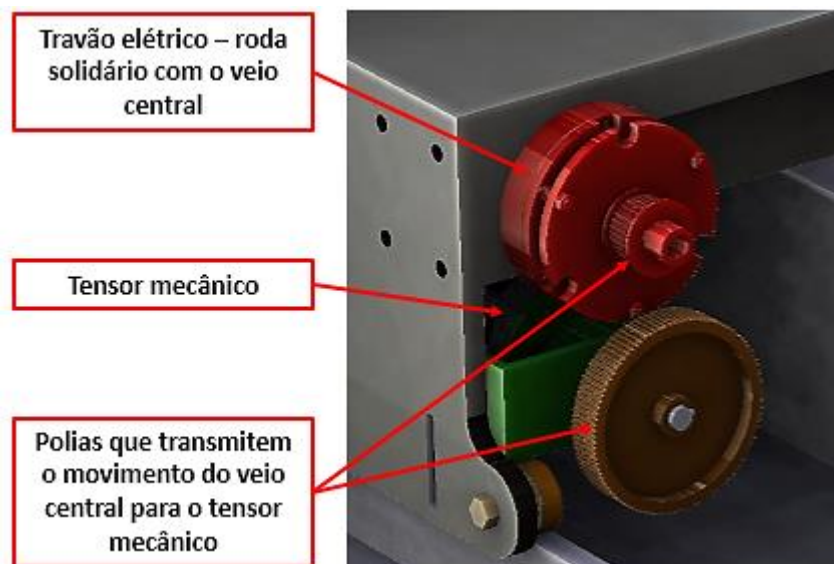


Figura 128 – Localização do travão elétrico de emergência e tensor mecânico na máquina (modelação 3D Solidworks®).

A função do travão elétrico consiste em travar a bobina até que esta se imobilize por completo, em casos de emergência, como por exemplo falhas/cortes de corrente elétrica. O seu modo de funcionamento é bastante simples: enquanto houver passagem de corrente elétrica, o travão de emergência encontra-se estacionário. Aquando da ausência de corrente, o travão atua sobre o veio central, conferindo-lhe um momento de frenagem através de um sistema de *ferodos* que vão de encontro ao mesmo, de modo a que este retenha o movimento em poucos segundos. Consequentemente, a bobina, que gira solidariamente com o veio central, também ficará imobilizada.

O tensor mecânico (Figura 129), tal como o nome indica, desempenha o papel de conferir uma determinada tensão sobre a bobina, aquando do funcionamento contínuo da máquina, isto é, o tensor imprime um certo binário de travagem que irá abrandar o movimento angular da bobina.

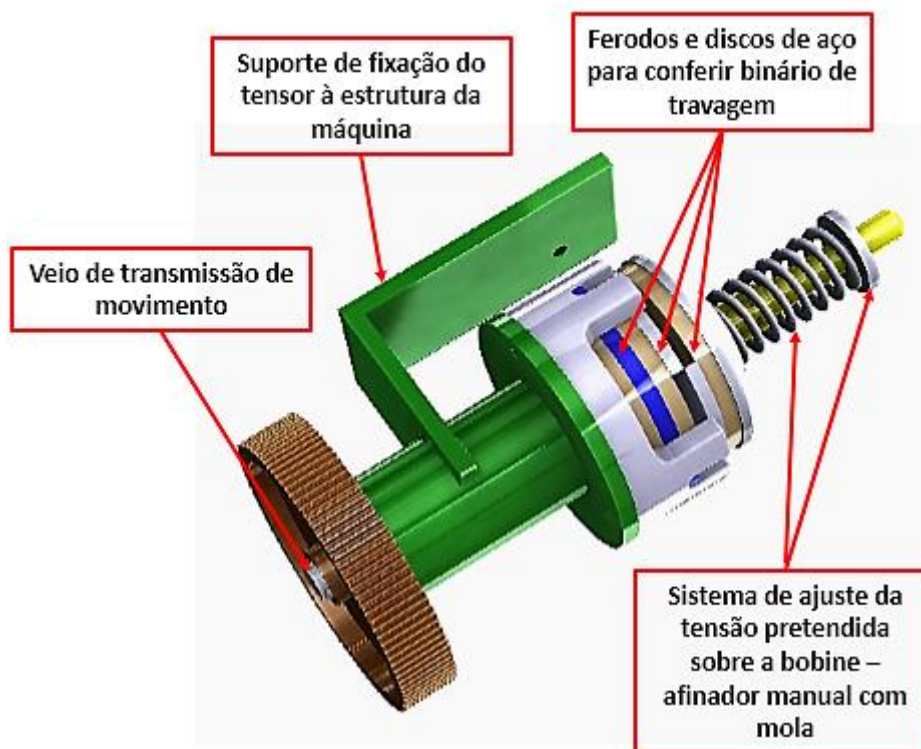


Figura 129 – Tensor mecânico existente nas máquinas de produção de espiral metálica (modelação 3D Solidworks®).

A presença deste tensor possui como objetivo, impedir que a bobina atinja uma velocidade angular maior do que a da cabeça da máquina, caso contrário o arame pré-laminado existente na bobina iria ser desenrolado mais rapidamente, do que a velocidade de recolha do mesmo por parte da cabeça. Ou seja, o arame acaba por sair fora da bobina e naturalmente poderá entrar em contacto com os restantes órgãos mecânicos que se encontram no interior do tambor, que

por sua vez estão munidos de movimento angular. Caso esta situação se verifique, a paragem da máquina estará iminente, uma vez que o arame poderá entrelaçar-se sobre os respetivos componentes, suspendendo o funcionamento do equipamento. Em certos casos, se a cabeça da máquina não bloquear e continuar a retirar arame, mesmo que este esteja totalmente disperso no interior do tambor, o funcionamento em contínuo nestas condições poderá levar ao rebentamento do próprio arame e em alguns casos, à deterioração dos elementos mais débeis que constituem a cabeça.

A Figura 130 ilustra a vista em corte pelo eixo, onde se dá o processamento da espiral de uma máquina eletronicamente modificada.

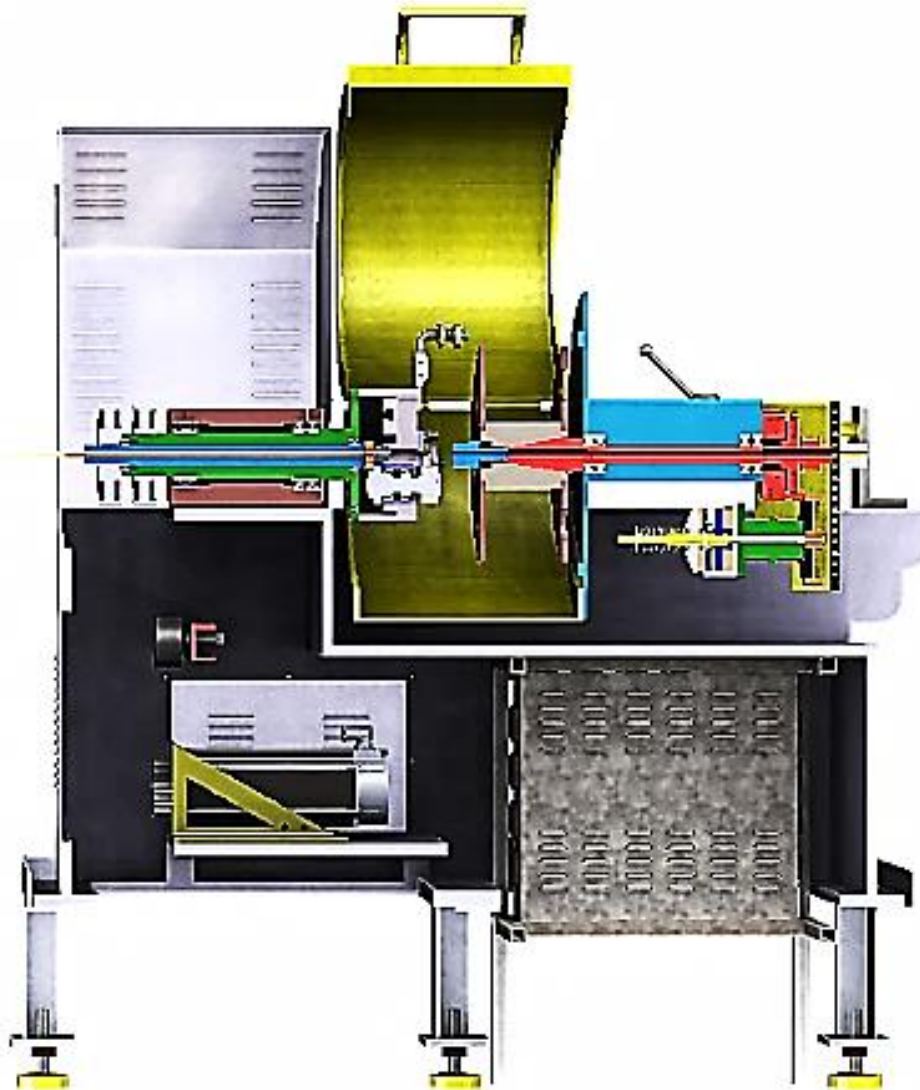


Figura 130 – Vista em corte de uma máquina de produção de espiral, eletronicamente modificada (modelação 3D Solidworks®).

A Figura 131 e a Figura 132 apresentam vistas em corte, associadas aos componentes que fazem parte integrante do equipamento em análise.

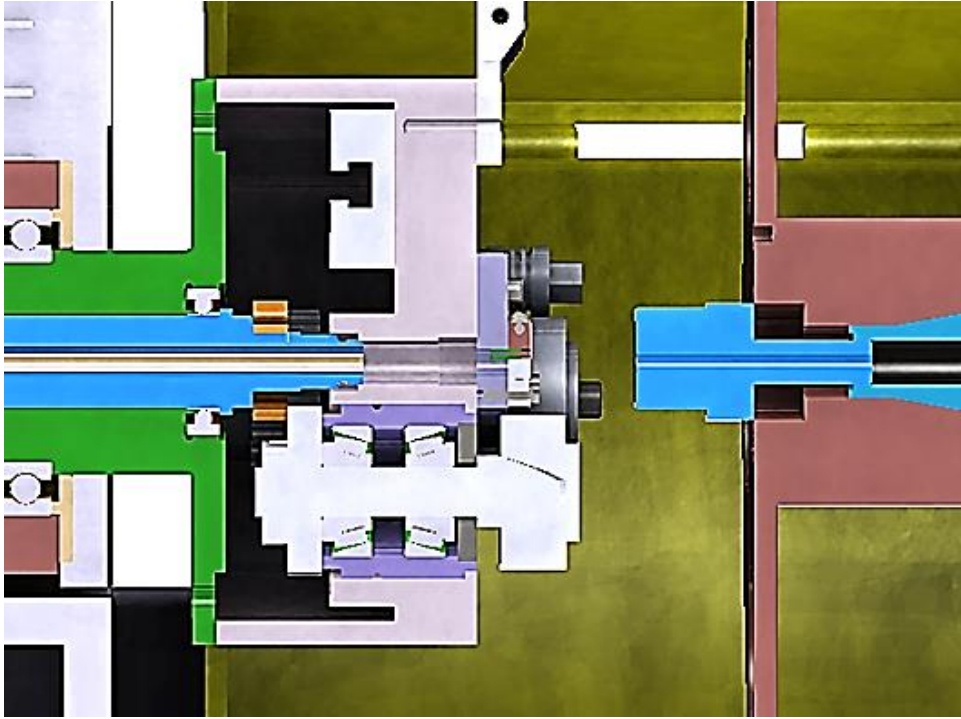


Figura 131 – Vista em corte da cabeça da máquina para visualização dos respectivos canais de passagem do tubo interior e zona de conformação do arame em espiral (modelação 3D Solidworks®).

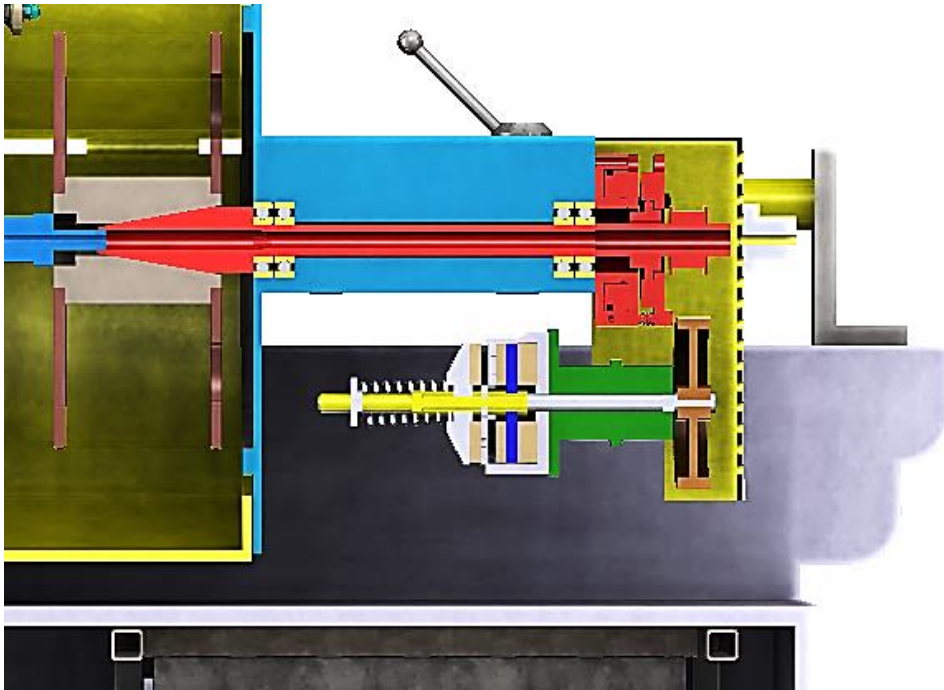


Figura 132 – Vista em corte da parte frontal da máquina para visualização dos componentes que se localizam nesta zona (modelação 3D Solidworks®).

3.4 Identificação e caracterização do problema

Este capítulo expõe, numa primeira abordagem, os problemas observados nas máquinas de fabrico de espiral. Podendo estes ser mais ou menos relevantes, esta temática foca-se acima de tudo, na observação dos equipamentos e no comportamento que estes possuem durante um determinado período de tempo. A fim de determinar, enumerar e caracterizar as anomalias sentidas no terreno, optou-se por registar nesta fase os componentes que poderão ser potenciais causadores de problemas nas máquinas, sendo estes analisados com maior detalhe nos capítulos seguintes.

3.4.1 Identificação dos problemas

Como já foi referido no ponto 3.1 da presente dissertação, faz parte dos objetivos propostos pela empresa, a implementação de ações de melhoria que incrementem a produção horária de espiral metálica. O levantamento das anomalias surgidas nas máquinas levou a agrupar os problemas observados em três categorias. Tais problemas, por sua vez, contribuem para o incremento da amplitude de vibração e temperatura nos equipamentos, assim como a sua integridade estrutural e dinâmica. Os problemas sentidos possuem fontes externas e internas à máquina em análise (Figura 133).

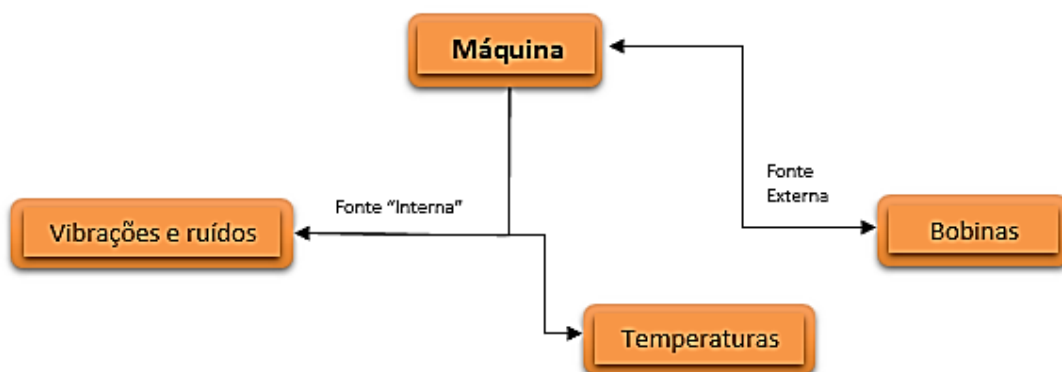


Figura 133 – Identificação dos problemas existentes nas máquinas de produção de espiral.

A Figura 133 apresenta os principais problemas que incidem nos equipamentos em análise. Estes problemas são certamente gerados por inúmeras falhas existentes nas máquinas, sendo necessário proceder, em certos casos, a análises mais detalhadas a determinados órgãos que constituem o equipamento em questão.

Numa primeira abordagem, serão caracterizados os problemas que ocorrem com maior frequência, podendo estes afetar direta ou indiretamente o estado das máquinas, tanto a nível estrutural, como dinâmico. A estabilidade de qualquer máquina, nomeadamente estando esta livre de quaisquer amplitudes de vibração potencialmente perigosas para o seu bom funcionamento, bem como as temperaturas desenvolvidas pelos seus dispositivos internos, são parâmetros que irão influenciar o seu regime de trabalho em contínuo e a longevidade dos componentes associados às mesmas. Caso tal não se verifique, alguma anomalia estará presente no equipamento, podendo esta causar danos estruturais no sistema, que poderão provocar a sua paragem devido a uma possível avaria. Numa segunda abordagem, serão analisados os elementos que à partida contribuem de forma mais severa para a degradação e instabilidade das máquinas, caso estes porventura, se encontrarem em mau estado de utilização.

3.4.2 Caracterização dos problemas

De um modo mais simplificado, também foram estipulados os principais problemas, de acordo com um diagrama de causa e efeito (*Ishikawa*), que poderá ser observado na Figura 134, explicitando as principais fontes de problemas que impossibilitam as máquinas de atingir velocidades de funcionamento mais elevadas.

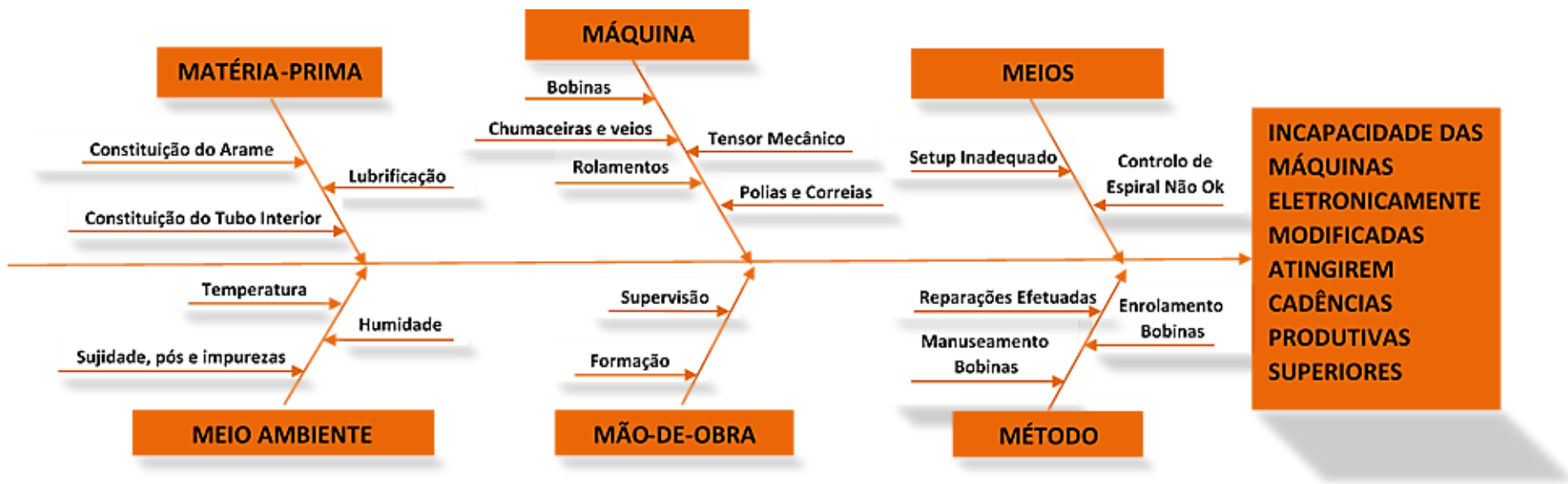


Figura 134 - Diagrama de causa e efeito realizado com o intuito de identificar e caracterizar os problemas sofridos pelas máquinas de produção de espiral metálica.

3.4.2.1 Vibrações e ruídos (fonte interna)

A presença de elevadas amplitudes de vibração em alguns pontos das máquinas é uma das principais causas que impossibilita o aumento da sua velocidade de funcionamento e, conseqüentemente, o aumento da produção horária de espiral. Estas vibrações podem também condicionar o estado da espiral, ou seja, se as amplitudes de vibração presentes na máquina possuírem uma elevada intensidade, estas poderão desalinhar ligeiramente alguns órgãos mecânicos, principalmente a cabeça do equipamento e o veio central onde está fixa a bobina. Como resultado, a espiral poderá apresentar um ângulo de encurvadura ligeiramente superior. Contudo, tal facto pode ser atenuado através da regulação de um potenciómetro que confere a torção da espiral e que se depara no painel de controlo existente no quadro eléctrico.

Geralmente, quando os equipamentos possuem componentes rotativos com geometrias cilíndricas e cónicas, a existência de fenómenos vibratórios é quase garantida, isto porque no que concerne a veios, chumaceiras e outras peças com geometria de revolução, a sua concepção, por mais rigorosa que seja, acaba sempre por não garantir uma distribuição de massas uniforme ao longo de todo o comprimento do elemento em questão. Além disso, a presença de excentricidades neste tipo de componentes também é frequente. À *posteriori*, o estado destes componentes tende-se a agravar consoante o número de ciclos realizado durante a sua vida útil, assim como a sua montagem, isto é, caso não seja adotada uma metodologia que promova um bom alinhamento após a montagem dos mesmos, a sua longevidade estará severamente comprometida.

Por vezes, o ruído acaba por surgir em detrimento da vibração sofrida por um determinado conjunto e vice-versa, uma vez que estes dois parâmetros criam em simultâneo várias perturbações no meio envolvente. O ruído emitido por um certo componente poderá causar certas oscilações a elementos que se encontrem na sua vizinhança, perturbando assim a sua posição de equilíbrio. Quanto maior for a intensidade acústica debitada por um órgão mecânico, maior será a perturbação que este irá causar em seu redor. O mesmo acontece aquando da presença de amplitudes vibratórias, podendo estas provocar ruído, resultado dos atritos gerados entre diversas peças que chocam entre si, por se encontrarem estática ou dinamicamente instáveis (fora da sua posição de equilíbrio).

Os fenómenos acústicos e vibratórios estão, portanto, interligados entre si: a presença de um deles num determinado sistema, poderá dar origem ao aparecimento do outro.

Após uma análise mais pormenorizada deste tipo de máquinas, foi possível constatar que as principais fontes geradoras de vibração e ruído são provocadas pelos seguintes componentes:

- Servomotores;
- Rolamentos;
- Correias;
- Cabeça da máquina;
- Veios;
- Polias e tensores;
- Apoios da estrutura da máquina inapropriados.

De notar que só foram consideradas fontes internas associadas ao equipamento, pelo que fatores externos como, por exemplo, a introdução de bobinas, não foram considerados.

Os componentes acima mencionados serão alvo de uma aprofundada análise nos capítulos seguintes.

3.4.2.2 Temperaturas (fonte interna)

Este parâmetro influencia negativamente o bom funcionamento da máquina, uma vez que a presença de temperaturas elevadas nos componentes integrantes poderá ditar uma queda da longevidade dos mesmos e comprometer o funcionamento em contínuo do equipamento. Quanto maior for o número de avarias associado a um determinado componente, maior será o número de paragens não programadas das máquinas para a realização das respetivas ações de manutenção. A eficiência de uma máquina depende do número e duração das paragens não previstas ao longo de um determinado período de tempo. Seria extremamente relevante, averiguar se um determinado componente em elevado estado de degradação cedeu prematuramente devido à temperatura propagada por certos órgãos mecânicos. Contudo, até ao momento, não se consegue avaliar qual o impacto que a elevada temperatura inflige nos componentes que incorporam as máquinas, em comparação com outros problemas já mencionados.

Não se conhece uma forma para determinar quando um componente irá entrar em modo de falha devido à presença de temperaturas elevadas, podendo apenas existir um controlo mais apertado sobre certos órgãos, através da implementação de alguns sensores de temperatura em pontos estratégicos da máquina. Adicionalmente, e de forma a evitar a instalação de tais sensores, poderá atuar-se diretamente na fonte geradora de calor e tentar minimizar a temperatura emitida pela mesma.

Uma temperatura excessiva poderá causar:

- Desgaste prematuro dos rolamentos;
- Desgaste prematuro dos *ferodos* do tensor mecânico, sendo este componente bastante crítico, pois trata-se de uma das principais causas de paragem das máquinas por avaria;
- Danos nos sistemas elétricos, que são suscetíveis a este parâmetro;
- Danos noutros componentes em geral, causando a diminuição da sua vida útil.

Após uma segunda abordagem sobre a máquina, detetou-se que as principais fontes geradoras de calor são provocadas pelos seguintes componentes:

- Servomotores;
- Dissipadores de calor;
- Tensor mecânico.

3.4.2.3 Bobinas (*fonte externa*)

As bobinas são os elementos introduzidos no interior das máquinas de produção de espiral. Estas são responsáveis pelo acondicionamento do arame, após este ter sido previamente pré-conformado pelas máquinas laminadoras e enroladoras de arame. O arame depositado na bobina será depois desenrolado pela cabeça da máquina, sendo posteriormente conformado em espessura pelos rolos laminadores, apresentando depois uma forma curvilínea por intermédio da fieira, graças à configuração que esta possui.

O arame existente nas bobinas, quando mal enrolado, é uma fonte geradora de vibração adicional ao sistema, devido à não uniformidade da massa acondicionada em torno da bobina. Contudo, como se trata de uma fonte externa, este parâmetro é sempre variável de máquina

para máquina, assim como todo o seu processo de enrolamento, que depende da afinação gradual que o operador de máquinas confere e da respetiva supervisão durante o período de tempo em que o arame está a ser enrolado sobre a bobina. Por ser um fator não constante, optou-se por englobar a temática das bobinas num tópico à parte, em conjunto com a análise estrutural do equipamento, que será abordado *à posteriori*.

Os principais problemas relacionados com as bobinas são os seguintes:

- O estado global da bobina, no que concerne aos empenos que estas costumam apresentar;
- Quantidade de arame colocado, pois poderá condicionar a velocidade de funcionamento da máquina, se este estiver em excesso;
- Distribuição irregular do arame sobre a bobina;
- Tensão de enrolamento do arame sobre a bobina, que poderá originar arame “solto” e facilmente poderá desenrolar-se da bobina, se a tensão conferida for insuficiente.

3.4.3 Determinação dos problemas mais críticos

Numa primeira abordagem e de todos os problemas acima citados, aqueles que se julgam mais críticos para o bom funcionamento da máquina são:

- Cabeça do equipamento;
- Rolamentos;
- Apoios;
- Tensor mecânico;
- Bobina.

Uma análise mais aprofundada ao equipamento terá início, através do estudo dos componentes acima aludidos e através dos resultados obtidos, poderá constatar-se qual será a contribuição que cada um destes desempenha sobre todo o sistema. Para tal, deve-se ter em linha de conta que durante toda essa fase, poderão ser analisados outros elementos da máquina, que nesta primeira abordagem não foram considerados como relevantes para as falhas existenciais observadas durante o referido período de tempo.

Por vezes, as principais fontes geradoras de vibração, ruído e temperatura surgem com a presença de outras fontes menos intensas, mas igualmente nefastas para os equipamentos e que, em número, contribuirão para uma maior instabilidade estrutural e dinâmica. Nesse âmbito, é imprescindível analisar praticamente todos os órgãos que integram as máquinas de fabrico de espiral metálica, pois apenas desta forma, se poderão alcançar resultados verosímeis quanto aos problemas detetados nas mesmas, assim como os principais componentes causadores de tais anomalias e o impacto que estes provocam na eficiência dos equipamentos.

3.4.3.1 Problemas tipicamente comuns na cabeça da máquina

Este componente foi considerado um dos principais elementos propícios à geração de fenómenos vibratórios, uma vez que a cabeça da máquina, para além de ser concebida sobre um bloco cilíndrico devidamente maquinado, é constituída maioritariamente por outras peças com geometria de revolução, tais como veios, rolos laminadores, rolete do braço rotativo, engrenagens e rolamentos. Sendo esta peça da máquina, toda ela agregada por elementos de carácter cilíndrico, é expectável a existência de imperfeições geométricas em cada componente que levem à presença de ligeiras excentricidades, bem como possíveis desequilíbrios e desalinhamentos associados. Outros desalinhamentos poderão surgir se os conjuntos em questão forem montados indevidamente. Todos estes fatores em simultâneo surtirão uma certa instabilidade à máquina, através da geração de amplitudes de vibração que poderão colocar em causa a integridade estrutural do equipamento. Adicionalmente, alguns desequilíbrios e desalinhamentos podem influenciar negativamente o fabrico da espiral metálica, nomeadamente, se os veios detentores de tubo interior e espiral forem intensamente fustigados por estes fenómenos.

É extremamente complicado conceber uma peça com geometria de revolução sem esta possuir uma ligeira excentricidade sobre o seu próprio eixo, assim como apresentar um equilíbrio mássico uniforme visto que, como as densidades de um determinado material nunca são exatamente as mesmas, muito dificilmente uma peça possuirá a mesma distribuição de massas ao longo de todo o seu volume. Quando esta for submetida a diversas rotações, os efeitos da excentricidade serão mais elevados, consoante o aumento da velocidade angular do objeto e se a distribuição de massas for cada vez menos uniforme, relativamente à percentagem de volume predominante que esta detiver.

A Figura 135 e Figura 136 retratam a configuração da cabeça da máquina e os componentes que a integram.

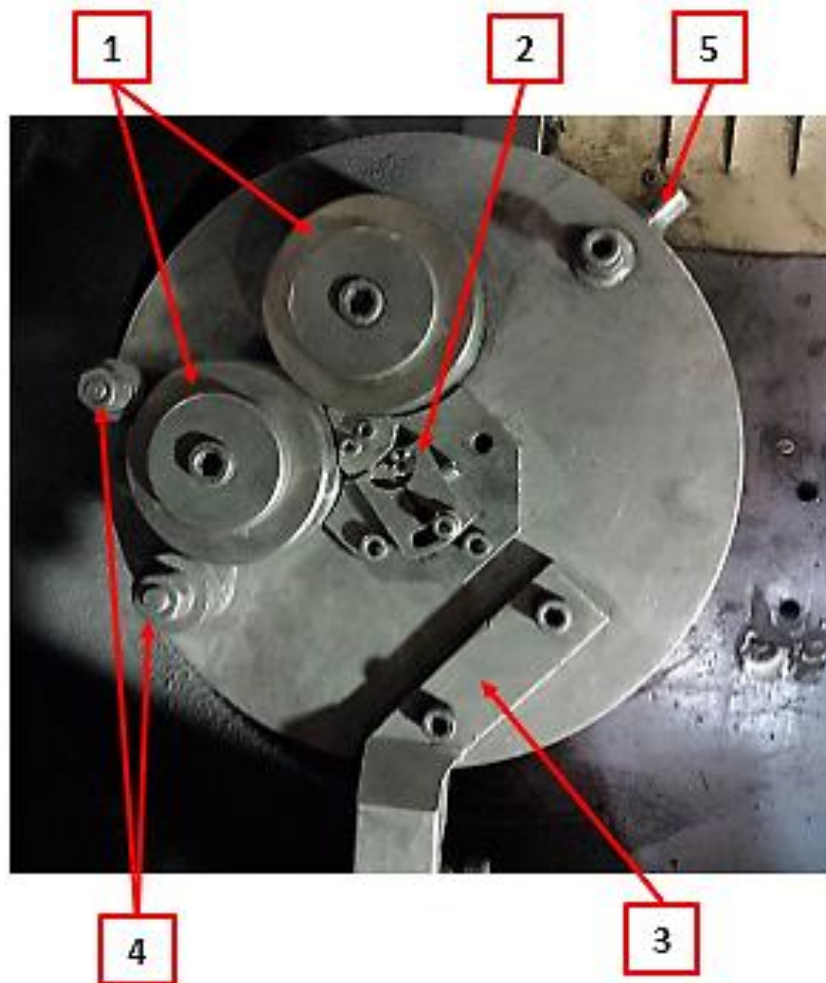


Figura 135 - Vista de frente da cabeça da máquina.

Com base na Figura 135, pode-se visualizar a localização dos rolos laminadores (1) na cabeça do equipamento, assim como a fieira (2), o braço da cabeça (3), as guias de arame (4) e o afinador da proximidade entre os rolos de laminação (5). As funções desempenhadas pelos componentes indicados na Figura 135, já foram cuidadosamente mencionadas no capítulo anterior, relativo ao princípio de funcionamento da máquina de fabrico de espiral eletronicamente modificada.

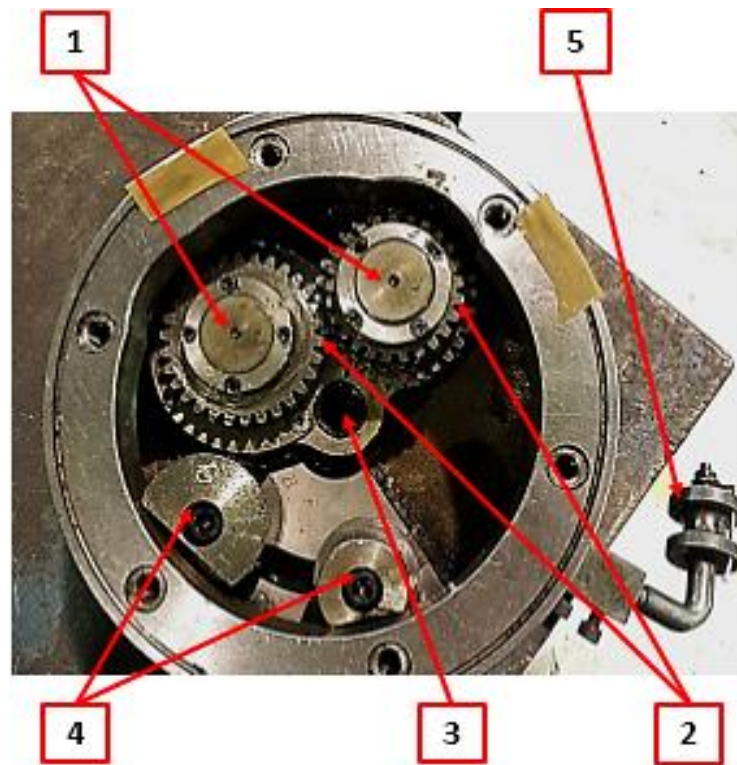


Figura 136 - Vista da retaguarda da cabeça da máquina, onde se encontram os componentes internos que a englobam.

Examinando a Figura 136, é possível identificar a localização dos veios dos rolos laminadores (1) e as engrenagens (2), responsáveis pela transmissão de movimento para os rolos laminadores, por intermédio de uma roda dentada, localizada num dos veios da chumaceira da cabeça, denominada por pinhão de engrenamento. Não sendo este observável na Figura 136, encontra-se contudo, acoplado ao alinhamento do veio por onde circula o tubo interior (3). Ainda referente à Figura 136, podem-se observar os contrapesos (4), cuja finalidade consiste em contrabalançar algumas zonas da cabeça, que possuam uma massa inferior relativamente à que se encontra no extremo oposto. Todavia, se estes elementos não forem corretamente posicionados ou não possuírem a massa adequada, não se tornarão totalmente eficazes no que concerne ao equilíbrio mássico da cabeça e respetivo braço (5).

As avarias associadas à cabeça da máquina e que ocorrem com maior frequência são o desgaste dos rolamentos que sustentam os veios dos rolos laminadores e o desgaste prematuro dos veios, no caso de não ser detetada atempadamente a existência de algum rolamento gripado. Também é frequente a substituição dos rolos laminadores, quando estes sofrem fissuras, atingindo posteriormente um nível de degradação elevado devido ao destaque de pequenos pedaços de material (Figura 137).

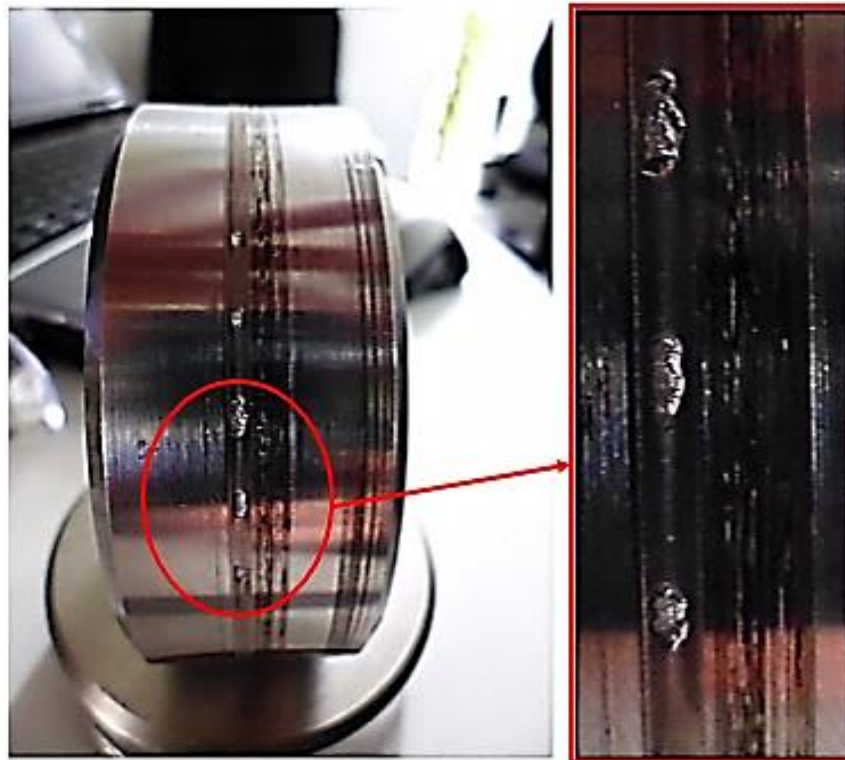


Figura 137 - Rolos laminadores completamente degradados.

Como consequência do desgaste acentuado nos rolos, o arame, ao ser conformado, ficará com uma variação de espessura abrupta devido à ausência de material que deveria perfazer toda a área de contacto entre os rolos e o arame. O fenómeno ocorrido neste componente é designado por *spalling*, que origina o destacamento de pequenos pedaços de material em certas zonas de uma determinada peça. Esta ocorrência poderá advir de vários fatores em simultâneo como, por exemplo, temperaturas e pressões elevadas entre os rolos de laminagem.

Em suma, os fenómenos vibratórios e acústicos estarão sempre presentes na cabeça do equipamento, quer sejam estes muito ou pouco intensos, visto que as peças integrantes deste conjunto são maioritariamente de revolução e como tal, portadoras de excentricidades, desequilíbrios e desalinhamentos associados. O desenvolvimento desta temática será abordado mais adiante, na presente dissertação.

3.4.3.2 Problemas frequentes nos rolamentos

É indispensável a presença de rolamentos em toda a máquina, tendo em conta que este tipo de equipamento possui inúmeros veios. São três os principais problemas que os rolamentos podem sofrer:

1. Temperaturas excessivas;
2. Diversas cargas axiais e radiais, cujas solicitações poderão ser mais intensas consoante a instabilidade da máquina;
3. Montagem incorreta aquando da substituição deste componente.

A rotação de trabalho do rolamento pouco importa neste caso, uma vez que atualmente, no mercado, qualquer rolamento existente neste tipo de máquina suporta um mínimo de 3000 rpm. O regime de funcionamento dito normal obriga a que os rolamentos alojados no interior das máquinas de fabrico de espiral possuam rotações que correspondem aos valores mínimos tabelados pelos fabricantes destes componentes, pelo que está descartada a hipótese dos rolamentos se deteriorarem devido a regimes cíclicos bastante elevados, que no caso das máquinas em questão, rondam velocidades máximas de 3600 rpm.

No caso das cargas axiais atuantes no equipamento, após alguma análise constatou-se que estas são praticamente inexistentes, visto que no respetivo eixo, coincidente com o sentido de movimento da espiral e do tubo interior, não existe qualquer órgão mecânico que exerça uma solicitação axial minimamente intensa e que possa contribuir de forma direta ou indireta para o desgaste do rolamento.

A montagem dos rolamentos é uma etapa extremamente importante durante uma intervenção mecânica, isto porque, na grande maioria dos casos, não se utilizam os meios e recursos necessários para o efeito. Muitas vezes, para encurtar o tempo de paragem das máquinas, tenta-se intervir de forma a perder o mínimo de tempo possível. Contudo, no que toca ao tema dos rolamentos, tratando-se de um elemento crucial para o bom funcionamento de todo o conjunto, o excedente de tempo despendido durante a sua montagem poderá traduzir-se numa vida útil bastante superior, relativamente àquela que teria se o rolamento fosse mal inserido, devido a uma montagem rápida e pouco cuidadosa. De entre os meios e recursos utilizados para a montagem dos rolamentos, destacam-se com a máxima relevância o aquecimento dos mesmos (através de um equipamento específico) para que possam dilatar ligeiramente, sendo assim mais fácil a sua introdução sobre o veio e o alinhamento que estes conferem em relação à chumaceira ou veio, que deverá ser de exatamente 90°.

Em suma, a vida útil dos rolamentos que agregam as máquinas de fabrico de espiral metálica está condicionada pela temperatura, esforços radiais que poderão ser mais ou menos gravosos, em função da amplitude de vibração sofrida pelo equipamento e que serão calculados mais à frente e ainda devido a métodos inadequados de montagem de componentes.

3.4.3.2.1 Identificação e caracterização dos rolamentos

São dezoito, os rolamentos que merecem maior destaque e que se encontram estrategicamente colocados nas máquinas eletronicamente modificadas. Como já anteriormente referido, salienta-se a existência de dois tipos de máquinas de fabrico de espiral metálica laminada. Algumas destas foram alvo de uma modificação a nível dos órgãos mecânicos, responsáveis pela geração e transmissão de movimento, optando-se por reconverter todo o sistema num aglomerado de componentes de cariz eletrónico, que desempenhasse as mesmas funções relativamente ao conjunto de origem, com a particularidade desta alteração permitir um incremento substancial da produção das máquinas. Tal facto não sucedeu, sendo portanto um dos objetivos a atingir após uma profunda análise aos elementos mais críticos do equipamento, seguido de uma série de ações corretivas a realizar. O segundo grupo de máquinas distingue-se das eletronicamente modificadas por não apresentarem quaisquer alterações relativamente aos componentes que agregam de origem.

A Figura 138 e Figura 139 ilustram os diferentes sistemas de geração e transmissão de movimento das máquinas originais e das eletronicamente modificadas, sendo estas últimas as que se encontram em maior destaque, de todo o estudo abordado na presente dissertação, uma vez que a modificação realizada sobre estas não surtiu o efeito desejado e são as únicas máquinas capazes de alcançar velocidades de funcionamento superiores às demais, por possuírem servomotores capazes de adquirir rotações mais elevadas. Esta condição poderá aumentar drasticamente as temperaturas desenvolvidas no interior do equipamento, como também propiciar a geração de amplitudes de vibração mais altas, pelo que as máquinas eletronicamente modificadas tornam-se o núcleo em análise. Caso as ações de melhoria evidenciem uma clara estabilidade de funcionamento a velocidades mais elevadas, a intenção futura passará pela reconversão total de todas as máquinas de origem, já tendo em linha de conta as respetivas ações a tomar, caso o retorno monetário do investimento inicial despendido seja vantajoso e breve.

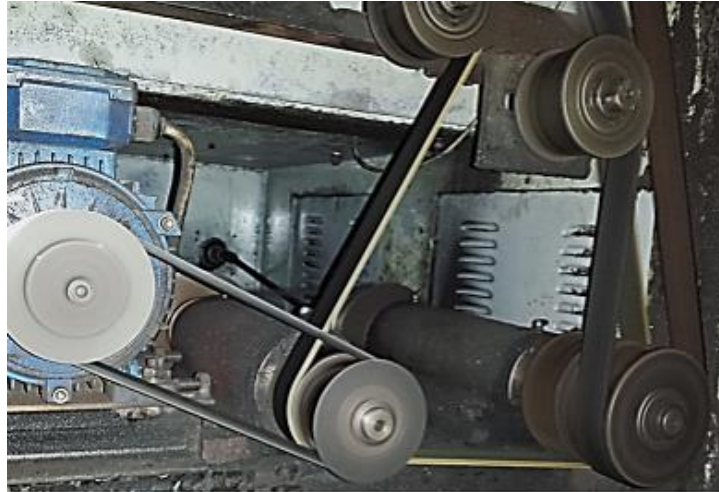


Figura 138 - Sistema original de geração e transmissão de movimento de uma das máquinas de fabrico de espiral metálica.

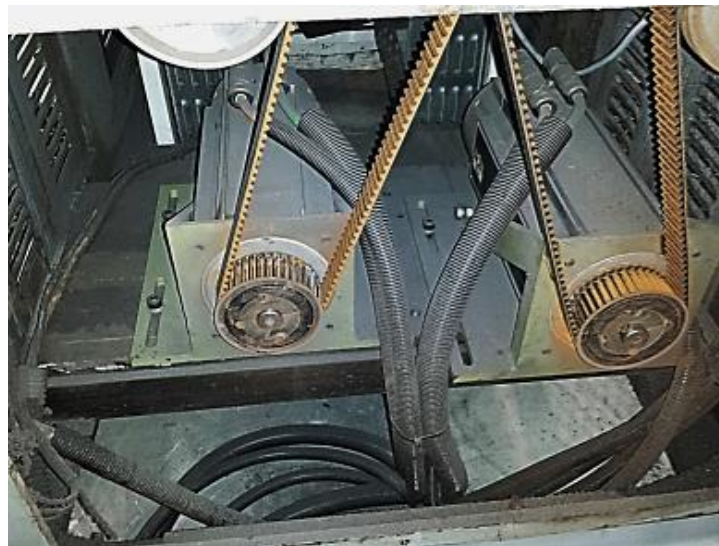


Figura 139 - Sistema de geração e transmissão de movimento eletronicamente modificado, em que os servomotores apresentados são acionados por meio de dois variadores eletrônicos.

Relativamente aos rolamentos existentes nas máquinas eletronicamente modificadas, são utilizados dois de esferas nos tensores de ajuste das correias, que efetuam a transmissão de movimento dos servomotores para a chumaceira da cabeça (Figura 140) e quatro rolamentos de rolos cónicos na cabeça da máquina, estando estes alojados sobre os veios dos rolos laminadores (Figura 141). Para além destes, ainda existem dois rolamentos de esferas inseridos no rolete do braço da cabeça (Figura 141) e um outro, igualmente de esferas, que se encontra no veio por onde atravessa o tubo interior (Figura 142). Nas guias de arame, também está inserido um rolamento do mesmo tipo.

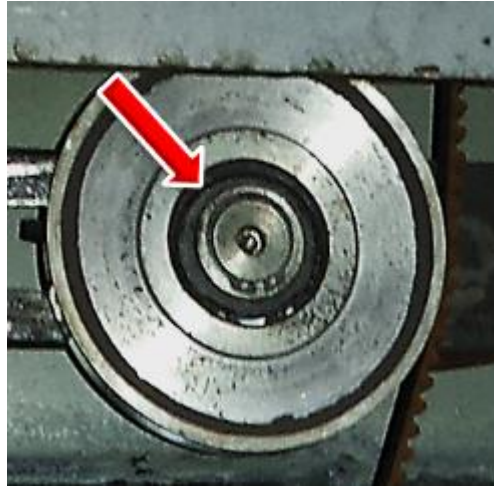


Figura 140 - Localização dos rolamentos de esferas, sobrepostos entre si, num dos tensores das correias.

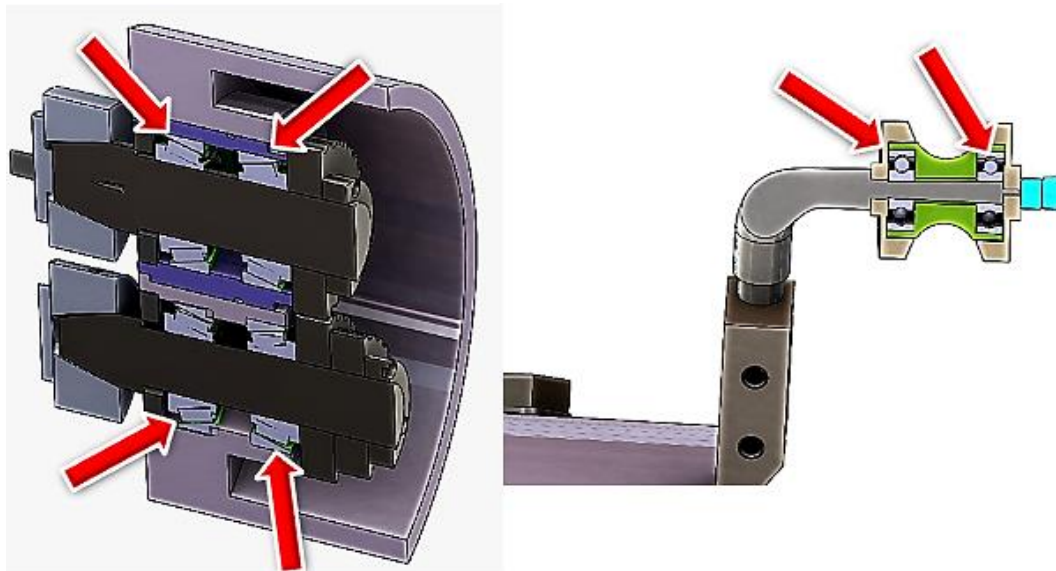


Figura 141 - Vista em corte da cabeça da máquina para visualização dos rolamentos de rolos cônicos (à esquerda) e vista em corte do rolete para observação dos rolamentos de esferas (à direita) (modelação 3D Solidworks®).

No veio central, que se encontra no interior do carro deslizante, localizado entre o tambor da máquina e a blindagem do tensor mecânico, estão alojados quatro rolamentos de esferas, estando dois em cada extremidade do veio (Figura 143) e, por fim, na chumaceira da cabeça, situada no patamar superior ao dos servomotores, são utilizados seis rolamentos de esferas (Figura 142), em que quatro destes estão inseridos sobre o veio responsável pela transmissão de movimento à cabeça e os restantes estão localizados sobre um outro veio de menor diâmetro, responsável pelo acionamento dos rolos laminadores.

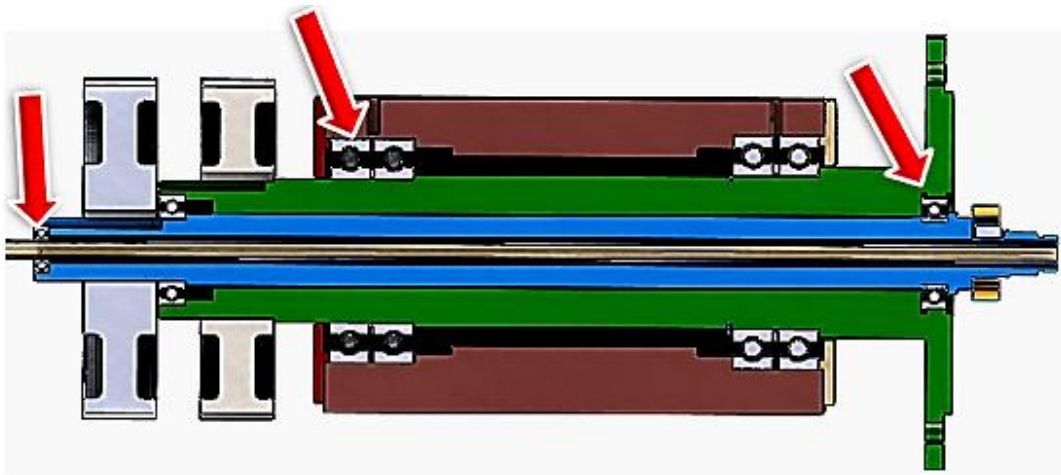


Figura 142 - Vista em corte da chumaceira da cabeça, onde se pode encontrar o rolamento que sustenta o veio por onde atravessa o tubo interior (mais chegado à esquerda) e os rolamentos que sustentam os restantes veios (modelação 3D Solidworks®).

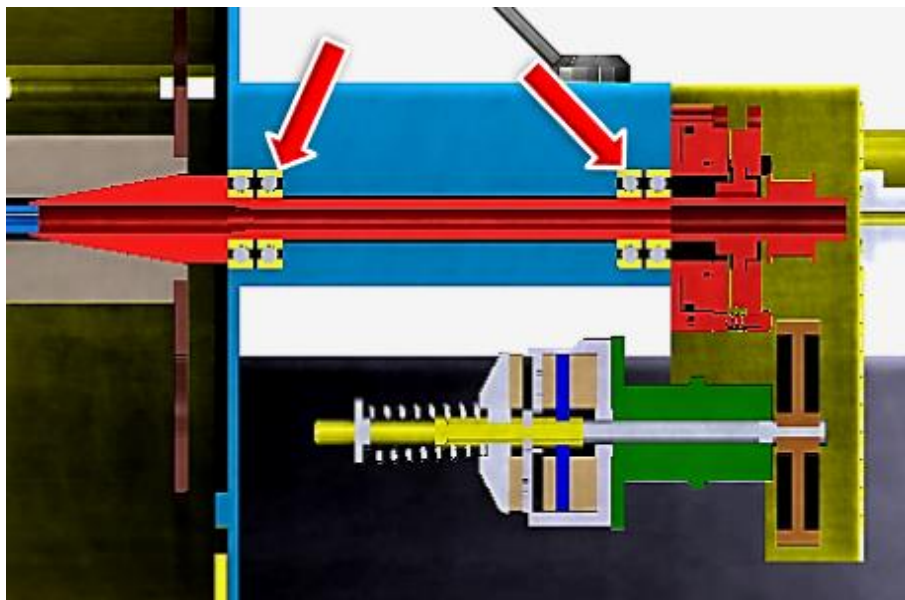


Figura 143 - Vista em corte do veio central, estando os rolamentos de esferas devidamente identificados (modelação 3D Solidworks®).

Do leque de rolamentos que agregam o equipamento produtor de espiral metálica, destacam-se as seguintes referências e fornecedores:

1. Rolamentos de rolos cónicos, com a referência 33007 (Figura 144), utilizados nos veios dos rolos laminadores - Marca SKF;
2. Rolamentos de esferas, com a referência 6000 (Figura 145), utilizados nas guias de arame, rolete do braço da cabeça e veio detentor do tubo interior - Marca SKF;
3. Rolamentos de esferas, com a referência 6306 (Figura 146), utilizados sobre o veio central – Marca SKF;

4. Rolamentos de esferas da marca SKF, com as referências 6007.2Z.C3, 6008.2Z.C3, 6017.2Z.C3 e 6016.2Z.C3, todos eles usados na chumaceira da cabeça.



Figura 144 - Rolamento de rolos cónicos com a referência 33007.

As principais características deste tipo de rolamento são as seguintes (Tabela 14):

Tabela 14 - Características e especificações dos rolamentos 33007 (SKF, 2012).

Estrutura	Rolamento de Rolos Cónicos
Diâmetro Interior (mm)	35
Diâmetro Exterior (mm)	62
Largura (mm)	21
Materiais constituintes	GCr15, GCr15SiMn, G20Cr2Ni4A



Figura 145 - Rolamento de esferas da marca SKF com a referência 6000 (blindagem incluída).

As especificações dos rolamentos 6000 estão explícitas na Tabela 15.

Tabela 15 - Características e especificações dos rolamentos 6000 (SKF, 2012).

Estrutura	Rolamento de Esferas
Diâmetro Interior (mm)	10
Diâmetro Exterior (mm)	26
Largura (mm)	8
Carga Dinâmica Admissível (N)	4620
Carga Estática Admissível (N)	1960
Massa (kg)	0,02



Figura 146 - Rolamento

referência 6306 (blindagem incluída).

de esferas da marca SKF com a

Tabela 16 - Características e especificações dos rolamentos 6306 (SKF, 2012).

Estrutura	Rolamento de Esferas
Diâmetro Interior (mm)	30
Diâmetro Exterior (mm)	72
Largura (mm)	19
Carga Dinâmica Admissível (N)	29000
Carga Estática Admissível (N)	16300
Massa (kg)	0,346

3.4.3.3 Problemas nos apoios

Os apoios de qualquer elemento estrutural são um dos principais componentes que sustentam todo o sistema, uma vez que estes são responsáveis pelo equilíbrio da máquina, tanto estático como dinâmico. Se os apoios não forem os mais adequados para o equipamento em questão, fenómenos nefastos, tais como a presença de amplitudes de vibração elevadas, contribuirão

para a instabilidade da máquina de fabrico de espiral que, por sua vez, poderão interferir com o bom funcionamento dos restantes equipamentos confinantes.

Os apoios das máquinas possuem uma determinada rigidez. Este parâmetro influencia o comportamento do conjunto e propicia a geração de vibrações, caso o valor de rigidez não seja o mais indicado. Para tal, é conveniente que uma máquina detentora de inúmeros elementos rotativos possua apoios com uma determinada taxa de flexibilidade, permitindo assim que todo o sistema apresente um índice de rigidez em conformidade, face à configuração dos elementos que esse sistema agregue.

Após uma breve inspeção aos apoios atuais (Figura 147) que integram as máquinas produtoras de espiral, constatou-se que estes apresentam uma configuração bastante simples, possuindo componentes constituídos maioritariamente por aço. Este formato confere uma rigidez excessiva a todos os conjuntos que incorporam o equipamento.

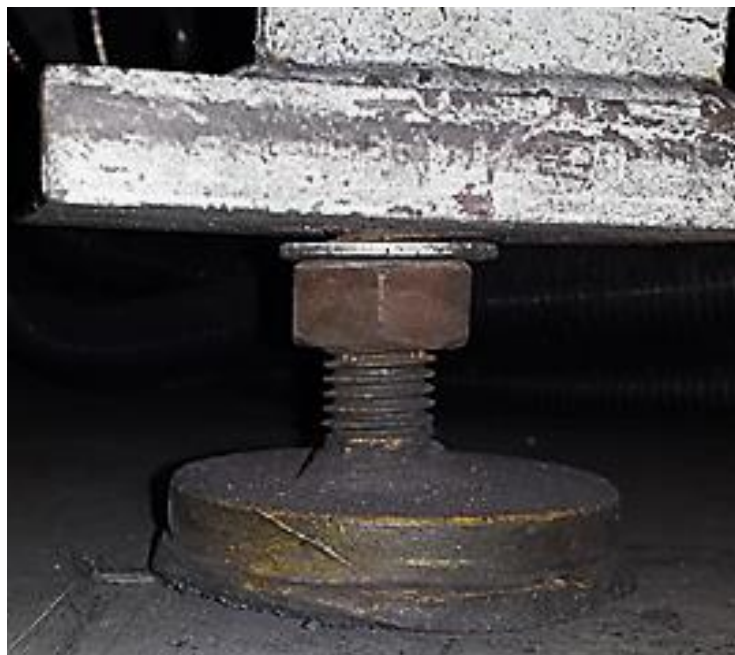


Figura 147 - Aspeto de um apoio que oferece suporte às máquinas de produção de espiral.

3.4.3.4 Problemas particularmente comuns no tensor mecânico

Entre os componentes mais críticos, os tensores mecânicos merecem relevância, pois são responsáveis por muitas paragens não programadas dos equipamentos produtores de espiral metálica. A zona frontal da máquina é composta por este componente e por um outro situado acima deste, designado por travão de emergência. Tanto um, como o outro necessitam de *ferodos* para desempenharem as devidas funções, já previamente mencionadas no capítulo

referente ao princípio de funcionamento do equipamento. De salientar que estes dois conjuntos são os mesmos, no que concerne à constituição das máquinas de fabrico espiral, tanto as originais, como as mais recentes eletronicamente modificadas. Ou seja, no que diz respeito a estes componentes, nunca houve qualquer modificação efetuada. A Figura 148 ilustra a zona frontal de uma das máquinas.

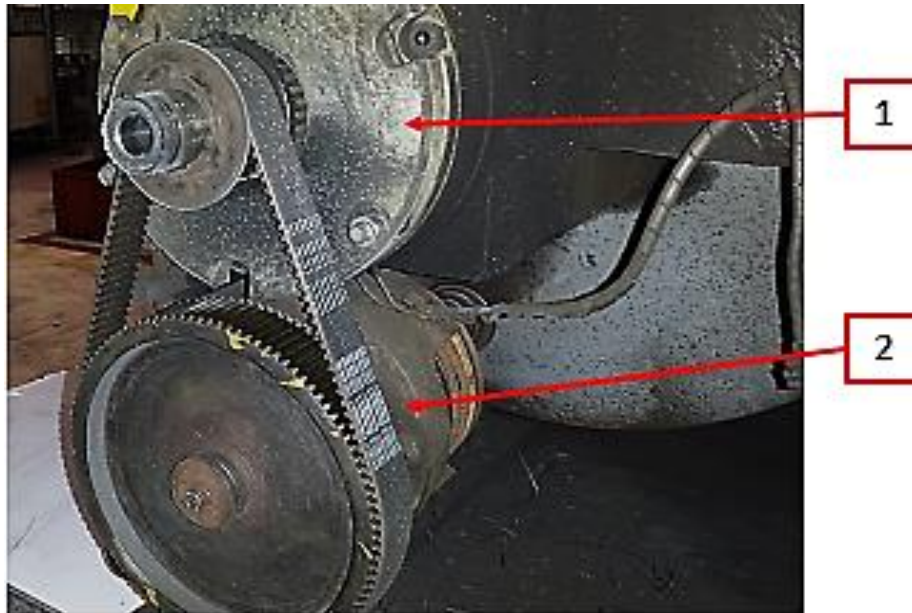


Figura 148 - Travão de emergência (1) e tensor mecânico (2).

O maior inconveniente detetado na utilização de tensores mecânicos reside no funcionamento por intermédio do friccionamento entre *ferodos* e discos, que por sua vez, devido às forças de atrito geradas, criam temperaturas muito elevadas que serão cada vez maiores, consoante o aumento do poder de fricção entre eles. Os *ferodos*, sendo um material de desgaste, acabam também por expelir pós e outras partículas nocivas para o meio envolvente e para os colaboradores.

Tal como anteriormente mencionado, a função do tensor mecânico consiste em oferecer um determinado binário de travagem em relação à rotação da bobina, que por sua vez acompanha a velocidade angular exercida pela cabeça da máquina. A rotação desenvolvida pela bobina não deverá exceder a da cabeça, caso contrário o arame existente na bobina irá desenrolar-se e vai provocar a paragem do equipamento.

Numa primeira abordagem, constata-se que o desgaste dos *ferodos* por ação do atrito, e consequentemente, a ocorrência de temperaturas elevadas é o principal problema existente

nos tensores mecânicos, forçando frequentemente os equipamentos a suspender a sua produção, para que possam ser devidamente intervencionados. Além disso, poderão estar presentes outros problemas que, indiretamente, irão prejudicar o bom funcionamento das máquinas como, por exemplo, o ineficiente e variável binário de travagem da bobina, devido ao conjunto de discos e *ferodos* não produzirem binários constantes ao longo do ciclo de funcionamento do sistema e a libertação de partículas e pó, que posteriormente se depositam por toda a máquina, contribuindo para a contaminação geral de certos componentes e para um significativo aumento da temperatura em certas zonas.

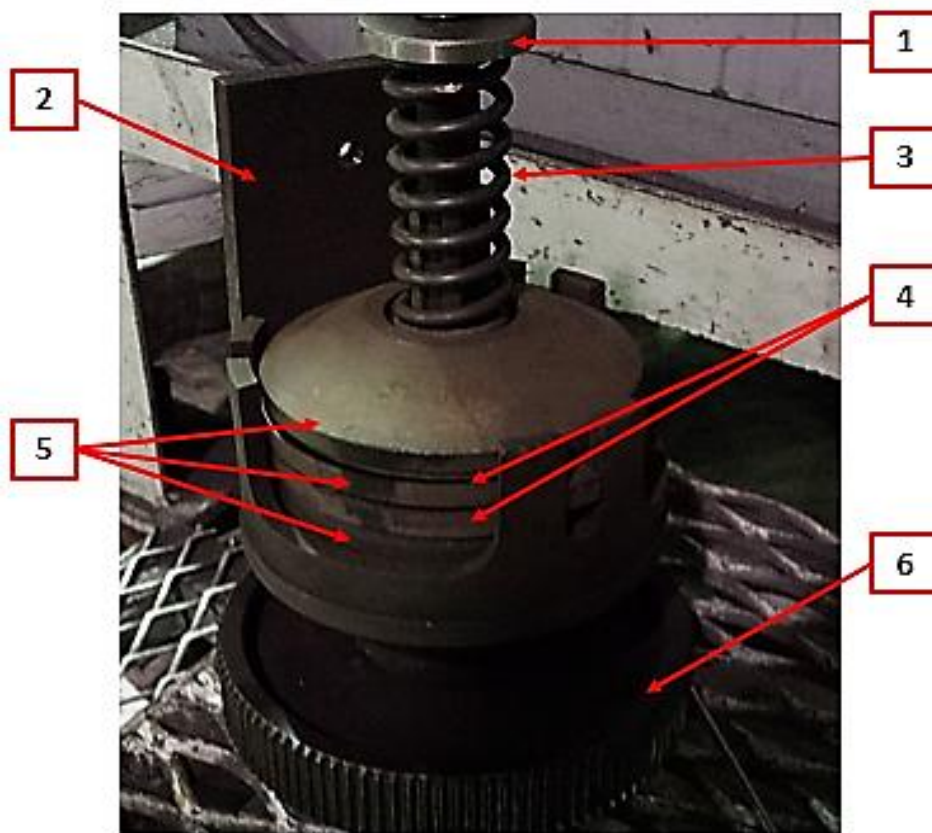


Figura 149 - Constituição do tensor mecânico.

Na Figura 149 são apresentados os principais componentes que agregam o tensor mecânico, entre os quais se englobam o veio e respetivo rolamento no eixo de trabalho do dispositivo. É possível visualizar o disco de afinação do tensor (1), que por sua vez confere uma maior pressão entre os discos e *ferodos* do conjunto, através da redução do curso existente entre o afinador e o disco cónico. De igual modo, pode-se observar o suporte de fixação do dispositivo à máquina (2), a mola que concede uma determinada pressão entre os discos e *ferodos* (3) e os próprios *ferodos* (4), que no total perfazem quatro unidades. Contudo, na Figura 149 não é possível

identificar os restantes dois elementos, uma vez que estes se encontram alojados no interior do suporte de fixação do tensor. É ainda possível visualizar os discos de aço (5). Estes discos possuem diferentes configurações, sendo um deles de formato cónico (o primeiro visto de cima, que se observa na figura), um outro que detém três saliências para encaixe nos rasgos existentes no suporte do tensor e o último é um disco com propriedades dissipativas de calor (disco perfurado e ranhurado). A transmissão de movimento provém da polia do travão elétrico de emergência, que está acoplada à polia do tensor mecânico (6) por intermédio de uma correia.

Quando os *ferodos* se encontram em fim de vida útil, estes poderão apresentar três tipos distintos de desgaste:

1. *Ferodos* totalmente gastos em volumetria (Figura 150) - situação desejada.
2. *Ferodos* vidrados (Figura 151) – Esta situação ocorre quando os *ferodos* são submetidos a pressão e temperatura elevadas durante um grande período de tempo. Em alguns casos, os *ferodos* possuem ainda bastante material para ser consumido, contudo, tal deixa de ser possível, uma vez que a vidragem dos mesmos surge à superfície, ficando esta seriamente lisa e “espelhada”. Como consequência, os discos irão deslizar sobre os *ferodos*, uma vez que estes não oferecem o atrito necessário para que seja produzido binário de travagem à bobina de forma eficiente.
3. *Ferodos* queimados (Figura 152) – este fenómeno advém do aperto excessivo conferido pelo disco de afinação do tensor. A pressão exercida pela mola nos discos é de tal forma elevada que estes, ao friccionarem com os *ferodos*, irão sobreaquecer todo o conjunto e a dada altura, estes poderão colar uns nos outros, visto que as suas superfícies acabam por se fundir com a temperatura. Esta anomalia pode não ser causada apenas devido ao aperto excessivo do afinador, mas também devido ao material constituinte do *ferodo*. A diferença entre este fenómeno e a vidragem dos *ferodos*, consiste na duração até à ocorrência de um destes, ou seja, a vidragem pode demorar dezenas de horas a surgir, enquanto os *ferodos* queimados podem ocorrer em meia dúzia de horas.

Examinando a Figura 150, o *ferodo* ilustrado apresenta um índice de desgaste bastante elevado e conseqüentemente, estará mais vulnerável a sofrer temperaturas superiores quando friccionado pelos discos, acelerando ainda mais a sua deterioração. É neste instante que deverá ser realizada a sua substituição.



Figura 150 - Situação ideal: desgaste completo do *ferodo*.

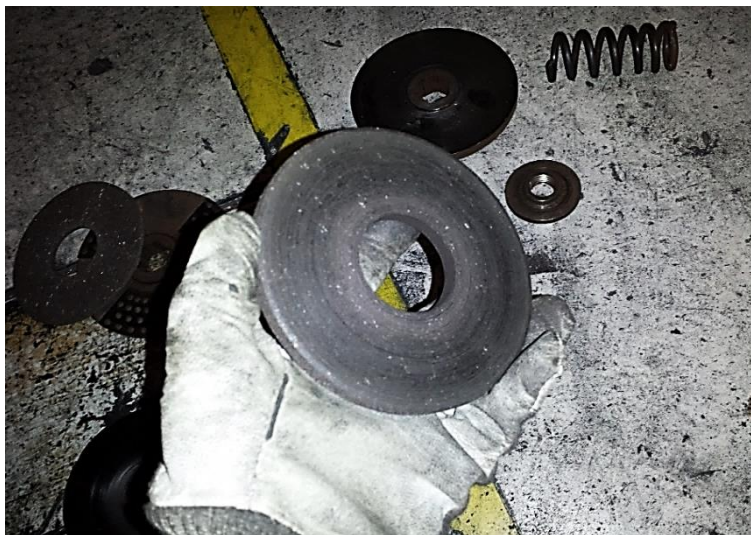


Figura 151 - *Ferodo* vidrado.

A Figura 151 apresenta um *ferodo* vidrado cuja vida útil foi breve uma vez que, ao contrário do *ferodo* apresentado na Figura 150, este ainda possuía bastante material de desgaste, no entanto as superfícies do *ferodo* já não são capazes de aderir aos discos e gerar o atrito necessário para criar o binário de travagem desejado. A solução passa pela substituição do *ferodo* em questão. Já se procedeu por diversas vezes à eliminação das camadas externas deste componente, através da rebarbagem das mesmas. No entanto, esta medida apenas por si só não é suficiente, visto que as superfícies do material acabam por não ficar devidamente lisas, comprometendo assim a área de contacto entre *ferodos* e discos.



Figura 152 - Tensor mecânico com *ferodos* queimados/derretidos.

O problema ilustrado na Figura 152, tanto poderá ocorrer no início, como a meio ou fim da vida útil de um *ferodo*. Tudo dependerá do aperto cedido ao disco afinador do tensor e dos parâmetros de temperatura posteriormente gerados pela fricção entre os *ferodos* e os discos.

Ao se proceder à substituição de um determinado componente que integra o tensor mecânico, deve-se também averiguar meticulosamente o estado dos restantes elementos, nomeadamente os *ferodos* e discos de aço.

São utilizados três tipos de *ferodos* distintos, que divergem pelo simples facto de serem adquiridos por três fornecedores diferentes. Um deles trata-se de um fornecedor chinês, que comercializa o seu produto a menos de metade do preço solicitado pelos restantes dois, contudo, os *ferodos* cedidos por esta entidade são os que geram mais problemas, em grande parte por apresentarem resinas na sua constituição, que provavelmente utilizam para agregar a mistura de materiais realizada durante a sua conceção. Daí que seja fundamental deixar de adquirir o produto deste fornecedor. Por vezes a aquisição de produtos mais baratos acaba por sair mais caro, uma vez que as máquinas suspenderão o seu funcionamento com maior frequência devido a avarias e estarão em jogo custos adicionais associados à reparação das mesmas.

3.4.3.5 Problemas tipicamente comuns na bobina

Este componente poderá ser um dos mais críticos para a instabilidade das máquinas de fabrico de espiral, originando por um lado diversos problemas, tais como a geração ou amplificação das amplitudes de vibração existentes e, conseqüentemente, ruídos acentuados. Por outro lado, pode provocar a paragem repentina dos equipamentos, se o arame presente nas bobinas se encontrar mal enrolado e/ou tensionado, forçando a interrupção do seu funcionamento.

As bobinas podem possuir problemas de cariz permanente (de fabrico) e sazonal, ou seja, problemas derivados ao modo como o arame é enrolado na bobina. Os problemas permanentes dizem respeito às excentricidades e desequilíbrios que as bobinas detêm por serem um componente com geometria de revolução. Assim sendo, estas apresentam distribuições de massa que podem não ser uniformes em torno do seu eixo. As amplitudes de vibração geradas poderão ser mais elevadas, se o gradiente de massas numa determinada zona for maior. Na maioria dos casos, os problemas sazonais advêm do equipamento responsável pelo enrolamento do arame nas bobinas, designado por laminador/bobinador (Figura 153). Esta máquina não está dotada de sistemas que garantam uma elevada precisão e eficiência no enrolamento do arame. Além disso, uma má bobinagem poderá resultar de erro humano, ou seja, a falta de supervisão do equipamento por parte do operador e/ou má afinação do braço esticador do arame podem ser suficientes para que este fique mal enrolado sobre a bobina. O laminador/bobinador desempenha o papel de conferir uma pré-laminagem ao arame e o respetivo enrolamento sobre a bobina.

A elevada quantidade de arame depositada nas bobinas poderá contribuir para uma maior amplitude de vibração gerada no interior das máquinas produtoras de espiral, caso a distribuição de arame não esteja uniforme.

De uma forma geral, pode-se sintetizar os problemas nas bobinas da seguinte forma:

1. Distribuição de massas irregular;
2. Distribuição irregular do arame enrolado nas bobinas;
3. Tensão de enrolamento do arame inadequada;
4. Elevada quantidade de arame, proporcionando uma maior massa dentro da máquina, elevando assim o nível e intensidade das vibrações e ruídos.



Figura 153 - Equipamento laminador/bobinador de arame.

As figuras seguintes retratam os problemas anteriormente mencionados e ainda um exemplo de uma boa distribuição de arame sobre a bobina (Figura 155).

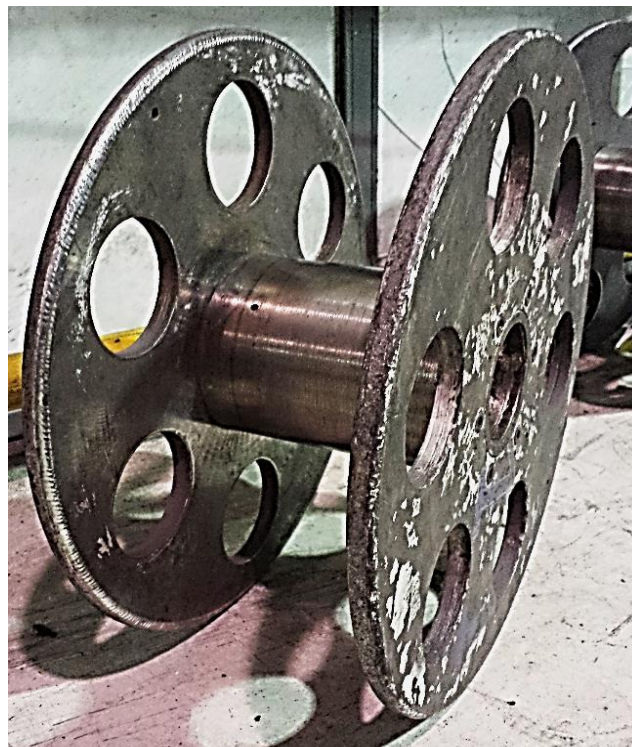


Figura 154 - Bobina vazia – distribuição de massas não é perfeitamente simétrica.



Figura 155 - Boa distribuição de arame sobre a bobina.



Figura 156 - Distribuição irregular de arame na bobina.

A Figura 156 ilustra uma distribuição de arame bastante irregular, concentrando-se em maior quantidade sobre a aba esquerda, enquanto na aba direita o volume deste é muito menor. Enrolamentos como este representado na Figura 156, incrementarão de forma significativa e gravosa as amplitudes de vibração sofridas pelas máquinas, uma vez que o gradiente mássico incidente na bobina é bastante elevado, devido ao volume de arame distinto de uma aba para a outra. Em certos casos, é necessário reduzir a velocidade de funcionamento das máquinas.



Figura 157 - Elevada quantidade de arame nas bobinas.

Por norma, são utilizadas duas cargas distintas para os dois tipos de bobinas presentes nas máquinas de fabrico de espiral metálica. A diferença entre elas está relacionada com a espessura da aba das mesmas, sendo mais espessas as bobinas usadas nas máquinas eletronicamente modificadas, onde se concentrará a maior parte do estudo e análise realizado na presente dissertação. As cotas dimensionais destes dois tipos de bobinas serão cedidas adiante. Nas bobinas com abas mais espessas são utilizadas 10000 espiras de arame, enquanto nas bobinas de aba com espessura menor são usadas 11300 espiras. Estes valores foram estipulados pelos Departamentos de Processos e de Produção, contudo, estas quantidades poderão não ser as mais indicadas para o bom funcionamento dos equipamentos. A Figura 157 apresenta duas bobinas, cujo arame foi enrolado até ao limite das suas abas, ultrapassando claramente o limite

máximo imposto de 11300 espiras. Usualmente, surgem problemas devido à falta de atenção por parte do operador, podendo este por vezes não reparar na quantidade de espiras que o programa do laminador/bobinador tem para executar. Em outros casos, quando a “bobina-mãe”, de onde é retirado o arame para ser pré-laminado, detém pouco material, o operador programa um enrolamento com maior número de espirais sobre a bobina, de modo a rentabilizar as últimas espiras presentes nesta.



Figura 158 - Arame “solto” na bobina (com pouca tensão).

O arame permanece “solto” na bobina (Figura 158) quando este não é bem tensionado. Se o arame não possuir um bom tensionamento, situações ilustradas na Figura 159 e Figura 160 poderão ocorrer, provocando a paragem súbita das máquinas. Em alguns casos, a tampa do tambor, que envolve a cabeça e a bobina, poderá abrir com o impacto gerado pela saída do arame, ameaçando assim, a integridade física dos operadores que se encontram naquela área.



Figura 159 - Arame desenrolado da bobina, tendo-se propagado para a zona da cabeça da máquina.

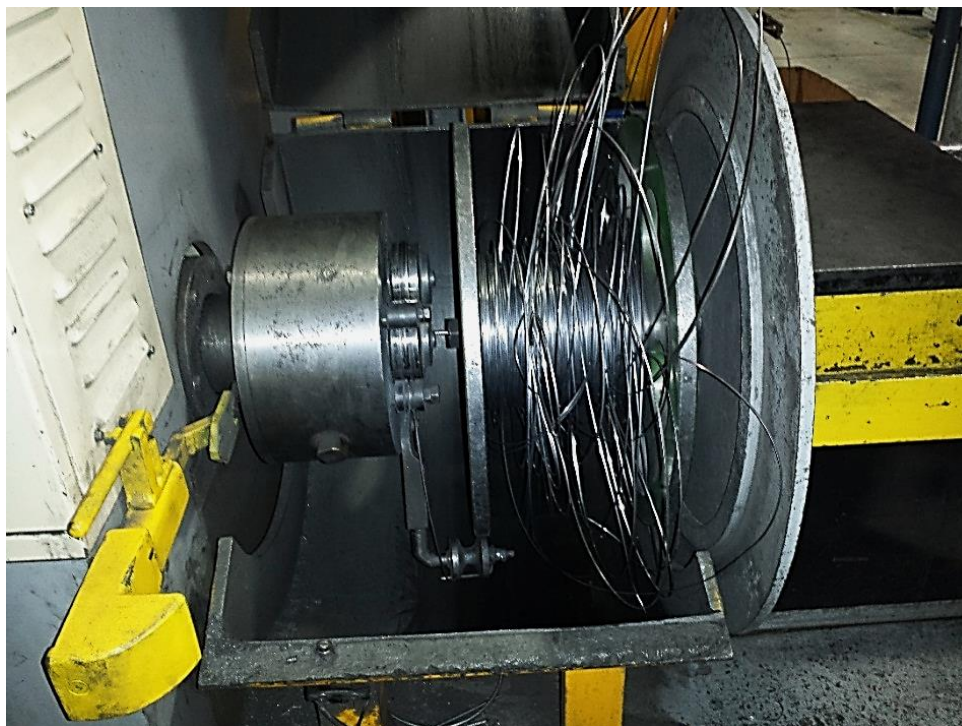


Figura 160 - Arame desenrolado devido a fraco tensionamento aquando do enrolamento na bobina.

É relativamente comum presenciar as situações a cima ilustradas, uma vez que são fruto de todos os problemas já mencionados, quer esteja o arame mal enrolado na bobina, mal tensionado ou ainda em quantidades excessivas. Qualquer um destes problemas irá contribuir negativamente para o bom funcionamento das máquinas.

Finalmente, os inconvenientes causados pelos problemas citados neste capítulo vão implicar:

1. Quebras de produção de espiral metálica, uma vez que os operadores vão reduzir a velocidade de funcionamento das máquinas, caso estas se mostrem instáveis;
2. Avarias frequentes e em número significativo;
3. Custos de manutenção avultados, associados às intervenções necessárias para a reparação dos equipamentos danificados;
4. Custos relativos à indisponibilidade das máquinas, isto é, tempo de não produção despendido desde a avaria das máquinas, até à chegada do técnico de manutenção e a respetiva reparação na íntegra.

3.5 Análise do problema

Este capítulo reflete todo o estudo desenvolvido sobre a análise dos equipamentos de produção de espiral metálica, desde a sua composição estrutural e estado inicial, até ao seu comportamento dinâmico, incluindo diversas medições em vários estágios para observação e registo das amplitudes de vibração geradas neste tipo de máquinas, identificando quais serão os órgãos mais críticos que as mesmas integram, assim como as temperaturas desenvolvidas por todo o equipamento. Uma análise mais pormenorizada e profunda redirecionada para cada vertente em estudo poderá revelar quais serão as principais causas que levam a que um determinado fenómeno ocorra e, conseqüentemente, através da correção desses problemas, será possível incrementar o nível de eficácia e eficiência das máquinas.

3.5.1 Análise estrutural do equipamento

A nível mecânico, foi já mencionado que as máquinas produtoras de espiral metálica existentes na *FicoCables* englobam sistemas constituídos por um motor, variadores mecânicos e um conjunto de engrenagens desmultiplicadoras de movimento angular, enquanto outras foram à posteriori eletronicamente modificadas e atualmente são detentoras de um sistema constituído

por variadores eletrônicos, servomotores e dissipadores de calor. Em qualquer dos casos, a estrutura das máquinas manteve-se a mesma e é constituída por um bloco em ferro fundido com uma espessura de cerca de 20 mm, perfazendo o “chassis” da máquina, ou seja, este é um dos principais elementos estruturais da mesma (Figura 161 e Figura 162).

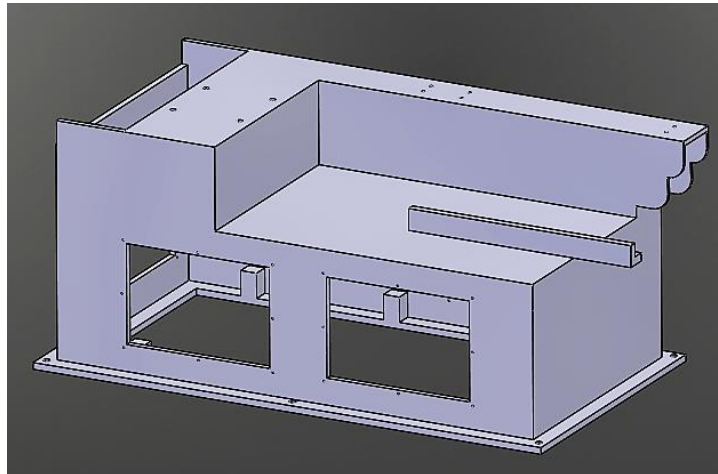


Figura 161 – “Chassis” de uma máquina de fabrico de espiral metálica laminada (modelação 3D *Solidworks*®).

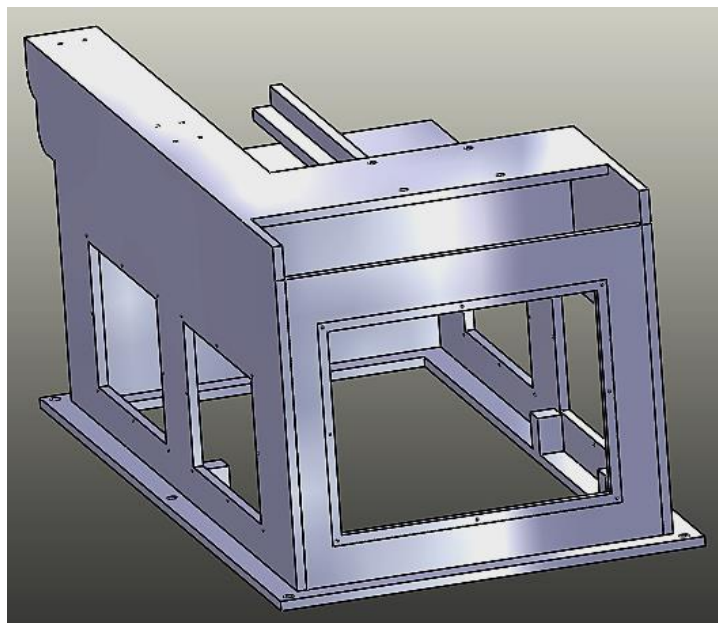


Figura 162 – “Chassis” de uma máquina de produção de espiral metálica – Vista da retaguarda (modelação 3D).

Após uma intensa procura no mercado de empresas que comercializam máquinas de fabrico de espiral, constatou-se que são escassas as firmas que atualmente concebem este tipo de equipamento industrial. De qualquer forma, a empresa chinesa *Yuandigroup* continua no ativo, assim como outras concorrentes: *Lucky Winsun* (empresa tailandesa) e *Bobomachine* (empresa chinesa). Poderão eventualmente existir outras entidades que produzam os equipamentos em

questão. Contudo, quando a *FicoCables* adquiriu tais máquinas há aproximadamente três anos, não encontrou outras organizações que anunciassem a venda deste tipo de maquinaria. Apenas lhe foi dado a conhecer, por parte da *Yuandigroup*, os produtos que estes comercializavam.

Posteriormente, descobriu-se que as máquinas de origem chinesa são uma cópia integral dos equipamentos tailandeses, destacando-se destes por possuírem outros materiais, processos de fabrico e acabamentos que confinam um preço final mais acessível para a aquisição da máquina. Numa primeira abordagem, pode-se constatar que a nível global, a estrutura do equipamento está bem projetada e concebida, visto que até ao momento não se detetaram quaisquer problemas relacionados com a presença de fissuras superficiais em determinadas zonas do “chassis”, nem pontos críticos que cedessem devido à fadiga que o mesmo tende a sofrer ao longo do tempo. Além disso, pôde-se comprovar fisicamente que a estrutura das máquinas chinesas é tão estável como a das máquinas tailandesas, uma vez que foi adquirido um exemplar destas últimas e após uma série de testes e medições constatou-se que, tanto o material utilizado na conceção da estrutura, como o seu comportamento dinâmico era similar.

Quanto ao comportamento da estrutura face a fenómenos vibratórios, presume-se que a mesma é mais fustigada em algumas das suas extremidades e na sua base (Figura 163).

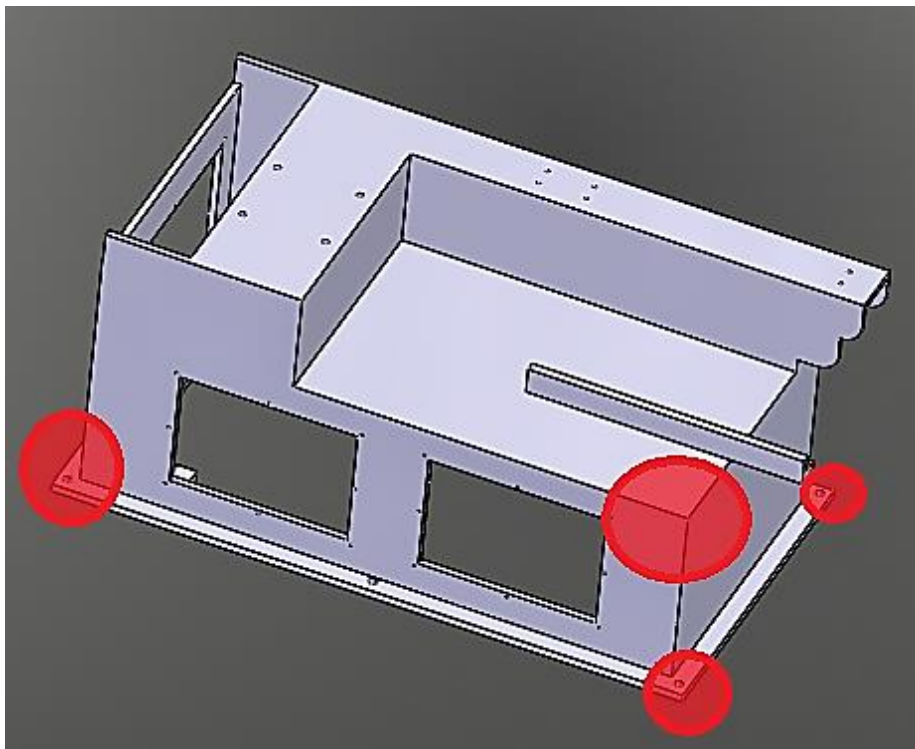


Figura 163 – Zonas da estrutura da máquina, assinaladas a vermelho, suscetíveis a maiores amplitudes de vibração.

No tambor da máquina, as amplitudes de vibração são geralmente bastante intensas e têm tendência a agravar-se com os desequilíbrios acentuados e desalinhamentos presentes na cabeça do equipamento. Para além disso, os fenómenos vibratórios serão mais nefastos se a bobina introduzida no interior do tambor estiver severamente danificada devido a certos empenos, ou ainda se o arame pré-laminado tenha sido mal enrolado sobre a mesma. Existem, portanto, inúmeros fatores que irão condicionar a presença de fenómenos vibratórios na máquina, sendo que parte destes poderão ser gerados na zona envolvente pelo tambor.

A Figura 164 apresenta a configuração do tambor, que se encontra aberto para visualização de outros componentes que se localizam no seu interior, nomeadamente a cabeça da máquina e a bobina, representada sem o arame envolto sobre si mesma.

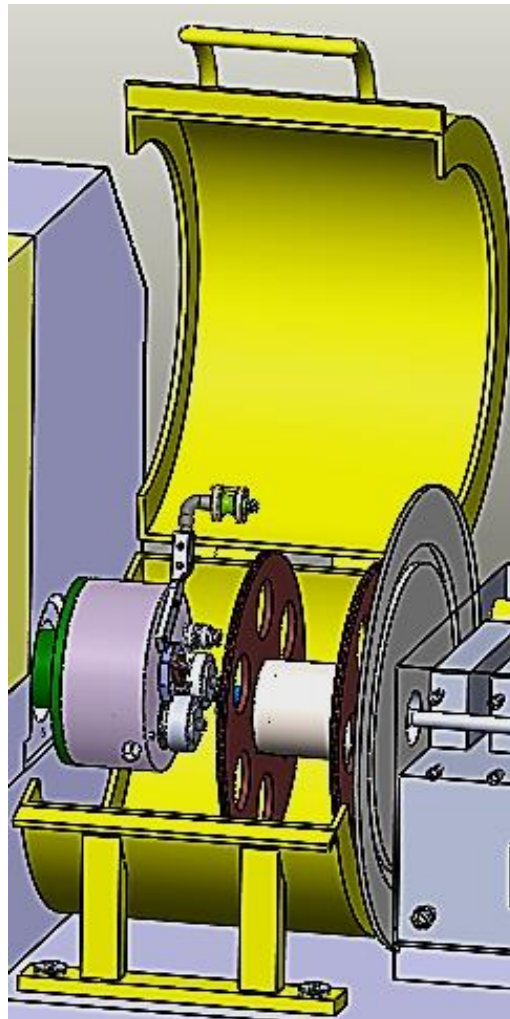


Figura 164 – Representação do tambor da máquina e dos elementos que este salvaguarda no seu interior (cabeça à esquerda e bobina à direita) (modelação 3D *Solidworks*®).

As amplitudes de vibração mais intensas no tambor registam-se principalmente entre a aba do carro deslizante e a região lateral direita do componente em questão, assim como na tampa de fecho do mesmo, nomeadamente nas extremidades que servem de batentes.

O carro deslizante é, portanto, mais um elemento que merece alguma relevância e deve ser cuidadosamente analisado a nível estrutural (Figura 165).

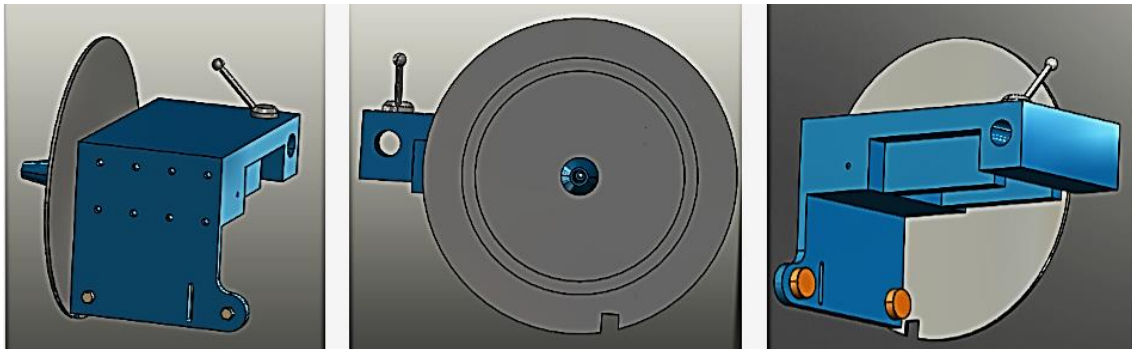


Figura 165 – Diferentes vistas do carro deslizante, que se localiza entre o tambor e a blindagem do tensor mecânico e do travão de emergência (modelação 3D *Solidworks*®).

Existem diversos fatores que condicionam o incremento dos fenómenos vibratórios neste componente (Figura 165), tais como o estado do veio central, que se encontra no alinhamento da aba do carro deslizante, e a bobina. Numa primeira abordagem, pode-se aferir que as principais causas geradoras de determinadas instabilidades sentidas no carro deslizante, poderão ser as seguintes:

- a) Veio central com desequilíbrios de massa significativos;
- b) Desalinhamento entre o veio central e a cavidade interna da bobina, onde está fixo o parafuso detentor do orifício por onde a espiral atravessa;
- c) Bobinas severamente empenadas, desequilibradas e/ou arame pré-laminado mal enrolado sobre estas, ou em proporções superiores ao recomendado.

Na Figura 166, de uma forma geral, estão representadas as zonas onde a vibração é frequentemente mais intensa – zona da aba do carro deslizante e zona superior.



Figura 166 – Zonas de maior amplitude de vibração no carro deslizante (modelação 3D *Solidworks*®).

A blindagem que envolve o tensor mecânico e o travão de emergência também costuma ser alvo de uma vibração significativa, mas esta é causada devido à transmissão das amplitudes vibratórias que possivelmente são geradas no interior do carro deslizante, propagando-se até outros elementos que agregam as máquinas, sendo a blindagem do tensor e do travão uma delas (Figura 167).

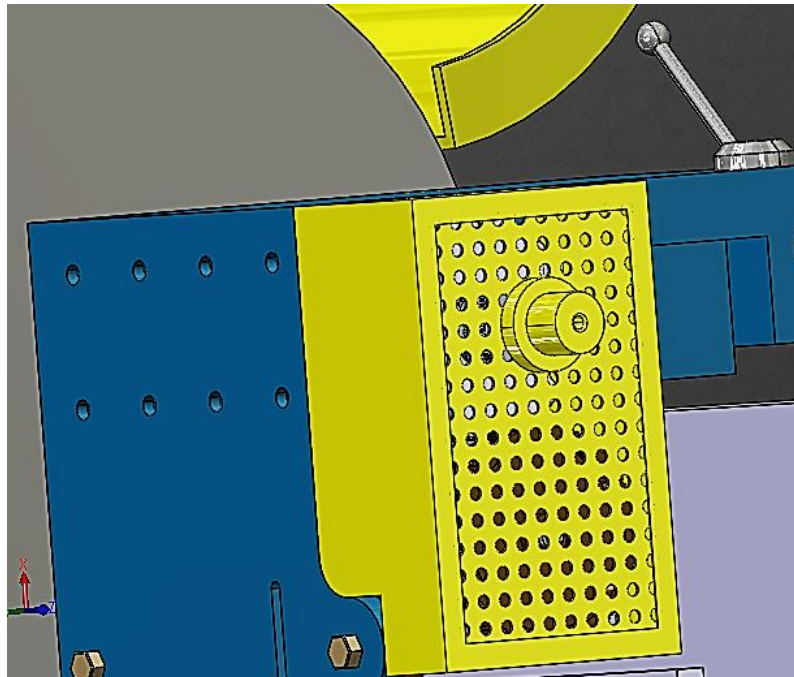


Figura 167 – Blindagem do tensor mecânico e travão de emergência (representada a amarelo), que se encontra acoplada ao carro deslizante (modelação 3D *Solidworks*®).

Considera-se, numa primeira abordagem, que a chumaceira da cabeça poderá ser um dos órgãos mais críticos presente neste tipo de equipamento de fabrico de espiral, uma vez que esta é detentora de dois veios no seu interior (desprezando o veio por onde passa o tubo interior, por ser de reduzida massa), estando um deles diretamente acoplado à cabeça do equipamento. Como tal, torna-se necessário atribuir-lhe alguma atenção, no que concerne à sua análise estrutural. É por este elemento que se inicia a alimentação do tubo interior (Figura 169), que posteriormente vai de encontro à cabeça no preciso instante em que o arame está a ser conformado pelos rolos laminadores, sendo momentaneamente envolvido sobre o tubo propriamente dito. Na Figura 168 é possível observar a carcaça que perfaz a chumaceira da cabeça, detendo esta no seu interior três veios, um que comanda o movimento angular solicitado à cabeça, outro que aciona o movimento rotativo dos rolos laminadores e um último de diâmetro mais reduzido, que garante a passagem do tubo interior para o centro da cabeça.

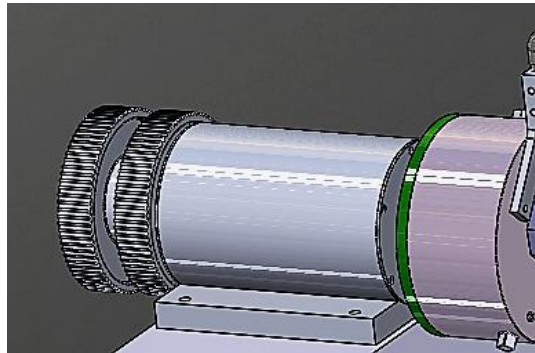


Figura 168 – Vista lateral da carcaça que perfaz a chumaceira da cabeça (modelação 3D *Solidworks*®).

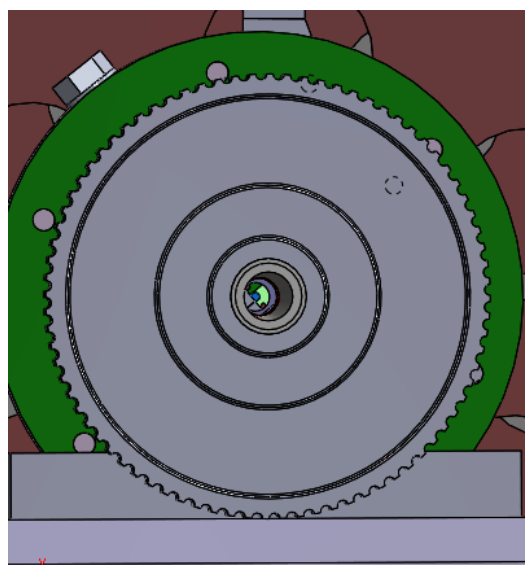


Figura 169 – Vista de frente da chumaceira da cabeça. Este ponto de vista não é de fácil visualização, visto que a chumaceira possui duas polias acopladas, que efetuam a transmissão de movimento (modelação 3D *Solidworks*®).

Relativamente aos apoios das máquinas (Figura 170), constatou-se imediatamente que estes componentes são bastante rígidos e promovem uma maior instabilidade à estrutura principal dos equipamentos, uma vez que é possível sentir a transmissão das amplitudes vibratórias propagadas para o solo. Estruturalmente, estes apoios deveriam ter sido concebidos de outra forma, pois foram indevidamente escolhidos para um propósito que não satisfaz as condições de funcionamento das máquinas. Não obstante, as máquinas operam relativamente bem se o seu regime de funcionamento for significativamente baixo. No entanto, nestas circunstâncias não se estará a tirar partido das potencialidades da máquina, nomeadamente da potência e rotação que os servomotores conseguem alcançar. Caso se pretenda incrementar a velocidade de trabalho, os fenómenos vibratórios sentidos serão mais notórios e tendem a alterar o comportamento da máquina, tornando-a instável. Como tal, em certas situações esta pode-se revelar perigosa para quem se encontrar na sua proximidade.

Portanto, de forma a minimizar a transmissão de vibrações entre as máquinas e o solo, e vice-versa, deverá ser estudado e posteriormente implementado, um novo elemento que desempenhe tal função. Alterar a rigidez do sistema é fundamental e poderá ser a solução para a atenuação dos efeitos vibratórios que são transmitidos dos equipamentos para o seu meio envolvente e vice-versa.

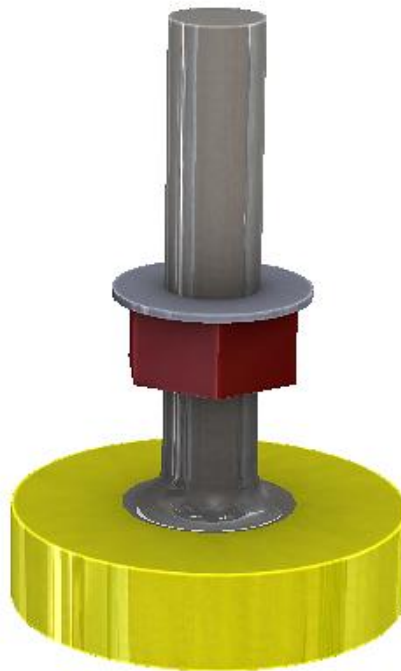


Figura 170 – Apoio empregue nas máquinas de produção de espiral metálica laminada (modelação 3D Solidworks®).

A nível dimensional, estes apoios possuem 80 mm de diâmetro, 20 mm de espessura e estão inseridos no suporte da base da máquina por intermédio de um perno com cerca de 55 mm de altura.

Após a aquisição das máquinas de fabrico de espiral, houve a necessidade de as colocar em cima de um suporte apropriado (Figura 171) para facilitar o processo de manutenção das mesmas. Esta alteração, para além de afetar a altura do centro de gravidade global do equipamento, também poderá intervir negativamente no seu desempenho e na amplificação das amplitudes de vibração nos componentes integrantes.

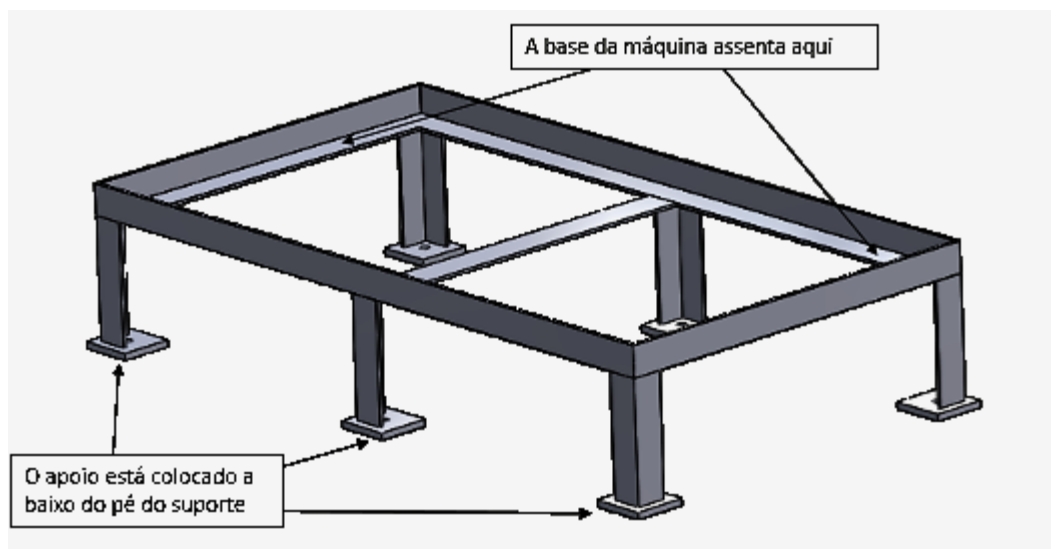


Figura 171 – Suporte da base dos equipamentos produtores de espiral metálica (modelação 3D Solidworks®).

Desde o arranque da máquina, proporcionado pelos variadores de velocidade eletrónicos e respetivos servomotores, até à finalização do fabrico da espiral metálica, que se dá no extremo oposto ao da localização dos variadores, existem inúmeros componentes, maioritariamente com geometria de revolução. Tais elementos rotativos poderão apresentar nesta fase sinais severos de desgaste acentuado, sendo que alguns destes componentes nunca foram substituídos desde a aquisição dos equipamentos em questão. De salientar que estas máquinas são responsáveis pelo fabrico do subproduto mais utilizado nas montagens de cabos, sendo assim indispensáveis, pelo que operam constantemente vinte e quatro horas por dia, sete dias por semana.

As principais falhas estruturais que os equipamentos produtores de espiral tendem a sofrer poderão resultar dos seguintes fenómenos:

- Desequilíbrios;
- Desalinhamentos;
- Empenos;
- Folgas;
- Problemas relativos a montagens inadequadas;
- Mau manuseamento dos elementos agregantes;
- Problemas relacionados com rolamentos.

Numa primeira análise, pode-se constatar que todos estes fatores irão contribuir para a intensificação das amplitudes de vibração existentes nas máquinas e, caso estes sejam extremamente excessivos, poderão comprometer estruturalmente o equipamento em questão e a qualidade do produto fabricado. Até ao momento, e tendo em conta o historial das máquinas, problemas relacionados com o excesso de vibrações poderão não se manifestar diretamente na falência estrutural dos principais elementos constituintes. Contudo, estes fenómenos acabam por afetar o nível de produção destes equipamentos e poderão provocar desgaste acentuado em determinados componentes, ao longo de um certo período de tempo. Por este motivo, a incidência da atividade vibratória deverá ser devidamente medida e estudada, para que sejam apresentadas e implementadas soluções que promovam a sua redução substancial.

3.5.1.1 Parâmetros e materiais a considerar na conceção de uma estrutura

Quando se projetam e desenham elementos estruturais com a finalidade de se conceber máquinas eficientes, com alta precisão e elevada produtividade, os materiais a utilizar desempenham um papel fundamental nas propriedades finais dos componentes que são montados nas máquinas. Os materiais estruturais têm uma influência decisiva sobre as massas móveis de todo o sistema, momentos de inércia, comportamento estático e dinâmico, rigidez e propriedades térmicas e modais da máquina (Slocum, 1992).

De salientar que, para além de uma série de simulações realizadas num *software* apropriado para o efeito, deverá ser dada especial atenção aos materiais, tratamentos e processos utilizados no fabrico de uma determinada máquina industrial. Os parâmetros a considerar na

seleção dos materiais ideais para a concepção de uma determinada estrutura e/ou mecanismo são (Zulaika et al., 2009):

- Módulo de Young “ E ”: Valores elevados de “ E ” têm uma influência positiva sobre o comportamento estático e a rigidez dinâmica da máquina;
- Coeficiente de Poisson “ ν ” e módulo de corte “ G ”: Quanto mais elevados forem, melhor será a rigidez torsional da máquina;
- Densidade “ ρ ”: Para valores reduzidos deste parâmetro em estruturas móveis, o comportamento que estas apresentam é positivo, no que diz respeito às propriedades dinâmicas da máquina. Por outro lado, valores de densidade elevados apresentam uma influência positiva sobre os elementos estáticos da estrutura;
- Coeficiente de expansão térmica “ α ”: Este parâmetro deve ser desejavelmente o mais baixo possível, uma vez que valores elevados de “ α ” criam uma influência extremamente negativa na precisão geométrica dos órgãos da máquina, podendo em alguns casos levar a desalinhamentos grosseiros devido à dilatação do material;
- Calor específico “ c ”: A variação deste parâmetro não induz na máquina efeitos negativos indesejados. Contudo, é de salientar que altos valores de “ c ” possibilitam que as máquinas sejam termicamente mais estáveis face à alteração da temperatura ambiente. Em simultâneo, quanto mais alto for este parâmetro, mais vagarosamente as máquinas atingem o patamar térmico estacionário final, após o início do seu funcionamento. Assim sendo, os fabricantes e utilizadores destes equipamentos geralmente preferem máquinas termicamente robustas, quando estão em jogo mudanças acentuadas das condições ambientais, a fim de alcançar condições estáveis de funcionamento em contínuo por elevados períodos de tempo. Em tais casos, são desejados elevados valores de “ c ”;
- Condutividade térmica “ k ”: Similar ao caso anterior, pelo que valores altos ou baixos de “ k ” não influenciam negativamente os equipamentos. No entanto, para valores elevados de condutividade térmica, os componentes atingem temperaturas homogêneas entre si, evitando alongamentos parciais e assimétricos por toda a máquina. Simultaneamente, valores altos de “ k ” fazem com que as máquinas aqueçam na presença de fontes de calor não desejadas, tais como motores, rolamentos, entre outros. Os fabricantes e utilizadores normalmente optam por máquinas termicamente

robustas, sendo portanto desejado que estas possuam um valor de “ k ” o mais baixo possível. Uma hipótese para contrariar os efeitos térmicos de alguns órgãos internos dos equipamentos é o isolamento destas fontes de calor através da introdução de componentes com baixa condutividade térmica, ou então expulsar a energia calorífica emitida, através da aplicação de sistemas de refrigeração constituídos por ventiladores, extratores de ar, sistemas de arrefecimento hidráulicos, entre outros;

- Materiais com amortecimento estrutural: Valores elevados de amortecimento influenciam positivamente as propriedades dinâmicas da máquina, assim como o nível de produtividade, uma vez que a estabilidade da máquina é garantida para velocidades de funcionamento superiores.

Tendo em conta os parâmetros acima mencionados, os materiais de uso mais corrente nas indústrias produtoras de equipamentos são o aço e o ferro fundido. O aço é geralmente utilizado no fabrico de estruturas soldadas, enquanto as restantes máquinas são obtidas em ferro fundido, por intermédio de moldes de areia, obtidos através de ferro fundido cinzento e ferro fundido dúctil (Zulaika et al., 2009).

As principais vantagens do uso destes dois tipos de materiais residem no seu baixo custo de aquisição, em comparação com outros tipos de materiais (sendo alguns deles inovadores na conceção de estruturas) e boa maquinabilidade, havendo possibilidade de maquinar peças que exigem dimensões muito precisas e tolerâncias geométricas muito apertadas (Zulaika et al., 2009).

Comparando estes dois tipos de materiais e processos de fabrico, constata-se que o aço sobressai no que diz respeito ao módulo de elasticidade, possuindo um valor mais elevado do que o ferro fundido e uma excelente relação massa-rigidez. O ferro fundido é aquele que possui uma melhor relação material-amortecimento. Por essa razão, entre a soldadura e a fundição, opta-se pela seleção da segunda hipótese, quando se pretende construir uma máquina que eventualmente necessitará de absorver os efeitos vibratórios provocados pelos componentes e órgãos que irá incorporar (Slocum, 1992).

As principais desvantagens destes dois materiais são os significativamente elevados coeficientes de expansão térmica e ainda, no caso do aço, a sua baixa relação material-amortecimento. A Tabela 17 apresenta as principais propriedades dos materiais usualmente utilizados na conceção de máquinas industriais e que são integralmente constituídos por ligas de Ferro-Carbono (Fe-C) (Zulaika et al., 2009).

Tabela 17 – Propriedades dos materiais, baseados nas ligas de Fe-C (Zulaika et al., 2009).

	Aço	Ferro Fundido Cinzento	Ferro Fundido Dúctil
Módulo de Elasticidade (MPa)	$2,1 \cdot 10^5$	$0,8-1,48 \cdot 10^5$	$1,6-1,8 \cdot 10^5$
Densidade ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7,850	7,100-7,400	7,100-7,400
Relação de Amortecimento	0,0001	0,001	0,0002-0,0003
Coefficiente de Expansão Térmica (K^{-1})	$11 \cdot 10^{-6}$	$11-12 \cdot 10^{-6}$	$11-12 \cdot 10^{-6}$

3.5.1.2 Materiais inovadores utilizados no fabrico de estruturas

No setor de produção de máquinas industriais, já são utilizados outros materiais no fabrico de componentes estruturais para além do aço e do ferro fundido, tais como alumínio, granito, betão polimérico, entre outros (Zulaika et al., 2009).

➤ Betão polimérico ou fundição mineral:

O betão polimérico é constituído por uma combinação de minerais (areias, grãos, entre outros), que se arranjam e se aglomeram entre si consoante o seu tamanho e distribuição e com a adição de uma resina para os manter ligados em conjunto. As moldações poliméricas são apropriadas para máquinas que requeiram alta precisão, uma vez que possuem baixos valores de difusividade térmica, tornando este material muito estável e robusto termicamente. Além disso, o seu amortecimento estrutural é semelhante ao do ferro fundido, embora a empresa Schneeberger® afirme que a sua fundição mineral é capaz de atingir valores de amortecimento 10 vezes superiores aos do ferro fundido. Este material possui ainda boa resistência a óleos, líquidos refrigerantes e outros líquidos que são nocivos para o ambiente. Futuramente, outros tipos de materiais baseados no betão polimérico (que inclui diferentes tipos de compostos) serão desenvolvidos, o que irá aumentar a sua aplicação na conceção de máquinas industriais.

➤ Granito:

Este material é apropriado para o fabrico de máquinas que exigem muita precisão, tais como fresadoras de alta precisão e máquinas que executem medições rigorosas, como resultado da excelente estabilidade ao longo do tempo que o granito apresenta, assim como outras propriedades, tais como boa capacidade de amortecimento estrutural e baixo coeficiente de

expansão térmica. A Tabela 18 retrata as principais propriedades detentoras do betão polimérico e do granito.

Tabela 18 – Propriedades do betão polimérico e granito (Zulaika et al., 2009).

	Betão Polimérico	Granito
Módulo de Elasticidade (MPa)	0,4-0,5·10 ⁵	0,47·10 ⁵
Densidade (kg.m ⁻³)	2,300-2,600	2,850
Relação de Amortecimento	0,002-0,03	0,03
Coefficiente de Expansão Térmica (K ⁻¹)	11,5-14·10 ⁻⁶	8·10 ⁻⁶

➤ Compósito reforçado com fibras:

Os compósitos reforçados com fibras possuem elevado módulo de elasticidade e resistência específica. No entanto, o uso deste tipo de material na construção de máquinas é escasso, visto que apresenta como principais limitações o seu alto preço de aquisição, grandes dificuldades de adesão relacionadas com o processo e reciclagem complexa e trabalhosa. Com efeito, a implementação deste material e respetivas técnicas, apenas estão presentes na conceção de poucas máquinas industriais, que foram maioritariamente produzidas como protótipos experimentais. As propriedades mecânicas na direção das fibras estão descritas na Tabela 19.

Tabela 19 – Propriedades do compósito reforçado com fibras realizado através da pré-impregnação das mesmas em resina de epóxido (Zulaika et al., 2009).

	Módulo Mediano	Módulo Elevado	Módulo Muito Elevado
Módulo de Elasticidade (MPa)	1-1,8·10 ⁵	1,7-2·10 ⁵	2-3,7·10 ⁵
Densidade (kg.m ⁻³)	1,550-1,600	1,550-1,600	1,550-1,600
Relação de Amortecimento	0,001-0,05	0,001-0,05	0,001-0,05
Coefficiente de Expansão Térmica (K ⁻¹) 1)	12·10 ⁻⁶	12·10 ⁻⁶	12·10 ⁻⁶

➤ Materiais híbridos em estruturas:

As estruturas fabricadas por este tipo de materiais são normalmente desenvolvidas e projetadas para situações meramente específicas. Torna-se então necessário conhecer quais serão as funcionalidades exatas e parâmetros a considerar sobre a peça ou estrutura que será concebida recorrendo aos materiais híbridos, e a partir daí encontrar formas topológicas adequadas, assim como uma combinação de materiais envolvidos macroscopicamente no processo de fabrico (Zulaika et al., 2009). Na prática, uma estratégia usualmente realizada na conceção deste tipo de material consiste em utilizar materiais de baixo custo, como o aço ou o ferro fundido, constituindo a maior parte do produto e, em seguida, usar quantidades mínimas de materiais de alto custo, a fim de ajustar as propriedades da estrutura ou peça a fabricar, por meio de análises computacionais.

No setor das estruturas de máquinas ferramenta, já são conhecidas as seguintes estruturas híbridas (Zulaika et al., 2009):

- Estrutura em aço, soldada, preenchida com betão polimérico: A empresa espanhola Nicolas Correa®, fabricante de máquinas ferramenta, desenvolveu um equipamento constituído por vários painéis do tipo *sandwich* com aço e betão polimérico. Como resultado, a máquina exibiu um maior amortecimento estrutural, comprovado através dos diagramas de estabilidade realizados *à posteriori*, e o coeficiente de expansão térmica diminuiu consideravelmente, sendo este parâmetro um dos principais objetivos a alcançar aquando do fabrico desta máquina, sendo também um requisito fundamental exigido por diversos clientes da empresa em questão. Para além disso, como a relação massa-rigidez do betão polimérico é inferior à do aço, a estrutura concebida apresenta uma redução de 20% na sua massa, por intermédio de regras de otimização topológica.
- Estrutura em aço, soldada, preenchida com espuma de alumínio: A mesma empresa produziu outra máquina constituída por este tipo de material, utilizando também o mesmo processo de fabrico. Posteriormente, registou-se um aumento do amortecimento estrutural da máquina. Contudo, este não foi tão significativo comparativamente à máquina concebida com betão polimérico.

3.5.1.3 Custos dos materiais em estruturas

Os custos de aquisição de materiais e estruturas semi-acabadas, tais como estruturas soldadas, estão apresentadas de uma forma geral na Tabela 20. Esta tabela resume os valores dos custos mínimos e máximos que se encontram no mercado europeu. Para além disso, foi adicionado um parâmetro chamado “custo específico”, o qual contém informações relativas ao custo do material, em detrimento do módulo de elasticidade específico que este possui. Este valor detém uma importância relativa para o projeto de equipamentos mais eficientes, uma vez que estes sofrem longos ciclos de trabalho em contínuo, associados a tempos de produção elevados. É portanto altamente recomendada a utilização de materiais leves e resistentes na conceção dos equipamentos (Zulaika et al., 2009).

Tabela 20 – Custo de aquisição de materiais para fabrico de estruturas (Zulaika et al., 2009).

Materiais	Custo [€/kg]		Módulo Específico [MPa/kg·m ⁻³]	Custo Específico [€/MPa·m ³]	
	Min.	Max.	Valor médio	Min.	Max.
Estruturas Soldadas em Aço	3,5	7,0	26,5	0,13	0,27
Ferro Fundido Cinzento	2,0	4,0	16,0	0,10	0,37
Ferro Fundido Dúctil	3,0	6,0	23,5	0,12	0,28
Betão Polimérico	2,0	5,0	18,5	0,09	0,33
Granito	3,5	6,0	20,5	0,14	0,36
Cerâmicos Técnicos	10,0	36,0	107,0	0,07	0,47
Compósito Reforçado com Fibras (Módulo Mediano)	110,0	150,0	89,5	0,95	2,40
Materiais Híbridos	21,0	130,0	62,5	0,21	5,20

Resumidamente, as principais características dos dois grandes tipos de materiais utilizados na concepção de estruturas são (Slocum, 1992):

- Estruturas em ferro fundido (Figura 172):
 - Amplamente utilizadas;
 - Boa estabilidade face a recozimentos, fadiga e fenómenos vibratórios;
 - Bom índice de amortecimento de vibrações;
 - Boa relação custo/dimensão do equipamento;
 - Coeficiente de expansão térmica significativamente elevado;
 - Certos blocos podem ser moldados diretamente na sua forma final;
 - As regras de *design* estão bem estabelecidas;
 - Processo economicamente rentável, tanto para médias como grandes quantidades de equipamentos.

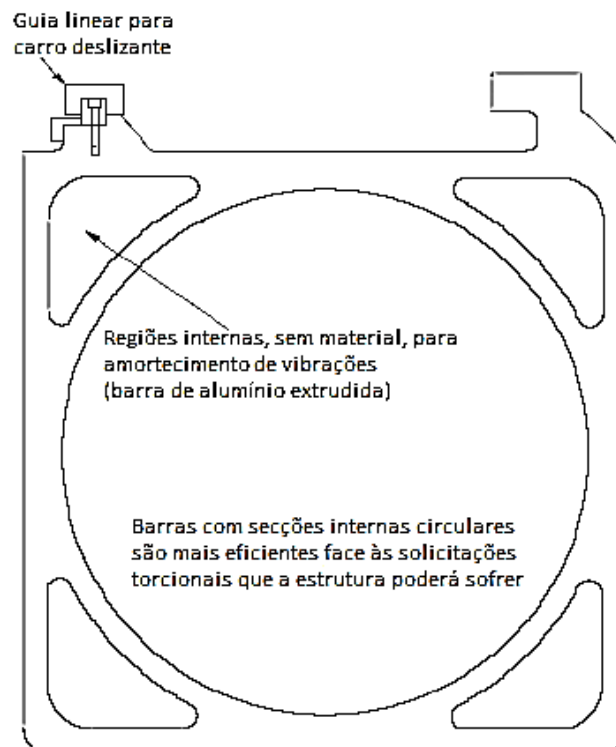


Figura 172 – Exemplo representativo de uma estrutura em ferro fundido (Slocum,1992).

➤ Estruturas em aço, soldadas (Figura 173):

- Processo bastante utilizado na concepção de estruturas com elevadas dimensões ou para quantidades reduzidas de equipamentos;
- Boa estabilidade face a recozimentos;
- Baixo índice de amortecimento de vibrações;
- Custo moderado;
- Certos elementos podem ser soldados e posicionados no local, ao qual estão destinados;
- As estruturas ou equipamentos podem ser concebidos através de tubos ou placas.

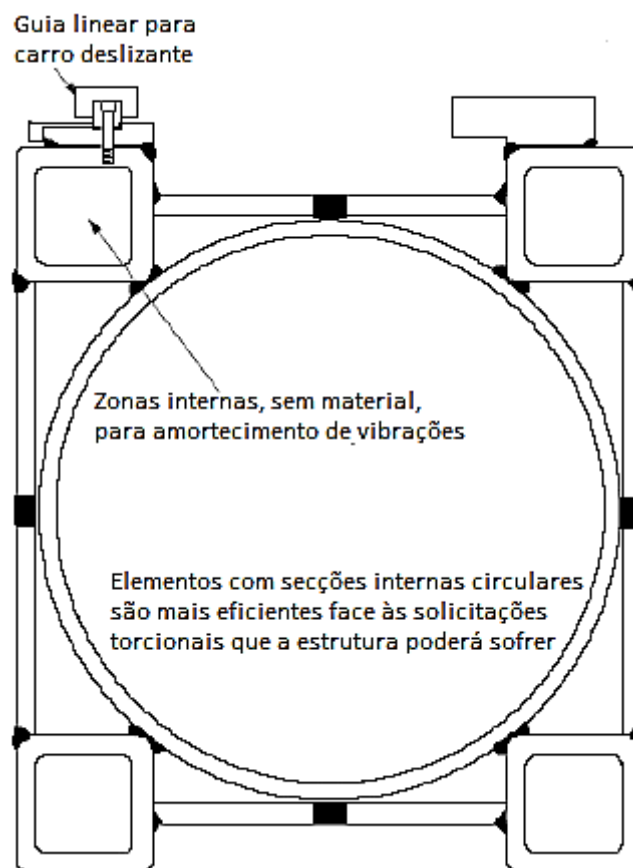


Figura 173 – Exemplo representativo de uma estrutura em aço, soldada (Slocum,1992).

3.5.1.4 *Análise estrutural dos mecanismos de transmissão de movimento*

Na sequência da análise estrutural, foram realizadas medições dos espectros de vibração em certas zonas da máquina, estando estas explicitamente ilustradas no capítulo referente à análise de vibrações nos equipamentos em estudo. A análise das suas amplitudes revelou que estes mecanismos apresentavam consistentemente valores elevados à frequência correspondente à velocidade de rotação da máquina, ou seja frequências de 1ª ordem. Todavia, esta análise preliminar é inconclusiva quanto à fonte da vibração, que poderá ser atribuída a diversos fatores: desequilíbrio dinâmico da cabeça, desalinhamentos e folgas entre diversos componentes responsáveis pela transmissão do movimento.

No sentido de identificar as fontes de vibração, procedeu-se à análise do acoplamento e alinhamento dos diversos elementos responsáveis pela transmissão do movimento, a começar pelos servomotores, seguindo-se o estudo dos tensores, polias e correias e, por fim, o veio de transmissão do movimento à cabeça.

3.5.1.4.1 *Servomotores*

Os dois servomotores que cada máquina eletronicamente modificada possui são responsáveis por toda a cinemática da máquina, podendo a sua velocidade ser controlada linearmente de modo síncrono, por meio de um dispositivo eletrónico. Estes elementos estão fixos a uma estrutura de suporte, a qual está fixa por quatro parafusos à travessa-base. Esta está localizada na parte inferior da máquina e as suas extremidades laterais estão unidas à estrutura do equipamento, por intermédio de seis pontos de soldadura. Por sua vez, a estrutura de suporte de cada servomotor possui quatro rasgos paralelos, que permitem ajustar o paralelismo da polia acoplada ao motor com as polias dos veios da chumaceira da cabeça (Figura 174).

Na Figura 175 pode-se observar a fixação do suporte do servomotor à travessa-base, materializada através do contacto metal-metal. Este facto contribui para que qualquer força dinâmica resultante do desequilíbrio do veio do servomotor seja transmitida à travessa-base, servindo esta de meio transmissor da vibração à estrutura da máquina. Assim, seria desejável que fossem introduzidos apoios anti vibráteis com vista a atenuar a propagação da energia vibratória.



Figura 174 – Região inferior da máquina, onde se encontram os servomotores.

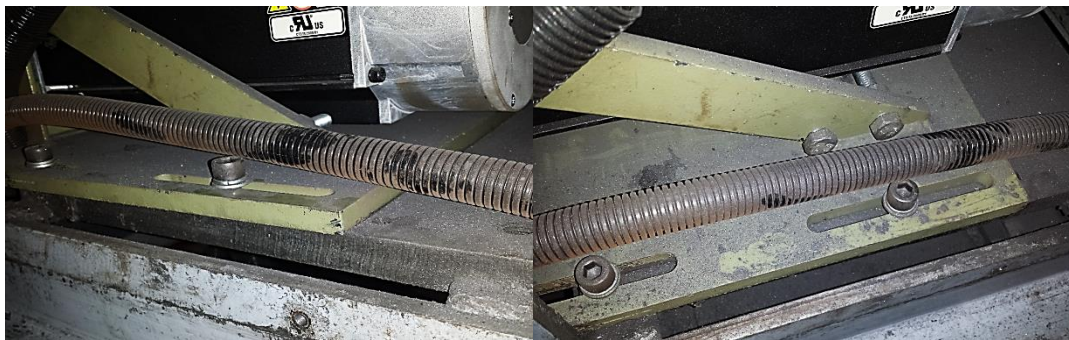


Figura 175 – Modo de contacto entre o suporte do servomotor e travessa-base da máquina.

3.5.1.4.2 Polias de tensionamento

Os movimentos síncronos dos veios da cabeça da máquina e rolos laminadores são realizados pela transmissão de movimento resultante das duas correias dentadas, montadas entre a polia do veio de cada servomotor e as polias acopladas aos veios da chumaceira da cabeça do equipamento. As polias de tensionamento são utilizadas para ajustar a folga das correias dentadas e permitirem a sua rápida montagem e desmontagem. Estes componentes são constituídos por uma polia com rolamento interno, montado num parafuso e fixo a uma cantoneira metálica. A cantoneira possui dois rasgos que permitem ajustar a tensão na correia sincronizadora, sendo a fixação à estrutura realizada por dois parafusos (Figura 176).

Na Figura 177 pode-se observar a disposição das duas polias de tensionamento usadas na transmissão do movimento síncrono do servomotor para a cabeça da máquina, com a indicação

do sentido de rotação das polias de cada servomotor. Esta revela que a polia de tensionamento da correia esquerda na imagem, se encontra no tramo mandante, enquanto a polia da correia direita está no tramo mandado. Esta não é a situação mais desejada, dado que ambas deveriam localizar-se no tramo mandado, em que a tensão da correia sincronizadora é menor. Por outro lado, verificou-se que devido ao elevado comprimento das correias é necessário que a tensão aplicada pelas polias de tensionamento seja elevada, para impedir que estas entrem em vibração. Esta situação contraria o princípio de funcionamento deste tipo de correias dentadas, que não apresentam escorregamento devido ao seu dentado, podendo funcionar corretamente com alguma folga. Refira-se que o sistema de tensionamento é baseado na fixação rígida da polia à estrutura, produzindo uma tensão fixa nas correias e sem o seu ajuste dinâmico com a velocidade da correia, como no caso dos sistemas polia-mola. Por outro lado, a gama de ajuste da tensão exercida pelas polias é definida pelo curso de fixação dos parafusos, que se verificou ser muito limitado.

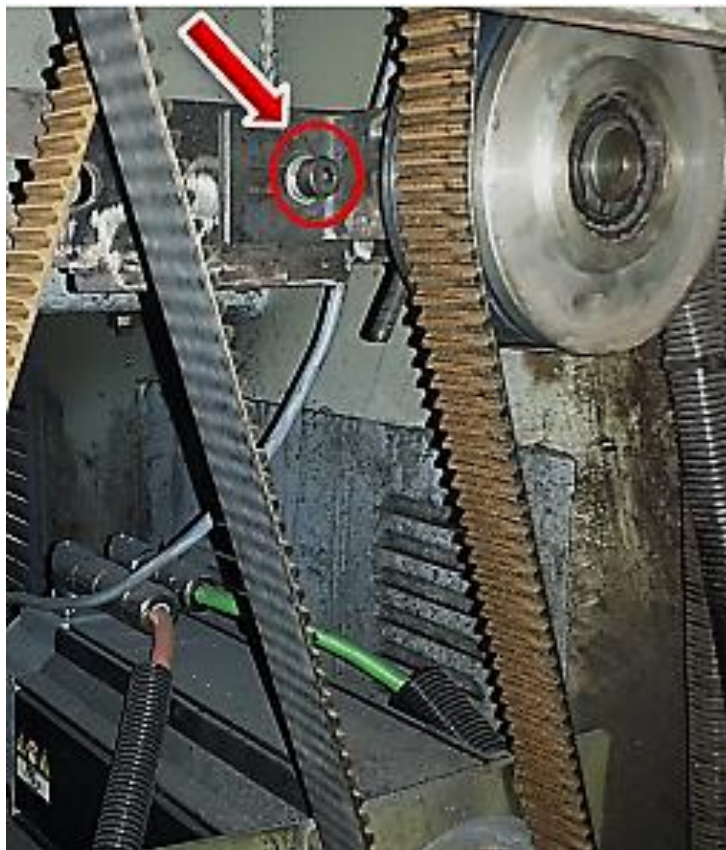


Figura 176 – Fixação da polia tensora a uma das travessas existentes no interior da máquina.

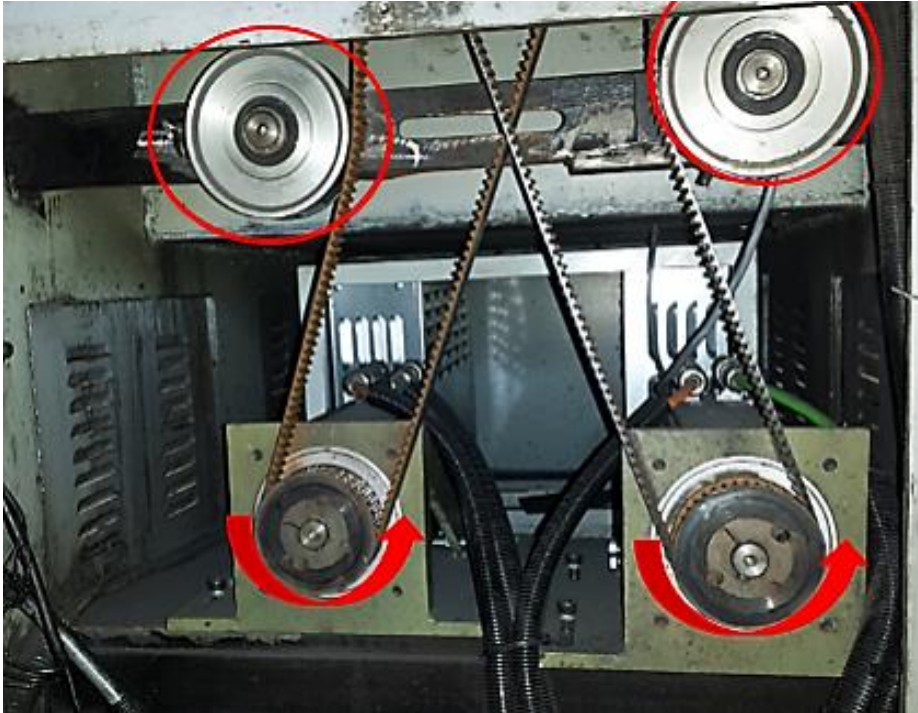


Figura 177 – Localização dos tensores existentes nas máquinas eletronicamente modificadas e representação do sentido de movimento efetuado pelos servomotores.

3.5.1.4.3 Polias

Neste mecanismo de transmissão estão presentes quatro polias, duas localizadas à saída dos servomotores (Figura 178) e outras duas que se encontram acopladas aos dois veios que perfazem a constituição interna da chumaceira da cabeça da máquina (Figura 179).

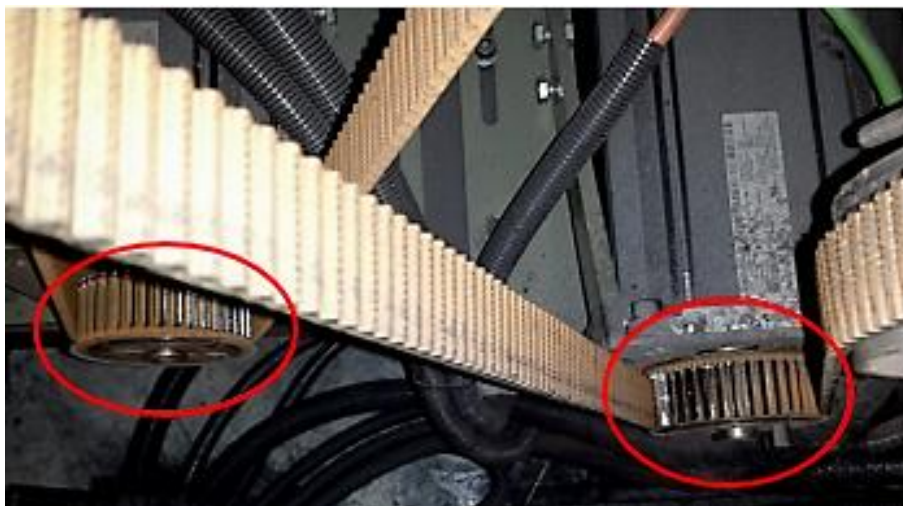


Figura 178 – Polias acopladas ao veio dos servomotores.

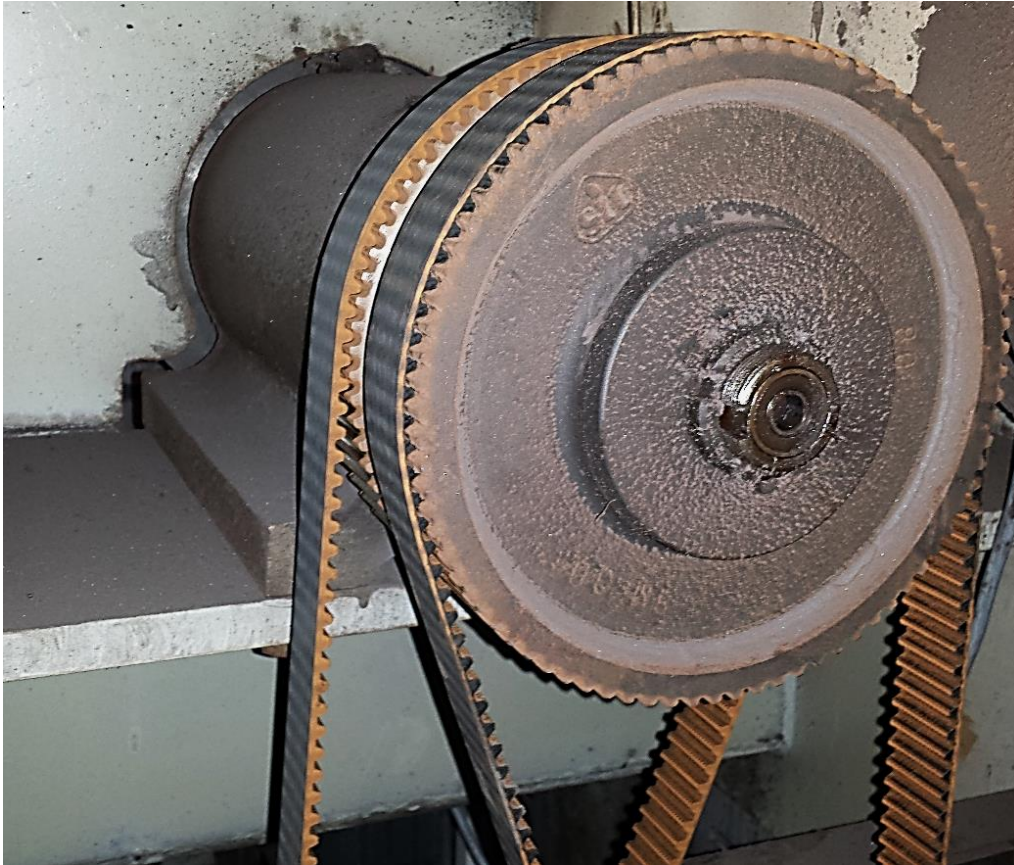


Figura 179 – Polias acopladas aos veios existentes na chumaceira da cabeça, que por sua vez se encontra aparafusada à travessa superior do equipamento.

A partir da análise dos espectros medidos, e tendo em consideração as diferentes configurações que os mesmos detêm, podendo-se prever a partir daí um determinado problema associado, é possível identificar como principais fontes de vibração, inúmeros desalinhamentos em determinados componentes da máquina. Deste modo, seria fundamental verificar o alinhamento entre as polias e os tensores. Neste caso, foi possível identificar um significativo desalinhamento entre estes elementos. Para a medição do desalinhamento entre o servomotor que promove o acionamento dos rolos laminadores e a polia do veio da chumaceira da cabeça, utilizou-se uma régua de madeira com uma largura constante, colocada na vertical e procedeu-se à medição da folga entre a régua e as polias (Figura 180). Os resultados determinaram que a diferença se situava na ordem dos 15 mm, no servomotor da direita e respetiva polia de transmissão de movimento, acoplada ao veio da chumaceira da cabeça e de 10 mm, entre a polia do servomotor da esquerda e a restante polia do veio da chumaceira da cabeça.



Figura 180 - Posicionamento da régua de madeira em relação à polia do veio da chumaceira da cabeça e à polia do servomotor.

3.5.1.4.4 Correias

As duas correias presentes no sistema de transmissão encontram-se em bom estado de conservação. Contudo, uma delas apresenta um baixo tensionamento, que é resultado do baixo curso do tensor. O alinhamento que estas possuem não é propriamente o ideal, devido ao desalinhamento existente entre as polias e tensores.

A Figura 181 retrata um exemplo representativo deste fenómeno, que recai neste componente.

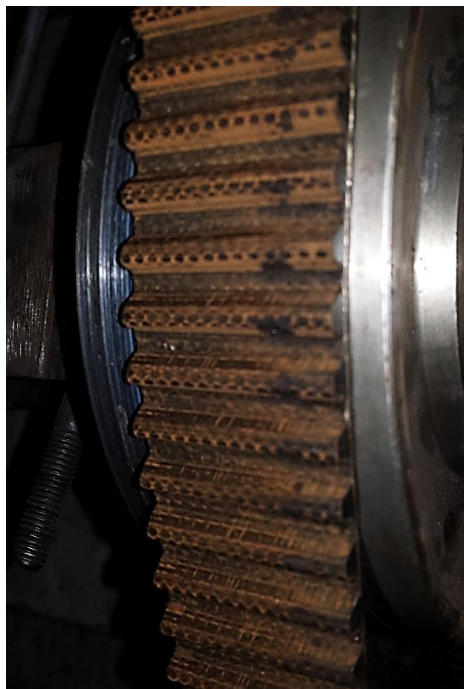


Figura 181 – Desalinhamento existente na correia de transmissão.

Adicionalmente, os fenómenos vibratórios podem-se intensificar negativamente, devido ao facto de as máquinas estarem assentes em suportes próprios concebidos pela empresa de manutenção destes equipamentos, conforme já mencionado no início deste capítulo. Numa primeira abordagem, estes suportes podem afetar o desempenho dos equipamentos, uma vez que a altura do centro de gravidade do equipamento foi alterada, propiciando a origem de amplitudes de vibração mais elevadas. Entre este suporte e a base da máquina existem vários calços de borracha, com a finalidade de atenuar a propagação das ondas vibratórias para a zona dos apoios, que se encontram instalados no suporte da base do equipamento. Contudo, tais calços poderão já não estar presentes nas suas posições de origem, visto que estes não estão fixos e têm tendência a deslocar-se, se a vibração na máquina atingir amplitudes elevadas. A Figura 182 comprova o que foi referido.



Figura 182 – Zonas da máquina onde persistem alguns calços de borracha, embora a posição destes tenha sido alterada com a vibração sofrida pelo equipamento.

3.5.2 Análise de vibrações e possíveis causas

Esta etapa consistiu na medição do espectro da resposta vibratória da máquina em estudo, para a sua condição normal de funcionamento. Com o objetivo de identificar o estado atual de funcionamento desta máquina, procedeu-se à realização de um conjunto de medições da amplitude de vibração em diferentes pontos da estrutura. A partir dos registos realizados, foram definidos os riscos de avaria de acordo com a norma ISO 10816, que estipula limites da amplitude de vibração admissível e não admissível para máquinas com velocidades de funcionamento entre 600 a 12000 rpm. A Figura 183 apresenta os níveis de classificação da

severidade da amplitude de vibração estabelecidos pela norma ISO 10816, em função da classe da máquina. Como exemplo, uma máquina de classe 2 (15 a 75 kW) e nível global de vibração RMS de 0,18 a 1,12 mm/s classifica-se como possuindo um funcionamento adequado (85 a 100 VdB).

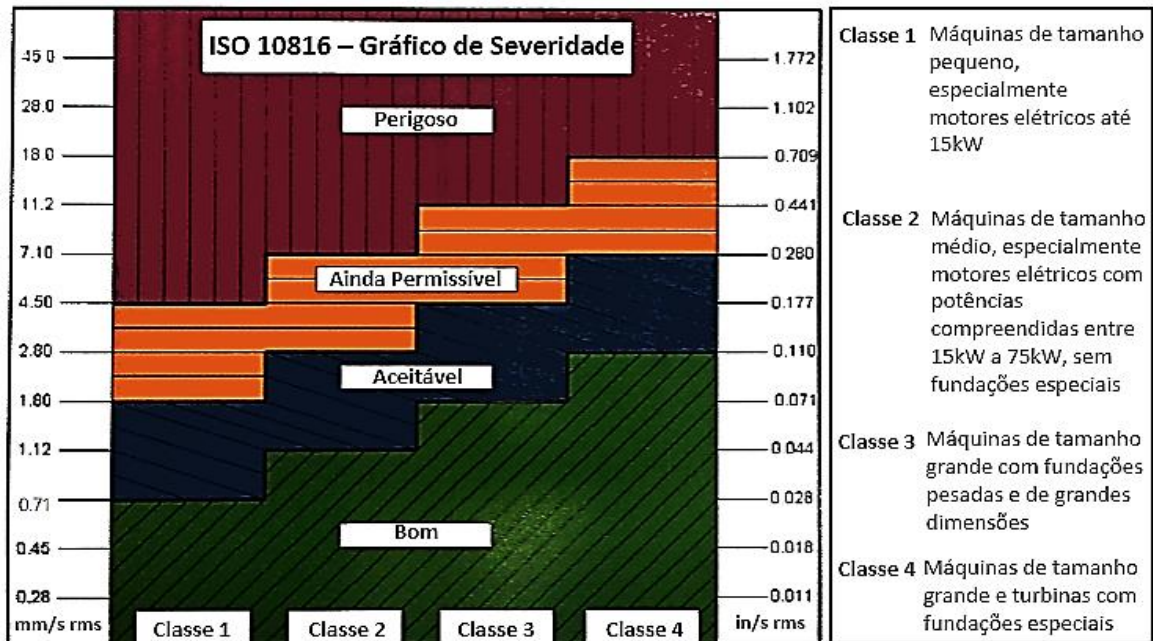


Figura 183 – Níveis de severidade de funcionamento de máquinas em função da sua classe e da amplitude de vibração (Mobius Institute, 2005).

O equipamento utilizado nas medições da amplitude de vibração foi o modelo *X-Viber* da VMI®, ilustrado na Figura 184. Este incorpora uma escala definida pela norma ISO 10816, fornecendo ao utilizador a classificação da severidade de funcionamento da máquina em função da amplitude de vibração RMS registada (ver Tabela 21).



Figura 184 – Aparelho de medição de vibrações X-Viber (VMI, 2015).

Tabela 21 - Classificação do funcionamento das máquinas em função da amplitude de vibração e da classe da máquina, na qual o equipamento X-Viber se baseia (Mobius Institute, 2005).

Amplitude de Vibração r.m.s. mm/s	Até 15 kW Classe 1	De 15 a 75 kW Classe 2	> 75 kW (Rígido) Classe 3	> 75 kW (Especiais) Classe 4
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1	D	D	D	D
11,2				
18				
28				
45				

No sentido de averiguar a origem da fonte de vibração procedeu-se, numa primeira instância, à medição da amplitude junto ao apoio da cabeça da máquina, por este ser o elemento rotativo de maior massa (27 kg). Este é um elemento de revolução, ao qual está acoplado uma fieira e rolos laminadores que permitem conformar o arame metálico em torno de um tubo interior. A massa da cabeça foi determinada através da sua pesagem, sem incorporar a fieira e os rolos laminadores. Por outro lado, foi necessário definir um conjunto fixo de pontos de medição na estrutura para determinar a amplitude global da vibração em diferentes regimes de funcionamento da máquina e verificar o nível de isolamento criado pelos apoios anti vibráteis. De referir que, na máquina em estudo, já tinham sido implementados apoios de borracha com a finalidade não só de reduzir a amplitude de vibração transmitida entre a máquina e os demais equipamentos em seu redor, como também de incrementar a sua taxa de produção de espiral metálica. Uma análise preliminar da amplitude de vibração medida em várias posições e para as três direções ortogonais foi conduzida com o objetivo de definir o número mínimo de pontos capazes de traduzir o comportamento vibratório global da estrutura. Refira-se que para esta seleção, também contribuíram o grau de planeza da superfície, a facilidade de acesso e a segurança, no que concerne à operação da máquina. Através desta análise, foram identificados quatro pontos para a medição da amplitude de vibração. O primeiro situa-se sobre o mancal de rolamento que serve de apoio ao veio de transmissão de movimento à cabeça da máquina e rolos laminadores. Tal como já referido, a cabeça da máquina é o órgão mecânico de maior porte e massa que se encontra em balanço/suspensão. Assim, a medição realizou-se na direção radial com o objetivo de detetar eventuais desequilíbrios da cabeça ou quaisquer desalinhamentos do veio (Figura 185). O segundo ponto de medição realizou-se segundo a direção vertical da máquina e localiza-se numa das extremidades da estrutura e próximo da saída da espiral metálica laminada (ver Figura 185). Este foi escolhido devido à sua elevada amplitude de

vibração. De forma a avaliar o contributo dos diferentes elementos de ligação da máquina ao solo, foram igualmente definidos mais dois pontos de medição. Assim, tomando a direção vertical que passa junto ao ponto de medição 2 foram definidos os pontos 3 e 4 para a medição da vibração na direção vertical (ver Figura 186), sendo que o ponto 3 se localiza sobre a estrutura de suporte da máquina e o ponto 4 sobre o elemento de fixação do apoio anti vibrátil ao solo.

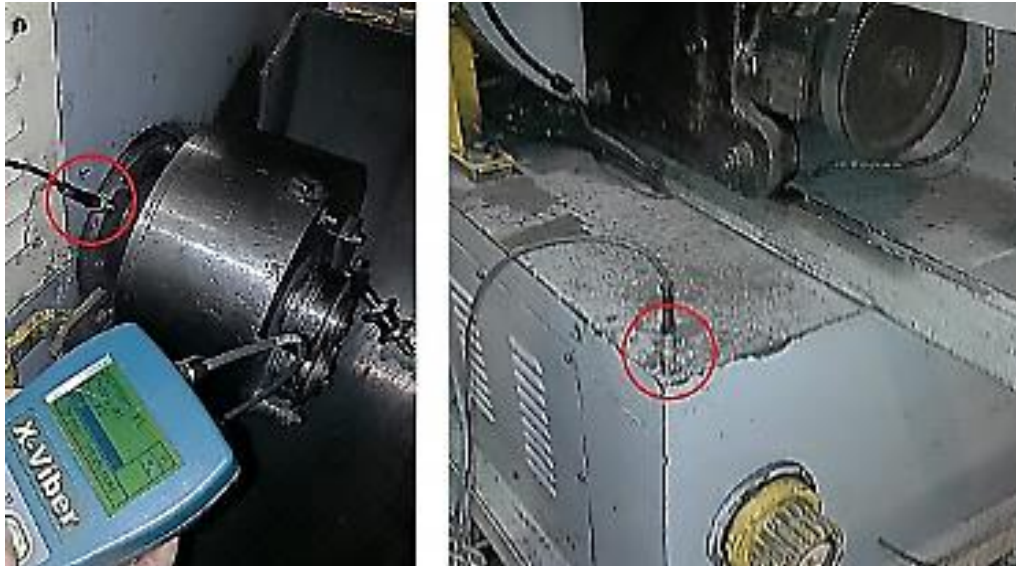


Figura 185 – Primeiro ponto de medição, localizado sobre o mancal da extremidade final da chumaceira da cabeça (à esquerda) e segundo ponto de medição, situado sobre extremidade final da máquina (à direita).



Figura 186 – Terceiro ponto de medição, situado na estrutura de suporte da máquina (à esquerda) e o quarto ponto de medição, localizado junto à base de suporte do elemento anti vibrátil (à direita).

Pretende-se, através da análise da amplitude de vibração medida nestes pontos, diagnosticar as principais anomalias e traçar as respetivas medidas corretivas, seguindo os procedimentos definidos no capítulo 2.4.1.1 da presente dissertação.

Refira-se que a introdução de apoios anti vibráteis como meio de substituição de uma fixação rígida ao solo pretende, por um lado, atenuar a amplitude de vibração da máquina e, por outro, isolar a máquina da vibração recebida e transmitida ao solo.

Com o objetivo de caracterizar o comportamento vibratório da máquina procedeu-se à medição da amplitude de vibração nos quatro pontos previamente selecionados para diferentes velocidades de rotação da máquina. Neste processo, foi registada a média da amplitude de vibração para cada ponto, visto que se detetou alguma instabilidade na amplitude e na velocidade de rotação da cabeça da máquina, que poderá ser explicada pela variação da força exercida durante a conformação e enrolamento do arame, uma vez que a sua espessura tende a variar algumas décimas de milímetro face ao seu valor nominal. Por outro lado, o estado de conservação das correias de transmissão, bem como o seu ajuste e tensão exercida sobre as polias transmissoras de movimento, poderão ser fatores importantes para a estabilidade no funcionamento do equipamento em questão.

Conforme já foi mencionado, a cabeça é o órgão rotativo da máquina que apresenta maior massa suspensa, o que se pensa estar a origem da elevada amplitude de vibração gerada na máquina. Assim, como primeira medida corretiva, procedeu-se ao equilíbrio da cabeça da máquina através do método do balanceamento de 3 pontos (anexo III). O equipamento *X-Viber* possui uma função dedicada que permite, a partir da medição da aceleração num ponto fixo e colocação de uma massa de teste em três direções desfasadas de 120° , determinar o valor da massa de equilíbrio e a sua orientação, que deverá ser calculada no sentido oposto à rotação do veio e relativamente à primeira posição da massa de teste. Segue-se a verificação da equilibragem pela nova medição da amplitude de vibração após a montagem da massa de equilibragem. No entanto, para que o procedimento conduza a resultados adequados, as medições deverão ser realizadas sempre à mesma velocidade de rotação e o mecanismo possuir um comportamento linear. No primeiro ensaio, a massa foi de 120 gramas para a posição angular de 283° . Este foi materializado através da colocação de ímanes na cabeça da máquina, sendo a posição determinada pela medição do arco de circunferência. Todavia, este ensaio e os seguintes não permitiram uma redução significativa na amplitude de vibração, sendo obtidos diferentes valores para massa de equilibragem e respetiva orientação. Este resultado levou a concluir que a velocidade de rotação de 2350 rpm, programada no controlador, seria próximo de uma das frequências naturais da máquina e, por essa razão, esta possuísse um comportamento não-linear. A fim de evitar as frequências próximas das frequências naturais da máquina e, simultaneamente, caracterizar a sua resposta vibratória, decidiu-se medir a

amplitude de vibração nos quatro pontos assinalados anteriormente e para as velocidades de rotação programadas no controlador da máquina: 2350 rpm, 2800 rpm, 3350 rpm e 3750 rpm.

Na Figura 187 apresentam-se os espectros da amplitude de vibração em velocidade, medidos às quatro velocidades de rotação da máquina e para banda de frequências entre 0 e 100Hz.

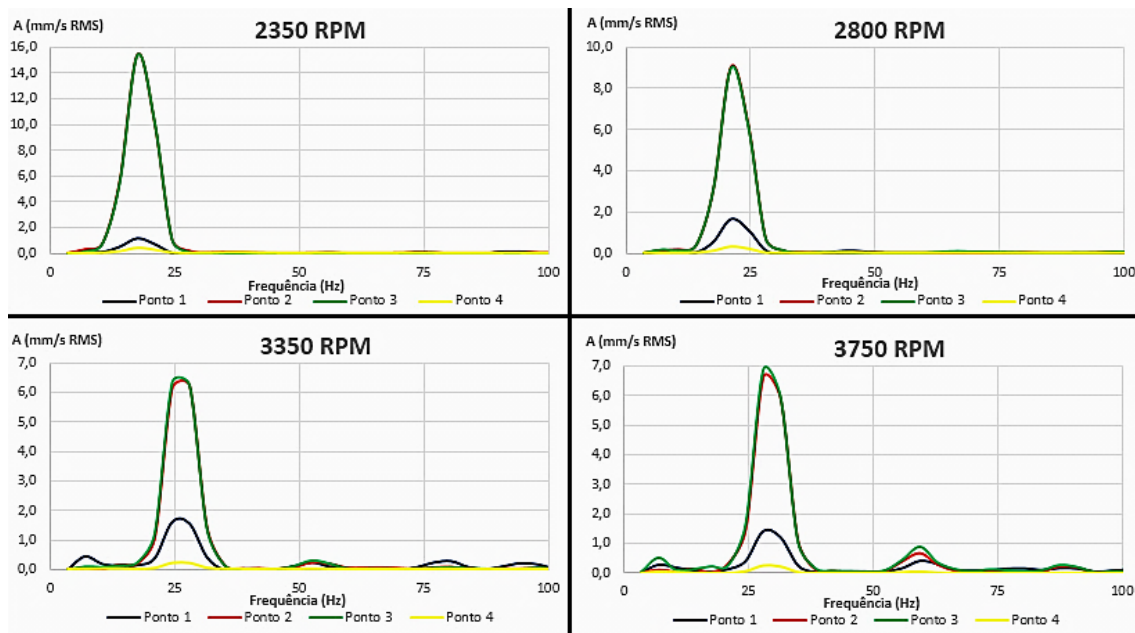


Figura 187 – Espectros da amplitude de vibração medidos a diferentes velocidades de rotação da máquina.

A partir da análise da amplitude de vibração, verifica-se que esta é semelhante e superior nos pontos 2 e 3, atingindo valores superiores a 14 mm/s para a velocidade de 2350 rpm. Segundo a norma ISO 10816 e para a classe 1, em que se enquadra o equipamento em estudo, o valor é considerado perigoso e coloca em risco o funcionamento do equipamento e a integridade estrutural de eventuais componentes mecânicos e eletrónicos. As amplitudes de vibração nos pontos 1 e 4 já se enquadram no domínio do aceitável ou bom.

A Figura 188 expõe o conjunto de espectros referentes ao ponto 2, que já foi citado como apresentando amplitudes de vibração elevadas. Assim, torna-se relevante apresentar em detalhe as diversas amplitudes para as diferentes velocidades de rotação dos testes efetuados.

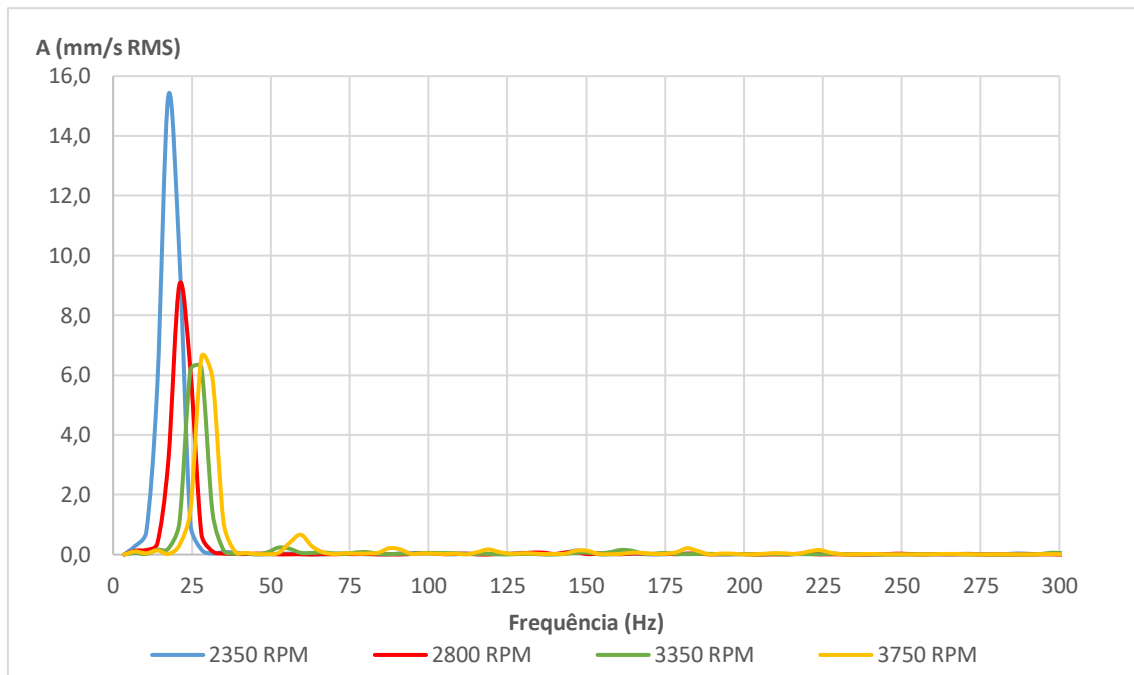


Figura 188 – Espectros da amplitude de vibração medidos no ponto 2 e envolvendo diferentes velocidades de rotação da máquina.

Na Tabela 22 estão apresentadas as amplitudes de vibração máximas, medidas nos quatro pontos e para as velocidades de rotação de 2350 rpm, 2800 rpm, 3350 rpm e 3750 rpm. É de salientar que estas amplitudes máximas ocorrem à frequência correspondente à velocidade de rotação da cabeça da máquina. Por outras palavras, pode-se afirmar que se trata de frequências de primeira ordem, ou seja, as amplitudes máximas correspondem a amplitudes de vibração geradas na máquina alvo da medição em questão e, como estas coincidiram com a velocidade de rotação da cabeça, suspeita-se que o desequilíbrio ou eventual desalinhamento que esta poderá possuir agrava significativamente os valores registados pelo aparelho.

Tabela 22 – Amplitudes de vibração máximas registadas para diferentes regimes de funcionamento da máquina.

Velocidade Programada (rpm)	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Frequência (Hz)
	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	
2350	1,17	15,35	15,33	0,40	17,5
2800	1,68	9,02	8,97	0,31	21
3350	1,61	6,17	6,34	0,21	24,5
3750	1,40	6,60	6,86	0,24	28

Analisando a Tabela 22, é possível constatar que a amplitude de vibração é máxima para o regime de 2350 rpm, principalmente nos pontos 2 e 3. Tal facto pode ser explicado pela proximidade da frequência de excitação às frequências de ressonância de certos órgãos da máquina. Excluindo o ponto 1 da análise, verifica-se que a amplitude de vibração é mínima para a rotação de 3350 rpm. É de salientar que nem sempre é possível atingir as mesmas velocidades de rotação neste tipo de máquinas e que o seu comportamento vibratório depende de inúmeros fatores, tais como: a qualidade e estado da bobina que entra no interior do tambor do equipamento e o estado do enrolamento do arame. Para além destes, o estado e o alinhamento dos diversos veios e outros órgãos com geometria de revolução são cruciais, no que concerne à origem de amplitudes de vibração nefastas aos equipamentos. A descrição destes elementos e a sua influência no comportamento da máquina serão abordados com maior detalhe nos capítulos subsequentes.

Os pontos 2 e 3, referentes às posições da estrutura principal da máquina, possuem amplitudes de vibração correspondentes a um nível de severidade designado de perigoso, segundo a norma ISO 10816. Isto significa que deverão ser tomadas medidas corretivas urgentes para reduzir substancialmente a amplitude de vibração do equipamento. Com este objetivo em mente, realizou-se um novo ensaio de balanceamento da cabeça da máquina para a velocidade de rotação fixa de 3350 rpm. Esta foi escolhida devido à amplitude de vibração ser substancialmente inferior à registada para a velocidade de 2350 rpm e que, por essa razão, a máquina possui um comportamento mais próximo do linear. Voltou-se a repetir o procedimento descrito anteriormente, em que foram medidas as amplitudes de vibração para diferentes posições angulares, através da introdução inicial de uma massa de teste.

A fim de determinar a massa de teste necessária à realização do balanceamento, começou-se por adicionar uma massa de 21 gramas na cabeça da máquina, através da colocação de dois ímanes na forma de discos e para diferentes posições angulares, foi medida a amplitude de vibração. Por comparação com a amplitude sem adição de massa, verificou-se que esta tinha pouca influência sobre a amplitude de vibração gerada. Assim, optou-se por aumentar a massa de teste para 41 gramas, através da adição de mais dois ímanes. Daqui concluiu-se, que o excedente mássico fez gerar uma maior amplitude de vibração e obter resultados mais fidedignos. O teste iniciou-se com a medição da amplitude de vibração na ausência da massa de teste, tendo sido obtida uma amplitude de vibração de 1,25 mm/s. Em seguida, foi colocada a massa de teste na posição correspondente a 0°, registando-se de novo a amplitude de vibração, cujo valor se situou em 1,39 mm/s. Para a segunda medição, a massa foi deslocada para a

posição de 120°, marcada na posição oposta ao sentido de rotação do veio, tendo-se obtido 0,84 mm/s. Finalmente, a massa foi deslocada para a posição de 240°, registando-se a amplitude de vibração de 1,42 mm/s. Refira-se que em todos os ensaios, houve o cuidado que o registo das amplitudes de vibração ocorresse sempre à mesma frequência (valor médio de 21,2 Hz), isto para que a massa de equilibragem possa ser corretamente determinada.

Na Tabela 23 são apresentadas as massas de teste usadas, as amplitudes de vibração e a respetiva frequência correspondentes às quatro medições, necessárias à determinação da massa de equilibragem e sua posição.

Tabela 23 – Amplitudes de vibração medidas durante o ensaio de equilibragem da cabeça da máquina.

Ensaio	m (g)	X (mm/s RMS)	Fr (Hz)
Sem massa	0	1,25	21,1
Com massa (0°)	41	1,39	21,1
Com massa (120°)	41	0,84	21,2
Com massa (240°)	41	1,42	21,2
Velocidade constante de funcionamento da máquina durante os ensaios: 3350 rpm			
Legenda:			
m - Massa de teste (íman) colocada sobre a cabeça (g).			
X - Amplitude de vibração máxima sofrida pela cabeça (mm/s RMS).			
Fr - Frequência à qual é atingida a máxima amplitude (Hz).			

À partida, os valores obtidos revelam que a colocação da massa próximo de 120° conduz a uma redução significativa da amplitude de vibração. Seguindo o procedimento descrito anteriormente, o equipamento *X-Viber* permite calcular qual será a massa indicada a adicionar ao conjunto rotativo, assim como a sua posição face ao referencial definido no início dos testes. Os resultados obtidos pelo aparelho poderão ser consultados no subcapítulo 3.7.1, dedicado à análise das medidas corretivas a realizar na máquina.

É de salientar que estes ensaios decorreram numa única máquina, sendo necessário analisar individualmente os restantes equipamentos de fabrico de espiral metálica, pois todos eles possuem componentes com geometria de revolução detentores de desequilíbrios distintos.

Com o intuito de determinar a contribuição para a amplitude global de vibração de alguns dos órgãos responsáveis pela transmissão do movimento até à cabeça da máquina, foi realizado um novo conjunto de ensaios. Refira-se que não foi possível realizar os ensaios em ambiente controlado, uma vez que as restantes máquinas se encontravam em funcionamento. Seria

inevitável que o desligar das máquinas anexas ao equipamento em estudo, conduziria à diminuição da produtividade, afetando os objetivos da empresa.

As blindagens de proteção da máquina foram removidas para permitirem o acesso aos órgãos de transmissão de movimento dos servomotores para a cabeça da máquina. A contribuição da energia vibratória gerada pelos servomotores foi avaliada através da medição da amplitude de vibração num ponto (ponto 5), localizado na placa de suporte que serve de fixação dos servomotores (Figura 189).

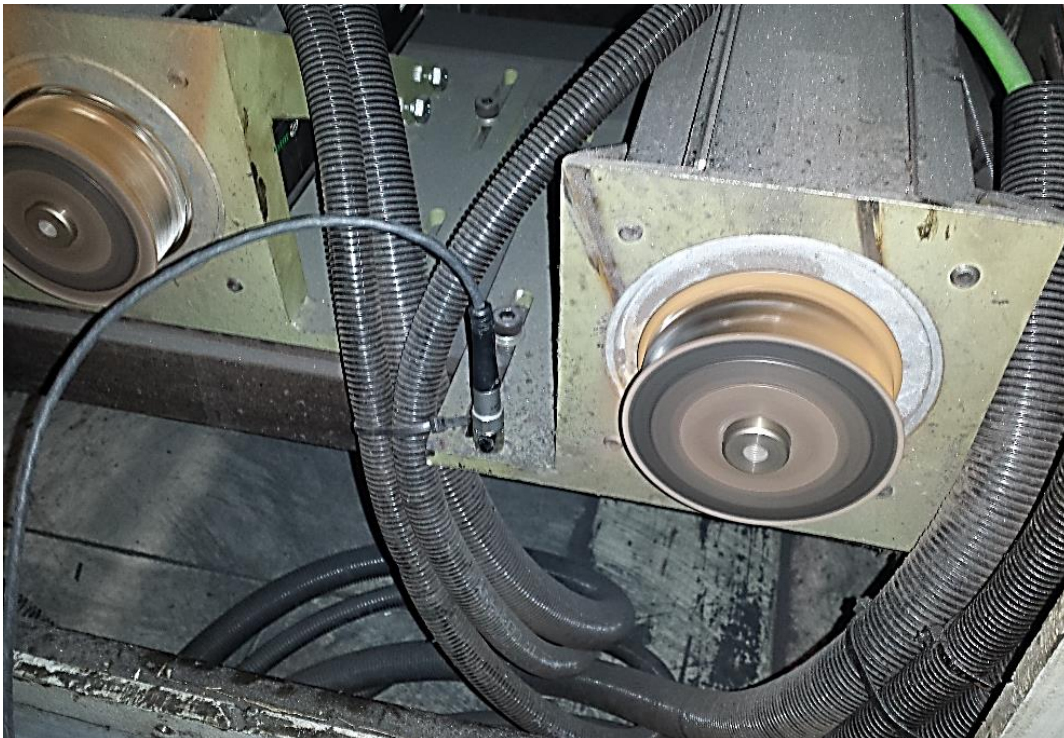


Figura 189 – Ponto 5: Foram escolhidos os suportes dos servomotores para monitorização da vibração gerada nesta zona.

Este novo conjunto de ensaios consistiu em medir a amplitude de vibração de cada órgão isolado da cadeia cinemática, para diferentes velocidades de rotação: 2350 rpm, 2800 rpm, 3350 rpm e 3750 rpm. Para tal, após removida a blindagem traseira do equipamento, procedeu-se à remoção das duas correias, responsáveis pelo acionamento da cabeça e rolos laminadores (Figura 190).



Figura 190 – Remoção das duas correias para análise das amplitudes de vibração causadas pelos servomotores.

As amplitudes de vibração geradas pelos servomotores em funcionamento foram medidas nos mesmos quatro pontos anteriores, com o acréscimo de um quinto ponto situado na placa de suporte dos servomotores. Como seria de esperar, as amplitudes de vibração máxima ocorreram a frequências distintas da frequência de rotação da cabeça da máquina, mas que estão relacionadas com esta pela cadeia cinemática. A frequência de trabalho da máquina não coincidiu com a amplitude máxima de vibração captada pelo aparelho, daí concluir-se que tal não se sucedeu, uma vez que os dados foram “viciados”, devido à presença de outras vibrações e ruídos que se encontravam no meio envolvente.

Após terminadas as medições e estando o equipamento a operar sem correias, ou seja, apenas com os servomotores em funcionamento, foram obtidos vinte espectros distintos, uma vez que se consideraram cinco pontos de medição para quatro velocidades de rotação diferentes. Na Figura 191 apresentam-se os cinco espectros correspondentes aos cinco pontos de medição, para a velocidade de rotação de 2350 rpm.

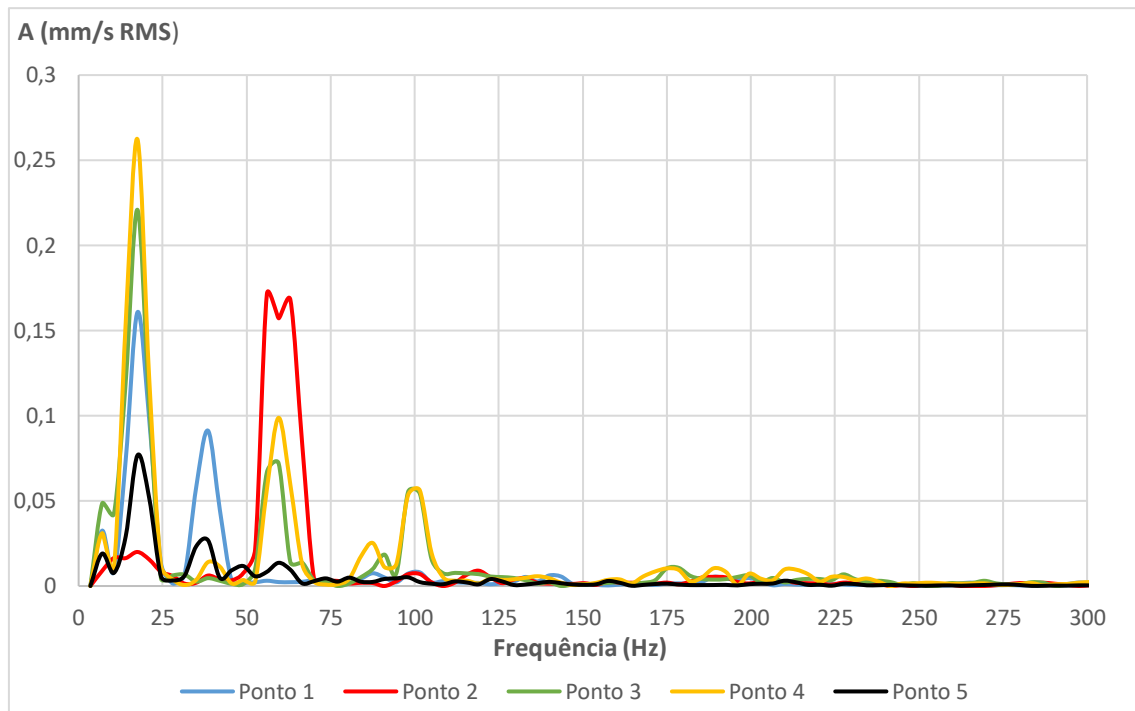


Figura 191 – Espectros de vibração medidos nos diferentes pontos após remoção das correias dos servomotores e para a velocidade de rotação da máquina de 2350 rpm.

A partir da distribuição de amplitudes, facilmente se constata que estas são máximas à frequência correspondente à rotação da máquina e que a amplitude gerada pelos servomotores é de 0,08 mm/s, sendo este valor bastante reduzido. Este resultado mostra que os servomotores se encontram em bom estado de funcionamento e que a propagação da energia vibratória aos restantes órgãos é pequena.

Na Tabela 24 apresentam-se os valores da amplitude espectral máxima, obtidos para os cinco pontos e envolvendo as quatro velocidades de rotação da máquina.

Tabela 24 – Amplitudes máximas de vibração obtidas nos cinco pontos e para as quatro velocidades de rotação, sem montagem de correias.

Velocidade Programada (rpm)	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Frequência (Hz)
	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	
2350	0,16	0,02	0,22	0,26	0,08	17,5
2800	0,10	0,02	0,11	0,12	0,05	21
3350	0,01	0,01	0,00	0,01	0,01	24,5
3750	0,00	0,01	0,01	0,00	0,00	28

A partir da análise das amplitudes de vibração, verifica-se que estas são máximas às 2350 rpm e tendem a diminuir com o aumento da velocidade de rotação da máquina. As baixas amplitudes registadas provam que a contribuição dos servomotores para a vibração geral da máquina é muito pequena. As amplitudes de vibração mais altas foram registadas à frequência de trabalho da máquina que, por sua vez, corresponde à frequência fundamental de vibração (1ª ordem ou 1X). Tais amplitudes, segundo a norma ISO 10816 são classificadas como boas e não constituem qualquer tipo de perigo no comportamento dinâmico das máquinas. As restantes amplitudes de vibração obtidas fora da frequência de trabalho da máquina são inferiores às amplitudes de frequência de 1ª ordem, pelo que poderão ser desprezáveis, uma vez que estas são muito diminutas. As amplitudes de vibração mais elevadas registadas a outras frequências indicam a presença de ruídos parasitas e de vibrações que foram gerados por equipamentos vizinhos. Como os valores adquiridos apresentaram amplitudes muito baixas, os outros ruídos e vibrações provocados pelas máquinas na vizinhança foram suficientemente intensos, de forma às vibrações criadas por estas apresentarem amplitudes vibratórias superiores às geradas pelos próprios servomotores, contribuindo para que haja uma distribuição de amplitudes esparsa ao longo do espectro. Contudo, também se observaram amplitudes de vibração significativas para frequências múltiplas inteiras da frequência fundamental. Estas podem ser explicadas pela proximidade destas frequências às frequências naturais de vibração dos componentes da máquina, levando a que as suas amplitudes sejam amplificadas e apresentem valores significativos no espectro global de vibração. Em suma, as baixas amplitudes de vibração geradas pelos servomotores permitem considerar que estes componentes se encontram em perfeitas condições de funcionamento.

Depois de determinada a amplitude de vibração gerada pelos servomotores, e estando despistada a hipótese destes contribuírem para uma elevada vibração da máquina, procedeu-se à montagem de uma das correias, acoplada a um dos servomotores e à repetição das medições. Começou-se por analisar o efeito da vibração gerada pela introdução da correia no servomotor direito, que é responsável por acionar e transmitir o movimento para os rolos laminadores da máquina (Figura 192).

Após a repetição das medições nos cinco pontos e para as respetivas velocidades de rotação, foram obtidos vinte espectros de amplitude vibratória. A Figura 193 apresenta o conjunto de espectros obtidos para a velocidade de rotação de 2350 rpm.

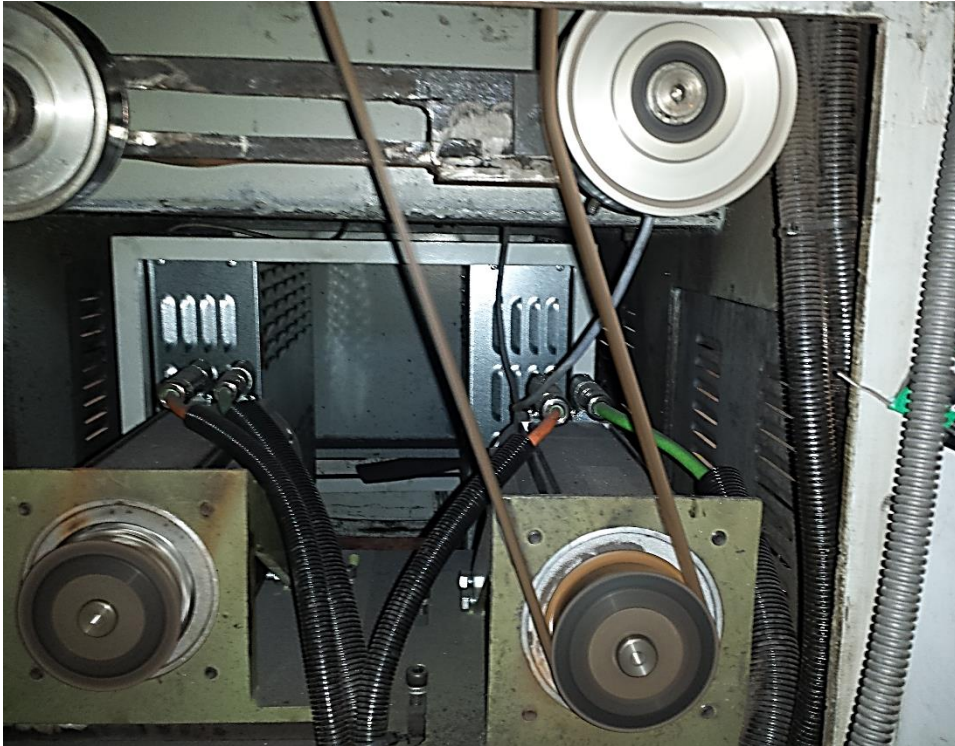


Figura 192 – Ligação por correia do servomotor direito à polia responsável pela transmissão de movimento aos rolos laminadores.

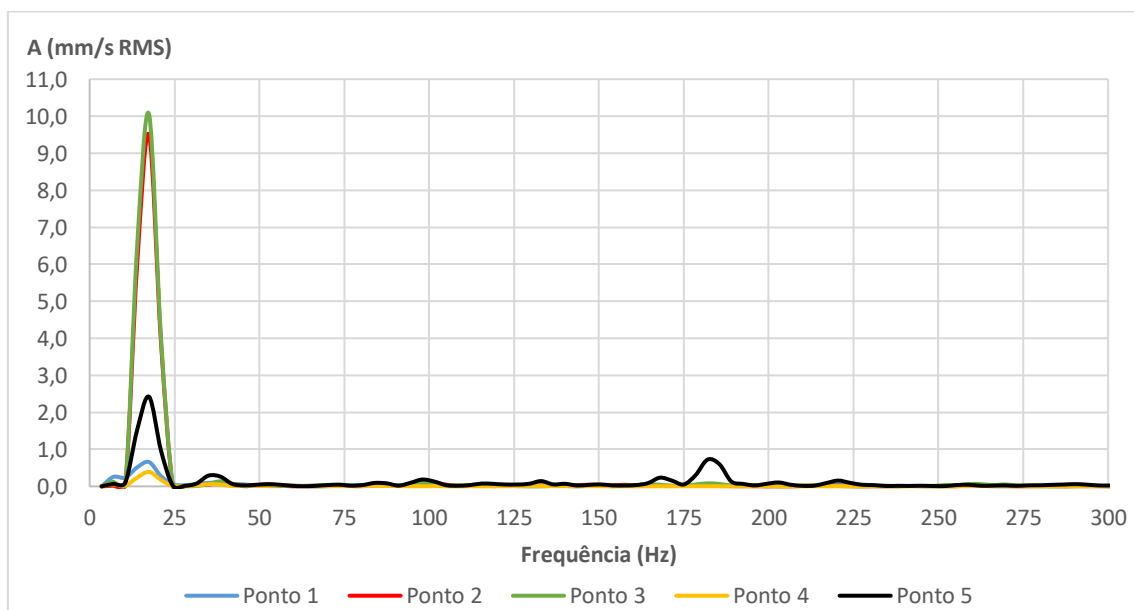


Figura 193 - Espectros de vibração medidos nos diferentes pontos após a montagem da correia do servomotor direito e para a velocidade de rotação da máquina de 2350 rpm.

A Figura 193 revela que a introdução da correia conduziu a um aumento muito significativo na amplitude de vibração máxima à frequência de 17,5Hz, principalmente nos pontos 2, 3 e 5, que são elementos estruturais da máquina.

As amplitudes máximas de vibração identificadas a partir da análise dos vinte espectros, medidos nos cinco pontos e para as quatro velocidades de rotação são apresentados na Tabela 25.

Tabela 25 – Amplitudes máximas de vibração obtidas nos 5 pontos e para as quatro velocidades de rotação, com a correia montada no servomotor direito.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	
Velocidade Programada (rpm)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Frequência (Hz)
2350	0,66	9,49	10,05	0,39	2,42	17,5
2800	0,90	6,98	6,85	0,39	2,18	21
3350	0,80	5,45	5,69	0,28	1,54	24,5
3750	0,62	5,00	4,88	0,21	1,18	28

É de salientar que nesta série de medições, todas as amplitudes máximas de vibração coincidiram com a frequência fundamental de funcionamento da máquina, frequência essa dada como frequência de primeira ordem ou 1X.

Estes resultados revelam que a amplitude de vibração é máxima para a velocidade de rotação de 2350 rpm, à semelhança do caso anterior. Apenas a amplitude de vibração no ponto 1 (acelerómetro colocado próximo da cabeça da máquina) apresenta valores de amplitude de vibração superiores com o aumento da velocidade. De notar que as amplitudes obtidas neste ponto não são proporcionais à velocidade de funcionamento da máquina, isto é, poder-se-ia concluir que quanto maior fosse a rotação exercida pelo equipamento, maior seria a amplitude de vibração sofrida nesse ponto. Contudo, tendo em consideração os resultados obtidos, não se consegue garantir com veracidade tal facto. Na generalidade e à semelhança dos casos anteriores, regista-se uma redução da amplitude de vibração na maioria dos pontos de medição com o aumento da velocidade de rotação, apresentando amplitudes de vibração significativamente mais baixas às 3750 rpm, relativamente aos regimes de 2800 e 3350 rpm.

Em suma, a introdução da correia no servomotor direito, responsável pelo acionamento dos rolos laminadores, fez aumentar significativamente a amplitude de vibração da máquina, atingindo valores que, de acordo com a norma ISO 10816, são classificados de nível perigoso para o bom funcionamento e desempenho dos equipamentos.

Por fim, foi retirada a correia do servomotor direito e montada a correia do servomotor esquerdo, responsável por acionar e transmitir movimento à cabeça do equipamento (Figura 194).



Figura 194 – Ligação por correia do servomotor esquerdo à polia responsável pela transmissão de movimento à cabeça da máquina.

Seguindo um procedimento análogo aos anteriores, foram medidos vinte espectros relativos aos cinco pontos e para as quatro velocidades de rotação.

Na Figura 195 são apresentados os espectros medidos nos cinco pontos para a velocidade de rotação de 2350 rpm. Estes revelam que a amplitude máxima ocorre à frequência fundamental para os pontos 3, 4 e 5 e para frequências não múltiplas inteiras, no caso dos pontos 1 e 2. As amplitudes de vibração são elevadas e semelhantes às registadas no ensaio anterior.

As amplitudes máximas de vibração obtidas a partir da análise dos vinte espectros, medidos com a correia montada no servomotor esquerdo, são apresentadas na Tabela 26.

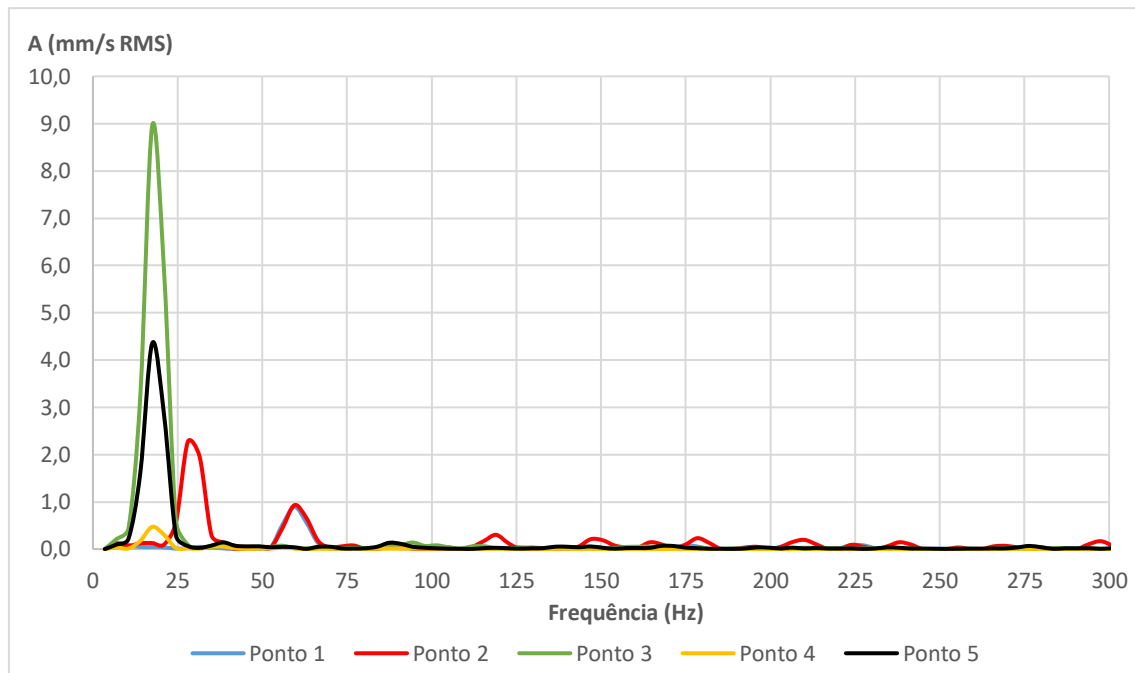


Figura 195 - Espectros de vibração medidos nos diferentes pontos após a montagem da correia do servomotor esquerdo e para a velocidade de rotação da máquina de 2350 rpm.

Tabela 26 – Amplitudes máximas de vibração obtidas nos 5 pontos e para as quatro velocidades de rotação, com a correia montada no servomotor esquerdo.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	
Velocidade Programada rpm	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Frequência (Hz)
2350	0,05	0,13	8,95	0,47	4,36	17,5
2800	0,58	5,73	6,31	0,37	2,32	21
3350	0,77	4,70	4,82	0,26	1,39	24,5
3750	0,69	5,50	5,45	0,31	1,26	28

A Tabela 26 permite constatar que a amplitude de vibração foi mais elevada nos pontos 2, 3 e 5. Por outro lado, os dados que foram obtidos nos pontos 1, 2 e 5 à velocidade de 2350 rpm não se encontram minimamente relacionados com as restantes amplitudes de vibração obtidas para as velocidades de rotação superiores. Tal facto poderá ser justificado, no caso dos pontos 1 e 2, pela amplitude máxima não ocorrer à frequência fundamental. Em relação ao ponto 5, a amplitude de vibração medida no suporte do servomotor é significativamente mais elevada, relativamente às observadas a velocidades de rotações superiores. As amplitudes máximas nos pontos 3, 4 e 5 são observadas para a rotação de 2350 rpm, o que evidencia que a máquina possui uma frequência de ressonância próxima desta rotação.

3.5.2.1 Síntese dos ensaios efetuados

A partir das amplitudes de vibração medidas nos diversos ensaios realizados na máquina de teste, são agora apresentadas as conclusões gerais:

- Segundo a norma ISO 10816, este equipamento apresenta amplitudes de vibração muito elevadas, que se classificam de nível perigoso para o funcionamento e desempenho do equipamento;

Estado dos principais órgãos mecânicos do equipamento:

- Os servomotores apresentam uma baixa amplitude de vibração, dando indicação que não apresentam qualquer anomalia no seu funcionamento;
- O estado das correias é difícil de avaliar, uma vez que se podem deteriorar muito facilmente, caso não sejam montadas corretamente e/ou não estejam com a pré-tensão adequada. As folgas em excesso ou degradação poderão contribuir para o aparecimento de novas fontes de vibração e para amplificar as já existentes. Contudo, as correias que se encontravam montadas na máquina não apresentavam quaisquer sinais de desgaste. Por outro lado, verificou-se que o comprimento das correias é anormalmente elevado, o que poderá gerar elevadas amplitudes de vibração;
- A análise das amplitudes de vibração medidas revelou que a principal fonte de vibração da máquina se encontrava nos veios acoplados à cabeça. Estes não puderam ser estudados com o devido detalhe, dado que tal obrigaria à paragem da máquina por longos períodos. Todavia, suspeita-se que estes poderão estar severamente desequilibrados e/ou desalinhados relativamente aos restantes elementos integrantes do equipamento;
- A cabeça da máquina possui um desequilíbrio que gera amplitudes de vibração, que segundo a norma ISO 10816, são consideradas de nível aceitável. Contudo, deverão ser tomadas medidas corretivas para reduzir ao mínimo a amplitude global de vibração;
- Estes equipamentos possuem diversas polias e tensores que devem ser verificados periodicamente, evitando o aparecimento de gradientes elevados na transmissão do movimento, provocados por excentricidades e desequilíbrios nestas peças. Neste caso, o estado das polias e tensores foi avaliado através de uma inspeção visual e constatou-se que se encontravam em bom de estado de funcionamento, embora na prática, seja

difícil avaliar com rigor o seu estado. É de salientar que estes elementos foram introduzidos na máquina, aquando da sua reconfiguração para os servomotores, não havendo garantias de alinhamentos e paralelismos.

3.5.2.2 Síntese dos conceitos a reter

De acordo com os resultados obtidos anteriormente, pode-se constatar o seguinte:

- Estes equipamentos envolvem muitos componentes mecânicos que trabalham a diversos regimes de rotação e que, devido à existência de inúmeras correias, tornam difícil a interpretação dos espetros. Regra geral, quanto maior for o comprimento da correia, maior será a indução de variação na transmissibilidade do movimento para os restantes órgãos mecânicos. Todos estes fatores proporcionam instabilidade na velocidade de trabalho e são geradores de vibração;
- Nos espetros obtidos, as amplitudes de vibração observadas ocorriam a frequências distintas: à primeira ordem (1x), a metade da primeira ordem (0,5x) e ao dobro da primeira ordem (2x);
- A instabilidade induzida pelas correias resultou na dificuldade em obter leituras corretas da amplitude de vibração e, a partir desta, identificar as principais fontes de vibração. Por estas razões, os resultados obtidos apenas permitem ter a suspeita de que a principal fonte de vibração está localizada no conjunto constituído pela chumaceira, veios e cabeça da máquina;
- Assim, recomenda-se que os veios, chumaceira e a cabeça da máquina sejam desmontados e instalados num banco de ensaios, acoplado a um motor, por forma a equilibrar e corrigir os desequilíbrios e desalinhamentos que aparentam possuir;
- Um aspeto importante a ter em consideração trata-se da exclusão de alguns parâmetros neste estudo, por serem de difícil quantificação e dificultarem ainda mais a interpretação dos resultados. São eles, a tensão de esmagamento durante a laminagem do arame, a variação da massa da bobina e a qualidade e quantidade de arame enrolado sobre esta. Por esta razão, procurou-se sempre garantir estabilidade nestes parâmetros, durante a realização de todas as medições.

Apesar das restrições de tempo imposto, foi possível identificar os órgãos responsáveis pela vibração da máquina e foram dadas indicações de quais as ações a tomar para a resolução dos

problemas associados à elevada amplitude de vibração, sendo igualmente definidas as prioridades na sua análise.

3.5.3 Análise das temperaturas desenvolvidas no equipamento

O estudo deste tipo de máquinas prosseguiu-se a nível térmico, tornando-se indispensável averiguar quais as temperaturas predominantes em alguns dos componentes mais críticos, tendo como objetivo primordial, a criação de um histórico relativo à energia calorífica gerada nos mesmos. A partir daí, será necessário criar uma base de dados para se estabelecer o valor térmico padrão que cada componente atinge em serviço, assim como estipular valores limite que estes não deverão alcançar. Para a realização desta análise, recorreu-se à utilização de dois aparelhos de medição: um pirómetro existente na FicoCables, adquirido à empresa Testo, cujo modelo é o 830-T2 e um aparelho de termografia da FLIR®, modelo E60, cedido pelo Instituto Superior de Engenharia do Porto.

A construção da base de dados deverá englobar um significativo número de medições. Após a aglomeração de uma amostragem relativamente considerável, procedeu-se à avaliação global de cada componente previamente selecionado, definindo-se um limite máximo de temperatura ao qual o elemento tenderá a perder exponencialmente a sua eficácia, assim como um valor ideal expectável, que poderá variar notavelmente com a alteração da temperatura ambiente ao longo do ano.

Antes da primeira medição efetuada, definiram-se os componentes e as zonas que seriam alvo de mensuração, tendo como critério principal uma boa acessibilidade aos mesmos. Assim sendo, os elementos selecionados foram:

- Servomotores e respetivas chapas de blindagem exterior (pontos 1, 7 e 9);
- Dissipadores de calor e respetivas blindagens exteriores (pontos 2 e 6);
- Chapas exteriores da chumaceira da cabeça (pontos 8 e 10);
- Carro deslizante (ponto 4), na zona onde se encontra o veio central;
- Tambor (ponto 3), superficialmente e dentro deste, redirecionado para o veio que está acoplado à cabeça da máquina;
- Tensor mecânico e respetiva blindagem (ponto 5);

- Dentro e fora do painel de comando principal;
- Zonas da estrutura principal da máquina, adjacentes ao painel de comando e aos dissipadores de calor.

A Figura 196 apresenta diferentes vistas de uma máquina de fabrico de espiral metálica e respetivos pontos de medição, correspondentes aos elementos acima supracitados. De referir que, para além dos pontos indicados na Figura 196, existiram outros pontos de medição que se revelaram não ser tão importantes, relativamente aos demais.

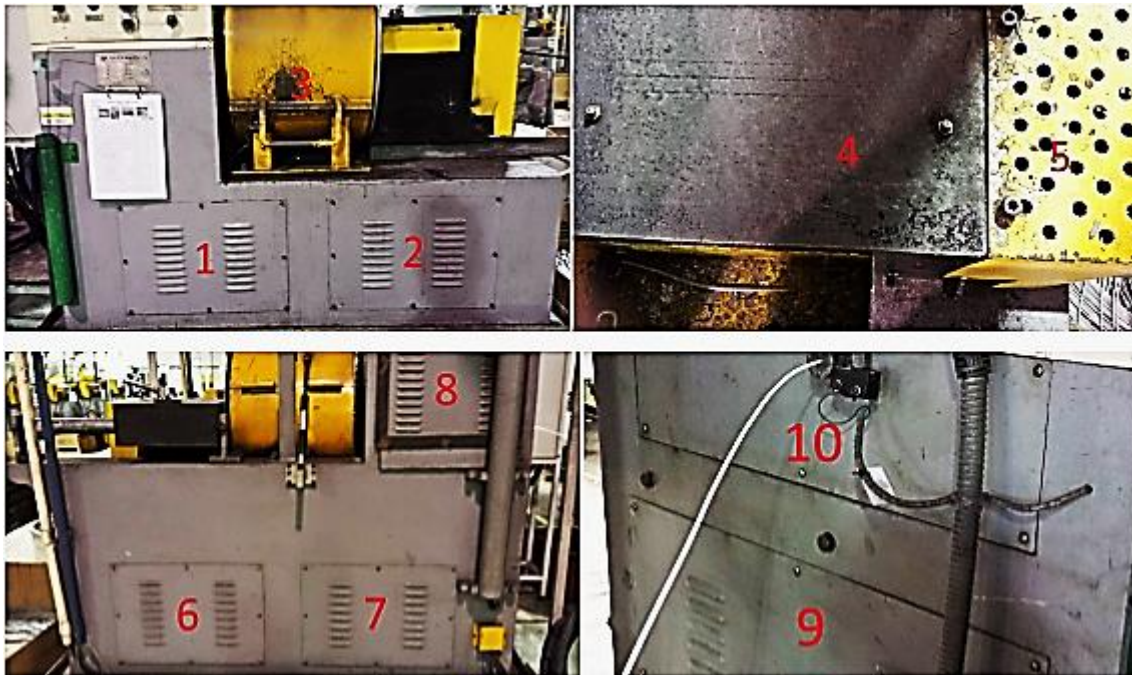


Figura 196 – Alguns dos pontos eleitos para medição da temperatura.

A obtenção das temperaturas geradas pela chumaceira da cabeça e pelo veio central seria bastante relevante para a análise em questão. Contudo, estes dois componentes estão localizados no interior da máquina, nomeadamente em zonas de difícil acesso e, por esse motivo, não se consegue adquirir concretamente as temperaturas que estes desenvolvem, embora seja possível aferir uma estimativa destas, através da medição das temperaturas incidentes sobre os componentes ou elementos que se encontrem próximos destes dois conjuntos.

De entre os diversos pontos que poderiam ser escolhidos para a medição da temperatura, os seguintes destacam-se pelos motivos adiante referidos:

- Servomotor – Componente crucial para o bom funcionamento da máquina, visto que este é responsável pela geração e transmissão de movimento; É imperativo conhecer e acompanhar frequentemente as temperaturas de serviço que este atinge, de forma a evitar a sua falência devido a sobreaquecimentos duradouros e excessivos, comprometendo também em muitas circunstâncias, a sua eficiência e longevidade;
- Dissipador de calor – Elemento que gera e transmite uma elevada temperatura, contribuindo assim para o incremento desta em algumas zonas da máquina, principalmente a nível interno. É, portanto, indispensável realizar as respetivas medições neste componente;
- Chapas adjacentes à chumaceira da cabeça – O acesso à chumaceira é algo complexo e, não sendo possível a máquina estar em funcionamento sem as blindagens protetoras nos devidos locais, por questões de segurança e de cumprimento das normas internas existentes, optou-se por medir a temperatura nas chapas que selam o acesso a este componente, nem que seja apenas para obter uma ideia acerca da energia calorífica emitida naquela zona;
- Carro deslizante – Assim como a chumaceira da cabeça, o veio central é de difícil acesso, logo, elegeu-se o carro deslizante para efetuar as medições, com o intuito destas poderem ser comparadas para futura referência. De notar que o carro deslizante poderá ser considerado como o bloco detentor do veio central, que se encontra no seu interior;
- Tambor – De entre todos os elementos selecionados para a medição de temperatura, o tambor é possivelmente um dos componentes menos críticos, uma vez que o calor gerado nesta zona é pouco significativo, relativamente aos outros pontos. Tal facto pode ser facilmente comprovado, através do manuseamento das máquinas em questão. À partida, este componente não é detentor de problemas relacionados com a temática das temperaturas desenvolvidas pelo equipamento;
- Tensor mecânico – Este componente é um daqueles que gera maiores temperaturas, sendo substituído com muita frequência. Uma vez que se trata de um tensor mecânico, o funcionamento deste é garantido pela fricção dos *ferodos* contra os discos de aço do tensor, produzindo desta forma uma quantidade de calor considerada bastante excessiva;

- Quadro de comando elétrico – Esta zona também foi alvo de diversas medições, devido a certos componentes elétricos e eletrônicos não suportarem temperaturas elevadas.

Na primeira medição realizada, o aparelho utilizado foi o pirómetro da Testo e foram obtidos os seguintes dados (Tabela 27):

Tabela 27 – Temperaturas obtidas nos órgãos previamente selecionados durante o primeiro ensaio.

Rotação da cabeça (rpm):		2300	
Estado da máquina:		Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 7 horas	
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)	Temperatura superficial no interior da máquina (°C)	
Servomotores	34,0	33,6	84,2
Dissipadores de calor	59,6	56,8	160,1
Chumaceira da cabeça	37,1 ^{a)}	39,5 ^{b)}	-
Veio central	43,9		-
Tambor	29,0		42,4
Tensor mecânico	260,1		-
Blindagem do tensor	42,3		-
Painel de controlo	31,3		38,0
Temperatura máxima na máquina, generalizada	48,0 ^{c)}	37,7 ^{d)}	48,6

Legenda:

- a) Corresponde ao ponto de medição 10
- b) Corresponde ao ponto de medição 8
- c) Corresponde acima do ponto de medição 2 e/ou em seu redor
- d) Corresponde ao ponto de medição abaixo do painel de comando

As temperaturas registadas na Tabela 27 foram medidas na máquina FET621, que por sua vez, foi selecionada para a execução da maior parte dos testes e estudos durante a realização da presente dissertação.

Durante a primeira série de medições decorrida num intervalo de duas semanas, foram também registados os valores térmicos emitidos pelos diversos órgãos que integram as restantes máquinas eletronicamente modificadas, com o intuito de averiguar se existiriam temperaturas similares entre os componentes, sendo estes posteriormente comparados entre si.

Tabela 28 – Valores térmicos registados nos diferentes componentes da máquina FET621.

Rotação da cabeça (rpm):		3215	
Estado da máquina:		Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 2 horas	
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)		Temperatura superficial interior da máquina (°C)
Servomotores	39,1	41,4	99,7
Dissipadores de calor	69,1	71,6	195,2
Chumaceira da cabeça	41,9 ^{a)}	44,5 ^{b)}	-
Veio central	53,7		-
Tambor	35,3		44,7
Tensor mecânico	249,8		-
Blindagem do tensor	47,5		-
Painel de controlo	33,5		43,8
Temperatura máxima na máquina, generalizada	58,6 ^{c)}	42,3 ^{d)}	64,6

A Tabela 28 retrata as temperaturas obtidas nos órgãos da máquina com a referência FET621. De salientar que, de entre todas as medições efetuadas durante um determinado período de tempo, os dados apresentados na tabela dizem respeito a valores bastante elevados, tendo em comparação as medições efetuadas nas outras máquinas, ou na própria FET621, noutra altura.

Após a alteração do tipo de apoio existente na máquina de teste, a temperatura aumentou drasticamente em certos componentes, enquanto nos restantes, o gradiente térmico observado manteve-se reduzido, sendo este pouco significativo para o estudo em questão. A Tabela 29 retrata as energias caloríficas mais elevadas alguma vez registadas na máquina FET621, num total de oitenta amostragens realizadas neste equipamento.

A Figura 197 e a Figura 198 apresentam alguns dos órgãos mais críticos sujeitos a medição termográfica. A medição em questão diz respeito aos valores registados na Tabela 29, através da utilização do aparelho da FLIR®. A Figura 199 ilustra toda a máquina e respetiva visualização termográfica à direita.

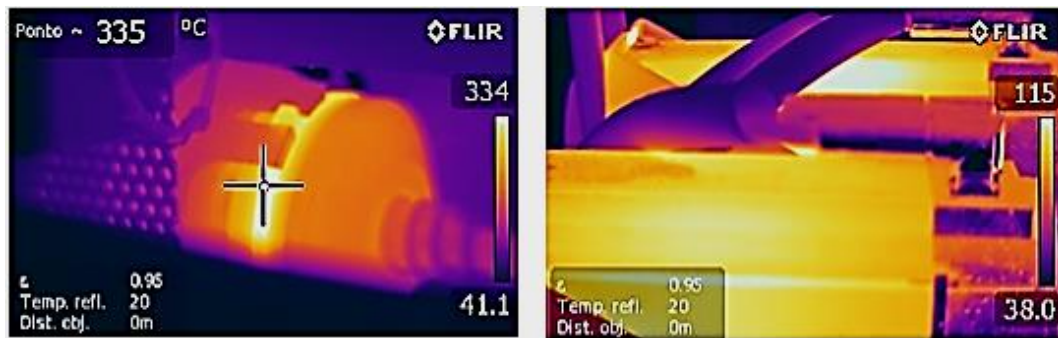


Figura 197 – Termografia incidente sobre o tensor mecânico (à esquerda) e servomotores (à direita).

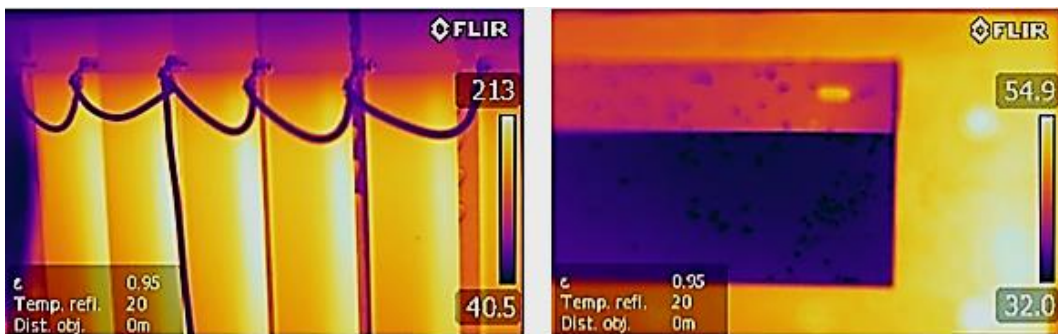


Figura 198 – Termografia realizada aos dissipadores de calor (à esquerda) e ao carro deslizante que envolve o veio central (à direita).

Tabela 29 – Registo das maiores temperaturas desenvolvidas pela máquina FET621, após alteração dos apoios de origem.

Rotação da cabeça (rpm):	3400		
Estado da máquina:	Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 4 horas		
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)		Temperatura superficial interior da máquina (°C)
Servomotores	42,9	43,4	115,0
Dissipadores de calor	72,7	77,2	213,0
Chumaceira da cabeça	45,6 ^{a)}	46,7 ^{b)}	-
Veio central	54,9		-
Tambor	39,0		52,3
Tensor mecânico	334,8		-
Blindagem do tensor	49,8		-
Painel de controlo	34,0		50,2
Temperatura máxima na máquina, generalizada	63,4 ^{c)}	47,9 ^{d)}	61,9

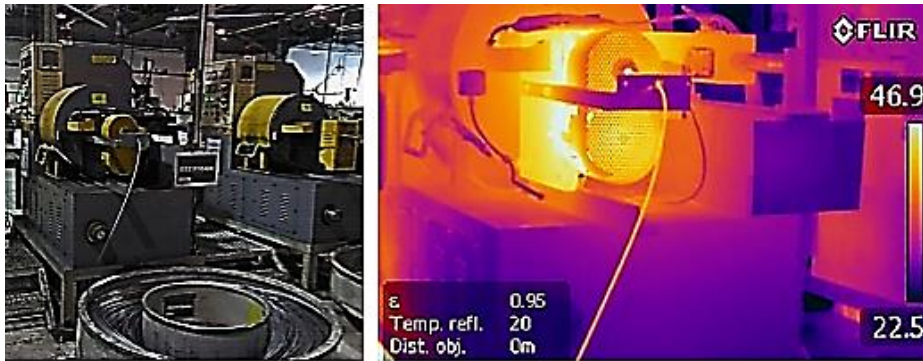


Figura 199 – Máquina eletronicamente modificada (à esquerda) e respetiva imagem termográfica (à direita).

Com o auxílio do pirómetro, foram medidas as temperaturas incidentes nas restantes máquinas eletronicamente modificadas, com vista a identificar as temperaturas mais altas debitadas pelos órgãos mecânicos em análise. Este estudo possui também como finalidade, apurar se a velocidade de funcionamento das máquinas poderá ser considerado um parâmetro influenciador no aumento substancial da temperatura em alguns componentes, ou se existirão outros fatores que sejam mais relevantes. De notar que no decorrer das respetivas medições, apenas a máquina FET621 foi alvo de modificações, nomeadamente, sendo esta detentora de um novo tipo de apoio que será devidamente abordado mais à frente.

Por conseguinte, a Tabela 30 à Tabela 33 retratam genericamente, as temperaturas mais elevadas obtidas nas restantes máquinas eletronicamente modificadas.

Tabela 30 – Temperaturas máximas obtidas na máquina modificada FET613.

Rotação da cabeça (rpm):		2553	
Estado da máquina:		Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 5 horas	
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)	Temperatura superficial interior da máquina (°C)	
Servomotores	43,6	41,8	102,9
Dissipadores de calor	62,0	65,9	173,6
Chumaceira da cabeça	45,2 ^{a)}	45,0 ^{b)}	-
Veio central	51,7		-
Tambor	34,1		42,8
Tensor mecânico	260,4		-
Blindagem do tensor	40,9		-
Painel de controlo	35,3		43,5
Temperatura máxima na máquina, generalizada	60,2 ^{c)}	43,2 ^{d)}	65,3

Tabela 31 – Temperaturas máximas obtidas na máquina modificada FET614.

Rotação da cabeça (rpm):		2319	
Estado da máquina:		Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 3 horas	
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)		Temperatura superficial interior da máquina (°C)
Servomotores	45,9	45,4	104,0
Dissipadores de calor	64,8	70,4	184,9
Chumaceira da cabeça	48,2 ^{a)}	47,6 ^{b)}	-
Veio central	52,6		-
Tambor	36,5		44,4
Tensor mecânico	227,2		-
Blindagem do tensor	42,6		-
Painel de controlo	38,2		50,8
Temperatura máxima na máquina, generalizada	56,8 ^{c)}	46,5 ^{d)}	64,5

Tabela 32 – Temperaturas máximas obtidas na máquina modificada FET619.

Rotação da cabeça (rpm):		2412	
Estado da máquina:		Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 8 horas	
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)		Temperatura superficial interior da máquina (°C)
Servomotores	44,5	42,8	98,7
Dissipadores de calor	67,8	68,0	168,8
Chumaceira da cabeça	47,1 ^{a)}	47,0 ^{b)}	-
Veio central	49,5		-
Tambor	35,2		43,6
Tensor mecânico	191,3		-
Blindagem do tensor	44,3		-
Painel de controlo	36,7		46,5
Temperatura máxima na máquina, generalizada	57,8 ^{c)}	46,7 ^{d)}	62,5

Tabela 33 – Temperaturas máximas obtidas na máquina modificada FET620.

Rotação da cabeça (rpm):	2216		
Estado da máquina:	Medição realizada quando esta se encontrava em funcionamento contínuo há pelo menos 8 horas		
Componente	Temperatura exterior (blindagens) (°C)		Temperatura superficial interior da máquina (°C)
Servomotores	41,3	40,8	105,7
Dissipadores de calor	43,3	45,1	175,6
Chumaceira da cabeça	42,7 ^{a)}	43,5 ^{b)}	-
Veio central	52,2		-
Tambor	39,2		44,3
Tensor mecânico	256,6		-
Blindagem do tensor	43,2		-
Painel de controlo	33,8		47,2
Temperatura máxima na máquina, generalizada	56,1 ^{c)}	41,2 ^{d)}	58,9

Analisando pormenorizadamente as tabelas a cima apresentadas, em que cada uma destas corresponde ao registo das temperaturas mais elevadas, alcançadas pelos diversos componentes constituintes das diferentes máquinas modificadas existentes na fábrica, pode-se constatar o seguinte:

- A temperatura ambiente proveniente do meio exterior manteve-se praticamente constante, uma vez que as medições foram efetuadas durante um período de três semanas consecutivas. O gradiente térmico máximo observado rondou os 4,5°C, tendo sido realizadas as respetivas medições durante uma determinada altura do dia, nomeadamente ao final da manhã ou início da tarde, altura em que as temperaturas ambientes geralmente são mais elevadas;
- O regime de trabalho das máquinas é um fator extremamente relevante, pois se um determinado equipamento estiver em constante funcionamento durante um largo período de horas, tendo apenas breves paragens para mudança de bobinas, os componentes que se encontram no seu interior acabam por não arrefecer na totalidade, tendendo a incrementar a energia térmica debitada por estes ao longo do tempo. Contudo, este parâmetro por si só, não é responsável pela aquisição das temperaturas observadas em determinados componentes dos equipamentos;

- Os dissipadores de calor emitem bastante energia térmica, sendo estes um dos elementos mais críticos existentes neste tipo de máquinas. A temperatura desenvolvida no interior do equipamento, devido à presença destes componentes, poderá interagir negativamente com a temperatura registada nos servomotores e ainda, noutros elementos que se localizam na sua proximidade. Nas máquinas alvo de medição, foram registados valores térmicos compreendidos entre 160°C a 185°C, tendo em conta que os regimes de trabalho praticados se situaram sempre entre 2200 a 2600 rpm. Dos resultados obtidos, chegou-se à conclusão que a temperatura debitada pelos servomotores não é necessariamente maior, face ao incremento da velocidade de funcionamento das máquinas. De salientar ainda um caso à parte, relativamente à máquina FET621, que consistiu na medição das temperaturas após alteração do tipo de apoio ao solo. Os valores registados nos dissipadores de calor atingiram 213°C, contudo não se pode antecipar que a disparidade no valor obtido se deva inteiramente ao regime de funcionamento da máquina naquela altura, que era de 3400 rpm;
- Os servomotores alcançaram gradientes máximos na casa dos 30°C. Em alguns casos, os valores mais baixos registados poderão advir do tempo diminuto de funcionamento em contínuo da máquina, momentos antes da medição efetuada. As temperaturas mais altas observadas podem ter sido influenciadas pela rotação de trabalho dos servomotores e do tempo associado ao seu regime de funcionamento. Os valores térmicos obtidos nos servomotores poderão estar a ser inflacionados pela temperatura proveniente dos dissipadores de calor. Contudo, tais temperaturas não são significativamente excessivas uma vez que, segundo o catálogo referente aos servomotores adquiridos, este tipo de componente pode suportar temperaturas máximas de 140°C (incrementos até 100°C para uma temperatura ambiente de 40°C, perfazendo no total 140°C como valor limite de funcionamento). Para o bom funcionamento dos servomotores, evitando assim que estes percam parte da sua vida útil de serviço, foi-lhes acoplado um sistema de proteção térmico, designado por termistor que, a partir dos 145°C, alertará a unidade de controlo eletrónico do servomotor, obrigando-o a entrar em *“safe-mode”*. Como consequência, o funcionamento destes componentes será temporariamente suspenso.
- As blindagens da chumaceira da cabeça do equipamento serviram como ponto de referência para ser estimada a temperatura real que poderá ser debitada por este elemento, que se encontra no interior da máquina. Analisando os resultados obtidos, a

partir das medições realizadas, verifica-se que o gradiente térmico observado nesta zona é relativamente baixo, estando este na casa dos 8°C. Numa primeira abordagem, este componente poderá não se tratar de um potencial órgão crítico, apesar de conter no seu interior alguns rolamentos alojados, ou para os demais elementos que se encontrem adjacentes a este;

- No carro deslizante foram registadas temperaturas razoavelmente elevadas, que se situaram, na grande maioria dos casos, entre 44°C e 55°C. Tal facto poderá resultar da presença do tensor mecânico, que se encontra na região inferior à do carro deslizante. Como consequência, a energia térmica emitida pelo tensor poderá sobreaquecer significativamente o veio central;
- A temperatura mais elevada que surge no interior das máquinas é proporcionada pelo tensor mecânico, localizado na parte frontal do equipamento, por onde é expelida a espiral metálica no seu estado final. Das medições efetuadas, pode-se concluir que o tensor mecânico é o elemento mais crítico presente neste tipo de máquinas, uma vez que o calor gerado por este componente é bastante superior aos demais, tendo sido registados valores na casa dos 260°C na grande maioria das medições, onde prevalecem energias caloríficas mais acentuadas em certos casos, como, por exemplo, valores acima dos 300°C. O gradiente térmico observado foi de sensivelmente 120°C, sendo esse um valor bastante alto. Numa primeira abordagem, pode-se afirmar que a temperatura neste componente tende a aumentar com o incremento da velocidade de funcionamento dos equipamentos. Contudo, julga-se que o fator mais determinante se deve ao aperto manual que os colaboradores exercem sobre o disco afinador do tensor, aperto esse que irá conferir uma determinada pressão entre os discos e os *ferodos* do conjunto. Quanto maior for a força realizada no aperto destes elementos, maior será a fricção gerada entre estes e, conseqüentemente, maior será a temperatura desenvolvida. O tensor mecânico, sem margem para dúvida, necessitará de ser intervencionado de forma a atenuar parte das temperaturas desenvolvidas pelo equipamento;
- No painel de comando elétrico, as temperaturas no seu interior são algo elevadas, sendo necessário intervencionar futuramente este elemento, uma vez que tudo o que seja material de cariz elétrico e eletrónico, tende a perder a sua eficiência e eficácia com o aumento da energia calorífica gerada por estes, ou emitida por outros componentes em seu redor;

- As restantes zonas selecionadas para medição da temperatura ditam, pela análise das tabelas, que a zona estrutural da máquina localizada acima dos dissipadores de calor sofre temperaturas superiores, relativamente ao resto da sua carcaça/*chassis* do equipamento.

3.5.4 Análise dos mancais de apoio

Este capítulo aborda o estudo realizado aos mancais de apoio da chumaceira da cabeça, uma vez que este conjunto é considerado um dos mais fulcrais para o bom funcionamento da máquina. Tal facto deve-se à chumaceira servir como meio de transmissão de movimento entre os servomotores e a cabeça da máquina, local onde é conformado o arame, tanto em espessura como em configuração, de modo a atingir a forma espiralada final.

Esta temática incide em duas vertentes:

- Análise da capacidade instalada nos rolamentos mais críticos que integram a chumaceira da cabeça. Para o efeito, serão calculadas as cargas que solicitam os rolamentos, assim como as reações que estes exercem por intermédio dessas cargas;
- Cálculo da duração da vida atingível pelo rolamento alvo de maior solicitação, de forma a comprovar se este é ou não suficientemente robusto, face à função a desempenhar.

3.5.4.1 Análise da capacidade instalada nos rolamentos da chumaceira

De forma a averiguar quais as cargas atuantes sobre os rolamentos, é necessário conhecer os esforços que estão a contribuir para esse efeito. Além disso, tais esforços são gerados pela presença de elementos que agregam todo o sistema, pelo que também necessitam de ser identificados.

Os componentes que se encontram no interior da máquina e que contribuem para a presença de solicitações radiais sobre os rolamentos, estão mencionados na Figura 200. De salientar que, devido à configuração deste tipo de equipamento, dos conjuntos de peças que incorpora e do seu modo de funcionamento e processamento de espiral metálica, denota-se que não existem quaisquer esforços axiais no eixo onde o subproduto é concebido. Nesta direção apenas se dá a passagem do tubo interior, que é puxado pela própria máquina à medida que esta conforma o arame na fieira, arame esse que, ao aderir contra as paredes do tubo, fá-lo avançar no mesmo sentido e direção, relativamente à sua zona de entrada. Este efeito de puxar o tubo interior na

direção axial não perfaz qualquer tipo de esforço sobre os rolamentos ou qualquer outro componente existente no equipamento.

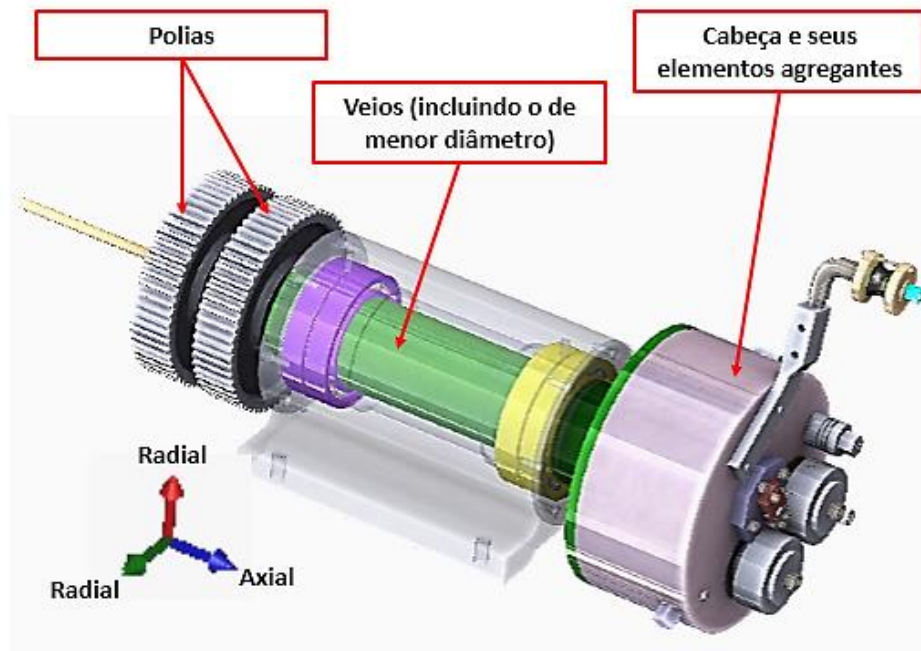


Figura 200 – Elementos que contribuem para a presença de esforços radiais nos dois pares de rolamentos assinalados a roxo e amarelo (modelação 3D Solidworks®).

Posto isto, determinou-se que os esforços atuantes sobre os rolamentos em questão são os seguintes:

- Massa da cabeça;
- Massa dos veios;
- Massa das polias;
- Força exercida sobre as polias, por ação das correias;
- Força exercida sobre a cabeça, devido à tensão e massa do arame e massa da bobina;
- Força exercida sobre os veios, por ação dos rolos laminadores.

3.5.4.1.1 Esquema de esforços atuantes na chumaceira da cabeça da máquina

Para o cálculo das reações incidentes sobre os rolamentos por ação das cargas atuantes sobre os mesmos, são conhecidos os seguintes parâmetros:

- $m_{cabeça} = 27 \text{ kg}$
- $m_{braço \text{ da } cabeça} = 1,8 \text{ kg}$
- $m_{arame \text{ e } bobina} = 95 \text{ kg}$
- $m_{veio \text{ da } cabeça} = 17,8 \text{ kg}$
- $m_{veio \text{ dos } rolos \text{ laminadores}} = 4,8 \text{ kg}$
- $m_{polia} = 5,8 \text{ kg}$
- $P_{servomotor} = 5,65 \text{ kW}$
- $n_{médio \text{ da } máquina} = 2500 \text{ rpm}$
- $C_{veio \text{ da } cabeça} = 436,5 \text{ mm}$
- $C_{veio \text{ dos } rolos \text{ laminadores}} = 563 \text{ mm}$

De notar que existem duas polias neste conjunto, sendo estas bastantes similares entre si. Como apenas o diâmetro interior é o único fator que difere entre elas, será utilizada a massa de 5,8 kg para ambas, uma vez que o gradiente mássico entre as polias é bastante reduzido, tendo-se optado por usar o maior valor para ambas, facilitando assim os cálculos.

O diagrama de esforços resultante das forças atuantes sobre a chumaceira da cabeça da máquina, assim como a localização dos respetivos apoios, está presente na Figura 201.

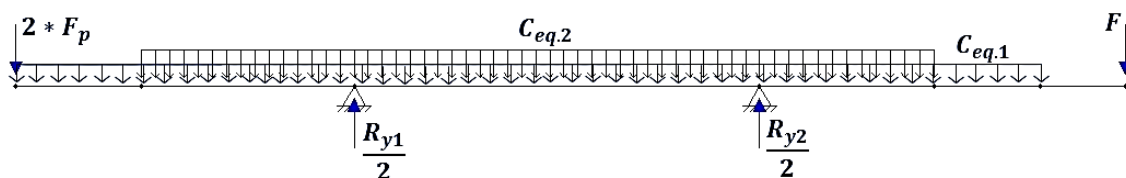


Figura 201 – Diagrama representativo dos esforços atuantes sobre os rolamentos da chumaceira.

Relativamente à Figura 201, pode-se observar a existência de duas cargas distribuídas ($Ceq.1$ e $Ceq.2$), que solicitarão os rolamentos que as sustentam. Estas cargas distribuídas dizem respeito à massa dos veios que se encontram no interior da chumaceira. Teoricamente, e de forma a agilizar e simplificar os cálculos, assumiu-se que os veios são massivamente uniformes ao longo do seu comprimento, embora na prática não se verifique totalmente essa situação. Contudo, prevê-se que as forças resultantes das massas dos veios sejam, na prática, bastante inferiores às restantes forças incidentes sobre o conjunto em questão. Portanto, tais componentes não irão influenciar drasticamente os resultados obtidos. Além disso, a força F_p representada e multiplicada por dois, diz respeito à presença das polias naquela zona. Na prática, estão desfasadas uma da outra em alguns milímetros, contudo, de forma a simplificar os cálculos, optou-se por localizar estas duas forças na extremidade do veio que aciona os rolos laminadores. As cargas distribuídas que atuam sobre os rolamentos da chumaceira da cabeça dão origem a forças equivalentes com diferentes intensidades:

- Força equivalente resultante da carga distribuída, proporcionada pelo veio que aciona os rolos laminadores: $F_{eq.1} = 4,8 \text{ kg} * 9,81 \cong 47,1 \text{ N}$;
- Força equivalente resultante da carga distribuída, proporcionada pelo veio que aciona a cabeça: $F_{eq.2} = 17,8 \text{ kg} * 9,81 \cong 174,62 \text{ N}$;

3.5.4.1.2 Cálculo da força F na extremidade onde se situa a cabeça do equipamento

A força atuante na extremidade dos veios em estudo é dada pela seguinte equação:

$$F = (m_{cabeça} + m_{braço \ da \ cabeça} + m_{arame \ e \ bobina}) * a_{cabeça} + F_{r.lam.}$$

Para a determinação da força exercida pelos rolos laminadores ($F_{r.lam.}$), no que concerne à solicitação que estes provocam durante a conformação/esmagamento do arame, é necessário ter em consideração os seguintes parâmetros (Dieter, 1988):

- Diâmetro dos rolos;
- Resistência à deformação do metal (alongamento);
- Temperatura;
- Taxa de deformação;
- Atrito entre os rolos e o produto a conformar;

- Presença de tensões frontais ou traseiras na superfície plana do arame.

A primeira aproximação que se poderá utilizar para calcular a força pretendida é a seguinte (Dieter, 1988):

$$F_{r.lam.} = P_{r.lam.} * b * L_p ,$$

em que:

- $P_{r.lam.}$ – Pressão exercida pelos rolos laminadores (MPa);
- b – Largura do arame (mm);
- L_p – Comprimento do arco de contacto projetado (mm);
- $b * L_p$ – Área de contacto entre rolos e arame (mm²).

A Figura 202 ilustra os parâmetros envolvidos no cálculo da força exercida pelos rolos laminadores.

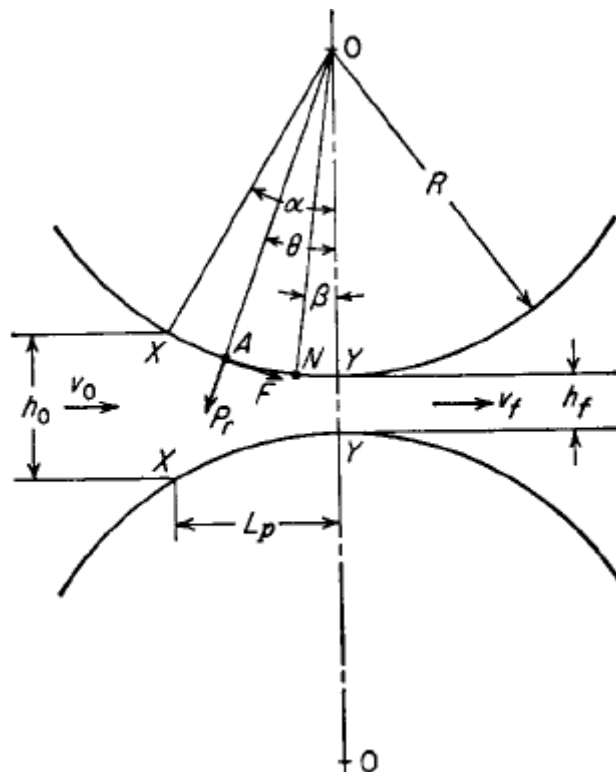


Figura 202 – Forças atuantes durante o processo de conformação do arame (Dieter, 1988).

Para determinar o parâmetro L_p , poderá ser utilizada a seguinte expressão (Dieter, 1988):

$$L_P = \left[R * (h_0 - h_f) - \frac{(h_0 - h_f)^2}{4} \right]^{1/2} \Leftrightarrow L_P \cong \left[R * (h_0 - h_f) \right]^{1/2},$$

em que:

- R – Raio do rolo laminador (mm);
- h_0 – Espessura inicial do arame (mm);
- h_f – Espessura final do arame (mm).

Destas aproximações, resulta:

$$F_{r.lam.} = P_{r.lam.} * b * \left[R * (h_0 - h_f) \right]^{1/2} \Leftrightarrow F_{r.lam.} = \sigma'_0 * b * \sqrt{R * \Delta h}.$$

A tensão de deformação no plano σ'_0 é utilizada quando não há variações na largura do arame (Dieter, 1988). Neste caso em questão, existem variações bastante significativas na sua largura, portanto será necessário calcular a força exercida pelos rolos laminadores através de outras aproximações teóricas.

A pressão média de deformação do arame pode ser dada por (Dieter, 1988):

$$\frac{\bar{P}}{\bar{\sigma}'_0} = \frac{1}{Q} * (e^Q - 1),$$

em que:

- $Q = \frac{\mu * L_P}{\bar{h}}$ (adimensional);
- Q – Energia em jogo, gerada pelo atrito entre rolos laminadores e arame conformado (adimensional);
- μ – Coeficiente de atrito (adimensional);
- \bar{h} – Espessura média desde a entrada até à saída do arame, já conformado (mm);
- $\bar{\sigma}'_0$ – Tensão de cedência média efetiva (Pa);
- \bar{P} – Força externa associada a uma solicitação de carga (N).

A força $F_{r.lam.}$ pode ser resultado de (Dieter, 1988):

$$F_{r.lam.} = \bar{P} * b * L_p \Leftrightarrow F_{r.lam.} = \frac{2}{\sqrt{3}} * \bar{\sigma}_0 * \left[\frac{1}{Q} * (e^Q - 1) * b * \sqrt{R * \Delta h} \right],$$

em que:

- $\frac{2}{\sqrt{3}}$ – É um fator que surge devido à laminagem ocorrer numa situação de deformação plana, de modo que a tensão de cedência deverá ocorrer também no plano de deformação;
- Considerar $\mu = 0,10$ – Valor nominal atribuído para deformações a frio. Determinar teoricamente este parâmetro é bastante complicado (Dieter, 1988);
- Considerar $\bar{\sigma}_0 = 480 \text{ MPa}$ – Valor nominal do aço para mola-máquina. Na sua composição química, a grande maioria dos arames conformados neste equipamento possuem cerca de 0,6% de carbono na sua constituição, traduzindo numa tensão de cedência média equivalente ao valor anteriormente referido.

Tendo em conta os valores a cima supracitados, é possível determinar os restantes parâmetros:

$$\bar{h} = \frac{h_0 + h_f}{2} \Leftrightarrow \bar{h} = \frac{0,65 + 0,57}{2} = 0,61 \text{ mm},$$

em que:

- h_0 – Espessura inicial do arame para produção da espiral com a referência ES31F00404 (mm);
- h_f – Espessura final do arame para produção da espiral com a referência ES31F00404 (mm);

$$R = 35,5 \text{ mm}$$

$$b = 1,5 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{\mu * [R * (h_0 - h_f)]^{1/2}}{\bar{h}} \Leftrightarrow Q = \frac{0,10 * [35,5 * (0,65 - 0,57)]^{1/2}}{0,61} \Leftrightarrow Q = 0,276$$

$$F_{r.lam.} = \frac{2}{\sqrt{3}} * 480 * 10^6 * \left[\frac{1}{0,276} * (e^{0,276} - 1) * 1,5 * 10^{-3} * \sqrt{(35,5 * 0,08) * 10^{-3}} \right]$$

$$F_{r.lam.} = 1613,51 \text{ N}.$$

Para finalizar o cálculo da força atuante sobre a extremidade do veio onde se encontra acoplada a cabeça da máquina, é necessário calcular a aceleração do conjunto:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t},$$

em que:

- α – Aceleração angular (rad/s²);
- $\Delta\omega$ – Gradiente entre a velocidade angular estipulada para o cálculo e a velocidade angular inicial (rad/s);
- Δt – Tempo despendido, desde o arranque da máquina até ao momento em que esta estabiliza a sua velocidade de funcionamento (s).

Foram contabilizados 15 segundos, no que diz respeito à obtenção do parâmetro Δt . Assim:

$$\alpha = \frac{\frac{2500 * 2 * \pi}{60} - 0}{15 - 0} \Leftrightarrow \alpha = 17,45 \text{ rad/s}^2$$

$$a_{cabeça} = \alpha * R_{cabeça} \Leftrightarrow a_{cabeça} = 17,45 * 0,120 \Leftrightarrow a_{cabeça} = 2,09 \text{ m/s}^2,$$

em que:

- $R_{cabeça}$ – Raio da cabeça do equipamento.

A força F terá como resultado:

$$F = (m_{cabeça} + m_{braço da cabeça} + m_{arame e bobina}) * a_{cabeça} + F_{r.lam.}$$

$$F = (27 + 1,8 + 95) * 9,81 * 2,09 + 1613,51$$

$$F = 4151,77 \text{ N}.$$

Para determinar as reações nos rolamentos, resta calcular a força que as polias estão a exercer sobre os veios.

3.5.4.1.3 Cálculo da força F_p na extremidade oposta à da cabeça

Para o cálculo da força exercida pelas polias sobre os veios, é necessário obter previamente os seguintes parâmetros:

- Binário, B , debitado pelos servomotores para a velocidade de rotação pretendida (N.m);
- Força proporcionada pela tensão que as correias induzem sobre as polias, F_{Te} (N);
- Ângulo de engrenamento entre as correias e polias, γ (°).

$$P_{servomotor} = B * \omega \Leftrightarrow 5,65 * 10^3 = B * \frac{2 * \pi * 2500}{60} \Leftrightarrow B = 21,58 \text{ N.m}$$

$$B = F_{Te} * r_s \Leftrightarrow 21,58 = F_{Te} * 50 * 10^{-3} \Leftrightarrow F_{Te} = 431,6 \text{ N (Figura 203),}$$

em que:

- r_s – Raio da polia do veio do servomotor (mm);
- $r_s = 50 \text{ mm}$.

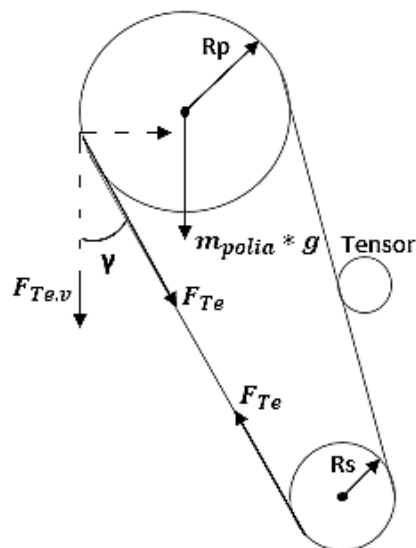


Figura 203 – Esquema representativo da tensão exercida pela correia sobre a polia e respetiva componente vertical, $F_{Te.v}$.

Para a medição do ângulo de engrenamento da correia sobre a polia, utilizou-se uma suta da *Mitutoyo* e uma régua metálica, com o intuito de nivelar um plano aproximadamente paralelo ao solo, de forma a colocar a suta na correta posição e, assim, fazer uma medição correta do ângulo em questão (Figura 204):

$$\gamma \cong 20^\circ.$$



Figura 204 – Determinação do ângulo de engrenamento das correias sobre as polias em análise.

Com os dados a cima indicados, já é possível determinar a força que cada polia realiza sobre os veios da chumaceira da cabeça:

$$F_p = m_{polia} * g + F_{Te.v} \Leftrightarrow F_p = m_{polia} * g + F_{Te} * \cos 20^\circ$$

$$F_p = 5,8 * 9,81 + 431,6 * \cos 20^\circ \Leftrightarrow F_p = 462,47 \text{ N}.$$

Como se trata de duas polias, então:

$$2 * F_p = 924,94 \text{ N}.$$

A Figura 205 apresenta o diagrama de esforços com todas as incógnitas determinadas, à exceção das reações nos rolamentos.

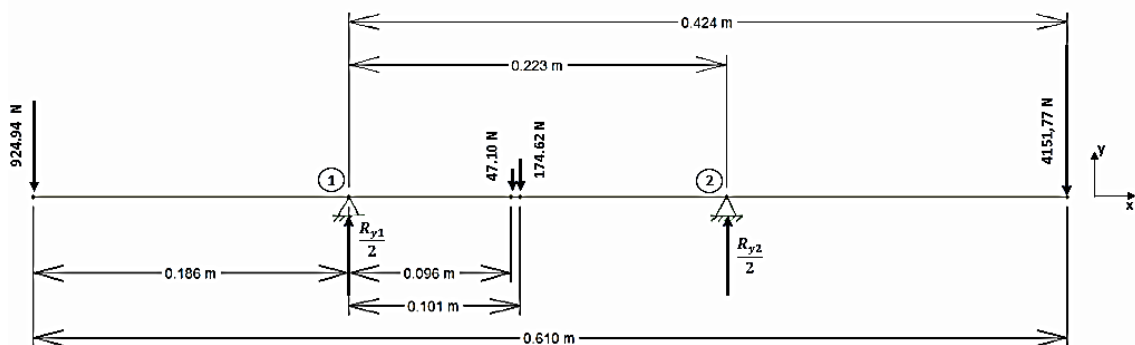


Figura 205 – Diagrama de esforços atuantes sobre os veios alojados no interior da chumaceira.

De referir que as forças axiais presentes no eixo xx' foram desprezadas na realização destes cálculos, por estas serem praticamente nulas.

Para a determinação das reações nos pontos 1 e 2 (Figura 205), onde estão localizados os rolamentos de esferas 6016 e 6017, respectivamente, utilizaram-se as equações do somatório das forças em yy' , igualando-as a zero e do somatório dos momentos no ponto 1, igualando igualmente a zero. Para tal, deverão ser consideradas novamente a Figura 201 e a Figura 205, pois estas exibem as forças atuantes, as incógnitas e as distâncias entre elas, necessárias para a elaboração das equações que se seguem.

$$\sum M_1 = 0 \Leftrightarrow$$

$$2 * F_p * 0,186 - F_{eq.1} * 0,096 - F_{eq.2} * 0,101 + \frac{R_{y2}}{2} * 0,223 - F * 0,424 = 0 \Leftrightarrow$$

$$924,94 * 0,186 - 47,10 * 0,096 - 174,62 * 0,101 + \frac{R_{y2}}{2} * 0,223 - 4151,77 * 0,424 = 0$$

$$\frac{R_{y2}}{2} = 7221,84 \text{ N} \Leftrightarrow R_{y2} = 14443,70 \text{ N}.$$

Nota: Foram considerados como momentos positivos, aqueles que se encontram no sentido oposto ao dos ponteiros do relógio.

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow 924,94 + 47,10 + 174,62 + 4151,77 - \frac{R_{y1}}{2} - \frac{R_{y2}}{2} = 0 \Leftrightarrow$$

$$2 * F_p + F_{eq.1} + F_{eq.2} + F - \frac{R_{y1}}{2} - \frac{R_{y2}}{2} = 0 \Leftrightarrow$$

$$924,94 + 47,10 + 174,62 + 4151,77 - \frac{R_{y1}}{2} - 7221,84 = 0$$

$$\frac{R_{y1}}{2} = -1923,41 \text{ N} \Leftrightarrow R_{y1} = -3846,82 \text{ N}.$$

Como seria de esperar, uma vez que a força mais crítica se encontra na extremidade do veio que aloja a cabeça do equipamento, os rolamentos de esferas do tipo 6017 (localizados no ponto 2) estão suscetíveis a cargas muito mais elevadas, em relação aos rolamentos do tipo 6016 (situados no ponto 1). Como o gradiente entre as reações obtidas é aproximadamente quatro vezes superior, optou-se por calcular teoricamente a duração da vida atingível para o rolamento 6017, visto que cada um tem que suportar, aproximadamente, solicitações de 7221,84 N. Os

rolamentos 6016 e 6017 são muito similares entre si, tanto a nível dimensional como operacional, podendo tolerar solicitações máximas até 47,5 e 49 kN, respetivamente.

3.5.4.2 Determinação da duração da vida atingível nos rolamentos mais críticos

Como já mencionado, será calculada a duração da vida do rolamento 6017, com o objetivo de averiguar se o tempo útil de funcionamento deste elemento é minimamente aceitável ou não.

Determinar a duração da vida atingível no rolamento 6016 é algo irrelevante, uma vez que este sofre cargas significativamente inferiores às do rolamento do tipo 6017. Além disso, sempre que um determinado dispositivo ou conjunto de peças possua um rolamento severamente danificado e necessitar de uma intervenção, convém também trocar os restantes rolamentos que se encontram no interior do equipamento, caso estes existam. Ou seja, por outras palavras, e tendo como foco os rolamentos 6017 como elementos críticos, sempre que for necessária a sua substituição, também deverão ser substituídos os rolamentos 6016, mesmo que estes ainda estejam em bom estado.

A duração da vida atingível pode ser resultado da seguinte expressão (FAG, 1999):

$$L_{hna} = a_1 * a_{23} * L_h ,$$

em que:

- L_{hna} – Duração da vida atingível (h);
- a_1 – Fator para a probabilidade de falha (adimensional);
- a_{23} – Fator para o material e condições de serviço (adimensional);
- L_h – Duração da vida nominal (h).

A partir da tabela da página 40 do catálogo da FAG (Anexo IV) é possível retirar o parâmetro a_1 :

- Assumir uma probabilidade de falha de 10% $\Rightarrow a_1 = 1$.

O fator a_{23} é dado por (FAG, 1999):

$$a_{23} = a_{23II} * S ,$$

em que:

- a_{23II} – Valor básico (adimensional);
- s – Fator de limpeza do rolamento (adimensional).

O valor a_{23II} pode ser retirado a partir do diagrama da página 45 do catálogo da FAG. Para tal, é necessário determinar previamente outros parâmetros que, de forma direta, influenciam a duração da vida atingível do rolamento 6017. Por exemplo, a relação de viscosidade κ (adimensional) é um dos fatores que tem de ser determinado em primeiro lugar:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1},$$

em que:

- ν – Viscosidade do lubrificante em serviço (mm^2/s);
- ν_1 – Viscosidade de referência (mm^2/s).

Estas duas incógnitas podem ser determinadas a partir dos dois gráficos existentes na página 43 do catálogo da FAG.

Para obter o fator ν_1 é necessário calcular o diâmetro médio do rolamento em análise, $D_{\text{médio}}$, assim como o número de rotações em serviço, n .

$$D_{\text{médio}} = \frac{(D + d)}{2} = \frac{130 + 85}{2} = 107,5 \text{ mm},$$

em que:

- D – Diâmetro exterior do rolamento 6017 (mm);
- d – Diâmetro interior do rolamento 6017 (mm).

Relativamente ao número de rotações em serviço, como não é possível determinar com precisão este valor, optou-se por atribuir o valor contabilizado na rotação do veio que aloja o componente, sendo este: $n = 3600$ rpm. Tendo estes dois fatores e com base no diagrama ν_1 - $D_{\text{médio}}$ (Anexo IV), a viscosidade de referência obtida é de $\nu_1 \cong 7,5 \text{ mm}^2/\text{s}$.

O fator viscosidade em serviço, ν , de um óleo lubrificante é obtida através do diagrama V-T (Anexo IV) com auxílio da temperatura em serviço, t , e da viscosidade (nominal) do óleo a 40°C (FAG, 1999). A partir dos dados recolhidos na análise das temperaturas desenvolvidas pelo

equipamento, optou-se por considerar uma temperatura máxima em serviço de 90°C, uma vez que é impossível medir a temperatura na zona da máquina em questão, estando esta em funcionamento. Além disso, o máximo que se poderia fazer, consistiria em determinar a temperatura atingida na carcaça exterior da chumaceira, sendo portanto improvável estabelecer o valor exato da temperatura nos rolamentos em questão. Por questões de segurança, e de forma a respeitar as normas de saúde e segurança no trabalho, foi medida a temperatura superficial da blindagem da máquina que envolve a chumaceira da cabeça e a partir daí estipulou-se o valor acima mencionado. Para todos os efeitos, pode-se ainda considerar que os rolamentos se encontram em condições normais de serviço, quando estes possuem temperaturas abaixo de 100°C (FAG, 1999). A viscosidade nominal do óleo a 40°C é de 100 mm²/s. Esta variável foi determinada num *software* de cálculo de parâmetros dos rolamentos e foi apenas necessário introduzir a rotação de funcionamento deste, a temperatura em serviço e o tipo de lubrificante utilizado (Anexo IV).

Tendo em conta os fatores a cima referidos e com base no diagrama V-T (Anexo IV), é possível determinar a viscosidade do lubrificante em serviço: $\nu = 15 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Depois de retirados os valores de ν e ν_1 , o cálculo da relação de viscosidade é dado por:

$$\kappa = \frac{15}{7,5} \Leftrightarrow \kappa = 2 .$$

Quando as relações de viscosidade resultam em valores compreendidos entre 3 e 4, os rolamentos facilmente alcançam vidas úteis bastante elevadas (FAG,1999). O cálculo da relação de viscosidade neste caso em específico, está um pouco aquém do valor ideal, visto que a duração da vida atingível é influenciada por este parâmetro.

Para determinar a_{23II} é ainda necessário conhecer o valor de K (adimensional), que se designa por fator determinante para o valor básico a_{23II} (FAG, 1999):

$$K = K_1 + K_2 ,$$

em que:

- K_1 é um fator que pode ser obtido no diagrama $K_1-f_{s^*}$ e é influenciado pelo tipo construtivo do rolamento e do índice de solicitação f_{s^*} (adimensional) (Anexo IV);
- K_2 depende da relação de viscosidade, κ e do índice de solicitação f_{s^*} (Anexo IV).

Sabendo que o rolamento do tipo 6017 se trata de um rolamento fixo de esferas, não é necessário ter em consideração o índice de solitação, uma vez que a reta atribuída a um rolamento deste género faz com que o fator K_1 seja sempre o mesmo. Neste caso: $K_1 = 0$ (Anexo IV).

Para determinar K_2 , já se torna evidente calcular previamente o valor de f_{s^*} :

$$f_{s^*} = \frac{C_0}{P_{0^*}},$$

em que:

- C_0 – Capacidade de carga estática do rolamento em análise (kN);
- P_{0^*} – Carga equivalente do rolamento (kN).

$$C_0 = 43 \text{ kN (FAG, 1999)}$$

$$P_{0^*} = X_0 * F_r + Y_0 * F_a ,$$

em que:

- X_0 e Y_0 – Fatores das tabelas dos rolamentos;
- F_r – Força radial dinâmica (kN);
- F_a – Força axial dinâmica (kN).

Como os esforços axiais foram desprezados por serem praticamente nulos, então:

$$P_{0^*} = X_0 * F_r .$$

A partir da tabela onde é possível retirar o valor de X_0 (Anexo IV) e para uma relação $\frac{f_0 * F_a}{C_0}$ e $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, sendo $F_a \cong 0$, o fator obtido é de: $X_0 = 1$. A força radial dinâmica é equivalente à reação calculada para cada um dos rolamentos 6017, no capítulo anterior, ou seja, $F_r \cong 7,222 \text{ kN}$.

$$P_{0^*} = 1 * 7,222 \Leftrightarrow P_{0^*} = 7,222 \text{ kN} .$$

Daqui resulta:

$$f_{s^*} = \frac{C_0}{P_{0^*}} \Leftrightarrow f_{s^*} = \frac{43}{7,222} \Leftrightarrow f_{s^*} \cong 5,96.$$

A partir do diagrama que dá a conhecer o valor de K_2 (Anexo IV) e tendo os restantes parâmetros ($\kappa = 2$ e $f_{s^*} \cong 5,96$): $K_2 = 1$

$$K = K_1 + K_2 \Leftrightarrow K = 0 + 1 \Leftrightarrow K = 1.$$

Com os valores de κ e K , é possível determinar o valor básico a_{23II} através do ábaco presente no Anexo IV. Daqui resulta:

$$a_{23II} \cong 2,3.$$

Nesta fase, falta apenas conhecer o fator de limpeza do rolamento, s . Para tal, é necessário obter a grandeza de contaminação, V (FAG, 1999). Refira-se que os rolamentos não se encontram num local devidamente limpo, visto que em seu redor prevalecem inúmeras partículas que pairam no meio envolvente, devido à matéria-prima (arame) ser adquirida com alguma sujidade entranhada entre as grandes bobinas que dão entrada no módulo dos fabricos. No entanto, os rolamentos inseridos no interior da chumaceira são adquiridos com blindagens em ambos os lados, permitindo vedar as esferas e o lubrificante que se encontra no seu interior. Contudo, essa vedação possui uma certa folga, permitindo a entrada esporádica de alguns detritos que possuam dimensões muito reduzidas. Portanto, julga-se que a grandeza de contaminação pode ser dada por $V = 1$, correspondendo a uma limpeza normal do rolamento, que por sua vez se traduz em $s = 1$ (Anexo IV). Assim sendo:

$$a_{23} = a_{23II} * s \Leftrightarrow a_{23} = a_{23II} \Leftrightarrow a_{23} = 2,3.$$

Para finalizar, a determinação da duração da vida atingível do rolamento do tipo 6017 ficará concluída após a aquisição do valor de L_h (duração da vida nominal).

Para se obter L_h é vital conhecer o parâmetro f_L , designado por fator dinâmico. Esta incógnita pode ser determinada a partir de uma tabela que possui um intervalo de valores padrão para os diferentes tipos de maquinaria e outras aplicações específicas (FAG, 1999). Para este caso, o fabrico da espiral metálica assemelha-se a uma máquina do tipo laminador, cujo fator dinâmico é dado entre 1 e 3: $f_L \in [1,3]$. Sem qualquer tipo de informação adicional que promova a escolha exata do valor a tomar, estipulou-se atribuir um valor central ao parâmetro em questão: $f_L = 2$.

Tomando $f_L = 2$, a partir da tabela L_h-f_L (Anexo IV) é possível retirar o valor do parâmetro em questão: $L_h = 4000 h$.

Assim sendo, o resultado obtido no cálculo da vida atingível do rolamento 6017 é dado por:

$$L_{hna} = a_1 * a_{23} * L_h \Leftrightarrow L_{hna} = 1 * 2,3 * 4000 \Leftrightarrow L_{hna} = 9200 h .$$

Em suma, um rolamento 6017 pode atingir, teoricamente, uma vida útil em serviço de 9200 horas, o que se traduz em aproximadamente 383 dias de trabalho em contínuo, sem qualquer tipo de paragem associada. Na prática, é bem provável que os rolamentos em análise atinjam uma duração superior, relativamente à estimativa da vida atingível sustentada pelos cálculos acima realizados, visto que estes são mais conservadores e indicam a substituição prematura do rolamento, antes da sua rotura. Apesar dos rolamentos estarem suficientemente sobredimensionados, mais à frente será apresentada uma proposta de otimização que visa obter tempos em serviço mais elevados, de modo a evitar as inúmeras intervenções na chumaceira da cabeça do equipamento.

3.6 Resumo da análise dos problemas identificados e possíveis causas

Com vista a sintetizar os problemas abordados no capítulo 3.5 da presente dissertação, o diagrama de causa e efeito apresentado na Figura 206, expõe os problemas que se julgam mais críticos, afetando diretamente o bom funcionamento dos equipamentos em estudo, incapacitando-os de atingir volumes produtivos mais elevados, assim como a longevidade de certos componentes e/ou conjuntos mecânicos. De salientar que todos estes problemas estão interligados entre si, ou seja, a origem de uma determinada anomalia numa máquina poderá propiciar o aparecimento de outra, e assim sucessivamente, até a máquina sofrer uma avaria que impossibilite o seu funcionamento na íntegra.

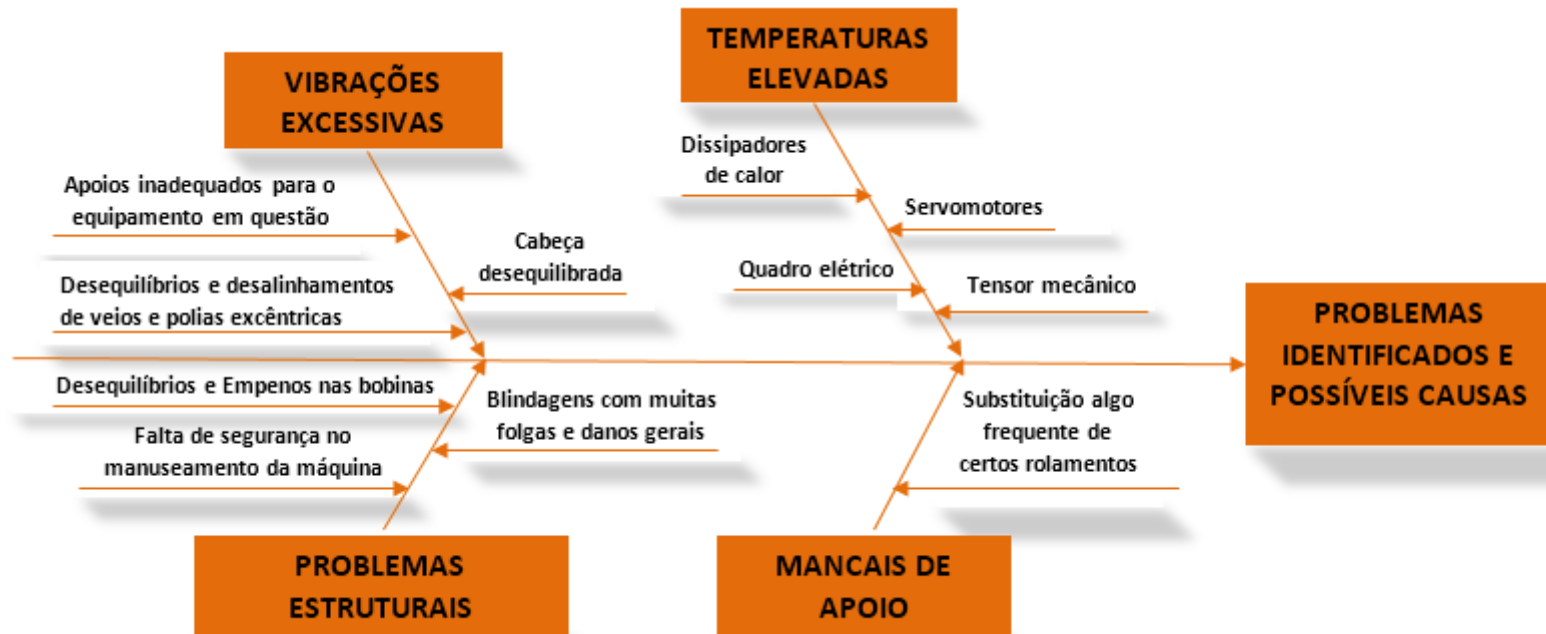


Figura 206 – Diagrama de causa e efeito, realizado com o intuito de identificar os problemas sofridos pelas máquinas e as possíveis causas.

3.7 Tempestade de ideias sobre possíveis soluções

Os equipamentos de fabrico de espiral metálica laminada apresentam elevada complexidade e possuem componentes de rápido desgaste, devido aos esforços desenvolvidos durante a conformação e enrolamento do arame metálico. O bom desempenho global destes equipamentos é garantido através das manutenções programadas destes elementos. Todavia, ocorrem muito frequentemente, avarias imprevistas que obrigam à paragem súbita das máquinas e destas, decorrem custos elevados que se podem dividir em diretos e em indiretos. A reparação da máquina, o seu tempo de paragem e a mão-de-obra são apontados como custos diretos. Por outro lado, surgem custos indiretos decorrentes dos atrasos na entrega das encomendas, da insatisfação dos clientes e da redução da produtividade.

A espiral metálica é o primeiro elemento a ser fabricado para ser posteriormente anexada a outros componentes a jusante da linha de produção. Como tal, é de elevada importância que este material esteja sempre disponível em armazém, para alimentar a linha de produção.

Estando o fabrico de espiral na base de toda a linha de produção de cabos de acionamento mecânico, foi dedicada especial atenção a este tipo de máquinas, tendo como objetivo otimizar a sua produção e minimizar a ocorrência de falhas. Assim, procurou-se apresentar soluções nas seguintes vertentes:

- Analisar a vibração produzida pelo equipamento, com a finalidade de reduzir o seu nível;
- Reduzir a temperatura gerada pelos controladores e outros elementos da máquina, aumentando a sua eficiência energética;
- Reforçar a estrutura do equipamento ao nível da rigidez dos apoios dos elementos de transmissão de movimento.

3.7.1 Como diminuir o nível de vibrações no equipamento

No âmbito da análise das vibrações, verificou-se no capítulo 3.5.2 que os órgãos mecânicos que deveriam ser alvo de intervenção são:

- Os apoios do equipamento, por estes serem excessivamente rígidos;
- A cabeça da máquina, por possuir um ligeiro desequilíbrio;

- Os veios da chumaceira da cabeça, por suspeita de possuírem severos desequilíbrios e desalinhamentos;
- As polias e os tensores, por possíveis excentricidades, que por vezes, não se conseguem detetar visualmente.

De notar que os problemas mencionados acima, dizem respeito apenas à máquina que foi alvo de todos os ensaios efetuados. As demais máquinas de produção de espiral existentes, poderão possuir para além destes, outros problemas com diferentes graus de severidade, pelo que se sugere que todas elas sejam rigorosamente inspecionadas com o auxílio do equipamento de medição da amplitude de vibração e recorrendo às metodologias usadas na máquina ensaiada.

A partir da análise global das medições realizadas nos capítulos 3.5.1 e 3.5.2, pode-se afirmar que a correção estrutural de alguns componentes da máquina, aliada a uma correta montagem das correias no equipamento, poderá ser a chave para uma redução substancial da amplitude de vibração da máquina. Refira-se que nem todos os órgãos mecânicos foram alvo de estudo, devido às restrições de acesso aos restantes componentes, nomeadamente, o veio central, que está alojado entre uma das extremidades da bobina e a saída do subproduto localizado na frente da máquina. Contudo, e após uma série de testes efetuados à máquina, estando esta parcialmente desacoplada em alguns destes, foi possível concluir que a redução do nível de vibração na máquina poderá ser concretizado com resultados bastante positivos, caso os componentes aqui mencionados sejam intervencionados.

Em seguida, serão apresentadas algumas soluções para cada problema diagnosticado, incluindo a substituição dos apoios da máquina. Esta foi a primeira alteração a ser implementada, uma vez que os apoios anti vibráteis de origem apresentavam alguma degradação e mostravam ser ineficientes no isolamento da vibração e que, por isso, seriam um meio de transmissão de vibração entre a máquina e o solo.

3.7.1.1 Solução para redução do nível de vibração: Alteração dos apoios anti vibráteis em borracha

Como já mencionado, os apoios que fazem parte integrante das máquinas de produção de espiral, não satisfazem as condições necessárias para atenuar a transmissibilidade da amplitude de vibração produzida pelos seus órgãos internos. A energia vibratória produzida por estes componentes é em grande percentagem, transmitida para as máquinas vizinhas. Por outro lado, a redução do fator de transmissibilidade da energia vibratória pode ser concretizada através da

implementação de apoios com maior flexibilidade. O tipo de apoio anti vibrátil da máquina de origem já foi apresentado, podendo ser consultado no subcapítulo 3.4.3.3, correspondente aos problemas nos apoios (ver Figura 147).

Existem no mercado diferentes soluções para a substituição destes apoios por elementos mais eficazes, que garantem um superior nível de isolamento de vibração. Todavia, também se constata que o seu custo é proporcional ao nível de isolamento.

A seleção do modelo do apoio ideal é realizada com base no fator de transmissibilidade, através da leitura de ábacos incluídos nos próprios catálogos de produto. Todavia, como estes não estavam disponíveis, na seleção do modelo do apoio teve-se em consideração os seguintes pontos:

- A eficiência de isolamento E_I é quantificada pela redução da transmissibilidade. Esta pode ser definida pela função:

$$E_I = 1 - T_F ; \quad (\text{Eq.15})$$

- Para razão de frequências $\beta > 3$ e razão de amortecimento $\zeta < 0,2$, a transmissibilidade torna-se independente do amortecimento e, neste caso, a função transmissibilidade escreve-se:

$$T_F = \frac{1}{\beta^2 - 1} \quad (\text{Eq.16})$$

e a eficiência de isolamento é dada por:

$$E_I = 1 - \frac{1}{\beta^2 - 1} ; \quad (\text{Eq.17})$$

- O dimensionamento do elemento de rigidez do sistema de isolamento, que faz a ligação entre o corpo vibratório e a estrutura de suporte, é realizado tendo como parâmetros a redução da transmissibilidade R_T , a frequência de excitação N , o peso da estrutura P e a deflexão estática δ_S . Assim, a redução da transmissibilidade pode ser definida pela seguida relação:

$$\log N = \frac{1}{2} \log \delta_S + \log \left(\frac{30}{\pi} \sqrt{g \frac{2-R_T}{1-R_T}} \right). \quad (\text{Eq.18})$$

Para a seleção do modelo anti vibrátil mais adequado é requerido saber a massa da máquina. Esta foi determinada através da medição do peso incidente sobre os apoios do equipamento, sendo o valor obtido de aproximadamente 1500 kg. A seleção do melhor tipo de apoio anti vibrátil teve por base, a consulta de catálogos e o suporte de uma empresa local da especialidade, tendo-se optado pela aquisição de apoios do tipo DRD (Figura 209).



Figura 209 – Apoio anti vibrátil do tipo DRD (AMC Mecanocaucho®, 2007).

Este tipo de apoios anti vibráteis possui uma grande flexibilidade, tanto no sentido radial, como no sentido axial. Graças ao seu formato interno, são os apoios ideais para máquinas que produzem vibrações nos três eixos (axial, radial horizontal e radial vertical). Os apoios DRD são ideais para máquinas de pequena e média dimensão, com frequências de excitação médias ou baixas.

Na Figura 210 está representada a relação entre a carga e a deformação estática para diferentes modelos do apoio DRD. Relembre-se que a máquina possui uma massa de 1500 kg e seis pontos de fixação ao solo, pelo que a distribuição média de massa por apoio será de 250 kg. Assim, o modelo de apoio escolhido foi DRD130-60 Sh, por este possuir a mais baixa rigidez e uma gama de cargas suportadas centrada na carga média prevista por apoio, de 250 kg. A partir da análise do ábaco representado na Figura 207, facilmente se constata que a diminuição da rigidez do apoio conduz à redução do fator da transmissibilidade da amplitude de vibração entre a máquina e o solo. Este pode ser comprovado pela relação entre a frequência natural do apoio e a carga aplicada, representada na Figura 211. Por outro lado, o valor de carga que cada apoio

irá suportar difere significativamente, uma vez que a distribuição de massas da máquina não é uniforme e, portanto, haverá apoios que terão de suportar mais carga do que outros, daí o modelo do apoio escolhido, DRD130-60 Sh, permitir suportar cargas até 500 kg.

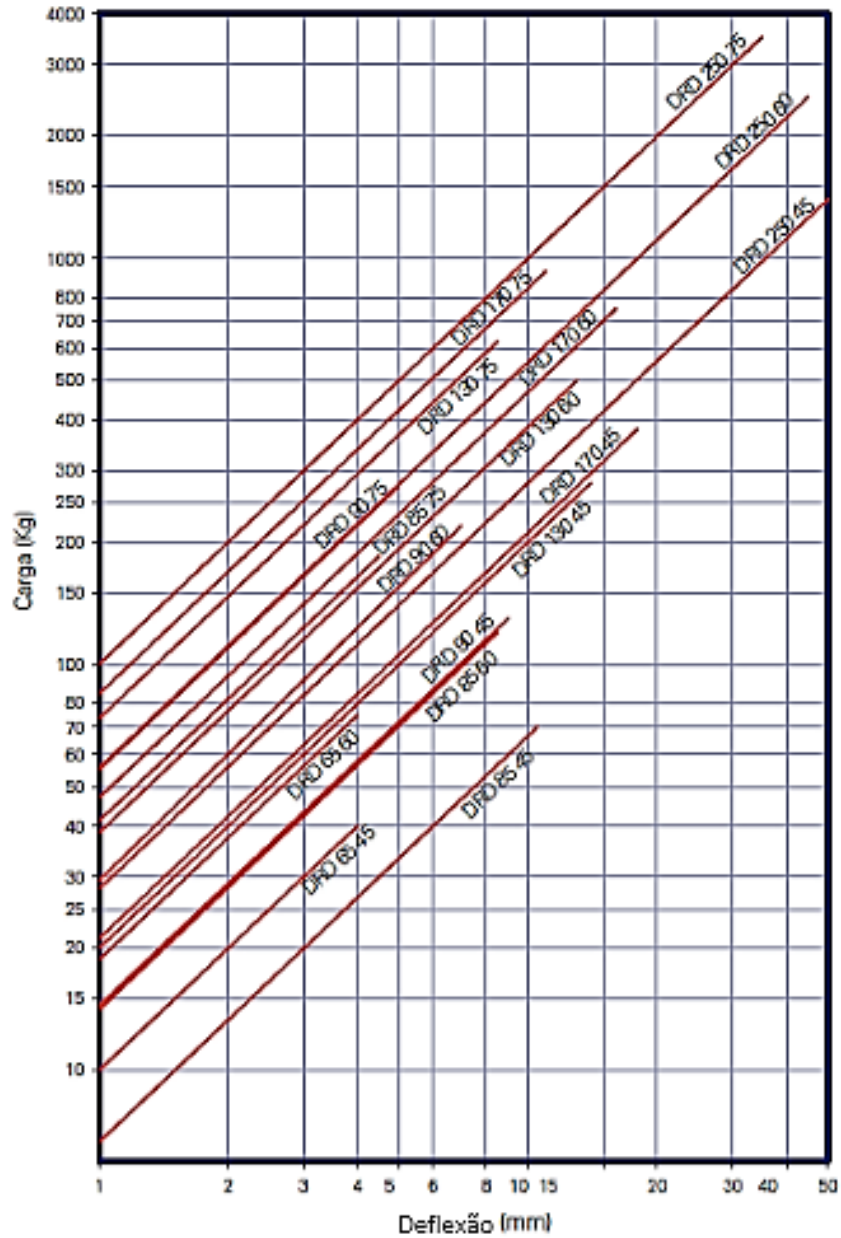


Figura 210 - Representação da relação entre deflexão e carga estática suportada, dos diferentes modelos de apoio anti vibráteis do tipo DRD (AMC Mecanocaucho®, 2007).

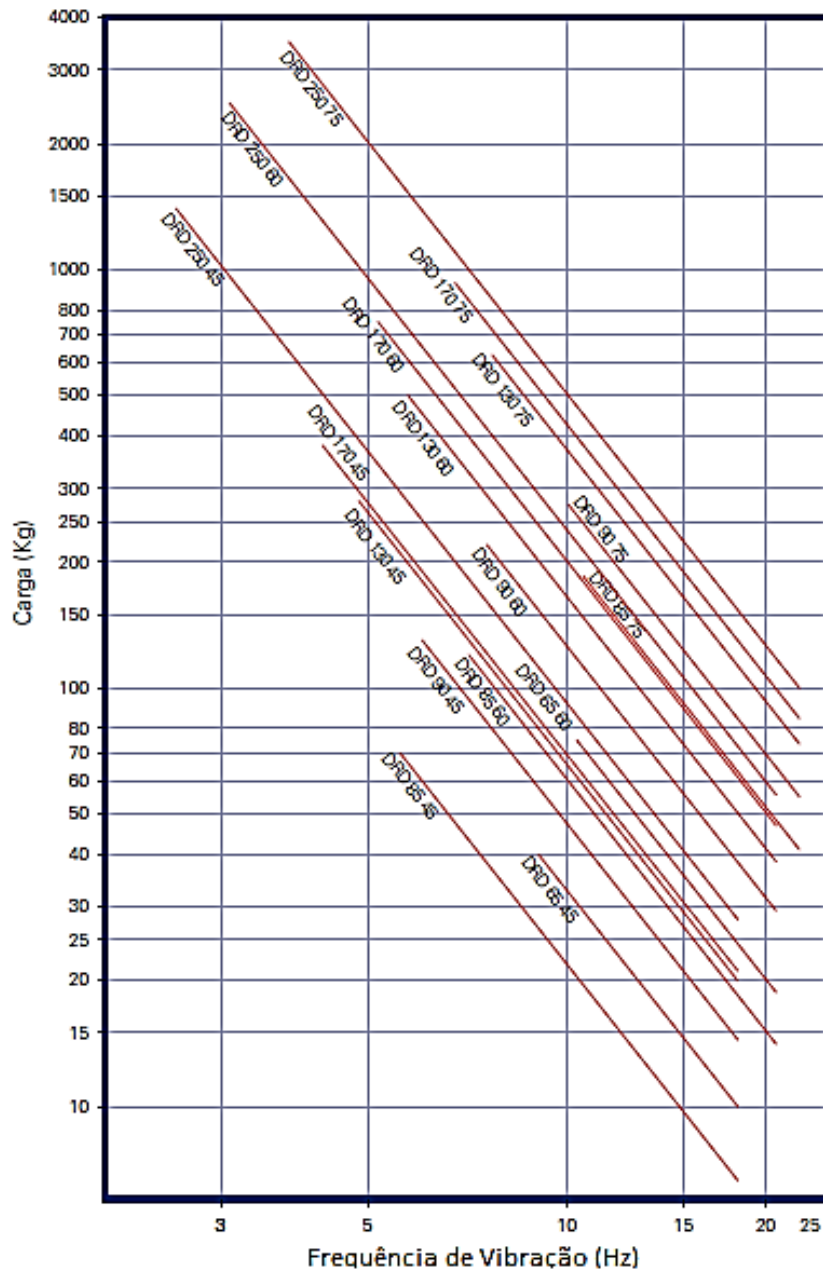


Figura 211 - Representação da relação entre frequência de vibração e a carga estática suportada, dos diferentes modelos de apoio anti vibrátil do tipo DRD (AMC Mecanocaucho®, 2007).

Na Tabela 34 e Figura 212 são apresentadas as características técnicas e geométricas do modelo DRD130-60 Sh, de apoio anti vibrátil DRD, selecionado para a montagem na máquina em estudo.

Tabela 34 - Características do apoio anti vibrátil do tipo DRD (AMC Mecanocaucho®, 2007).

TIPO	A	B	C	D	E	F	G	AMC	CÓDIGO 45 Sh	CÓDIGO 60 Sh	CÓDIGO 75 Sh	PESO (gr)
DRD 65	48	35	M-10	92	114	2	10	Ref Carga (kg)	175001 40	175002 75	*	170
DRD 85	48	38	M-10	110	136	2	11,5	Ref Carga (kg)	175003 75	175004 120	175013 185	303
DRD 90	47	45	M-10	124	151	3	11,5	Ref Carga (kg)	175021 130	175022 220	175023 275	430
DRD 130	76	63	M-12	120	150	3	14,5	Ref Carga (kg)	175031 280	175032 500	175033 625	1080
DRD 170	93	85	M-16	160	200	4	14,5	Ref Carga (kg)	175036 380	175037 750	175038 930	2390
DRD 250	187	160	M-24	250	310	6	18	Ref Carga (kg)	175041 1400	175042 2500	175043 3150	10400

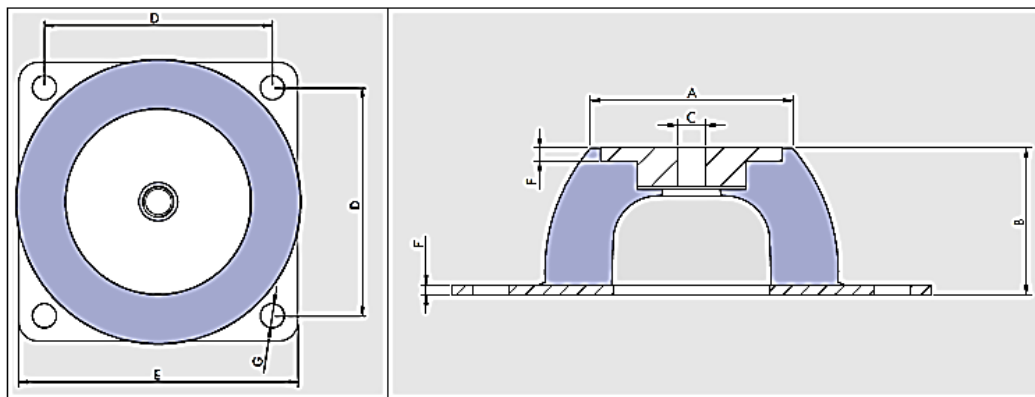


Figura 212 – Características geométricas do apoio anti vibrátil do tipo DRD (AMC Mecanocaucho®, 2007).

A base da máquina está assente sobre uma estrutura de suporte, criada para simplificar as ações de manutenção dos equipamentos e facilitar a passagem dos cabos elétricos de alimentação pela região inferior. Esta mostra-se não ser a mais adequada sob o ponto de vista estrutural, uma vez que o contacto entre estes dois elementos é apenas garantido por intermédio de uns calços de borracha, já bastante ressequidos e que se encontram exclusivamente no alinhamento entre o eixo de cada apoio e a base da máquina (Figura 213). Alguns dos calços removidos apresentavam um índice de degradação maior do que os restantes, uma vez que a máquina possui uma distribuição não uniforme de massa.



Figura 213 – Calço em borracha utilizado entre a máquina e a estrutura de suporte.

Para reduzir o fator de transmissibilidade da energia vibratória entre a máquina e a estrutura de suporte, os calços foram substituídos por telas de borracha natural de 6 mm de espessura, abrangendo toda a área de contacto entre os dois elementos (Figura 214 e Figura 215).

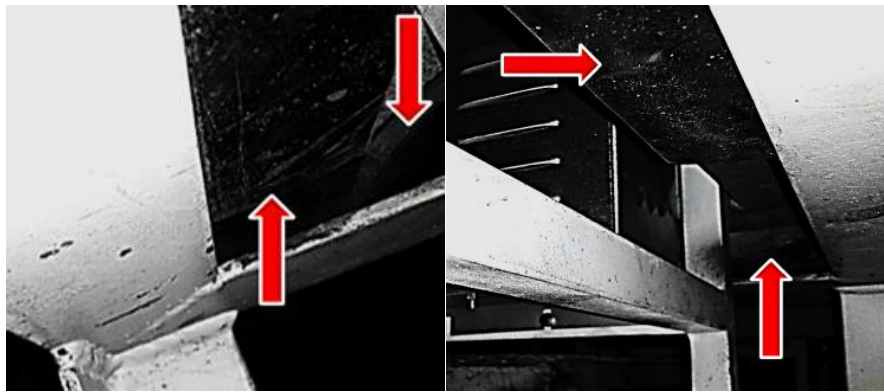


Figura 214 – Aplicação de tela de borracha entre a base da máquina de fabrico de espiral e a estrutura de suporte.

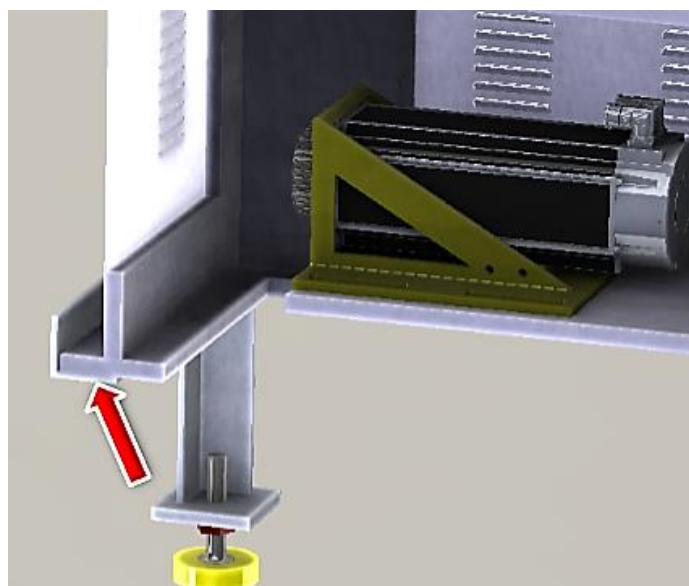


Figura 215 – Tela de borracha colocada entre toda a área de contacto da base do equipamento e estrutura de suporte, sendo assinalada a respetiva zona.

3.7.1.2 Solução para redução do nível de vibração: Apoios anti vibráteis pneumáticos

No sentido de aumentar a produtividade da máquina, isto é, a sua velocidade de trabalho, procurou-se implementar uma segunda solução para os apoios anti vibráteis. Refira-se que a velocidade máxima de trabalho da máquina é limitada pela amplitude de vibração gerada, que varia de acordo com o estado geral dos componentes que a constituem, assim como o estado da bobina e o enrolamento do arame sobre esta. É recorrente, ao longo do processo de conformação e enrolamento de arame, o operador ter de ajustar a velocidade da máquina em função da amplitude de vibração gerada. Assim, uma segunda solução foi testada no sentido de atenuar a amplitude de vibração através da utilização de apoios anti vibráteis pneumáticos, que permitem ajustar a sua flexibilidade através da variação da pressão de ar.

A principal distinção deste tipo de apoio, em relação ao de borracha convencional, consiste no seu formato e princípio de funcionamento para redução do nível de vibração. Enquanto os apoios convencionais de borracha possuem uma rigidez específica sendo, portanto, necessário optar por uma pré-seleção cuidada de forma a não causar amplitudes de vibração ainda maiores aos equipamentos (já surgiram casos reportados por outras empresas locais), os apoios pneumáticos conferem uma rigidez variável ao conjunto, podendo esta ser controlada através do ajuste da pressão de ar no interior do apoio pneumático. É de referir que a alteração de rigidez no conjunto, também propicia a que os fenómenos de ressonância dos elementos que agregam a máquina ocorram a frequências diferentes, relativamente à situação atual. Para além do ajuste do fator de transmissibilidade da energia vibratória, também há que considerar a deformação estática provocada pela alteração da rigidez dos apoios. Na Figura 216 são apresentados alguns modelos de apoios anti vibráteis de rigidez controlada, através do ajuste da pressão de ar no seu interior.



Figura 216 – Modelos de apoios anti vibráteis de rigidez controlada por ajuste da pressão (Continental, 2015).

De modo a selecionar o tipo de apoio mais eficaz, no que concerne à redução do fator de transmissibilidade da energia vibratória, procedeu-se à recolha dos parâmetros mais relevantes de cariz funcional e estrutural da máquina, os quais se descrevem em seguida:

- Potência dos motores;
- Rotação à saída do motor;
- Rotação do eixo da cabeça;
- Relação de transmissão;
- Peso total (com bobina e sem bobina);
- Centro de gravidade da máquina (com bobina cheia e vazia);
- Desenho dos pés do suporte e cotas;
- Cota desde o solo até à base da máquina;
- Altura entre a base da máquina e o perfil do suporte;
- Altura desde a base da máquina até ao eixo onde o arame é enrolado sobre o tubo interior.

As elevadas dimensões da máquina e os constrangimentos na montagem de balanças, impediram a determinação do seu centro de massa. Posto isto, e tendo em conta os elementos constituintes da máquina, estimou-se que o seu centro de massa estaria no alinhamento do eixo da cabeça e respetivos veios e chumaceiras e a percentagem de massa desta, estaria repartido em aproximadamente 70% à esquerda do centro de gravidade e a restante percentagem à direita (Figura 217).

Todo o desenvolvimento do novo sistema de suporte para a fixação dos apoios e seleção do apoio anti vibrátil do tipo pneumático, ficou a cargo de uma empresa externa. Esta teve como objetivo, projetar uma solução que beneficiasse não apenas uma redução significativa da amplitude de vibração, mas principalmente o aumento da velocidade de trabalho da máquina, permitindo o rápido retorno do investimento realizado no equipamento.

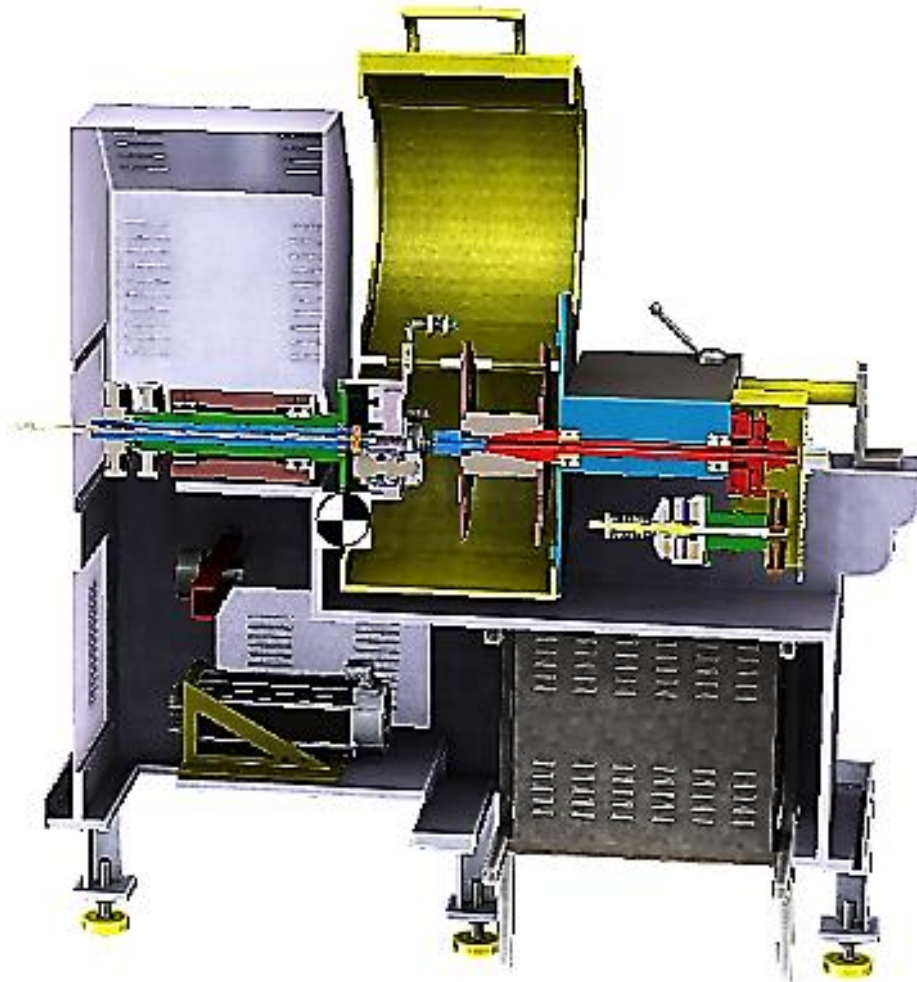


Figura 217 – Ilustração do centro de massa da máquina de fabrico de espiral.

A Figura 218 apresenta alguns detalhes dos apoios pneumáticos anti vibráteis utilizados. A solução consiste na utilização de dois pares de apoios de diferentes modelos, devido às diferenças da distribuição de massa por apoios. Na parte frontal da máquina, correspondente à saída da espiral metálica, seriam aplicados dois apoios pneumáticos com a referência FS 70-7 CI e na retaguarda, região de alimentação do tubo interior e onde se concentra a maior parte da massa do equipamento, seriam instalados dois apoios com a referência FS 76-6 DI CR.

ContiTech

FS 70-7 CI

FS 76-7 DI CR

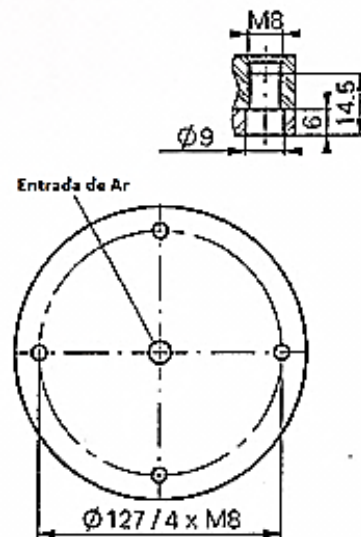
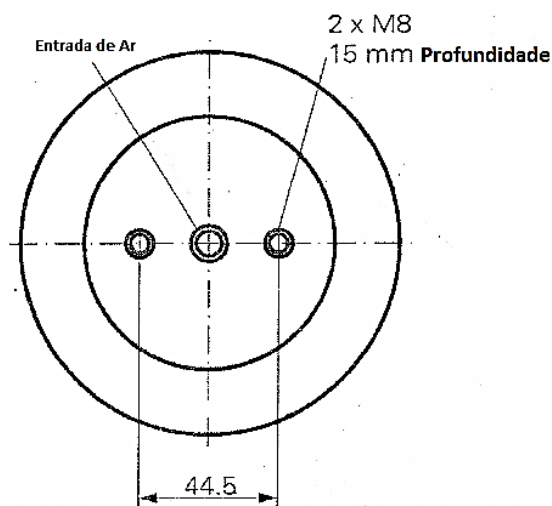
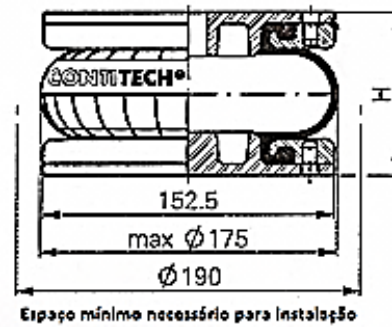
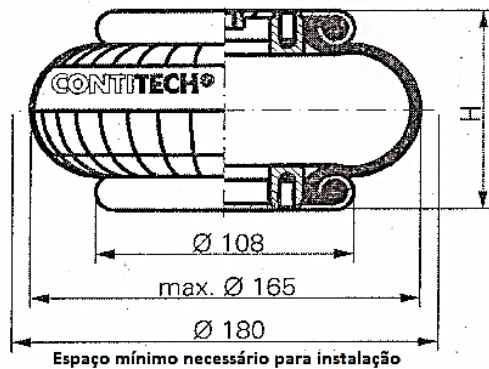


Figura 218 – Representação esquemática dos apoios pneumáticos. À esquerda encontra-se a referência de apoio para instalação frontal e à direita o apoio para a retaguarda da máquina (Continental, 2015).

A Figura 219 e Figura 220 apresentam as fichas técnicas referentes ao comportamento dos dois apoios pneumáticos, em função da pressão de ar de enchimento e do peso suportado, com indicação do ponto ótimo de isolamento. A pressão de ar é posteriormente ajustada em função da carga suportada por cada apoio, por forma a cumprir com as especificações técnicas do fabricante e trabalhar no ponto ótimo de isolamento das amplitudes de vibração, cuja altura é de 90 mm, distância essa medida desde a superfície exterior da flange superior do apoio, até à superfície exterior da flange inferior (Figura 218). Na Tabela 35 são apresentadas as

características da resposta dinâmica, para diferentes valores de carga e de pressão, para cada um dos modelos de apoio.

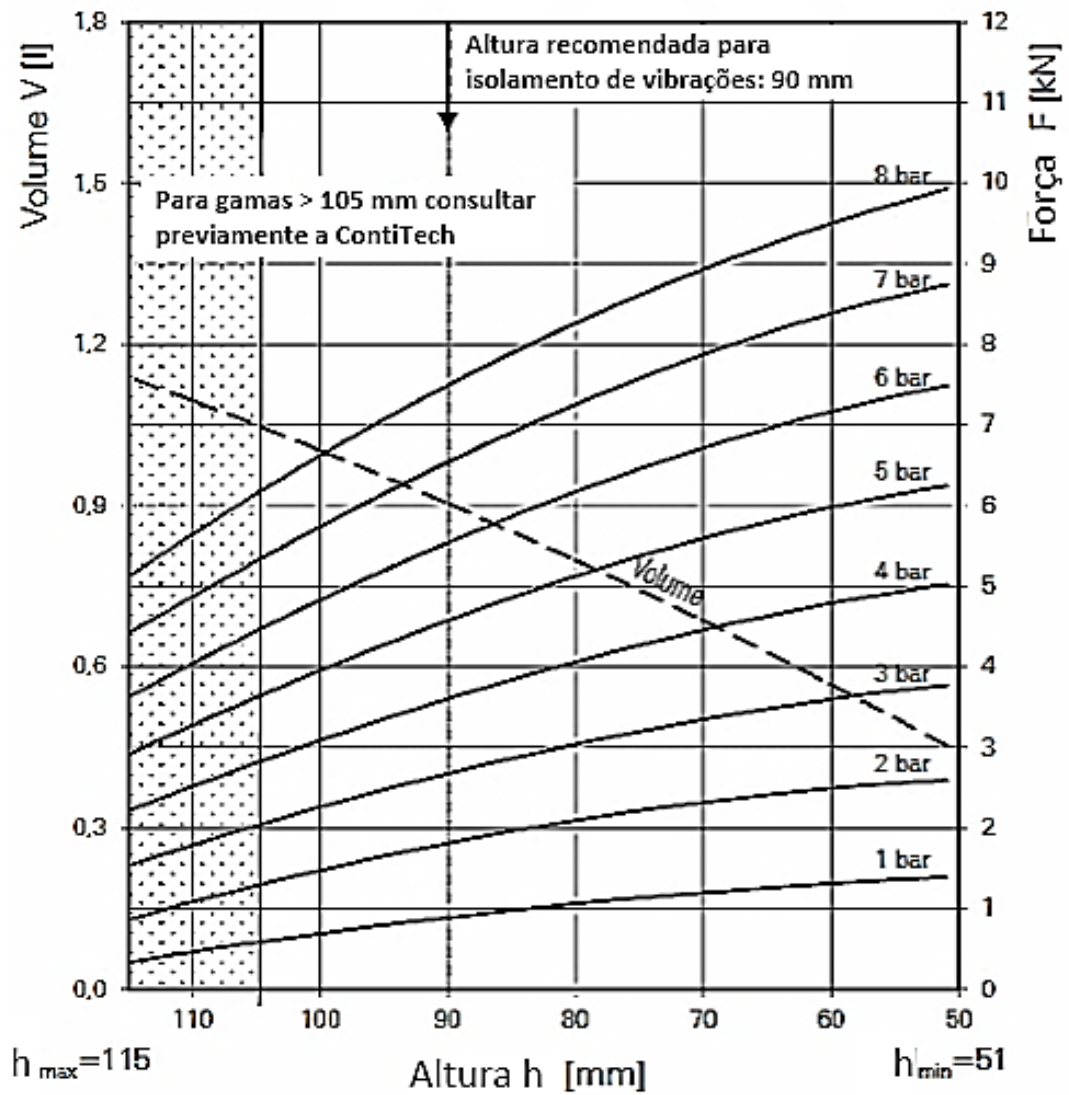


Figura 219 – Comportamento dinâmico do apoio pneumático FS 70-7 CI (Continental, 2015).

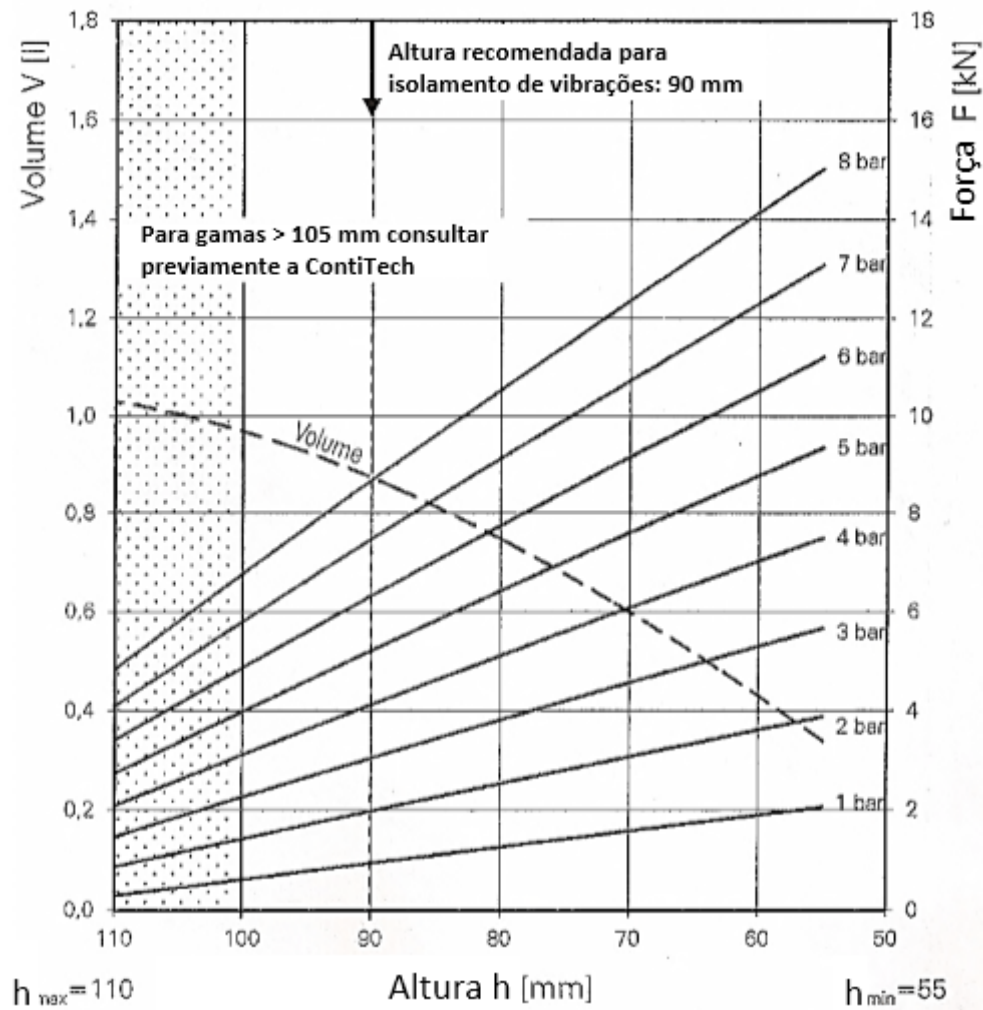


Figura 220 – Comportamento dinâmico do apoio pneumático FS 76-7 DI CR (Continental, 2015).

Tabela 35 – Ficha técnica do apoio FS 70-7 CI e do apoio FS 76-7 DI CR (Continental, 2015).

Isolamento da vibração - valores característicos dinâmicos

Altura do apoio, H: valor recomendado 90 mm; valor mínimo 70 mm

Pressão p	[bar]	3	4	5	6	7	8	Vol V [l]
Força (Carga)	[KN]	2.7	3.7	4.7	5.7	6.6	7.7	0.9
Taxa Carga Deslocam.	[N/cm]	1040	1270	1530	1770	2060	2325	
Frequência Natural	[Hz]	3.1	2.9	2.9	2.8	2.8	2.7	

Isolamento da vibração - valores característicos dinâmicos

Altura do apoio, H: valor recomendado 90 mm; valor mínimo 75 mm

Pressão p	[bar]	3	4	5	6	7	8	Vol V [l]
Força (Carga)	[KN]	3.1	4.2	5.3	6.4	7.5	8.7	0.9
Taxa Carga Deslocam.	[N/cm]	1585	2005	2455	2860	3315	3745	
Frequência Natural	[Hz]	3.5	3.4	3.4	3.3	3.3	3.3	

A partir da análise dos parâmetros definidos pelo fabricante, que recomenda a altura ótima dos apoios entre 70 mm e 90 mm, são definidos os valores de pressão entre 2,5 e 2,8 bar para os

apoios FS 70-7 CI, montados na região frontal, e pressão entre 4,0 a 4,5 bar para os apoios FS 76-7 DI CR, montados na região traseira da máquina.

A aplicação deste tipo de apoio obrigou a reconfigurar o elemento de suporte da máquina, com o intuito de otimizar o desempenho dos elementos anti vibráteis. Assim, foi concebida uma nova estrutura que permitisse que o apoio anti vibrátil fosse montado à mesma altura do eixo de rotação da cabeça, com o objetivo deste só suportar vibrações geradas no eixo onde é fabricada a espiral e eliminando vibrações laterais. Este suporte é formado por dois componentes distintos: os pilares, onde vão assentar as bases dos apoios e uma estrutura em forma de barco, que será colocada sobre a parte superior dos mesmos, conforme ilustra a Figura 221.

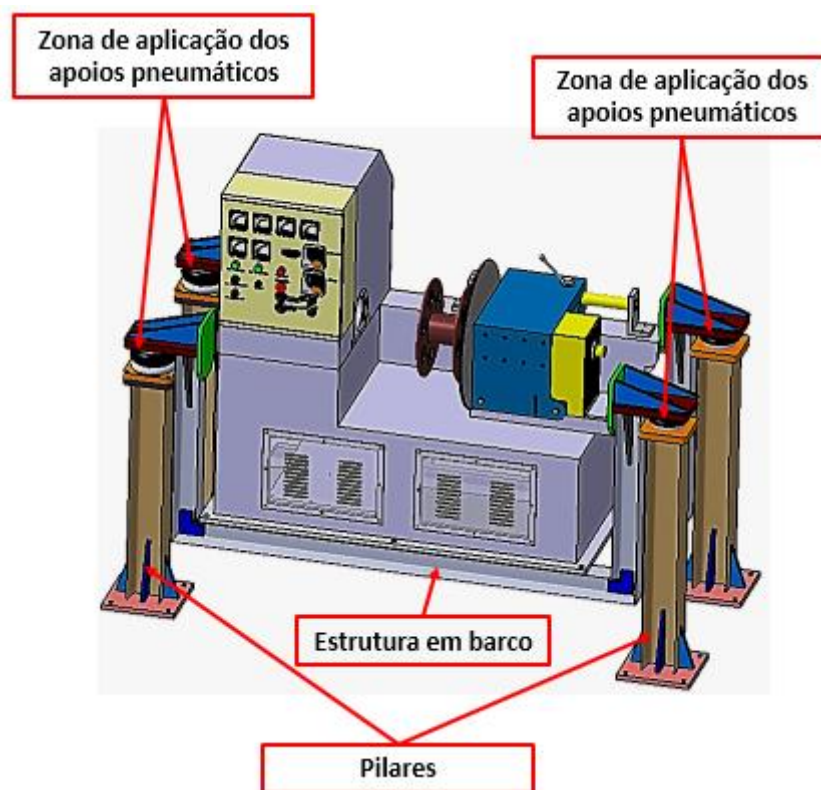


Figura 221 – Desenho tridimensional da estrutura de suporte da máquina, desenvolvida para a montagem dos apoios anti vibráteis pneumáticos.

3.7.1.3 Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre a cabeça do equipamento

É imperativo que a cabeça da máquina seja intervencionada, dado esta ser responsável pela geração de elevadas amplitudes de vibração, que estão associadas a desequilíbrios e desalinhamentos acentuados. Uma das principais razões é a cabeça da máquina, de elevada massa, cerca de 27kg, estar em balanço e possuir no seu interior óleo lubrificante para reduzir

o atrito dos vários conjuntos de engrenagens. Por outro lado, há que contabilizar a força na direção predominante radial, produzida pelos rolos laminadores durante a conformação e enrolamento do arame em torno do tubo interior. A amplitude da força dinâmica gerada, F (N), pelo desequilíbrio de um elemento a rodar com velocidade angular, ω (rad/s), é dada por (equação 19):

$$F = m * \omega^2 * r, \quad (\text{Eq.19})$$

em que m (kg) é a massa de desequilíbrio e r (m) é o raio da massa desequilibrante. A partir da análise desta expressão, constata-se que a amplitude da força de vibração varia com o quadrado da velocidade angular de rotação, ω .

Para efeitos de equilibragem da cabeça da máquina (Figura 222), pode-se optar por realizar a equilibragem com esta montada na máquina, ou recorrendo a um equipamento específico de equilibragem, o que obriga à desmontagem da cabeça. A segunda opção tem a vantagem de permitir realizar o equilíbrio de cada elemento separadamente, mas é um processo mais moroso, por obrigar à desmontagem e montagem do elemento.

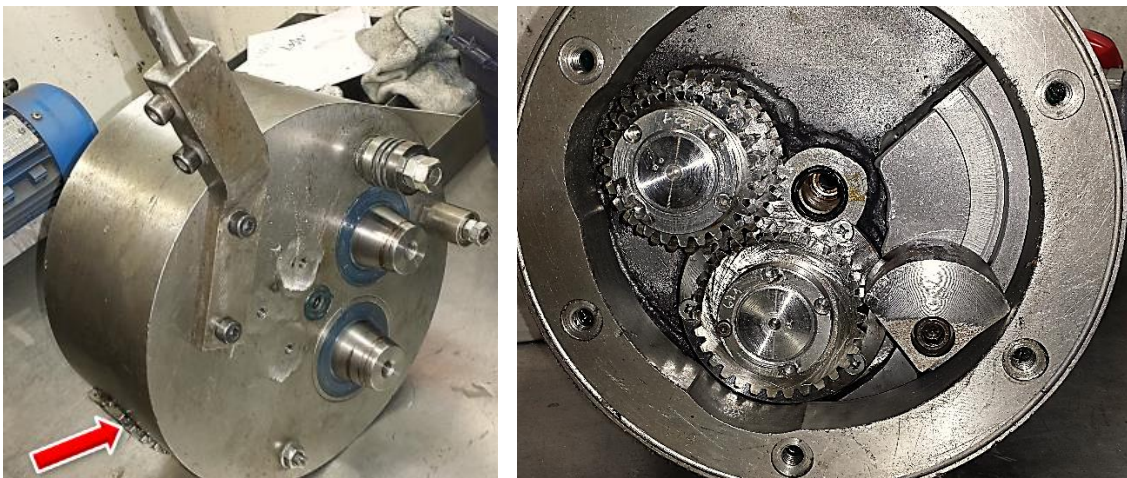


Figura 222 – Cabeça desmontada e ilustração dos elementos internos, englobando engrenagens que transmitem o movimento aos rolos laminadores.

No capítulo 3.5.2 foi apresentado o procedimento para a equilibragem da cabeça da máquina de fabrico de espiral. Recorrendo à ferramenta *3-Point Balancing*, que se encontra disponível no *software* do *X-Viber*, obteve-se o valor para a amplitude de vibração de 1,25 mm/s, valor esse significativamente baixo, tendo em conta que posteriormente foram avaliadas mais algumas cabeças de outras máquinas de produção de espiral. De qualquer forma, é imperativo intervir na cabeça do equipamento, uma vez que esta fonte de vibração poderá implicar a amplificação

de outras fontes vibratórias noutros pontos da máquina. Entre as cabeças observadas, chegou-se a registar amplitudes de vibração na casa dos 4 mm/s, sendo estas provocadas pelos severos desequilíbrios e desalinhamentos existentes.

O equipamento *X-Viber*, para além de medir a amplitude de vibração, também permite determinar de forma expedita, a massa de equilíbrio e a sua localização. O procedimento inclui a montagem na direção oposta à rotação de massas de teste em diferentes posições angulares, desfasada de 120° e na medição da amplitude de vibração gerada.

A cabeça da máquina em teste, representada na Figura 222, já tinha sido anteriormente equilibrada numa máquina de equilibragem para pneus (Figura 223). Contudo, após a equilibragem não se observou uma redução significativa na amplitude de vibração. Por outro lado, através do equipamento *X-Viber* e com a cabeça montada na máquina, obteve-se uma localização distinta para a posição de equilibragem. Daqui se pode concluir, que o processo de equilibragem terá de ser realizado a todo o conjunto cinemático, responsável pela transmissão do movimento à cabeça da máquina.

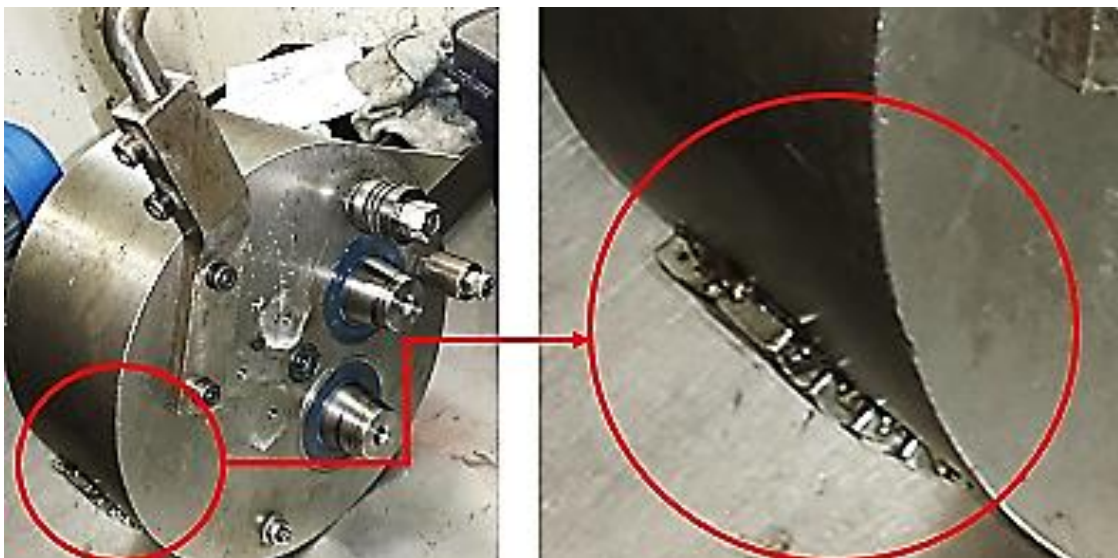


Figura 223 – Equilibragem efetuada a uma cabeça das máquinas, num equipamento de montagem de pneus.

O equipamento de equilibragem representado na Figura 224, pertence a uma empresa externa e é considerado como um dos equipamentos mais sofisticados na zona, para a realização de equilibragens de componentes mecânicos, entre os quais se destacam: rotores, turbinas e peças de revolução. Para a resolução do problema da elevada amplitude de vibração gerada na região

da cabeça da máquina, é proposta a desmontagem do conjunto constituído pela cabeça e veios e respetiva equilibragem neste equipamento.

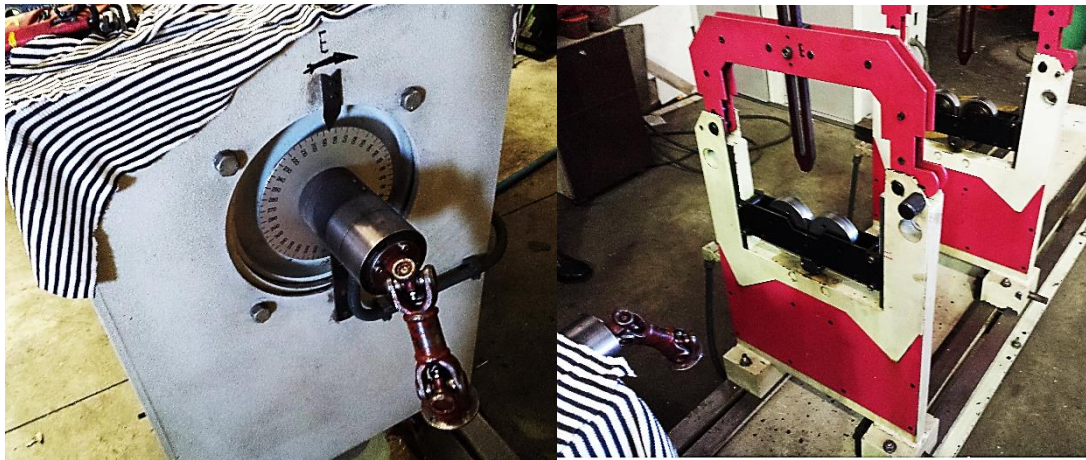


Figura 224 – Equipamento proposto para a equilibragem do conjunto constituído pela cabeça e veios.

3.7.1.4 Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre os veios da chumaceira da cabeça

A chumaceira e os veios que se encontram no interior da máquina são intervencionados por uma empresa externa, que presta serviços de manutenção à FicoCables. O serviço inclui a manutenção de todas as máquinas de fabrico de espiral metálica, como também para outros equipamentos que se encontram inseridos na fábrica.

O conjunto dos componentes internos da chumaceira da máquina, já com esta incluída, perfaz no total uma massa de 62 kg, sendo um dos conjuntos de maior peso do equipamento. Só é possível observar os veios e o seu estado, após a remoção das correias e polias, localizadas na retaguarda da máquina. Na parte frontal da máquina, é necessário desacoplar e remover a cabeça para aceder à chumaceira e respetivos veios. A Figura 225 apresenta o conjunto de componentes, após ter sido removida uma das blindagens traseiras da máquina, sendo possível observar as polias, correias e a chumaceira da cabeça, estando esta última assinalada na imagem. Os veios de transmissão do movimento à cabeça e aos rolos laminadores encontram-se no interior da chumaceira.

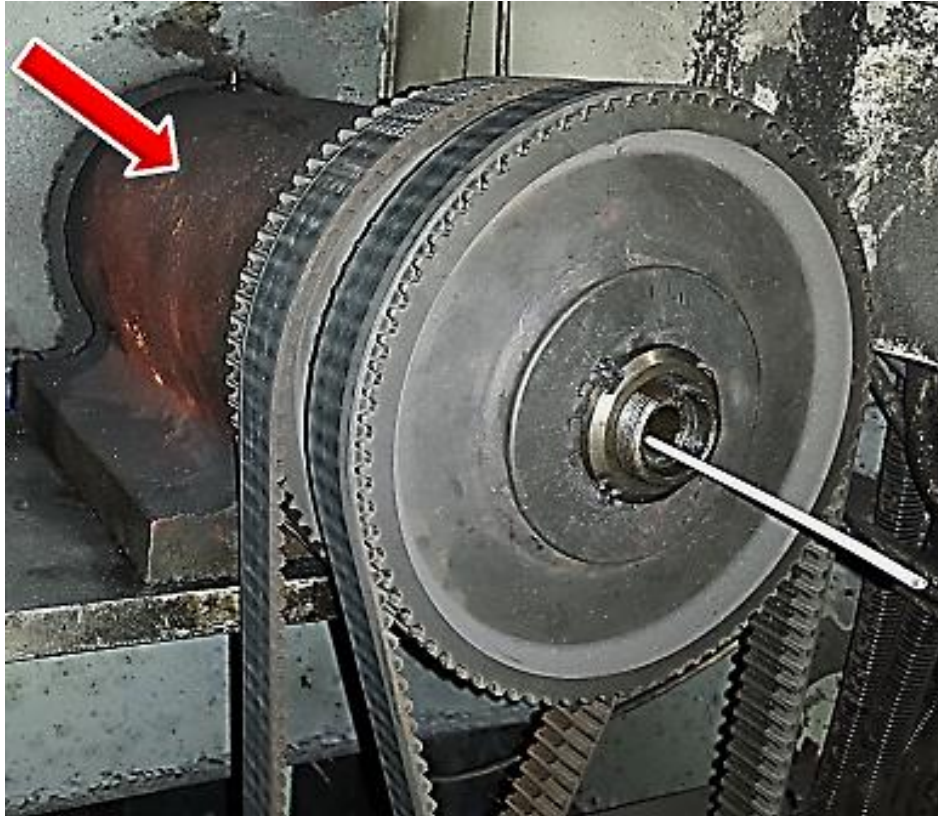


Figura 225 – Chumaceira, polias e correias usadas na transmissão do movimento ao veio de acionamento da cabeça e aos laminadores.

A manutenção das chumaceiras da cabeça é realizada nas instalações da empresa que presta o serviço de manutenção. Na maioria dos casos, a única ação de manutenção preventiva efetuada a este conjunto consiste na substituição dos rolamentos que se encontram no interior da chumaceira. As intervenções aos próprios veios são muito pouco frequentes e resumem-se a ações de manutenção corretiva.

Como não existem manuais da máquina, é desconhecido o grau de alinhamento e equilíbrio dos elementos que fazem parte da chumaceira, em particular, dos veios de transmissão de movimento à cabeça da máquina. Considerando estes fatores preponderantes para reduzir o nível de vibração produzido pela máquina, é recomendado que se proceda à verificação de todos estes componentes, procedendo à sua equilibragem e alinhamento na montagem. De notar que ocorrem frequentemente inúmeras avarias neste conjunto de componentes, nomeadamente, um desgaste prematuro dos rolamentos, o que leva a considerar que existe um problema de equilibragem e desalinhamento dos componentes. De referir ainda que no capítulo 3.5.4 foi calculada, teoricamente, a duração de vida atingível para o rolamento mais crítico alojado no interior da chumaceira. Contudo, a vida útil dos rolamentos em questão por vezes é muito

reduzida, tendo em conta o número de horas de serviço que estes facilmente podem atingir, comprovada pelos cálculos anteriormente efetuados. Também se observou que, por vezes, a operação de montagem dos rolamentos é mal executada. Se, aos eventuais desalinhamentos associados se aliar a uma incorreta montagem de toda a chumaceira e a diversos desequilíbrios que ambos os veios possuam, são três fatores que contribuem de forma direta para a redução da longevidade destes componentes.

Uma avaliação completa e rigorosa de todos os componentes permitiria determinar as fontes de vibração e eliminá-las. Contudo, nem sempre é possível adotar essa metodologia devido à falta de meios e custos elevados a que este tipo de análise obriga.

As máquinas de fabrico de espiral são quase sempre alvo de manutenções corretivas, motivo pelo qual existe uma elevada taxa de tempos de paragem não programados. As intervenções nas máquinas são limitadas em tempo e requerem elevada prontidão da empresa que presta o serviço de manutenção. As restrições impostas pela empresa FicoCables para o tempo de paragem da máquina não permitiram realizar uma análise mais completa de todos os órgãos do equipamento, principalmente os que estão localizados no interior da chumaceira da cabeça.

No setor industrial, é dada maior relevância à produtividade e muitas das vezes impede a realização de estudos mais aprofundados, dado que estes obrigam a longos tempos de paragem das máquinas.

Resta concluir se realmente a empresa algum dia estará disposta a prolongar o tempo de manutenção deste conjunto, de modo a que os veios sejam devidamente avaliados e corrigidos e averiguar se as horas e custos despendidos neste tipo de intervenção irão compensar os investimentos necessários.

Com o intuito de estudar o melhoramento do conjunto constituído por chumaceira, rolamentos e veios, a solução deverá passar pela montagem de uma chumaceira suplente numa bancada de ensaios, para corrigir os desalinhamentos e os desequilíbrios de todos os componentes agregados. Posteriormente, esta chumaceira poderá ser utilizada para substituir a chumaceira da cabeça da máquina aquando da sua manutenção, sendo realizadas as respetivas correções. Este procedimento permitirá reduzir o tempo de paragem da máquina e realizar as devidas correções em todas as chumaceiras.

3.7.1.5 Solução para redução do nível de vibração: Ações corretivas sobre as polias, tensores e correias

As polias, os tensores e as correias estão localizados na parte posterior da máquina, podendo ser acedidas através da remoção de duas chapas de proteção (Figura 226).

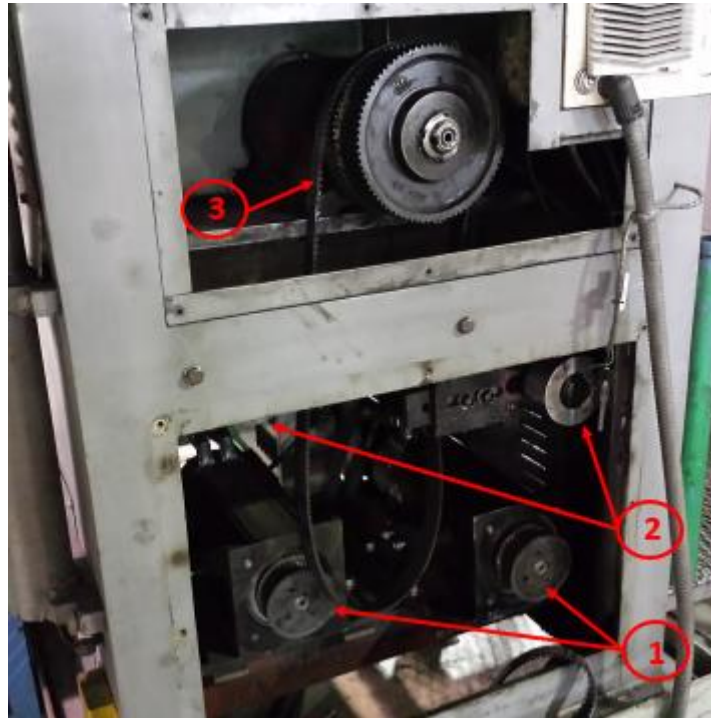


Figura 226 – Polias (1), tensores (2) e correias (3), localizados na parte posterior da máquina.

Em geral, as excentricidades e os desalinhamentos entre os diferentes elementos, assim como o estado de conservação das correias, são fatores que contribuem para o aumento das amplitudes de vibração geradas na máquina. Estas amplitudes poderão ser minimizadas, através da substituição dos componentes excêntricos e respetivas correções dos desalinhamentos. É de salientar que, neste caso em estudo, o elevado comprimento das correias poderá ser outro fator que contribui para o aumento da vibração gerada na máquina. O uso de correias dentadas sincronizadoras na transmissão do motor para a chumaceira da máquina permite minimizar alguns dos efeitos provocados pelos desalinhamentos e excentricidades existentes, sendo estas já utilizadas.

3.7.2 Como diminuir a temperatura nos pontos críticos

A temperatura é um fator relevante a ter em consideração, pois quando são atingidos valores elevados e, conseqüentemente, indesejados para alguns componentes mecânicos e

principalmente eletrônicos, o desempenho da máquina diminuirá exponencialmente. Após uma rigorosa análise dos principais componentes existentes na máquina, suscetíveis de impossibilitar o bom funcionamento da mesma, por atingirem elevadas temperaturas e desta forma propagá-las para elementos elétricos e mecânicos mais vulneráveis de atingirem uma gravosa deterioração, foram considerados críticos os seguintes componentes:

- Dissipadores de calor;
- Tensor mecânico;
- Servomotores;
- Quadro elétrico / Painel de controlo.

Para os componentes mencionados, será apresentada uma possível solução para otimizar o desempenho da máquina de fabrico de espiral e desta forma tentar minimizar os efeitos provocados pelo parâmetro em estudo, sendo este um dos fatores que contribui, juntamente com outros, para a avaria de certos elementos dos equipamentos.

3.7.2.1 Solução para redução da temperatura: Dissipadores de calor

Os dissipadores de calor apenas fazem parte integrante das máquinas de produção de espiral que anteriormente haviam sido eletronicamente modificadas, as quais fazem parte do estudo em questão.

Como já anteriormente referido, os dissipadores de calor atuam por intermédio de resistências que geram calor devido à frenagem dos rolos laminadores sobre a cabeça pois, como estes rodam no sentido contrário ao sentido de rotação da cabeça, são gerados momentos (binários) que têm de ser contrariados, originando assim uma frenagem elevada entre estes dois componentes, sendo posteriormente criada energia em excesso, que necessita de ser expelida pelos dissipadores sob a forma de calor. Quanto maior for a velocidade de trabalho exercida pela máquina, maior será a energia térmica a dissipar.

A Figura 227 ilustra um sistema dissipador de calor, que se encontra assente num suporte de perfil tubular existente no interior da máquina.



Figura 227 – Dissipador de calor existente numa das máquinas eletronicamente modificadas.

Em cada máquina eletronicamente modificada, existem dois sistemas de dissipação de calor, em que cada um destes é constituído por um circuito de resistências interligadas entre si, estando estas localizadas no interior dos seis cilindros que facilmente podem ser observados na Figura 227. Na Figura 228, é possível observar com maior detalhe um dos cantos inferiores do sistema, assim como o processo de interligação das resistências.

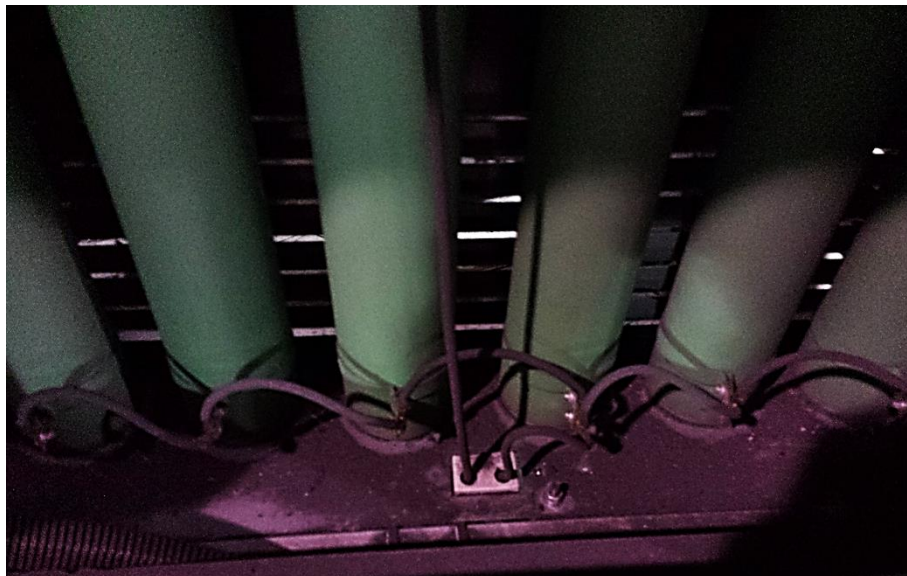


Figura 228 – Vista inferior de um sistema dissipador de calor.

Como já constatado, os dissipadores de calor são uma das principais fontes de calor indesejáveis, cujas temperaturas podem alcançar valores na casa dos 200°C. Os valores observados e os respetivos gradientes de temperatura obtidos poderão ser justificáveis com a temperatura ambiente sentida em diversas alturas do ano, fadiga, picos de corrente ou apertos muito acentuados de alguns componentes, que podem levar a uma frenagem superior na zona da cabeça da máquina, sendo posteriormente libertada uma maior quantidade de energia calorífica, e ainda trabalho em contínuo durante um número elevado de horas por parte destes equipamentos.

Com vista a reduzir a temperatura debitada por este sistema, entrou-se em contacto com a empresa fornecedora e responsável pela modificação de cinco das dezoito máquinas de produção de espiral existentes, na esperança de solucionar o problema em questão.

A proposta apresentada consistiu em alterar o modo de alimentação dos dois variadores eletrónicos, localizados no interior de um quadro específico situado na região traseira das máquinas. A Figura 229 ilustra os diferentes modos operativos dos motores elétricos, estando representados quatro quadrantes que exemplificam as variantes que os motores podem desempenhar.

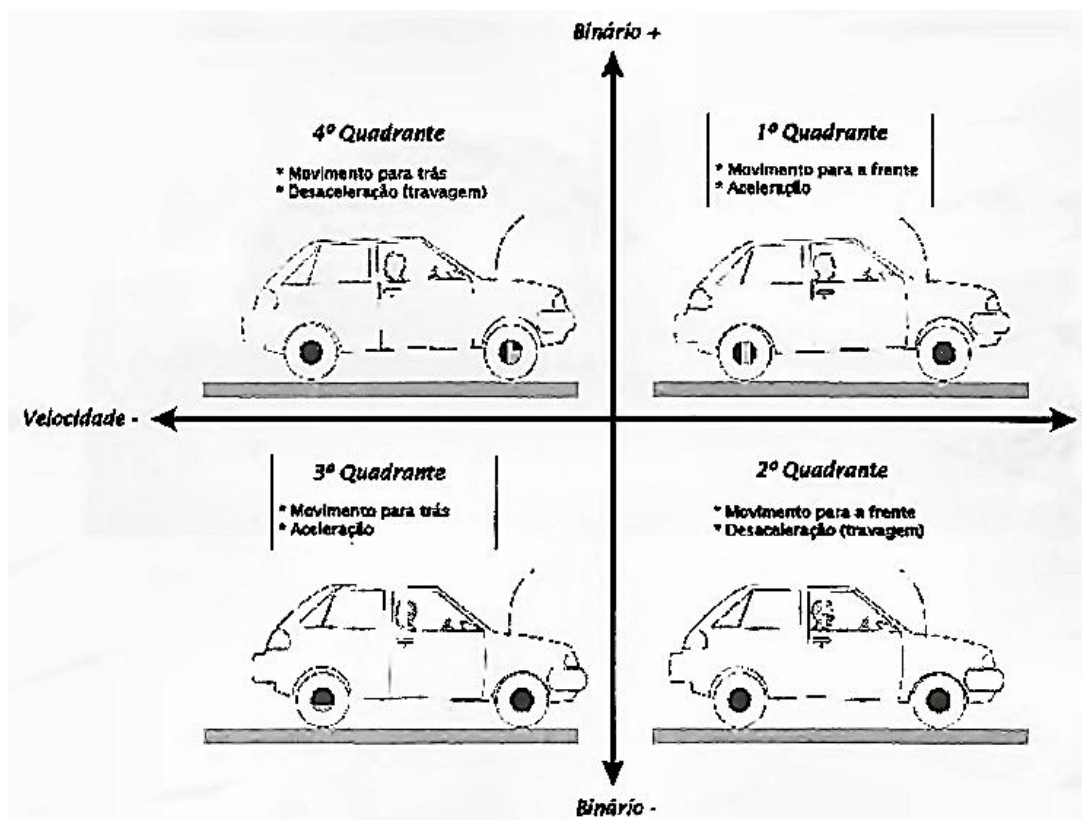


Figura 229 – Diferentes modos de atuação dos motores elétricos (Harker Solutions, 2015).

No estudo dinâmico da máquina de produção de espiral metálica, concluiu-se que o servomotor que faz atuar a cabeça funciona no 1º quadrante e o variador eletrónico que controla o mesmo (*master*), recebe uma referência de velocidade e obriga o servomotor que aciona os rolos laminadores (*slave*) a rodar a essa mesma velocidade, com um gradiente pré-estabelecido pelo potenciómetro. Os rolos laminadores, como já demonstrado anteriormente, estão acoplados na cabeça do equipamento e são arrastados por esta, sendo gerado um binário contrário ao movimento angular da cabeça com o intuito de se manter a velocidade imposta concluindo-se, desta forma, que os rolos laminadores estão posicionados no 2º quadrante, atuando como freios.

Os servomotores em funcionamento nos 2º e 4º quadrantes (geradores de desaceleração/travagem), quando controlados por um variador de velocidade, originam um aumento de tensão no barramento DC do variador. Esta tensão adicional necessita de ser dissipada, daí se tornar evidente o papel que os dissipadores de calor desempenham no sistema eletrónico das máquinas modificadas de fabrico de espiral.

A primeira abordagem efetuada na modificação dos equipamentos consistiu na metodologia já descrita, ou seja, originalmente a energia excedente é dissipada sobre a forma de calor, por intermédio de várias resistências de frenagem. Ambos os variadores eletrónicos consomem energia proveniente da rede e um deles expõe parte desta através dos dissipadores de calor.

Com vista a diminuir o consumo energético das máquinas, assim como as elevadas temperatura desenvolvidas pelos dissipadores de calor, uma solução de melhoria tecnicamente viável poderá ser realizada através da união dos barramentos DC dos dois variadores eletrónicos e o excesso de energia passa a ser consumido pelo variador da cabeça. Apenas este variador (*master*) é consumidor de energia fornecida pela rede e inclusivamente, aproveita o excesso de energia induzido sobre o variador eletrónico dos rolos laminadores (*slave*).

A Figura 230 ilustra um fluxograma que representa a situação atual relativa ao consumo e dispersão de energia proporcionada pelos dissipadores de calor. A Figura 231 representa um fluxograma que esquematiza a alteração a cima planeada. De uma forma geral, é expectável que a modificação em questão possa trazer os seguintes benefícios:

- Redução muito significativa da temperatura debitada pelos dissipadores, prevendo que a temperatura reduza aproximadamente quatro vezes o valor médio obtido atualmente;

- Redução do consumo energético da máquina eletronicamente modificada, expectando-se que esse valor seja reduzido para cerca de 50% do consumo atual.

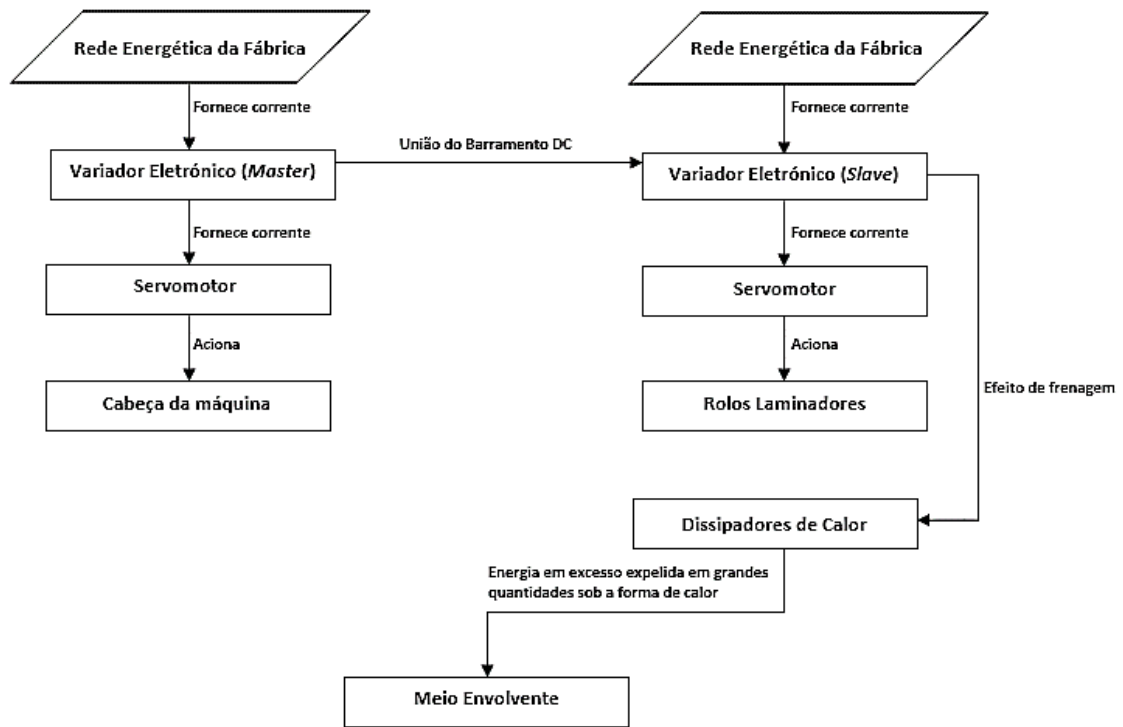


Figura 230 – Fluxograma ilustrativo do consumo e dissipação de energia atual.

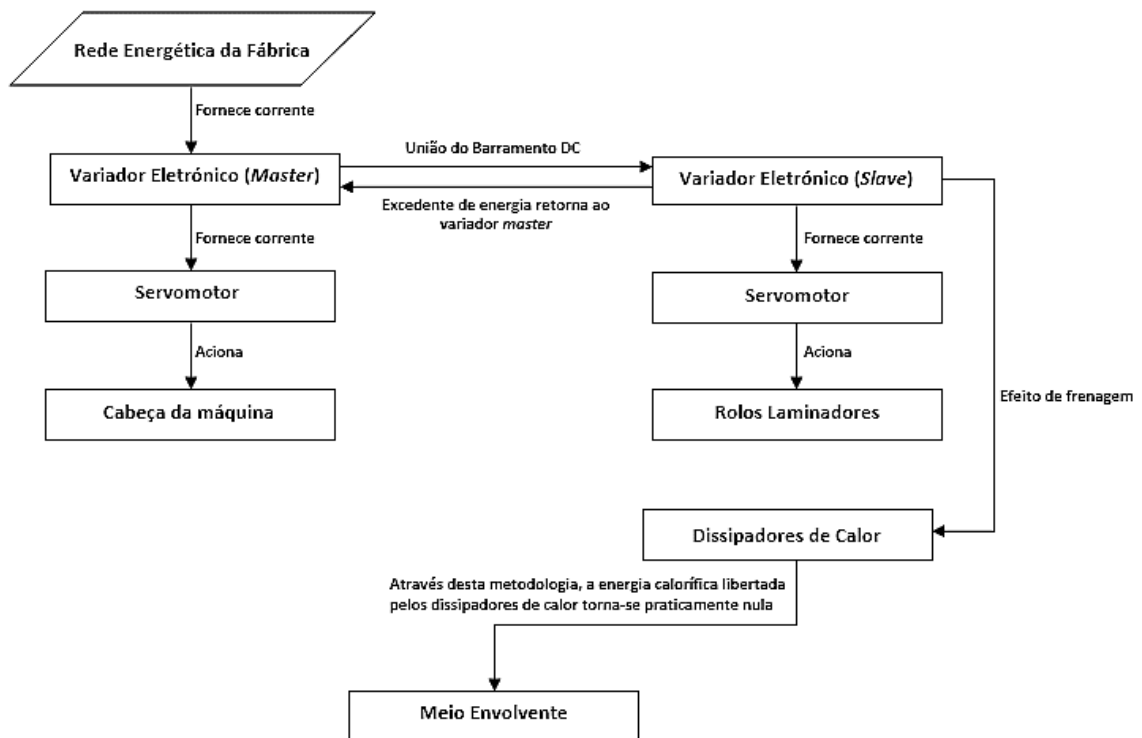


Figura 231 – Fluxograma representativo da solução proposta a implementar.

3.7.2.2 Solução para redução da temperatura: Tensor mecânico

O tensor mecânico está presente em todas as máquinas de fabrico de espiral e não apenas naquelas que se encontram eletronicamente modificadas, sendo portanto, um elemento em comum que por sua vez, está associado a inúmeros problemas que originam paragens não programadas, devido a avarias que surgem nos componentes que integram este dispositivo.

O tensor mecânico (Figura 232), tal como anteriormente descrito, é constituído por um conjunto de discos de aço, sendo dois deles maciços e um ventilado (Figura 233) e por quatro discos de *ferodo*. O princípio de funcionamento desta peça consiste na fricção que os discos de aço proporcionam sobre os *ferodos*, sendo a pressão de aperto destes componentes conferida manualmente, através de um afinador com mola que se encontra numa das extremidades do conjunto. O atrito gerado entre os diferentes componentes que agregam o tensor mecânico é extremamente elevado, contribuindo assim para o desenvolvimento de temperaturas elevadas na zona onde este elemento está inserido.

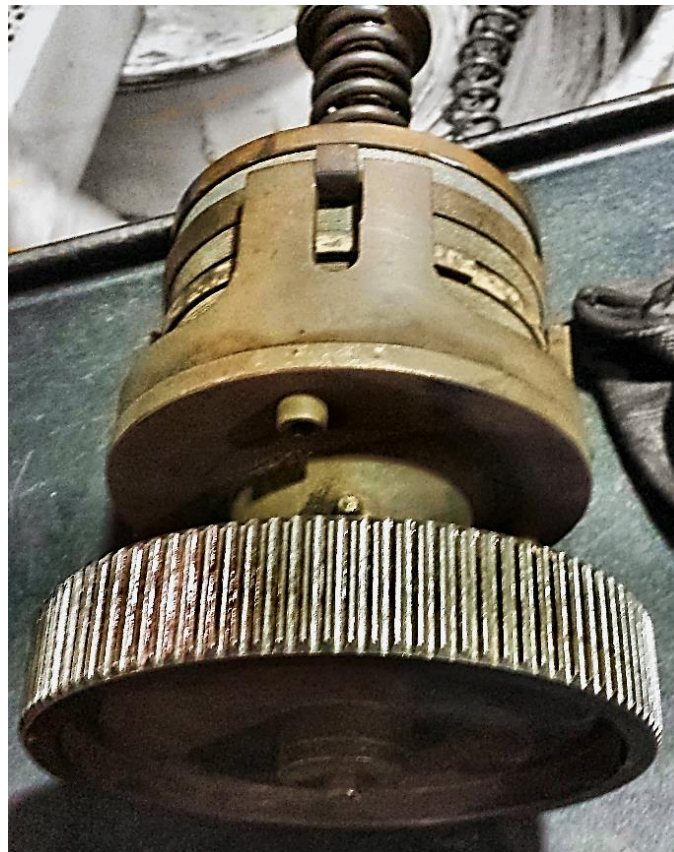


Figura 232 – Tensor mecânico acoplado à polia de transmissão de movimento.



Figura 233 – Discos de aço existentes no tensor mecânico.

Sumariando os problemas provocados pelo tensor mecânico, destacam-se os seguintes:

- Temperaturas de funcionamento elevadas;
- O binário produzido por este elemento não é constante, devido ao desgaste irregular dos *ferodos* (componente heterogéneo), originando assim, diferentes áreas de contacto com os discos ao longo do ciclo de funcionamento, traduzindo-se num binário de travamento da bobina desigual;
- Os *ferodos* degradam-se muito facilmente e a sua longevidade depende do modo como são concebidos e do tratamento que lhes é conferido; em certas situações, podem ficar vidrados, e nessas circunstâncias, para além de não gerarem binário de travagem, vão contribuir para o desgaste dos discos de aço;
- Os *ferodos* geram muito pó.

Todos estes problemas surtem as seguintes consequências:

- Elevados custos de manutenção curativa, tanto na aquisição de componentes novos ou retificados, como na mão-de-obra associada às intervenções;
- Indisponibilidade dos equipamentos, podendo resultar em quebras inesperadas de fabrico de espiral;
- Comprometem os regulamentos de saúde e higiene no trabalho, visto que os *ferodos* libertam partículas que podem ser nocivas para a saúde dos colaboradores que se encontram nessa área de trabalho.

Tendo em conta que é tecnicamente impossível melhorar estruturalmente este tipo de peça, uma vez que o seu princípio de funcionamento se rege pelo desgaste dos *ferodos* sobre os discos de aço para gerar binário, foi necessário pesquisar e analisar outros tipos de produtos capazes de gerar binário de travagem de forma eficaz e eficiente.

Nesse âmbito, tomou-se o conhecimento de um produto nunca antes mencionado como uma possível melhoria associada às máquinas de produção de espiral metálica: o tensor eletromagnético (Figura 234). Este tipo de tensor/travão é constituído por dois rotores. As partículas magnéticas (pó magnético) estão depositadas no espaço livre existente entre eles. Envolvendo os rotores, existe uma bobina indutora que produz um campo eletromagnético quando uma corrente elétrica atravessa a mesma, alinhando deste modo as partículas magnéticas. Quanto maior for a corrente a passar pela bobina indutora, maior será o nível de fricção proporcionado pelo tensor e, conseqüentemente, maior será o binário de travagem exercido sobre a bobina detentora do arame no interior do tambor da máquina. A Figura 235 esquematiza os componentes que incorporam o tensor eletromagnético.



Figura 234 – Tensor eletromagnético.

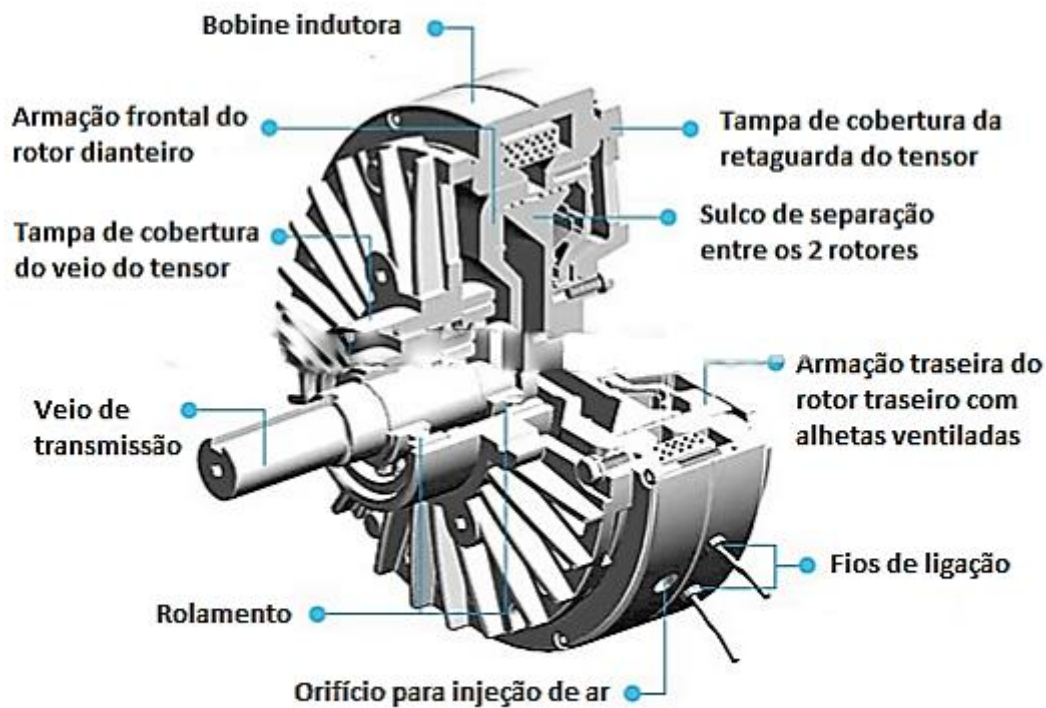


Figura 235 – Esquemática dos componentes que integram o tensor eletromagnético (Sunrisescn, 2015).

Existem inúmeras variantes de tensores, em que alguns destes possuem um único veio de transmissão ou então dois, estando um à frente e outro na retaguarda. Neste caso em estudo, o produto a analisar deverá possuir um único veio transmissor de movimento.

Torna-se evidente que a implementação de tensores eletromagnéticos nas máquinas de produção de espiral metálica laminada é bastante vantajosa, face ao sistema atual constituído pelo tensor mecânico. A existência deste novo produto iria otimizar os equipamentos em diversas vertentes, entre as quais se destacam as seguintes vantagens:

- Não existe libertação de pó, nem de outras partículas nocivas para o ambiente e para os operadores das máquinas, ao contrário dos tensores mecânicos;
- O binário produzido é muito preciso e constante e é proporcional à corrente aplicada;
- Operam de forma silenciosa;
- Possuem baixo índice de manutenção;
- Detêm temperaturas de funcionamento mais baixas, do que os tensores mecânicos.

De notar que este tipo de produto é geralmente comercializado com um ventilador acoplado ao tensor. O sistema de ventilação para dissipação de calor é um componente extremamente relevante, que proporciona ao tensor eletromagnético um funcionamento mais eficaz e permite uma durabilidade superior. A Figura 236 representa os principais componentes que se encontram acoplados ao tensor em análise.

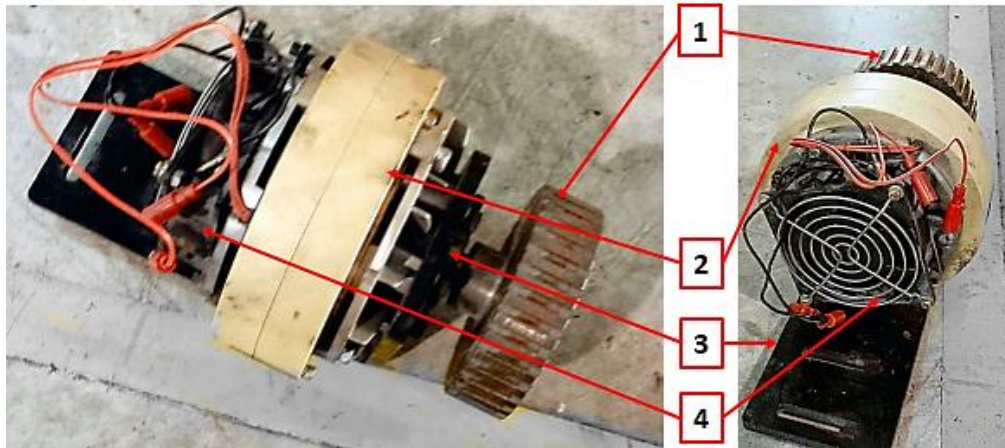


Figura 236 – Ilustração exemplificativa dos vários componentes que se encontram acoplados no conjunto: 1 – Polia de transmissão; 2 – Tensor; 3 – Suporte de fixação à máquina; 4 – Ventilador.

Para além destes componentes, existem outros de cariz elétrico que devem ser tidos em conta, visto que sem eles o dispositivo eletromagnético é incapaz de funcionar. São eles, o relé controlador de energia, o potenciômetro de regulação da tensão gerada pelo tensor e o interruptor de alimentação (Figura 237).



Figura 237 – Componentes elétricos que necessitam de ser instalados para o funcionamento do tensor eletromagnético: relé (à esquerda), potenciômetro (ao centro) e interruptor (à direita).

Com o material mencionado na Figura 236 e Figura 237, é possível alterar o sistema atual, que concebe o binário de travamento da bobina, detentora do arame pré-laminado.

3.7.2.3 Solução para redução da temperatura: Servomotores

Da análise efetuada a nível térmico, deu-se a conhecer que os servomotores, tais como os dissipadores de calor e os tensores mecânicos, deitam temperaturas significativamente elevadas, contribuindo desta forma para o aumento da temperatura noutros componentes adjacentes a estes, tais como polias, correias e tensores. A Figura 238 apresenta a configuração dos servomotores incorporados nas máquinas de produção de espiral metálica eletronicamente modificadas.

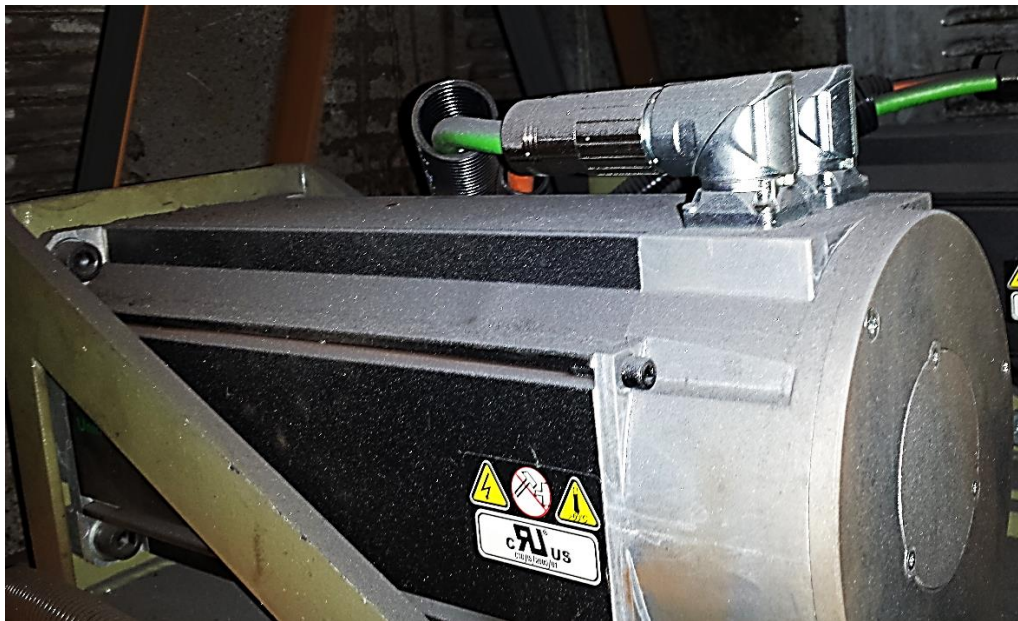


Figura 238 – Servomotores utilizados nas máquinas eletronicamente modificadas.

Os servomotores foram concebidos pela *Emerson*, uma empresa norte americana que se dedica à produção de diversos equipamentos, de entre os quais se enquadram este tipo de sistemas de transmissão de variadores eletrónicos e motores-servo.

Ao longo de várias semanas de estudo e análise do comportamento térmico das máquinas, os valores registados nos elementos em questão variaram entre 84 e 115°C, tentando manter a todo o custo outros fatores externos constantes para não influenciar drasticamente os valores observados, como a temperatura ambiente e o tempo de trabalho em contínuo dos equipamentos. Convém salientar que o gradiente de temperaturas obtido é bastante elevado, não havendo qualquer motivo plausível para justificar a diferença de temperaturas obtidas nas diferentes máquinas equipadas com os dispositivos eletrónicos. Contudo, pode-se constatar que o órgão responsável pela diferença de temperaturas observadas nos servomotores é influenciada pela temperatura que os dissipadores de calor estão a debitar, sendo a sua

temperatura bastante variável pois, como anteriormente referido, os dissipadores de calor libertam do sistema, sob a forma calorífica, a energia gerada por frenagem entre os rolos laminadores e a cabeça da máquina, não sendo totalmente possível controlar esse parâmetro, uma vez que este depende da corrente fornecida ao sistema através da rede, que por sua vez, sofre vários picos ao longo do dia. Ou seja, o consumo de corrente elétrica não é constante e o ajuste manual dos rolos laminadores que conformam o arame é irregular, uma vez que quanto maior for o aperto conferido, maior será o efeito de frenagem desenvolvido entre os rolos e a cabeça do equipamento.

A referência dos servomotores que se encontram no interior das máquinas é o modelo 142U2E300. A Figura 239 representa um gráfico retirado do catálogo da *Emerson*, em que é demonstrado o binário produzido pela série do servomotor mencionado, em função da sua velocidade de rotação.

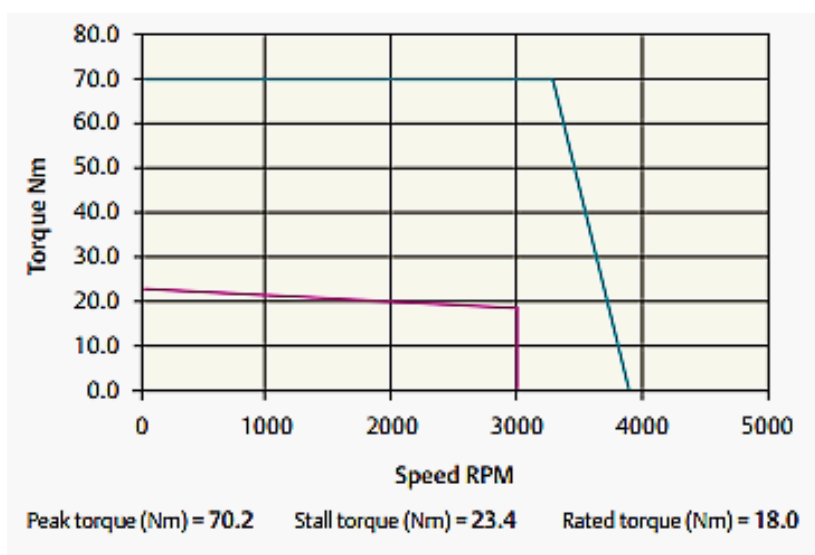


Figura 239 – Gráfico representativo do binário em função da velocidade de rotação, do servomotor 142U2E300 (Emerson, 2015).

Em diligência com a empresa que efetuou a modificação inicial de algumas das máquinas, convertendo-as para eletrônicas, procurou-se averiguar se as temperaturas que os servomotores estão a debitar são realmente excessivas e se colocam em causa a sua longevidade e desempenho funcional. Após a identificação do modelo de servomotores em questão, constatou-se com base num outro catálogo fornecido pela *Emerson*, que este tipo de equipamento pode suportar temperaturas até aproximadamente 140°C (incrementos até 100°C para temperaturas ambientes máximas de 40°C, perfazendo no total os 140°C pré-estabelecidos como limite máximo para o bom funcionamento do servomotor). Se o servomotor ultrapassar

esta temperatura e atingir os 145°C, este entrará em “*safe-mode*” e simultaneamente desligar-se, com o intuito de não danificar severamente os componentes que se encontram no seu interior. Esta funcionalidade permite que o servomotor entre em repouso devido à elevada temperatura que está a desenvolver, tratando-se de um sistema de proteção térmico que o mesmo incorpora, designado por termístor, que atuará quando a temperatura exceder o valor acima mencionado.

Tendo em conta a temperatura máxima que os servomotores devem possuir para não comprometerem o seu desempenho funcional e durabilidade, pode-se concluir com base nos valores observados durante as várias medições efetuadas, que a energia calorífica que estes estão a debitar não é nefasta para os mesmos, contudo estas temperaturas poderão ser minimizadas recorrendo à instalação de vários ventiladores. Por sua vez, se estes forem estrategicamente colocados de modo a incidirem diretamente para as zonas mais quentes dos servomotores, os resultados obtidos poderão visar melhorias significativas, reduzindo assim a taxa de vulnerabilidade de certos elementos que se encontram no interior das máquinas e que estão suscetíveis a falhas, e principalmente deformações estruturais devido às elevadas temperaturas de que são alvo.

Na Figura 240 estão marcadas com uma cruz vermelha algumas zonas da máquina que deveriam acoplar ventiladores à respetiva blindagem, com o intuito de minimizar a temperatura sentida naquela área. Este processo deverá ser executado para ambos os lados do equipamento.



Figura 240 – Região da máquina onde deveriam ser implementados ventiladores (assinalados com uma cruz).

3.7.2.4 *Solução para redução da temperatura: Quadro elétrico / Painel de controlo*

Existem inúmeros componentes que sofrem temperaturas mais elevadas do que o quadro elétrico, contudo, as peças mecânicas por norma geral, conseguem suportar temperaturas bem superiores, relativamente aos componentes elétricos que se encontram no interior dos painéis de controlo. Por esta razão, crê-se que é extremamente importante analisar e determinar uma solução, com vista a otimizar o espaço onde estão alojados os relés, fusíveis e outros componentes eletrónicos, isolando-os de potenciais fontes caloríficas que provêm de outros elementos.

Para além das fontes térmicas externas ao quadro elétrico, também há que tomar cuidado com a acumulação de pó sobre os componentes eletrónicos, que contribui de igual modo para o aumento da temperatura, uma vez que ficam depositadas camadas de detritos por cima destes elementos. Pode-se afirmar que a presença do pó e a temperatura gerada no interior do painel de controlo estão diretamente relacionados, sendo necessário elaborar uma solução que atenua a acumulação dos detritos nos componentes integrantes. Este problema em específico acaba por não conferir tanto impacto em relação aos que já foram mencionados nos pontos anteriores, contudo quando os componentes elétricos atingem valores térmicos acima de 45°C, alguns destes perdem desempenho funcional e acabam por entrar em modo de falha. Como observado no capítulo 3.5.3, referente à análise das temperaturas desenvolvidas no equipamento, foram registados valores próximos de 50°C, sendo por isso relevante efetuar uma modificação que vise minimizar a entrada de pó no interior do quadro e conseqüentemente, diminuir a temperatura gerada na zona em questão.

Convém salientar que o sistema de arrefecimento atual está munido de um ventilador, que envia um certo caudal de ar para o interior do painel de controlo e um extrator na extremidade oposta ao primeiro, com o intuito de remover o ar que nesse instante já se encontra a uma temperatura superior. Estes dois componentes em conjunto criam um fluxo de ar, que proporciona o arrefecimento dos elementos internos do quadro elétrico, embora dê a entender que o caudal e a volumetria mássica do ar que percorre este elemento por unidade de tempo, não seja suficiente, caso contrário não seriam registadas temperaturas tão elevadas.

A Figura 241 apresenta o interior de um quadro elétrico, estando assinalados a localização do ventilador, extrator e algumas zonas munidas de alhetas, que se acredita que sejam pontos de entrada de pó, ficando este posteriormente acumulado em certos componentes eletrónicos,

onde o fluxo de ar não é tão vigoroso e por esse motivo, não expelle os detritos que assentam nesses locais.

Em suma, apresentam-se como soluções para minimização das temperaturas no interior do quadro, as seguintes:

- Isolamento do painel de controlo, com o intuito de selar a entrada e acumulação de pó, que contribuem para um aumento significativo da temperatura;
- Implementar um sistema de ventilador e extrator de ar mais potente e, conseqüentemente, mais eficiente.



Figura 241 – Interior de um quadro elétrico: 1- Ventilador; 2- Alhetas de saída de ar (entrada de pó); 3- Extrator.

3.7.3 Como melhorar globalmente o equipamento

Relativamente a este assunto, foi anteriormente constatado que o “chassis” das máquinas foi bem projetado e dimensionado, tendo sido bem concebida a sua estrutura pelo processo de fundição, visto que, até ao momento, não foram detetados quaisquer danos ou fissuras superficiais que comprometessem o bom funcionamento do equipamento. Não obstante a qualquer tipo de alteração em relação a este subconjunto, a única modificação que poderia eventualmente ser realizada consistiria em aumentar a espessura das paredes, de forma a tornar toda a estrutura mais robusta e menos suscetível à geração e transmissão de fenómenos

vibratórios, assim como a aplicação de calços de borracha em zonas estratégicas da estrutura, ou outros materiais que possuam uma rigidez mais baixa.

Tais alterações iriam implicar a reconstrução do “chassis” das máquinas, com custos associados muito elevados, não sendo viável de forma alguma, proceder à realização deste tipo de reconversão. Contudo, estes ideais não são de todo irrelevantes, uma vez que podem servir como lições aprendidas, caso seja necessário adquirir mais máquinas de fabrico de espiral metálica num futuro próximo. O mesmo se aplica a outras soluções que já foram mencionadas na presente dissertação como, por exemplo, a aplicação de apoios anti vibráteis e a abolição dos tensores mecânicos, sendo estes substituídos por tensores eletromagnéticos. Estes conceitos podem, inclusivamente, ser uma mais-valia para os fabricantes destes equipamentos, que por vezes não estão a par das avarias que surgem após a conceção das máquinas, durante todo seu ciclo de trabalho e não recebem qualquer tipo de *feedback* por parte dos seus clientes em relação a certos componentes e mecanismos que tendem a danificar-se frequentemente, ou acabam por prejudicar o bom funcionamento dos restantes órgãos.

Melhorar estruturalmente um equipamento não significa necessariamente modificar algum componente ou parte de estrutura, de forma a esta alcançar limites resistivos e longevidade superiores. Do ponto de vista de um fabricante de maquinaria industrial, no melhoramento estrutural de um equipamento devem constar certas alterações que visem, por um lado, a otimização global das máquinas, nomeadamente o seu desempenho, fiabilidade, produtividade e qualidade garantida nos produtos concebidos e por outro, a saúde, higiene e segurança oferecidas aos colaboradores e por quem estiver em redor destas.

Neste âmbito, surgiram as seguintes sugestões para otimização das máquinas de fabrico de espiral metálica, com o intuito de incrementar o seu desempenho global, assim como a segurança de quem as opera:

- Equilibrar e reforçar estruturalmente as bobinas portadoras do arame pré-laminado;
- Reforçar estruturalmente a blindagem do tensor e travão de emergência e as tampas móveis dos tambores;
- Alterar a localização do quadro elétrico (colocá-lo fora da máquina);
- Implementar sistemas de bloqueio nas tampas dos tambores durante o regime de funcionamento das máquinas;

- Implementar suportes para bloqueio das cabeças das máquinas durante as trocas de bobinas (este ponto é apenas aplicável às máquinas eletronicamente modificadas);
- Implementar dispositivos que alinhem a espiral à saída das máquinas e garantam que a mesma não se encontra acima da medida máxima admissível;
- Apresentar uma solução para substituição dos rolamentos mais críticos, que se encontram no interior da chumaceira da cabeça.

3.7.3.1 *Equilibrar e reforçar estruturalmente bobinas detentoras de arame pré-laminado*

Até esta etapa, o estudo envolveu a análise de uma máquina eletronicamente modificada, tendo em conta o estado dos componentes internos que esta possui e dando principal enfoque a opções para otimização do desempenho dos mesmos. Contudo, as máquinas de produção de espiral metálica necessitam de receber o arame de alguma forma, sendo esta através de bobinas (Figura 242) que alojam o arame pré-laminado, previamente conformado e enrolado pelos laminadores/bobinadores de arame que se encontram num dos extremos da plataforma (Figura 243). As bobinas divergem ligeiramente de umas para as outras, no que diz respeito às suas dimensões, existindo dois tipos: umas com abas mais espessas, em relação às restantes (Figura 244 e Figura 245). As bobinas com abas mais espessas são introduzidas nas máquinas eletronicamente modificadas, enquanto as que possuem abas mais finas são inseridas nas máquinas de origem.



Figura 242 - Ilustração de uma bobina sem arame pré-laminado – elemento externo à máquina.



Figura 243 – Ilustração de um laminador/bobinador.

Os laminadores/bobinadores são equipamentos que retiram o arame de uma bobina de grandes dimensões, que se encontra na retaguarda da máquina, seguindo-se uma laminagem inicial ao arame, por intermédio de dois rolos que se encontram no seu interior e que o irão conformar em espessura. Finalmente, o arame é distribuído por toda a volumetria disponível na bobina, através de um fuso sem-fim, sendo guiado por um braço tensor que necessita de ser ajustado manualmente, se o arame estiver a ser enrolado de forma não uniforme sobre esta.

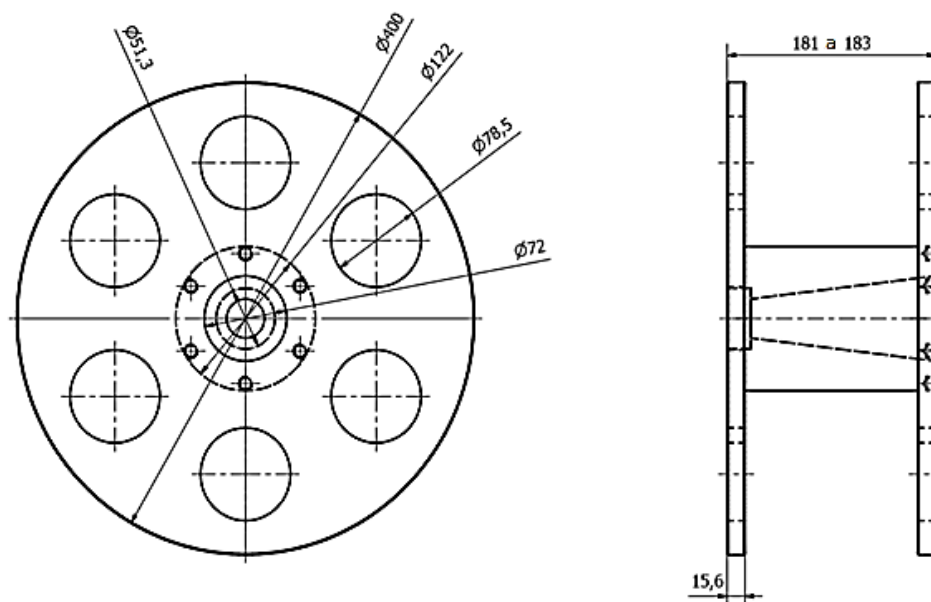


Figura 244 – Dimensões teóricas de uma bobina inserida nas máquinas eletronicamente modificadas – abas espessas.

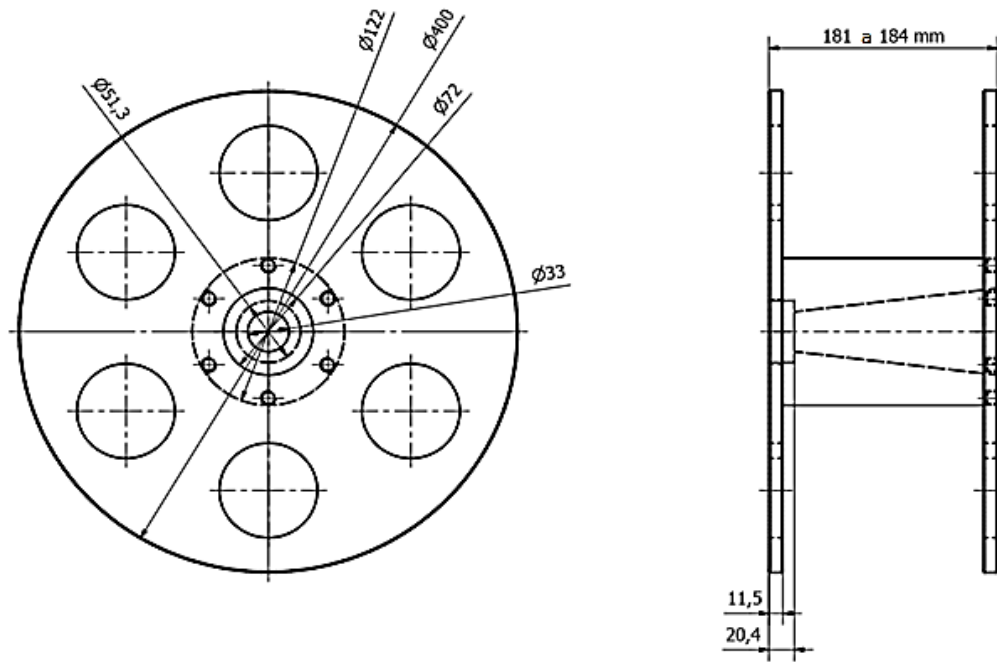


Figura 245 – Dimensões teóricas de uma bobina introduzida nas máquinas de origem – abas finas.

A utilização de bobinas com abas mais espessas remonta ao período em que cinco das dezoito máquinas de fabrico de espiral foram eletronicamente modificadas. Com o intuito de aumentar o nível de produtividade destas cinco máquinas, o departamento de engenharia assumiu que as bobinas introduzidas nos equipamentos originais não possuíam a robustez necessária para conferir uma boa estabilidade e desempenho. Contudo, o grande problema observado deveu-se à fraca taxa de produtividade alcançada após a modificação, visto que as máquinas a partir de um determinado regime de trabalho, são fustigadas por fenómenos vibratórios muito acentuados e em certos casos, ressonâncias. Em algumas situações, as amplitudes de vibração são tão elevadas que as máquinas se desligam automaticamente, após o acionamento do sensor existente na tampa do tambor, que perde o contacto com a mesma devido ao efeito vibratório impedir que a tampa fique completamente assente sobre o sensor que se encontra acoplado ao tambor.

Aumentar a espessura das abas das bobinas poderá ser uma boa solução, evitando que estas fiquem empenadas devido ao seu mau manuseamento. As bobinas em vazio possuem uma massa de aproximadamente 35 kg e quando se encontram cheias de arame pré-laminado, podem alcançar cerca de 95 kg. São constantemente usadas e transportadas de um lado para o outro e poderiam ser mais robustas, contudo pouco se poderá fazer em relação à sua largura, isto porque, se o seu valor aumentar dos 182 mm atuais (valor médio, pois foram observadas bobinas com 180 mm de espessura e outras com 185 mm) para 200 mm por exemplo, esta

modificação poderá interferir com outros órgãos mecânicos que se encontram no interior do tambor e muito próximos da bobina, como por exemplo os rolos laminadores e o braço da cabeça. Para não aumentar a largura da bobina, poder-se-ia reduzir à largura destinada para o armazenamento do arame pré-laminado, contudo, alterar este parâmetro implicaria também alterar os fusos sem-fim existentes nos laminadores/bobinadores, visto que estes estão projetados para executarem a deposição do arame em bobinas que possuem o dimensionamento compreendido entre os valores acima referidos.

Não sendo rentável aumentar a robustez das bobinas através do aumento da sua largura, a hipótese em vista poderá estar na equilibragem e desempenho das mesmas e ainda na distribuição do arame sobre a bobina.

Relativamente à equilibragem e desempenho das bobinas, o processo a realizar seria idêntico a umas das soluções já apresentadas para equilibragem da cabeça das máquinas. A empresa em questão é a mesma e garantiu que conseguiria equilibrar os componentes que lhe foram apresentados, estando as bobinas incluídas nesse leque de elementos. A equilibragem, tal como a cabeça da máquina, só poderá ser realizada após a conceção de uma peça que irá fixar a bobina à máquina de equilibragem, que se encontra representada na Figura 246.

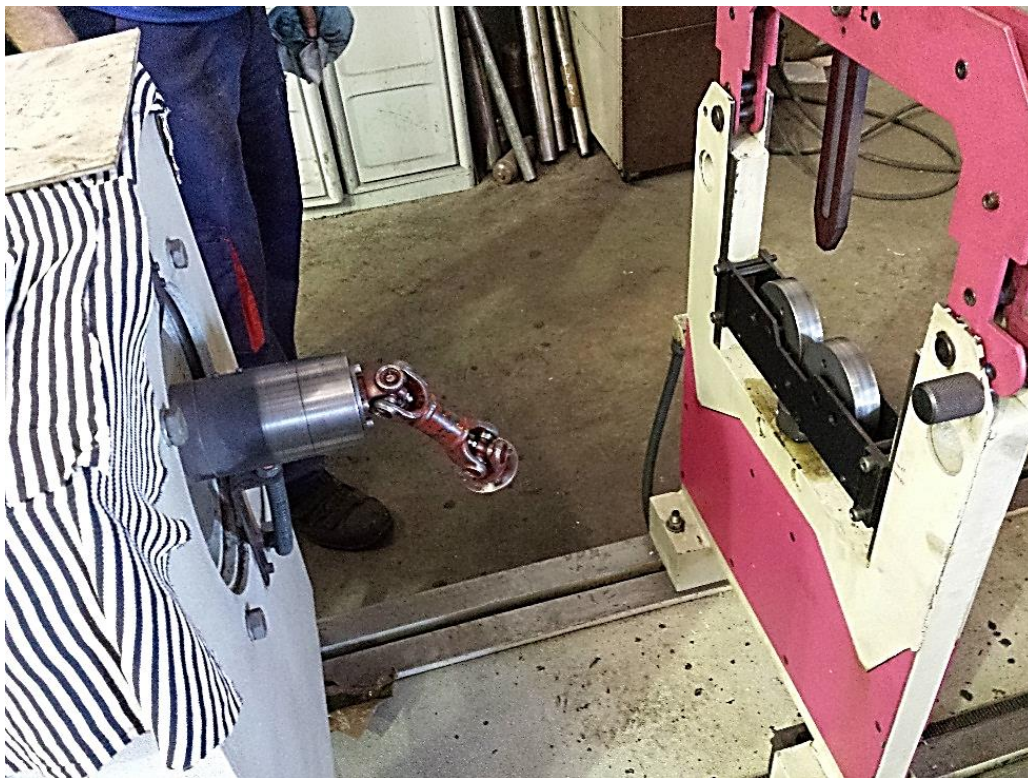


Figura 246 – Equipamento capaz de equilibrar uma bobina de arame pré-laminado.

Até este ponto, abordou-se a bobina relativamente à sua geometria, dimensionamento e configuração e o que se conclui é o seguinte:

- A nível dimensional pouco ou nada se pode fazer, sendo impensável reforçar a bobina, nomeadamente as suas abas, visto que esta posteriormente poderá não entrar no espaço destinado para o efeito e por outro lado, irá condicionar a quantidade de arame inserido sobre a mesma, limitando a sua autonomia;
- A nível geométrico, a sua configuração propicia facilmente a ocorrência de empenos e consequentes desequilíbrios, devido ao mau manuseamento das mesmas, contribuindo para que o funcionamento da máquina seja instável, atuando assim como mais uma fonte de vibração adicional ao equipamento e mais um fator que impossibilita otimizar o seu desempenho.

Contudo, não é apenas o estado da bobina que interfere no bom funcionamento das máquinas. O enrolamento do arame sobre as bobinas também é um fator extremamente relevante, não sendo possível averiguar, qual a taxa de agravamento imposta sobre o desempenho da máquina consoante a irregularidade na distribuição do arame armazenado nas bobinas.

Durante todo o período de análise deste tipo de equipamentos, foram executados dezenas de testes, chegando-se à conclusão que é possível, em grande parte dos casos, aumentar a velocidade de funcionamento das máquinas, quando estas já possuem no seu interior bobinas com pouco arame armazenado. Para além das máquinas conseguirem operar a regimes elevados de rotação quando a existência de arame na bobina é mínimo, estas denotam também nestas alturas, um comportamento mais estável em termos de vibração. Tal facto já não se verifica no arranque da máquina, quando no interior desta se encontra uma bobina com cerca de 60 kg de arame, salvo algumas exceções, como por exemplo, após a introdução de apoios anti vibráteis nos equipamentos, tornando-os mais estáveis em qualquer regime de rotação selecionado, tendo como base comparativa as restantes máquinas de origem.

Como referido no capítulo 3.4, referente à identificação e caracterização dos problemas sentidos nas máquinas, a distribuição irregular de arame sobre as bobinas foi enumerada como sendo um dos fatores potencialmente causadores de amplitudes de vibração elevadas na zona do tambor do equipamento. A distribuição não uniforme de arame está associada a:

- Acumulação de arame em certas zonas da bobina, nomeadamente, nas regiões laterais (situação mais comum);

- Cruzamento de arame, se este estiver pouco tensionado durante o seu enrolamento.

A Figura 247 esquematiza exemplos de distribuições de arame nas bobinas.

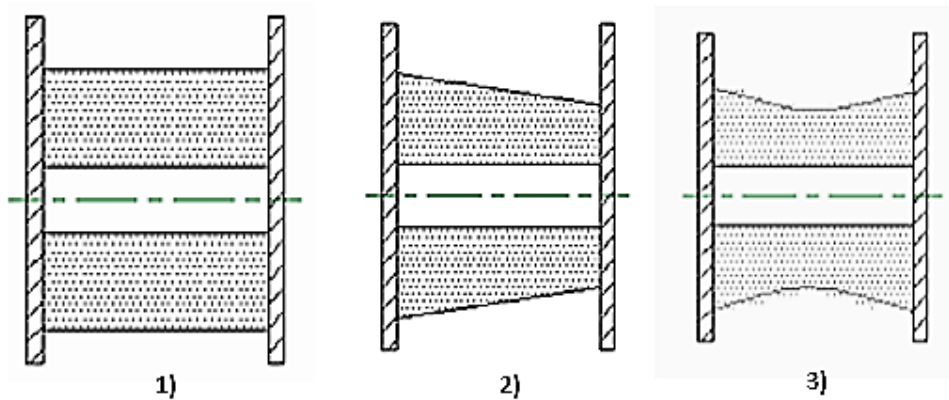


Figura 247 – Distribuições de arame: 1) Enrolamento uniforme; 2) Enrolamento não uniforme, com cruzamento de arame e acumulação na lateral esquerda; 3) Enrolamento não uniforme, com acumulação em ambas as laterais.

Em suma, no que diz respeito à distribuição e respetiva quantidade de arame pré-laminado na bobina, apresentam-se as seguintes soluções para minimizar a presença de fenómenos vibratórios, visando também o aumento da taxa de produtividade:

- Redução da quantidade de arame que cada bobina alberga.
- Modificar os laminadores/bobinadores de arame, com vista a melhorar a uniformidade na deposição deste sobre a bobina.

Esta última solução implicaria alterar o laminador por completo e criar um sistema de varrimento de arame com a respetiva leitura de deposição executada a laser, com a finalidade de controlar a quantidade de arame depositada em cada instante da bobina.

3.7.3.2 Reforçar estruturalmente alguns componentes integrantes

Para além dos diversos órgãos mecânicos e eletrónicos que as máquinas de produção de espiral metálica possuem, existem outros componentes que necessitam da devida atenção. São eles:

- Blindagens da máquina, tais como a blindagem do tensor mecânico e travão de emergência;
- Tampa do tambor;
- Viga que sustenta o carro deslizante.

As blindagens das máquinas não contribuem como sendo um parâmetro perturbador do desempenho dos equipamentos, logo não é uma variável que possa colocar em causa o seu bom funcionamento. Contudo, não é por esta perspetiva que se deve excluir estes componentes na análise em questão, muito antes pelo contrário. As blindagens conferem o isolamento dos diversos órgãos mecânicos e eletrónicos, órgãos esses capazes de ferir com um significativo grau de severidade a integridade física de quem estiver a operar a máquina. Por este motivo, as blindagens representam uma componente de segurança associada às máquinas e estão estrategicamente instaladas em zonas onde o risco associado a acidentes seja elevado.

De entre todas as blindagens existentes nas máquinas de fabrico de espiral, destaca-se a blindagem do tensor mecânico e travão de emergência (Figura 248), pois é muito frequente a sua deterioração nas zonas de fixação ao carro deslizante, devido aos fenómenos vibratórios que fustigam a região em questão. Quando é atingido um certo nível de desgaste neste tipo de blindagem, a segurança dos operadores é colocada em causa. Adicionalmente, o ruído e, consequentemente, a vibração gerados nesta zona intensificam-se gravosamente.

Com vista a reforçar a blindagem em análise, projetou-se um modelo similar ao atual, no que diz respeito às dimensões, mas com as seguintes diferenças (Figura 249):

- Aumento da espessura da chapa – passou de 2 para 3 mm;
- Concebida para ser acoplado um ventilador e grelha de extração de ar quente e pó;
- As blindagens atuais danificam-se bastante na zona onde suportam a estrutura que guia a espiral durante a sua saída, por isso este sistema de guiamento foi projetado de modo a apertar no carro deslizante e não na blindagem propriamente dita;
- Implementação de cantoneiras para fixação da blindagem ao carro deslizante – atualmente, a blindagem aperta diretamente ao carro.



Figura 248 – Ilustração de uma blindagem que engloba o tensor mecânico e travão de emergência.

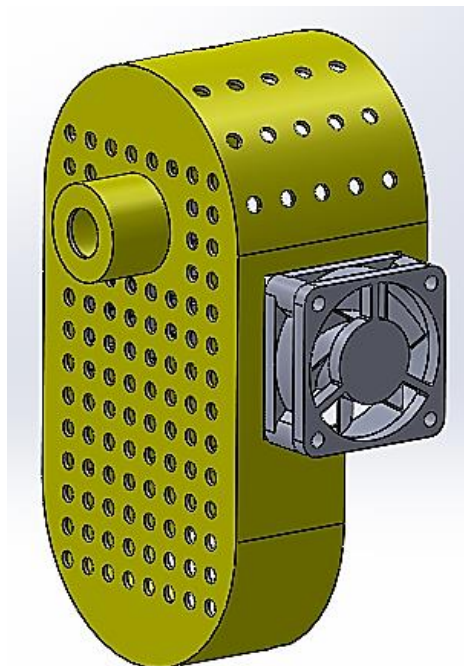


Figura 249 – Solução proposta para reforço da blindagem.

A presença do ventilador na blindagem visa uma tentativa de diminuição da temperatura debitada pelo tensor mecânico, embora o ideal seja a sua substituição na íntegra pelo tensor eletromagnético, já referido anteriormente.

A tampa do tambor (Figura 250) é outro elemento relevante, uma vez que esta, em conjunto com a porção inferior do tambor, albergam a bobina e a cabeça da máquina. Esta zona é a mais crítica, pois é neste local que se processa a espiral, desde a remoção do arame pré-laminado da

bobina, até à laminagem e conformação deste, executados pelos rolos laminadores e fiera, respetivamente. Tanto a cabeça do equipamento, como a bobina podem atingir velocidades que se situam entre as 2200 e 3600 rpm, sendo necessário condicionar o acesso ao interior do tambor e manter a tampa deste o mais estável possível durante o funcionamento da máquina.



Figura 250 – Tambor e respetiva tampa de isolamento dos órgãos mecânicos que se encontram no seu interior.

De um modo geral, é possível descrever o tambor como um elemento constituído por uma bacia inferior, que se encontra fixa à estrutura principal da máquina (Figura 250) e uma tampa, que complementa o isolamento total dos elementos que se encontram naquela zona. À esquerda do tambor encontra-se o quadro/painel elétrico e parte da estrutura principal da máquina, vedando o acesso aos órgãos rotativos que ali se encontram e, à direita, o tambor é selado pela presença de um disco de aço aparafusado ao carro deslizante, cujo diâmetro é sensivelmente igual ao da tampa e da bacia.

Na Figura 251 é possível observar o tambor com os seus elementos integrantes: tampa e bacia.

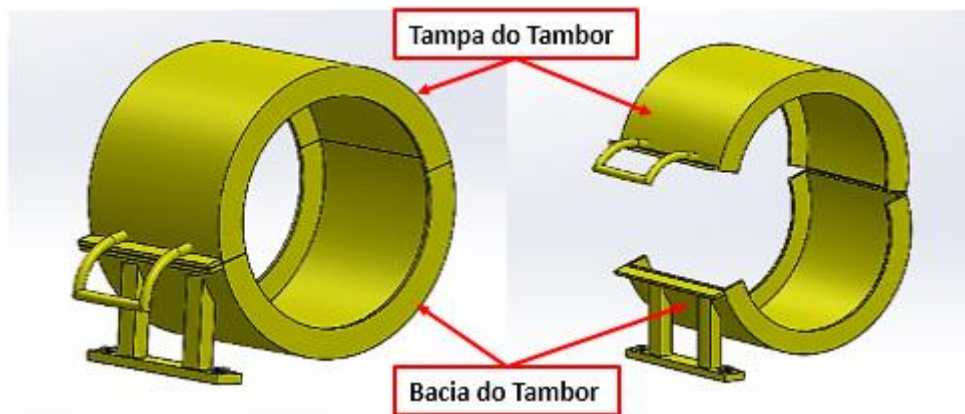


Figura 251 – Representação do tambor e respetivos elementos constituintes modelados em 3D.

Após análise dos respetivos componentes que integram o tambor, as soluções apresentadas foram as seguintes:

- Reforçar e retificar as dobradiças que se encontram entre a tampa e a bacia do tambor (Figura 252), eliminando assim, a folga atual existente. Idealmente, as dobradiças deveriam ser substituídas por outras mais robustas, auxiliadas por um veio que unisse ambas as extremidades. A Figura 253 ilustra um exemplo do sistema pretendido;
- Substituir a borracha frontal existente entre a tampa e a bacia do tambor, devido a esta se encontrar bastante ressequida e num estado de desgaste muito severo (Figura 254).



Figura 252 – Sistema de dobradiça existente nas máquinas de produção de espiral metálica.



Figura 253 – Proposta realizada com base no sistema de dobradiça, representado nesta imagem.



Figura 254 – Bacia e tampa do tambor com borrachas em mau estado de conservação.

Se se proceder ao avanço destas duas modificações, garante-se uma maior robustez no tambor das máquinas e, conseqüentemente, uma maior estabilidade devido à presença de borrachas em boas condições. Atualmente, as folgas existentes nas dobradiças e as borrachas ressequidas ou quase inexistentes (Figura 255) contribuem para o aumento de ruído e vibração nas zonas em questão.

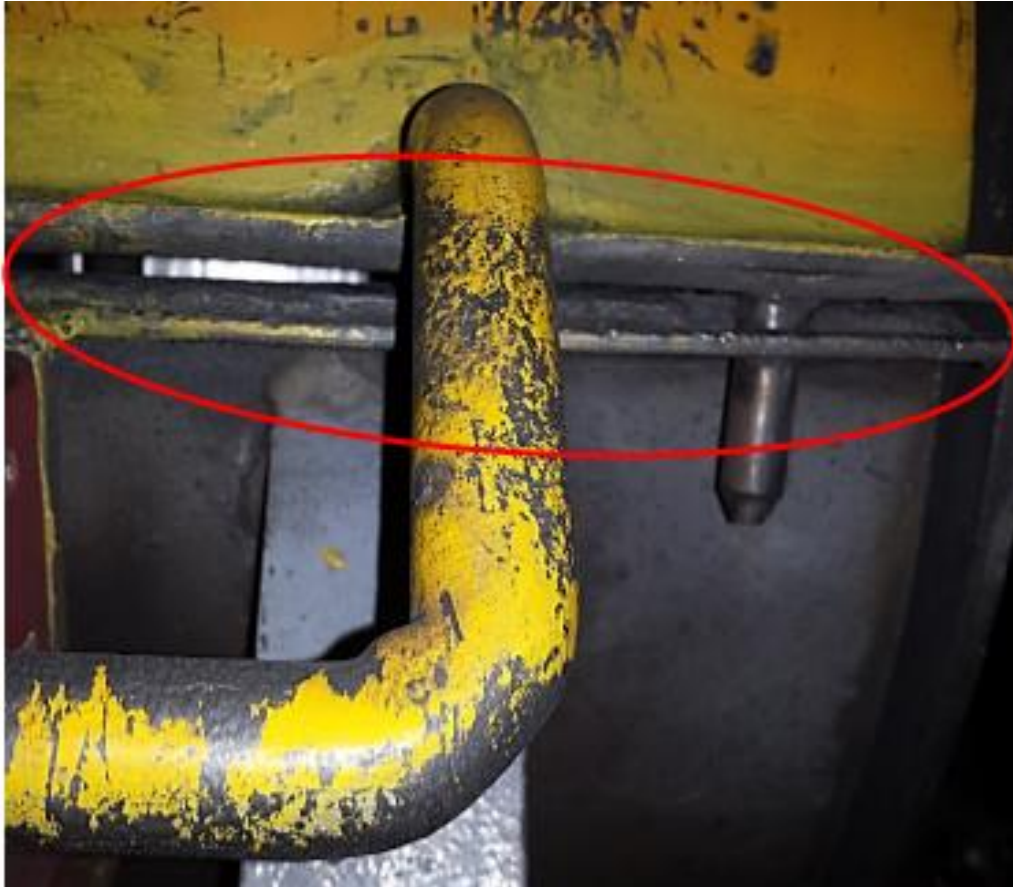


Figura 255 – Borrachas inexistentes no tambor desta máquina, não havendo muito contacto entre a tampa e a bacia do tambor.

Por fim, a viga que sustenta o carro deslizante (Figura 256) também necessita de ser verificada esporadicamente, uma vez que o funcionamento contínuo das máquinas e as vibrações cíclicas impostas à viga provocam um grande desgaste acentuado, formando-se uma pequena concavidade na zona onde se encontram os rodízios do carro deslizante (Figura 257). Quanto maior for a amplitude de vibração incidente nesta zona, maior será o dano provocado na viga e, conseqüentemente, maior será a folga gerada entre o carro e os restantes componentes da máquina, causando também desalinhamentos que, em casos mais severos, prejudicam a produção da espiral.

Pouco há a executar relativamente à situação em questão, prevendo-se como possível solução o enchimento e retificação da viga com material similar ao atual, ou então a aplicação de uma folha de aço soldada à superfície da viga, com o intuito de atenuar a folga existente entre o carro e os restantes componentes do equipamento.



Figura 256 – Viga que sustenta o carro deslizante.



Figura 257 – Zonas críticas da viga que sustenta o carro deslizante (tensor mecânico tinha sido retirado para reparação).

3.7.3.3 *Alterar a localização do quadro elétrico*

Esta alteração acaba por ser muito dispendiosa, pelo que certamente não será uma otimização rentável, dada a complexidade na intervenção associada à alteração da localização do quadro/painel de controlo (Figura 258), face à própria máquina.

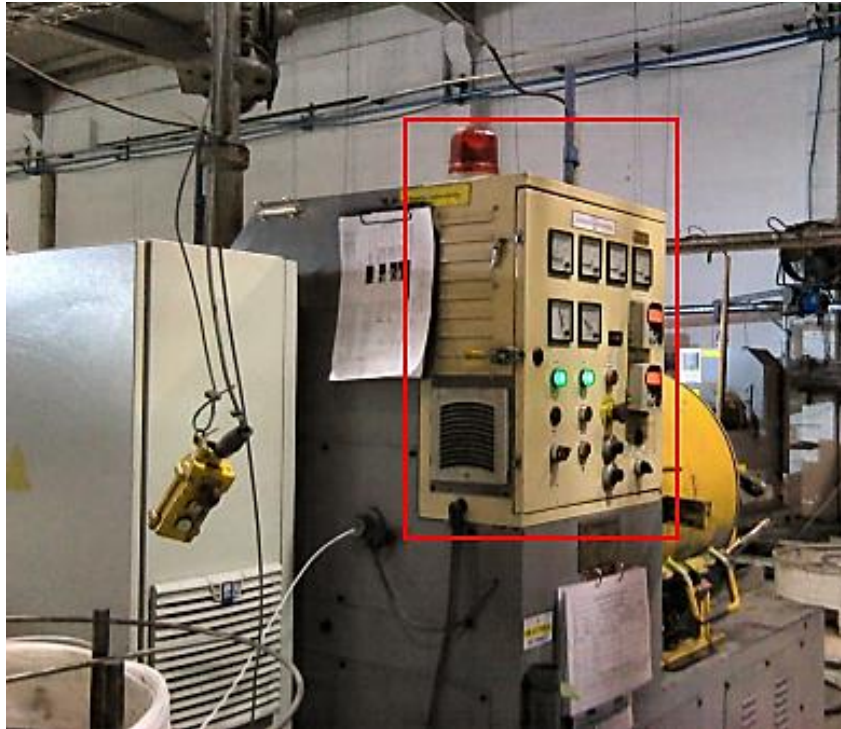


Figura 258 – Localização do quadro elétrico, que se encontra embutido na estrutura principal da máquina.

Contudo, a identificação deste problema poderá servir como referência base na conceção futura de equipamentos deste género, tendo como parâmetros influenciadores, a temperatura dos elementos mecânicos adjacentes, os fenómenos vibratórios associados e os póis que tendem a acumular-se no quadro elétrico.

Para finalizar, o painel de controlo deverá localizar-se fora da máquina, embora não possa estar bastante afastado, devido à presença de fios e outros componentes de cariz elétrico que necessitam de fazer interligação desde o quadro, até aos respetivos elementos da máquina.

3.7.3.4 *Implementação de sistemas de bloqueio nas tampas dos tambores*

Algumas máquinas de produção de espiral metálica não possuem de origem este sistema, no entanto, existem no mercado versões mais recentes que incorporam dispositivos de bloqueio das tampas dos tambores.

É crucial proceder à implementação destes sistemas, com o intuito de aumentar a segurança dos operadores que se encontram em seu redor, uma vez que já foram registados alguns casos de tampas que levantaram devido ao desenrolamento abrupto do arame existente na bobina, que por sua vez, exerce uma força suficientemente elevada, permitindo a abertura da tampa. Felizmente, tais ocorrências não surtiram danos à integridade física de nenhum colaborador.

A Figura 259 ilustra um sistema de bloqueio da tampa do tambor de uma máquina de fabrico de espiral metálica laminada. A máquina em questão na Figura 259 trata-se de um equipamento de outro fabricante que optou por colocar este sistema, visando oferecer uma maior segurança a quem tiver que o manusear.



Figura 259 – Sistema de bloqueio da tampa do tambor à bacia, de uma máquina de outro fabricante.

3.7.3.5 Implementação de suportes para bloqueio das cabeças das máquinas

Esta ideia surgiu, devido a alguns problemas com que os colaboradores se deparavam durante a substituição de uma bobina de arame vazia por outra cheia, sendo posteriormente necessário introduzir o arame manualmente, passando-o entre o braço da cabeça, rolos laminadores e feira. Este processo é igual em todas as máquinas de produção de espiral metálica: os primeiros dois ou três centímetros de espiral são produzidos por via manual, com o intuito de posicionar a espiral para ir de encontro ao bocal de saída da mesma.

Nas máquinas originais nunca houve qualquer tipo de problema em colocar em prática as operações acima mencionadas. Nas máquinas eletronicamente modificadas, tal já não se verifica. Por vezes, embora não sendo tão frequente quanto isso, os operadores quando

rodavam a cabeça da máquina com o objetivo de produzir os primeiros centímetros de espiral, esta adquiria movimento próprio, uma vez que o *encoder* do servomotor que faz acionar a cabeça detetava e registava uma determinada rotação por minuto. Como existe uma relação de rotação entre os dois servomotores existentes na máquina, assim que um deles seja acionado, o outro simultaneamente também o é. Daí que a máquina ganhe movimento próprio, pois o *encoder* está permanentemente a ler a rotação da cabeça e rolos laminadores e não consegue distinguir se a máquina foi acionada por meio eletrónico ou manual. Estas situações comprometem a integridade física de quem se encontra a operar o equipamento, sendo fundamental implementar um sistema que permita bloquear as cabeças das máquinas eletronicamente modificadas, aquando da substituição das bobinas de arame.

A Figura 260 representa um suporte para bloqueio das cabeças das máquinas eletronicamente modificadas, suporte esse desenhado no *software* CATIA®, em fase experimental.

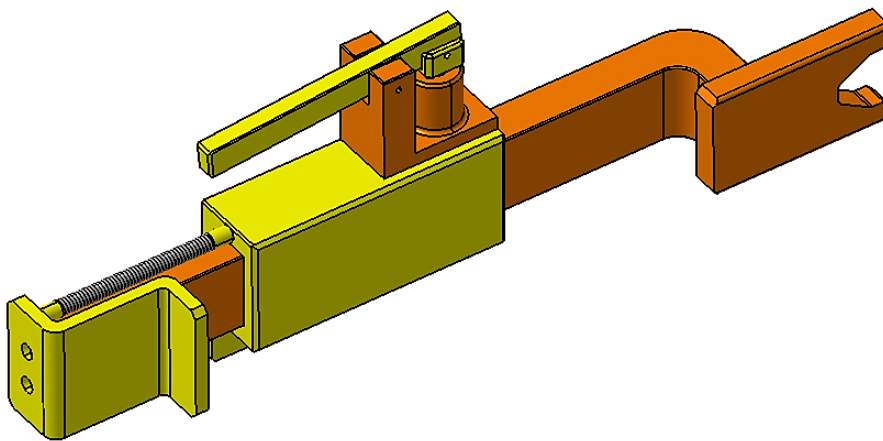


Figura 260 – Desenho, em fase de projeto, de um suporte para bloqueio da cabeça das máquinas.

Para além deste suporte de bloqueio da cabeça, é necessário introduzir um potenciómetro adicional, que permita acionar os rolos laminadores de forma automática e, assim, fabricar os primeiros centímetros de espiral, estando a cabeça neste instante completamente imobilizada.

3.7.3.6 Implementação de dispositivos que possibilitem incrementar substancialmente a qualidade da espiral metálica produzida

Existem no mercado alguns dispositivos capazes de contabilizar a quantidade de espiral concebida num determinado dia ou hora, no entanto não existe grande variedade de aparelhos que possibilitem controlar a qualidade do material que está a ser produzido, para a situação em questão.

De forma a tentar otimizar as máquinas, com vista a incrementar a qualidade da espiral metálica produzida, projetou-se um dispositivo que terá de ser colocado na zona frontal da máquina, onde se dá o *output* do material. A Figura 261 representa um desenho ilustrativo da solução proposta e a Figura 262 explicita alguns pormenores relativos ao seu princípio de funcionamento.

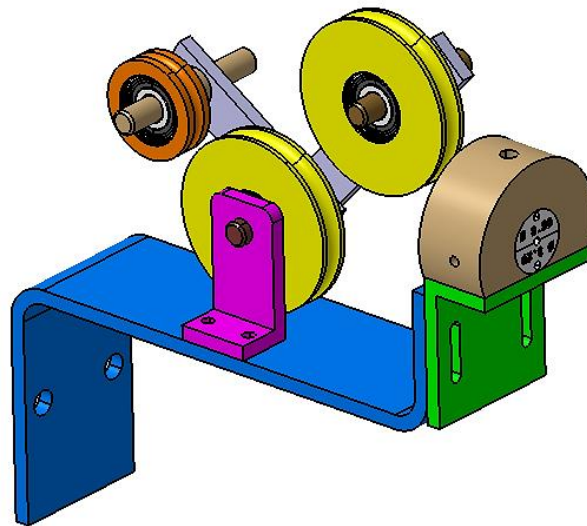


Figura 261 – Projeto, em CATIA®, do dispositivo para controlo da qualidade da espiral metálica produzida.

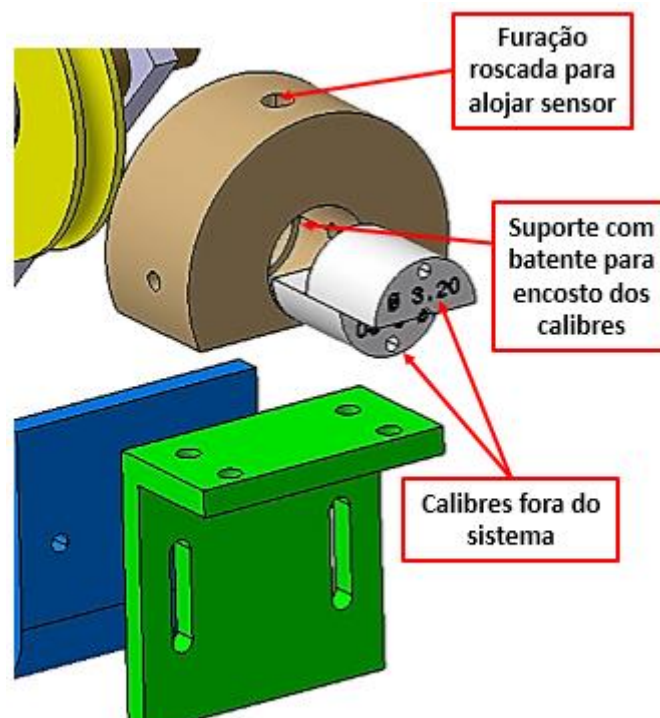


Figura 262 – Detalhe do dispositivo para controlo da qualidade da espiral produzida.

De um modo geral, este dispositivo irá permitir controlar a qualidade da espiral produzida, através da presença dos calibres que são introduzidos na extremidade frontal do sistema. Tais calibres iriam permitir a passagem da espiral, se esta não possuir um diâmetro superior ao dos próprios. O desenho está projetado para que, caso a medida de espiral possua um diâmetro acima da tolerância admitida pelos calibres, estes sejam empurrados para fora e fiquem suspensos com o auxílio de uns fios que se encontram no suporte, onde estão embutidos os calibres. Em simultâneo, está colocado um sensor na parte de cima do suporte que aloja os calibres, com a finalidade de detetar se estes se encontram lá ou não; caso não os detete, então o sensor dará sinal para que a máquina pare automaticamente, devido a esta estar a fabricar espiral acima da medida. Existe apenas um inconveniente no sistema desenhado, que consiste em não ser possível detetar diâmetros de espiral que se encontrem abaixo do valor mínimo de toleranciamento admissível.

3.7.3.7 Solução para substituição dos rolamentos mais críticos existentes no interior da chumaceira da cabeça

Com vista a incrementar a longevidade dos rolamentos mais críticos que, teoricamente, podem atingir vidas úteis de serviço na casa das 9200 horas, foi apresentada uma solução com o intuito de substituir os rolamentos de esferas 6017 atuais por rolamentos de rolos cilíndricos, nomeadamente um modelo que possua dimensões compatíveis.

Após uma breve pesquisa, optou-se por calcular a duração da vida atingível do rolamento NU1017M1, uma vez que este componente possui o mesmo diâmetro exterior e interior, face ao rolamento de esferas 6017. A única diferença entre estes dois tipos de rolamentos reside na sua largura. Enquanto o 6017 possui 14 mm de largura, o rolamento de rolos cilíndricos apresenta 22 mm. Contudo, caso seja vantajoso substituir este último pelos rolamentos atuais, existe sempre a possibilidade de maquinar a chumaceira, de forma a aumentar a profundidade da zona destinada aos rolamentos em questão.

Como descrito anteriormente, a duração da vida atingível de um rolamento é dada pela seguinte equação (FAG, 1999):

$$L_{hna} = a_1 * a_{23} * L_h .$$

De notar que as variáveis mencionadas, tanto na equação de cima, como nas subsequentes, foram já abordadas no subcapítulo 3.5.4.2.

A partir da tabela da página 40 do catálogo FAG (Anexo IV), é possível retirar o parâmetro a_1 :

- Assumir novamente uma probabilidade de falha de 10% $\Rightarrow a_1 = 1$.

O fator a_{23} é dado por (FAG, 1999):

$$a_{23} = a_{23II} * S .$$

O fator a_{23II} depende de outros parâmetros. Tal como anteriormente referido, a relação de viscosidade κ (adimensional) é um dos fatores que tem de ser determinado em primeiro lugar:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} .$$

O fator v_1 é determinado com base no diâmetro médio do rolamento em análise, $D_{médio}$, assim como o número de rotações em serviço, n .

$$D_{médio} = \frac{(D + d)}{2} = \frac{130 + 85}{2} = 107,5 \text{ mm} ,$$

em que:

- $D \Rightarrow$ Diâmetro exterior do rolamento NU1017M1 (mm);
- $d \Rightarrow$ Diâmetro interior do rolamento NU1017M1 (mm).

O número de rotações em serviço permanecerá o mesmo, sendo este $n = 3600$ rpm. Tendo estes dois fatores e com base no diagrama v_1 - $D_{médio}$ (Anexo IV), a viscosidade de referência obtida é de $v_1 \cong 7,5 \text{ mm}^2/\text{s}$.

O fator viscosidade em serviço, v , de um óleo lubrificante é obtido através do diagrama V-T (Anexo IV) com auxílio da temperatura em serviço, t , e da viscosidade (nominal) do óleo a 40°C (FAG, 1999). Considerando novamente uma temperatura máxima em serviço de 90°C e uma viscosidade nominal do óleo a 40°C, de $100 \text{ mm}^2/\text{s}$, tendo em conta os fatores acima referidos e com base no diagrama V-T (Anexo IV), é possível determinar a viscosidade do lubrificante em serviço: $v = 15 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Depois de retirados os valores de v e v_1 , o cálculo da relação de viscosidade é dado por:

$$\kappa = \frac{15}{7,5} \Leftrightarrow \kappa = 2 .$$

Na determinação de a_{23II} é ainda necessário conhecer o valor de K (adimensional), que se designa por fator determinante para o valor básico a_{23II} (FAG, 1999):

$$K = K_1 + K_2 .$$

Sendo o rolamento NU1017M1 do tipo rolos cilíndricos, é necessário considerar a curva “b” do ábaco de cima da página 44 do catálogo FAG (Anexo IV). Para além deste parâmetro é ainda necessário o fator f_{s^*} , que corresponde ao índice de solitação do rolamento:

$$f_{s^*} = \frac{C_0}{P_{0^*}}$$

$$C_0 = 104 \text{ kN (FAG, 1999).}$$

Para os rolamentos de rolos cilíndricos carregados puramente de forma radial, pode ser estipulada a seguinte expressão (FAG, 1999):

$$P_{0^*} = F_r \Leftrightarrow P_{0^*} = 7,222 .$$

Daqui resulta:

$$f_{s^*} = \frac{C_0}{P_{0^*}} \Leftrightarrow f_{s^*} = \frac{104}{7,222} \Leftrightarrow f_{s^*} \cong 14,40 .$$

A partir do ábaco (Anexo IV): $K_1 = 0$.

O fator K_2 (Anexo IV) pode ser determinado com base nos seguintes parâmetros: $\kappa = 2$ e $f_{s^*} \cong 14,40$. Do ábaco de baixo da página 44 do catálogo da FAG: $K_2 = 0$.

$$K = K_1 + K_2 \Leftrightarrow K = 0 .$$

Com os valores de κ e K , é possível determinar o valor básico a_{23II} através do ábaco presente no Anexo IV. Daqui resulta:

$$a_{23II} \cong 2,6 .$$

Atribuiu-se novamente a mesma grandeza de contaminação estipulada no subcapítulo 3.5.4.2, sendo esta $V = 1$. Por sua vez, esta corresponde a uma limpeza normal do rolamento, que se traduz em $s = 1$ (Anexo IV). Assim sendo:

$$a_{23} = a_{23II} * s \Leftrightarrow a_{23} = a_{23II} \Leftrightarrow a_{23} = 2,6 .$$

Assumindo novamente $f_L = 2$, a partir da tabela L_h-f_L (Anexo IV) é possível retirar o valor do parâmetro em questão: $L_h = 5000 h$.

Teoricamente, a duração de vida atingível do rolamento NU1017M1 é dada por:

$$L_{hna} = a_1 * a_{23} * L_h \Leftrightarrow L_{hna} = 1 * 2,6 * 5000 \Leftrightarrow L_{hna} = 13000 h .$$

Em termos de longevidade, denota-se que o rolamento de rolos cilíndricos possui, teoricamente, um incremento de cerca de 30%, face ao rolamento de esferas.

Relativamente ao custo de aquisição dos rolamentos, uma empresa da área disponibilizou a cotação dos dois elementos:

- Rolamento de esferas FAG 6017 – 149,50 euros/unidade;
- Rolamento de rolos cilíndricos FAG NU1017M1 – 393,00 euros/unidade.

Rapidamente se conclui que acaba por não ser vantajoso substituir os rolamentos de esferas, isto porque a aquisição de um rolamento de rolos é aproximadamente 2,6 vezes mais caro e apenas oferece uma duração de vida útil 30% superior, relativamente aos rolamentos atuais.

3.8 Resumo das soluções propostas

Tendo em consideração as temáticas relativas aos fenómenos vibratórios incidentes sobre os equipamentos de fabrico de espiral metálica, assim como a sua condição estrutural e as temperaturas desenvolvidas, apresentam-se as soluções impostas na Figura 263 que, por sua vez, sintetiza todas aquelas, merecedoras de destaque, que foram mencionadas no capítulo 3.7.

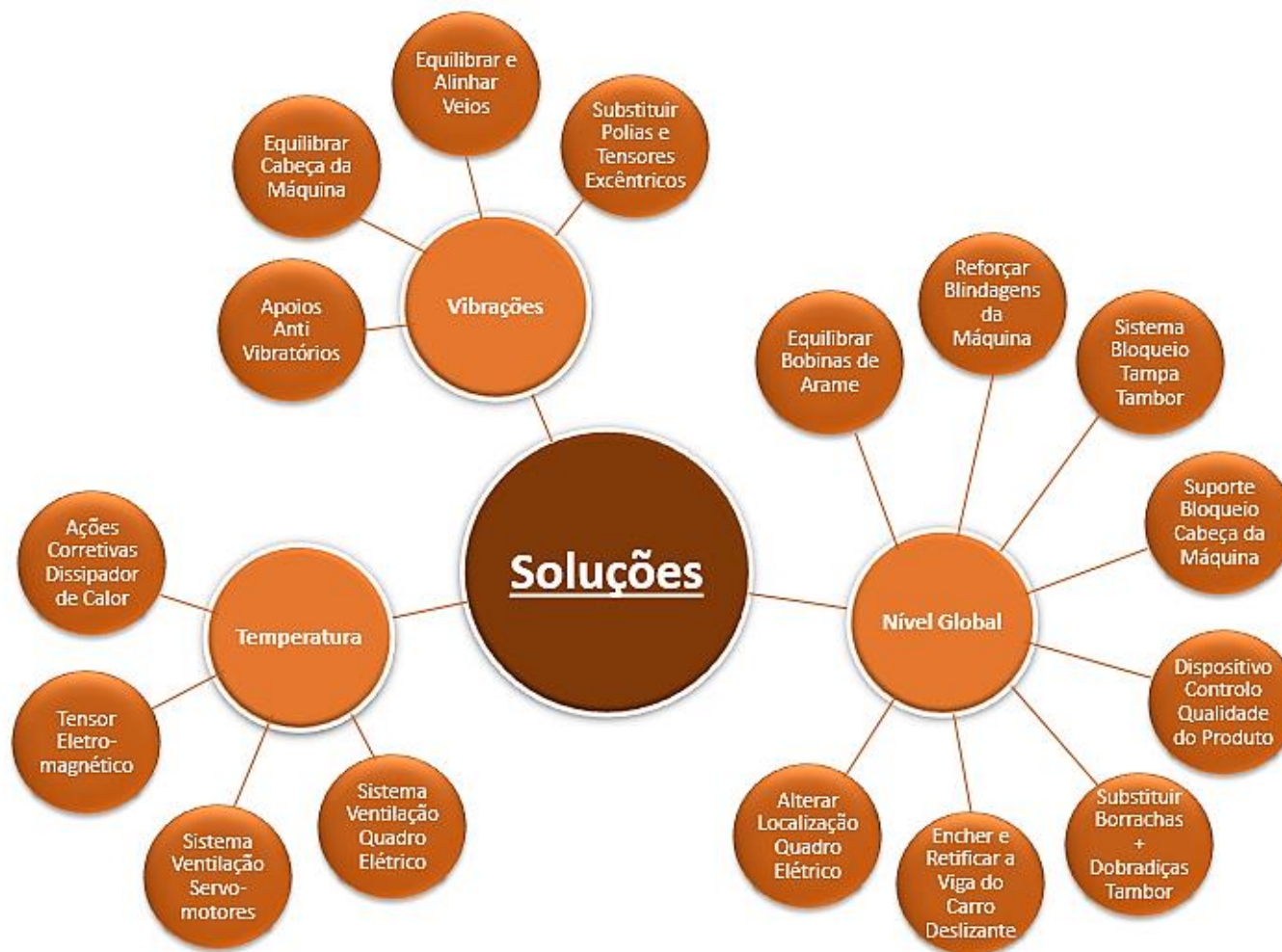


Figura 263 – Resumo das soluções propostas para otimização das máquinas de produção de espiral metálica.

3.9 Seleção das soluções com implementação tecnicamente viável

Do leque de soluções resumidamente apresentadas no capítulo 3.8, a empresa, nomeadamente os departamentos de processos e manutenção, avaliaram as propostas realizadas e dividiram-nas em 3 categorias:

- Soluções para implementação imediata numa das máquinas para execução de testes e comprovação da eficiência e eficácia do elemento/conjunto alterado;
- Soluções para implementação futura;
- Soluções tecnicamente inviáveis.

A Tabela 36 explicita as soluções de implementação essencial, as que poderão ser implementadas num futuro próximo e as que são tecnicamente inviáveis. É de salientar, que as soluções atribuídas como sendo para futura implementação foram designadas como não prioritárias, uma vez que se prevê que o impacto que estas surtirão no equipamento não é tão significativo e substancial, como as soluções de imediata implementação. Além disso, a empresa atribui anualmente uma determinada verba para cada setor da fábrica, verba essa utilizada para investimentos que visem a otimização de um certo tipo de máquina. Os equipamentos de fabrico de espiral metálica laminada estão inseridos no setor dos fabricos, que por sua vez, engloba um grande número de máquinas, não sendo por isso possível implementar todas as soluções que são tecnicamente viáveis num curto espaço de tempo.

Tabela 36 – Seleção das soluções com implementação viável imediata e futura, assim como as soluções inviáveis.

PROPOSTAS SUGERIDAS PARA POSSÍVEL MELHORIA		
Soluções Viáveis com Implementação Imediata	Soluções Viáveis com Implementação Futura	Soluções Inviáveis
Apoios anti vibráteis	Polias e tensores excêntricos	Alterar a localização do quadro elétrico
Equilibrar e alinhar veios	Sistema de ventilação dos servomotores	Modificação dos laminadores/bobinadores de arame
Equilibrar cabeça da máquina	Substituir borrachas e dobradiças do tambor	Substituição dos rolamentos de esferas da chumaceira da cabeça
Ações corretivas nos dissipadores de calor	Dispositivo de controlo da qualidade do produto	
Tensores eletromagnéticos		
Sistema de isolamento e ventilação do quadro elétrico		
Equilibrar e desempenar bobinas de arame		
Reforçar blindagens da máquina		
Sistema de bloqueio da tampa do tambor		
Suporte de bloqueio da cabeça da máquina		
Encher e retificar a viga do carro deslizante		

3.10 Resultados obtidos

Este capítulo visa dar a conhecer os efeitos positivos proporcionados pela implementação de algumas das soluções previamente propostas. Este tópico está dividido em três vertentes, que demonstram os resultados obtidos, após a implementação de soluções que visam:

- A redução das amplitudes de vibração nas máquinas;
- A redução das temperaturas desenvolvidas;
- O aumento da segurança no manuseamento dos equipamentos.

3.10.1 Resultados obtidos no âmbito da redução das amplitudes de vibração

No capítulo 3.5.2 foram apresentadas algumas das medições efetuadas nas máquinas, com vista a caracterizar qual o grau de severidade para o funcionamento e desempenho do equipamento, face aos fenómenos vibratórios atuantes. Daí se concluiu que, mesmo com a aplicação de apoios anti vibráteis de borracha, as amplitudes de vibração continuavam elevadas, particularmente, entre regimes de rotação situados entre as 2300 e as 2400 rpm, julgando-se tratar de fenómenos de ressonância gerados em alguns componentes das máquinas.

As ações realizadas numa outra máquina de teste, com o intuito de minimizar as amplitudes vibratórias, foram as que se seguem:

- Implementação de apoios anti vibráteis pneumáticos;
- Equilibragem da cabeça do equipamento;
- Equilibragem e alinhamento dos veios da chumaceira da cabeça;
- Alinhamento das polias e tensores das correias;
- Equilibragem das bobinas de arame;
- Alinhamento do veio central, através do nivelamento do carro deslizante;
- Substituição das borrachas da tampa e bacia do tambor e retificação das folgas existentes nas dobradiças.

Seguidamente, foram realizadas novas medições com o auxílio do aparelho *X-Viber*, estando estas indicadas na Tabela 37. De referir que se teve em consideração a altura de cada apoio anti vibrátil pneumático, perfazendo aproximadamente 85 mm, medida entre as flanges inferior e superior.

Tabela 37 – Amplitudes de vibração máximas registadas para diferentes regimes de funcionamento da máquina.

Velocidade Programada (rpm)	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Frequência (Hz)
	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	Amplitude (mm/s RMS)	
2350	0,97	9,21	9,45	2,70	17,5
2800	0,84	6,19	6,72	1,61	21
3350	0,74	4,22	4,36	1,25	24,5
3750	0,81	5,78	5,89	1,34	28

Tal como nas medições anteriores, certos fatores externos, como a introdução das bobinas e o fabrico da própria espiral, não foram considerados, uma vez que o estado do enrolamento do arame diverge de cada vez que é bobinado. Nestas circunstanciais, para que haja garantia de que o arame é bem enrolado, é necessário estar constantemente próximo do laminador, com o intuito de supervisionar todo o processo.

Através da análise da Tabela 37, pode-se concluir o seguinte:

- Os apoios pneumáticos estão localizados no alinhamento do processamento da espiral metálica, fazendo com que as amplitudes de vibração se tornem menores na zona em questão. Contudo, como o ponto 4 foi anteriormente definido como sendo um ponto de medição da transmissibilidade entre máquina e solo, as amplitudes de vibração agora registadas são significativamente superiores relativamente aos valores observados no caso da máquina detentora de apoios anti vibráteis de borracha. De qualquer forma, os valores atuais observados na zona em questão não são perigosos para o equipamento, visto que as amplitudes de vibração transmitidas das máquinas vizinhas são atenuadas pelos apoios;
- A equilibragem da cabeça é um processo relativamente fácil de executar, contudo, a amplitude de vibração, apesar de ser mais reduzida, pode continuar a ser um fator gerador e/ou amplificador de outras fontes vibratórias noutras regiões da máquina. O equilíbrio da cabeça é relativamente fácil de atingir, embora a dificuldade resida no

facto desta trabalhar com uma quantidade específica de óleo no seu interior, daí acredita-se que minimizar a amplitude de vibração neste componente, para além do que foi já realizado, seja agora bastante complexo;

- A equilibragem e o alinhamento dos veios da chumaceira da cabeça, assim como o alinhamento de certas polias e tensores, contribuíram para a diminuição significativa das amplitudes de vibração geradas no equipamento.

Ainda assim, recomenda-se que a máquina trabalhe a uma rotação adequada, evitando desta forma o surgimento de ressonâncias em alguns dos seus elementos. Neste caso, deve-se praticar velocidades compreendidas entre 3000 e 3500 rpm. Segundo a norma ISO 10816, os valores obtidos para estes regimes de velocidade já não são considerados como perigosos, tal como anteriormente. As amplitudes de vibração obtidas estão classificadas como ainda permissíveis.

Resta mencionar que o nível de vibração poderia ser mais reduzido, se:

- O comprimento das correias fosse menor;
- O equilíbrio da cabeça da máquina pudesse ser garantido, uma vez que este elemento gera solicitações sobre os veios da chumaceira da cabeça;
- Certos componentes fossem geometricamente diferentes, se possível, isto é, o simples facto do sistema de transmissão de movimento da máquina possuir inúmeros componentes com geometria de revolução, tal facto propicia à ocorrência de fenómenos vibratórios uma vez que, mesmo estando os elementos bem equilibrados, o seu alinhamento depende da sensibilidade de quem ficar responsável pela montagem do conjunto.

Para finalizar, convém referir que houve um estudo com o intuito de modificar os laminadores/bobinadores de arame sobre as bobinas, de forma a uniformizar a distribuição de arame e assim, minimizar as amplitudes de vibração geradas no interior do tambor. Para tal, foi realizado um anteprojecto, que envolveu enumerar os componentes que deveriam ser substituídos por outros sistemas mais eficazes no controlo da quantidade de arame depositada em cada instante na bobina. O novo sistema visaria um controlo via laser e a substituição de parte da transmissão mecânica atual. Contudo, este assunto não avançou para modelação 3D em fase de projeto, visto que foram cedidas algumas cotações para aquisição de certos

componentes, sendo estas rejeitadas devido ao elevado montante que necessitaria de ser despendido. Com vista a atenuar por completo as amplitudes de vibração sentidas na máquina, deverá também ser garantido uma distribuição de massa uniforme por toda a bobina.

3.10.2 Resultados obtidos no âmbito da redução das temperaturas desenvolvidas

No capítulo 3.7.2 foram mencionados diversos componentes que deveriam ser modificados ou substituídos, uma vez que as temperaturas que estes estavam a desenvolver eram bastante elevadas e poderiam proporcionar um aumento global da temperatura observada nos restantes elementos das máquinas.

De entre as soluções propostas, foram colocadas em prática as seguintes ações de implementação imediata:

- Reprogramação do sistema de alimentação dos variadores eletrónicos existentes nas cinco máquinas eletronicamente modificadas, mencionada no subcapítulo 3.7.2.1, com o intuito de reduzir a temperatura debitada pelos dissipadores de calor;
- Substituição dos tensores mecânicos presentes em todas as máquinas, por tensores eletromagnéticos (subcapítulo 3.7.2.2);
- Isolamento dos quadros elétricos, através da instalação de placas de policarbonato nas alhetas de entrada de ar, para evitar conseqüentemente, a entrada de poeiras (subcapítulo 3.7.2.4).

Após realizadas as alterações acima supracitadas, a Tabela 38 apresenta as temperaturas observadas nas diferentes medições efetuadas ao longo de duas semanas nas cinco máquinas eletronicamente modificadas. Para tal, foi novamente utilizado o aparelho de termografia da FLIR®.

De salientar que a reprogramação do sistema de alimentação dos variadores eletrónicos não só implicou uma redução da temperatura desenvolvida pelos dissipadores de calor, como também uma diminuição de 50% do consumo de energia elétrica, uma vez que anteriormente, os dois variadores existentes em cada máquina modificada eram alimentados pela rede, enquanto atualmente um deles já não é.

Relativamente ao tensor eletromagnético, a temperatura que este debita irá depender da tensão conferida ao mesmo, pelo que deverá ser ajustado o potenciómetro para que o tensor

não exerça um binário de travagem muito elevado sobre a bobina, ou que não seja demasiado reduzido. Caso contrário, o arame existente na bobina poderá soltar-se, podendo criar danos nos elementos presentes no interior do tambor.

Tabela 38 – Temperaturas registadas após a implementação de algumas ações de melhoria nas máquinas eletronicamente modificadas.

MÁQUINA	Temperaturas debitadas pelos elementos mais críticos (°C)							
	rpm	Servo motores	Dissipadores de calor	Tensor eletromagnético	Correias e polias	Carro deslizante	Tambor	Quadro elétrico
FET613	2426	89,4	31,9	46,0	51,4	40,2	33,2	33,6
	2338	83,0	27,3	45,6	47,0	32,7	27,7	34,1
	2475	91,3	31,8	44,7	51,2	38,6	30,9	31,6
FET614	2382	96,6	31,2	52,3	62,1	40,8	31,4	31,3
	2090	83,4	28,7	51,6	58,8	35,4	29,5	30,2
	2460	100,3	30,2	53,8	65,3	33,8	32,2	33,4
FET619	2446	84,5	26,3	62,0	45,3	32,6	27,3	36,3
	2613	90,3	29,1	60,9	47,5	41,3	29,3	33,4
	2208	79,4	25,9	60,4	42,7	31,4	27,7	38,9
FET620	3420	106,4	31,9	55,5	66,7	46,5	29,6	30,2
	3600	107,0	28,6	56,4	63,2	49,5	30,7	30,6
	3315	104,2	30,4	55,0	73,5	47,4	33,8	32,6
FET621	3134	95,3	27,1	63,0	53,6	42,2	31,2	30,3
	3230	89,8	28,2	63,7	42,5	45,6	30,8	30,8
	3350	91,4	30,0	62,1	48,1	47,4	32,7	32,5

Analisando detalhadamente os valores obtidos na Tabela 38, pode-se constatar que o aumento da velocidade alcançado em algumas máquinas, nomeadamente após a introdução dos respetivos apoios anti vibráteis na 620 e 621, não se reflete diretamente no aumento da temperatura nos restantes componentes. Pode-se concluir que os fenómenos térmicos tendem a aumentar em determinada máquina, consoante as características que cada uma possui, no que diz respeito a determinados tipos de afinações, ao estado dos servomotores de cada máquina, na corrente que é percorrida pelos componentes eletrónicos e também na temperatura ambiente que é bastante variável ao longo do ano. Como as máquinas estão sujeitas a enormes ciclos de trabalho em contínuo, tal fator pode condicionar o estado de certos componentes internos, nomeadamente os de cariz elétrico e eletrónico.

A partir da Tabela 38, pode-se ainda generalizar alguns aspetos relativos ao estudo das temperaturas, sumariando-se o seguinte:

- As temperaturas observadas nos servomotores continuam um pouco elevadas, embora estas não interfiram com o seu bom funcionamento, visto que, como referido no subcapítulo 3.7.2.3, estes podem atingir temperaturas até 140°C sem que haja qualquer tipo de danos irreversíveis nos mesmos. Julgou-se que a redução da temperatura gerada pelos dissipadores de calor poderia surtir numa diminuição da energia térmica desenvolvida na zona dos servomotores, contudo, tal não se sucedeu. Eventualmente poderá ainda ser levada a cabo uma ação, que vise a aplicação de ventiladores na zona em questão, solução essa que foi considerada para implementação futura, embora até ao momento não tenha sido posta em prática;
- Os dissipadores de calor deixaram de ser um problema neste tipo de máquinas, tendo sido registadas temperaturas máximas na casa dos 30°C, ou seja, aproximadamente seis vezes inferiores à temperatura anteriormente observada;
- O tensor eletromagnético apresentou quase sempre temperaturas compreendidas entre 44 e 62°C, tendo sido já mencionado que a temperatura que este gera, depende do ajuste da tensão conferida através da regulação do respetivo potenciómetro. Ainda assim, como resultado obtido, foi possível concluir que houve uma redução de aproximadamente 80%, face às temperaturas máximas anteriormente registadas;
- As energias térmicas registadas nas correias não são demasiadamente elevadas, contudo, poderão ser minimizadas se forem implementados ventiladores na região onde estão alojados os servomotores;
- As temperaturas observadas no carro deslizante desceram consideravelmente, devido principalmente, à substituição do tensor mecânico pelo tensor eletromagnético. Por vezes eram registados valores na casa dos 60 ou 65°C, sendo agora medidas neste componente, temperaturas máximas abaixo dos 50°C.
- As temperaturas no tambor continuam sensivelmente as mesmas, não tendo sido contemplada qualquer ação que melhorasse de forma significativa a energia térmica desenvolvida no elemento em questão;
- O quadro elétrico apresentou temperaturas máximas mais baixas do que as anteriormente medidas. O gradiente térmico observado encontra-se na casa dos 10 a 15°C, não tendo qualquer tipo de influência com a velocidade praticada pela máquina, mas sendo influenciado pelo isolamento do painel, evitando a entrada e acumulação de

poeiras, sendo também obrigatório, executar uma limpeza regular dos componentes elétricos que se encontram no seu interior.

Relativamente aos servomotores, constata-se através da Tabela 38, que não se conseguiu obter uma linha de tendência que comprove que, quanto maior for o regime de trabalho empregue ao equipamento, maior será a temperatura desenvolvida pelos servomotores.

Convém referir que é de extrema importância fazer um comparativo relativo às temperaturas desenvolvidas em cada máquina eletronicamente modificada, podendo-se sintetizar o seguinte:

- Apesar das máquinas pertencerem ao mesmo fabricante e concebidas através dos mesmos processos de fabrico e materiais idênticos entre si, as diferenças entre elas são bastante notórias;
- De entre as três máquinas detentoras de apoios de origem (FET 613, 614 e 619), constata-se que a FET 614 apresenta as temperaturas mais elevadas nos servomotores e, conseqüentemente, nas correias. Tal facto pode advir das afinações que foram confinadas ao equipamento, aquando da instalação dos sistemas eletrónicos nestes equipamentos e da quantidade de corrente que atravessa cada servomotor, podendo esta variar de componente para componente e ainda em função do próprio estado de conservação dos mesmos. Alguns servomotores, inclusivamente, já foram substituídos em algumas máquinas;
- Atualmente, na FET 620, as temperaturas desenvolvidas pelos servomotores são bastante elevadas, relativamente às anteriormente registadas, quando esta ainda não possuía os apoios anti vibráteis pneumáticos, impossibilitando-a de atingir regimes de funcionamento mais altos. A máquina em questão deixou de operar entre as 2000 e as 2400 rpm, praticando atualmente velocidades que se situam entre as 3000 e as 3600 rpm. Após a introdução dos apoios pneumáticos e segundo os dados anteriormente recolhidos, pode-se afirmar que o gradiente de temperatura na zona dos servomotores tenha aumentado, em média, aproximadamente 20°C, enquanto os outros componentes, no geral, sofreram incrementos térmicos de 5 a 20°C. Contudo, a variação térmica depende naturalmente da temperatura ambiente, da corrente de ar existente na zona, a qual por vezes pode ser quase inexistente, caso o portão principal da plataforma esteja totalmente fechado, e do tempo de funcionamento em contínuo das máquinas;

- Relativamente à FET 621, os resultados obtidos indicam que esta máquina é aquela que para já, face à implementação de apoios anti vibráteis de borracha e execução de inúmeros testes, possui um melhor comportamento em relação aos fenómenos térmicos, tendo em conta que esta trabalha a rotações acima da média e simultaneamente, os seus órgãos mecânicos geram temperaturas semelhantes e por vezes, até mesmo mais baixas, do que as máquinas modificadas que não estão ainda equipadas com qualquer tipo de apoio anti vibrátil.

Fazendo agora um breve comparativo entre as máquinas detentoras de apoios anti vibráteis, verifica-se que as temperaturas registadas são bastante similares entre si, à exceção das temperaturas desenvolvidas pelos servomotores. O gradiente térmico observado poderá advir em grande parte, da corrente que atravessa cada servomotor, que poderá variar significativamente ao longo do regime de funcionamento das máquinas. Assim sendo, pode-se excluir a velocidade de funcionamento da máquina como sendo o maior responsável pelo aumento da temperatura nos servomotores. Por sua vez, a temperatura nas correias é influenciada pela temperatura dos servomotores.

Após o estudo realizado, foi também elaborada uma tabela-padrão (Tabela 39), que permite averiguar qual o grau de severidade das temperaturas desenvolvidas pelos diversos componentes mais críticos que integram as máquinas de fabrico de espiral metálica. Existem outros elementos suscetíveis de sofrer avarias devido às elevadas temperaturas, tais como os veios e rolamentos no interior da chumaceira da cabeça, e que deveriam ser igualmente controlados a nível térmico. Contudo, como estes são de difícil acesso, é necessário estimar as suas temperaturas com base nos valores observados nos componentes que se encontram em seu redor.

Tabela 39 – Valores de temperatura-padrão para uma máquina eletronicamente modificada.

Temperatura	Temperatura debitada pelos elementos mais críticos (°C)						
	Servo motores	Dissipadores de Calor	Tensor eletromagnético	Correias	Carro deslizante	Tambor	Painel elétrico
Ideal	90		45	50	40		30
Elevada	100	N/A	65	65	50	N/A	35
Crítica	135		80	80	60		45

3.10.3 Resultados obtidos no âmbito de maior segurança no manuseamento dos equipamentos

Com vista a incrementar a segurança e diminuir a taxa de riscos associada ao manuseamento das máquinas, as ações de melhoria implementadas foram as seguintes:

- Sistema de bloqueio das tampas às bacias do tambor;
- Suporte de bloqueio das cabeças das máquinas durante as operações de troca de bobinas.

Os resultados obtidos traduziram-se numa redução do ruído na zona do tambor, uma vez que a tampa permanece fixa à sua bacia por intermédio do sistema de bloqueio, que por sua vez permite que a máquina possua um comportamento mais estável. Adicionalmente, a existência do sistema de bloqueio impossibilita a abertura do tampa do tambor durante o funcionamento da máquina e, em caso de paragem, esta só se destrancará após algum tempo decorrido, tempo esse garantido pela presença de um temporizador no sistema. A existência de suportes para bloqueio das cabeças evita o arranque da cabeça da máquina, não tendo sido registada nenhuma ocorrência desde a sua implementação, garantindo assim o incremento da segurança no manuseamento deste tipo de máquinas.

3.11 Análise económica do tempo necessário para o retorno financeiro

A Tabela 40 explicita todos os investimentos despendidos para a reconversão de alguns componentes e dispositivos mecânicos, assim como o tempo necessário para o seu retorno financeiro. Como alguns elementos modificados também integram as máquinas de origem, convém futuramente substituí-los de forma a otimizar o desempenho global destes equipamentos.

Tabela 40 – Análise económica do tempo necessário para o retorno financeiro dos diversos elementos aplicados nas máquinas.

Alteração implementada	Custo unitário (€)	Custo total (€) (Apenas para as 5 máquinas eletrónicas)	Custo total (€) (18 máquinas)	Custo total (€) (36 bobinas)	Retorno financeiro (Dias)
Apoios anti vibráteis de borracha (máquinas eletrónicas)	564,00	2820,00	-	-	60
Apoios anti vibráteis pneumáticos (máquinas eletrónicas)	1665,00	8325,00	-	-	110
Equilibragem da cabeça	280,00	-	5040,00	-	*
Equilibragem dos veios da chumaceira da cabeça	360,00	-	6480,00	-	*
Equilibragem das bobinas	100,00	-	-	3600,00	*
Reprogramação dos variadores eletrónicos/dissipadores de calor (máquinas eletrónicas)	65,00	325,00	-	-	*
Tensor eletromagnético	480,00	-	8640,00	-	242
Isolamento dos quadros elétricos	3,50	-	63,00	-	*
Sistema de bloqueio do tambor	148,00	-	2664,00	-	*
Suporte de bloqueio das cabeças da máquina (máquinas eletrónicas)	190,00	950,00	-	-	*

* Não existe retorno financeiro, uma vez que alteração efetuada visa, por um lado, proporcionar um comportamento mais estável à máquina e por outro, oferecer uma maior segurança a quem se encontrar em redor desta.

De notar que as cotações mencionadas na Tabela 40 advêm dos preços unitários cedidos pelas empresas contactadas, no que diz respeito à realização de cada ação acima mencionada e à encomenda e instalação dos apoios e tensores eletromagnéticos. As melhorias acima retratadas não foram necessariamente aplicadas em todas as máquinas, contudo a Tabela 40 indica os custos totais a despende na aplicação de um determinado elemento em todos os equipamentos, ou apenas nas que se encontram eletronicamente modificadas e, ainda, o seu retorno económico.

No caso dos apoios anti vibráteis, o retorno financeiro foi avaliado com base no incremento produtivo da máquina e o custo total para a sua aquisição e instalação. Relativamente aos tensores eletromagnéticos, a análise económica foi realizada de acordo com os gastos de manutenção dos tensores mecânicos, face à compra e aplicação dos tensores eletromagnéticos.

CONCLUSÕES

4 CONCLUSÕES

Do ponto de vista da empresa, o principal objetivo foi alcançado: aumentar consideravelmente a cadência de produção das máquinas eletronicamente modificadas, nomeadamente através da implementação de apoios anti vibráteis de borracha e pneumáticos que, por sua vez, otimizaram a produção horária de espiral metálica laminada, cujos valores se situam entre 15 a 35%. Esta otimização percentual é variável, uma vez que depende do estado do enrolamento do arame sobre a bobina, aquando da sua introdução nas máquinas. Contudo, até ao momento, não se detetaram quaisquer anomalias nas máquinas detentoras dos apoios anti vibráteis relacionadas com o incremento da velocidade de trabalho, no que diz respeito a danos estruturais nos possam eventualmente ocorrer. Passados cerca de 18 meses após a primeira modificação efetuada, ainda não se observou qualquer problema relacionado com o aumento da velocidade da máquina.

Portanto, a nível produtivo, pode-se afirmar que as alterações levadas a cabo surtiram o efeito desejado. Relativamente aos parâmetros relacionados com as amplitudes de vibração sofridas, assim como as temperaturas desenvolvidas e otimização a nível global, pode-se constatar o seguinte:

- Segundo a norma ISO 10816, as amplitudes de vibração obtidas nas últimas medições efetuadas, após respetiva substituição e reparação de diversos componentes, são consideradas como sendo ainda permissíveis. Os valores obtidos ficaram aquém do esperado, tendo-se julgado que seria possível obter amplitudes globais abaixo de 1,60 mm/s, sendo estas consideradas valores aceitáveis para o bom funcionamento das máquinas. Contudo, tratando-se de equipamentos que possuem inúmeros veios e outros componentes com geometria de revolução, aliada a possíveis desalinhamentos entre peças, facilmente alcançáveis devido a ações de manutenção frequentes, todos estes fatores contribuem de forma direta para o incremento das amplitudes de vibração em determinadas zonas das máquinas. Considerando também fatores externos, como as distribuições não uniformes do arame sobre as bobinas, devido à existência de sistemas de enrolamento pouco eficientes, em conjunto com os demais aspetos a cima referidos, influenciarão negativamente o comportamento dinâmico dos equipamentos. De qualquer forma, os resultados revelaram ser positivos relativamente a esta temática, uma vez que foi possível atenuar as vibrações nas zonas mais críticas das máquinas, face aos valores anteriormente registados;

- Relativamente às temperaturas desenvolvidas pelos órgãos mais críticos, pode-se concluir que os resultados obtidos foram um sucesso, tendo em conta que a temperatura global da máquina decresceu, nomeadamente na zona frontal, onde estão alojados atualmente o tensor eletromagnético e os dissipadores de calor;
- A nível estrutural, a implementação de sistemas de segurança e a conceção e reforço de blindagens mais robustas permitiu otimizar as máquinas nesta vertente. Por outro lado, a redução das amplitudes de vibração também poderá incrementar a longevidade de outros componentes de cariz estrutural, uma vez que estas duas temáticas estão interligadas.

Resta apenas mencionar que, futuramente, deverão ser postas em prática as restantes ações que ficaram pendentes, sendo estas consideradas de implementação mais tardia. Igualmente, deverão ser realizadas mais manutenções preventivas e menos curativas. Idealmente, todas as máquinas deveriam ser alvo de algumas medições de temperatura e amplitudes de vibração nos componentes mais críticos, com vista a determinar se os valores observados vão de encontro aos valores padrão. Caso contrário, se os desvios lidos forem elevados, a máquina poderá estar na iminência de sofrer uma determinada avaria. Nestas circunstâncias, o ruído produzido pela máquina poderá ser fundamental, uma vez que a partir deste, podem surgir pistas de possíveis elementos do equipamento em inícios de desgaste acentuado.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 BIBLIOGRAFIA

5.2 OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO DISPONÍVEIS *ONLINE*

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia

André, Fábio. 2013. Projeto de estruturas tipo “sandwich” rígidas para prensas mecânicas. Dissertação de Mestrado. Universidade de Aveiro, pp. 45-48.

ASME, American Society of Mechanical Engineers. 2003. Risk-Based Methods for Equipment Life Management. New York: ASME INTERNATIONAL, pp. 7-30.

Barreira, Eva. 2004. Aplicação da Termografia ao Estudo do Comportamento Higrotérmico dos Edifícios. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, pp. 67-70.

Blischke, Wallace R.; & Murthy, D.N. 2003. Case Studies in Reliability and Maintenance. New Jersey: Wiley-Interscience, pp. 3-23

Bomfim, Marcelo. 2013. REMANUFATURA DE MANIPULADORES ROBÓTICOS INDUSTRIAIS UTILIZANDO ARQUITETURA ABERTA. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, pp. 56-58.

Braga, Eduardo. 2015. OTIMIZAÇÃO DO PROCESSO DE INJEÇÃO DE ZAMAK. Dissertação de Mestrado. Instituto Superior de Engenharia do Porto, pp. 38-47.

Brüel & Kjær. 1982. Measuring Vibration. Denmark, pp. 8-37.

Brüel & Kjær. 1987. Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers. Theory and Application Handbook. Denmark, pp. 12-37; pp. 79-107.

Brüel & Kjær. 1988. Structural Testing. Part 1 – Mechanical Mobility Measurements. Denmark, pp. 28-38.

Cabral, José Paulo Saraiva. 2004. Organização e Gestão da Manutenção. Lidel-edições técnicas,Lda, pp. 2-46.

Cairrão, António. 2004. Desgaste e Gripagem nas Bombas de Injecção, da Marca Bosch e Modelo CP1, do Sistema “Commom Rail” em Motores Diesel. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, pp. 31-42.

Campilho, Raul. 2012. Método de Elementos Finitos. Ferramentas para Análise Estrutural. Publindústria, PP. 7-25.

Cordeiro, João. 2009. Componentes da gestão estratégica nas empresas do sector automóvel. Revista Portuguesa e Brasileira de Gestão, pp. 55-65.

Correia, António. 2008. Aplicação do Conceito: Risk Based-Inspection (RBI) em equipamentos dinâmicos. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, pp. 5-33.

Dieter, George. 1988. MECHANICAL METALLURGY. SI Metric Edition. University of Maryland. McGraw-Hill Book Co, pp. 587-606.

Fontes, Fernando. 2005. Análise Estrutural de Elementos Lineares Segundo a NBR 6118:2003. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, Brasil, pp. 21-28.

Gaussorgues, Gilbert. 1999. La Thermographie Infrarouge. Principes-Technologies-Applications. 4 Édition. Paris, Edition TEC & DOC, 1999, pp. 402-409.

Hernández, M. L. Chew; Hernández, E. K. Velázquez; Dominguez, S. León. 2012. A Decision-Analytic Feasibility Study of Upgrading Machinery at a Tools Workshop. ETASR - Engineering, Technology & Applied Science Research, Vol. 2, No. 2, pp. 182-189.

Inteli. 2003. A Indústria Automóvel em Portugal. Análise e Prospectiva. Directório, Inteli. Centro de Inovação, Lisboa.

Lopes, Pedro. 2013. Estratégias e Internacionalização na Manutenção e Produção. Dissertação de Mestrado. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, pp. 13-25.

Meireles, José F. 2008. Análise dinâmica de estruturas por modelos de elementos finitos identificados experimentalmente. Tese de Doutoramento. Universidade do Minho, pp. 33-45.

Meirovitch, Leonard. 2001. Fundamentals of Vibration. Waveland Press, Illinois, pp. 57-66; pp. 110-141; pp.262-266.

Mendonça, Luís. 2005. Termografia por Infravermelhos. Inspeção de Betão. Artigo publicado na revista Engenharia & Vida, nº16, Setembro 2005, pp.53-57.

Mobil Oil Portuguesa. 1980. Fundamentos da Lubrificação. Coleção Técnica 3. Lisboa.

Mobius Institute. 2005. Manual do Curso Técnico “ Analista de Vibrações – Categoria II”. ISO 18436-2 e SNT-TC-1A da ASNT. SPECMAN, Lda. Lisboa, pp. 133-248.

Mobley, R. Keith. 1999. Root Cause Failure Analysis. Butterworth-Heinemann, Woburn, pp. 17-25; pp. 49-64; pp. 138-180; pp. 189-199.

Norma ISO 10816-3:2014. Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ.

Nwokah, Osita; Hurmuzlu, Yildirim. 2002. The Mechanical Systems Design Handbook. CRC Press, Florida, pp. 290-312.

Oliveira, Nuno. 2009. A evolução organizacional das empresas nacionais nas cadeias de fornecimento da indústria de componentes para automóvel. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, pp. 26-35.

Pereira, João. 2014. Contribuição para a Análise de Manifestações Patológicas em Madeira na Construção com Recurso à Termografia. Dissertação de Mestrado. Instituto Politécnico de Castelo Branco, pp. 23-30.

Pereira, Thiago; Roesner, Anderson; Thiago, Fernando; Cristofolini, Ivan; Weizenmann, Guilherme; Bonacorso, Nelso. 2012. READEQUAÇÃO TECNOLÓGICA DE BAIXO CUSTO DE ROBÔS CARTESIANOS – RETROFITTING ROBÔ SANKYO. Revista Ilha Digital, ISSN2177-2649, Volume 3, PP. 65-70.

Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations. University of Miami. Prentice Hall, Fifth Edition, New Jersey, pp. 55-76; pp.771-827; pp. 924-925.

Reis, Luis. 2001. Factores Estratégicos de Desenvolvimento da Indústria de Componentes para Automóvel em Portugal – Os Determinantes da Qualidade das Empresas. Universidade Técnica de Lisboa – Instituto Superior Técnico, pp. 46-48.

Santos, Flávio. 2013. **Manutenção** Preditiva e Pró-Activa. Filosofias Alternativas ou Complementares. Estudo de Caso. Dissertação de Mestrado. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, pp. 6-10.

Santos, Mário. 2009. Gestão de Manutenção do Equipamento. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, pp. 16-24.

Slocum, Alexander. 1992. Precision Machine Design. Massachusetts Institute of Technology. SME, Society of Manufacturing Engineers, pp. 304-365.

Sousa, Nuno. 2013. Aplicação da Metodologia Lean no Serviço de Manutenção de uma Empresa Alimentar. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, pp. 17-21.

Veloso, Francisco; Hendry, Chris; Roth, Richard; Clark, Joel. 2000. Global Strategies for the Development of the Portuguese Autoparts Industry. IAPMEI, Lisboa, pp. 95-102.

Zulaika, J.; Campa, F.J. 2009. Machine Tools for High Performance Machining. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad del País Vasco. Springer-Verlag London Limited. Chapter 2, New Concepts for Structural Components, pp. 47-72.

5.2 Outras Fontes de Informação Disponíveis Online

ACAP, Associação do Comércio Automóvel de Portugal. 2001. <http://www.acap.pt>

AFIA, Associação de Fabricantes para a Indústria Automóvel. 2000. www.afia-afia.pt

AMC Mecanocaucho®. 2007. *Suspensiones Antivibratorias.* Catálogo. <http://www.mecanocaucho.com/>

Continental. 2015. <https://www.contitech.de/catalogs/iap/Products/Modelseries?open=c>

Emerson. 2015. <http://www.emersonindustrial.com/en-US/products/bytype/Pages/electric-motors.aspx>

FAG, 1999. *Rolamentos FAG.* Catálogo. <http://www.fag.de/content.fag.de/en/index.jsp>

FicoCables, Fábrica de Acessórios e Equipamentos Industriais, Lda. Grupo Ficosa. 2015. 2016. Maia. <http://www.ficosa.com/>

FLIR®. 2016. <http://www.flir.eu/home/>

Harker Solutions. 2015. <http://www.harkersolutions.com/>

ICEP Portugal, Investimento, Comércio e Turismo. 2000. <http://www.icep.pt>

Mitutoyo. 2016. *http://www.mitutoyo.com/*

SKF. 2012. *Rolamentos SKF. Catálogo. http://www.skf.com/pt/index.html?tabId=6*

Sunrisescn. 2015. *http://www.sunrisescn.com/*

Testo. 2016. *Equipamentos de Medição. http://www.testo.com/*

VMI, Vibration Measurement Instruments International AB. 2015. *http://www.vmiab.com/*

ANEXOS

ANEXO I - DADOS TÉCNICOS DOS FORNECEDORES DE ARAME E REFERÊNCIAS
DE ESPIRAIS METÁLICAS LAMINADAS

ANEXO II - CURVA DA BANHEIRA “*BATHTUBE*”

ANEXO III - COMO UTILIZAR O X- *VIBER* (FERRAMENTA BALANCEAMENTO 3
PONTOS)

ANEXO IV - ÁBACOS, TABELAS E DIAGRAMAS DO CATÁLOGO DA FAG

6 ANEXOS

Anexo I – Dados técnicos dos fornecedores de arame e referências de espirais metálicas laminadas



KALİTE GÜVENÇE TEST SERTİFİKASI
QUALITY ASSURANCE TEST CERTIFICATE

SERTİFİKA NO 608 11562 T
MÜŞTERİ / CLIENT FICO CABLES
SİPARİŞ NO / ORDER NO 3PFC1309096
REFERANS / REFERENCE
ÇAP / DIAMETER 1,20
STANDARD CUSTOMER SPECIFICATION

ÖZELLİKLER PROPERTIES	İSTENEN REQUIRED	BULUNAN ACTUAL	
KANAL NO COIL NO		30	46
TEL CİNSİ TYPE OF WIRE	U	U	U
TEL ÇAPI DIAMETER (mm)	1,20 ±0,02	1,19	1,19
ÇEKME DAYANIMI TENSILE STRENGTH kgf/mm ²	1570-1860	1657	1667
BURMA SAYISI TORSION	31	38	36

MALZEME / MATERIAL :

C 0.642-Mn 0.617-Si 0.227-Smax -0.008-Pmax 0.014- Cu 0.014

TARİH / DATE : 26.09.2013

Yukandaki bilgilerin doğruluğunu beyan ve tasdik ederiz.

Hazırlayan / Prepared by :
Saliha ÖZALP
Kalite Kontrol Teknikçisi
Quality Control Technician

Kontrol / Control by :
Ferdü ÜLKER
Kalite Güvence Mühendisi
Quality Assurance Engineer

Merkez: Seyitnizam Cad. Demirler Sit. 5. Yol No:10 Zeytinburnu / İSTANBUL Tel: 0212 547 22 17 - 547 02 50 Faks: 0212 547 12 33

Düzce Fabrika: D-100 Karayolu Üzeri Çaybükü Köyü Mevkii - Gümüşova / DÜZCE Tel: 0380 731 35 50-51 Faks: 0380 731 35 52

Arame com a referência AR1201A5, utilizado na produção de espiral metálica laminada

Ref. Espiral: ES31F00400		Ref. Tubo TB1RN00250		Polia Nºdentes	Pré laminado $\neq 0,70 \pm 0,01$
Ø Exterior:	Ø Interior:	Ø Exterior:	Ø Interior:	51	Laminado \neq : 0,65
4,00±0,1	2,50±0,1	2,50±0,1	1,80±0,1		\neq:0,65
4,00 - 4,05	-----	-----	1,85 - 1,90		
Ref. Espiral: ES31F00404		Ref. Tubo TB1EN00303		Polia Nºdentes	Pré laminado $\neq 0,65 \pm 0,01$
Ø Exterior:	Ø Interior:	Ø Exterior:	Ø Interior:	51	Laminado \neq : 0,57
4,10±0,1	2,00±0,1	3,00±0,1	2,20±0,1		\neq:0,57
4,10 - 4,15	-----	-----	2,00 - 2,10		
Ref. Espiral: ES31F00407		Ref. Tubo TB1TN00270A		Polia Nºdentes	Pré laminado $\neq 0,70 \pm 0,01$
Ø Exterior:	Ø Interior:	Ø Exterior:	Ø Interior:	51	Laminado \neq : 0,65
4,00±0,1	1,70±0,1	2,70±0,1	1,90±0,1		\neq:0,65
-----	-----	-----	-----		
Ref. Espiral: ES31F00460		Ref. Tubo TB1RN00331		Polia Nºdentes	Pré laminado $\neq 0,70 \pm 0,01$
Ø Exterior:	Ø Interior:	Ø Exterior:	Ø Interior:	52	Laminado \neq : 0,66
4,60±0,1	3,30±0,1	3,30±0,1	2,00±0,1		\neq:0,66
4,60 - 4,65	-----	-----	2,05 - 2,10		
Ref. Espiral: ES31F00462		Ref. Tubo TB1TB00330		Polia Nºdentes	Pré laminado $\neq 0,70 \pm 0,01$
Ø Exterior:	Ø Interior:	Ø Exterior:	Ø Interior:	52	Laminado \neq : 0,66
4,60±0,1	2,00±0,1	3,35±0,1	2,10±0,1		\neq:0,66
4,60 - 4,65	-----	-----	2,05 - 2,10		

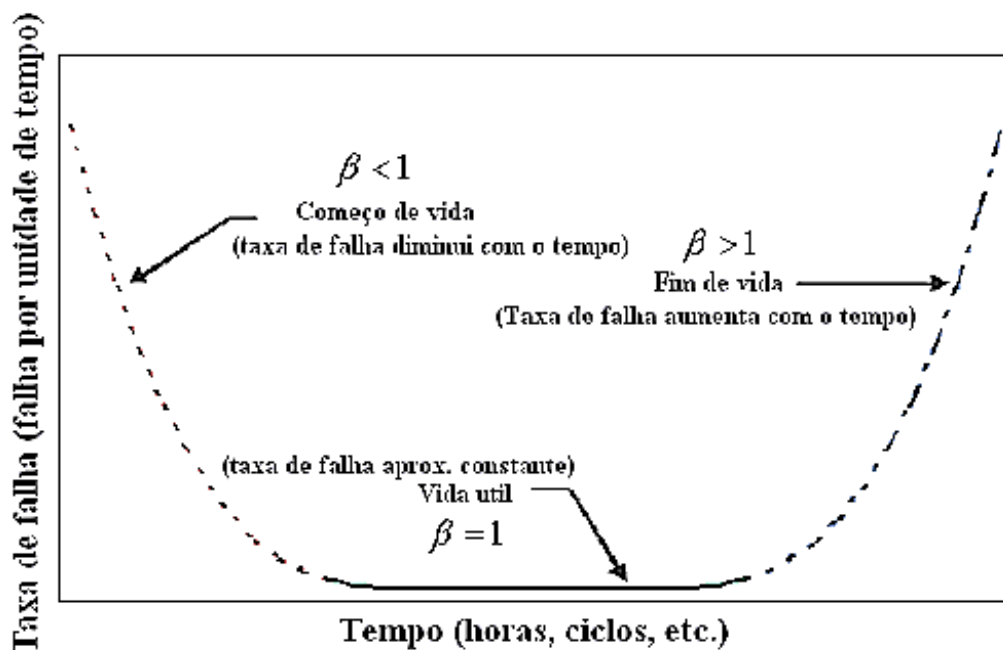
Referências das espirais metálicas mais produzidas pela empresa e respectivas dimensões

Anexo II - Curva da banheira “bathtub”

O nome deriva da forma em secção transversal que a curva representa.

A “curva da banheira” é geralmente utilizada para o cálculo da fiabilidade em equipamentos no âmbito da engenharia. Contudo, o conceito geral é equiparável e aplicável aos seres humanos e outros afins.

A evolução do tempo de vida de um equipamento é normalmente representada pela “curva da banheira”.



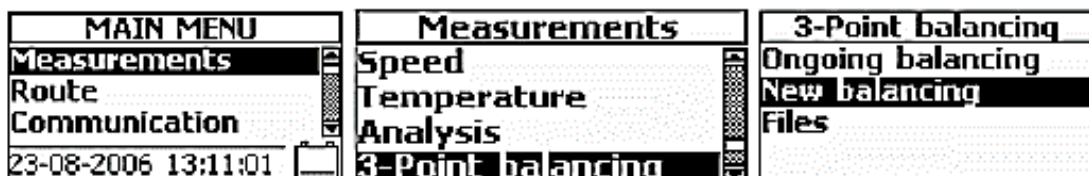
Curva da banheira – curva em função do risco.

A partir da análise desta curva, poderemos constatar três períodos de vida distintos:

1. **Juventude do equipamento** – Taxa de falhas elevada devido a anomalias durante a instalação, arranque e rodagem inicial, contudo com tendência a decrescer com o tempo.
2. **Maturidade do equipamento** – Taxa de falhas constante e mais reduzida. É o período, cujo rendimento do equipamento é ótimo. As avarias são aleatórias.
3. **Obsolescência do equipamento** – Taxa de falhas volta a crescer e a partir de um certo valor de $\lambda(t)$, o equipamento é desclassificado.

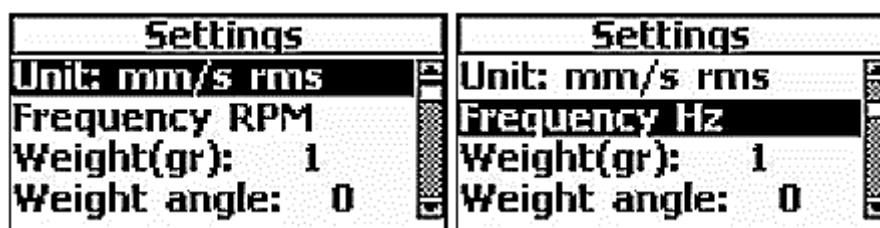
Anexo III – Como utilizar o X- Viber (Ferramenta balanceamento 3 pontos)

- No menu principal do aparelho selecionar “Measurements”;
- Dentro desta opção existe uma outra chamada “3-Point balancing”;
- Após a seleção dessa opção é necessário efetuar a medição propriamente dita: “ New balancing”.



Etapas a ter em consideração na utilização da ferramenta de balanceamento (Fonte: Manual X-Viber)

As unidades e escalas de visualização também poderão ser modificadas na opção “Settings” do X-Viber.



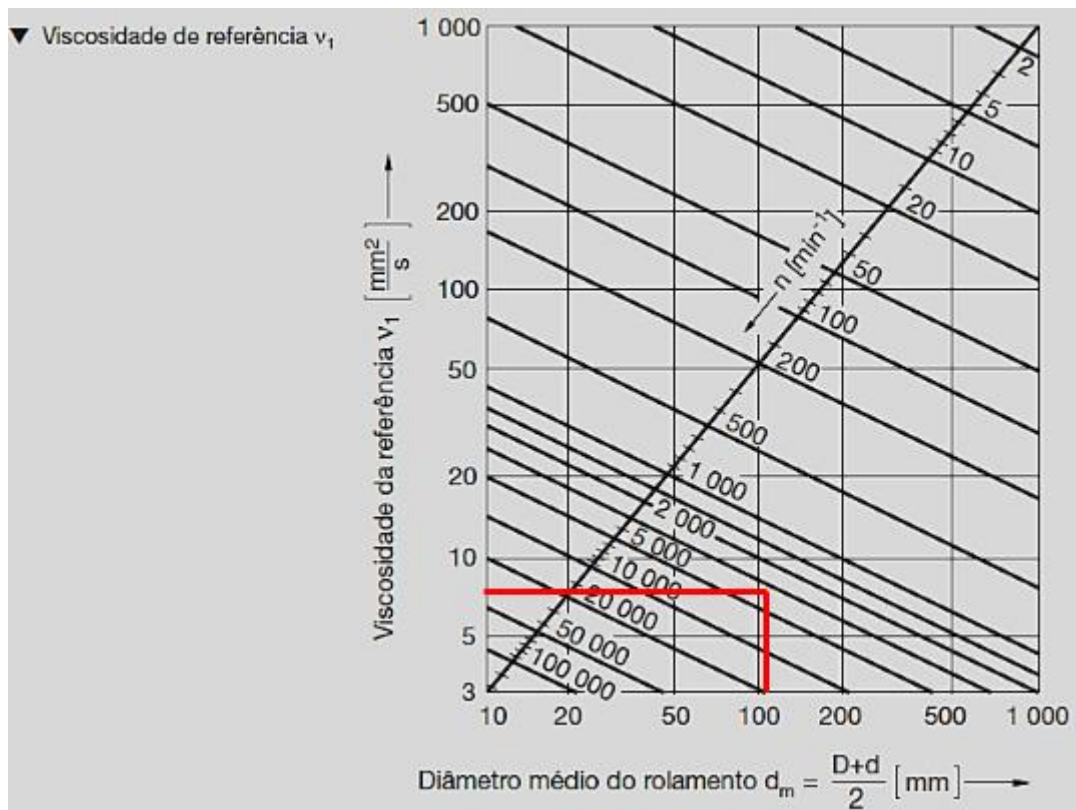
Funcionalidades da opção “Settings” (Fonte: Manual X-Viber)

O “3-Point balancing” consiste num ensaio em que são feitas três medições iniciais, com auxílio à utilização de uma massa de teste que vai mudando de posição angular. Este método é utilizado para o balanceamento de elementos com movimento rotativo. Primeiro é feito o registo da amplitude de vibração na ausência da massa de teste. Em seguida é repetida a medição para diferentes posições angulares da colocação da massa de teste, neste caso de 120º no sentido contrário ao da rotação. A partir de um problema de minimização da amplitude de vibração é fornecida pelo equipamento a massa de equilibragem e a sua localização angular. Por fim, é realizada a verificação da massa de equilibragem através da verificação de uma nova medição da amplitude de vibração.

Anexo IV – Ábacos, tabelas e diagramas do catálogo da FAG

▼ Fator a_1						
Probabilidade de falha %	10	5	4	3	2	1
Duração da vida até a fadiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Fator a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Determinar fator a_1



Determinar fator v_1

n_i	3600 r/min
Rotational speed of the inner ring	
Operating temperature	90 °C
Bearing outer ring	
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm^2/s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm^2/s

Viscosidade nominal do óleo a 40°C para um rolamento 6017-2Z

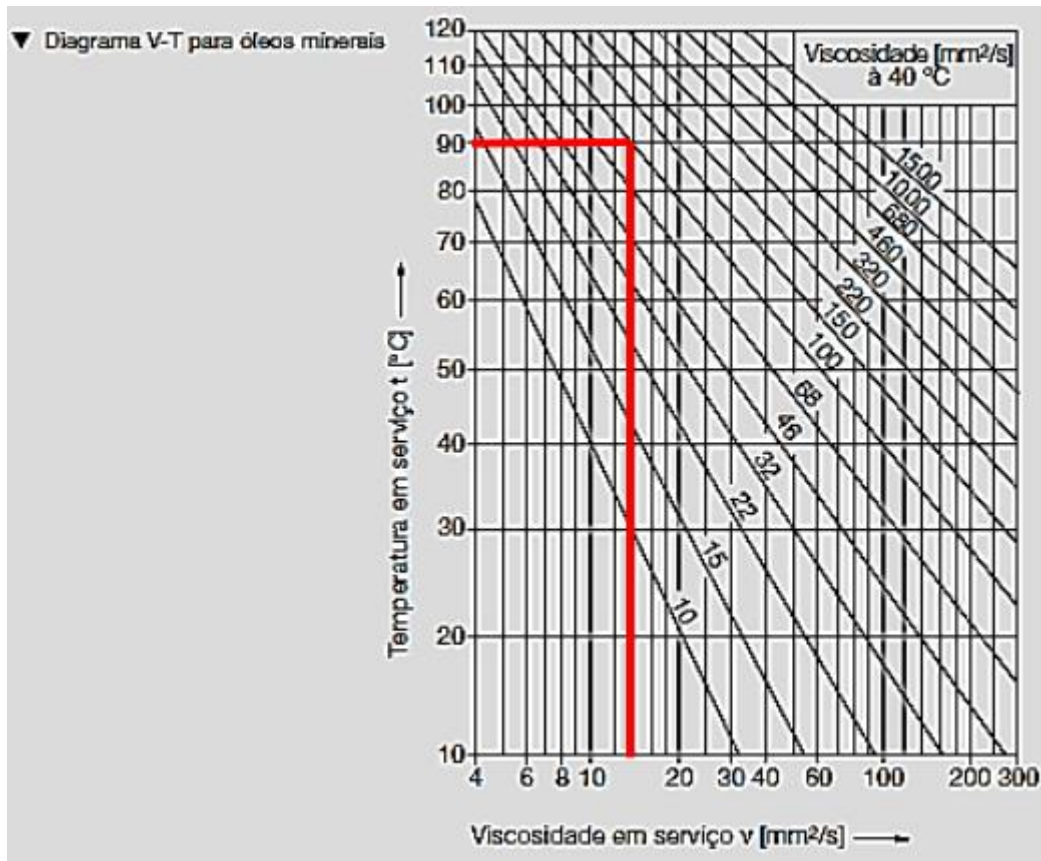


Diagrama V-T para determinar v .

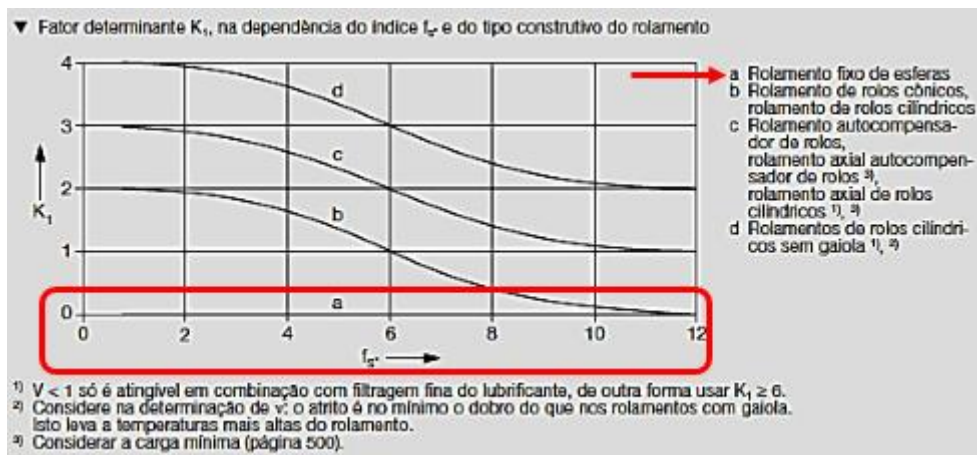
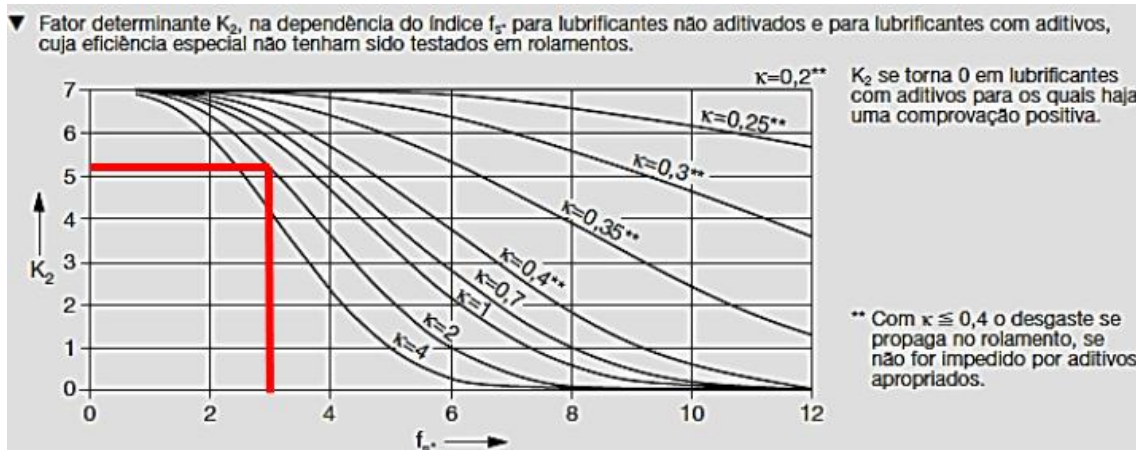


Diagrama $K_1-f_{s^*}$ para determinar K_1

▼ Fatores radial e axial dos rolamentos fixos de esferas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Folga normal				Folga C3				Folga C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

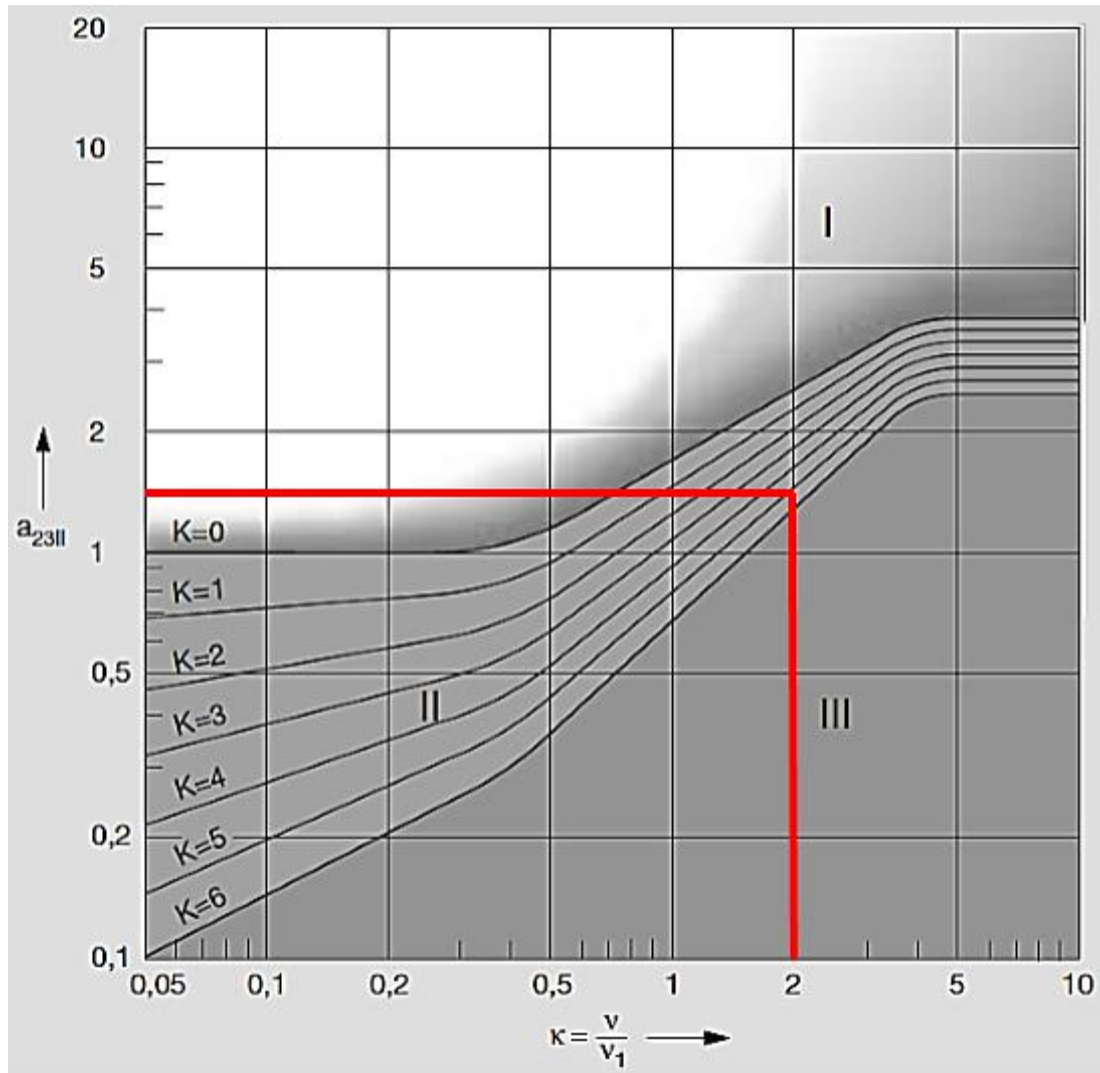
Determinar fator X_0



Determinar fator K_2

▼ Valor básico a_{23II} para a determinação do fator a_{23}

- $\kappa = \nu/\nu_1$ relação de viscosidade
 ν Viscosidade do lubrificante em serviço, vide à página 42
 ν_1 Viscosidade de referência, vide à página 42
- $K = K_1 + K_2$ Fator determinante para o valor básico a_{23I}
 Vide à página 44



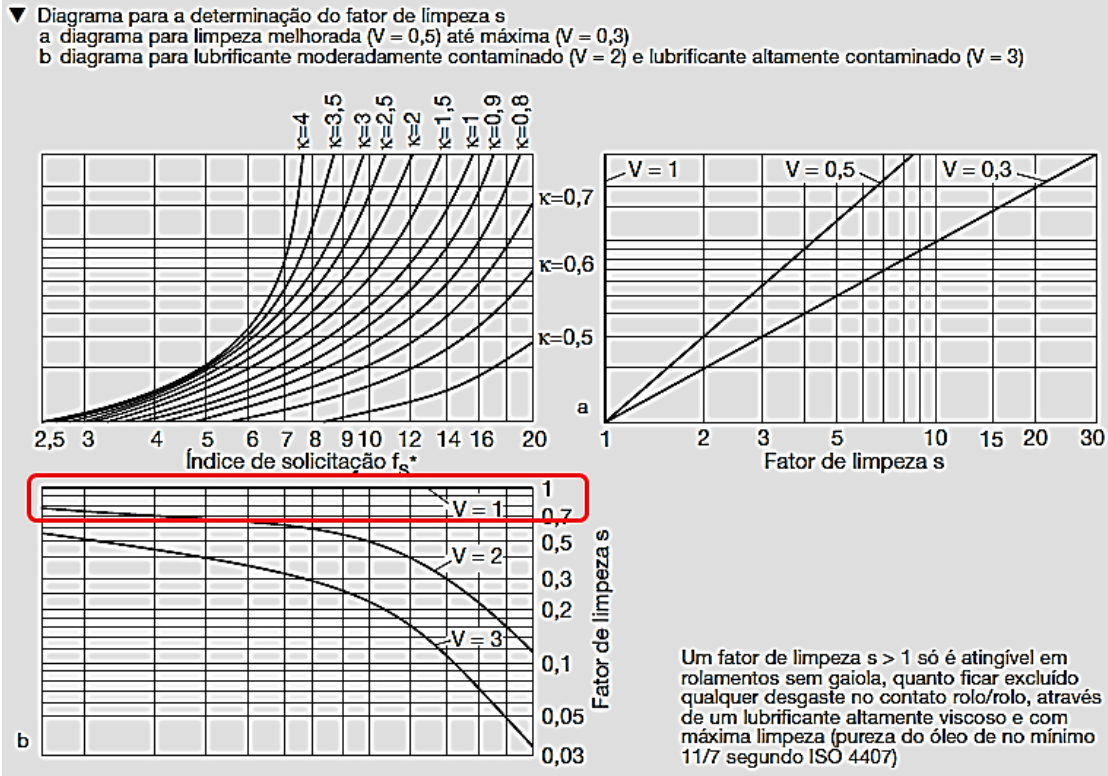
Campo

- I: Transição para a durabilidade permanente
 Premissa: máxima limpeza na fresta de lubrificação
 e cargas não muito elevadas, lubrificante adequado
- II: Limpeza normal na fresta de lubrificação
 (com aditivos comprovados em rolamentos, também,
 são possíveis valores de $a_{23} > 1$ com $\kappa < 0,4$ a_{23})
- III: Condições de lubrificação inadequadas,
 Contaminação do lubrificante,
 Lubrificantes inadequados

Limites do cálculo de duração da vida

A falha do material também é considerada somente como causa de falha no cálculo ampliado da duração da vida. O cálculo ampliado da vida obtido só pode corresponder à "duração da vida efetiva do rolamento", se o prazo de utilização do lubrificante ou a duração da vida limitada por desgaste não for menor que a duração até a fadiga.

Determinar fator a_{23II}



Determinar fator *s*

Aplicação	Valor <i>f_L</i> a ser alcançado	Dados para o cálculo
Máquinas agrícolas		
Tratores agrícolas	1,5 ... 2	Vide veículos automotores
Máquinas automotrizes	1,5 ... 2	Vide veículos automotores
Máquinas de uso sazonal	1 ... 1,5	Potência máxima, n° de rotações nominal
Maquinaria de terraplanagem		
Tratores de esteira, carregadeiras	2 ... 2,5	Vide veículos automotores
Escavadeiras/mecanismo propulsor	1 ... 1,5	Valor médio de acionamento hidroestático
Escavadeiras/mecanismo giratório	1,5 ... 2	Número médio de rotações
Rolos compressores vibratórios, compactadores	1,5 ... 2,5	Força centrífuga · <i>f_z</i> (fator adicional <i>f_z</i> = 1,1 ... 1,3)
Excitadores	1 ... 1,5	
Motores elétricos		
Motores para aparelhos eletrodomésticos	1,5 ... 2	Peso do rotor · <i>f_z</i> ; n° de rotações nominal
Motores de série	3,5 ... 4,5	Fator adicional <i>f_z</i> = 1,5 ... 2 para motores estacionários
Motores de grande porte	4 ... 5	<i>f_z</i> = 1,5 ... 2,5 para motores de tração
Motores de tração	3 ... 3,5	Com acionamento por pinhão: esforços generalizados
Laminadores, equipamentos siderúrgicos		
Laminadores	1 ... 3	Pressão média de laminação, velocidade de laminação (Valor <i>f_L</i> conforme o tipo de laminador e o programa de laminação)
Acionamento de laminadores	3 ... 4	Potência nominal, n° de rotações nominal
Mesas de rolos	2,5 ... 3,5	Peso do material a laminar, choques, velocidade de laminação
Máquinas de fundição por centrifugação	3,5 ... 4,5	Peso, desbalanceamento, n° de rotações nominal

Determinar fator *f_L*

▼ Valores f_L para rolamentos de esferas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500 f_L}}$$

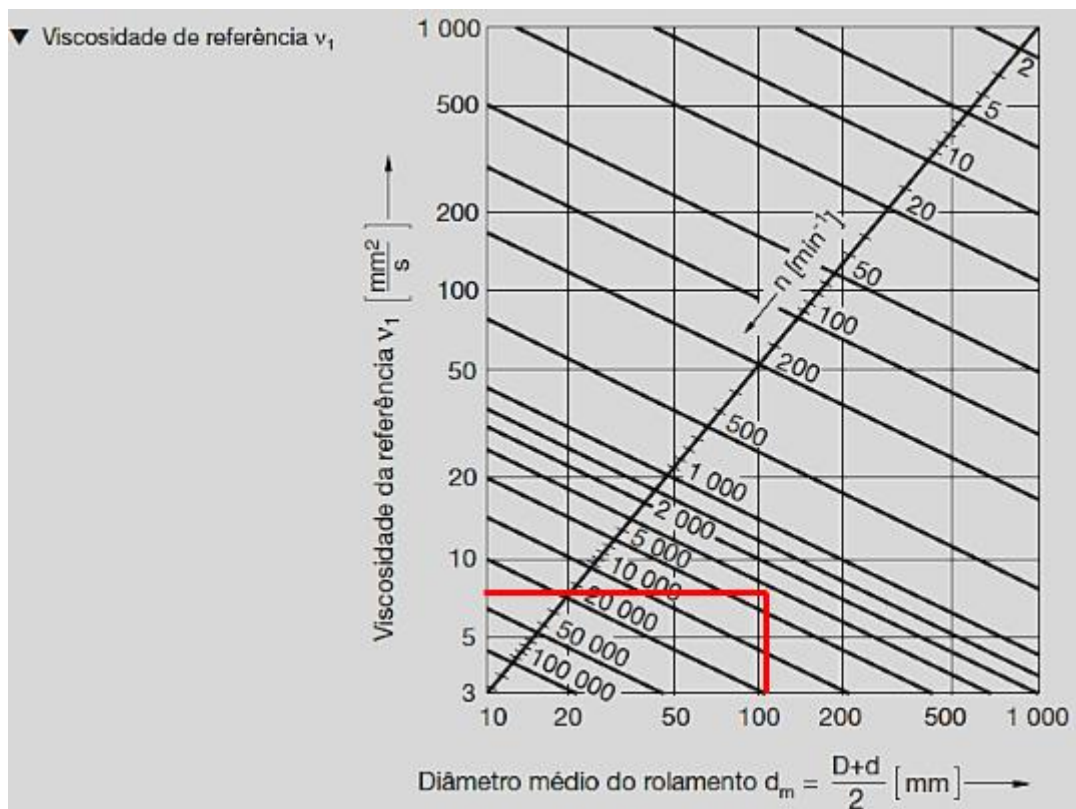
L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Determinar fator L_h

▼ Fator a_1

Probabilidade de falha %	10	5	4	3	2	1
Duração da vida até a fadiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Fator a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Determinar fator a_1



Determinar fator v_1

n_i Rotational speed of the inner ring	3600 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	90 °C
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Viscosidade nominal do óleo a 40°C para um rolamento NU1017M1

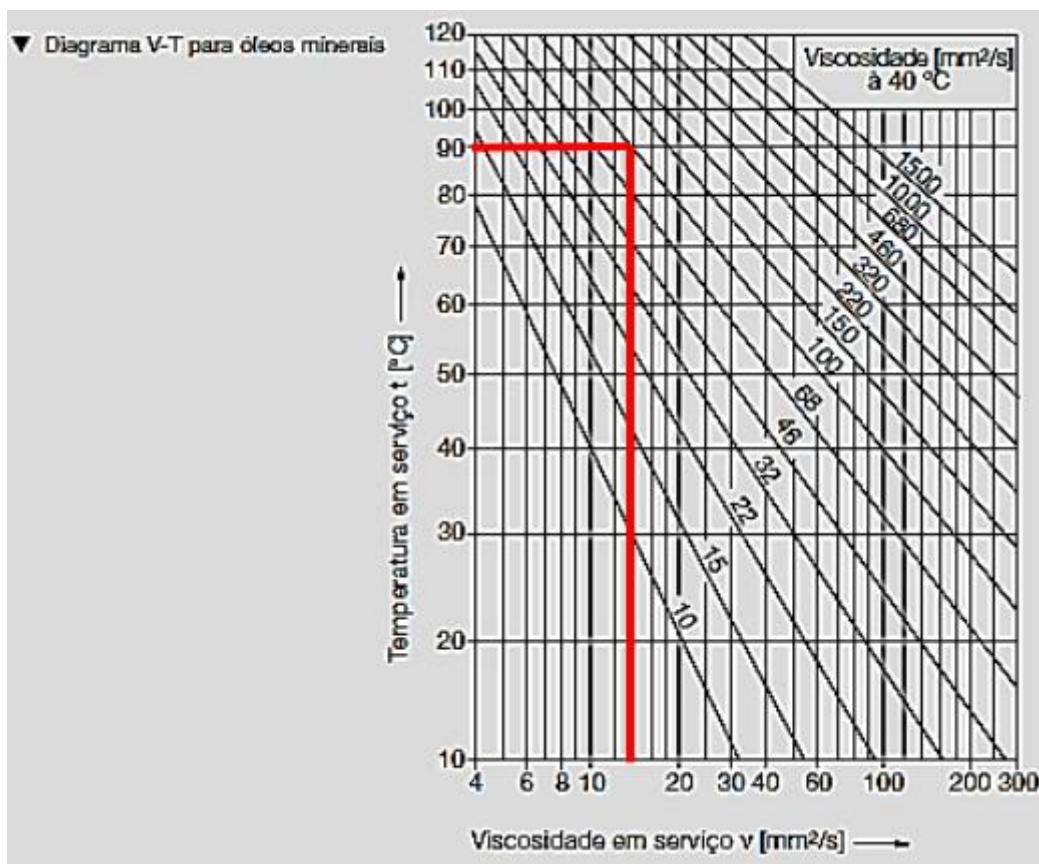


Diagrama V-T para determinar v

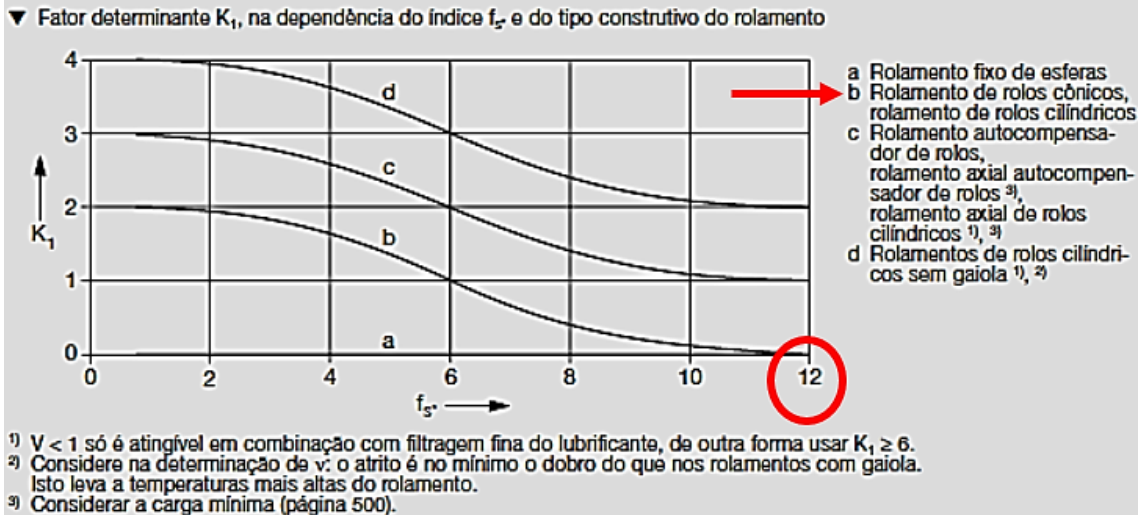
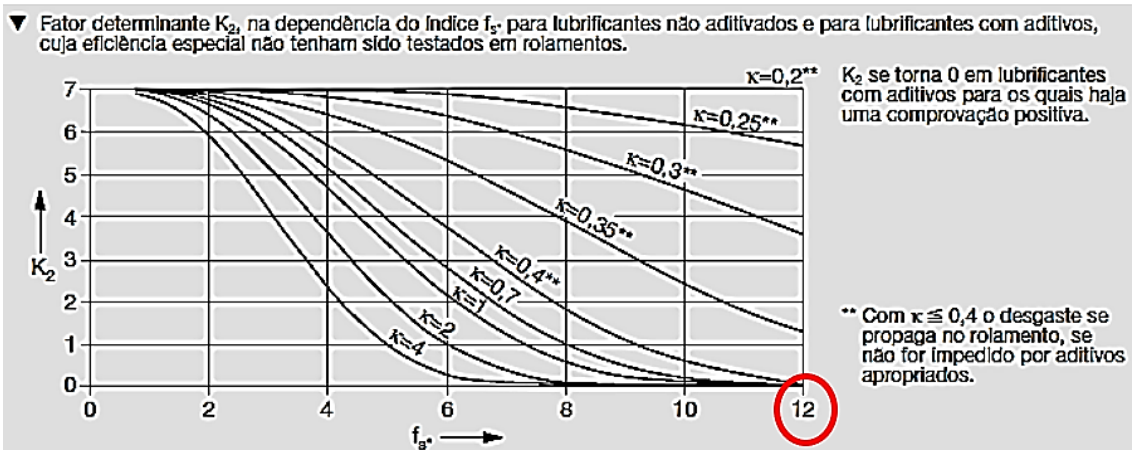


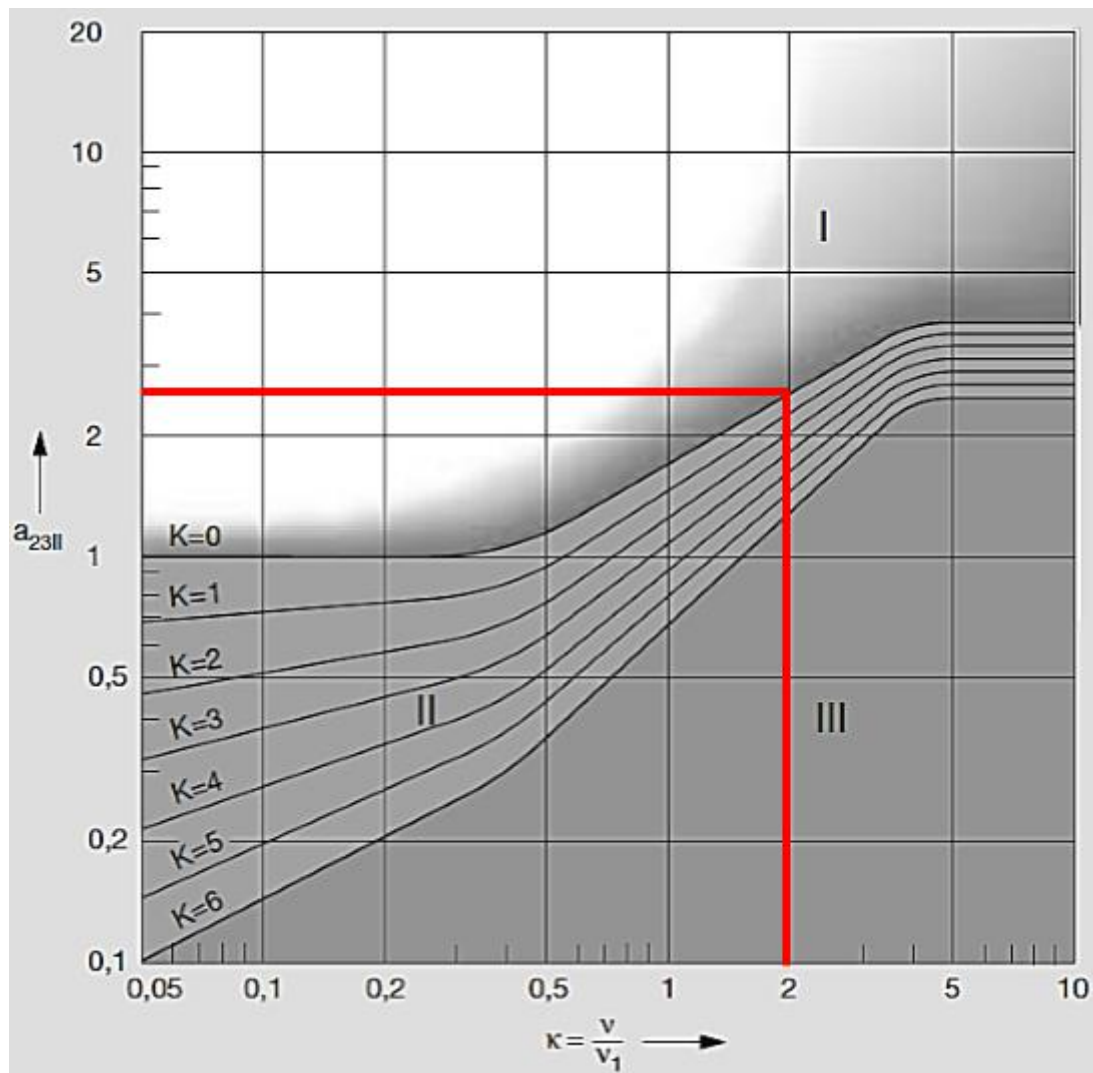
Diagrama K_1-f_s para determinar K_1



Determinar fator K_2

▼ Valor básico a_{23II} para a determinação do fator a_{23}

$\kappa = v/v_1$	relação de viscosidade
v	Viscosidade do lubrificante em serviço, vide à página 42
v_1	Viscosidade de referência, vide à página 42
$K = K_1 + K_2$	Fator determinante para o valor básico a_{23II} Vide à página 44



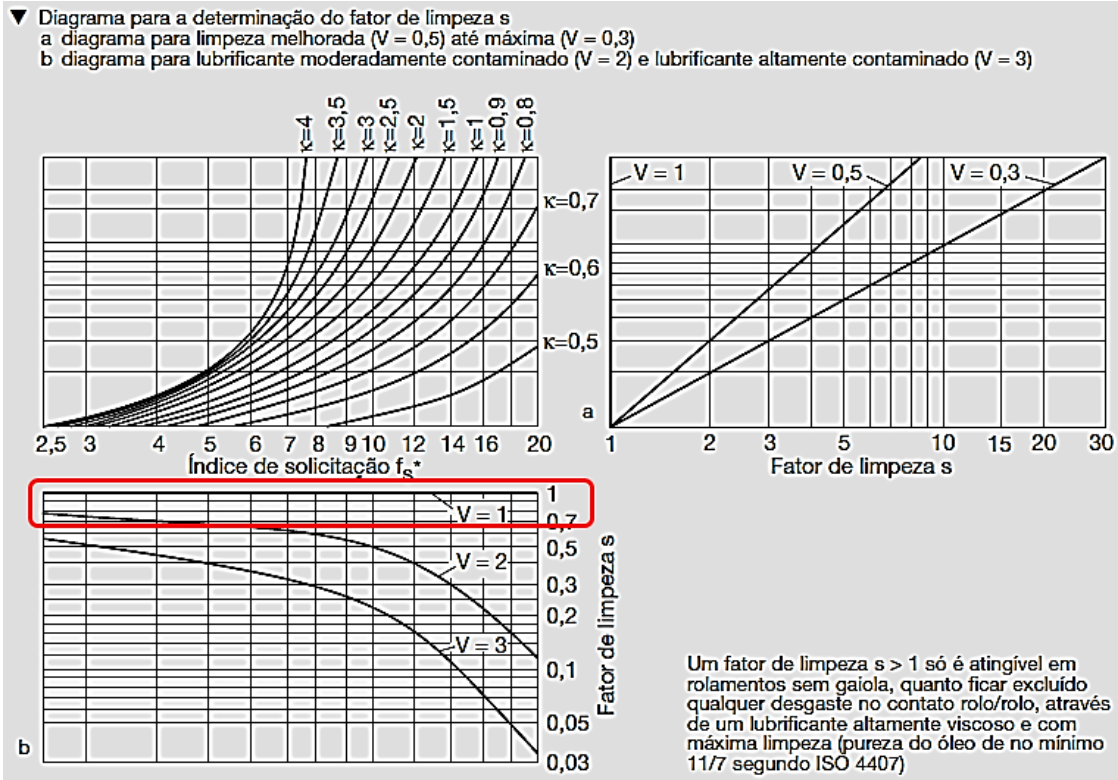
Campo

- I: Transição para a durabilidade permanente
Premissa: máxima limpeza na fresta de lubrificação e cargas não muito elevadas, lubrificante adequado
- II: Limpeza normal na fresta de lubrificação
(com aditivos comprovados em rolamentos, também, são possíveis valores de $a_{23} > 1$ com $\kappa < 0,4 a_{23}$)
- III: Condições de lubrificação inadequadas,
Contaminação do lubrificante,
Lubrificantes inadequados

Limites do cálculo de duração da vida

A falha do material também é considerada somente como causa de falha no cálculo ampliado da duração da vida. O cálculo ampliado da vida obtido só pode corresponder à "duração da vida efetiva do rolamento", se o prazo de utilização do lubrificante ou a duração da vida limitada por desgaste não for menor que a duração até a fadiga.

Determinar fator a_{23II}



Determinar fator *s*

Aplicação	Valor f_L a ser alcançado	Dados para o cálculo
Máquinas agrícolas		
Tratores agrícolas	1,5 ... 2	Vide veículos automotores
Máquinas automotrizes	1,5 ... 2	Vide veículos automotores
Máquinas de uso sazonal	1 ... 1,5	Potência máxima, n° de rotações nominal
Maquinaria de terraplanagem		
Tratores de esteira, carregadeiras	2 ... 2,5	Vide veículos automotores
Escavadeiras/mecanismo propulsor	1 ... 1,5	Valor médio de acionamento hidroestático
Escavadeiras/mecanismo giratório	1,5 ... 2	Número médio de rotações
Rolos compressores vibratórios, compactadores	1,5 ... 2,5	Força centrífuga · f_z (fator adicional $f_z = 1,1 \dots 1,3$)
Excitadores	1 ... 1,5	
Motores elétricos		
Motores para aparelhos eletrodomésticos	1,5 ... 2	Peso do rotor · f_z ; n° de rotações nominal
Motores de série	3,5 ... 4,5	Fator adicional $f_z = 1,5 \dots 2$ para motores estacionários
Motores de grande porte	4 ... 5	$f_z = 1,5 \dots 2,5$ para motores de tração
Motores de tração	3 ... 3,5	Com acionamento por pinhão: esforços generalizados
Laminadores, equipamentos siderúrgicos		
Laminadores	1 ... 3	Pressão média de laminação, velocidade de laminação (Valor f_L conforme o tipo de laminador e o programa de laminação)
Acionamento de laminadores	3 ... 4	Potência nominal, n° de rotações nominal
Mesas de rolos	2,5 ... 3,5	Peso do material a laminar, choques, velocidade de laminação
Máquinas de fundição por centrifugação	3,5 ... 4,5	Peso, desbalanceamento, n° de rotações nominal

Determinar fator f_L

▼ Valores f_L para rolamentos de rolos

$$f_L = \frac{10}{3} \sqrt{\frac{L_h}{500}} \frac{1}{f_L}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

Determinar fator L_h

