



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROMECHANICA

**MÁQUINA DE ANÁLISE E CORRECÇÃO DE DEFORMAÇÕES
EM MOLAS DE LÂMINA**

Filipe Emanuel Dias Azevedo Casimiro

Licenciado em Engenharia Electromecânica

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Electromecânica

Covilhã e UBI, Agosto de 2009

Dissertação realizada sob a orientação científica de,
Professor Doutor Pedro Miguel Figueiredo Dinis Oliveira Gaspar

e co-orientação de,
Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael,
Professor Doutor António Eduardo Vitória do Espírito Santo

e

Professor Doutor Bruno Jorge Ferreira Ribeiro

Professores Auxiliares
Departamento de Engenharia Electromecânica
Faculdade de Engenharia
Universidade da Beira Interior

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar o meu agradecimento a todos os meus professores, colegas, amigos e familiares, pelo apoio prestado na realização desta dissertação e pela motivação que sempre me deram.

Ao meu orientador, o Professor Doutor Pedro Miguel Figueiredo Dinis Oliveira Gaspar, professor auxiliar no Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, quero expressar o meu sincero agradecimento por toda a ajuda e disponibilidade que me proporcionou e pela amizade com que sempre convivemos.

Ao meu co-orientador, o Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, professor auxiliar no Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, quero também prestar o meu agradecimento pelo auxílio, disponibilidade e pelas boas ideias com que sempre me elucidou.

Gostaria também de agradecer ao Professor Doutor António Eduardo Vitória do Espírito Santo e ao Professor Doutor Bruno Jorge Ferreira Ribeiro, professores auxiliares no Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, também meus co-orientadores, pelo seu apoio e pelas ideias e opiniões que partilhámos nas reuniões da dissertação e pela boa camaradagem.

Quero agradecer também ao Professor Doutor Fernando Manuel Bigares Charrua Santos, professor auxiliar no Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade da Beira Interior, pelos seus conselhos e pela sua boa disposição com que sempre se disponibilizou.

Ao Sr. João Correia, técnico da Universidade da Beira Interior, quero também agradecer a disponibilidade com que sempre me recebeu e também pelo seu auxílio naquelas questões mais técnicas.

A todos os meus colegas de curso, especialmente àqueles que também realizaram a dissertação neste ano, quero agradecer o apoio e a amizade com que convivemos durante todos estes últimos anos.

Para os meus pais e irmã e toda a família, quero também deixar o meu agradecimento por todo o seu apoio e palavras de encorajamento durante todos estes anos de curso.

Um agradecimento especial para a minha namorada Joana Carmelo, por todo o apoio que me prestou durante a realização desta dissertação e pela disponibilidade que me ofereceu durante os dias de trabalho mais exigentes.

Não posso deixar de prestar também um agradecimento especial ao meu amigo Gonçalo Estêvão, que me proporcionou a visita à empresa Styria – Impormol, onde surgiu a motivação para a realização deste trabalho.

Também para o Sr. Guilherme Correia, chefe dos tempos e métodos da empresa Styria – Impormol, quero deixar o meu agradecimento pela disponibilidade oferecida e pelo à-vontade com que sempre me tratou.

Quero também agradecer ao Sr. José Prata da empresa LA2P pelo empréstimo de um sensor laser para a realização de alguns testes práticos.

À Universidade da Beira Interior, quero também deixar os meus agradecimentos, por toda a logística e conforto que me proporcionou durante todos estes anos de trabalho.

A todos aqueles que me apoiaram directa ou indirectamente para a conclusão desta dissertação, quero também deixar os meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

As molas de lâmina são elementos geralmente utilizados em suspensões de veículos pesados, pois permitem uma melhor distribuição de força ao longo de todo o chassis do veículo. O processo de fabrico destes elementos tem sido cada vez mais automatizado, face às dimensões e peso das molas. No entanto, estas tecnologias de conformação mecânica, envolvem algumas dificuldades e é usual que, na sua forma final, as molas surjam com algumas deformações (empeno), sendo a deformação longitudinal a mais crítica. Estas situações influenciam a fiabilidade e o desempenho das molas, pelo que é importante efectuar as correcções necessárias, de modo a que a montagem final das molas vá ao encontro das elevadas exigências de qualidade. Não existido na indústria sistemas automatizados para efectuar este processo de análise e de correcção, sendo ele actualmente realizado de forma manual, surge a necessidade de criar uma máquina que analise as deformações das molas e que, posteriormente, proceda à sua correcção de forma totalmente automatizada. Nesta dissertação é apresentado o projecto de desenvolvimento e de dimensionamento dos vários dispositivos e equipamentos que constituem um sistema com estas características, sendo apresentadas algumas soluções inovadoras tanto no que toca à análise como à correcção de deformações em molas de lâmina.

PALAVRAS-CHAVE

Molas de lâmina

Processo de fabrico

Deformações

Análise

Correcção

Automação

ABSTRACT

Leaf springs are generally used in suspension systems of large motor vehicles, since it allows an enhanced force distribution along the vehicle's chassis. The production process of these elements has been each time more automatized given the dimensions and weight of the leaf springs. However, these mechanical technologies imply some difficulties and it is usual that leaf springs, in its final form, come out with some deformations, of which the longitudinal deformation is the most critical. These situations influence the leaf spring's reliability and performance therefore it is important to perform the necessary corrections, so that the final assemblies of the leaf springs reach out the quality demands. In fact, there are no automatized systems in the industry to accomplish this correction process. As nowadays this is done manually, it is necessary to create a machine that analyze the deformations and then correct them in a totally automatized way. In this thesis it is presented the project of development and dimensioning of the distinct devices and equipments that compose a system with these characteristics, in which it is presented some innovator solutions in respect to the analysis and the correction of leaf spring's deformations.

KEYWORDS

*Leaf springs
Assembly line
Deformations
Analysis
Corrections
Automation*

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	I
RESUMO	III
ABSTRACT	V
ÍNDICE	VII
LISTA DE FIGURAS	XIII
LISTA DE TABELAS	XIX
NOMENCLATURA	XXIII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOLAS DE LÂMINA	1
1.1.1 Tipos de molas.....	3
Mola semi-elíptica	3
Mola semi-elíptica invertida.....	3
Mola elíptica.....	4
Mola semi-elíptica em cantilever	4
Mola cantilever	5
Mola em duplo cantilever	5
1.1.2 Processos de fabrico.....	6
Problemas no processo de fabrico.....	10
1.2 MOTIVAÇÃO.....	11
1.3 ESTUDO DE MERCADO	12
1.4 OBJECTIVOS E ESTRATÉGIAS	15
1.5 ORGANIZAÇÃO GERAL DA DISSERTAÇÃO.....	16
2 SISTEMA DE ANÁLISE	19
2.1 INTRODUÇÃO	19
2.2 OBJECTIVOS PRINCIPAIS	19
2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	20

2.4	DEFINIÇÃO DO CONCEITO.....	20
2.5	ESTRUTURA	21
2.6	SISTEMA DE MEDIÇÃO.....	23
2.6.1	Evolução do conceito.....	23
2.6.2	Componentes mecânicos	27
	Rolos de medição	27
	Suportes	28
	Actuadores	30
	Placas de Pré-ajuste.....	31
2.6.3	Sensores laser.....	33
2.6.4	Componentes de protecção.....	37
2.7	SISTEMA DE TRANSPORTE.....	38
2.7.1	Evolução do conceito.....	38
2.7.2	Componentes de suporte e fixação	40
	Placa de deslizamento.....	40
	Placas de suporte de molas	40
	Componentes de fixação	41
2.7.3	Componentes de movimentação linear	44
	Patins e Carris	45
	Cremalheira e Engrenagem.....	46
2.7.4	Sensores	48
	Encoder	48
	Sensores de presença de mola	49
	Sensores de fim-de-curso.....	50
2.7.5	Motor	52
2.7.6	Componentes de protecção.....	52
2.8	QUADRO DE AUTOMAÇÃO E CONTROLO.....	54
2.9	DESENHO CONJUNTO	56
3	MÉTODO DE ANÁLISE	57
3.1	INTRODUÇÃO.....	57
3.1.1	Torção	58
3.1.2	Camber.....	59

3.1.3	Curvatura	61
3.2	MODO DE CALIBRAÇÃO.....	65
3.3	ROTAÇÃO VIRTUAL	67
3.3.1	Método de cálculo.....	71
	Rotação virtual vertical.....	72
	Rotação virtual horizontal.....	79
4	SISTEMA DE CORRECÇÃO	83
4.1	INTRODUÇÃO	83
4.2	OBJECTIVOS PRINCIPAIS	83
4.3	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	84
4.4	DEFINIÇÃO DO CONCEITO	84
4.5	ESTRUTURA	85
4.6	MECANISMO DE CORRECÇÃO.....	87
4.6.1	Evolução do conceito.....	87
4.6.2	Sistema de laminagem.....	90
	Rolos de laminagem	90
	Veios e Rolamentos.....	91
	Suportes dos rolos de laminagem.....	93
	Estabilizadores.....	94
4.6.3	Parâmetros de laminagem	96
	Força de laminagem	96
	Velocidade de laminagem.....	100
	Binário de laminagem	102
4.7	SISTEMA ÓLEO-HIDRÁULICO	103
4.7.1	Abordagem do problema.....	104
4.7.2	Circuito do actuador hidráulico.....	105
	Cálculo da força do actuador	105
	Seleccção do actuador	106
	Teste da haste	107
	Cálculo do caudal de fluido hidráulico.....	108
	Cálculo da pressão	108
	Seleccção da válvula limitadora de pressão	109

Selecção da válvula direcciona.....	109
Válvula proporcional redutora de pressão	111
4.7.3 Circuito do motor hidráulico	112
Selecção da caixa de engrenagens.....	112
Selecção do motor hidráulico	113
Selecção da válvula limitadora de pressão.....	114
Selecção da válvula direcciona.....	115
4.7.4 Selecção das bombas hidráulicas	115
4.7.5 Selecção do motor eléctrico	117
4.7.6 Selecção da tubagem	118
4.7.7 Selecção do fluido hidráulico e do reservatório	119
4.8 DESENHO CONJUNTO	120
5 MÉTODO DE CORRECÇÃO	123
5.1 INTRODUÇÃO.....	123
5.2 CONTROLO DA FORÇA DE LAMINAGEM	124
5.3 CORRECÇÃO DA CURVATURA LONGITUDINAL	126
5.4 MODO DE APRENDIZAGEM.....	127
6 SISTEMAS DE INTERFACE.....	129
6.1 INTERFACE ITTSA.....	129
6.1.1 Posicionador.....	129
6.1.2 Sistema de remoção de carepa.....	132
6.1.3 Sistema de suporte.....	133
6.1.4 Sistema de transporte.....	134
6.2 INTERFACE ISASC	136
6.2.1 Evolução do conceito.....	136
6.2.2 Sistema de suporte.....	139
6.2.3 Sistema de transporte.....	140
7 PROGRAMA DE CONTROLO.....	143
7.1 INTRODUÇÃO.....	143

7.2	AUTÓMATO.....	143
7.3	CONTROLO DO SISTEMA DE ANÁLISE	146
7.3.1	Rotina de controlo principal.....	146
7.4	CONTROLO DO SISTEMA DE CORRECÇÃO.....	149
7.4.1	Rotina de controlo principal.....	150
8	CONCLUSÃO.....	153
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	157
	ANEXO A - DESENHOS TÉCNICOS	161
A.1.	SISTEMA DE ANÁLISE	161
A.2.	SISTEMA DE CORRECÇÃO	178
	ANEXO B - DADOS TÉCNICOS DOS COMPONENTES.....	181
B.1.	SISTEMA DE ANÁLISE	181
B.2.	SISTEMA DE CORRECÇÃO	196
B.3.	SISTEMA DE INTERFACE ITTSA.....	219
	ANEXO C - CARACTERÍSTICAS DE MATERIAIS	221
C.1.	AÇO INOXIDÁVEL MARTENSÍTICO X20CR13	221
C.2.	AÇO INOXIDÁVEL X5CRNi1810.....	222
C.3.	AÇO 86CrMoV7.....	222
	ANEXO D - CÁLCULOS	223
D.1.	SISTEMA DE ANÁLISE	223
D.2.	SISTEMA DE CORRECÇÃO	225
	ANEXO E - TESTES E SIMULAÇÕES.....	229
E.1.	SISTEMA DE ANÁLISE	229
E.2.	SISTEMA DE CORRECÇÃO	234

ANEXO F - CONTACTOS COM FORNECEDORES	239
F.1. MÓDULOS LINEARES	239
F.2. PATINS E CARRIS	240
F.3. SENSOR LASER DE MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA	242
ANEXO G - COMPONENTES DO SISTEMA DE ANÁLISE.....	245
ANEXO H - DESENHO CONJUNTO MACDML	249

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Aspecto geral de molas de lâmina [2].	1
Figura 1.2 – Aplicação de molas de lâmina num veículo [4].	2
Figura 1.3 – Mola de lâmina semi-elíptica.	3
Figura 1.4 – Mola de lâmina semi-elíptica invertida.	4
Figura 1.5 – Mola de lâmina elíptica.	4
Figura 1.6 – Mola de lâmina semi-elíptica em cantilever.	5
Figura 1.7 – Mola de lâmina em cantilever.	5
Figura 1.8 – Mola de lâmina em duplo cantilever.	6
Figura 1.9 – Processo que permite criar o furo central de alinhamento para molas de lâmina [5].	7
Figura 1.10 – Processo de laminagem no fabrico de molas de lâmina [5].	7
Figura 1.11 – Processo de formação dos olhais de uma mola de lâmina [5].	8
Figura 1.12 – Processo de formação do arco ou camber de uma mola de lâmina [5].	8
Figura 1.13 – Tratamento térmico realizado para endurecer uma mola de lâmina [5].	9
Figura 1.14 – Teste de desempenho a uma mola de lâmina após o seu fabrico e montagem [5].	9
Figura 1.15 – Deformações comuns no processo de fabrico de molas de lâmina, como a torção (A), o camber (B) e a curvatura longitudinal (C).	10
Figura 1.16 – Dispositivo manual de medição do perfil de superfície de molas de lâmina [5].	13
Figura 1.17 – Sistema de medição do perfil lateral de molas de lâmina [7].	13
Figura 1.18 – Dispositivo de medição de coordenadas para análise de molas de lâmina [5].	14
Figura 1.19 – Esquema representativo do sistema de correcção de molas de lâmina utilizado na empresa Styria - Impormol.	15
Figura 2.1 – Princípio de funcionamento do sistema de análise, onde são visíveis os pontos que formam a geometria da superfície da mola de lâmina.	20

Figura 2.2 – Estrutura do sistema de análise com vista em pormenor dos pés anti-vibratórios (A), pegas para empilhador (B) e junção à subestrutura (C).	22
Figura 2.3 – Conceito inicial considerado para a medição do sistema de análise. ...	24
Figura 2.4 – Conceito intermédio considerado para a medição do sistema de análise.	25
Figura 2.5 – Conceito final adoptado para a medição no sistema de análise.	26
Figura 2.6 – Princípio de funcionamento dos rolos de medição por contacto onde se observa a variação de distância pelo contacto com o perfil de curvatura da mola de lâmina.	27
Figura 2.7 – Vista em corte da montagem do rolo de medição por contacto no suporte.	28
Figura 2.8 – Montagem do suporte dos rolos de medição por contacto e alguns detalhes de componentes constituintes, como a ligação do suporte dos rolos ao tubo rectangular vertical (A), a junta de ligação aos patins (B) e a placa reflectora do feixe de luz do sensor laser (C).	29
Figura 2.9 – Actuador para o suporte dos rolos de medição, com um corte no cilindro e no espaçador para molas para melhor entender o seu funcionamento.	31
Figura 2.10 – Problema do afastamento mínimo entre os rolos de medição na entrada de uma mola de lâmina no sistema de medição. Áreas de contacto críticas e seguras.	31
Figura 2.11 – Placa de pré-ajuste e respectivo suporte ainda por montar junto ao sistema de medição já com uma placa de pré-ajuste. Pormenor da distância de contacto ideal (d_{ci}).	33
Figura 2.12 – Representação da medição das coordenadas verticais, z , feita pelos sensores laser.	34
Figura 2.13 – Representação da medição das coordenadas horizontais, y , feita pelos sensores laser.	35
Figura 2.14 – Montagem dos sensores de medição vertical no sistema de medição.	36
Figura 2.15 – Montagem dos sensores de medição vertical no sistema de medição.	36
Figura 2.16 – Protecção do sistema de medição.	37

Figura 2.17 – Conceito inicial considerado para o transportador do sistema de análise.....	39
Figura 2.18 – Conceito adoptado para o sistema de transporte.....	39
Figura 2.19 – Placa de deslizamento do transportador do sistema de análise.	40
Figura 2.20 – Placa de suporte de molas do transportador do sistema de análise. ...	41
Figura 2.21 – Montagem das duas placas de suporte com as barras de junção e com os apoios para os suportes dos electroímans.	41
Figura 2.22 – Electroímã de fixação de molas de lâmina e respectivo suporte.....	42
Figura 2.23 – Representação do transportador e vista em pormenor da articulação de um dos suportes dos electroímans.....	42
Figura 2.24 – Representação da movimentação do suporte articulado com uma junta universal.....	43
Figura 2.25 – Representação do modo de funcionamento de um patim e de um carril para movimentos lineares, onde são visíveis as esferas utilizadas para rolamento.	45
Figura 2.26 – Montagem dos patins e carris do sistema de transporte.....	46
Figura 2.27 – Utilização da engrenagem e da cremalheira para transformação do movimento rotacional do eixo do motor em movimento linear.	46
Figura 2.28 – Representação da sequência de montagem da cremalheira e do seu apoio na estrutura do sistema de análise e uma vista em pormenor do conjunto após montagem.	47
Figura 2.29 – Montagem da engrenagem e do encoder ao eixo do motor através do veio de ligação (VL) e utilização do acoplamento (A). Vista de detalhe do veio de ligação após montagem.	49
Figura 2.30 – Montagem do sensor de fotoeléctrico no suporte dos electroímans do transportador.....	50
Figura 2.31 – Montagem do suporte com o sensor e batentes de fim-de-curso no sistema de análise. Vista em pormenor do contacto do sensor de fim-de-curso com o batente na placa de deslizamento.....	51
Figura 2.32 – Protecção do sistema de transporte e vista em detalhe do enrolador da tela de protecção e da sua fixação ao transportador.....	53
Figura 2.33 – Desenho conjunto do sistema de análise.....	56
Figura 3.1 – Representação da medição de uma mola de lâmina pelo conjunto dos sensores laser de medição de distância (S1, S2, S3 e S4) e pelo encoder (E).	57

Figura 3.2 – Representação de uma mola de lâmina deformada longitudinalmente onde se apresenta o perfil médio e a variação de distância em x e em y para o cálculo da curvatura.....	63
Figura 3.3 – Representação do alinhamento de uma mola de lâmina padrão para calibração do sistema de análise.....	65
Figura 3.4 – Representação do problema da colocação de molas de lâmina no transportador fora do alinhamento com o plano vertical (A) e com o plano horizontal (B), correspondendo respectivamente a rotações no plano horizontal e vertical.....	67
Figura 3.5 – Representação bidimensional dos dados referentes a uma mola de lâmina padrão (A) e dos dados obtidos para uma mola de lâmina em análise colocada no transportador fora do alinhamento pretendido (B).	68
Figura 3.6 – Cruzamento de dados referentes a uma mola de lâmina padrão e uma mola de lâmina em análise, onde se apresenta a sucessão de triângulos rectângulos definidos pela mola em análise.....	69
Figura 3.7 – Translação vertical dos pontos da mola medida para fazer coincidir o primeiro ponto medido (P_{mi}) com o primeiro ponto tabelado (P_{ti}).....	70
Figura 3.8 – Mola virtualmente alinhada, sendo o perfil da mola medido coincidente com o perfil da mola tabelado.....	71
Figura 3.9 – Representação do resultado obtido no método de translação e rotação vertical.	75
Figura 3.10 – Ampliação em torno de um ponto P_{rvn} do perfil da mola em análise.	76
Figura 3.11 – Representação da linearização do perfil da mola analisada com vista em pormenor de um segmento de recta entre dois pontos.....	77
Figura 4.1 – Princípio de funcionamento do sistema de correcção de molas de lâmina.	84
Figura 4.2 – Estrutura do sistema de correcção.	86
Figura 4.3 – Conceito intermédio para o mecanismo de correcção de molas de lâmina, com a unidade óleo-hidráulica no interior.....	88
Figura 4.4 – Conceito final para o mecanismo de correcção de molas de lâmina. ...	89
Figura 4.5 – Rolos de laminagem do sistema de correcção.	90
Figura 4.6 – Montagem dos rolamentos e do eixo dos rolos de laminagem, bem como aporca, os espaçadores e o veio de ligação à caixa de engrenagens.....	93

Figura 4.7 – Suportes dos rolamentos dos rolos de laminagem e respectiva base e flange para ligação ao actuador hidráulico.....	94
Figura 4.8 – Estabilizadores do rolo de laminagem superior do sistema de correcção.	95
Figura 4.9 – Zona de deformação e ângulos de contacto na laminagem de uma peça rectangular.	97
Figura 4.10 – Representação das considerações tomadas para a correcção do perfil de curvatura por de laminagem.....	99
Figura 4.11 – Avanço da mola de lâmina em função da rotação do rolo de laminagem.....	101
Figura 4.12 – Representação do binário de laminagem.....	102
Figura 4.13 – Esquema do circuito óleo-hidráulico do sistema de correcção de molas de lâmina.....	105
Figura 4.14 – Representação do funcionamento de uma válvula direcciona 4/3. ..	110
Figura 4.15 – Desenho conjunto do sistema de correcção.	121
Figura 5.1 – Representação da correcção de uma mola de lâmina e das variáveis envolvidas no problema.	123
Figura 5.2 – Representação da variação da pressão em função do nível de tensão.	124
Figura 6.1 – Posição das molas de lâmina à saída do tratamento térmico.	130
Figura 6.2 – Posicionador para o interface ITTSA.	131
Figura 6.3 – Batentes do posicionador para o sistema de interface ITTSA.....	132
Figura 6.4 – Sistema de limpeza de molas de lâmina após o tratamento térmico. .	132
Figura 6.5 – Sistema de suporte de molas de lâmina do ITTSA.	134
Figura 6.6 – Sistema de interface entre o tratamento térmico e o sistema de análise.	135
Figura 6.7 – Conceito intermédio considerado para o ISASC que utilizava 3 actuadores lineares.....	137
Figura 6.8 – Conceito intermédio considerado para o ISASC onde se utilizavam 2 actuadores lineares.....	137
Figura 6.9 – Conceito final para o interface entre o sistema de análise e o sistema de correcção.	138
Figura 6.10 – Rolos de suporte de molas de lâmina do ISASC.	139

Figura 6.11 – Sistema de amortecimento e de deslocamento vertical.....	140
Figura 6.12 – Montagem dos carris patins e placas de suporte do ISASC.	141
Figura 6.13 – Motor, engrenagem e placa de suporte do ISASC.....	141
Figura 6.14 – Montagem do ISASC na estrutura do sistema de correcção.	142
Figura 6.15 – Integração do ISASC com o sistema de análise e correcção.	142
Figura 7.1 – Fotografia do autómato OPLC Vision 120 utilizado no projecto.....	145
Figura 7.2 – Fluxograma de controlo do sistema de análise (rotina principal).	148
Figura 7.3 – Fluxograma de controlo do sistema de correcção (rotina principal)....	152
Figura E.1 – Montagem experimental para teste do sensor laser de medição de distância.....	229
Figura E.2 – Gráfico da corrente de saída do sensor em função da distância medida.	230
Figura E.3 – Simulação computacional da deformação máxima do transportador por aplicação de uma força lateral.	231
Figura E.4 – Simulação da rotação virtual de uma mola de lâmina.	232
Figura E.5 – Medição dos valores após uma rotação virtual vertical.	233
Figura E.6 – Malha gerada para o processo de simulação e representação das forças envolvidas e das restrições impostas.....	234
Figura E.7 – Resultado obtido após a simulação para as tensões da estrutura do sistema de correcção.....	235
Figura E.8 – Resultado obtido após a simulação para a deformação máxima da estrutura do sistema de correcção.....	235
Figura E.9 – Simulação do carregamento aplicado ao apoio dos rolamentos do sistema de laminagem.	236
Figura E.10 – Simulação do comportamento do veio dos rolos de laminagem quando sujeitos à força de laminagem.	237

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Características principais dos tubos de aço da estrutura do sistema de análise.....	21
Tabela 2.2 – Características principais dos pés anti-vibratórios.	21
Tabela 2.3 – Características principais dos patins e carris do sistema de medição..	29
Tabela 2.4 – Características principais da mola helicoidal para o actuador.....	30
Tabela 2.5 – Características principais do sensor laser de medição de distância.	34
Tabela 2.6 – Características principais da junta universal.	43
Tabela 2.7 – Características principais dos electroímans.	44
Tabela 2.8 – Características principais dos patins e carris do sistema de transporte.	45
Tabela 2.9 – Características principais da engrenagem e da cremalheira.....	47
Tabela 2.10 – Características principais do encoder.	48
Tabela 2.11 – Características principais do sensor de proximidade fotoeléctrico.	49
Tabela 2.12 – Características principais do sensor de fim-de-curso.....	51
Tabela 2.13 – Características principais do motor.	52
Tabela 2.14 – Características principais da tela de protecção.	53
Tabela 2.15 – Características principais do contactor.....	54
Tabela 2.16 – Características principais da fonte de alimentação do sistema de análise.....	55
Tabela 2.17 – Características principais da coluna de sinalização.	55
Tabela 3.1 – Dados tabelados de uma mola padrão, Ref.: ABC.....	66
Tabela 4.1 – Características principais dos tubos de aço da estrutura do sistema de correcção.	85
Tabela 4.2 – Características principais do rolamento dos rolos de laminagem.....	92
Tabela 4.3 – Características principais das porcas para os veios dos rolos de laminagem.....	92
Tabela 4.4 – Características principais dos patins e carris dos estabilizadores.....	95
Tabela 4.5 – Características principais do cilindro hidráulico.....	107

Tabela 4.6 – Características principais da válvula limitadora de pressão do circuito do actuador.....	109
Tabela 4.7 – Características principais da válvula direcciona do circuito do actuador.....	110
Tabela 4.8 – Características principais da válvula proporcional redutora de pressão.....	111
Tabela 4.9 – Características principais da caixa de engrenagens.....	112
Tabela 4.10 – Características principais do motor hidráulico.....	113
Tabela 4.11 – Características principais da válvula limitadora de pressão do circuito do motor.....	114
Tabela 4.12 – Características principais da válvula direcciona do circuito do motor.....	115
Tabela 4.13 – Características principais da bomba hidráulica do circuito do actuador.....	116
Tabela 4.14 – Características principais da bomba hidráulica do circuito do motor.....	117
Tabela 4.15 – Características principais do motor eléctrico do sistema óleo-hidráulico.....	117
Tabela 4.16 – Características principais da tubagem do circuito do actuador.....	119
Tabela 4.17 – Características principais da tubagem do circuito do motor.....	119
Tabela 4.18 – Características principais do fluido hidráulico.....	120
Tabela 4.19 – Características principais do reservatório de fluido hidráulico.....	120
Tabela 6.1 – Características principais dos electroímãs.....	133
Tabela 6.2 – Características principais do actuador linear.....	134
Tabela 6.3 – Características principais dos componentes de transporte do ITTSA.....	135
Tabela 7.1 – Características principais do autómato.....	144
Tabela 7.2 – Variáveis de entrada e saída para o controlo do sistema de análise.....	146
Tabela 7.3 – Variáveis de entrada e saída para o controlo do sistema de correcção.....	149
Tabela D.1 – Parâmetros determinados para diferentes intervalos de amostragem.....	224
Tabela D.2 – Corrente consumida pelos componentes do sistema de análise.....	225

Tabela D.3 – Valores de força de laminagem obtidos para diferentes espessuras de molas de lâmina	225
Tabela D.4 – Valores de força de avanço do cilindro hidráulico para diferentes espessuras de molas de lâmina.....	226

NOMENCLATURA

Geral

a	Metade do comprimento do arco de contacto de laminagem
A_1	Área do êmbolo do actuador hidráulico do lado contrário à haste
A_2	Área do êmbolo do actuador hidráulico do lado da haste
Arm	Afastamento mínimo dos rolos de medição
b	Largura da mola de lâmina
b'	Largura do rolo de laminagem
cad_{mn}	Cateto adjacente do triângulo rectângulo definido pelo ponto P_{mi} e o ponto P_{mn}
$Camber_{mf}$	Camber medido no último ponto
$Camber_{mi}$	Camber medido no primeiro ponto
$Camber_{mn}$	Camber medido no ponto n
$Camber_{tf}$	Camber tabelado no último ponto
$Camber_{ti}$	Camber tabelado no primeiro ponto
$Camber_{tn}$	Camber tabelado no ponto n de uma mola padrão
$Camber'$	Percentagem de camber incorrecto total numa mola analisada
cop_{mn}	Cateto oposto do triângulo rectângulo definido pelo ponto P_{mi} e o ponto P_{mn}
$Curvatura$	Curvatura obtida pela definição da geometria diferencial
$Curvatura_{cn}$	Curvatura na vizinhança de um ponto n obtida com base na definição de curvatura da geometria diferencial
$Curvatura_{mn}$	Curvatura medida no ponto n
$Curvatura_{mn}^*$	Curvatura medida em termos práticos no ponto n
$Curvatura_{tf}$	Curvatura tabelada no último ponto
$Curvatura_{ti}$	Curvatura tabelada no primeiro ponto
$Curvatura_{tn}$	Curvatura tabelada no ponto n de uma mola padrão

$Curvatura'$	Percentagem de curvatura incorrecta total numa mola analisada
D, d	Diâmetro
d_{ci}	Distância de contacto ideal
d_i	Diâmetro interno da tubagem do sistema hidráulico
e	Diferença entre Δz_n e Δz_{real}
E	Módulo de elasticidade
F	Carga de laminagem para a correcção de molas de lâmina
F_a	Força de avanço do actuador hidráulico
F_{an}	Carga de laminagem aplicada num segmento da mola de lâmina
F_{atn}	Carga de laminagem tabelada para um segmento da mola de lâmina
F_{ced}	Força radial exercida pelo rolo de laminagem
$F_{fixação}$	Força desenvolvida pelo actuador hidráulico para fixação da mola de lâmina entre os rolos de laminagem
F_r	Força de retorno do actuador hidráulico
F'	Força mínima para que ocorra uma deformação plástica pontual
FS	Factor de segurança
h_0	Espessura inicial da mola de lâmina
h_1	Espessura final da mola de lâmina
h_n	Hipotenusa do triângulo rectângulo definido pelo ponto P_{mi} e o ponto P_{mn}
i	Relação de transmissão da caixa de engrenagens
$k_{\%_0}$	Percentagem de redução de espessura de uma mola de lâmina
L	Comprimento de uma mola de lâmina Curso da haste do actuador hidráulico
L_k	Comprimento da haste do actuador hidráulico a partir do qual pode ocorrer encurvadura
L_m	Comprimento total da mola analisada
L_p	Comprimento do arco de contacto no processo de laminagem
L_t	Comprimento total da mola tabelada
m_{lvn}	Declive da recta de linearização vertical do segmento de recta definido pelo ponto P_{rvn} e o ponto anterior

M	Binário de laminagem
mh_t	Declive horizontal do perfil da mola tabelada
mv_m	Declive vertical do perfil da mola analisada
mv_t	Declive vertical do perfil da mola tabelada
n	Índice de um ponto aleatório Índice de um intervalo aleatório
n_1, n	Velocidade de entrada na caixa de engrenagens Velocidade do motor hidráulico
n_2	Velocidade de saída da caixa de engrenagens
N	Número total de pontos medidos
N_r	Número de rolos de laminagem
p	Pressão do circuito hidráulico
p_a	Pressão exercida no avanço do actuador hidráulico
p_{an}	Pressão exercida no avanço do actuador hidráulico para um segmento da mola de lâmina
p_r	Pressão exercida no retorno do actuador hidráulico
$P_{(\Delta Torção \neq 0)}$	Ponto com torção na mola analisada
P_{an}	Potência de accionamento de uma bomba hidráulica
$P_{mecânica}$	Potência mecânica do actuador hidráulico
P_{mf}	Último ponto tridimensional medido
P_{mi}	Primeiro ponto tridimensional medido
P_{mn}	Ponto tridimensional de índice n medido
P_n	Ponto tridimensional de índice n (também designado ponto n)
P_{rvf}	Último ponto tridimensional de um perfil alinhado por rotação virtual vertical
P_{rvi}	Primeiro ponto tridimensional de um perfil alinhado por rotação virtual vertical
P_{rvn}	Ponto tridimensional de índice n do perfil alinhado por rotação virtual vertical
P_{tf}	Último ponto tridimensional tabelado
P_{ti}	Primeiro ponto tridimensional tabelado
P_{tn}	Ponto tridimensional de índice n tabelado

P_{vvn}	Ponto tridimensional de índice n da recta de linearização vertical
Q	Caudal de fluido
Q_a	Caudal de fluido necessário para o avanço do actuador hidráulico
$Q_{correção}$	Caudal de fluido que permite obter a velocidade de correcção de uma mola de lâmina
$Q_{posição}$	Caudal de fluido que permite obter a velocidade de posicionamento de uma mola de lâmina
Q_r	Caudal de fluido necessário para o retorno do actuador hidráulico
r	Raio dos rolos de laminagem
r_{RMC}	Raio dos rolos de medição por contacto
$S1_{mn}$	Valor medido pelo sensor 1 no ponto n
$S2_{mn}$	Valor medido pelo sensor 2 no ponto n
$S3_{mn}$	Valor medido pelo sensor 3 no ponto n
$S4_{mn}$	Valor medido pelo sensor 4 no ponto n
t	Intervalo de tempo
$Torção_{mn}$	Torção medida no ponto n
$Torção_{tn}$	Torção tabelada no ponto n de uma mola padrão
$Torção'$	Percentagem de torção total numa mola analisada
v	Velocidade de avanço da mola de lâmina
v_a	Velocidade do actuador hidráulico
v_i	Velocidade do fluido na tubagem do sistema hidráulico
V	Vazão ou deslocamento
V_c	Tensão de comando
V_{cn}	Tensão de comando para um segmento da mola de lâmina
x'_n	Abcissa da recta de linearização vertical
x_{mf}	Coordenada x do último ponto medido
x_{mi}, x_{m0}	Coordenada x do primeiro ponto medido
x_{mn}	Coordenada x do ponto P_{mn}
x_{rvn}	Coordenada x do ponto P_{rvn}
$x_{tf}, x_{t(N-1)}$	Coordenada x do último ponto tabelado
x_{ti}, x_{t0}	Coordenada x do primeiro ponto tabelado
x_{tn}	Coordenada x do ponto P_{tn}

x_{vvn}	Coordenada x do ponto P_{vvn}
$y_{mf}, y_{m(N-1)}$	Coordenada y do último ponto medido
y_{mi}, y_{m0}	Coordenada y do primeiro ponto medido
y_{mn}	Coordenada y do ponto P_{mn}
y_{mn}	Coordenada y do ponto P_{mn}
y_{rvn}	Coordenada y do ponto P_{rvn}
y_{thi}	Coordenada y do primeiro ponto do perfil com translação horizontal
$y_{tf}, y_{t(N-1)}$	Coordenada y do último ponto tabelado
y_{ti}, y_{t0}	Coordenada y do primeiro ponto tabelado
y_{tn}	Coordenada y do ponto P_{tn}
y_{vvn}	Coordenada y do ponto P_{vvn}
$z'_{lv}(x'_n)$	Ordenada da recta de linearização vertical
$z_{mf}, z_{m(N-1)}$	Coordenada z do último ponto medido
z_{mi}, z_{m0}	Coordenada z do primeiro ponto medido
z_{rvn}	Coordenada z do ponto P_{rvn}
$z_{tf}, z_{t(N-1)}$	Coordenada z do último ponto tabelado
z_{ti}, z_{t0}	Coordenada z do primeiro ponto tabelado
z_{tn}	Coordenada z do ponto P_{tn}
z_{tvi}	Coordenada z do primeiro ponto do perfil com translação vertical
z_{vvn}	Coordenada z do ponto P_{vvn}

Simbologia grega

α_m	Ângulo de inclinação vertical do perfil da mola analisada
α_t	Ângulo de inclinação vertical do perfil da mola tabelada
β_t	Ângulo de inclinação horizontal do perfil da mola tabelada
γ_n	Ângulo entre a hipotenusa e o cateto adjacente do triângulo rectângulo definido pelo ponto P_{mi} e o ponto P_{mn}
$\Delta\alpha$	Diferença entre os ângulos de inclinação vertical dos perfis da mola mediada e da mola tabelada
Δb	Varição de largura

ΔC_{Fan}	Curvatura num segmento da mola de lâmina provocada pela aplicação de uma carga de laminagem
ΔC_{Fatn}	Curvatura num segmento da mola de lâmina provocada pela aplicação de uma carga de laminagem tabelada
$\Delta Camber$	Estado do camber (correcto, elevado ou reduzido) da mola medida em relação ao camber da mola padrão
$\Delta Camber_n$	Diferença de camber no ponto n entre uma mola analisada e uma mola padrão
$\Delta Curvatura_n, \Delta$	Diferença de curvatura no ponto n entre uma mola analisada e uma mola padrão
Δh	Variação de espessura
$\Delta h_{m\acute{a}x}$	Variação de espessura máxima da mola de lâmina
ΔL	Variação de comprimento
Δt	Intervalo de tempo
$\Delta Torção_n$	Diferença de torção no ponto n entre uma mola analisada e uma mola padrão
Δx	Deslocamento Segmento de comprimento
Δx_n	Variação de x entre um dado ponto n e o ponto anterior
Δx_{real_n}	Diferença entre as coordenadas x dos pontos P_{tn} e P_{rvn}
Δy_n	Variação de y entre um dado ponto n e o ponto anterior
Δy_{th}	Deslocamento horizontal que é necessário aplicar a todos os pontos medidos para realizar uma translação horizontal
Δz_n	Diferença entre as coordenadas z dos pontos P_{vvn} e P_{rvn}
Δz_{real_n}	Diferença entre as coordenadas z dos pontos P_{tn} e P_{rvn}
Δz_{tv}	Deslocamento vertical que é necessário aplicar a todos os pontos medidos para realizar uma translação vertical
η_{ges}	Rendimento total da bomba
η_n	Ângulo do triângulo que anula a diferença de rotação vertical entre a mola medida e a mola tabelada no ponto n
η_v	Rendimento volumétrico do motor
θ	Ângulo de contacto no processo de laminagem

σ_{ced}	Tensão de cedência
σ_{max}	Tensão máxima para que ocorra uma deformação plástica pontual
ω	Velocidade angular
ω_{rolo}	Velocidade de rotação do rolo de laminagem
χ_{mola}	Factor associado ao tipo de mola de lâmina
χ_{mola_n}	Factor associado a um segmento do tipo de mola de lâmina

Siglas

E	Encoder
$S1$	Sensor 1
$S2$	Sensor 2
$S3$	Sensor 3
$S4$	Sensor 4
ISASC	Interface Sistema de Análise – Sistema de Correção
ITTSA	Interface Tratamento Térmico – Sistema de Análise
MACDML	Máquina de Análise e Correção de Deformações em Molas de Lâmina

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOLAS DE LÂMINA

De uma forma geral, as molas de lâmina¹ podem ser consideradas como vigas, principalmente no que diz respeito ao seu comportamento mecânico [1]. No entanto, estas “vigas” apresentam uma capacidade de flexão extremamente elevada, comparativamente a uma viga comum e é por isso que o seu perfil necessita de ser cuidadosamente definido, desenhado e fabricado.



Figura 1.1 – Aspecto geral de molas de lâmina [2].

A função das molas de lâmina é absorver impactos, o que é conseguido pela deformação da lâmina (flexão) por eles provocada e quanto maior for essa absorção, i.e., a flexão, menor será a vibração, ou choque, transmitido para o veículo em que a mola se encontra inserida. É por estas razões que todos os tipos de veículo, incluindo os que se movem sobre carris, como os comboios, necessitam de ter um sistema de amortecimento, de modo a que o transporte ou a viagem se torne cómoda e suave. Para além das razões óbvias de conforto para os passageiros ou carga, a utilização de sistemas de amortecimento prolongam a vida útil do veículo.

Embora não se saiba ao certo qual a primeira vez que foi utilizada uma mola de lâmina, ou qual a sua origem, o facto é que desde 1750 estas molas tornaram-se bastante populares e foram adoptadas por muitas marcas de veículos. No entanto, a

¹ *Molas de lâmina* são também conhecidas como molas parabólicas, semi-elípticas, de carga e até por molas de carroça.

partir de 1970, a sua utilização foi reduzida, visto que começaram a ser utilizadas molas helicoidais, passando estas a ser a preferência número um para veículos ligeiros [3].

Não obstante, as vantagens da utilização de molas de lâmina não se perderam com a história e estas continuam a ser bastante utilizadas, nomeadamente quando se trata de cargas elevadas.

Estas molas, com uma forma bastante simples e normalmente feitas em aço, permitem então que os veículos, principalmente os mais pesados, como os camiões, os comboios de mercadorias e alguns tipos de carrinhas tenham um bom desempenho ao nível do amortecimento e do suporte de pesos elevados. Isto porque as molas de lâmina permitem uma distribuição de carga mais uniforme ao longo de todo o chassis do veículo, ao contrário das molas helicoidais que concentram a força numa área bastante reduzida.



Figura 1.2 – Aplicação de molas de lâmina num veículo [4].

Outra das vantagens da utilização deste tipo de amortecimento prende-se no facto de permitir um suporte rígido do eixo traseiro dos veículos, dispensando a utilização de outros elementos estabilizadores.

1.1.1 Tipos de molas

As molas de lâmina podem ser combinadas e dispostas de várias formas diferentes em função da sua aplicação, de modo a poderem suportar as cargas envolvidas e de modo a produzirem um amortecimento eficiente. Dentro das configurações possíveis destacam-se as molas semi-elípticas, elípticas e de cantilever² [1]. De seguida, descrevem-se resumidamente alguns dos arranjos possíveis de molas de lâmina.

Mola semi-elíptica

Este tipo de configuração de mola de lâmina é o mais comum e o mais utilizado, independentemente da aplicação, sendo por isso considerado o modelo para molas de lâmina de utilização geral.

Nesta configuração o peso é suportado em ambas as extremidades da mola de lâmina (olhais), sendo esta suportada ao centro, ou seja, quando a mola é carregada, as suas extremidades flectem.

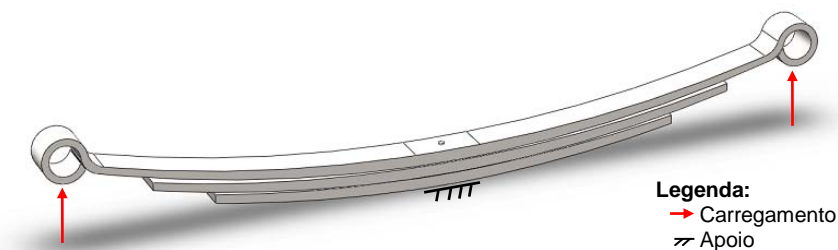


Figura 1.3 – Mola de lâmina semi-elíptica.

Mola semi-elíptica invertida

Como o próprio nome indica, esta configuração é semelhante à configuração semi-elíptica, descrita anteriormente, mas de forma invertida. Neste caso, o peso é suportado ao centro e as extremidades encontram-se fixas. Assim, sempre que há

² *Cantilever* é um termo que designa um braço apoiado num único ponto, ou um braço de suporte.

carregamento da mola, o centro desta movimenta-se. A sua utilização é normalmente feita em carruagens, vagões e locomotivas.

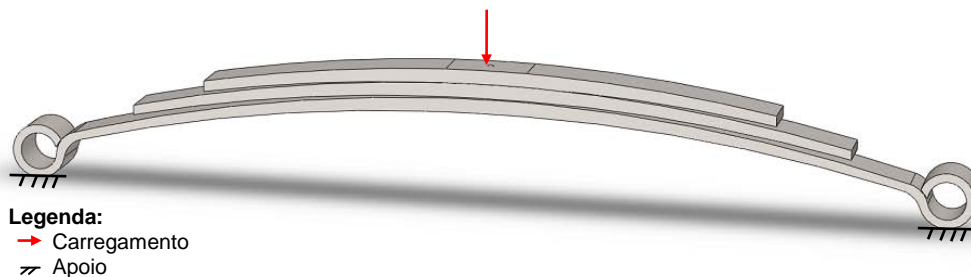


Figura 1.4 – Mola de lâmina semi-elíptica invertida.

Mola elíptica

As molas elípticas têm uma configuração constituída por duas molas semi-elípticas, sendo normalmente utilizadas em carruagens de transporte de passageiros pois permitem absorver mais impactos, na medida em que a sua flexão é o dobro da flexão de uma mola semi-elíptica, para uma mesma carga aplicada.

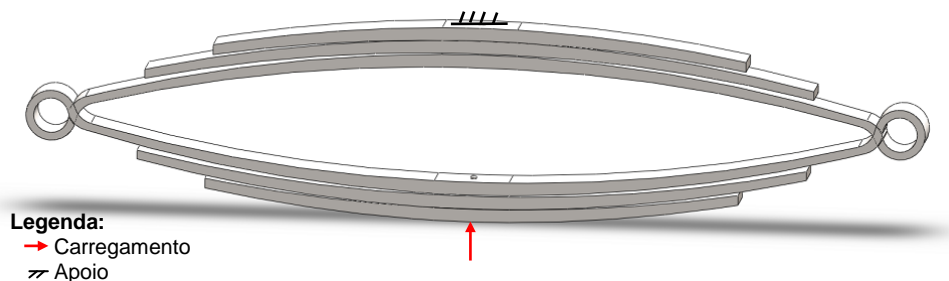


Figura 1.5 – Mola de lâmina elíptica.

Mola semi-elíptica em cantilever

Este tipo de configuração é semelhante ao de uma mola semi-elíptica, no entanto a carga é aplicada apenas numa extremidade, estando o centro da mola fixo e a outra extremidade apoiada. Estas molas foram primeiramente utilizadas em carruagens de transporte de passageiros, no entanto, actualmente a sua maior área de aplicação são os autocarros de transporte de passageiros.

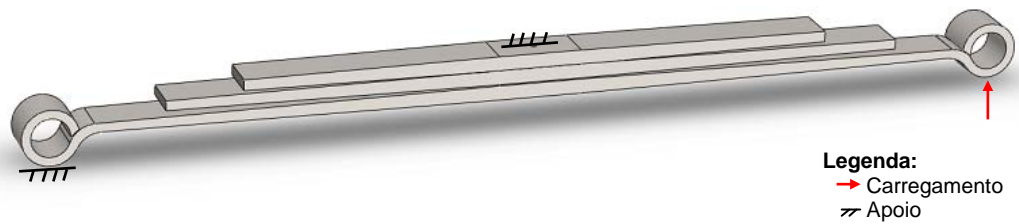


Figura 1.6 – Mola de lâmina semi-elíptica em cantilever.

Mola cantilever

Uma mola cantilever tem uma das suas extremidades fixa, enquanto a outra se encontra a suportar a carga. A solidez de fixação desta configuração é equiparada à de um encastramento o que trás inúmeras vantagens em alguns tipos de aplicação. A sua utilização exclui-se apenas dos veículos automóveis ligeiros.

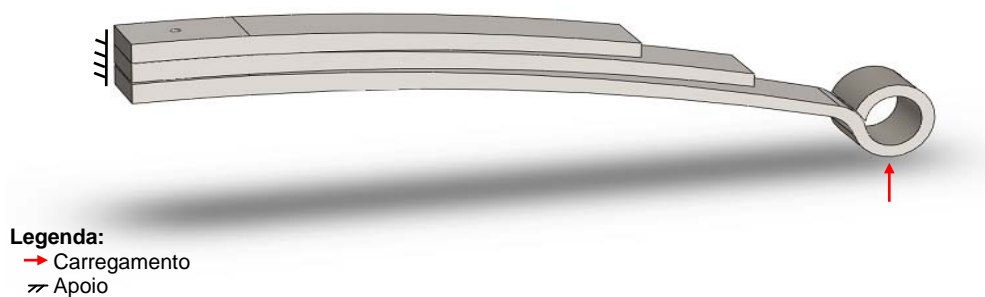


Figura 1.7 – Mola de lâmina em cantilever

Mola em duplo cantilever

A configuração em duplo cantilever é conseguida através da utilização de um suporte rígido no centro da mola e apoiando as extremidades dessa mesma mola ao chassis do veículo. A sua utilização é feita em comboios, mas apenas em casos excepcionais.

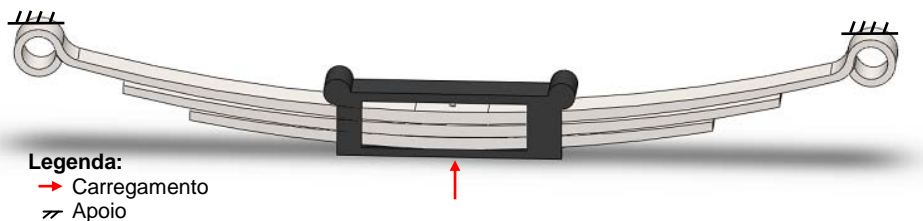


Figura 1.8 – Mola de lâmina em duplo cantilever.

1.1.2 Processos de fabrico

O fabrico de molas de lâmina, nos seus primórdios era realizado de forma manual através de um processo de forjamento. Neste processo o operário aquecia uma barra de aço num forno a elevadas temperaturas, de modo a que o material ficasse num estado plástico mais fácil de moldar. Depois disto, podiam ser utilizadas calandras³ ou moldes pré-fabricados para formar os olhais e para criar o arco, ou camber pretendido. Depois disto, a mola ainda quente, era mergulhada num banho de óleo de modo a aumentar a sua resistência (tratamento térmico) [1].

Com a evolução da tecnologia este procedimento caiu em desuso e, na actualidade, o fabrico de molas de lâmina é efectuado com recurso a processos automatizados cujo princípio de fabrico se mantém inalterável. Seguidamente apresenta-se sumariamente o processo de fabrico actual de molas de lâmina.

Nos processos de fabrico industriais, numa fase inicial, os materiais que irão dar origem as molas de lâmina, i.e., o silício manganês ou os aços 50CrV4 ou 58CrV4, usualmente conhecidos por aço-mola, são sujeitos a um controlo de qualidade onde se realizam testes químicos, metalúrgicos e análises microscópicas a fim de verificar se o material vai ao encontro dos padrões de qualidade [1].

Posto isto o material segue para a linha de produção, onde irá passar por várias fases ou estágios de processo, tais como o corte, o pré-aquecimento, a furação para alinhamento, forjamento, tratamento térmico, montagem e pintura.

³ *Calandra* é um mecanismo de conformação mecânica, que utiliza três rolos cilíndricos dispostos em triângulo e que permitem que o material ao passar entre eles adquira um arco, definido em função da altura do rolo central.



Figura 1.9 – Processo que permite criar o furo central de alinhamento para molas de lâmina [5].

No processo de forjamento, as molas são aquecidas até atingirem um estado plástico para poderem ser laminadas mais facilmente e adquirem o perfil pretendido. Na figura abaixo encontra-se representado o processo de laminagem a quente realizado no fabrico de molas de lâmina.



Figura 1.10 – Processo de laminagem no fabrico de molas de lâmina [5].

É também nesta fase que são formados os olhais das molas (Figura 1.11), onde se utiliza uma máquina que faz rodar a extremidade da barra de aço (em estado plástico), em torno de um cilindro com o diâmetro correspondente ao que se quer para o olhal.



Figura 1.11 – Processo de formação dos olhais de uma mola de lâmina [5].

Posto isto, a mola é colocada sobre um molde, ou matriz, que por sua vez é fechado através de hidráulicos, definindo o camber, ou arco da mola, como se mostra na Figura 1.12.



Figura 1.12 – Processo de formação do arco ou camber de uma mola de lâmina [5].

Depois deste processo, segue-se o tratamento térmico, em banho de óleo. Este processo é extremamente importante, já que é através dele que o material adquire propriedades que o permitem ser utilizado como uma mola, oferecendo a flexibilidade, a resistência e a dureza necessária para suportar as cargas exigidas. O tempo de permanência no banho de óleo é portanto muito específico e definido em função da espessura da mola. Comumente as molas são deixadas em banho de óleo cerca de seis segundos por cada milímetro de espessura [1].



Figura 1.13 – Tratamento térmico realizado para endurecer uma mola de lâmina [5].

Seguidamente, as molas são sujeitas a um tratamento superficial de granalhagem que prolonga seu tempo de vida útil e elimina as tensões superficiais. Este processo permite também remover resíduos e sujidade da superfície da mola, que fica assim apta para a pintura.

Depois da pintura, são incorporados nas molas os elementos necessários para que possam ser montadas no veículo e, no caso de serem multi-lâmina, é também nesta fase que se agrupa a mola de lâmina principal (mestra) com as secundárias. Nesta última fase do processo, todas as molas são sujeitas a testes de desempenho à flexão, pela aplicação de uma carga ao centro, sendo medido o valor da reacção oposta. Na Figura 1.14 está representado o método de realização dos testes de desempenho.



Figura 1.14 – Teste de desempenho a uma mola de lâmina após o seu fabrico e montagem [5].

Problemas no processo de fabrico

O processo de fabrico de molas de lâmina, apesar de automatizado, por vezes cria algumas deformações, sendo o resultado final uma mola fora dos padrões exigidos.

Dentro das deformações que podem surgir durante o processo de fabrico de molas de lâmina, como uma torção indesejada (Figura 1.15 – A) ou um camber incorrecto (Figura 1.15 – B), é a deformação do perfil longitudinal, i.e., a existência de uma curvatura longitudinal (Figura 1.15) a mais crítica e a que ocorre mais frequentemente, devido a problemas derivados do alinhamento incorrecto na formação do camber e do escorregamento nos processos de conformação mecânica, como a laminagem. Este “empeno” condiciona também o alinhamento das lâminas numa mola multi-lâmina durante a sua montagem, resultando numa mola com capacidade de carga reduzida, o que é indesejável. Na Figura 1.15 apresentam-se os três tipos de deformações mais comuns, resultantes do processo de fabrico de molas de lâmina.

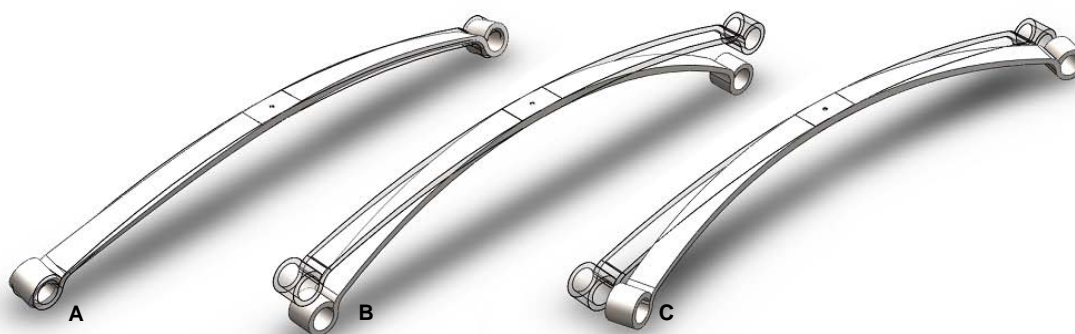


Figura 1.15 – Deformações comuns no processo de fabrico de molas de lâmina, como a torção (A), o camber (B) e a curvatura longitudinal (C).

Note-se que estas deformações se acentuam ainda mais após o tratamento térmico, devido às tensões superficiais a que o material fica sujeito e também ao arrefecimento deficiente das molas de lâmina, muitas das vezes proporcionado pela sobreposição de molas à saída do tratamento térmico.

1.2 MOTIVAÇÃO

Numa visita a uma das maiores empresas de fabrico de molas de lâmina em Portugal, a Impormol, situada na Azambuja e que faz parte de uma divisão do grupo Frauenthal Automotive Components [6], a Styria⁴, foi possível acompanhar todo o processo de fabrico de uma mola de lâmina, desde a entrada do material em bruto, até à sua expedição. Durante o seguimento da linha de produção foi possível observar detalhadamente o modo de funcionamento de cada uma das fases de produção, como o corte do material, o seu pré-aquecimento, a furação central e a colocação de picoletes⁵. Neste seguimento, foram vistos também os processos de laminagem a quente e a formação do camber, ou arco da mola, o tratamento térmico e todos os restantes processos até ao seu teste de desempenho e por fim a sua expedição dos armazéns.

Todos os processos comuns se mostraram interessantes, no entanto, foi após o tratamento térmico que se observou um processo pouco comum, a análise e correcção de molas de lâmina, que normalmente não é considerado na produção de molas de lâmina. Nesta fase as molas eram analisadas manualmente, sendo colocadas numa bancada modelo, vulgarmente chamada de gabarito, que é fabricada e configurada para cada tipo de mola de lâmina produzida pela empresa Styria – Impormol. Alguns dos gabaritos eram constituídos por uma lâmpada fluorescente, colocada por baixo da mola de lâmina em análise e, caso esta estivesse deformada, i.e., com curvatura longitudinal, vulgo empenada, a luz passava entre a mola e a superfície vertical onde a mola era encostada. Existia ainda outro tipo de gabarito cuja função era avaliar a torção da mola, ou desalinhamento dos olhais e cujo funcionamento se baseava na passagem de um carrinho em forma de U ao longo de todo o comprimento da mola. Caso o carrinho em U encostasse à superfície da mola em análise, o operário ficava a saber que esta se encontrava torcida e os olhais desalinhados. Depois de conhecer o estado da mola de lâmina, o operário efectuava a sua correcção através de um sistema bastante interessante, um

⁴ *Styria* é um grupo europeu líder no projecto e fabrico de molas de lâmina e estabilizadores para a indústria automóvel.

⁵ Picolete é uma saliência na superfície de uma mola para o alinhamento entre as várias lâminas que a constituem.

laminador parcial que actuava junto à face côncava da mola, esticando essa zona e retirando a curvatura longitudinal. A mola era novamente colocada no gabarito para ser reanalisada e se aos olhos do operário estivesse correcta, era colocada novamente na linha de produção, caso contrário, era novamente laminada parcialmente e, mais uma vez, reanalisada até ficar corrigida ou até ser eliminada da linha de produção, sendo considerada defeituosa.

Este processo, para além de se mostrar interessante, mostrou-se também bastante exigente a nível físico para os trabalhadores na medida em que algumas molas chegam a pesar cerca de 40 kg, sendo necessários dois operadores para a manusear. Para além disso, o grau de precisão da análise realizada pelo operário é muito relativa, já que “aos olhos” de diferentes operadores a mola pode estar empenada ou não.

Perante esta problemática e tendo em conta as vantagens da utilização das molas de lâmina como componentes de amortecimento em transportes pesados, sejam eles de carga ou passageiros, surge a motivação de contribuir de alguma forma para a correcção deste problema, i.e., projectar um sistema de análise e correcção de deformações em molas de lâmina, completamente autónomo, versátil e preciso.

1.3 ESTUDO DE MERCADO

Face aos problemas existentes no fabrico de molas de lâmina e a motivação de projectar um sistema capaz de os analisar e corrigir, numa primeira fase, é necessário procurar informação sobre a existência de sistemas ou dispositivos que sejam capazes de avaliar o estado de uma mola e que realizem a sua correcção.

A realização de um estudo de mercado permitiu verificar que para a análise de molas de lâmina existem já, dispositivos específicos capazes de avaliar o perfil superficial de uma mola de lâmina. Estes dispositivos utilizam um sistema de medição por contacto, onde um pequeno rolo é feito rodar manualmente sobre a superfície de uma mola de lâmina e sempre que há alteração do seu perfil, esses deslocamentos são medidos através de um dispositivo electrónico, usualmente conhecido por LVDT⁶ e registados num computador. Posteriormente é gerado um

⁶ LVDT, do inglês, *Linear Variable Differential Transformer*.

gráfico correspondente ao perfil de superfície de uma mola de lâmina, que permite verificar se a mola de lâmina tem um perfil superficial correcto ou não. Na Figura 1.16 apresenta-se um destes dispositivos, utilizado na Styria – Impormol.

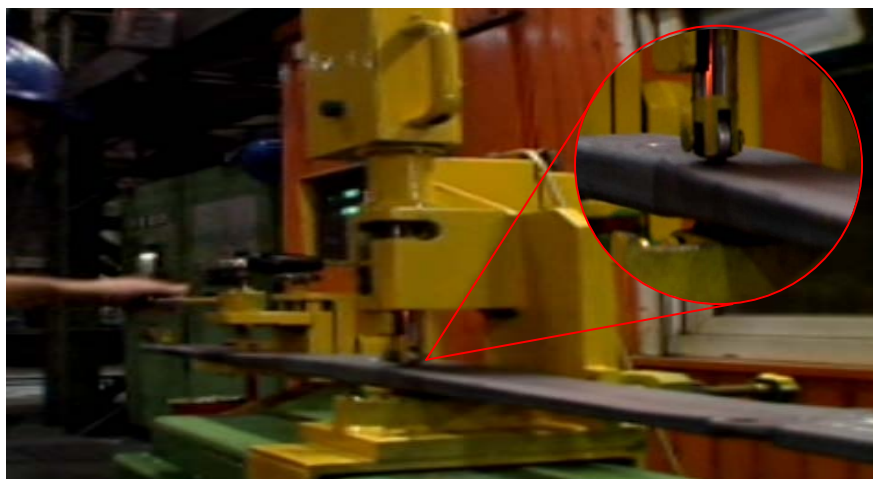


Figura 1.16 – Dispositivo manual de medição do perfil de superfície de molas de lâmina [5].

A utilização deste dispositivo permite verificar se as máquinas de fabrico de molas de lâmina foram ajustadas correctamente após a troca do tipo de lâmina para fabrico, de modo a garantir que todas saem de acordo com o perfil pretendido.

Existe ainda um sistema da Leadtech semelhante a este, mas para medir o perfil lateral longitudinal de uma mola de lâmina, cujo funcionamento é em tudo igual ao do sistema descrito anteriormente, diferindo apenas na colocação lateral da mola de lâmina, como se mostra na Figura 1.17.



Figura 1.17 – Sistema de medição do perfil lateral de molas de lâmina [7].

Neste estudo de mercado foi possível ainda encontrar outros tipos de aparelhos aptos a realizar medições, como foi o caso do CMM⁷, i.e., dos dispositivos de medição de coordenadas. Estes dispositivos, tal como o nome indica, permitem realizar medições através da obtenção de coordenadas espaciais, em duas ou três dimensões. Nas empresas de produção de molas de lâmina estes dispositivos são muito utilizados, mas apenas em ambiente reservado, i.e., em laboratórios metrológicos, para se efectuar uma análise rigorosa de uma peça de um determinado lote de produção. Na Figura 1.18 apresenta-se um destes sistemas, utilizado nos laboratórios metrológicos da Styria Group.



Figura 1.18 – Dispositivo de medição de coordenadas para análise de molas de lâmina [5].

Em relação à correcção de molas de lâmina, o estudo realizado mostrou que a existência de mecanismos para realizar esta operação é muito escassa. Contudo, nas empresas mais recentes com novos sistemas de produção de molas de lâmina, cada máquina já incorpora alguns mecanismos de correcção *in situ* o que leva à obtenção de melhores resultados finais.

No entanto, após algum uso destas novas máquinas, ocorre desgaste e as deformações tendem a surgir novamente. É por isso que a empresa Styria – Impormol utiliza um mecanismo capaz de realizar correcções ao nível da curvatura longitudinal. Como referido na secção anterior, este dispositivo ou sistema, não é mais que um laminador, com algumas características que o permitem corrigir as molas, nomeadamente a inclinação dos rolos de laminagem que actuam junto à

⁷ CMM, do inglês, *Coordinate Measuring Machine*.

lateral côncava da mola de lâmina, a fim de fazer o material ceder nessa zona, provocando-lhe uma extensão longitudinal, fazendo com que a mola fique alinhada. Este sistema de correcção é exclusivo da empresa referida acima e não pôde ser cedida uma fotografia, apresentando-se apenas um esboço representativo na Figura 1.19.

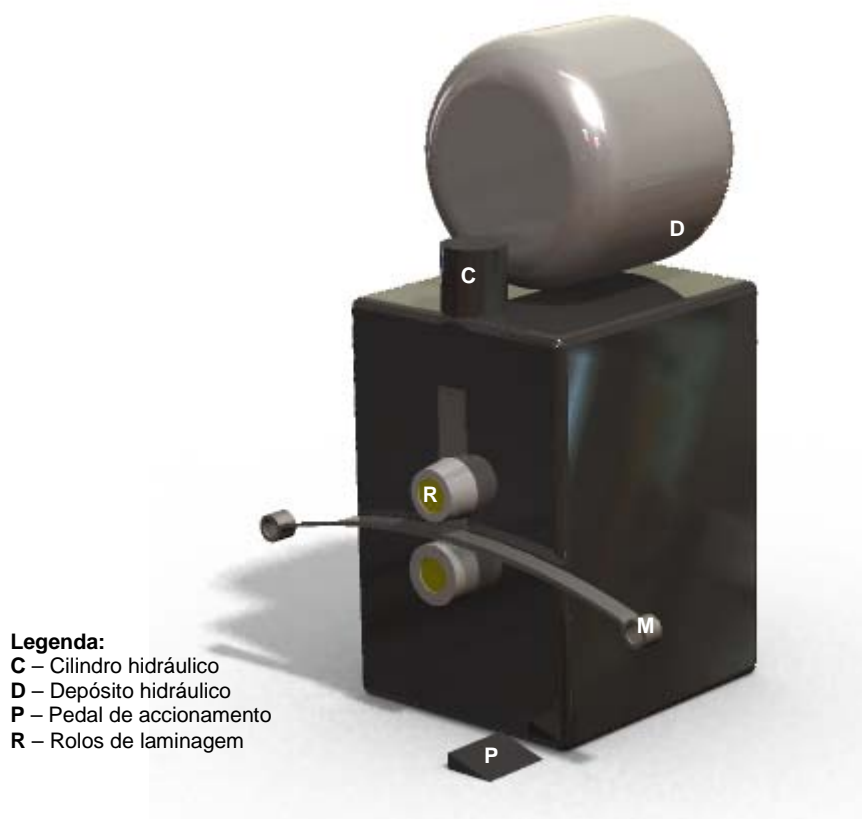


Figura 1.19 – Esquema representativo do sistema de correcção de molas de lâmina utilizado na empresa Styria - Impormol.

1.4 OBJECTIVOS E ESTRATÉGIAS

Tendo em conta toda a problemática envolvida na produção de molas de lâmina e face à carência de sistemas e mecanismos capazes de efectuar uma análise rápida e precisa aos defeitos mais comuns de uma mola de lâmina após o seu fabrico e que posteriormente a corrijam, pretende-se projectar uma máquina de análise e correcção de deformações em molas de lâmina.

Para o sistema de análise, os objectivos principais são a precisão, a versatilidade, o baixo custo e capacidade de realizar um controlo de qualidade integral, i.e., para todas as molas produzidas.

Relativamente ao sistema de correcção, pretende-se que este seja capaz de corrigir a deformação mais crítica de uma mola de lâmina após o seu fabrico, ou seja, a correcção da curvatura longitudinal, independentemente do seu tipo.

Pretende-se também que ambos os sistemas operem de forma totalmente autónomo e que possam trocar informações acerca do estado da mola e do modo como esta será corrigida.

Para satisfazer as exigências impostas pelos objectivos deste trabalho, ou projecto, o seu desenvolvimento irá necessitar de recorrer a muitas das áreas científicas e técnicas da Electromecânica, sendo este o ramo em que esta dissertação se insere.

1.5 ORGANIZAÇÃO GERAL DA DISSERTAÇÃO

Estruturalmente, esta dissertação encontra-se dividida em oito capítulos de modo a seccionar os aspectos mais relevantes do tema em desenvolvimento e facilitar a sua compreensão.

Neste capítulo, descreve-se sumariamente as molas de lâmina, mostrando quais os tipos existentes, o local de aplicação e qual ou quais as suas vantagens. Descrevem-se ainda as etapas essenciais do seu processo de fabrico e os problemas que dele advêm. Ainda neste capítulo inicial é apresentado um estudo de mercado acerca de produtos existentes actualmente que permitem fazer a análise e a correcção de deformações de molas de lâmina e definem-se os objectivos e as estratégias propostos para esta dissertação.

No capítulo 0 são expostos os objectivos principais para o sistema de análise que se pretende projectar, define-se o seu princípio de funcionamento e apresenta-se a evolução do conceito. Posto isto, descrevem-se os seus subsistemas constituintes, os componentes que os constituem e o modo como estes se agrupam entre si. No final do capítulo apresenta-se o desenho conjunto do sistema de análise projectado.

O capítulo 3 desta dissertação refere-se ao método de análise e nele é descrito pormenorizadamente a forma como se avalia os estados de deformação de uma mola de lâmina. Descreve-se ainda o modo de calibração e o processo de alinhamento virtual das molas de lâmina (rotação virtual).

No capítulo 0 é apresentado o sistema de correcção, definindo os objectivos principais e o seu princípio de funcionamento. Neste capítulo são ainda descritos os componentes que constituem o sistema de correcção e é dimensionado o circuito óleo-hidráulico responsável por exercer a força e a rotação necessárias para a laminagem assimétrica de correcção de molas de lâmina. Definem-se ainda os parâmetros de laminagem e apresenta-se o desenho conjunto do sistema de correcção projectado.

No capítulo 0 descreve-se o método de correcção, definindo o modo de controlo da força de laminagem e o processo de correcção da curvatura longitudinal de uma mola de lâmina. Neste capítulo descreve-se ainda o modo de aprendizagem do sistema de correcção.

No capítulo 6 são apresentados os sistemas de interface entre o tratamento térmico e o sistema de análise (ITTSA) e ainda o sistema de interface entre o sistema de análise e o sistema de correcção (ISASC). Sobre cada um destes sistemas de interface, são apresentados os seus componentes constituintes e descreve-se o seu modo de funcionamento.

O capítulo 7 desta dissertação diz respeito ao programa de controlo do sistema de análise e do sistema de correcção. Nele é apresentado o autómato utilizado e são descritas as rotinas principais destes dois sistemas.

No último capítulo desta dissertação são apresentadas as conclusões e as contribuições de todo o trabalho desenvolvido. Apontam-se ainda algumas direcções para futuros desenvolvimentos dentro desta temática.

Desta dissertação faz ainda parte uma secção de anexos com desenhos técnicos, dados técnicos de componentes e onde são também incluídos os cálculos, os testes e as simulações realizadas durante o desenvolvimento do projecto.

2 SISTEMA DE ANÁLISE

2.1 INTRODUÇÃO

Durante o processo de fabrico de molas de lâmina, como referido anteriormente no capítulo anterior, surgem algumas deformações, quer sejam por efeito cumulativo devido aos desajustes em cada estágio de fabrico, quer sejam devidas às tensões superficiais que surgem após o tratamento térmico. Tendo em conta as exigências de qualidade neste tipo de indústria e atendendo ao facto das tolerâncias serem muito reduzidas, torna-se necessário analisar o estado de cada uma das molas fabricadas e verificar se estas vão ao encontro dos elevados padrões de qualidade exigidos, ou seja, realizar um controlo de qualidade peça a peça que avalie o camber (ou arco), a curvatura e a torção.

2.2 OBJECTIVOS PRINCIPAIS

O projecto do sistema de análise de deformações em molas de lâmina tem como objectivos principais a criação de um sistema capaz de avaliar o camber, a curvatura e a torção de molas de lâmina de forma autónoma e com precisões na ordem das décimas de milímetro. Este sistema deve ainda ser capaz de analisar qualquer tipo de mola de lâmina que se encontre dentro dos parâmetros de largura típica (60 a 100 mm), comprimento típico (800 a 2200 mm) e peso médio (20 kg). Pretende-se também que este sistema tenha uma cadência elevada e que consiga analisar cada mola num intervalo de tempo máximo entre 10 a 15 segundos de modo a reduzir o actual tempo de análise manual (superior a 30 segundos). O sistema de análise deve ser capaz de criar uma base de dados com as características de cada mola analisada e um balanço de qualidade por lote, indicando os principais defeitos. Este sistema deve ainda ser projectado para um custo de fabrico o mais reduzido possível de modo a que se torne vendável e economicamente viável.

2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O princípio de funcionamento do sistema de análise baseia-se na medição das coordenadas físicas que formam a geometria de uma mola de lâmina, através de medições ponto a ponto que, no seu conjunto, permitem criar um perfil tridimensional da mola em análise. Na Figura 2.1 apresenta-se um esquema representativo do princípio de funcionamento do sistema de análise.

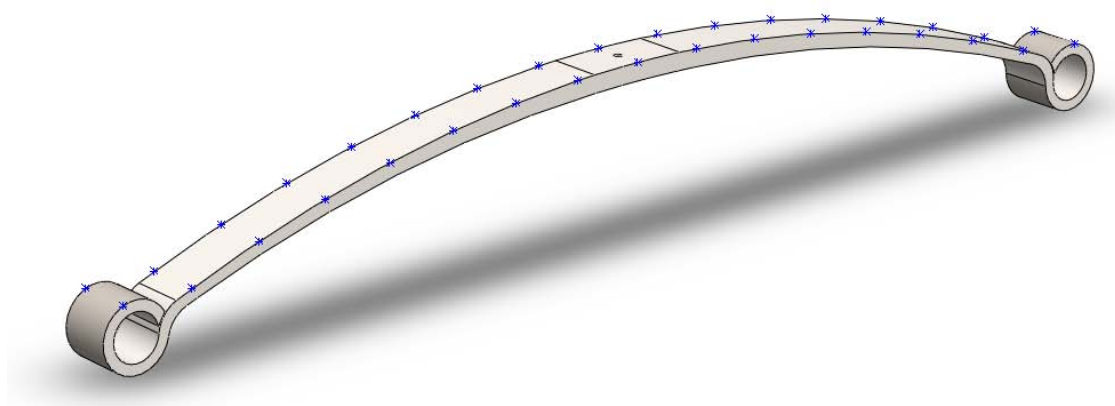


Figura 2.1 – Princípio de funcionamento do sistema de análise, onde são visíveis os pontos que formam a geometria da superfície da mola de lâmina.

2.4 DEFINIÇÃO DO CONCEITO

O conceito primordial do sistema de análise tem como base a utilização de sensores laser de medição de distância e um transportador com um encoder que determine a posição da mola em cada instante. Este agrupamento de componentes tem como função obter as coordenadas tridimensionais (x ; y ; z) de cada um dos pontos que constituem a mola de lâmina. Depois de medidos, estes pontos são enviados a um controlador para serem comparados entre si e entre valores tabelados, referentes a uma mola padrão do mesmo tipo, de modo a caracterizar o estado da mola analisada. Tudo isto deve ser realizado de forma totalmente automatizada.

2.5 ESTRUTURA

Para suportar todos os componentes que fazem parte do sistema de análise, é necessário que exista uma base de suporte, estruturalmente rígida para que a medição se faça com o mínimo de vibrações ou oscilações possível.

Projectou-se então uma estrutura em tubo de aço, de secção quadrada, tendo em consideração o modo de funcionamento dos componentes que nela se inserem.

Tabela 2.1 – Características principais dos tubos de aço da estrutura do sistema de análise.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Tubo quadrado	Material	Aço (S275J2)	ISO Tube (Square) 60x60x3,2
	Espessura	3,2 mm	
	Dimensões	60x60 mm	

Esta estrutura tem uma área livre que permite a movimentação do transportador ao longo de todo o seu comprimento, com a particularidade de no centro existir um rebaixamento para a montagem da cremalheira e para permitir que o motor do transportador se movimente sem restrições. Nesta estrutura existe ainda uma subestrutura que serve de suporte aos componentes de medição e que oferece o espaço necessário para a sua movimentação. Existem ainda duas zonas livres nesta estrutura, onde é possível colocar ou retirar as molas do sistema de análise, ou seja, podem ser utilizadas como zonas de interface, uma entre o sistema de análise e o sistema de correcção e a outra entre o sistema de análise e o tratamento térmico.

No projecto desta estrutura foram ainda tidos em conta alguns pormenores, como componentes que possibilitam o seu próprio transporte, sendo incorporados na estrutura de modo a permitir a utilização de um empilhador comum para a movimentar e colocar no local pretendido (Figura 2.2-B). A estrutura é também revestida com chapas em aço de 2 mm e incorpora pés de nivelamento anti-vibratórios, como se pode ver na Figura 2.2-A e cujas características se encontram indicadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Características principais dos pés anti-vibratórios.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Pés Anti-vibratórios	Material do suporte	Aço galvanizado	Sunnex OSM (10301-2)
	Material de amortecimento	Borracha sintética impermeável	
	Carga estática	50-500 N	
	Diâmetro da base	80 mm	

Na Figura 2.2 encontra-se uma representação da estrutura descrita anteriormente e alguns pormenores dos seus elementos constituintes.

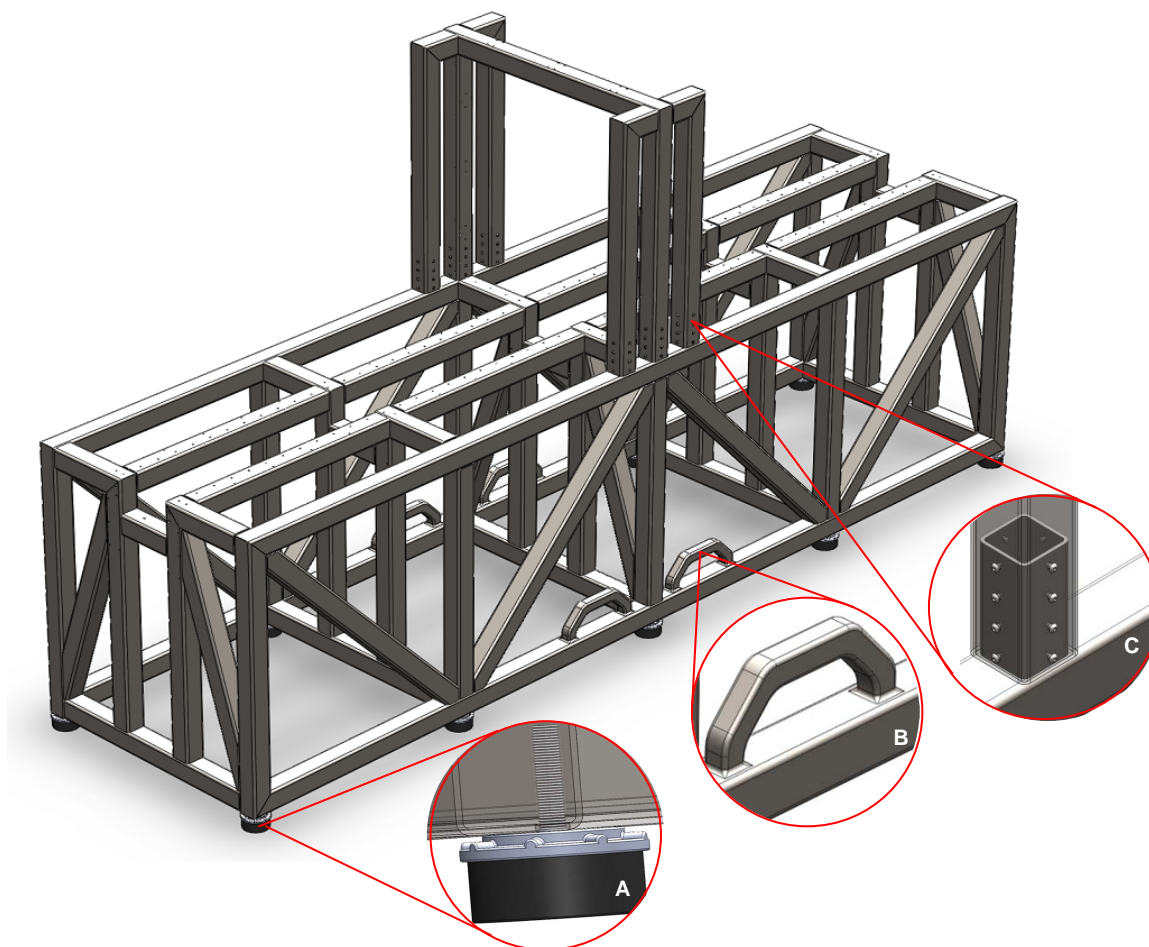


Figura 2.2 – Estrutura do sistema de análise com vista em pormenor dos pés anti-vibratórios (A), pegas para empilhador (B) e junção à subestrutura (C).

Esta estrutura será toda ela construída por corte e soldadura, à excepção da junção entre a estrutura de base e a subestrutura, que será feita por aparafusamento, como se pode ver na Figura 2.2-C. Deste modo a subestrutura pode ser facilmente substituída no caso de ocorrer algum incidente devido a uma colocação incorrecta da mola no transportador que possa provocar danos na estrutura.

No anexo A.1.1 encontra-se o desenho técnico da estrutura do sistema de análise.

2.6 SISTEMA DE MEDIÇÃO

Para que uma mola de lâmina seja analisada é necessário utilizar um conjunto de componentes que façam a medição das características dimensionais de forma precisa e que enviem correctamente a informação ao autómato. A escolha destes componentes recai essencialmente sobre dois dos objectivos considerados anteriormente, a precisão de medição na ordem das décimas de milímetro e o baixo custo, o que faz com que o caminho a seguir seja o que conduz a uma maior simplicidade, aliada ao melhor desempenho e rigor.

2.6.1 Evolução do conceito

Tendo como base o conceito primordial que governa o sistema de análise, consideraram-se muitos outros aspectos e situações esperadas e inesperadas que pudessem surgir. Tudo isto levou a algumas alterações do conceito pressuposto inicialmente, de modo a que mais variáveis pudessem ser satisfeitas e de forma a tornar o sistema de análise mais versátil, mais preciso, mais fiável e mais rápido. A fim de acompanhar o desenvolvimento do sistema de análise, apresentam-se, de seguida, alguns dos conceitos considerados até ser definido o conceito final.

O conceito inicial considerado para o sistema de análise consistia na utilização de um único sensor colocado sobre o centro da mola de lâmina em análise que, através de movimentos de rotação em dois eixos, realizava uma varredura completa da mola, como mostra a Figura 2.3. Este sistema conseguia detectar os limites da mola através da detecção de fundo (área fora da mola), ou seja, quando um ponto medido correspondia a uma distância que extravasava a mola, era ignorado e o sistema de rotação invertia o sentido. Desta forma, garantia-se que os pontos medidos pertenciam todos à mola em análise.

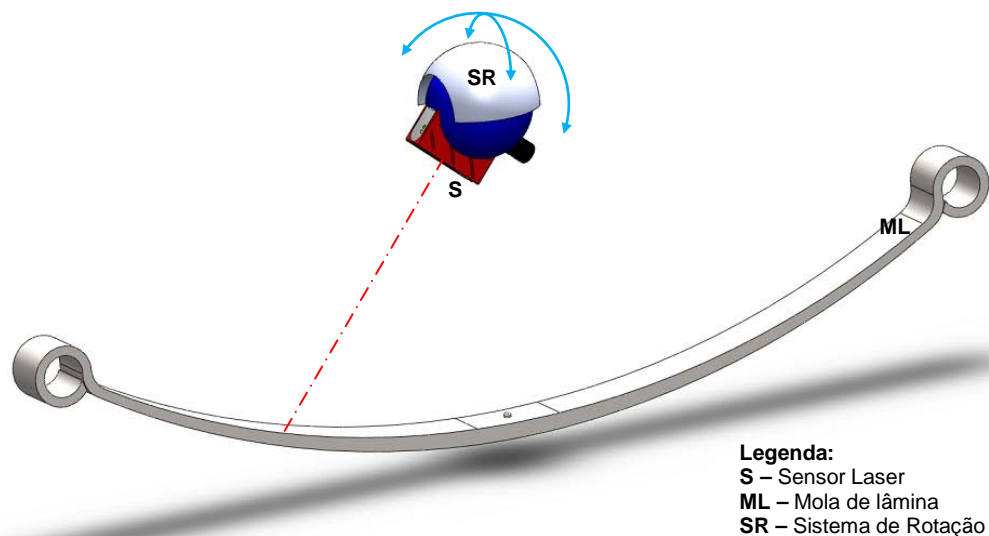
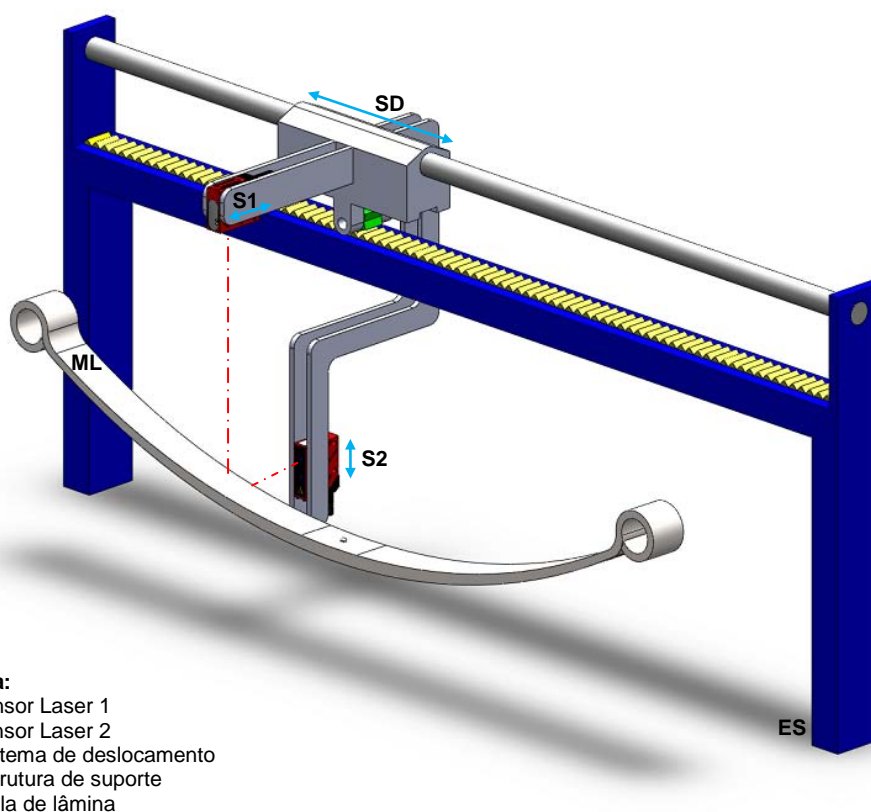


Figura 2.3 – Conceito inicial considerado para a medição do sistema de análise.

Aparentemente mais económico, na medida em que era necessário utilizar apenas um sensor laser que fazia toda a medição, este conceito necessitava de um controlo bastante preciso dos movimentos de rotação do sensor, sendo também necessário parar o transportador da mola de lâmina numa posição intermédia, o que poderia levar a um acréscimo no tempo de análise. Outro factor que levou à exclusão deste conceito foi o ângulo de inclinação do sensor, que se deve situar entre $\pm 10^\circ$, relativamente à posição perpendicular entre o sensor e o objecto a medir (80° a 100°), para que o feixe de luz seja correctamente reflectido para o sensor. Assim sendo, este conceito estava limitado a uma amplitude máxima que não permitia medir pontos muito afastados do centro da mola. Também a necessidade de utilização de um sensor laser de medição de distância com uma resolução de 0,1 mm a uma distância superior a 1000 mm, que corresponde a metade do tamanho máximo de uma mola de lâmina (cerca de 2200 mm), foi um factor de exclusão do conceito, já que estes se mostraram bastante dispendiosos, com preços superiores a 5.000 € (anexo F.3.1).

No conceito intermédio, foi considerado a utilização de dois sensores laser de medição de distância acoplados a um sistema de deslocação que se movimentava ao longo do comprimento da mola. O sensor S1 movia-se perpendicularmente ao sentido de deslocamento no fim de cada varrimento de modo a medir os pontos em

cada periferia da mola e o sensor S2 podia mover-se verticalmente de modo a acompanhar o perfil do camber de cada mola. A Figura 2.4 demonstra este conceito.



Legenda:
S1 – Sensor Laser 1
S2 – Sensor Laser 2
SD – Sistema de deslocamento
ES – Estrutura de suporte
ML – Mola de lâmina

Figura 2.4 – Conceito intermédio considerado para a medição do sistema de análise.

Para que este sistema funcionasse era necessário controlar três motores de forma sincronizada, de modo a que a posição vertical do sensor S2 fosse ajustada imediatamente após a leitura do sensor S1, possibilitando assim o ajuste ao perfil do camber. Para além dos problemas de sincronização, o facto de ser necessário fazer uma varredura dupla para a análise de uma mola levaram ao abandono deste conceito.

O conceito final para o sistema de análise consiste na utilização de quatro sensores laser de medição de distância, dois rolos de medição por contacto e um transportador onde se integra um encoder capaz de determinar a posição da mola em cada instante. Os sensores de medição vertical (S1 e S2) encontram-se ligados aos rolos de medição por contacto, o que possibilita uma medição sempre na extremidade da mola, ou seja, funciona como um ajuste dinâmico puramente mecânico, que elimina a necessidade de componentes auxiliares, por exemplo, a

utilização de um motor eléctrico. Os rolos de medição por contacto permitem que o perfil de curvatura seja medido ao longo de toda a mola sem a necessidade de efectuar ajustes verticais nos sensores de medição horizontal (S3 e S4) para acompanhar o perfil do camber, como acontecia no conceito intermédio. Este sistema está também apto a realizar medições em ambos os sentidos.

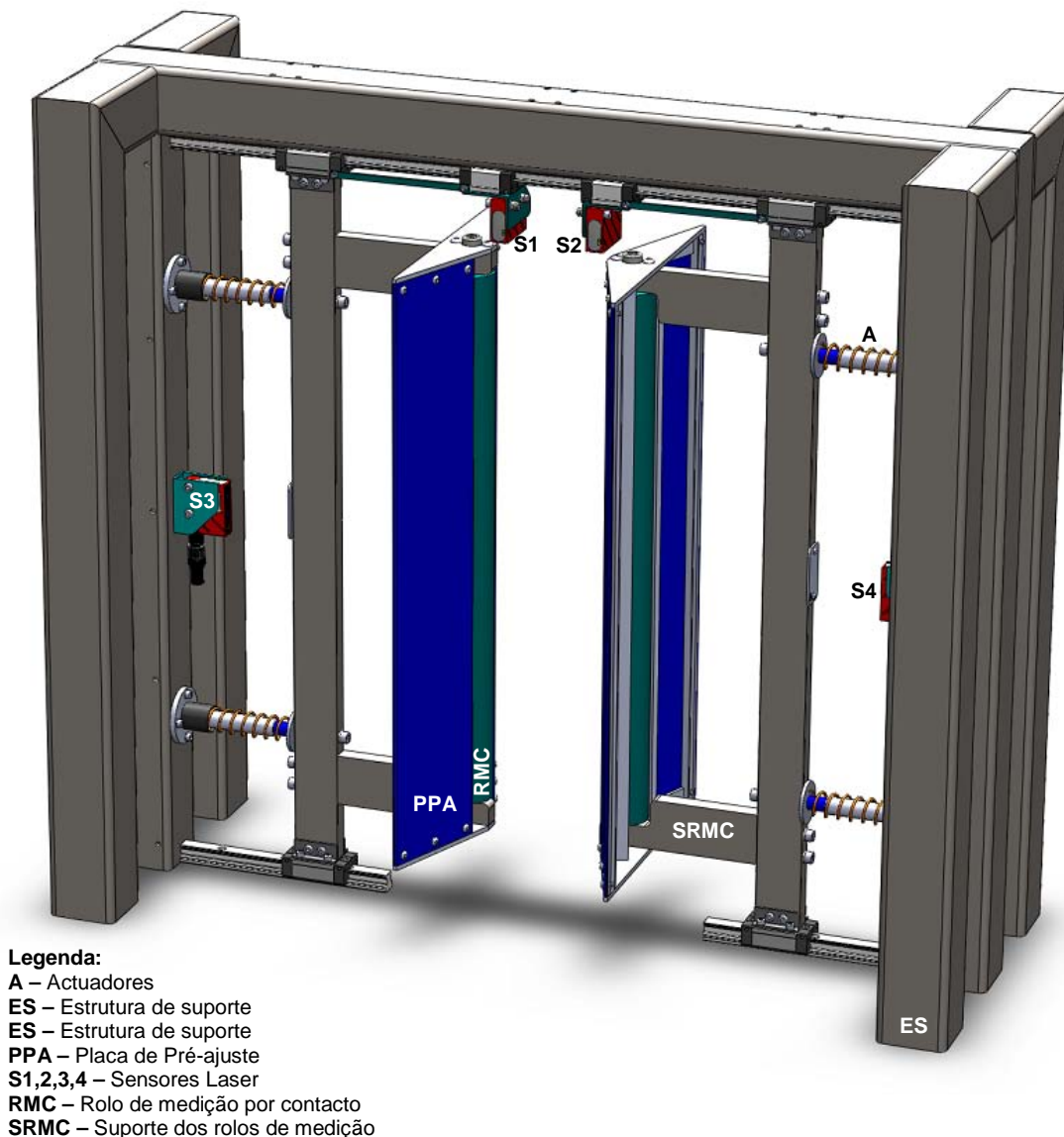


Figura 2.5 – Conceito final adoptado para a medição no sistema de análise.

Este conceito mostrou ser o mais versátil e eficaz para a realização da análise do camber, da curvatura e da torção em qualquer tipo de molas de lâmina e é por isso que se dedicam os próximos subcapítulos à explicação detalhada de cada um dos componentes, do seu modo de funcionamento e dos métodos de análise.

2.6.2 Componentes mecânicos

A procura de soluções mais simples e com necessidade de automação e controlo reduzida, implica, muitas das vezes, a utilização sistemas puramente mecânicos. Para o sistema de medição foram encontradas algumas dessas soluções, cujo funcionamento e modo de montagem é descrito nas seguintes secções.

Rolos de medição

Como referido anteriormente, os rolos de medição por contacto são a solução mais adequada para acompanhar o perfil de curvatura de uma mola de lâmina, evitando a necessidade de efectuar ajustes verticais nos sensores laser de medição de distância horizontal. Na Figura 2.6 encontra-se uma representação do modo de funcionamento destes rolos.

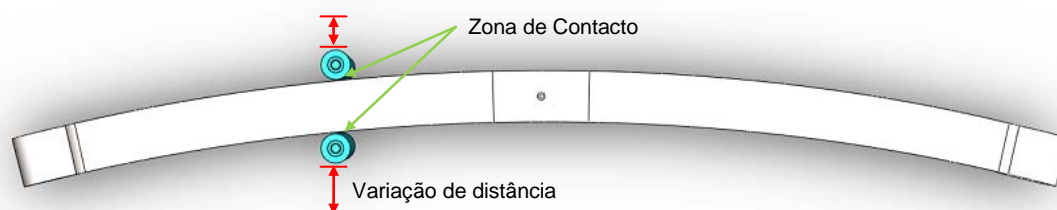


Figura 2.6 – Princípio de funcionamento dos rolos de medição por contacto onde se observa a variação de distância pelo contacto com o perfil de curvatura da mola de lâmina.

Como os rolos estão em contacto directo com a mola, estão sujeitos a desgaste, pelo que o material escolhido foi um aço inox martensítico⁸, nomeadamente o X20Cr13 (anexo C.1). A fabricação destes rolos deve ser feita por torneamento e com tolerâncias bastante pequenas, pois qualquer excentricidade influenciará a medição. Após a maquinação dos rolos, a sua superfície deve ainda ser temperada, de modo a que a sua dureza aumente e, conseqüentemente, aumente a resistência ao desgaste.

⁸ *Aço inox martensítico*, é um aço com alto teor em carbono, dureza elevada e boa resistência à corrosão e permite ser tratado termicamente. É normalmente utilizado em engrenagens, eixos e rolamentos de esferas.

O desenho técnico dos rolos de medição é apresentado no anexo A.1.2.

Para a montagem dos rolos no sistema, projectou-se ainda um parafuso que, para além de fixar os rolos nos seus suportes, serve de eixo para o rolamento rígido de esferas da SKF (anexo B.1.1) escolhido para os rolos de medição. Este parafuso permite ainda a fácil substituição dos rolos, já que, como referido anteriormente, são elementos susceptíveis a desgaste. Entre o rolamento e o suporte existe ainda uma anilha de separação que evita o contacto do rolo com o suporte. A montagem deste conjunto é apresentada na Figura 2.7 e no anexo A.1.3 pode ver-se o desenho técnico do parafuso projectado.

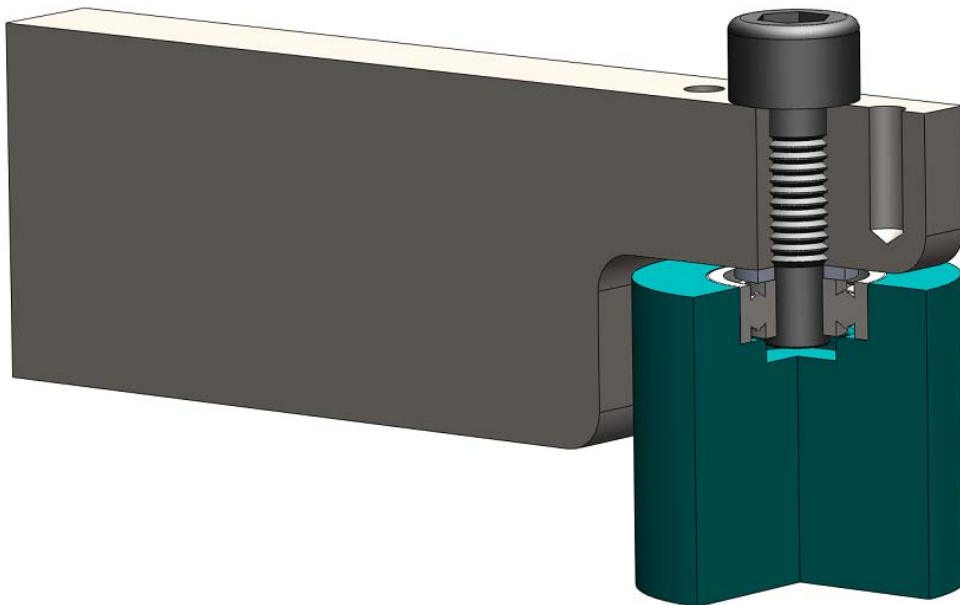


Figura 2.7 – Vista em corte da montagem do rolo de medição por contacto no suporte.

Suportes

Os rolos de medição não precisam apenas de rodar quando estão encostados à mola de lâmina, necessitam também de se movimentar horizontalmente, consoante a curvatura longitudinal da mola, pois é esse movimento que é medido pelos sensores laser.

Projectou-se então um suporte, em aço, cujo desenho técnico se encontra no anexo A.1.4, que mantém o rolo de medição numa posição vertical e que é capaz de

realizar movimentos de translação horizontal pela utilização de carris e patins para movimento linear (anexo B.1.2). Na Tabela 2.3 reúnem-se as características principais destes componentes, sendo o seu funcionamento descrito mais detalhadamente no subcapítulo 2.7.3.

Tabela 2.3 – Características principais dos patins e carris do sistema de medição.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Patins	Material	Aço	MHD 15 C1 HS2 IKO
	Série	MHD	
	Tamanho	15	
Carris (superior / inferior)	Material	Aço	LWH 15 R680 B H S2 IKO / LWH 15 R195 B H S2 IKO
	Série	LWH	
	Tamanho	15	
	Comprimento em mm	680 / 195	

Na Figura 2.8 apresenta-se a montagem destes componentes e mostram-se mais alguns detalhes que fazem parte do suporte.

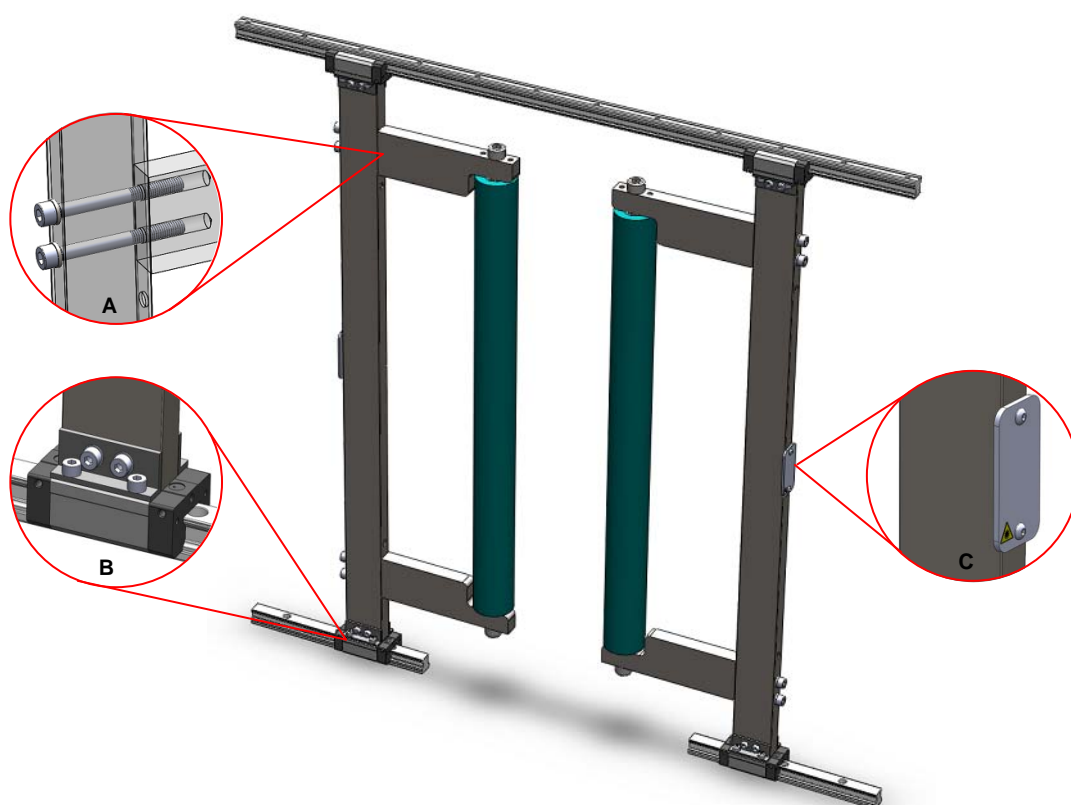


Figura 2.8 – Montagem do suporte dos rolos de medição por contacto e alguns detalhes de componentes constituintes, como a ligação do suporte dos rolos ao tubo rectangular vertical (A), a junta de ligação aos patins (B) e a placa reflectora do feixe de luz do sensor laser (C).

Actuadores

Para garantir que os rolos de medição encostam à mola de lâmina, é necessário que exista algum dispositivo que os faça mover nesse sentido e não permita que, em nenhum momento durante a medição, deixe de haver contacto.

A solução encontrada foi a aplicação de um actuador accionado através da utilização de uma mola helicoidal de compressão (anexo B.1.3), cujas características principais se encontram indicadas na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Características principais da mola helicoidal para o actuador.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência	
Mola	Material	SAE 1070	Vanel C.190.130.1800.A	
	Diâmetro	Externo		19 mm
		Interno		16,4 mm
		Arame		1,3 mm
	Comprimento livre	180 mm		
	Constante elástica	0,3 N/mm		
	Força a 110 mm	10,60 N		
	Força a 90 mm	15,50 N		

A força escolhida para o actuador, ou seja, a força que a mola exerce, é um parâmetro fundamental pois, se fosse considerada a utilização de uma mola com uma força de trabalho mínima muito elevada ou com uma constante elástica também muito elevada, levaria a que, para a entrada da mola no espaço de medição (espaço entre rolos), fosse necessário exercer uma maior força para afastar os rolos, o que poderia danificar os suportes e até os próprios rolos de medição. As molas helicoidais são introduzidas no sistema com uma pré-compressão (cerca de 70 mm) que confere aos actuadores uma força mínima de trabalho de 10,60 N (Tabela 2.4), que é a força exercida por cada actuador para a abertura mínima entre rolos (50 mm). O parâmetro força a 90 mm na mesma tabela, corresponde então à força desenvolvida por cada actuador na posição de abertura máxima (maior compressão), correspondente à medição de uma mola com largura de 100 mm (largura típica máxima). Para o sistema de medição são utilizados quatro actuadores deste tipo. A sua montagem apresenta-se na Figura 2.9 e o seu desenho técnico encontra-se no anexo A.1.5.

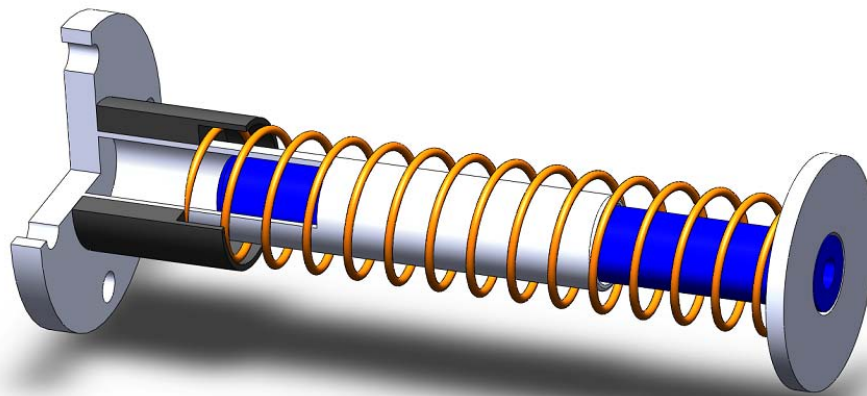


Figura 2.9 – Actuador para o suporte dos rolos de medição, com um corte no cilindro e no espaçador para molas para melhor entender o seu funcionamento.

Placas de Pré-ajuste

Para que uma mola de lâmina entre no espaço de medição, é necessário que os rolos estejam afastados com uma distância que depende da largura da mola a analisar e do raio dos rolos de medição. Se o afastamento for demasiado pequeno em relação à largura da mola de lâmina, esta irá embater contra os rolos de medição na zona exterior à área entre os centros de rotação dos rolos, impedindo que estes se afastem, o que danificaria completamente o sistema de medição. Na Figura 2.10 esquematiza-se este problema.

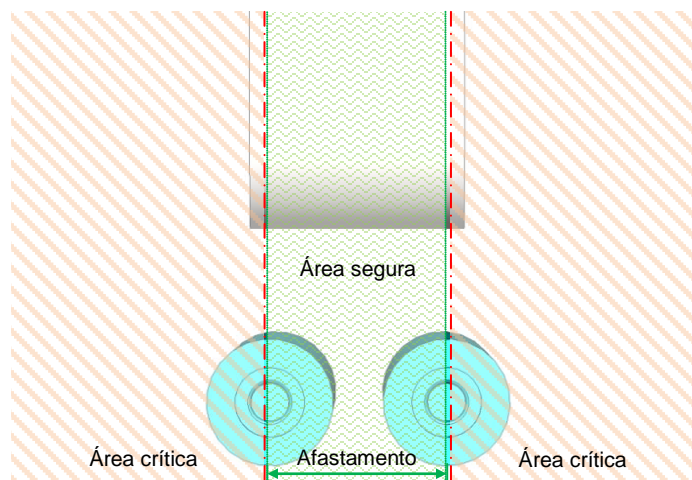


Figura 2.10 – Problema do afastamento mínimo entre os rolos de medição na entrada de uma mola de lâmina no sistema de medição. Áreas de contacto críticas e seguras.

O afastamento mínimo dos rolos de medição (Arm), em relação ao seu centro de rotação, que garante o bom funcionamento do sistema, pode ser calculado atendendo à largura da mola de lâmina (b) e à distância de contacto ideal (d_{ci}), definida para o projecto em função do raio (r) dos rolos de medição, como se mostra nas equações abaixo:

$$Arm = b + 2 \times (1 - d_{ci}) \quad (2.1)$$

com

$$d_{ci} = \frac{3}{4} \times r \quad (2.2)$$

Considerou-se a hipótese da utilização de um sistema com motor eléctrico ou manual de pré-ajuste para garantir o afastamento mínimo dos rolos (Arm). No entanto, como se quer um sistema de medição versátil, essas hipóteses foram descartadas e projectou-se um sistema auto-ajustável, onde são utilizadas placas de pré-ajuste. A sua função é aumentar progressivamente a área segura, i.e., aumentar o afastamento dos rolos (Arm) até ao seu valor mínimo, antes que ocorra o contacto com a mola de lâmina. O seu funcionamento é puramente mecânico, sendo o contacto da mola com estas placas responsável pelo afastamento dos rolos, como se de um sistema de cunha se tratasse. Estas placas fazem ainda com que o contacto com o rolo se dê exactamente na distância ideal (d_{ci}), assegurando o correcto funcionamento do sistema.

Quanto à montagem, estas placas ou chapas, em aço de 3 mm, são aparafusadas a um suporte, também em aço, projectado exclusivamente para este fim e que é montado nos componentes que suportam os rolos de medição, ficando solidários com eles, como se mostra na Figura 2.11. No anexo A.1.6 encontram-se os desenhos técnicos das placas de pré-ajuste e do seu suporte.

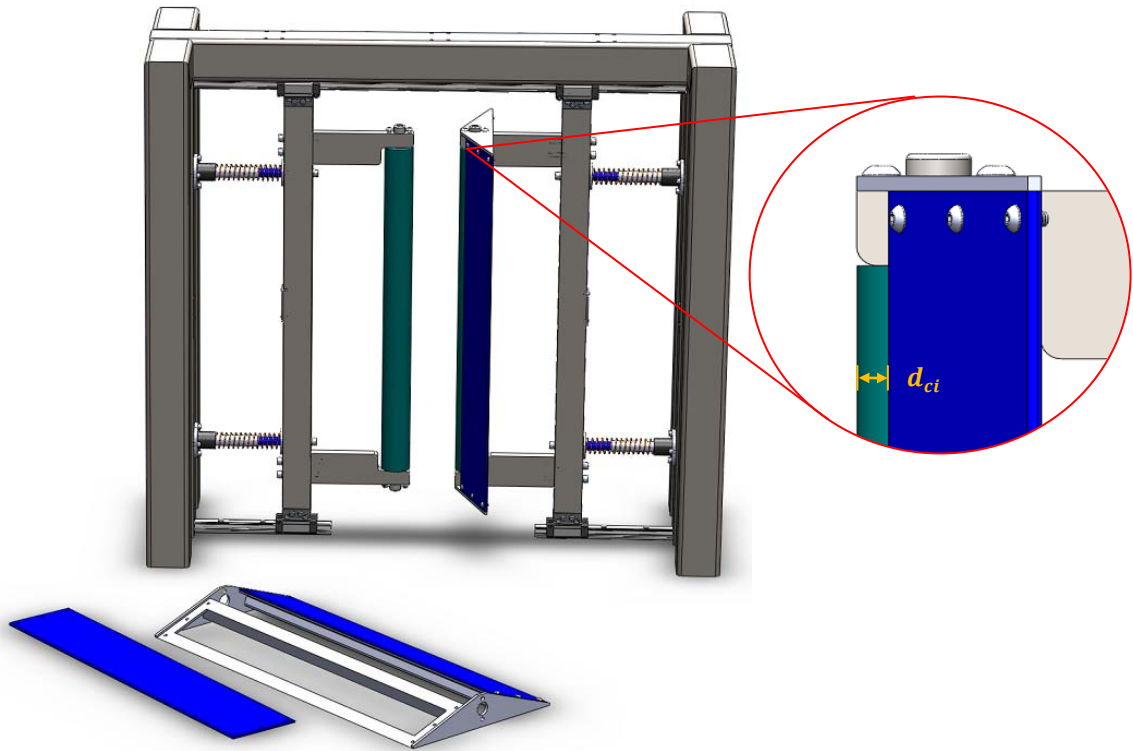


Figura 2.11 – Placa de pré-ajuste e respectivo suporte ainda por montar junto ao sistema de medição já com uma placa de pré-ajuste. Pormenor da distância de contacto ideal (d_{ci}).

2.6.3 Sensores laser

Sendo os componentes mais importantes de todo o sistema de análise, os sensores laser de medição de distância permitem determinar as coordenadas dos pontos que formam a mola de lâmina com elevada precisão e sem necessidade de haver um contacto físico. Estes sensores fotoeléctricos têm um funcionamento baseado no cálculo do tempo de voo do feixe de luz, usualmente designado por TOF^9 , i.e., o tempo que um feixe de luz emitido pelo sensor e reflectido por um objecto demora a ser recebido novamente pelo sensor. Esse tempo é então convertido num sinal eléctrico correspondente à distância a que o objecto se encontra do sensor.

Para a utilização no sistema de medição, foram escolhidos quatro sensores laser de medição de distância da Leuze Electronic (anexo B.1.4), os quais apresentam um preço bastante aceitável face às suas características técnicas, sendo as principais

⁹ TOF , do inglês, *Time Of Flight Measurement*.

apresentadas na Tabela 2.5. No anexo E.1.1 apresenta-se o ensaio experimental realizado com um sensor desta marca para testar a viabilidade da sua implementação no sistema de análise.

Tabela 2.5 – Características principais do sensor laser de medição de distância.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Sensor Laser de medição de distância	Distância de Medição	20-500 mm	ODSL 8/ C 66-500-S12
	Resolução	0,1-0,5 mm	
	Saída	Analógica, 4-20 mA	
	Tempo de resposta	20 ms	
	Tensão de alimentação	18-30 Vdc	

Dois dos quatro sensores utilizados (S1 e S2) são responsáveis pelas medições correspondentes às coordenadas verticais z , enquanto os outros dois sensores laser (S3 e S4) fazem a medição da curvatura longitudinal da mola, ou seja, das coordenadas horizontais y . A medição efectuada pelos sensores S1 e S2 é uma medição directa, na medida em que o feixe de luz é reflectido directamente pela superfície superior da mola de lâmina, como se mostra na Figura 2.12.

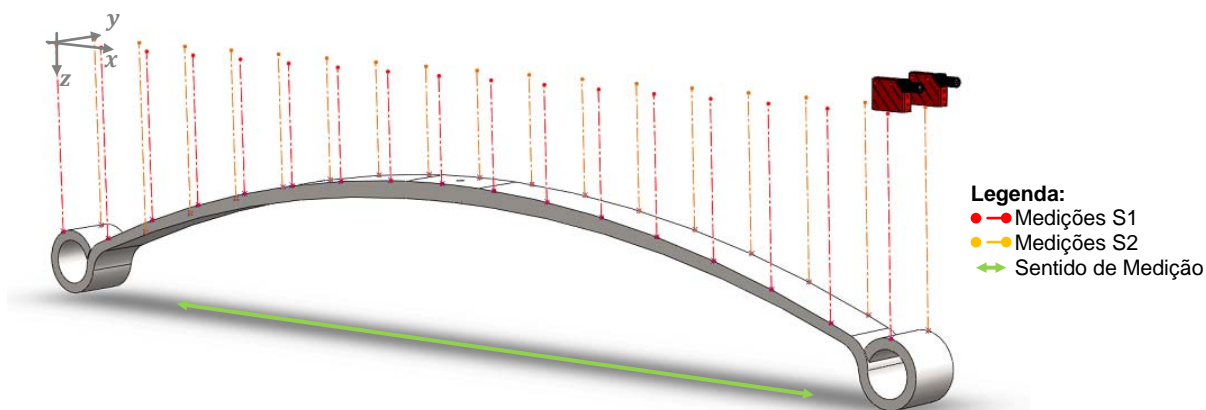


Figura 2.12 – Representação da medição das coordenadas verticais, z , feita pelos sensores laser.

Os sensores S3 e S4 realizam uma medição indirecta, ou seja, medem a curvatura longitudinal através da reflexão do seu feixe de luz na placa reflectora, que está solidária com o movimento dos rolos de medição, como explicado anteriormente. A Figura 2.13 elucida este conceito.

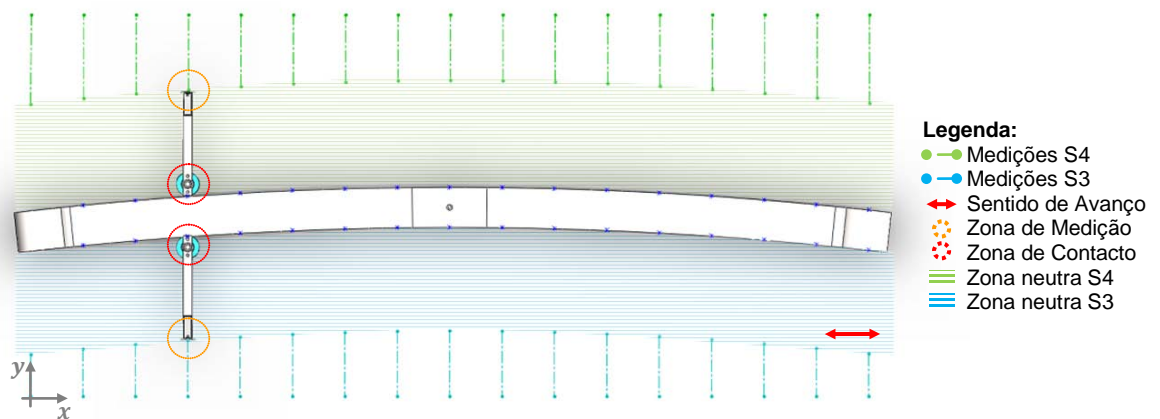


Figura 2.13 – Representação da medição das coordenadas horizontais, y , feita pelos sensores laser.

Se forem analisadas as representações anteriores, verifica-se que existe um sensor, S3 ou S4, que pode ser considerado redundante, no entanto, são estes sensores que medem a deformação mais crítica nas molas de lâmina, a curvatura longitudinal. Pela utilização dos dois sensores é possível fazer a média entre os valores medidos e assim garantir resultados mais precisos. A sua utilização permite também, caso seja necessário, avaliar a variação da largura ao longo da mola de lâmina.

Os sensores de medição vertical (S1 e S2) necessitam de medir a superfície da mola de lâmina o mais perto possível da sua extremidade, de modo a conseguirem medições mais exactas. Na hipótese de uma mola de lâmina estar deformada, i.e., ter curvatura longitudinal, à medida que esta avança no sistema, caso os sensores de medição vertical estejam fixos, pode acontecer que o feixe de luz do sensor não intersecte a mola, invalidando a medição. Para que isto não aconteça, foram projectados suportes com ajuste mecânico dinâmico, constituídos por patins de deslocamento linear (iguais aos seleccionados para os suportes dos rolos) que deslizam no carril superior dos suportes dos rolos de medição e ao qual se fixam os sensores através de um suporte metálico ajustável.

Os patins dos sensores estão fixos aos patins dos suportes dos rolos de medição através de uma barra de ligação em aço, ou seja, estão solidários com os rolos de medição, o que permite que os sensores S1 e S2 meçam sempre na extremidade da mola de lâmina, independentemente do perfil de curvatura longitudinal. Na Figura 2.14 encontra-se a montagem referida precedentemente.

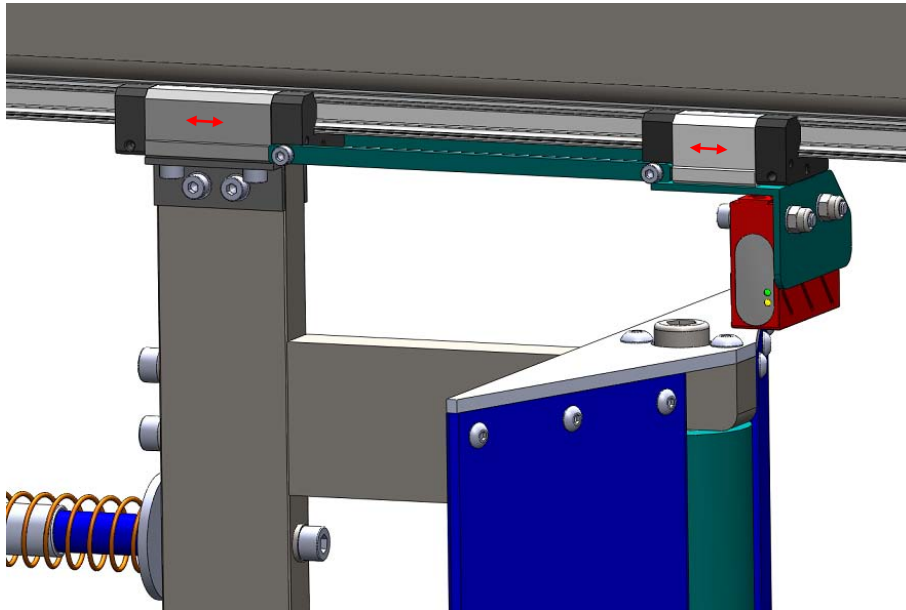


Figura 2.14 – Montagem dos sensores de medição vertical no sistema de medição.

Para a montagem dos sensores de medição horizontal (S3 e S4) são usados suportes metálicos que se aparafusam à estrutura do sistema de medição, como se pode ver na Figura 2.15.

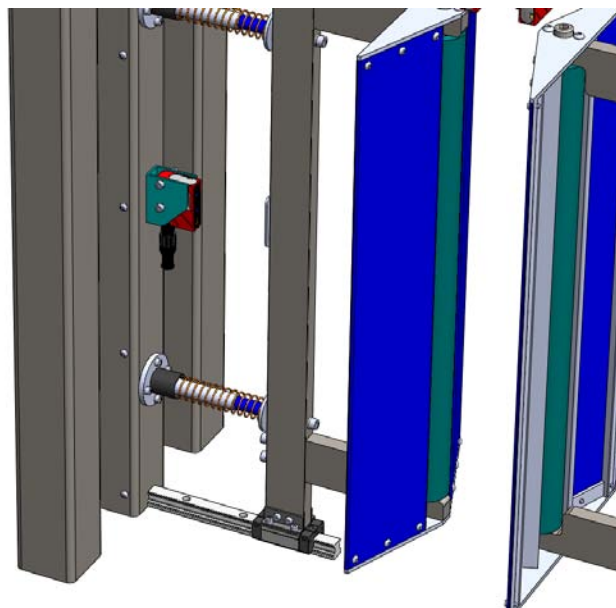


Figura 2.15 – Montagem dos sensores de medição vertical no sistema de medição.

2.6.4 Componentes de protecção

O ambiente industrial em que o sistema de análise se insere não é dos mais limpos e está sujeito a poeiras, limalhas e escória, que podem condicionar o bom funcionamento dos componentes de medição. Para evitar o excesso de sujidade, projectou-se então um acessório de protecção que consiste simplesmente num caixilho que suporta uma chapa de aço de 1,2 mm e que é fixo, por meio de dobradiças, à estrutura de suporte do sistema de medição. Estes acessórios podem ser abertos em qualquer altura, seja para efectuar operações de limpeza, ou para efectuar operações de manutenção, reparação ou substituição de peças. Na Figura 2.16 encontra-se representada a montagem destes componentes de protecção no sistema de medição e no anexo A.1.7 encontra-se o desenho técnico deste acessório.

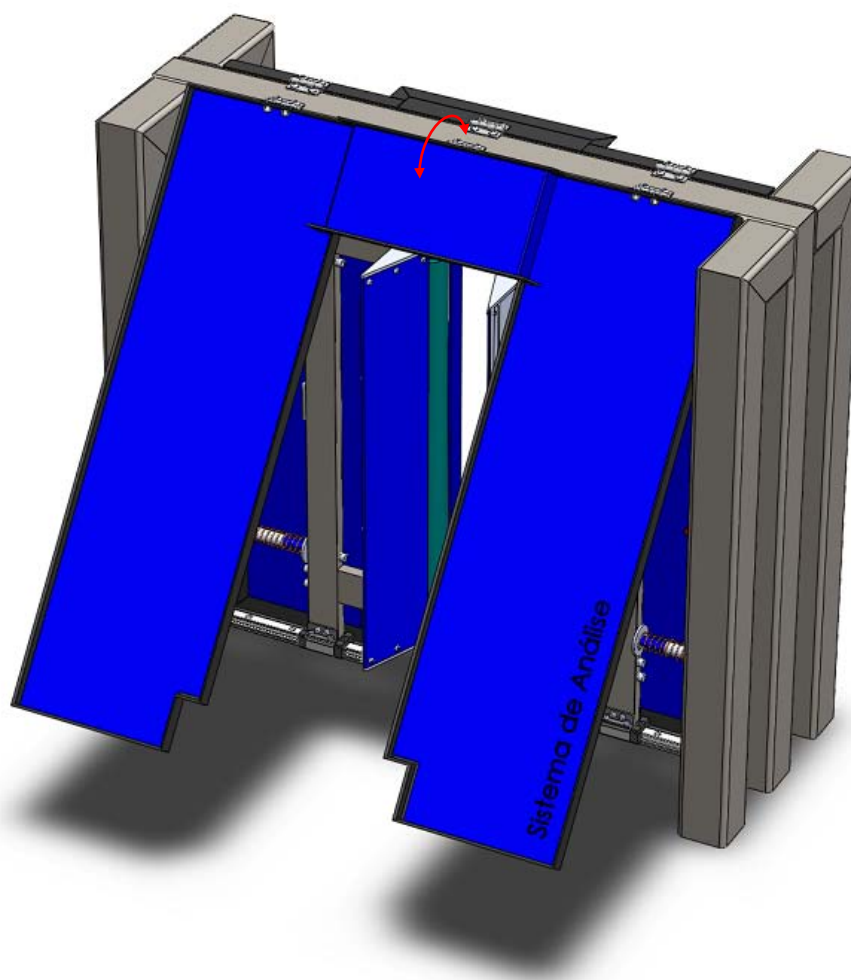


Figura 2.16 – Protecção do sistema de medição.

2.7 SISTEMA DE TRANSPORTE

Para que a mola de lâmina percorra o sistema de análise é necessário que exista um sistema de transporte, composto por componentes de suporte, fixação e de movimentação. Este sistema deve conseguir transportar o maior número de tipos de molas de lâmina e realizar deslocações suaves e com um mínimo de vibrações possível. Os componentes para este sistema devem assim ser escolhidos e dimensionados de forma cuidada, de modo a proporcionar medições mais precisas e, conseqüentemente, análises mais exactas. Deve ainda ser incorporado um conjunto de sensores que forneça informações ao controlador acerca do estado de avanço e da presença de molas no sistema.

2.7.1 Evolução do conceito

Numa fase inicial do projecto, foram ponderadas muitas hipóteses para o sistema de transporte de molas de lâmina no sistema de análise, no entanto, algumas destas soluções mostraram-se pouco eficazes, como, por exemplo, a utilização de um fuso trapezoidal, para a movimentação do transportador num curso de 3000 mm, que implicava o uso de componentes de suporte intermédios para evitar a flexão, aumentando a complexidade do sistema. Outra hipótese considerada foi o uso dos módulos compactos de deslocamento pré-fabricados que, embora bastante precisos e fiáveis, apresentavam um custo médio de 8000 € para o curso pretendido (anexo F.1), sendo esse o factor determinante da exclusão.

Para trancar as molas de lâmina no transportador, foram também consideradas algumas hipóteses, como a utilização de garras, em que numa das quais se incorporava uma borracha para ajuste à torção da mola. Na Figura 2.17 encontra-se uma representação deste conceito.

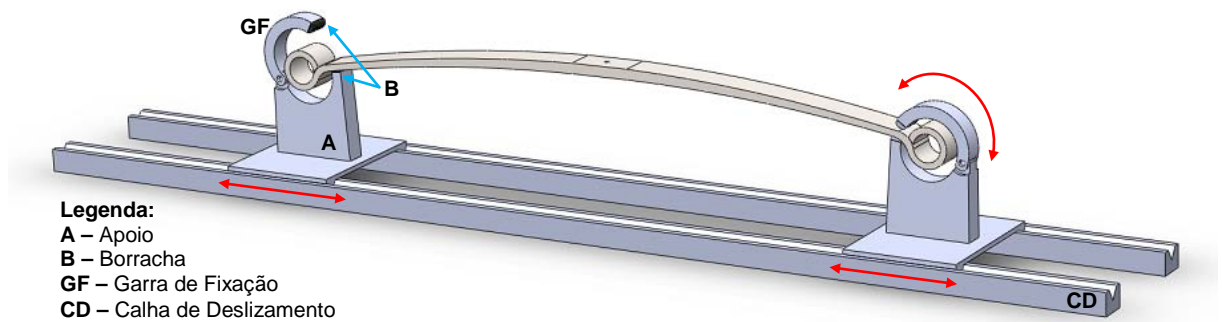


Figura 2.17 – Conceito inicial considerado para o transportador do sistema de análise.

Este mecanismo de transporte permitia ser ajustado ao comprimento das molas de lâmina, no entanto, o ideal seria um sistema que embarcasse as molas, sem ajustes e de forma independente do seu comprimento.

Para o conceito final foi então considerada a utilização de carris e patins para movimento linear em conjunto com um motor ao qual se encontra acoplada uma engrenagem que se associa a uma cremalheira, possibilitando a movimentação do transportador em ambos os sentidos. Relativamente ao suporte e fixação das molas de lâmina no transportador, foi seleccionada a hipótese de utilização de electroímãs de suporte de cargas.

Estas considerações mostram ser as que mais satisfazem os objectivos propostos, pelo que, de seguida são apresentados, em pormenor, cada um dos seus componentes.

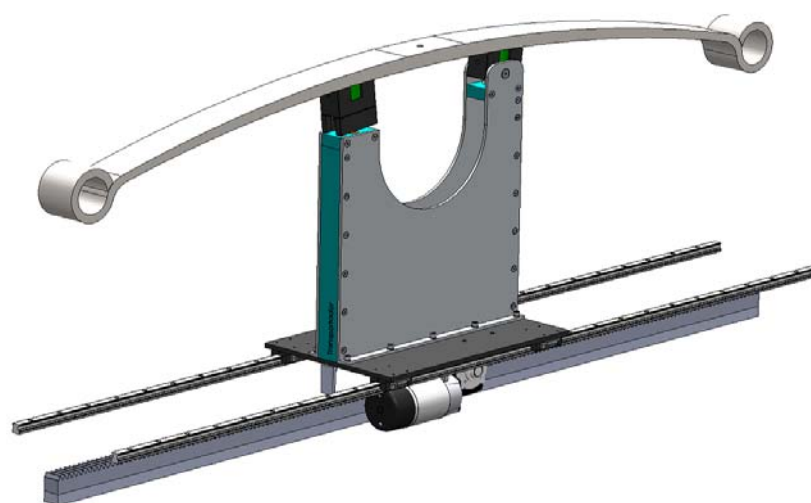


Figura 2.18 – Conceito adoptado para o sistema de transporte.

2.7.2 Componentes de suporte e fixação

Para que o transporte seja feito de forma segura e eficaz, foi necessário projectar uma estrutura suficientemente rígida e um sistema de fixação eficaz, de tal forma que não ocorram deformações ou deslocamentos ao longo do processo de análise que impliquem o desalinhamento da mola, quer seja devido ao seu peso, quer seja devido ao contacto com os rolos de medição.

Placa de deslizamento

Projectou-se uma placa de aço com uma espessura de 8 mm, suficientemente rígida para suportar as molas e unir a maior parte dos componentes do transportador, como as placas de suporte de molas, os patins para movimentação linear, o motor eléctrico e os batentes para cada fim-de-curso. O desenho técnico desta placa é apresentado no anexo A.1.8.

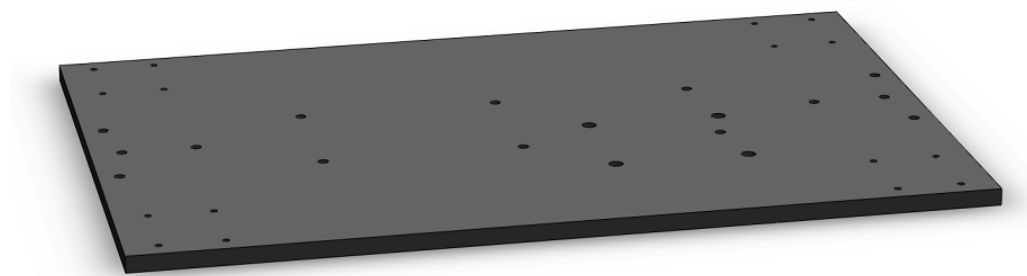


Figura 2.19 – Placa de deslizamento do transportador do sistema de análise.

Placas de suporte de molas

Para suportar o peso das molas, projectaram-se duas placas de suporte, tendo em consideração a versatilidade e universalidade para transportar os tipos de molas mais comuns. Na Figura 2.20 encontra-se representada a placa de suporte projectada e no anexo A.1.9 pode ver-se o seu desenho técnico.

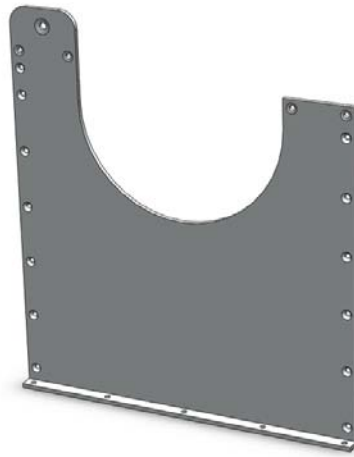


Figura 2.20 – Placa de suporte de molas do transportador do sistema de análise.

Estas placas de aço têm uma espessura de 5 mm e conseguem suportar cada uma e com segurança, forças verticais de 500 N (ver testes no anexo E.1.2). São aparafusadas à placa de deslizamento e nelas são fixados os suportes para os electroímãs e as barras de junção (Figura 2.21), cujo desenho técnico se encontra no anexo A.1.9. Estas barras, para além de ligarem as duas placas, conferem-lhes uma resistência adicional, ficando estas aptas a suportar momentos torsores de 48 N·m com deformações inferiores a 0,1 mm na extremidade superior das placas (ver testes no anexo E.1.2), o que corresponde a um valor inferior ao da resolução dos sensores.

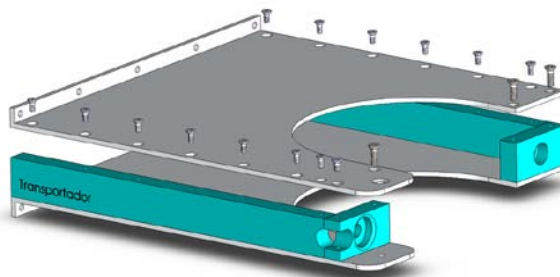


Figura 2.21 – Montagem das duas placas de suporte com as barras de junção e com os apoios para os suportes dos electroímãs.

Componentes de fixação

A fixação da mola ao sistema de transporte é conseguida através de dois electroímãs (Figura 2.22) que, através da passagem de corrente eléctrica, criam

um campo electromagnético, atraindo as molas de lâmina contra os suportes dos ímanes eléctricos.

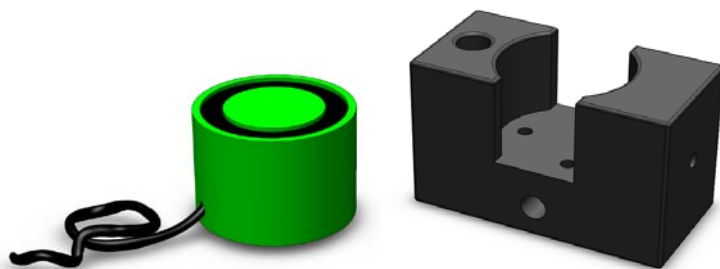


Figura 2.22 – Electroímán de fixação de molas de lâmina e respectivo suporte.

O material escolhido para os suportes foi um aço inox austenítico (X5CrNi1810) (anexo C.2), dado que possui propriedades não-magnéticas¹⁰ de modo a que o campo electromagnético actue apenas sobre a mola de lâmina. Estes suportes, depois de maquinados devem ainda ser tratados termicamente para aumentar a sua dureza e, conseqüentemente, resistência ao desgaste, pois estes também servem de apoio às molas de lâmina. Têm ainda a particularidade de serem articulados, de forma a se auto-ajustarem ao camber de cada mola, como se mostra na Figura 2.23. Esta articulação reduz o espaço livre (*air gap*), proporcionando uma maior área de contacto entre a superfície da mola de lâmina e o suporte dos electroímãs que, conseqüentemente, aumenta a força de atracção electromagnética.

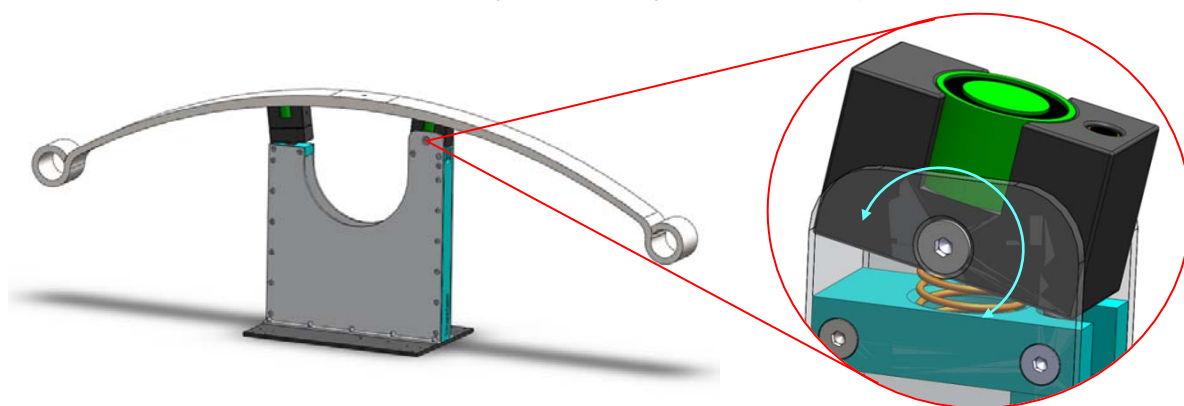


Figura 2.23 – Representação do transportador e vista em pormenor da articulação de um dos suportes dos electroímãs.

¹⁰ Os aços inox austeníticos são materiais sem propriedades magnéticas, pois têm níquel na sua composição que modifica a estrutura química do aço, tornando-o não-magnético.

Um dos suportes possui uma junta universal, ou *cardan*¹¹, que lhe permite realizar movimentos em dois eixos de modo a que, para além do ajuste ao *camber*, este se ajuste à torção da mola. Isto faz também com que a força de atracção electromagnética não altere a torção da mola (domínio elástico) e, conseqüentemente, não prejudique os dados medidos. Na Tabela 2.6 são dadas as características da junta universal seleccionada, da marca Lenze (anexo B.1.5) e na Figura 2.24 encontra-se representado o suporte descrito.

Tabela 2.6 – Características principais da junta universal.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Junta universal	Tamanho	03G	U5-519 203
	Diâmetro interno	10 mm	
	Diâmetro externo	22 mm	
	Ângulo de inclinação máximo	10°	
	Binário nominal	26 N·m	

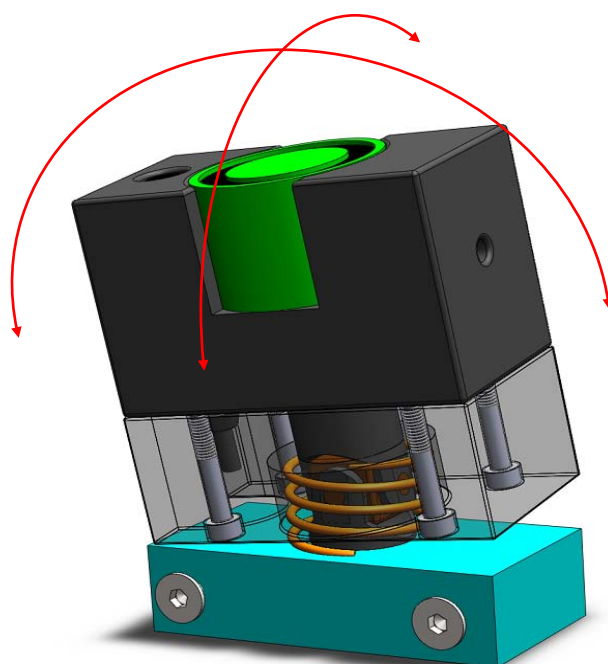


Figura 2.24 – Representação da movimentação do suporte articulado com uma junta universal.

¹¹ *Junta Universal ou junta de Cardan*, consiste num par de dobradiças próximas uma da outra, orientadas entre si num ângulo de 90°, permitindo que um elemento rígido dobre em qualquer direcção.

Estes suportes quando utilizados em conjunto e quando fixam a mola de lâmina, funcionam como encastramentos, sendo os seus graus de liberdade eliminados, ou seja, a mola assenta no transportador como se de um suporte rígido se tratasse. Cada um destes suportes possui ainda uma mola helicoidal que os coloca numa posição horizontal sempre que a mola de lâmina é retirada do sistema, ficando o transportador apto para a recepção e adaptação à nova mola de lâmina a analisar. No anexo A.1.11 encontram-se os desenhos técnicos dos dois tipos de suportes de electroímans projectados.

Os electroímans escolhidos são da marca Stephenson Gobin (anexo B.1.6) e as suas características principais encontram-se na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 – Características principais dos electroímans.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Electroímans	Diâmetro externo	40 mm	Stephenson Gobin 58-0140-24-DC
	Força de atracção	500 N	
	Potência	5 W	
	Tensão de Alimentação	24 Vdc	

Como indicado na tabela anterior, cada um dos electroímans desenvolve uma força de atracção de 500 N, o que, aliado ao coeficiente de atrito estático entre uma mola de lâmina (aço) e os suportes dos electroímans (aço inox), garante que o escorregamento ocorra apenas para forças superiores a 590 N, considerando o peso médio de uma mola (20 kg) e um factor de segurança de 1,5. Os cálculos efectuados na determinação deste parâmetro encontram-se discriminados no anexo D.1.1.

2.7.3 Componentes de movimentação linear

O deslocamento do transportador do sistema de análise é conseguido através da utilização de carris e patins especialmente destinados à realização de movimentos lineares e ainda pela utilização de um motor eléctrico, uma engrenagem e uma cremalheira.

Patins e Carris

A utilização destes componentes ou técnica para movimentação linear tem sido largamente utilizada em equipamentos industriais, pois, quando usados em conjunto, os patins e os carris, permitem reduzir o atrito e suportar cargas e momentos bastante elevados, garantindo movimentos suaves, sólidos e uniformes.

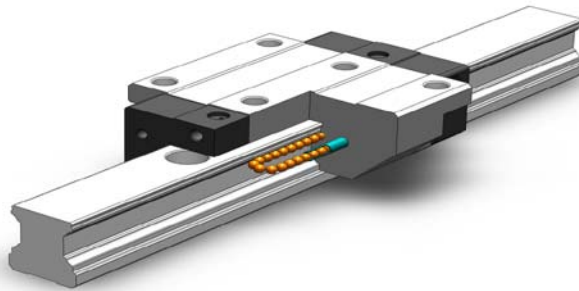


Figura 2.25 – Representação do modo de funcionamento de um patim e de um carril para movimentos lineares, onde são visíveis as esferas utilizadas para rolamento.

Para o sistema de transporte em causa, foram escolhidos patins da marca IKO, da série MHT (anexo B.1.7), correspondente a patins com abas, sendo os carris escolhidos da série LWH da mesma marca (anexo B.1.7). As características principais destes componentes estão indicadas na Tabela 2.8. Este conjunto está apto a suportar cargas dinâmicas de 11,6 kN e momentos torsões na ordem dos 100 N·m por patim.

Tabela 2.8 – Características principais dos patins e carris do sistema de transporte.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Patins	Material	Aço	MHT 15 C1 HS2 IKO
	Série	MHT	
	Tamanho	15	
Carris	Material	Aço	LWH 15 R3000 B H S2 /A2 IKO
	Série	LWH	
	Tamanho	15	
	Comprimento em mm	3000	

Para o transportador são utilizados dois patins por carril, perfazendo um total de quatro patins, que são aparafusados à placa de deslizamento, conferindo maior estabilidade e resistência ao transportador e permitindo ainda a utilização do espaço por baixo da placa de deslizamento para a incorporação do motor e outros

acessórios. Os dois carris utilizados são fixos à estrutura do sistema de análise através de parafusos. Na Figura 2.26 encontra-se a representação da montagem destes componentes no sistema de transporte.

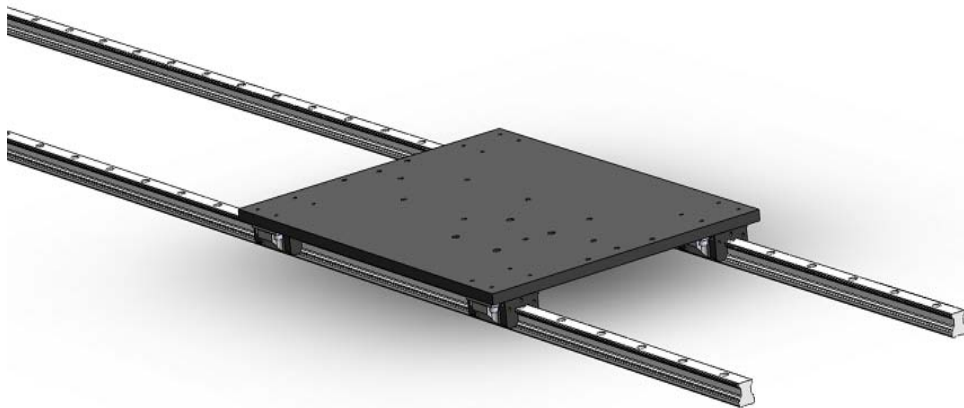


Figura 2.26 – Montagem dos patins e carris do sistema de transporte.

Cremalheira e Engrenagem

Para movimentar o transportador é necessário converter o movimento rotacional realizado pelo veio do motor eléctrico num movimento linear. Esta tarefa é conseguida através da utilização de uma cremalheira rectangular e de uma engrenagem cilíndrica ligada ao veio do motor, como mostra a Figura 2.27.

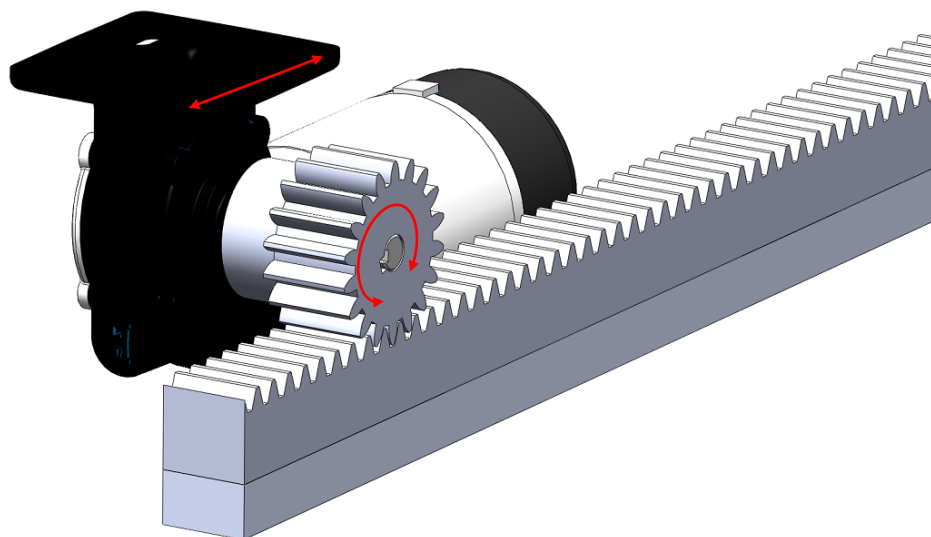


Figura 2.27 – Utilização da engrenagem e da cremalheira para transformação do movimento rotacional do eixo do motor em movimento linear.

A engrenagem escolhida para o transportador (anexo B.1.8), cujas características principais se apresentam na Tabela 2.9, tem o furo central chavetado, o que permite a utilização de uma chaveta para evitar que ocorram movimentos relativos entre o eixo do motor e a engrenagem.

Tabela 2.9 – Características principais da engrenagem e da cremalheira.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Engrenagem	Material	Aço	ISO - Spur gear 3M 18T 20PA 30FW
	Módulo (M)	3	
	Número de dentes (Z)	18	
	Furo em mm (D)	12	
Cremalheira	Material	Aço	ISO - Rack-spur - rectangular 3M 20PA 30F R3000
	Módulo (M)	3	
	Comprimento em mm	3000	

Na Tabela 2.9 encontram-se também as características principais da cremalheira seleccionada (anexo B.1.9). Para a sua montagem, foi ainda projectado um apoio, em aço, que se fixa à estrutura do sistema de análise e onde se aparafusa a cremalheira pela sua parte lisa inferior. A utilização deste apoio, para além de impedir a flexão da cremalheira, permite que esta mantenha intacta a sua superfície dentada, pois os furos roscados para fixação são feitos na sua parte inferior, obtendo-se assim um transporte mais suave e com menos oscilações. Na Figura 2.28 pode ver-se esta montagem e a sequência com que é realizada, sendo em primeiro lugar aparafusado o apoio à estrutura e, posteriormente, a cremalheira ao apoio. No anexo A.1.12 apresenta-se o desenho técnico do apoio projectado.

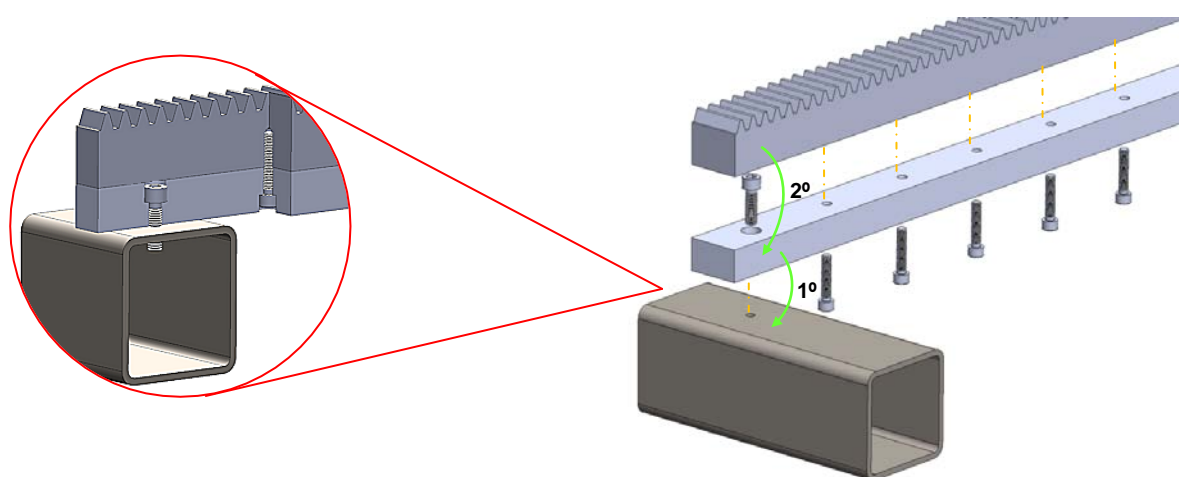


Figura 2.28 – Representação da sequência de montagem da cremalheira e do seu apoio na estrutura do sistema de análise e uma vista em pormenor do conjunto após montagem.

2.7.4 Sensores

A utilização de sensores no sistema de transporte permite fazer uma leitura do estado de avanço do transportador e, ainda, determinar se a mola de lâmina se encontra ou não sobre o transportador. Estas variáveis são enviadas ao controlador (autómato) e permitem que este active ou desactive o motor eléctrico ou os electroímans consoante o estado do processo de análise. De seguida, descreve-se brevemente cada um dos elementos de sensorização do sistema de transporte.

Encoder

Para o sistema de transporte foi escolhido um encoder incremental da marca KUBLER (anexo B.1.10), que permite determinar a posição do transportador ao longo do seu percurso. As suas características principais são apresentadas na Tabela 2.10.

Tabela 2.10 – Características principais do encoder.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Encoder	Tipo	Incremental	Incremental hollow shaft encoder, 360ppr (KUBLER, ref.: 3720)
	Resolução	360 ppr	
	Diâmetro do furo	12 mm	
	Tensão de alimentação	5-30 Vdc	

Sendo a resolução do encoder 360 ppr (pulsos por rotação), significa que, por cada grau de rotação, é gerado 1 pulso, correspondente a 0,472 mm de avanço do transportador, tendo em conta a engrenagem utilizada, como se demonstra no anexo D.1.2.

Para a montagem do encoder, foi projectado um acoplamento para a ligação à placa de deslizamento e ainda um veio especial em aço, cuja função é apertar a engrenagem ao eixo do motor e servir de eixo de ligação ao encoder. O desenho técnico deste eixo de ligação encontra-se no anexo A.1.13. Para melhor compreensão da utilização e montagem dos componentes referidos, veja-se a Figura 2.29.

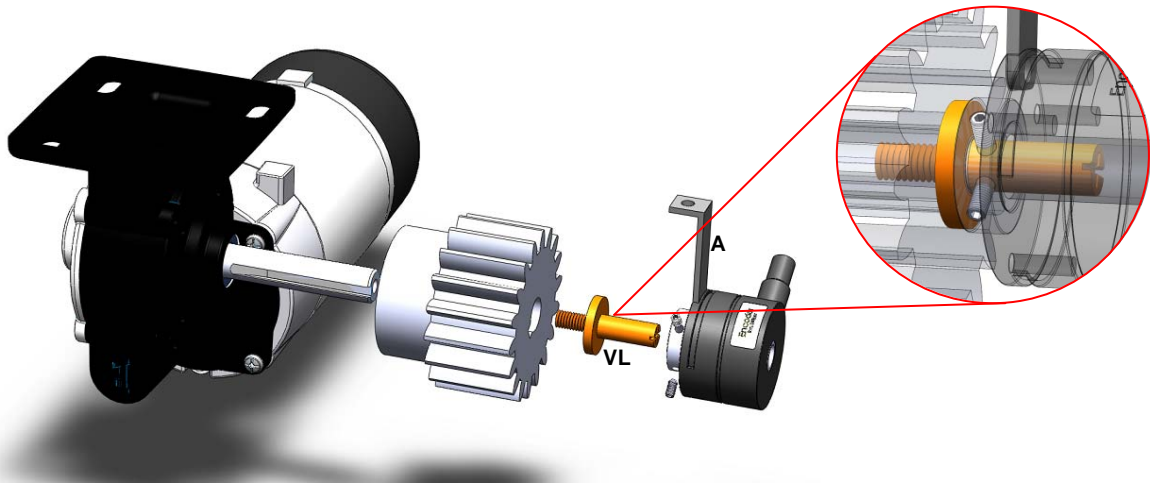


Figura 2.29 – Montagem da engrenagem e do encoder ao eixo do motor através do veio de ligação (VL) e utilização do acoplamento (A). Vista de detalhe do veio de ligação após montagem.

Sensores de presença de mola

De modo a dar informação ao autómato da presença da mola no transportador, escolheram-se dois sensores de proximidade fotoelétricos (anexo B.1.11). A utilização deste tipo de sensores elimina a necessidade de um contacto físico com a mola de lâmina, determinando a sua presença pela captação da luz infravermelha emitida pelo mesmo sensor. As características principais do sensor escolhido da marca SICK apresentam-se na Tabela 2.11.

Tabela 2.11 – Características principais do sensor de proximidade fotoelétrico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Sensor de proximidade fotoelétrico	Diâmetro do corpo	12 mm	SICK VT 12T-2P 112
	Comprimento	54,5 mm	
	Tensão de alimentação	10-35 Vdc	
	Gama de detecção	0-115 mm	

Estes sensores são montados nos suportes dos electroímãs, como mostra a Figura 2.30 e a ligação entre estes dois sensores é feita em série, fazendo com que apenas seja necessário utilizar uma única entrada no autómato, ao qual chega a informação apenas quando os dois sensores estiverem a detectar a presença de alguma mola.

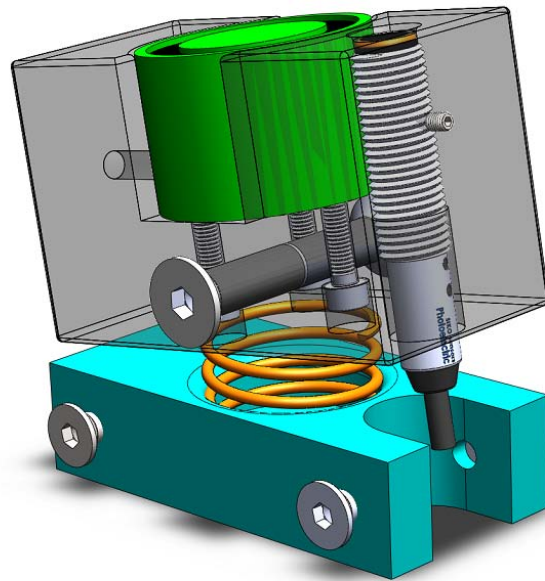


Figura 2.30 – Montagem do sensor de fotoelétrico no suporte dos electroímãs do transportador.

Nesta montagem é permitido ainda ajustar a altura do sensor relativamente à superfície dos suportes, enroscando o sensor no sentido que se pretende. Para evitar que o sensor rode e perca o ajuste em altura, existe um furo roscado no suporte onde é inserido um parafuso sem cabeça e com ponta em bico.

Estes sensores têm um modo de aprendizagem (*Teach-In*), ou seja, permitem pré-definir um intervalo de valores, dentro da gama de detecção, para o qual o objecto é detectado. Esta funcionalidade é muito útil para detectar a presença de molas somente quando estão muito perto dos suportes e, como tal, para o sistema de transporte, a distância de detecção deve encontrar-se entre os 0 e os 5 mm, relativamente à superfície do suporte, de modo a garantir que a mola já se encontra no transportador, ou que está suficientemente perto dele e permita ser fixa pelos electroímãs.

Sensores de fim-de-curso

Colocado um em cada extremidade do sistema de transporte, os sensores ou interruptores de fim-de-curso, dão informação ao autómato, garantindo que o avanço do transportador é feito apenas nos limites do espaço de análise. Estes sensores servem assim de elementos de controlo e ainda de elementos de segurança, o que

os torna indispensáveis ao bom funcionamento do sistema de transporte. Os sensores de fim-de-curso escolhidos são da marca OMRON (anexo B.1.12) e as suas características principais estão resumidas na Tabela 2.12.

Tabela 2.12 – Características principais do sensor de fim-de-curso.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Sensor de fim-de-curso	Actuador	Pino com rolete	OMRON Z15GQ22B
	Tipo de Montagem	Painel	
	Corrente máxima admissível	15 A	

Para a montagem destes componentes foi projectado um suporte em aço que é aparafusado à estrutura do sistema de análise e onde se montam também batentes em borracha, que servem de elementos de segurança, evitando que por alguma anomalia, o transportador avance para fora dos limites. O desenho técnico deste suporte é apresentado no anexo A.1.14. Foi ainda projectada uma chapa em L que é aparafusada à placa de deslizamento do transportador, de modo a accionar o sensor de fim-de-curso. Tanto a chapa em L como os sensores de fim-de-curso podem ser ajustados de modo a que o contacto seja feito com segurança e no momento indicado. Na Figura 2.31 mostra-se a montagem descrita anteriormente.

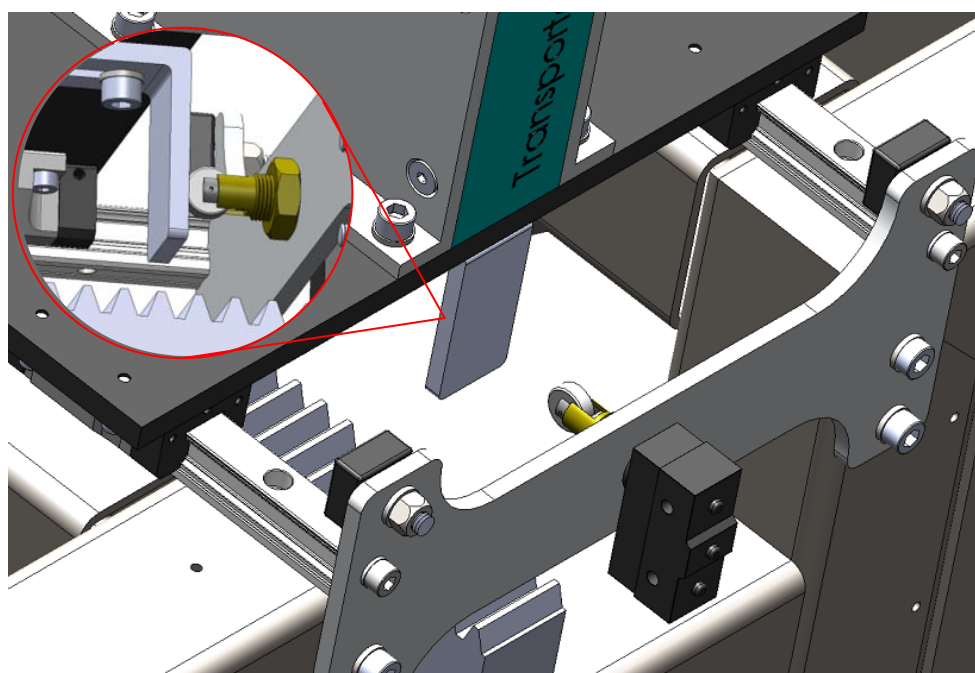


Figura 2.31 – Montagem do suporte com o sensor e batentes de fim-de-curso no sistema de análise. Vista em pormenor do contacto do sensor de fim-de-curso com o batente na placa de deslizamento.

2.7.5 Motor

Para a selecção do motor, é necessário ter em conta o tempo de avanço do transportador, não apenas por questões relacionadas com a cadência, mas também por restrições do tempo de aquisição dos componentes de medida, sendo necessário encontrar um equilíbrio entre elas.

Pretende-se utilizar um motor de corrente contínua, compacto e com binário suficiente para fazer movimentar o transportador. Para isso é necessário considerar as características da cremalheira e da engrenagem escolhidas anteriormente, o tempo de aquisição dos sensores laser de medição e o intervalo de amostragem na análise de uma mola de lâmina. No anexo D.1.2, encontra-se o processo de cálculo que permitiu determinar as rotações necessárias para eixo do motor, bem como o tempo de avanço do transportador. A escolha recaiu então sobre um motor com caixa de engrenagens, marca Paravalux (anexo B.1.13), cujas características principais são indicadas na Tabela 2.13.

Tabela 2.13 – Características principais do motor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Motor	Tipo	Motor DC de magnetos permanentes e caixa de engrenagens	Parvalux PM4MB 80W, Gear Box Ratio: 18 1/2:1
	Tensão de Alimentação	24 V	
	Potência	80 W	
	Binário	3,5 N·m	
	Rotação à saída da caixa de engrenagens	162 rpm	

Estas características permitem que a velocidade de avanço do transportador seja de 0,4 m/s, o que corresponde a 7,5 s de tempo de avanço total e significa que o intervalo de amostragem mínimo é de 10 mm.

2.7.6 Componentes de protecção

Já foi exposto anteriormente que o ambiente industrial onde a máquina de análise está inserida está sujeito a poeiras, limalhas, escória, óleos e muitos outros elementos que se podem depositar nos carris, nos patins, na cremalheira e na engrenagem, condicionando o bom funcionamento do sistema de transporte, pelo que é essencial recorrer a elementos de protecção.

Foram então projectadas algumas chapas em aço para envolver os componentes descritos acima e ainda uma calha de deslizamento que permite a utilização de uma tela de protecção pré-fabricada para estes fins (anexo B.1.14). As características da tela de protecção seleccionada apresentam-se na Tabela 2.14.

Tabela 2.14 – Características principais da tela de protecção.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Tela de protecção	Tipo	Rolo de protecção TF (mola de torção)	ROLLER Cover TF (BB150, AZ3000, A11, F1.0)
	Material	Borracha sintética (Viton)	
	Largura	150 mm	
	Comprimento	3000 mm	
	Espessura	2 mm	

No anexo A.1.15 encontra-se o desenho técnico das chapas projectadas e da calha de deslizamento e na Figura 2.32 está representada uma vista geral da montagem dos componentes de protecção.

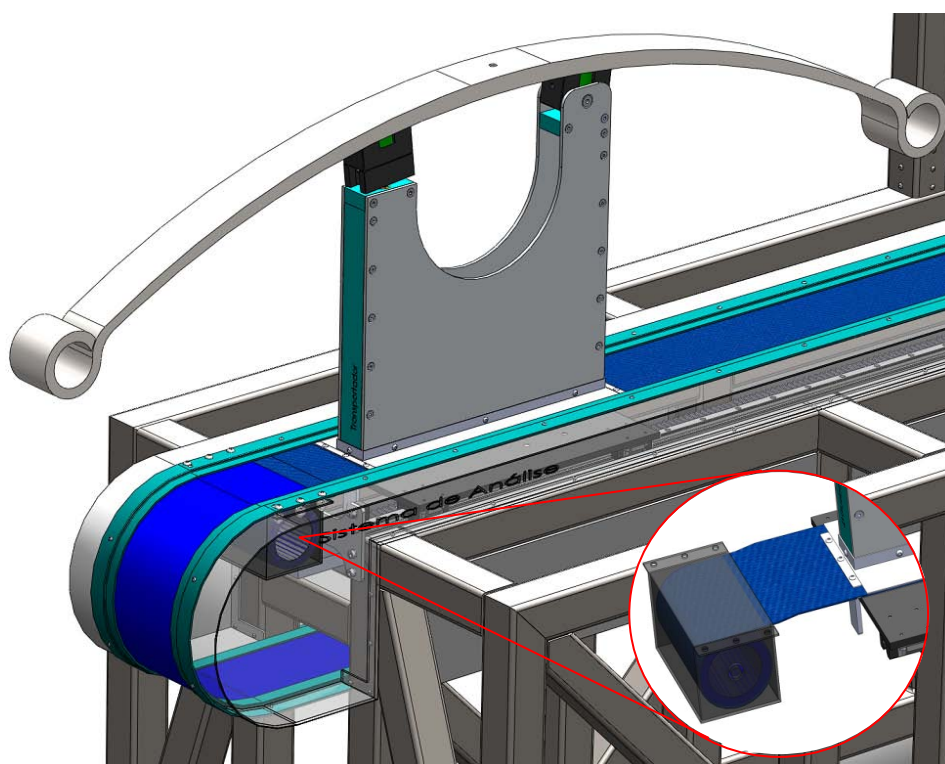


Figura 2.32 – Protecção do sistema de transporte e vista em detalhe do enrolador da tela de protecção e da sua fixação ao transportador.

2.8 QUADRO DE AUTOMAÇÃO E CONTROLO

Para que os dispositivos eléctricos do sistema de análise possam funcionar é necessário que exista um conjunto de componentes que lhes forneça energia eléctrica e que faça o seu controlo e comando. Optou-se então pela colocação destes elementos num local externo ao sistema de análise, i.e., fora da sua estrutura, de modo a manter seguros e tornar os componentes de automação acessíveis ao utilizador, não apenas por questões práticas relacionadas com a manutenção do sistema, mas também para facilitar o interface homem-máquina. Deste modo foi necessário projectar um quadro de automação e controlo para o sistema de análise.

Neste quadro de automação encontra-se então o contactor¹² que permite o accionamento do motor eléctrico e oferece uma protecção contra correntes elevadas. A utilização deste dispositivo podia ser descartada, pois a corrente máxima consumida pelo motor é cerca de 3,3 A e ao autómato podem ser ligadas cargas resistivas que consumam, no máximo, 5 A. No entanto, sendo o autómato um dispositivo mais sensível e em caso de substituição, um componente bastante mais dispendioso, a utilização do contactor deve ser mantida, proporcionando assim uma maior margem de segurança contra sobrecargas. As características principais do contactor (anexo B.1.15) encontram-se na tabela abaixo:

Tabela 2.15 – Características principais do contactor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Contactor	Tensão de alimentação	24 Vdc	Siemens 3RF2310-1BA02
	Tensão da carga	24-230 V	
	Corrente de comutação máxima	10,5 A	
	Tipo de montagem	Calha DIN	

No interior deste quadro de automação encontra-se ainda a fonte de alimentação que permite transformar a corrente alternada da rede em corrente contínua, necessária para alimentar todos os componentes eléctricos do sistema de análise. No anexo D.1.3 encontra-se o cálculo efectuado que permitiu determinar a corrente total consumida pelo sistema de análise, cerca de 5 A, levando à escolha de uma

¹² *Contactor* é um dispositivo electromecânico (interruptor), semelhante a um relé, utilizado em circuitos de potência.

fonte de alimentação (anexo B.1.16), cujas características principais se resumem na Tabela 2.16.

Tabela 2.16 – Características principais da fonte de alimentação do sistema de análise.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Fonte de alimentação (SA)	Tipo	Fonte comutada	Traco TCL 120-124C
	Tensão de alimentação	230Vac	
	Tensão de saída	24 Vdc	
	Corrente de saída	5 A	
	Tipo de montagem	Calha DIN	

Todos os componentes que se inserem dentro do quadro permitem ser fixos a uma calha DIN¹³, o que permite que estes sejam facilmente substituídos ou que se adicionem novos componentes, por exemplo, alguns dos componentes eléctricos do sistema de correcção, ficando assim um painel de automação comum, como será analisado posteriormente.

É no topo deste quadro que é inserido o automático (anexo B.1.17), de modo a que o utilizador possa facilmente aceder aos seus controlos e visualizar as informações no seu ecrã. As características e o modo de funcionamento do automático serão abordados posteriormente no capítulo 7. Ainda no topo do quadro de automação, encontra-se um botão de emergência, que permite parar o funcionamento do sistema de análise caso ocorra alguma anomalia e uma coluna de luzes que indicam o estado de funcionamento da máquina. Assim, por exemplo, se a máquina está em funcionamento normal, a coluna acende luz verde, se existe algum problema assinalado pelo automático, liga a luz laranja e se ocorrer uma paragem de emergência, liga a luz vermelha. Na tabela seguinte encontram-se as características da coluna de sinalização seleccionada.

Tabela 2.17 – Características principais da coluna de sinalização.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Coluna de sinalização	Nº de Módulos (cor)	3 (Vermelho, Laranja, Verde)	Werma 69300055
	Tensão de alimentação	24 Vdc	

¹³ Calha DIN é um tipo de calha normalizada pelo *German Institute for Standardization* utilizada para fixar e substituir, de forma rápida e cómoda, componentes em painéis ou caixas eléctricas.

2.9 DESENHO CONJUNTO

Até ao momento foram apresentados todos os componentes que constituem o sistema de análise e o modo de montagem de cada um dos seus subconjuntos e subsistemas. Resta agora conhecer o resultado final do agrupamento total dos componentes que é representado no desenho conjunto do sistema de análise presente na figura seguinte.

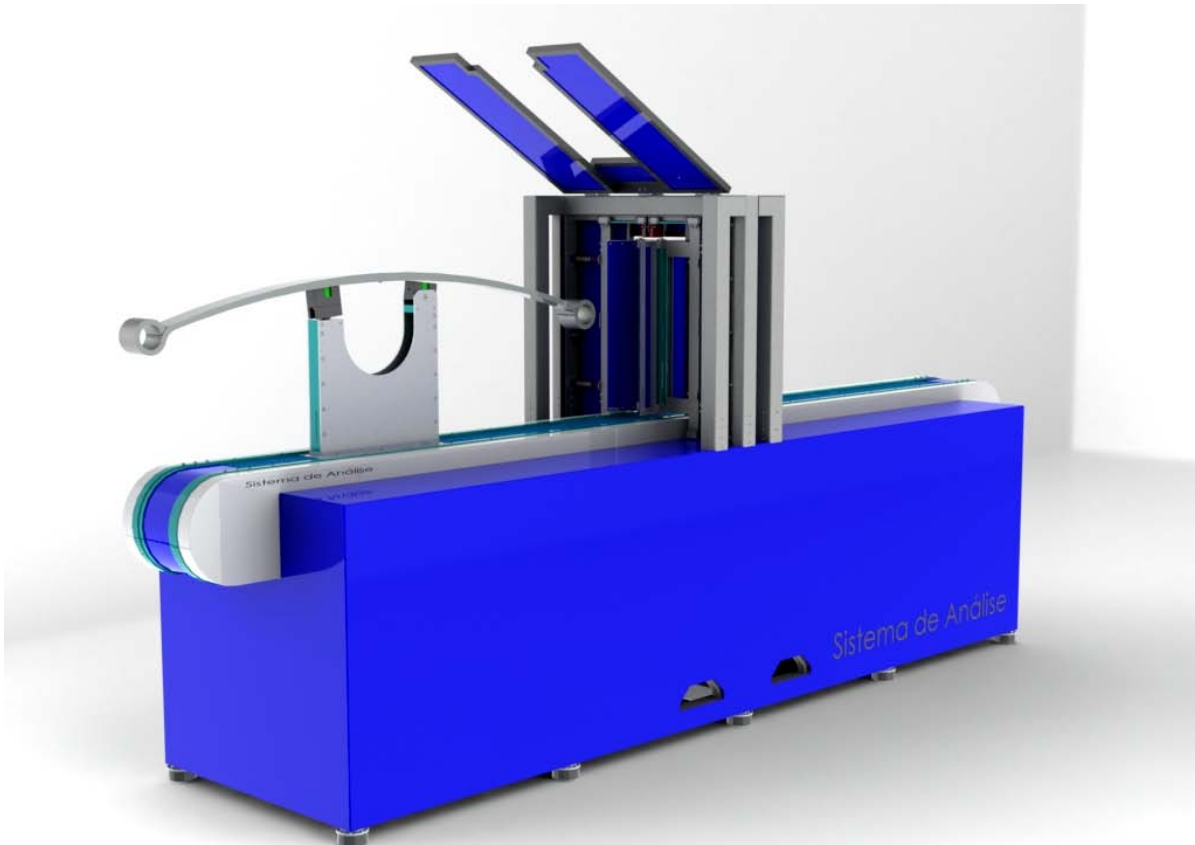


Figura 2.33 – Desenho conjunto do sistema de análise.

3 MÉTODO DE ANÁLISE

3.1 INTRODUÇÃO

Após a leitura do capítulo 0, são já conhecidos os componentes que formam o sistema de análise e a função que cada um desempenha. Chegou agora a altura de tratar as informações dadas pelos sensores laser de medição de distância e pelo encoder, ou seja, definir o método de análise. Este método permite obter o camber, a curvatura e a torção da mola de lâmina analisada e caracterizá-la como correcta, deformada com necessidade de correcção ou deformada sem possibilidade de correcção.

Antes de se avançar com a definição do método de caracterização de uma mola, é necessário definir quais as variáveis que correspondem ao dados adquiridos pelos sensores. Para tal, veja-se a Figura 3.1.

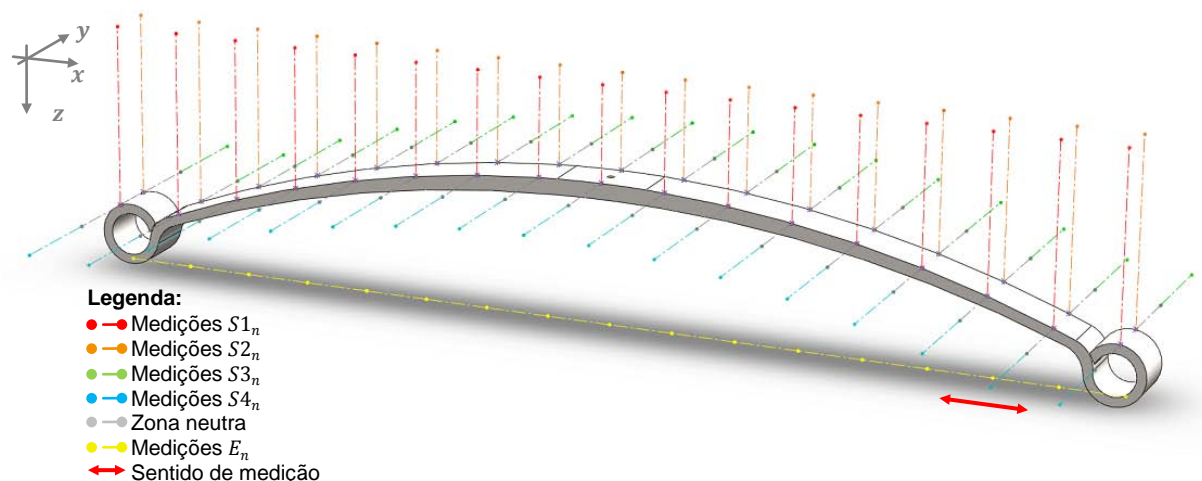


Figura 3.1 – Representação da medição de uma mola de lâmina pelo conjunto dos sensores laser de medição de distância (S1, S2, S3 e S4) e pelo encoder (E).

Verifica-se então que as medições dos sensores laser (S1, S2, S3 e S4) e do encoder (E), num determinado ponto n , correspondem a coordenadas do referencial

$Oxyz$ definido para o sistema de análise, podendo obter-se assim três conjuntos de coordenadas, cada uma em relação a um eixo do referencial $Oxyz$:

- $x_n = \{E_n\} \Rightarrow$ Comprimento no ponto n ;
- $y_n = \{S3_n; S4_n\} \Rightarrow$ Coordenadas do perfil de curvatura no ponto n ;
- $z_n = \{S1_n; S2_n\} \Rightarrow$ Coordenadas do perfil do camber no ponto n .

Sabendo que para a análise da mola de lâmina é necessário ter um conjunto de pontos tridimensionais, pode agora definir-se que cada ponto obtido numa medição corresponde exactamente a $P_n = (x_n; y_n; z_n)$, sendo x_n , y_n e z_n definidos em função do sensor que o mediu.

3.1.1 Torção

A torção de uma mola de lâmina pode ser definida como a rotação da uma extremidade (ou olhal), segundo o eixo longitudinal da mola de lâmina e considerando que a outra extremidade (ou olhal) se encontra fixa.

Em termos práticos, a torção de uma mola de lâmina, pode ser calculada pela diferença de altura, entre dois pontos colineares e em extremidades opostas dessa mesma mola. Sabendo que os sensores de medição de distância vertical, S1 e S2, realizam a medição da mola em extremidades opostas e relativamente ao mesmo ponto de avanço longitudinal, pode definir-se a torção em cada ponto pela seguinte equação:

$$Torção_{mn} = S1_{mn} - S2_{mn} \quad (3.1)$$

onde $S1_{mn}$ corresponde ao valor medido pelo sensor S1 no ponto n e $S2_{mn}$ ao valor medido pelo sensor S2 no mesmo ponto n .

Para definir se no ponto n em análise existe ou não torção e se existir, caracterizar o seu tipo, basta atender às seguintes condições:

- $Torção_{mn} = 0 \Rightarrow$ Não existe torção;
- $Torção_{mn} > 0 \Rightarrow$ Torção no sentido horário;
- $Torção_{mn} < 0 \Rightarrow$ Torção no sentido anti-horário.

As condições anteriores permitem avaliar o estado da mola independentemente de existir uma mola padrão para comparação.

Embora as molas de lâmina mais comuns não tenham torção, existem alguns tipos de molas com torção em alguns dos seus segmentos, normalmente nas extremidades. Como se quer um sistema o mais versátil possível, deve-se comparar a torção no ponto n da mola medida, $Torção_{mn}$, com a torção no mesmo ponto da mola tabelada, $Torção_{tn}$, o que é facilmente realizado tendo em conta a seguinte equação:

$$\Delta Torção_n = Torção_{mn} - Torção_{tn} \quad (3.2)$$

Tal como se definiu anteriormente, para verificar o estado de torção no ponto n da mola medida, relativamente à mola padrão, considera-se as seguintes condições:

- $\Delta Torção_n = 0 \Rightarrow$ Não existe torção;
- $\Delta Torção_n > 0 \Rightarrow$ Torção no sentido anti-horário;
- $\Delta Torção_n < 0 \Rightarrow$ Torção no sentido horário.

Conhecidos os pontos com e sem torção, pode caracterizar-se a mola analisada quanto à sua percentagem de torção através da seguinte equação:

$$Torção' = \frac{\sum P_{(\Delta Torção \neq 0)}}{N} \times 100\% \quad (3.3)$$

onde $P_{(\Delta Torção \neq 0)}$ corresponde aos pontos com torção e N ao número total de pontos medidos.

3.1.2 Camber

O camber, ou arco, é a medida da linha traçada desde o centro da mola de lâmina até que esta encontra a linha definida pelos centros dos olhais. Para avaliar este parâmetro é necessário recorrer às coordenadas x , dadas pelo encoder e às coordenadas z , dadas pelas medições dos sensores laser de medição vertical, i.e., pelos sensores S1 e S2.

O camber da mola de lâmina em cada ponto é então definido pela média dos valores medidos pelos sensores S1 e S2 em cada ponto, de acordo com a equação abaixo indicada:

$$Camber_{mn} = \frac{S1_{mn} + S2_{mn}}{2} \quad (3.4)$$

onde $S1_{mn}$ corresponde ao valor medido pelo sensor S1 no ponto n e $S2_{mn}$ ao valor medido pelo sensor S2 no mesmo ponto n .

Esta forma de calcular o camber trás algumas vantagens na caracterização da mola, especialmente na análise de uma mola com torção. Como indicado anteriormente, quando existe torção, as medições $S1_{mn}$ e $S2_{mn}$ são diferentes e, caso se utilizasse apenas um sensor para caracterizar o camber da mola, poderia ser introduzido um erro na medição. Assim, com a média entre os dois pontos medidos, é sempre encontrado o ponto médio existente entre eles, que corresponde a um ponto bem mais aproximado ao que seria esperado obter numa mola sem torção. A média dos sensores S1 e S2, como calculado na equação (3.4), permite também definir a coordenada z dos pontos P_{mn} , ou seja z_{mn} , que será utilizada na rotação virtual, como se verá mais adiante.

Para caracterizar a mola analisada quanto ao estado do camber, ou seja, se este se encontra dentro dos parâmetros estabelecidos para o tipo de mola em análise, é necessário ter uma base de dados para que se possam comparar cada um dos pontos medidos com pontos tabelados. Para efectuar essa comparação, deve então utilizar-se a seguinte equação:

$$\Delta\text{Camber}_n = \text{Camber}_{mn} - \text{Camber}_{tn} \quad (3.5)$$

onde ΔCamber_n é a diferença entre o camber medido e o camber tabelado no ponto n , correspondendo ao Camber_{mn} e Camber_{tn} , respectivamente.

Para definir agora se o ponto n em está de acordo com os valores tabelados, basta ter em conta as seguintes condições:

- $\Delta\text{Camber}_n = 0 \Rightarrow$ Camber correcto;
- $\Delta\text{Camber}_n > 0 \Rightarrow$ Maior Camber;
- $\Delta\text{Camber}_n < 0 \Rightarrow$ Menor Camber.

Posto isto, pode caracterizar-se percentualmente a mola analisada quanto ao nível de deformação do camber recorrendo à equação apresentada abaixo:

$$\text{Camber}' = \frac{\sum P_{(\Delta\text{Camber} \neq 0)}}{N} \times 100\% \quad (3.6)$$

onde $P_{(\Delta\text{Camber} \neq 0)}$ corresponde aos pontos onde o camber é incorrecto e N ao número total de pontos medidos.

Na caracterização do camber, ou arco de uma mola, pode ainda ser definido se este é maior ou menor que o camber tabelado. Em termos práticos, quanto maior o valor do Camber_{mn} , relativamente ao valor do Camber_{tn} , maior será o camber da mola analisada em relação ao camber da mola tabelada. Considere-se então a seguinte equação:

$$\Delta\text{Camber} = \sum \text{Camber}_{mn} - \sum \text{Camber}_{tn} \quad (3.7)$$

onde ΔCamber devolve o estado do camber da mola medida em relação ao camber da mola tabelada através da diferença entre a soma dos valores do Camber_{mn} e a soma dos valores do Camber_{tn} . Desta equação podem resultar três situações:

- $\Delta\text{Camber} = 0 \Rightarrow$ Camber correcto;
- $\Delta\text{Camber} > 0 \Rightarrow$ Camber elevado;
- $\Delta\text{Camber} < 0 \Rightarrow$ Camber reduzido.

Tem-se assim uma caracterização da mola analisada quanto ao estado do seu camber que permite verificar se este se encontra dentro dos parâmetros aceitáveis para o tipo de mola em questão.

3.1.3 Curvatura

Para determinar a deformação longitudinal das molas de lâmina, é necessário utilizar as medições feitas pelos sensores laser de medição de distância horizontal, ou seja, as coordenadas y .

Para definir o perfil de curvatura medido de forma mais precisa e sabendo que existem dois sensores de medição horizontal, o S3 e o S4, pode fazer-se uma média entre estes dois valores, recorrendo à seguinte equação:

$$\text{Curvatura}_{mn} = \frac{S3_{mn} + S4_{mn}}{2} \quad (3.8)$$

onde $S3_{mn}$ corresponde ao valor medido pelo sensor S3 no ponto n e $S4_{mn}$ ao valor medido pelo sensor S4 no mesmo ponto n . Esta equação define assim a coordenada y dos pontos P_{mn} , ou seja, y_{mn} .

Uma análise prática da existência de curvatura pode ser feita por comparação entre os valores medidos pelos sensores S3 e S4, como se mostra na equação seguinte:

$$Curvatura_{mn}^* = S3_{mn} - S4_{mn} \quad (3.9)$$

onde $S3_{mn}$ corresponde ao valor medido pelo sensor S3 no ponto n e $S4_{mn}$ ao valor medido pelo sensor S4 no mesmo ponto n . Analisando agora os valores devolvidos pela equação anterior, podem definir-se três situações distintas que permitem caracterizar os pontos medidos como tendo ou não curvatura e se tiverem curvatura, qual o seu estado:

- $Curvatura_{mn}^* = 0 \Rightarrow$ Mola sem curvatura;
- $Curvatura_{mn}^* > 0 \Rightarrow$ Curvatura para a esquerda;
- $Curvatura_{mn}^* < 0 \Rightarrow$ Curvatura para a direita.

No entanto, sendo a curvatura longitudinal o parâmetro mais problemático existente nas molas de lâmina deformadas e sobre o qual pode ser necessário efectuar uma correcção, é fundamental definir mais especificamente a curvatura existente entre dois pontos.

Suponha-se então uma curva definida pela função $y = f(x)$ da qual se pretende calcular a sua curvatura. Atendendo à definição de curvatura dada pela geometria diferencial [1], de forma simplificada pode escrever-se a seguinte equação:

$$Curvatura = \frac{\left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right)}{\left(1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2\right)^{3/2}} \quad (3.10)$$

No entanto, para aplicar esta definição para a caracterização da curvatura de uma mola de lâmina, seria necessário criar uma função que definisse o camber, o que resultaria num processo bastante complexo. Considere-se então a Figura 3.2 onde se representa uma mola de lâmina com curvatura longitudinal.

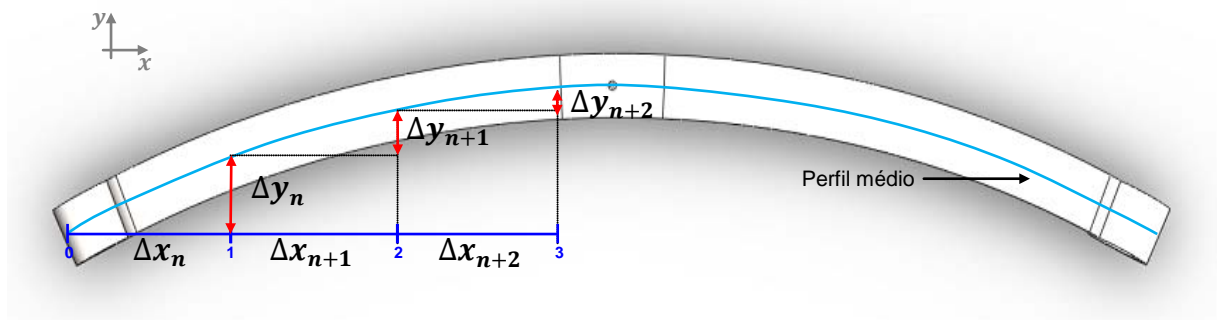


Figura 3.2 – Representação de uma mola de lâmina deformada longitudinalmente onde se apresenta o perfil médio e a variação de distância em x e em y para o cálculo da curvatura.

Nesta figura encontram-se os parâmetros que se referem à variação de x e de y em vários pontos do perfil médio da mola. A variação de x num dado ponto n , ou seja, Δx_n , que pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\Delta x_n = x_{mn} - x_{mn-1}, \quad \text{com } n = 1, 2, 3 \dots, (N - 2) \quad (3.11)$$

onde x_{mn} é a distância a que o ponto n foi medido, num total de pontos correspondente a N . Da mesma forma, pode definir-se a variação em y num ponto n , ou seja, Δy_n , pela equação:

$$\Delta y_n = y_{mn} - y_{mn-1}, \quad \text{com } n = 1, 2, 3 \dots, (N - 2) \quad (3.12)$$

onde y_{mn} é a distância a que o ponto n foi medido (tendo em conta o perfil de curvatura médio), num total de pontos correspondente a N . Note-se que a amostra dos pontos medidos se inicia num ponto a que se atribui o índice 0 e tem um número total de pontos igual N , i.e., $n = 0, 1, 2, \dots, (N - 1)$. Assim sendo, no cálculo de Δx_n , não se considera a variação no ponto de índice $n = 0$, pois esta corresponderia à variação entre o primeiro ponto e um ponto não existente. Para o cálculo de Δy_n é excluído o primeiro e o último ponto, pois como são pontos de extremos têm apenas um único ponto adjacente, o que não permite que haja uma variação em y . É por esta razão que não é necessário calcular a variação de x no último ponto.

Conhecidas as variações existentes em x e em y , tendo como base a equação (3.10) e fazendo o cálculo numérico de uma derivada, pode definir-se uma nova equação:

$$Curvatura_{cn} = \frac{\left(\frac{\left(\frac{\Delta y_{mn+1}}{\Delta x_{mn+1}} \right) - \left(\frac{\Delta y_n}{\Delta x_n} \right)}{(\Delta x_n)} \right)}{\left(1 + \left(\frac{\Delta y_n}{\Delta x_n} \right)^2 \right)^{3/2}}, \quad \text{com } n = 1, 2, 3, \dots, (N - 2) \quad (3.13)$$

Esta equação permite assim calcular a curvatura de uma mola de lâmina na vizinhança de um ponto n , sem a necessidade de criar uma função que traduza o camber e é bastante útil, pois permite caracterizar a mola de lâmina analisada e ainda definir um gráfico de pressão para a correcção dessa mesma mola, como se verá mais adiante.

Para caracterizar uma mola de lâmina podem ser utilizados apenas os valores de $Curvatura_{cn}$ dados pela equação anterior, pois se o valor calculado for igual a 0, considera-se que não existe curvatura e se o valor for diferente de zero, então a mola está deformada longitudinalmente. No entanto, para tornar o método de análise mais versátil e mais preciso, pode fazer-se uma comparação entre os valores calculados, $Curvatura_{cn}$ e os valores tabelados, $Curvatura_{tn}$ como mostra a equação abaixo:

$$\Delta Curvatura_n = Curvatura_{cn} - Curvatura_{tn} \quad (3.14)$$

Analisando os valores obtidos para a variação de curvatura calculada no ponto n , $\Delta Curvatura_n$, pode caracterizar-se a mola quanto ao seu estado de curvatura na vizinhança do ponto n em função das seguintes condições:

- $\Delta Curvatura_n = 0 \Rightarrow$ Não existe curvatura;
- $\Delta Curvatura_n > 0 \Rightarrow$ Curvatura para a direita;
- $\Delta Curvatura_n < 0 \Rightarrow$ Curvatura para a esquerda.

Considerando agora o número de intervalos com variação de curvatura diferente de zero, i.e., $\Delta Curvatura_n \neq 0$, pode-se então caracterizar a mola quanto à sua percentagem de deformação, utilizando-se para isso a seguinte equação:

$$Curvatura' = \frac{\sum P_{(\Delta Curvatura \neq 0)}}{(N - 2)} \times 100\% \quad (3.15)$$

sendo $P_{(\Delta Curvatura \neq 0)}$ os pontos com curvatura e $(N - 2)$ o número de intervalos considerados.

3.2 MODO DE CALIBRAÇÃO

Para que a análise de molas de lâmina produza resultados correctos, para além de ser fundamental ter todos os sensores alinhados, é necessário que exista uma base de dados fidedigna para comparação dos resultados das medições.

A calibração do sistema de análise é um processo extremamente simples, pois é apenas necessário que seja medida uma mola de lâmina que se encontre dentro de todos os padrões exigidos para o tipo de mola em questão, ou seja, deve ser analisada uma mola padrão.

Para os tipos de molas comuns, é usual existir já uma mola padrão, que foi submetida a uma análise em laboratórios metrológicos, utilizando dispositivos de elevada precisão para a medição de coordenadas (CMM), como aqueles que foram referidos no capítulo 1.

Para calibrar o sistema de análise, a mola de lâmina padrão deve ser colocada manualmente no transportador, tendo um cuidado especial com o alinhamento com o plano horizontal e vertical, que deve ser feito o mais paralelo possível. De facto, mesmo que a mola seja colocada com uma ligeira inclinação, o método de análise é efectuado correctamente graças ao método de alinhamento virtual desenvolvido, que se explica posteriormente. Na Figura 3.3 representa-se o modo de colocação ideal de uma mola padrão para calibração do sistema de análise.

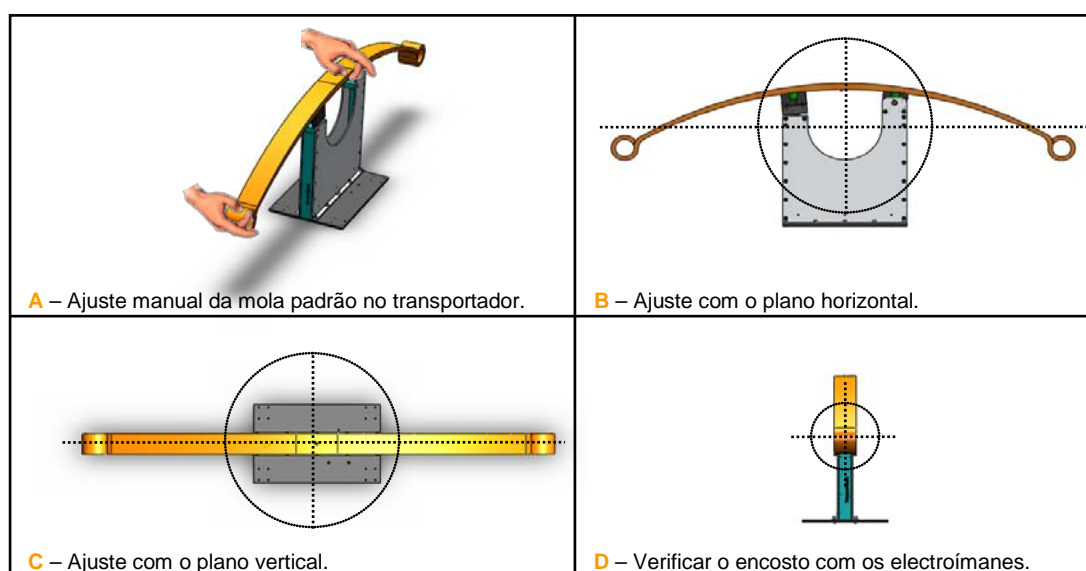


Figura 3.3 – Representação do alinhamento de uma mola de lâmina padrão para calibração do sistema de análise.

Para auxiliar nesta calibração, quando é activado o modo de calibração no autómato, é activado também um modo de operação manual, como se verá mais adiante. Este modo permite que o utilizador active ou desactive os electroímãs, faça mover o transportador no sentido pretendido e permite ainda que o utilizador visualize as medições de todos os sensores, o que facilita o alinhamento da mola padrão de forma correcta, sem a necessidade de utilizar equipamentos auxiliares, como, por exemplo, a utilização de réguas, paquímetros ou outro aparelho de medida.

Depois da mola padrão estar devidamente colocada no transportador, o utilizador dá ordem para que o sistema inicie uma medição de calibração, que consiste na medição do camber, torção e curvatura da mola padrão. Esta análise é feita no avanço do transportador e no seu regresso, permitindo calcular os valores médios das medições. Estes valores são então guardados numa tabela, a que se dá o nome da referência da mola padrão medida e que, posteriormente, é transferida para a memória *flash*¹⁴ do autómato. Esta tabela pode ainda ser transferida para uma folha de *Excel*¹⁵ de modo a permitir criar uma base de dados de segurança para o caso de ocorrer algum problema com o autómato, não sendo necessário efectuar novamente todo o processo de calibração. A Tabela 3.1 apresentada abaixo é um exemplo da tabela de dados referente a uma mola padrão com a referência ABC.

Tabela 3.1 – Dados tabelados de uma mola padrão, Ref.: ABC.

Linha	x_{tn}	$S1_{tn}$	$S2_{tn}$	$S3_{tn}$	$S4_{tn}$	$Camber_{tn}$	$Curvatura_{tn}$	$Torção_{tn}$	Parâmetros
0	Coordenadas da medição do encoder	Coordenadas da medição do sensor S1	Coordenadas da medição do sensor S2	Coordenadas da medição do sensor S3	Coordenadas da medição do sensor S4	Valores do camber	Valores da curvatura	Valores da torção	mv_t
1									mh_t
2									α_t
3									β_t
...									L_t
...									N_t
$N - 1$								0	

¹⁴ Memória *flash* é um tipo de memória não volátil e que permite ser escrita e apagada.

¹⁵ *Excel* é um software de cálculo desenvolvido pela Microsoft.

Na tabela anterior existe ainda uma coluna onde se inserem alguns parâmetros, como o comprimento total tabelado, L_t , e o número de pontos total a medir, N_t , que vão ser utilizados para definir características do processo de análise da mola. Nesta coluna existem ainda outros parâmetros que são usados no método de alinhamento virtual da mola medida em relação à mola tabelada, como o declive vertical, mv_t , o declive horizontal, mh_t , o ângulo de inclinação vertical, α_t e o ângulo de inclinação horizontal, β_t .

Posto isto, o sistema está apto para fazer a análise de qualquer mola do mesmo tipo da mola padrão.

3.3 ROTAÇÃO VIRTUAL

Apesar de ainda não terem sido convenientemente explicados os sistemas de interface quer entre o sistema de análise e o tratamento térmico, quer entre o sistema de análise e o sistema de correcção, pode ser desde já considerada a hipótese de uma mola de lâmina não ser correctamente colocada no transportador do sistema de análise, podendo resultar em dois desajustes críticos, um em relação ao plano horizontal de referência e outro em relação ao plano vertical de referência, como se mostra na Figura 3.4.

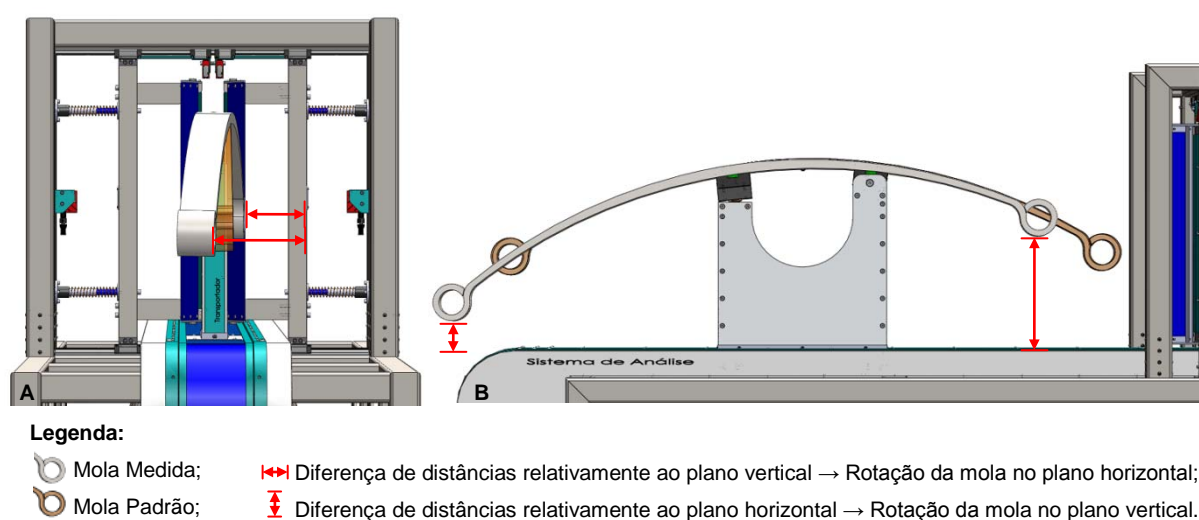


Figura 3.4 – Representação do problema da colocação de molas de lâmina no transportador fora do alinhamento com o plano vertical (A) e com o plano horizontal (B), correspondendo respectivamente a rotações no plano horizontal e vertical.

Para caracterizar a mola analisada, é necessário comparar, relativamente ao mesmo referencial (definido pelo primeiro ponto medido), os valores medidos com os valores tabelados obtidos no modo de calibração. No entanto, para que o sistema de análise possa ter uma cadência aceitável, por mais preciso que seja o sistema de interface, é extremamente difícil fazer com que o referencial da mola analisada coincida com o referencial da mola padrão. Tudo isto resulta numa situação bastante problemática, pois, como foi exposto, a caracterização da mola de lâmina é feita por comparação ponto a ponto (medido e tabelado) e, facilmente se deduz que, mesmo que a mola padrão e a mola medida sejam exactamente iguais, se a sua análise não for feita segundo o mesmo referencial, os valores serão díspares e o resultado obtido será errado, ou seja, o de uma mola deformada.

Analisando em pormenor as hipóteses que podem ocorrer na colocação da mola de lâmina no transportador, como mostrado na Figura 3.4 e escolhendo, como exemplo, a colocação de uma mola a medir fora do alinhamento com o plano horizontal, pode construir-se um esquema bidimensional como o que é apresentado na Figura 3.5.

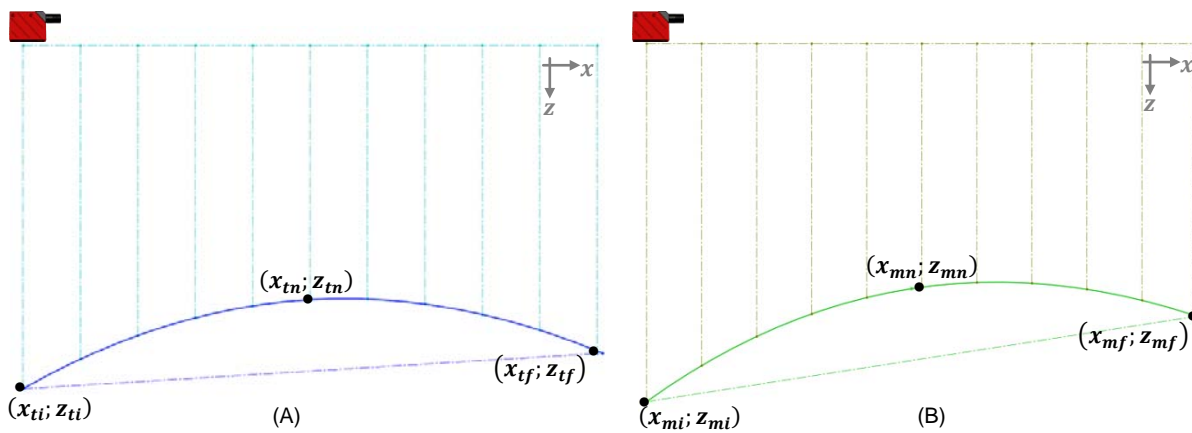


Figura 3.5 – Representação bidimensional dos dados referentes a uma mola de lâmina padrão (A) e dos dados obtidos para uma mola de lâmina em análise colocada no transportador fora do alinhamento pretendido (B).

Note-se que nesta figura o perfil tabelado da mola padrão não se encontra alinhado com o plano horizontal de referência, pois para este método de análise não é um factor significativo, sendo apenas necessário que o perfil da mola medida tenha o mesmo ponto inicial de medição e a mesma inclinação do perfil padrão. Então há

que procurar um método que permita alinhar estes dois perfis sem necessidade de recorrer a ajustes físicos.

Cruzando agora os dois perfis descritos acima, podem encontrar-se algumas relações existentes entre si, como se pode ver na Figura 3.6.

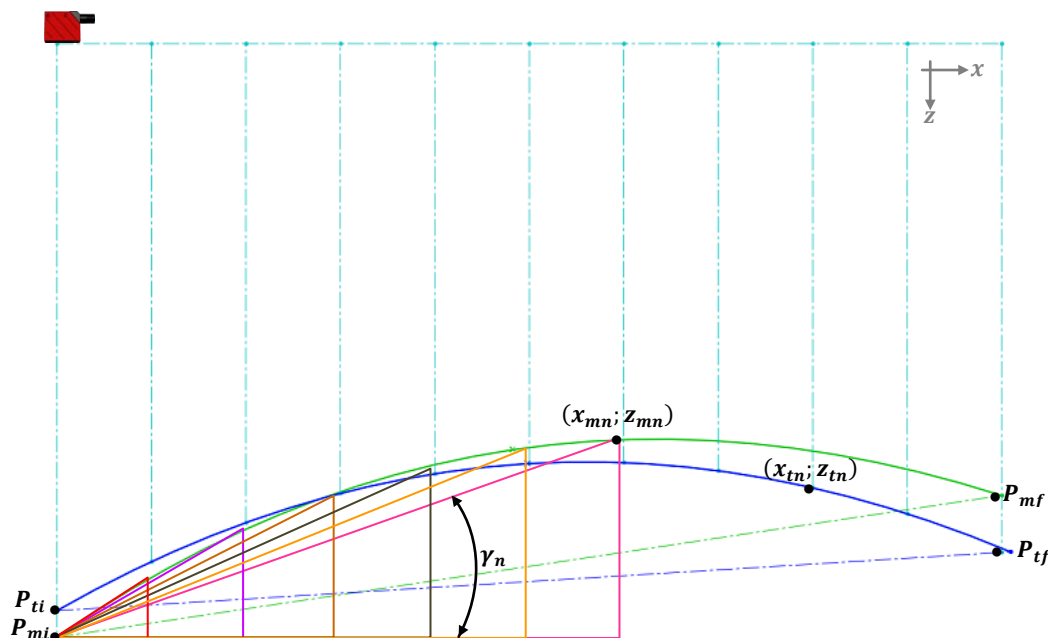


Figura 3.6 – Cruzamento de dados referentes a uma mola de lâmina padrão e uma mola de lâmina em análise, onde se apresenta a sucessão de triângulos rectângulos definidos pela mola em análise.

Verifica-se então que os pontos medidos da mola em análise, $P_{mn} = (x_{mn}; z_{mn})$, são verticalmente coincidentes com os pontos tabelados da mola padrão, $P_{tn} = (x_{tn}; z_{tn})$, pois foram todos adquiridos dentro do mesmo intervalo de medição, ou seja, $x_{mn} = x_{tn}$. Aprofundando um pouco mais a análise da figura, verifica-se que pode ser encontrada ainda uma sucessão de triângulos rectângulos, cada um definido exactamente pelo primeiro ponto medido da mola em análise, $P_{mi} = (x_{mi}; z_{mi})$, pelo ponto medido seguinte $P_{mn} = (x_{mn}; z_{mn})$ e cujo cateto adjacente corresponde precisamente à recta horizontal que intersecta o primeiro ponto medido, P_{mi} . Nestes triângulos podem-se calcular os seus catetos (oposto e adjacente) e a sua hipotenusa, bem como o ângulo na origem, γ_n , utilizando apenas os dados medidos e recorrendo a relações trigonométricas bastante simples, como se mostra mais adiante.

Continuando a analisar a Figura 3.6, verifica-se que facilmente se pode fazer coincidir o primeiro ponto medido, P_{mi} , com o primeiro ponto tabelado da mola padrão, P_{ti} , através de um simples translação vertical, passando a ter um ponto inicial comum, ou seja, $P_{mi} = P_{ti} = P_i$, como se mostra na Figura 3.7 apresentada abaixo.

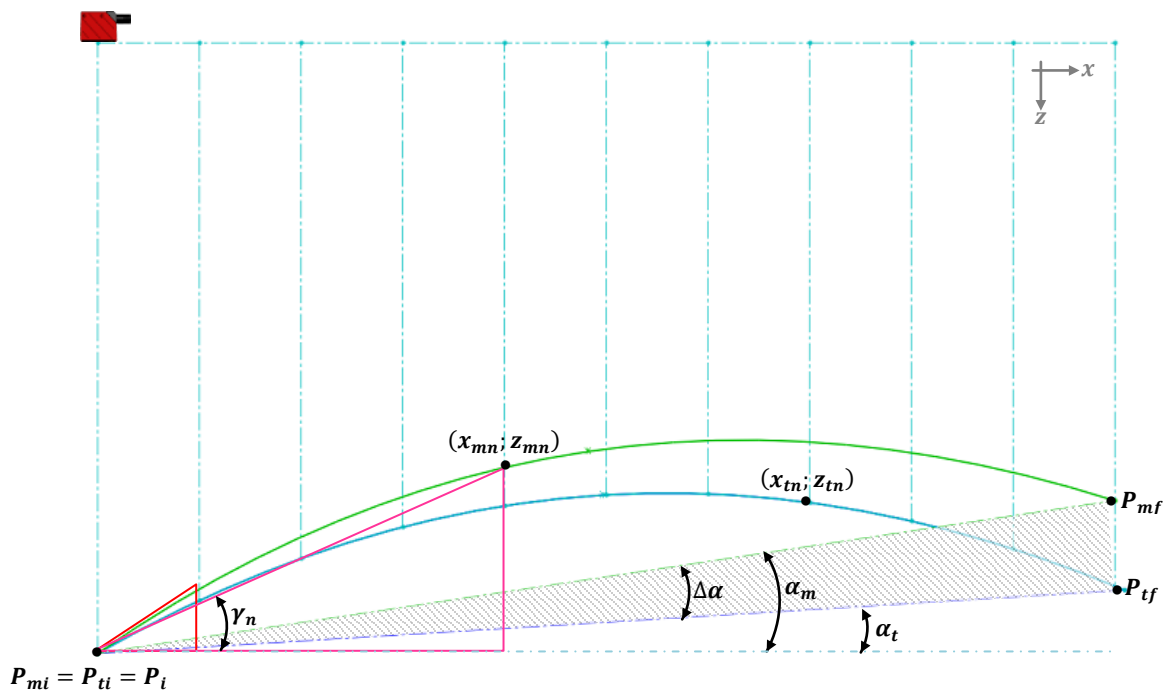


Figura 3.7 – Translação vertical dos pontos da mola medida para fazer coincidir o primeiro ponto medido (P_{mi}) com o primeiro ponto tabelado (P_{ti}).

Nesta nova figura, a sucessão de triângulos continua a existir e surge um novo triângulo definido pelo ponto inicial, P_i , pelo último ponto medido, P_{mf} e pelo último ponto tabelado, P_{tf} . Olhando atentamente para este novo triângulo, verifica-se que existe um pormenor bastante interessante, o seu ângulo $\Delta\alpha$, que indica o estado em que a mola de lâmina analisada foi colocada no transportador, ou seja, o estado de rotação da mola analisada em relação à da mola padrão. Considerando agora que se aplica, em torno do ponto P_i , uma rotação à mola medida de tal forma que o ângulo de rotação $\Delta\alpha$ seja anulado, verifica-se que o resultado obtido é a coincidência do perfil da mola medida com o perfil da mola tabelada, ou seja, o alinhamento da mola. Surge assim um novo conjunto de pontos, $P_{rvn} = (x_{rvn}; z_{rvn})$ que corresponde às novas coordenadas da mola virtualmente alinhada, como se pode ver pela Figura 3.8.

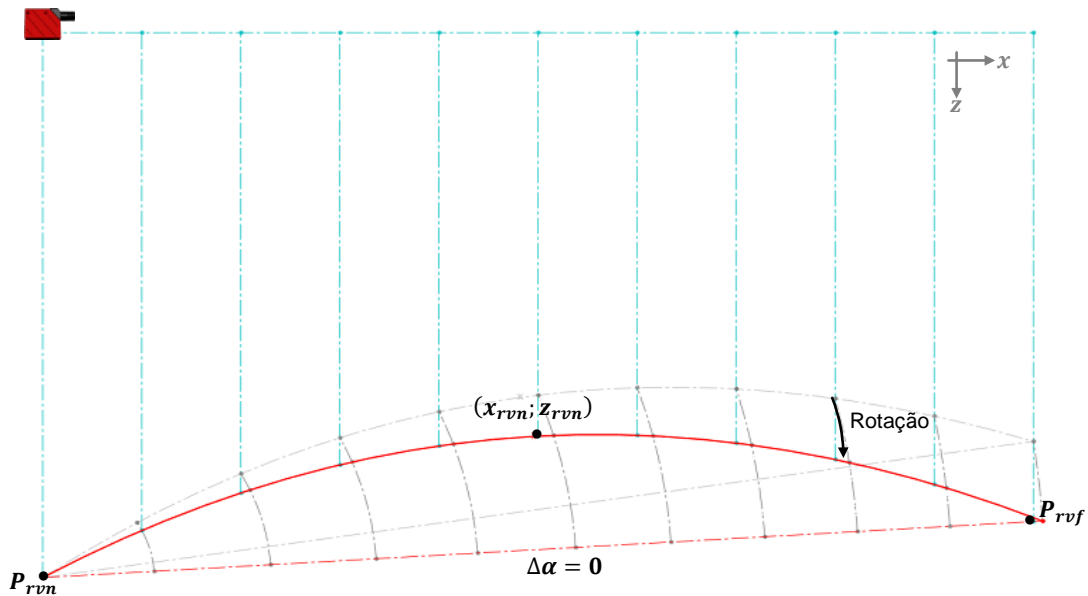


Figura 3.8 – Mola virtualmente alinhada, sendo o perfil da mola medido coincidente com o perfil da mola tabelado.

O caso analisado anteriormente refere-se ao desajuste ou rotação no plano vertical, no entanto, se for considerada a rotação segundo o plano horizontal, os pressupostos estudados continuam válidos.

Pode dizer-se então que a junção de todos estes pormenores, permitiu chegar a uma solução extremamente simples que resolve eficazmente o problema de alinhamento dos referenciais, pela realização de uma rotação virtual da mola em análise, fazendo com que, independentemente do estado de colocação da mola de lâmina no transportador, o autómato a interprete como estando perfeitamente alinhada com a mola padrão.

3.3.1 Método de cálculo

Conhecido o método de alinhar a mola a analisar com a mola padrão tabelada, falta agora definir o processo de cálculo que permite realizar a rotação virtual.

Para o processo de cálculo, considere-se que a amostragem dos valores é feita para um número total de pontos N , o que corresponde a pontos de índice $n = 0, 1, 2, \dots, (N - 1)$. Considere-se também que à designação do primeiro ponto medido ou tabelado corresponde índice $n = 0 = i$ e que o último ponto se designa pelo índice $n = (N - 1) = f$.

Rotação virtual vertical

Antes de aplicar a rotação virtual, é necessário verificar o ângulo de inclinação da mola padrão no plano vertical, ou seja, verificar o estado de colocação da mola no transportador. Para calcular o ângulo de inclinação vertical, é necessário calcular o valor de $Camber_{ti}$ e $Camber_{tf}$, dado pelas medições dos sensores S1 e S2, como referido anteriormente e aplicar a seguinte equação:

$$mv_t = \frac{Camber_{ti} - Camber_{tf}}{L_t} \quad (3.16)$$

com

$$L_t = x_{tf} \quad (3.17)$$

onde mv_t corresponde ao declive vertical e L_t ao comprimento total, ambos de uma mola padrão tabelada.

Conhecido o declive vertical, é agora necessário calcular o ângulo de inclinação correspondente, o que pode ser feito através da equação:

$$\alpha_t = \tan^{-1}(mv_t) \quad (3.18)$$

sendo α_t o ângulo de inclinação vertical da mola padrão que corresponde portanto ao ângulo de rotação no plano vertical.

Posto isto, tem-se a mola padrão caracterizada quanto à sua rotação no plano vertical. Note-se que este processo de cálculo deve ser efectuado durante o modo de calibração do sistema de análise, para que se possa ter uma tabela de dados da mola padrão com todos estes dados.

Da mesma forma que foi calculado o ângulo de rotação vertical da mola padrão, deve-se calcular o ângulo de rotação vertical da mola em análise. Considere-se então a seguinte equação:

$$mv_m = \frac{Camber_{mi} - Camber_{mf}}{L_m} \quad (3.19)$$

com

$$L_m = x_{mf} \quad (3.20)$$

onde mv_m corresponde ao declive vertical e L_m ao comprimento total, ambos da mola medida ou em análise.

Assim, o cálculo do ângulo de inclinação da mola medida pode ser feito pela equação:

$$\alpha_m = \tan^{-1}(mv_m) \quad (3.21)$$

sendo α_m o ângulo de inclinação vertical ou de rotação vertical da mola em análise.

Atendendo agora à sucessão de triângulos rectângulos definidos por $(x_{mn}; z_{mi})$, $(x_{mi}; z_{mi})$, $(x_{mn}; z_{mn})$, calcula-se o cateto oposto de cada um destes triângulos:

$$cop_{mn} = z_{mi} - z_{mn}, \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.22)$$

onde cop_{mn} corresponde ao cateto oposto do triângulo n calculado pela diferença entre o primeiro ponto medido, z_{mi} e pelo ponto medido correspondente ao triângulo em questão, z_{mn} .

Da mesma forma pode calcular-se o cateto adjacente:

$$cad_{mn} = \sum_{j=1}^n x_{mj}, \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.23)$$

onde cad_{mn} corresponde ao cateto adjacente do triângulo n calculado pelo somatório dos valores de x_{mj} até $j = n$.

Conhecidos os catetos de cada um dos triângulos rectângulos, pode agora calcular-se o ângulo definido pelo seu cateto adjacente e pela sua hipotenusa:

$$\gamma_n = \tan^{-1}\left(\frac{cop_{mn}}{cad_{mn}}\right), \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.24)$$

sendo γ_n o ângulo do triângulo n .

São agora conhecidos três ângulos, o de inclinação vertical da mola padrão, α_t , o de inclinação da mola medida, α_m e o ângulo γ_n do triângulo da sucessão no ponto n . É agora necessário realizar uma rotação de modo a que os ângulos α_m e α_t sejam coincidentes. Tudo isto tem de ser feito a todos os pontos do perfil da mola medido e

é conseguido fazendo rodar cada hipotenusa dos triângulos rectângulos em torno do ponto P_i segundo um ângulo η_n definido pela seguinte equação:

$$\eta_n = \gamma_n - \Delta\alpha = \gamma_n - \alpha_m + \alpha_t, \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.25)$$

sendo η_n o ângulo do triângulo n que anula a diferença de rotação vertical entre a mola medida e a mola padrão.

Perante este cenário, pode avançar-se para o cálculo das novas coordenadas que definem a coincidência do perfil da mola medida com o perfil tabelado da mola padrão. Considere-se então um ponto do perfil da mola medida, $P_{mn} = (x_{mn}; z_{mn})$, que se encontra afastado do seu centro de rotação segundo um raio correspondente à hipotenusa, h_n , do triângulo rectângulo n . A sua hipotenusa pode ser então definida por:

$$h_n = \sqrt{(cad_{mn})^2 + (cop_{mn})^2}, \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.26)$$

Considerando agora que se pretende realizar uma translação vertical de modo a fazer coincidir o primeiro ponto medido com o ponto inicial da mola tabelada, i.e., $P_{mi} = P_{ti}$, basta considerar a seguinte equação:

$$\Delta z_{tv} = z_{mi} - z_{ti} \quad (3.27)$$

onde Δz_{tv} corresponde ao deslocamento vertical que é necessário aplicar a todos os pontos medidos para realizar a translação vertical. Desta equação resultam duas situações:

- $\Delta z_{tv} > 0 \Rightarrow$ Translação vertical ascendente;
- $\Delta z_{tv} < 0 \Rightarrow$ Translação vertical descendente.

Verifica-se também que é apenas necessário calcular a nova coordenada do ponto inicial, z_{tvi} , sendo as coordenadas z de todos os outros pontos calculadas em relação a este, ficando todos eles também transladados. Assim z_{tvi} é definido por:

$$z_{tvi} = z_{mi} - \Delta z_{tv} = z_{ti} \quad (3.28)$$

como se pretendia.

Resta agora realizar a rotação do ponto P_{mn} da hipotenusa, h_n , segundo um ângulo η_n , para fazer coincidir o perfil medido com o perfil tabelado. Considerem-se então as seguintes equações:

$$z_{rvn} = z_{tvi} - (h_n \times \sin(\eta_n)), \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.29)$$

$$x_{rvn} = h_n \times \cos(\eta_n), \quad \text{com } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.30)$$

Nestas equações, z_{rvn} e x_{rvn} são as coordenadas do novo ponto P_{rvn} , designado por ponto de rotação vertical no ponto n e que corresponde precisamente ao ponto P_{mn} depois de uma translação e de uma rotação vertical. O resultado obtido até este momento encontra-se representado na Figura 3.9.

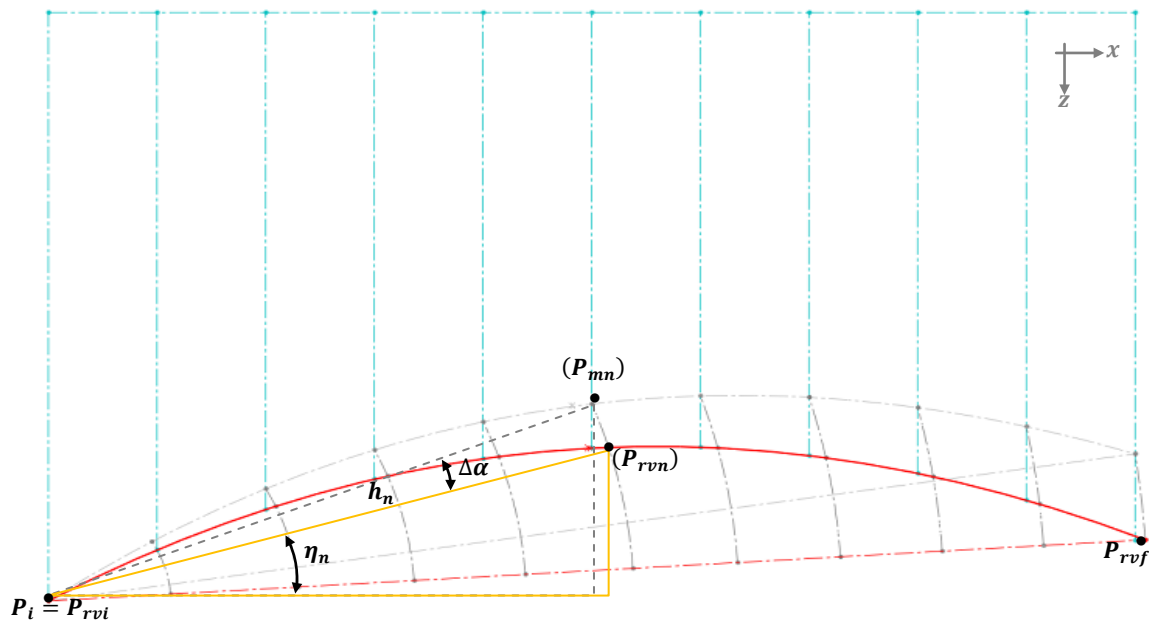


Figura 3.9 – Representação do resultado obtido no método de translação e rotação vertical.

Fazendo uma análise atenta da Figura 3.9 apresentada anteriormente, verificam-se alguns pormenores que podem condicionar a análise da mola. Faça-se então uma ampliação em torno de um ponto P_{rvn} como mostra a Figura 3.10.

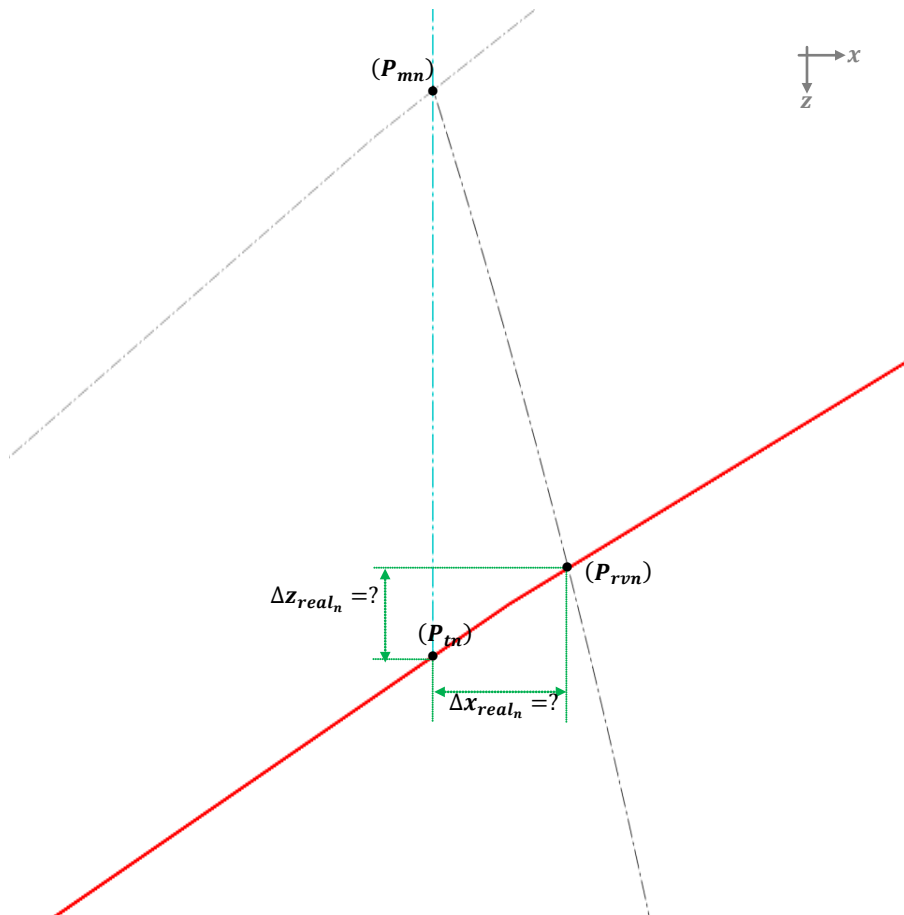


Figura 3.10 – Ampliação em torno de um ponto P_{rvn} do perfil da mola em análise.

Analisando então o que sucede em torno de um ponto P_{rvn} , verifica-se que existe uma diferença nas suas coordenadas, relativamente às coordenadas do ponto tabelado, P_{tn} . É então necessário resolver esta situação pois ao comparar os valores tabelados com os medidos, resultaria na caracterização da mola como deformada mesmo que esta tivesse um perfil perfeitamente coincidente com o perfil da mola tabelada.

Considere-se então que uma curva é composta por um conjunto de segmentos rectos e que se pode traduzir cada um destes segmentos através da equação de uma recta escrita na sua forma reduzida, ou seja, $z = mx + b$. Aplicando esta consideração ao caso em estudo, pode-se então obter o perfil da mola medida definido por segmentos de recta, como mostra a Figura 3.11. Ao processo de transformar um determinado perfil curvo numa recta, ou em segmentos de recta, dá-se o nome de linearização [9, 10].

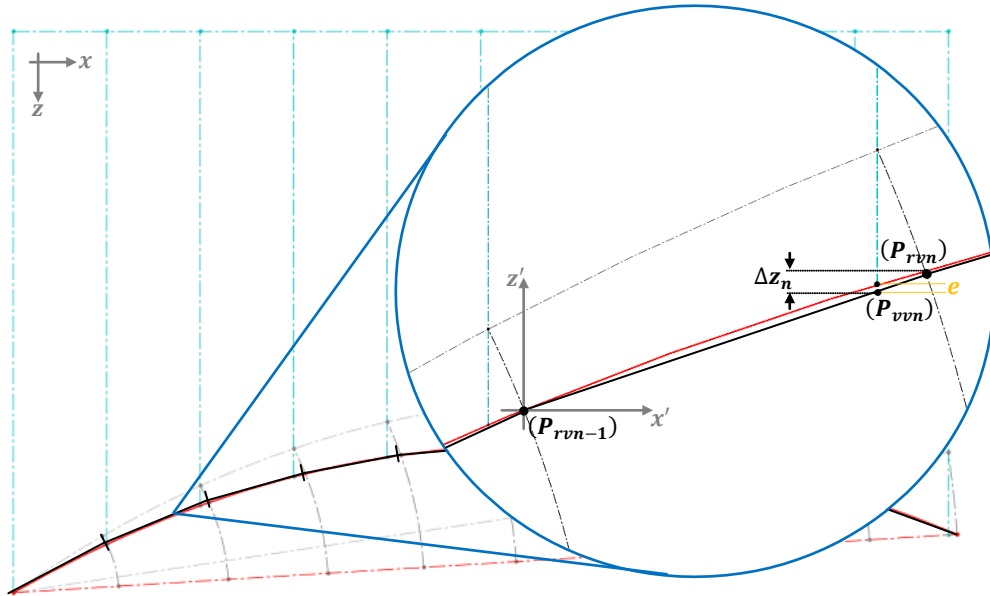


Figura 3.11 – Representação da linearização do perfil da mola analisada com vista em pormenor de um segmento de recta entre dois pontos.

Conhecendo então os pontos P_{rvn} e aplicando a equação $z = mx + b$ ao caso em estudo, pode escrever-se a equação do segmento de recta $\overline{P_{rvn-1}P_{rvn}}$ cuja inclinação é m_{lvn} e em que b é nulo pois passa na origem de um referencial $(Ox'z')$, definido pelo ponto P_{rvn-1} , ou seja, a equação do segmento de recta traduz-se por:

$$z'_{lv(x_n)} = m_{lvn} \times x'_n, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.31)$$

com

$$m_{lvn} = \frac{z_{rvn-1} - z_{rvn}}{x_{rvn} - x_{rvn-1}}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.32)$$

Conhecida a equação dos segmentos de recta que formam o perfil da mola medida, pode agora determinar-se o ponto virtual, P_{vvn} , dessas rectas através do cálculo das coordenadas x_{vvn} e z_{vvn} que o definem.

Para calcular a coordenada z_{vvn} dos pontos virtuais, primeiro é necessário calcular a diferença Δz_n entre os pontos P_{vvn} e P_{rvn} , que é muito aproximada à diferença real, Δz_{real_n} , correspondente ao perfil curvo da mola analisada, como se mostrou na Figura 3.10, sendo o erro associado, e , bastante reduzido e dado por:

$$e = \Delta z_n - \Delta z_{real_n}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.33)$$

Para cálculo de Δz_n , primeiramente, utiliza-se a equação do segmento de recta, substituindo x'_n pelo valor da distância entre a coordenada x_{rvn-1} do ponto P_{rvn-1} , que corresponde à origem do referencial e a coordenada x_{mn} do ponto medido P_{mn} , como se mostra na seguinte equação:

$$z'_{lv(x_{mn})} = m_{lvn} \times (x_{mn} - x_{rvn-1}), \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.34)$$

Posto isto, é necessário saber ainda o valor da distância entre a coordenada z_{rvn-1} do ponto P_{rvn-1} , que corresponde à origem do referencial e a coordenada z_{rvn} do ponto P_{rvn} . Assim sendo, Δz_n obtém-se pela equação abaixo:

$$\Delta z_n = (z_{rvn-1} - z_{rvn}) - z'_{lv(x_{mn})}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.35)$$

Conhecidos todos estes parâmetros e sabendo que a coordenada em x do ponto P_{vvn} é coincidente com a coordenada x do ponto $P_{mn} = P_{tn}$ e que a coordenada z do ponto P_{vvn} corresponde à soma da coordenada, em z , do ponto P_{rvn} com o valor de Δz_n , podem-se escrever as coordenadas virtuais que definem a mola medida no ponto n pelas seguintes equações:

$$z_{vvn} = z_{rvn} + \Delta z_n, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.36)$$

$$x_{vvn} = x_{mn}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.37)$$

O conjunto destes pontos permite assim definir um perfil da mola medida, virtualmente alinhado no plano vertical com o perfil da mola padrão, permitindo que o autómato faça a sua análise e a caracterize de forma correcta, sendo o erro associado, e , significativamente reduzido. No anexo E.1.3 pode encontrar-se uma simulação deste procedimento.

Para incorporar este processo no programa de controlo do sistema de análise, é conveniente agrupar todas estas equações associadas ao cálculo da coordenada z_{vvn} numa só equação, indicada abaixo. Assim, a cada uma das seguintes equações dá-se o nome de equação de rotação virtual vertical da coordenada z e da coordenada x , respectivamente.

$$z_{vvn} = z_{tvi} - \left\{ \sqrt{x_{mn}^2 + (z_{m0} - z_{mn})^2} \times \sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{z_{m0} - z_{mn}}{x_{mn}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{z_{m0} - z_{m(N-1)}}{x_{m(N-1)}} \right) - \alpha_t \right] + \left(\frac{z_{rvn-1} - z_{rvn}}{x_{rvn} - x_{rvn-1}} \right) \times (x_{rvn} - x_{mn}) \right\}, \quad (3.38)$$

para $n = 1, 2, \dots, (N - 1)$

$$x_{vvn} = x_{mn}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.39)$$

Rotação virtual horizontal

O processo de cálculo para realizar uma rotação virtual no plano horizontal é semelhante ao utilizado na rotação virtual no plano vertical. A diferença reside apenas na substituição das coordenadas z dos pontos medidos, pelas coordenadas y desses mesmos pontos, que foram medidas pelos sensores S3 e S4. As coordenadas x são mantidas e os pontos a considerar ficam definidos por $P_{mn} = (x_{mn}; y_{mn})$.

Como referido anteriormente, para aplicar a rotação virtual, é necessário verificar a inclinação da mola padrão no plano, neste caso, horizontal. Agora o seu cálculo é realizado com base nos valores de $Curvatura_{ti}$ e $Curvatura_{tf}$, dados pelas medições dos sensores S3 e S4, como foi indicado. Considere-se então a seguinte equação:

$$mh_t = \frac{Curvatura_{ti} - Curvatura_{tf}}{L_t} \quad (3.40)$$

com

$$L_t = x_{tf} \quad (3.41)$$

onde mh_t corresponde ao declive horizontal e L_t ao comprimento total, ambos de uma mola tabelada.

Conhecido o declive horizontal, é agora necessário calcular o ângulo de inclinação correspondente, o que pode ser feito com base na equação já referida:

$$\beta_t = \tan^{-1}(mh_t) \quad (3.42)$$

sendo β_t o ângulo de inclinação horizontal da mola padrão, ou seja, o ângulo de rotação no plano horizontal.

Tem-se assim a caracterização da mola padrão quanto à sua rotação no plano horizontal, ou seja, do modo como esta foi colocada no transportador do sistema de análise.

Anteriormente definiram-se as equações para a rotação virtual das coordenadas z e x , que permitem alinhar um perfil medido com um perfil tabelado. Note-se que na equação da coordenada z encontram-se os parâmetros de translação e de rotação.

Assim, tendo em conta que agora se pretende realizar uma translação horizontal de modo a fazer coincidir o primeiro ponto medido com o ponto inicial da mola tabelada, i.e., $P_{mi} = P_{ti}$, basta considerar a equação (3.26) vista anteriormente, alterando a coordenada z pela coordenada y , ficando:

$$\Delta y_{th} = y_{mi} - y_{ti} \quad (3.43)$$

onde Δy_{th} corresponde ao deslocamento horizontal que é necessário aplicar a todos os pontos medidos para realizar a translação horizontal. Assim, desta equação resultam duas situações:

- $\Delta y_{th} > 0 \Rightarrow$ Translação horizontal para a esquerda;
- $\Delta y_{th} < 0 \Rightarrow$ Translação horizontal para a direita.

Da mesma forma, verifica-se que é apenas necessário calcular a nova coordenada do ponto inicial, y_{thi} , sendo as coordenadas y de todos os outros pontos calculadas em relação a este, ficando todos eles também transladados. Assim y_{thi} é definido por:

$$y_{thi} = y_{mi} - \Delta y_{th} = y_{ti} \quad (3.44)$$

como se pretendia.

Por fim, para obter a equação de rotação virtual horizontal da coordenada y , altera-se a equação de rotação virtual vertical da coordenada z , substituindo as coordenadas verticais, z , pelas coordenadas horizontais, y e alterando o ângulo que caracteriza o estado de colocação da mola padrão no transportador, ou seja, substituindo α_t por β_t . Assim as equações que permitem calcular as coordenadas

virtuais após a rotação e translação virtual, alinhando o perfil medido com o perfil tabelado no plano horizontal, são definidas por:

$$y_{vvn} = y_{thi} - \left\{ \sqrt{x_{mn}^2 + (y_{m0} - y_{mn})^2} \times \sin \left[\tan^{-1} \left(\frac{y_{m0} - y_{mn}}{x_{mn}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{y_{m0} - y_{m(N-1)}}{x_{m(N-1)}} \right) - \beta_t \right] + \left(\frac{y_{rvn-1} - y_{rvn}}{x_{rvn} - x_{rvn-1}} \right) \times (x_{rvn} - x_{mn}) \right\}, \quad (3.45)$$

para $n = 1, 2, \dots, (N - 1)$

$$x_{vvn} = x_{mn}, \quad \text{para } n = 1, 2, \dots, (N - 1) \quad (3.46)$$

4 SISTEMA DE CORRECÇÃO

4.1 INTRODUÇÃO

Como visto anteriormente, no fabrico de molas de lâmina surgem algumas deformações que podem condicionar o seu desempenho, sendo a curvatura longitudinal a mais crítica.

Actualmente as soluções para a sua correcção são pouco práticas e bastante incómodas para o operário, tendo em conta que existem molas de lâmina que chegam a pesar 40 kg, sendo necessário mais de um trabalhador para proceder à sua correcção. Surge assim a necessidade de adaptar e automatizar os sistemas existentes de modo a que a correcção seja feita de forma mais precisa, mais rápida e de forma a disponibilizar mão-de-obra para trabalhos onde a manualidade é realmente necessária.

4.2 OBJECTIVOS PRINCIPAIS

Com este projecto, pretende-se criar um sistema de correcção de deformações em molas de lâmina que, de forma completamente autónoma, seja capaz de eliminar a curvatura longitudinal de qualquer tipo de mola de lâmina. Este sistema deve ter uma precisão de correcção elevada de modo a conseguir corrigir uma mola de lâmina apenas com uma operação, independentemente do seu comprimento (800 a 2200 mm), largura (60 a 100 mm) e espessura (até 60 mm). Pretende-se também que o sistema seja capaz de efectuar uma correcção num tempo inferior, reduzindo os actuais 17 segundos de correcção manual (tempo de laminagem de uma mola de 2200 mm), para cerca de 10 segundos. O sistema deve ser colocado na linha de produção depois do tratamento térmico e em simultâneo com o sistema de análise, com o qual deve também trocar informações acerca do estado de deformação da mola.

4.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O princípio de funcionamento do sistema baseia-se no método, ou tecnologia de conformação mecânica, a que se dá o nome de laminagem e que consiste na deformação plástica de um material pela passagem entre dois rolos cilíndricos, fazendo com que esse material varie a sua espessura e, conseqüentemente, o seu comprimento. Considerando que é realizada uma laminagem parcial na mola de lâmina, i.e., numa área próxima da sua extremidade, isto faz com que a deformação seja assimétrica, provocando o encurvamento da mola de lâmina, pela extensão dessa extremidade. Se a deformação imposta for oposta à existente na mola de lâmina, tem-se a sua correcção. Na Figura 4.1 apresenta-se um esquema representativo do princípio de funcionamento do sistema de correcção.

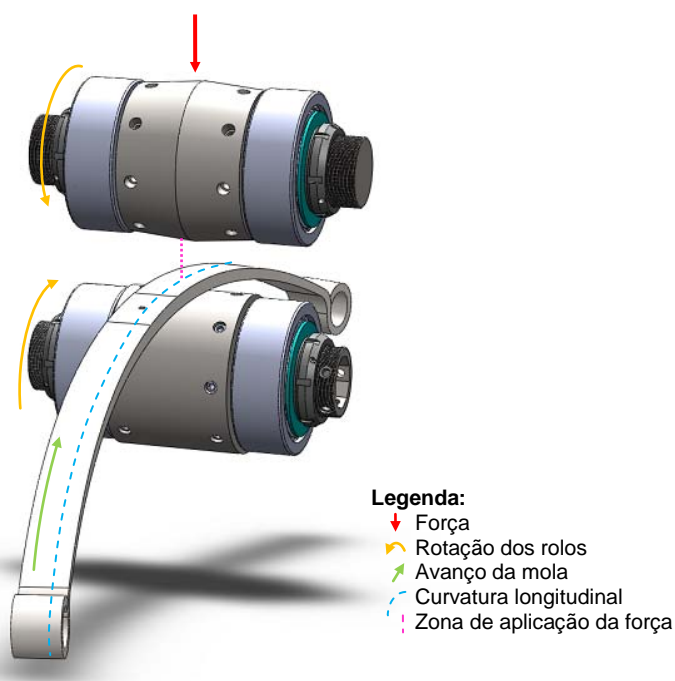


Figura 4.1 – Princípio de funcionamento do sistema de correcção de molas de lâmina.

4.4 DEFINIÇÃO DO CONCEITO

O conceito primordial do sistema de correcção tem como base a utilização de um mecanismo de laminagem semelhante a um laminador “Duo” reversível¹⁶. É

¹⁶ *Laminador duo reversível* é composto por dois rolos que podem rolar em ambos os sentidos.

composto por dois rolos, um superior com movimento vertical e rotacional e um inferior apenas com movimento rotacional (rolo motriz) que, através de um sistema óleo-hidráulico permitem que seja corrigida a deformação longitudinal das molas de lâmina. Este sistema troca também informações com o sistema de análise acerca do estado das molas e é controlado através de um autómato, que o opera de forma totalmente autónoma.

4.5 ESTRUTURA

A estrutura do sistema de correcção é um elemento de extrema importância, pois é nela que se instalam os componentes do sistema de laminagem que desenvolvem uma força bastante elevada, para poderem corrigir as molas de lâmina. Por este facto, a estrutura foi projectada com base na utilização de treliças¹⁷, pois este tipo de construção permite criar configurações capazes de suportar forças extremamente elevadas [11]. A estrutura é toda ela em tubo de aço quadrado (Tabela 4.1) e unida por soldadura.

Tabela 4.1 – Características principais dos tubos de aço da estrutura do sistema de correcção.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência	
Tubo quadrado	Material	Aço (S275J2)	ISO Tube (Square) 150x150x4,0	
	Espessura	4 mm		
	Dimensões	Estrutura de suporte		150x150 mm
		Travamentos		100x100 mm

Nesta estrutura foram desenvolvidas zonas especiais para a colocação da unidade hidráulica, do rolo de laminagem de suporte e ainda do cilindro hidráulico.

Na zona de colocação dos rolos e do cilindro hidráulico, foi considerada a utilização de reforços, de modo a garantir que as forças de laminagem são suportadas sem ocorrer deformações indesejadas. Para aumentar a estabilidade estrutural, na parte inferior da estrutura existem flanges que permitem que esta se fixe ao chão do espaço industrial em que for inserido. Na Figura 4.2, apresenta-se uma representação desta estrutura.

¹⁷ *Treliça* é um tipo de estrutura formada por triângulos.

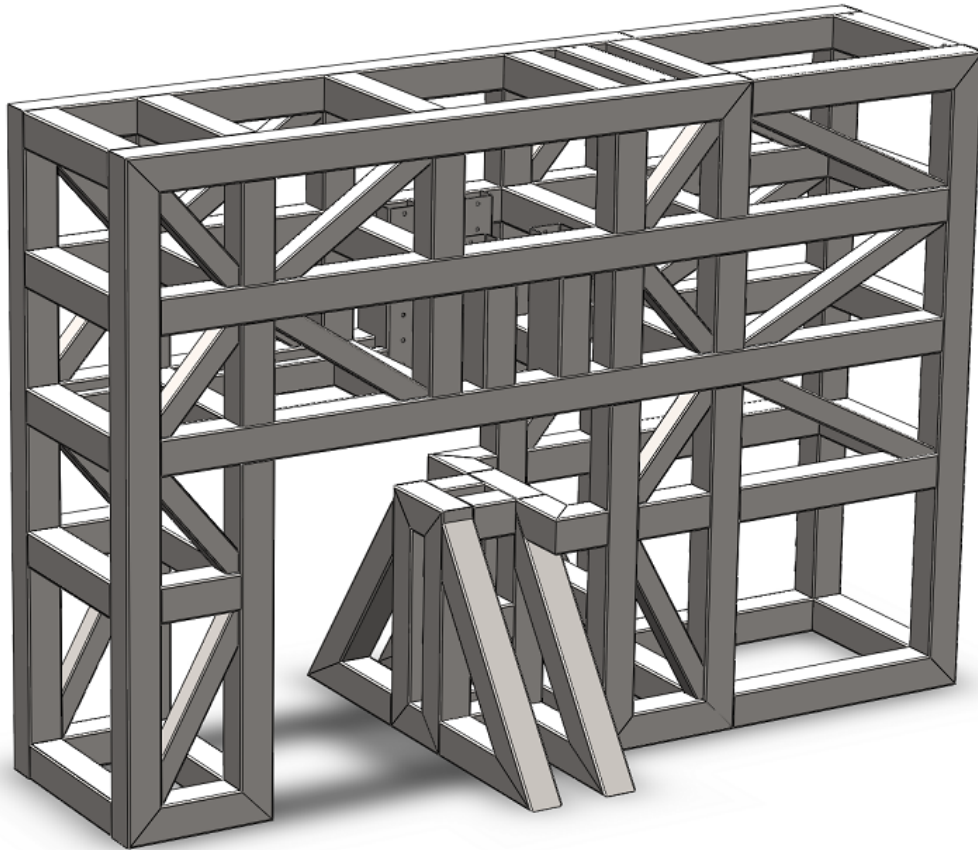


Figura 4.2 – Estrutura do sistema de correcção.

A forma peculiar desta estrutura, como visto na figura anterior, possibilita que o sistema de análise seja colocado na zona livre, o que permite utilizar um sistema de interface bastante simples como se verá posteriormente.

Para protecção contra a sujidade e como elemento de segurança, são utilizadas chapas de aço de 1,2 mm que revestem toda a estrutura. Incorporam-se ainda dois botões de emergência que permitem, em caso de risco, desactivar todo o sistema.

Tal como na estrutura do sistema de análise, nesta estrutura incorporam-se também elementos que permitem movimentar a estrutura pela utilização de um empilhador normalizado.

No anexo E.2.1 encontram-se os testes de desempenho da estrutura e no anexo A.2.1 o seu desenho técnico.

4.6 MECANISMO DE CORRECÇÃO

Tendo em conta que a correcção de molas de lâmina será feita “a frio” e depois de estarem tratadas termicamente, as forças necessárias são extremamente elevadas. Assim, é necessário projectar um mecanismo resistente e ainda dimensionar um sistema óleo-hidráulico que imprima aos rolos a força e a rotação necessárias para a correcção das molas de lâmina.

4.6.1 Evolução do conceito

Numa fase inicial foi considerada a adaptação do sistema de correcção manual existente na indústria (Styria – Impormol), fazendo apenas a sua automação. No entanto, com o desenvolver do projecto, foram-se conhecendo alguns pormenores que dificultariam a sua adaptação, nomeadamente em relação ao modo a colocar as molas no laminador de forma completamente autónoma. Perante esta situação e ao procurar soluções que permitissem a adaptação, o projecto evoluiu de forma a repensar o conceito primeiramente considerado.

Colocou-se então a hipótese de utilizar um sistema diferente, baseado na aplicação de força na extremidade das molas de lâmina. Neste conceito, a mola necessitava de estar fixa no seu centro, sendo depois aplicada uma força contrária à sua curvatura longitudinal.

No entanto, este conceito relativamente simples e intuitivo, acarretava alguns problemas, nomeadamente em relação à estabilidade da mola, pois a existência de camber faria com que a deformação imposta pelos actuadores hidráulicos provocasse um momento torsor na mola de lâmina, provocando-lhe uma torção indesejada.

Após a análise de mais algumas hipóteses, todas revelaram que a melhor solução seria utilizar um sistema de laminagem parcial, pois permite um ajuste bastante aceitável da curvatura longitudinal, sem provocar outras deformações problemáticas. Assim, no conceito intermédio para o sistema de correcção, foi considerada a utilização de dois rolos cónicos superiores, actuados pelo mesmo cilindro hidráulico, que os fazia descer até ao rolo inferior, de modo a poder realizar a correcção da mola de lâmina. Este processo de conformação mecânica baseava-se no sistema

manual existente, no entanto, a particularidade de ter dois rolos cónicos, permitia que as molas de lâmina fossem corrigidas sem necessidade de as fazer rodar de modo a poderem ser laminadas na parte côncava da curva do perfil de curvatura. Neste sistema, após a correcção, as molas eram colocadas numa plataforma, imediatamente após os rolos de correcção, onde um braço robótico ou um transportador as iria buscar, colocando-as agrupadas num lote de molas corrigidas. Veja-se a Figura 4.3 para melhor compreensão deste conceito.

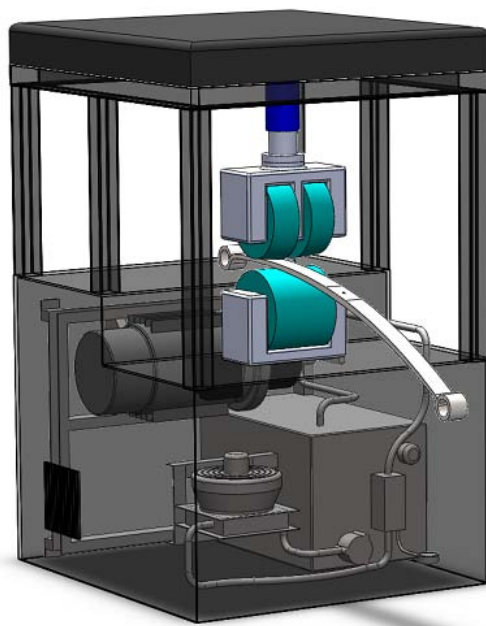


Figura 4.3 – Conceito intermédio para o mecanismo de correcção de molas de lâmina, com a unidade óleo-hidráulica no interior.

Quando o grupo de molas deformadas atingia um certo limite, era necessário levá-las novamente ao sistema de análise a fim de verificar se a correcção havia sido efectuada correctamente e se a mola se encontrava em condições aceitáveis. Tudo isto acrescentava um tempo extra ao processo e acarretava a necessidade de incorporar vários sistemas de interface, complicando o sistema. Foi então necessário evoluir de forma a tornar o sistema mais simples, versátil e que reduzisse o número de interfaces.

No conceito final para o sistema de correcção, o princípio de funcionamento por laminagem assimétrica foi mantido e foi considerada a utilização de apenas dois rolos de laminagem, um superior e um inferior. O rolo superior neste conceito

apresenta-se cónico em ambos os lados, o que lhe permite efectuar a correcção do perfil de curvatura da mola de lâmina na extremidade côncava (interior da curva) sem necessidade de rodar a mola em 180°. Esta característica única permite que o sistema de interface realize apenas um movimento de translação de modo a fazer coincidir o interior da curva longitudinal com o vértice central do rolo e assim efectuar a sua correcção. Por ser composto por dois rolos (inferior e superior) que podem rodar no sentido horário e anti-horário, é possível que a mola se movimente também em ambos os sentidos, facilitando o interface entre o sistema de análise e possibilitando ainda que, no mesmo processo de correcção, seja efectuada uma correcção dupla em molas mais deformadas, ocupando o mesmo tempo de uma correcção unidireccional. A Figura 4.4 elucida o conceito final desenvolvido.

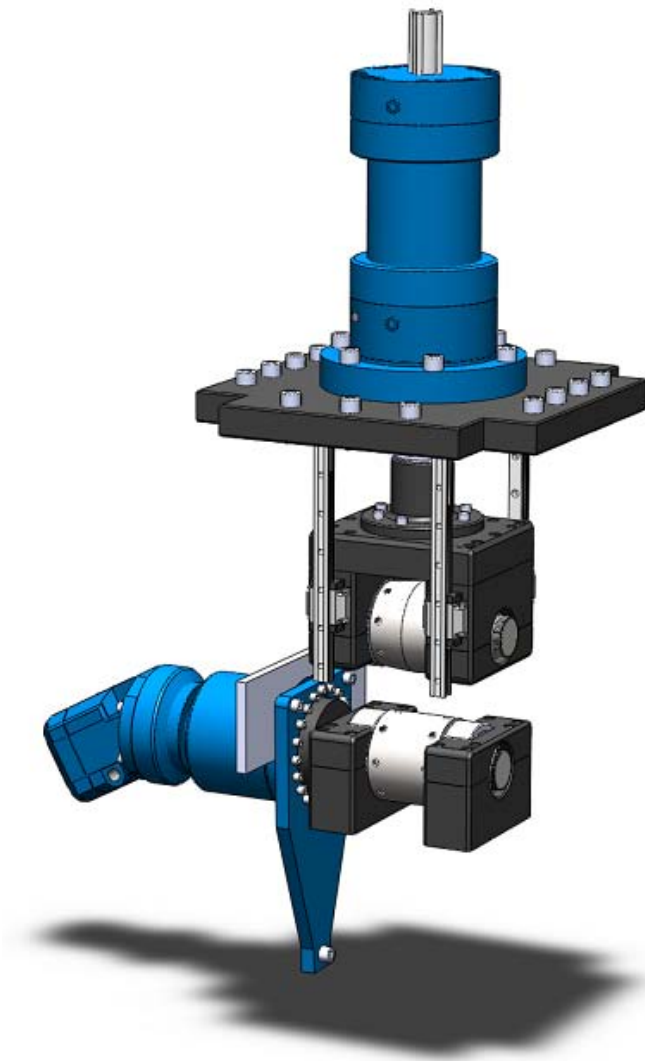


Figura 4.4 – Conceito final para o mecanismo de correcção de molas de lâmina.

4.6.2 Sistema de laminagem

Para que as molas de lâmina sejam corrigidas, é então necessário que exista uma cadeia de laminagem composta por rolos de laminagem, rolamentos, veios e outros acessórios para o seu funcionamento e controlo. De seguida apresentam-se cada um desses componentes e explica-se o seu modo de funcionamento e montagem.

Rolos de laminagem

Como referido anteriormente, os rolos de laminagem permitem comprimir a mola de lâmina na parte interior da sua curvatura longitudinal de modo ser efectuada a sua correcção.

Para tal, foi projectado um rolo de laminagem inferior com geometria cilíndrica (Figura 4.5 – A), cuja função é suportar as cargas de laminagem e ainda, promover a rotação necessária para o avanço da mola no mecanismo de correcção, através da utilização de um motor hidráulico.

O rolo de laminagem superior (Figura 4.5 – B) tem a forma de um cone duplo, que lhe permite actuar na mola numa área mais reduzida, proporcionando um melhor controlo da correcção e, acima de tudo, reduzindo a força de laminagem necessária.

Ambos os rolos têm um furo central onde é inserido um veio que permite que estes se liguem aos rolamentos e, para impedir que ocorra escorregamento entre o rolo e o respectivo eixo, cada um destes rolos tem um conjunto de furos junto às extremidades laterais para a utilização de parafusos de fixação. Na Figura 4.5 encontra-se uma representação deste conjunto de rolos.

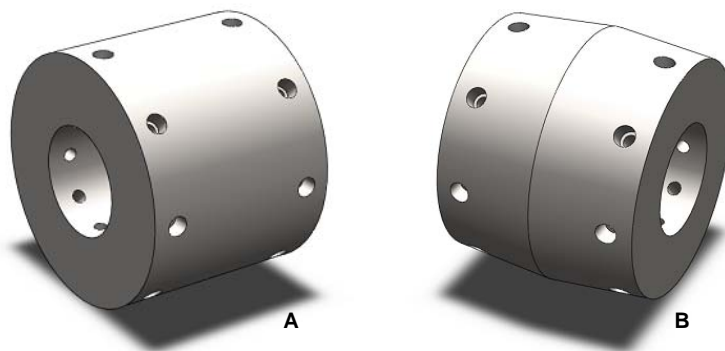


Figura 4.5 – Rolos de laminagem do sistema de correcção.

Quanto ao material de fabrico dos rolos, foi escolhido um tipo de aço especial, destinado à fabricação de rolos para laminagem a frio, designado por 86CrMoV7 (anexo C.3). Este tipo de aço tem uma tensão de cedência de cerca de 1050 MPa e tem propriedades que lhe permitem ser tratado termicamente, obtendo elevados índices de dureza. Para além disso, oferece uma elevada resistência ao desgaste e um óptimo desempenho em compressão [12, 13], o que é bastante importante para a aplicação no mecanismo de correcção.

Os desenhos técnicos dos dois rolos de laminagem projectados encontram-se no anexo A.2.2.

Veios e Rolamentos

Para permitir que os rolos de laminagem rodem com um atrito reduzido é necessário incorporar um conjunto de rolamentos no sistema. Cada rolo é então suportado por dois rolamentos, pela utilização de um veio de suporte, também projectado para o sistema.

Para a selecção dos rolamentos foi tido em conta a força máxima do sistema de laminagem, 1100,95 kN, determinada no subcapítulo do sistema óleo-hidráulico. Considerando então que a força se distribui igualmente pelo par de rolamentos de cada rolo de medição, facilmente se deduz que cada um terá de suportar uma carga mínima de 550,48 kN. Aplicando agora um factor de segurança, FS , de 1,25 à carga mínima que cada rolamento tem de suportar, de modo a garantir o bom funcionamento do sistema, verifica-se que a escolha dos rolamentos terá de ser feita para uma força de 688,10 kN, o que é um valor extremamente elevado. Para satisfazer esta necessidade, o mais adequado é a utilização de rolamentos de rolos cilíndricos, pois permitem suportar cargas radiais extremamente elevadas, devido à sua geometria, que permite uma boa distribuição das tensões nas zonas de contacto do rolamento [14]. A escolha recaiu então num rolamento de rolos cilíndricos, de uma carreira, tipo NU (anexo B.2.1), cujas características principais se encontram na Tabela 4.2 abaixo apresentada.

Tabela 4.2 – Características principais do rolamento dos rolos de laminagem.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência	
Rolamento dos rolos de laminagem	Diâmetro interno	110 mm	SKF NU 2322 ECMA	
	Diâmetro externo	240 mm		
	Largura	88 mm		
	Capacidade de carga	Dinâmica		780 kN
		Estática		900 kN

Os veios de suporte foram projectados de modo a poderem ser substituídos, considerando a sua fadiga. Têm ainda a particularidade de permitir uma fácil substituição dos rolos de laminagem em caso de desgaste, através de uma simples remoção de parafusos. O veio de suporte do rolo inferior tem numa das suas extremidades, um furo sextavado que permite que este seja ligado à caixa de engrenagens do motor hidráulico, sem que ocorra escorregamento.

É ainda necessário garantir que estes componentes se fixem de forma rígida e que durante o processo de operação não ocorra desaperto. Para tal, foi colocada a hipótese de utilização de porcas hexagonais, M120x6, em aço, mas verificou-se que a solução não era a mais indicada, já que o passo da rosca destas porcas é um pouco elevado (6 mm) e não permite um controlo de aperto justo. Para além disso, não existe qualquer bloqueador de aperto, sendo necessário ou adaptar a porca, ou criar um sistema auxiliar de bloqueio. Considerou-se também a hipótese de projectar porcas unicamente para este fim, no entanto, uma pesquisa mais aprofundada acerca de elementos de bloqueamento e fixação, conduziu para a utilização de porcas com pinos de segurança da SKF (anexo B.2.2). Na Tabela 4.3 encontram-se as características principais destas porcas.

Tabela 4.3 – Características principais das porcas para os veios dos rolos de laminagem.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Porca para veio dos rolos de laminagem	Material	Aço	SKF KMT 22
	Rosca	M110x2	
	Largura	32 mm	
	Capacidade de carga axial estática	800 kN	
	Binário de desaperto	960 N.m	

Na Figura 4.6 apresenta-se então a montagem de todos estes componentes.

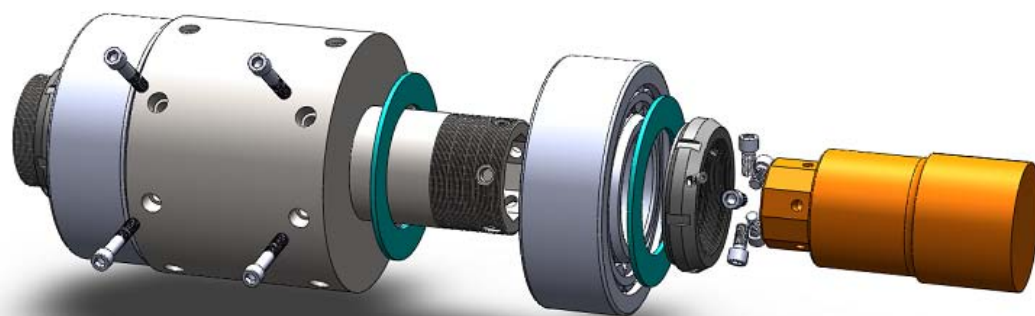


Figura 4.6 – Montagem dos rolamentos e do eixo dos rolos de laminagem, bem como a porca, os espaçadores e o veio de ligação à caixa de engrenagens.

Suportes dos rolos de laminagem

Como é sabido, as forças aplicadas pelos rolos de laminagem são bastante elevadas, o que implica que o seu suporte necessita de ser bastante resistente para que não se deforme e condicione a laminagem, ou mesmo para que não se atinja a sua própria ruptura.

O suporte projectado para o rolo de laminagem superior conta assim com uma base que permite o acoplamento do rolo ao cilindro hidráulico, através de uma flange de ligação, também projectada para esta aplicação. Nesta base de suporte, são ainda aparafusados os suportes dos rolamentos, vulgo mancais.

Para os mancais dos rolamentos do sistema de laminagem foram tidas em conta diferentes configurações, de modo a que estes consigam suportar com segurança a carga imposta pelo cilindro hidráulico. Nestes suportes, as maiores forças a suportar são as que têm a direcção radial e que provocam o seu esmagamento, no entanto, surgem outras forças, com direcções axiais e oblíquas, devido à forma cónica do rolo superior, o que é um factor bastante problemático, tendo em conta os momentos flectores. Após a realização de algumas simulações computacionais com diferentes configurações para os suportes dos rolamentos (anexo E.2.2), foi escolhida a configuração apresentada na Figura 4.7. Esta para além de suportar as forças exigidas, tem uma forma que lhe permite utilizar rolos de laminagem com menor diâmetro continuando aptos a ter um afastamento mínimo que permita a correcção

das molas de menor espessura. No anexo A.2.3 podem ver-se os desenhos técnicos dos dois suportes projectados.

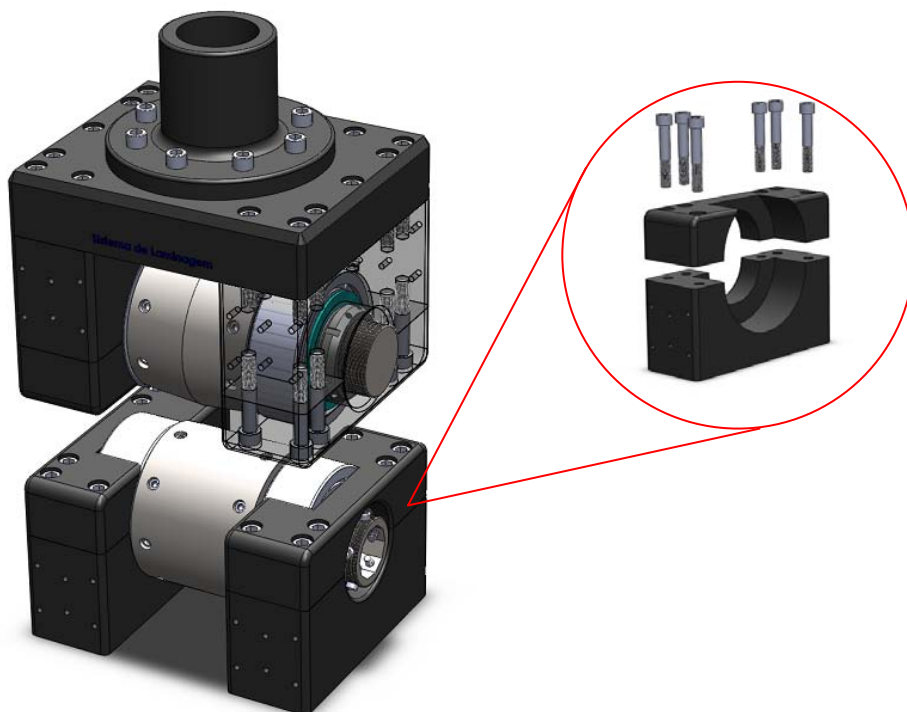


Figura 4.7 – Suportes dos rolamentos dos rolos de laminagem e respectiva base e flange para ligação ao actuador hidráulico.

Na parte plana destes apoios é inserido um sensor de proximidade fotoelétrico (Tabela 2.11) que permite detectar o fim-de-curso do rolo superior de modo a evitar o seu contacto com o rolo inferior.

Estabilizadores

Tendo em conta que o rolo de laminagem superior se encontra acoplado ao actuador hidráulico, de haste cilíndrica e que, durante o processo de laminagem, se encontram envolvidas forças em vários sentidos, é necessário que exista um sistema que evite que o rolo superior rode segundo o eixo do actuador hidráulico.

Tendo em conta os sistemas de carris e patins para movimento linear e a sua versatilidade e características de desempenho, como referido anteriormente, projectou-se um sistema de guiamento e estabilização para o conjunto de laminagem

superior, que utiliza quatro patins IKO, da série ME (anexo B.2.3), aptos a suportar, cada um, cargas estáticas de 41 kN e carregamentos perpendiculares ao carril de 60 kN (cargas dinâmicas). As características principais destes componentes apresentam-se na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Características principais dos patins e carris dos estabilizadores.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Patins	Material	Aço	ME 45 C1 HS2 IKO
	Série	ME	
	Tamanho	45	
Carris	Material	Aço	LWE 45 R700 B H S2 /A2 IKO
	Série	LWE	
	Tamanho	45	
	Comprimento em mm	700	

A montagem deste conjunto de estabilização encontra-se na Figura 4.8.



Figura 4.8 – Estabilizadores do rolo de laminagem superior do sistema de correcção.

4.6.3 Parâmetros de laminagem

Antes de se proceder ao dimensionamento hidráulico, é necessário saber qual ou quais as forças envolvidas no processo de laminagem das molas de lâmina, bem como a velocidade do processo. Seguidamente apresenta-se então o método de cálculo dos parâmetros de laminagem mais importantes para o projecto, sendo eles a força de laminagem, a velocidade do processo e o binário necessário para mover os rolos de laminagem.

Força de laminagem

Conhecidos os componentes que fazem parte do sistema de laminagem do sistema de correcção, é agora necessário calcular a força que os rolos de laminagem precisam de exercer para conseguir corrigir uma mola de lâmina deformada.

Anteriormente definiu-se que num processo de laminagem comum, o resultado é uma peça metálica com variação de espessura, Δh , largura, Δb e comprimento, ΔL , sendo a laminação aplicada em toda a largura, b , dessa peça metálica. Considerando agora que a peça metálica corresponde a uma mola de lâmina que se pretende corrigir, em que o processo de laminação é realizado de forma parcial, i.e., apenas numa área junto à face interior (côncava) de uma mola com curvatura longitudinal, o que torna o método de determinação da força de laminagem bastante complexo. É então necessário fazer algumas considerações e ter em conta que se procura uma força mínima que garanta que a mola de lâmina possa ser laminada para corrigir a sua deformação longitudinal.

Considere-se a utilização de dois rolos iguais e uniformes para laminar uma mola de lâmina sem curvatura e sem camber (arco), i.e., com um perfil tão uniforme como se de uma simples peça metálica de secção rectangular se tratasse. De acordo com Chiaverini [15], os rolos criam uma zona de deformação na peça a laminar, segundo um arco de contacto AB , ao qual corresponde um ângulo θ , como se mostra na Figura 4.9.

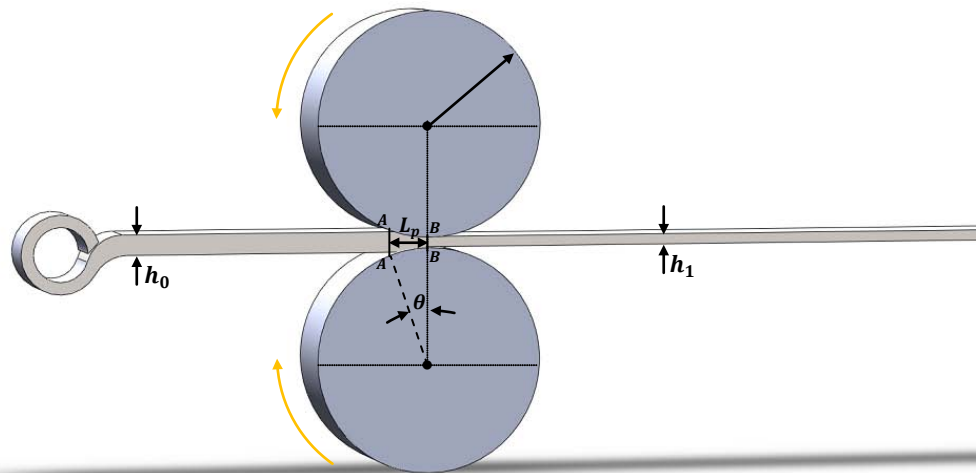


Figura 4.9 – Zona de deformação e ângulos de contacto na laminagem de uma peça rectangular.

Ao ângulo θ dá-se então o nome de ângulo de contacto e, da figura anterior, verifica-se que este depende dos valores da espessura inicial, h_0 e final, h_1 . Considerando também o raio r dos rolos, pode escrever-se a seguinte equação:

$$\cos \theta = 1 - \frac{h_0 - h_1}{2r} \quad (4.1)$$

Chiaverini [15], definiu ainda que a pressão específica de laminagem depende da força de laminagem, aplicada na área de contacto entre a peça a laminar e os rolos, o que no caso em estudo, pode traduzir-se pela seguinte equação:

$$\sigma_{ced} = \frac{F_{ced}}{b' \times L_p} \quad (4.2)$$

Nesta equação F_{ced} é a força radial exercida pelo rolo (força de laminagem), que corresponde à força necessária para se atingir a tensão de cedência, σ_{ced} (pressão específica, ou carga de cedência), ou seja, é a força necessária para que o material atinja o seu limite elástico. O parâmetro b' corresponde à largura do rolo de laminagem e o parâmetro L_p , ao comprimento do arco de contacto, definido anteriormente como arco AB , sendo estes os parâmetros que definem a área de contacto.

Atendendo novamente à Figura 4.9, pode definir-se o arco de contacto L_p , tal que:

$$L_p = r \times \sin \theta \quad (4.3)$$

com

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h_0 - h_1}{2r} \right) \quad (4.4)$$

Conhecendo então todos estes parâmetros, pode agora redefinir-se a equação (4.2) de modo a calcular directamente a força de laminagem:

$$F_{ced} = \sigma_{ced} \times b' \times r \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{h_0 - h_1}{2r} \right) \right] \quad (4.5)$$

Para aplicar a equação anterior ao caso real é necessário ter em conta que, para além do perfil da mola não ser uniforme, o contacto dos rolos não é efectuado em toda a sua largura, pois são cónicos, sendo a laminagem feita apenas sobre a extremidade interior da curvatura longitudinal.

Considere-se então o caso extremo de aplicação de força para laminagem, que corresponde à correcção de uma mola de lâmina com largura, b , de 100 mm, espessura, h_0 , de 60 mm e com curvatura longitudinal elevada.

Na correcção de molas de lâmina não existe um valor de redução de espessura pré-estabelecido, mas este deve ser reduzido de modo a que a mola continue dentro dos parâmetros exigidos. Admita-se que a redução de espessura máxima, $\Delta h_{m\acute{a}x}$, é definida em função de uma redução percentual, $k_{\%}$, da espessura inicial da mola, h_0 e que permite corrigir a curvatura longitudinal num caso extremo. Assim, pode escrever-se a seguinte equação:

$$\Delta h_{m\acute{a}x} = h_0 - h_1 = k_{\%} \times h_0 \quad (4.6)$$

Ainda, tendo em conta o caso extremo de necessidade de correcção, considere-se que os rolos exercem pressão em metade da largura da mola, ou seja, pode definir-se b' como metade da largura b :

$$b' = \frac{b}{2} \quad (4.7)$$

Para uma melhor compreensão das considerações tomadas anteriormente veja-se a Figura 4.10.

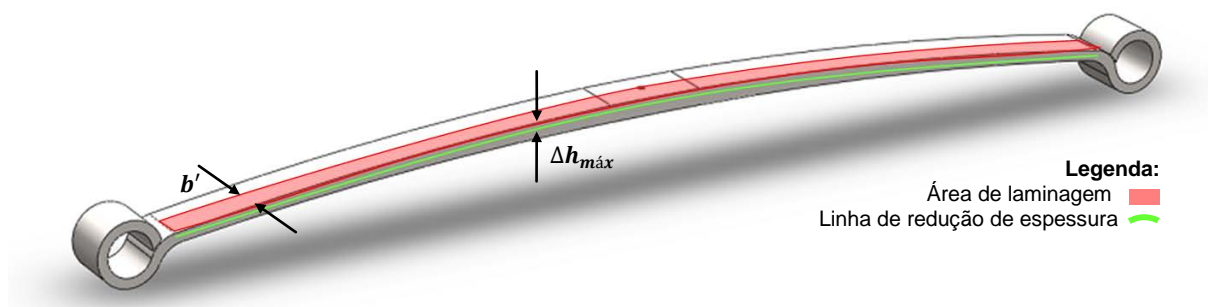


Figura 4.10 – Representação das considerações tomadas para a correcção do perfil de curvatura por de laminagem.

Depois destas considerações, pode definir-se uma força mínima a aplicar pelos rolos para a correcção de uma mola de lâmina de qualquer tipo que pode ser traduzida pela equação abaixo:

$$F = \sigma_{ced} \times \frac{b}{2} \times r \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{k_{\%} \times h_0}{2r} \right) \right] \quad (4.8)$$

No anexo D.2.1 encontram-se os valores da força de laminagem obtidos através desta equação, para diferentes espessuras de molas de lâmina. Assim, verifica-se que a força de laminagem para um caso extremo de correcção de uma mola de lâmina, com 1% de redução de espessura, é de 778,96 kN. O elevado valor da força F prende-se no facto do material das molas de lâmina, 50CrV4 (aço-mola), depois de tratado termicamente, apresentar uma tensão de cedência, σ_{ced} , de cerca de 1800 MPa [16]. Note-se que esta força se refere a uma área de aplicação relativamente elevada e que no caso real, a aplicação desta força se dá numa área bastante menor, aumentando significativamente a pressão exercida na mola de lâmina, considerando-se assim, apesar de todas as variáveis desconhecidas, que o valor da força F é aceitável para o sistema de correcção.

Não obstante, para verificar a validade dos valores de força calculados, pode recorrer-se a uma equação que traduz a tensão máxima, σ_{max} para que um único ponto se deforme plasticamente, i.e., para que se inicie a cedência. De acordo com Branco [17], essa equação pode-se definir por:

$$\sigma_{max} = 0,59 \left(\frac{F' \times E}{b' \times 2r} \right)^{1/2} \quad (4.9)$$

onde E corresponde ao módulo de elasticidade¹⁸ do material, b' à largura do rolo de laminagem e r ao raio desse mesmo rolo e F' a força mínima necessária para que ocorra uma deformação plástica pontual. Redefinindo esta equação em função de F'_{ced} , obtém-se que:

$$F' = \frac{\sigma_{ced}^2 \times b' \times 2r}{0,59^2 \times E} \quad (4.10)$$

Substituindo as variáveis pelos valores correspondentes (anexo D.2.1), verifica-se que a força mínima necessária para deformar plasticamente um ponto na mola de lâmina é de 554,03 kN.

Este resultado permite concluir que a força de laminagem, F , para a correcção de molas de lâmina é aceitável e que o seu valor real se encontra dentro do intervalo limitado por F' e F , ou seja, entre os valores de 554,03 kN e 778,96 kN. Para efeitos de dimensionamento, será utilizada o limite superior da força de laminagem, ou seja, a força F .

Velocidade de laminagem

Como visto anteriormente, pretende-se que o sistema de correcção permita corrigir uma mola de lâmina em apenas 10 segundos, de modo a fazer face aos actuais 17 segundos, considerando a correcção de uma mola de lâmina de tamanho máximo (2200 mm).

Tendo em conta os princípios do movimento linear [18], a velocidade, v , define-se como o deslocamento efectuado, Δx , num intervalo de tempo, Δt , ou seja:

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t} [m/s] \quad (4.11)$$

Veja-se agora a Figura 4.11, onde se representa o movimento da mola em função da velocidade de rotação do rolo de laminagem.

¹⁸ *Módulo de elasticidade* ou *módulo de Young* é um parâmetro que traduz a rigidez de um material. Para o aço comum, o módulo de elasticidade é $E = 210 \text{ GPa}$.

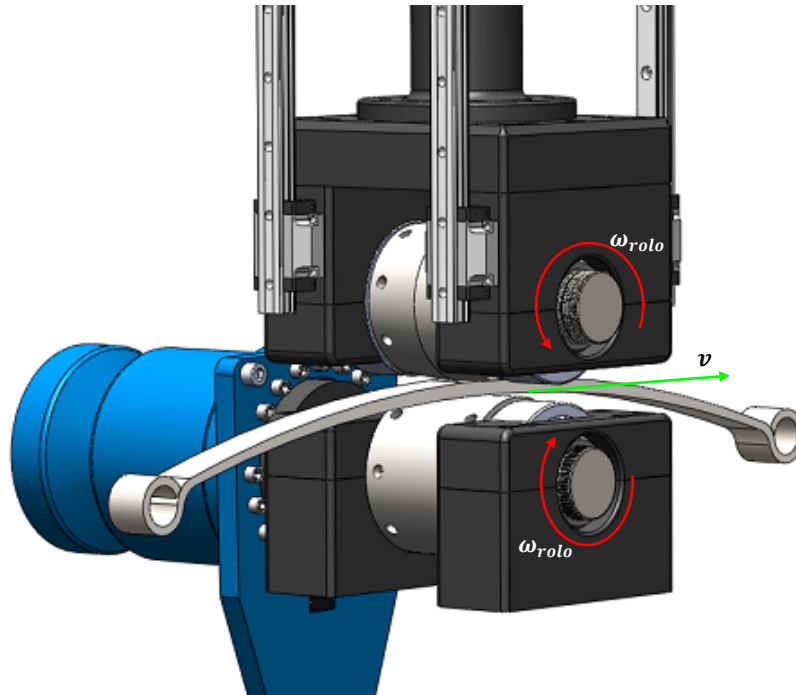


Figura 4.11 – Avanço da mola de lâmina em função da rotação do rolo de laminagem.

Da figura verifica-se que a velocidade linear da mola corresponde precisamente à velocidade linear na extremidade do rolo de laminagem de raio r . Aplicando agora os princípios do movimento angular [18], pode escrever-se que a seguinte equação:

$$v = \omega \times r \text{ [m/s]} \quad (4.12)$$

onde ω é a velocidade angular, em rad/s e r o raio de rotação, em metros.

Considerando agora que a correcção de uma mola de lâmina de comprimento L , é realizada no intervalo de tempo pretendido, t , facilmente se podem juntar as duas últimas equações e calcular a velocidade de rotação do rolo, ω_{rolo} . Assim a velocidade de rotação do rolo, em rpm, é dada pela seguinte equação:

$$\omega_{rolo} = \frac{60 \times L}{2\pi \times t \times r} \quad (4.13)$$

Tendo em conta que se pretende corrigir uma mola de lâmina num intervalo de tempo, t , de 10 segundos, considerando a laminagem de uma mola de comprimento máximo, L , de 2200 mm e sendo o raio, r , dos rolos 125 mm, facilmente se calcula que a sua velocidade de rotação, ω_{rolo} , é de 16,81 rpm. Portanto é esta a velocidade que o motor hidráulico do sistema de correcção, juntamente com a caixa de engrenagens, necessita de impor ao rolo de laminagem.

Note-se que esta velocidade deve poder ser configurável, pois, dependendo da espessura de cada mola, pode ser necessário ajustar o tempo de laminação para que o material obtenha uma deformação permanente, ou seja para que a deformação plástica atinja o seu valor final (fenómenos de fluência¹⁹) [19].

Binário de laminação

Tendo em conta que o binário pode ser definido como uma força aplicada perpendicularmente a um braço, considere-se a Figura 4.12 a seguir apresentada.

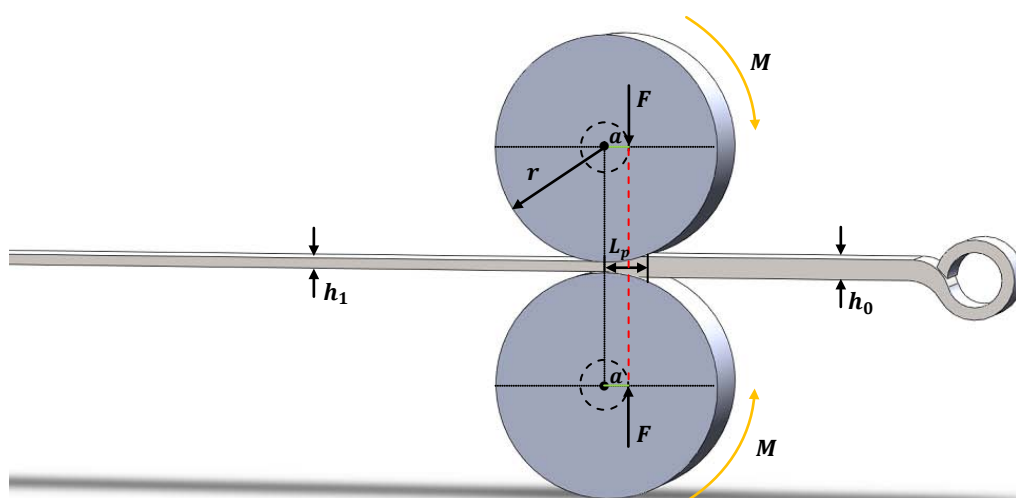


Figura 4.12 – Representação do binário de laminação.

De acordo com Cetlin e Helmann [20], o binário de laminação pode ser definido em função do número de rolos, N_r e em função da carga de laminação, F , aplicada numa distância a , podendo escrever-se:

$$M = N_r \times a \times F \quad (4.14)$$

com a correspondente a metade do comprimento do arco de contacto, L_p , definido anteriormente pela equação (4.3). Assim, sendo o sistema de laminação do tipo “Duo”, i.e., com um número de rolos, $N_r = 2$, pode escrever-se a seguinte equação:

¹⁹ Fluência é um fenómeno de deformação em função do material e do tempo em que este está sujeito a uma carga.

$$M = F \times L_p = F \times r \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{k_{\%} \times h_0}{2r} \right) \right] \quad (4.15)$$

Têm-se então a equação que permite calcular o binário de laminagem que, pela substituição dos valores correspondentes ao caso extremo de correcção de uma mola de lâmina, correspondente a 1% de redução, permite determinar que o binário mínimo que o motor hidráulico, em conjunto com a caixa de engrenagem, necessita de impor ao rolo de laminagem inferior é de 6,74 kN·m. Para a escolha do motor e da engrenagem será então considerado um factor de segurança que permita aplicar uma redução de 2% na mola, o que implica que o binário necessário seja de 13,47 kN·m. Estes cálculos são apresentados no anexo D.2.2.

4.7 SISTEMA ÓLEO-HIDRÁULICO

A óleo-hidráulica é uma tecnologia de transmissão de potência que permite gerar forças elevadas através da utilização de um óleo sobre pressão num circuito devidamente controlado, sendo por isso aplicada em muitos sectores industriais [21]. É também por essa razão que foi tomada a opção de utilizar este tipo de energia no sistema de correcção de molas de lâmina.

Um sistema hidráulico pode ser constituído por inúmeros componentes, cada um com uma função específica, no entanto, os seus constituintes principais são os actuadores (cilindros), os motores hidráulicos, as bombas hidráulicas, as válvulas, o depósito, as tubagens e claro, o fluido hidráulico.

No presente caso pretende-se que o sistema hidráulico seja constituído por dois circuitos, um onde actue um cilindro hidráulico e outro onde actue um motor hidráulico, como se explicará mais à frente.

A função dos actuadores é converter a força hidráulica em força mecânica e transmiti-la de modo a poderem ser efectuados os esforços necessários. Os actuadores funcionam quando o fluido hidráulico chega até eles, enviado pela bomba com um certo caudal e pressão. O caudal de fluido chega ao actuador impondo-lhe movimento de avanço e de retorno alternadamente, consoante a válvula direccional o determina, sendo a sua velocidade dependente do caudal debitado pela bomba. A força produzida pelo actuador é devida à pressão a que o fluido é submetido. Se esta

aumenta, a força produzida pelo actuador também aumenta e, se esta diminuir, a força também irá diminuir, já que a força e a pressão são directamente proporcionais, tal como nos diz a Lei de Pascal [22].

O funcionamento dos motores hidráulicos baseia-se na passagem de fluido, vindo da bomba com um certo caudal e pressão, pelos seus componentes internos, que podem ser pistões, palhetas ou carretos, fazendo com que seja accionado um veio, permitindo assim obter energia mecânica rotacional. Ao motor hidráulico pode ser acoplada uma caixa de engrenagens, possibilitando a obtenção de binários extremamente elevados.

4.7.1 Abordagem do problema

Como já foi referido, o sistema de correcção requer que o sistema hidráulico seja constituído por dois circuitos.

Pretende-se então projectar um circuito hidráulico, onde um actuador, na posição vertical, seja capaz de produzir uma força de avanço, F_a , que possibilite a correcção da mola de lâmina pelo processo de laminagem já referido e uma força de retorno, F_r , que apenas deve possibilitar a elevação do bloco móvel de laminagem. Para além disso quer-se que o actuador tenha um curso de 250 mm e uma velocidade, v_a , de 0,1 m/s.

O segundo circuito hidráulico deve conter um motor hidráulico, acoplado a uma caixa de engrenagens, que permita obter o binário de laminagem a impor ao rolo de laminagem inferior, calculado anteriormente.

Note-se que nos próximos capítulos relativos ao sistema óleo-hidráulico são apresentadas algumas dimensões com as unidades convencionais da Óleo-Hidráulica [23], em detrimento das unidades do Sistema Internacional, de modo a possibilitar uma melhor comparação com as dimensões apresentadas nos catálogos consultados. Considere-se então que o caudal volumétrico vem em L/min (cerca de $1,7 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), a pressão em bar (10^5 Pa) e a distância em mm (10^{-3} m).

Na Figura 4.13 apresenta-se o esquema do circuito óleo-hidráulico para o sistema de correcção de molas de lâmina.

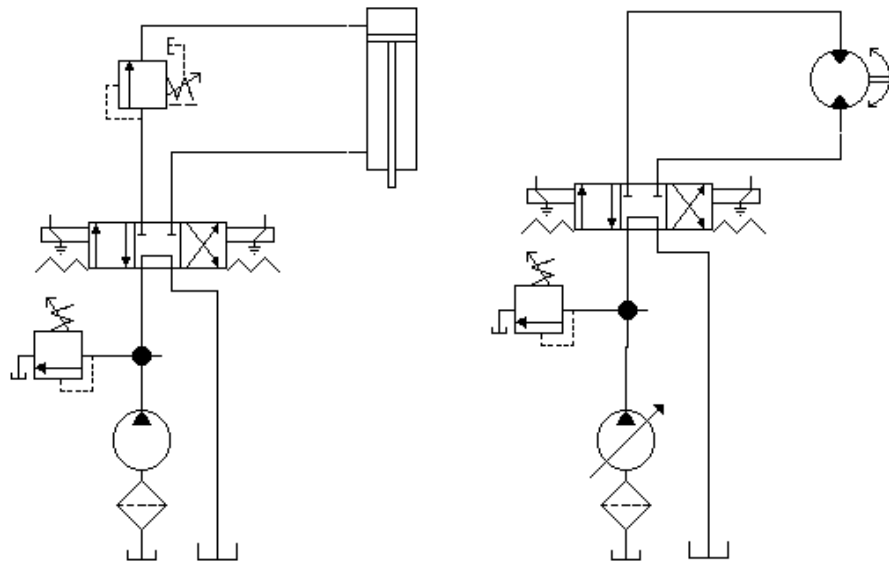


Figura 4.13 – Esquema do circuito óleo-hidráulico do sistema de correcção de molas de lâmina.

4.7.2 Circuito do actuador hidráulico

De modo a proceder a uma correcta selecção dos componentes deste circuito devem ser efectuados os cálculos que permitem determinar as características do circuito, como a força do actuador, o caudal e a pressão do sistema, ou seja, que permitem dimensionar o circuito hidráulico. A partir destes valores pode-se então seleccionar os componentes que mais se coadunam à aplicação, com base em catálogos fornecidos por diferentes fabricantes.

Cálculo da força do actuador

De modo a garantir que a força de avanço do actuador é suficiente para o processo de laminagem, aplicou-se um factor de segurança à força de laminagem, F , de modo a que seja permitido aplicar uma redução de 2% na mola. Isto implica que a força de avanço a devolver pelo actuador, F_a , seja de 1100,95 kN, como indicado no anexo D.2.3.

Relativamente à força de retorno, apenas há que ter em conta o peso do bloco de laminagem, visto que estas forças são simétricas. Assim sendo, como o bloco tem

uma massa de cerca de 250 kg, tem-se que a força de retorno a exercer pelo actuador, F_r , é 2452,5 N, como indicado no anexo D.2.1.

A título de curiosidade procede-se também ao cálculo da potência mecânica a desenvolver pelo actuador que está relacionada com a força máxima desenvolvida e a velocidade pretendida. Assim, a equação que devolve a potência mecânica exigida é a seguinte [24]:

$$P_{mecânica} = F_a \times v_a \quad (4.16)$$

cujo cálculo é apresentado no anexo D.2.1. Resulta então que a potência mecânica a desenvolver pelo cilindro será de 110,1 kW.

Seleção do actuador

A seleção do actuador ou cilindro hidráulico foi feita tendo em conta os tamanhos normalizados, através de um sistema de catálogos interactivo da Bosch Rexroth [25]. Com base nas características pretendidas concluiu-se que os cilindros da série CDH1 seriam os mais adequados para a instalação e actuação do sistema de correcção.

Atendendo então à tabela do anexo B.2.4 que permite a seleção de um cilindro hidráulico da série CDH1 de acordo com a força pretendida, verifica-se que para uma força de avanço de 1200 kN, a uma pressão de 250 bar, deve-se escolher um cilindro com um êmbolo de 250 mm de diâmetro. Tendo em conta que a força de retorno não é significativa para o problema (cerca de 2,5 kN) e, sendo a carga guiada em ambos os lados, optou-se pelo cilindro com haste de menor diâmetro, ou seja, o cilindro com dimensões 250x160 mm.

Há ainda que seleccionar o tipo de montagem do cilindro mais adequada a este sistema de correcção. No anexo B.2.4 apresentam-se vários tipos de montagens, sendo a montagem do tipo MF3 a que mais se coaduna ao projecto, visto que apresenta uma flange no cabeçote do cilindro²⁰ que permite a sua montagem na estrutura do sistema de correcção da forma pretendida.

²⁰ Cabeçote do cilindro é a zona de saída da sua haste.

Na Tabela 4.5 apresenta-se um resumo das características do cilindro hidráulico seleccionado.

Tabela 4.5 – Características principais do cilindro hidráulico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Cilindro hidráulico	Diâmetro de êmbolo	250 mm	CDH1MF3/ 250/160/ 250A2X/ H2CAEMTC
	Diâmetro da haste	160 mm	
	Curso da haste	250 mm	
	Pressão nominal de trabalho	250 bar	
	Tipo de montagem	MF3	

Este cilindro incorpora ainda um sistema de medição de posição analógico (4-20 mA) que permite enviar informações ao autómato, de modo a que este facilmente conheça o estado de avanço da haste do cilindro (anexo B.2.4).

Teste da haste

O curso pretendido para a haste é de 250 mm, então é necessário verificar se o cilindro especificado pode comportar uma haste de tal envergadura. Para tal atente-se ao anexo B.2.4 onde se encontram tabelas com os valores de comprimento máximo admissível para o curso da haste, L , correspondentes a cilindros de várias dimensões com diferentes tipos de montagem e para diferentes valores de pressão. Note-se que o curso da haste é função do comprimento da haste a partir do qual pode ocorrer encurvadura²¹, L_k , para uma determinada força aplicada e num determinado tipo de montagem. Assim, para o cilindro seleccionado, de dimensão 250x160 mm, com uma montagem do tipo MF3, a 90°, ao qual se aplica uma pressão de aproximadamente 250 bar, tem-se que o curso máximo da haste é de 5290 mm. Isto significa que a haste do cilindro seleccionado pode ter 250 mm de comprimento como pretendido.

²¹ *Encurvadura* é um fenómeno de instabilidade associado a peças esbeltas, que ocorre quando estas são sujeitas a uma força axial (compressão).

Cálculo do caudal de fluido hidráulico

Para o cálculo do caudal de fluido hidráulico para o actuador há que ter em conta as diferentes áreas do êmbolo, visto que a área do lado da haste, A_2 , é anelar e portanto, menor que a área circular do lado contrário à haste, A_1 , como se elucida na figura do anexo B.2.4. Os valores destas áreas são também dados no anexo B.2.4, e a partir destes valores é possível saber o caudal de avanço e de retorno do fluido, através das respectivas equações [24].

$$Q_a = v_a \times A_1 \quad (4.17)$$

$$Q_r = v_a \times A_2 \quad (4.18)$$

Como se pode ver no anexo B.2.4, para uma velocidade de 0,1 m/s, resulta que o caudal de avanço será de 294,5 L/min e o caudal de retorno será 173,8 L/min, concluindo-se que o caudal mínimo de fluido hidráulico debitado pela bomba deve ser 294,5 L/min.

Cálculo da pressão

Tal como no cálculo dos caudais, no cálculo da pressão do sistema há que ter em conta as diferentes áreas do êmbolo, A_1 e A_2 , visto que a pressão é força exercida por unidade de área [24]. Assim, a pressão exercida no avanço do cilindro é dada pela equação:

$$p_a = \frac{F_a}{A_1} \quad (4.19)$$

e a pressão exercida no retorno é dada por:

$$p_r = \frac{F_r}{A_2} \quad (4.20)$$

Estes cálculos são apresentados no anexo D.2.3, resultando que a pressão de avanço deve ser 224 bar e a pressão de retorno deve ser 0,85 bar, pelo que o sistema deve ter uma pressão mínima de funcionamento de 224 bar.

Seleção da válvula limitadora de pressão

A válvula limitadora de pressão deve ser capaz de limitar a pressão gerada pela bomba de modo a que não se atinja a pressão máxima do sistema, quer seja em caso de avaria ou em caso de regulação incorrecta dos componentes do circuito. Assim, esta válvula impede que ocorram possíveis sobrecargas de pressão, conduzindo o fluido em excesso de volta ao depósito quando se atinge a pressão máxima, impedindo assim a rotura dos componentes do sistema [21].

Como está indicado no anexo B.2.4 o actuador permite suportar pressões estáticas²² até 375 bar, pelo que é necessário que a válvula actue numa gama de pressões próxima de 375 bar e suporte caudais de pelo menos 294,5 L/min.

O processo de seleção através do sistema de catálogos interactivo da Bosch Rexroth [25] levou à escolha de uma válvula limitadora de pressão do tipo DBDS (anexo B.2.5). As características principais desta válvula apresentam-se na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Características principais da válvula limitadora de pressão do circuito do actuador.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Válvula limitadora de pressão	Tamanho	30	DBDS 30 P1X/315
	Pressão máxima de trabalho	315 bar	
	Caudal máximo de trabalho	330 L/min	

Seleção da válvula direccional

A válvula direccional permite controlar o avanço ou o retorno do actuador hidráulico, sem que para isso seja necessário inverter a rotação da bomba. Isto é conseguido através do controlo do caudal de avanço e retorno que podem passar através da válvula no sentido directo ou no sentido cruzado [21]. Na Figura 4.14 encontra-se um esquema representativo de uma válvula direccional de quatro vias e

²² *Pressão estática* é a pressão associada ao fluido que pode ser determinada pelos métodos de medição de pressão. A pressão total do fluido inclui a pressão estática, a pressão dinâmica (associada ao movimento do fluido) e a pressão hidrostática (associada à posição do fluido) [27].

três posições de comando (4/3), tal como se pretende utilizar para o controlo do avanço e retorno do actuador.

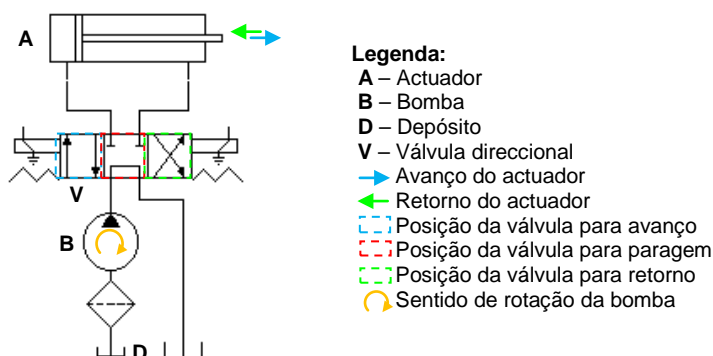


Figura 4.14 – Representação do funcionamento de uma válvula direccional 4/3.

Para o sistema de correcção é também necessário incorporar uma válvula deste tipo, ou seja 4/3, de modo a poder ser controlado o avanço, o retorno e a paragem do actuador hidráulico. Tendo em conta que o controlo do actuador será feito pelo automático, é necessário que esta válvula seja pilotada, ou seja, que através de um sinal eléctrico se possa activar um solenoide existente na válvula direccional, que faz deslocar um êmbolo para a posição pretendida, alterando as posições de comando (avanço, paragem e retorno). Note-se que o avanço e o retorno são comandados por diferentes sinais digitais, um para o avanço e outro para o retorno. Quando não existe nenhum sinal eléctrico na entrada de comando da válvula, esta fica na posição de comando paragem.

Atendendo aos catálogos interactivos da Bosch Rexroth [25], pôde escolher-se uma válvula direccional pilotada, do tipo WEH (anexo B.2.6), que cumpre os requisitos impostos para o sistema de correcção e que pode ser ligada directamente à saída digital do automático. As suas características principais encontram-se na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Características principais da válvula direccional do circuito do actuador.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Válvula direccional pilotada	Tamanho	22	H-4WEH 22 G7X/ 6EG24ETK4QMAG24/ B10P4,5D3
	Pressão máxima de trabalho	350 bar	
	Caudal máximo de trabalho	450 L/min	
	Tensão de alimentação	24 Vdc	

Válvula proporcional redutora de pressão

Para a correcção de molas de lâmina é necessário ajustar a pressão do actuador hidráulico em função da curvatura longitudinal, de modo a que nos segmentos da mola onde a curvatura longitudinal é maior, seja possível aumentar a força de laminagem e nos segmentos onde a curvatura é menor, se possa reduzir essa força, garantindo assim uma correcção mais precisa. Para isso, é necessário variar proporcionalmente a pressão no avanço do actuador, já que este é o responsável pela força aplicada pelos rolos de laminagem na superfície das molas de lâmina.

Para este propósito, existe um tipo de válvulas proporcionais que permitem controlar e fazer variar a pressão entregue ao actuador hidráulico e assim, como a pressão e a força estão directamente relacionadas, a força também é alterada. Estes tipos de válvulas designam-se por válvulas proporcionais redutoras de pressão.

Tendo ainda em conta que o controlo do sistema de correcção é realizado pelo automático, é necessário que a válvula possa ser comandada por ele. Para isso, existem as válvulas proporcionais redutoras de pressão pilotadas, ou operadas por piloto, que permitem ser controladas através de um sinal eléctrico, por exemplo, um sinal analógico de 0 a 10 V. Consoante o valor de tensão imposto, pode-se então variar a pressão entregue ao cilindro hidráulico e, conseqüentemente, a força por ele desenvolvida. No método de correcção, abordado no próximo capítulo, explica-se detalhadamente como se processa este controlo e este interface entre o sistema hidráulico e o automático.

Utilizando os catálogos interactivos da Bosch Rexroth [25], pôde seleccionar uma válvula do tipo WEH (anexo B.2.7), adequada ao circuito do actuador e que pode ser ligada directamente à saída analógica do automático. As suas características principais encontram-se na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Características principais da válvula proporcional redutora de pressão.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Válvula proporcional redutora de pressão pilotada	Tamanho	25	DREE 20-5X/ 315YMG24K31V
	Pressão máxima de trabalho	315 bar	
	Caudal máximo de trabalho	300 L/min	
	Tensão de alimentação	24 Vdc	
	Sinal de comando	Analógico (0-10 V)	

4.7.3 Circuito do motor hidráulico

Os componentes principais do circuito do motor hidráulico são, para além da bomba e do fluido, o próprio motor, a caixa de engrenagens e a válvula limitadora de pressão.

Como este circuito é independente do circuito do actuador e como não necessita de tanta pressão, para o seu dimensionamento considerou-se uma pressão mínima de funcionamento de 150 bar.

Seleccção da caixa de engrenagens

Para fazer rodar o rolo de laminagem inferior para a correcção de molas é necessário desenvolver um binário de 13,47kN, sendo por isso que se optou por utilizar uma caixa de engrenagens, que possibilita também um melhor controlo da velocidade de rotação do rolo que necessita de ser 16,81 rpm, como calculado anteriormente. Com base nos catálogos da Bosch Rexroth para selecção de caixas de engrenagem (anexo B.2.8), há que ter em conta a seguinte equação disponibilizada:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.21)$$

onde i é a relação (ratio) de transmissão entre a velocidade de entrada (motor de accionamento), n_1 , e a velocidade de saída (velocidade pretendida para o sistema), n_2 . Atendendo então ao mesmo catálogo, pôde escolher-se uma caixa de engrenagens que permite obter um binário constante, o que é essencial para o sistema de correcção. As suas características principais encontram-se na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Características principais da caixa de engrenagens.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Caixa de engrenagens	Relação de transmissão	17 - 154	REDULUS GMH 0036R3ZAO80.36HCO
	Binário desenvolvido	14,5 kN	

Escolhendo então uma relação de transmissão de 80,36 e sabendo que a velocidade de saída é de 16,81 rpm, verifica-se que é necessário um motor que lhe aplique uma velocidade de entrada de 1351 rpm (cálculos no anexo D.2.4).

A título de curiosidade, refira-se ainda que esta caixa de engrenagens tem um diâmetro de 380 mm e um braço de montagem de 650 mm, para que possa ser acoplada ao sistema de correcção e para que os apoios suportem o elevado binário desenvolvido.

Seleção do motor hidráulico

Conhecida a caixa de engrenagens, resta agora escolher um motor para lhe impor movimento em ambos os sentidos, de modo a que o rolo inferior de laminagem também se possa mover em ambos os sentidos. Para isso, foram utilizados os catálogos da Bosch Rexroth relativos a motores hidráulicos (anexo B.2.9). Dentro das soluções possíveis, a escolha recaiu sobre os motores do tipo AZMN para engrenagens, cujas características principais se encontram na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Características principais do motor hidráulico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Motor hidráulico	Tamanho	25	AZMN-12-025 UDC12ML
	Pressão de funcionamento	50-200 bar	
	Binário de saída máximo	50 N·m	
	Rotações de saída	500-3000 rpm	

Nestes catálogos pode encontrar-se também a equação que permite determinar o caudal de fluido hidráulico necessário para que o motor adquira a velocidade pretendida:

$$Q = \frac{V \times n}{\eta_v} \times 10^{-1} \quad (4.22)$$

onde Q é o caudal de fluido, em L/min, V a vazão²³ em cm³, n a velocidade do motor e η_v o rendimento volumétrico do motor, em percentagem.

²³ *Vazão ou deslocamento* é a capacidade de deslocamento de fluido por uma bomba ou motor por cada rotação.

Sendo necessária uma velocidade de 1351 rpm para a entrada da caixa de engrenagens e considerando que o rendimento do motor é de 90% [27], pode calcular-se o caudal necessário para o accionamento do motor, sendo este de 37,5 L/min, como se mostra no anexo D.2.4.

Neste tipo de motores pode ser incorporado um sensor de efeito Hall, como se encontra indicado no anexo B.2.9. A utilização deste sensor é necessária pois permite fornecer informação ao autómato acerca da posição da mola no sistema de laminagem. Assim, do anexo B.2.10, sabe-se que o sensor apropriado para o motor escolhido tem 48 dentes, o que significa que por cada 48 pulsos o motor efectua uma rotação, que corresponde a aproximadamente 0,01244 rotações à saída da caixa de engrenagens. Sendo assim, como os rolos de laminagem têm 250 mm de diâmetro, considerando o seu perímetro tem-se que por cada pulso a mola é deslocada aproximadamente 0,2 mm. No anexo B.2.10 podem ver-se mais algumas características do sensor referido.

Seleccção da válvula limitadora de pressão

Como o motor hidráulico seleccionado permite suportar pressões até 280 bar, a válvula limitadora de pressão para este circuito deve ser ajustável numa gama de pressões próxima deste valor e suportar caudais de pelo menos 37,5 L/min. Assim o processo de selecção levou à escolha de uma válvula limitadora de pressão do tipo DBDS (anexo B.2.11). As características principais desta válvula são apresentadas na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Características principais da válvula limitadora de pressão do circuito do motor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Válvula limitadora de pressão	Tamanho	8	DBDS 8 G1X/200
	Pressão máxima de trabalho	315 bar	
	Caudal máximo de trabalho	120 L/min	

Seleção da válvula direccional

Conhecido já o funcionamento de uma válvula direccional e querendo que o motor hidráulico realize movimentos de rotação em ambos os sentidos, é necessário que no seu circuito exista também uma válvula direccional.

Tendo em conta que o sentido de rotação do motor é controlado pelo autómato, a válvula direccional deve ser pilotada. Para tal, recorreu-se novamente ao catálogo interactivo da Bosch Rexroth [25], escolhendo-se uma válvula direccional pilotada 4/3, do tipo WEH (anexo B.2.12), adequada à pressão e caudais do circuito e que pode ser accionada electricamente pelo autómato, que através de uma saída digital permite colocar a válvula na posição de comando avanço e através de outra saída digital, permite colocar a válvula na posição de comando retorno. Quando não existe sinal digital nas entradas da válvula, este fica na posição de comando paragem. As suas características encontram-se na Tabela 4.12 a seguir apresentada.

Tabela 4.12 – Características principais da válvula direccional do circuito do motor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Válvula direccional pilotada	Tamanho	10	4WEH 10 G4X/ 6EG24ETK4
	Pressão máxima de trabalho	280 bar	
	Caudal máximo de trabalho	160 L/min	
	Tensão de accionamento	24 Vdc	

4.7.4 Seleção das bombas hidráulicas

As bombas hidráulicas têm a função de converter a energia mecânica, proveniente de um motor eléctrico, em energia hidráulica, sendo elas que, num circuito hidráulico, geram a pressão e debitam o caudal de fluido necessário para alimentar os componentes, como os actuadores e os motores hidráulicos [22].

Para o sistema hidráulico pretendido optou-se pela utilização de duas bombas hidráulicas, uma capaz de gerar uma pressão mínima de 224 bar e que debite um caudal mínimo de 294,5 L/min no caso do actuador e outra que gere uma pressão mínima de 150 bar e debite um caudal no mínimo até 37,5 L/min no caso do motor

hidráulico. Pretende-se que estas bombas sejam combinadas através de um veio de ligação, possibilitando a utilização de um único motor eléctrico.

Recorrendo ao sistema de catálogos interactivo da Bosch Rexroth [25] foi possível seleccionar as bombas hidráulicas que satisfazem os requisitos anteriores. Assim, para o circuito do actuador foi seleccionada uma bomba de pistões axiais do tipo A4FO, série 3 (anexo B.2.13). As características principais desta bomba são apresentadas na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 – Características principais da bomba hidráulica do circuito do actuador.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Bomba hidráulica	Tamanho	250	A4FO 250/ 30R-PPB25
	Caudal máximo de saída	364 L/min	
	Pressão máxima de saída	350 bar	

Relativamente ao circuito do motor hidráulico pretende-se uma bomba de palhetas de caudal variável, actuadas por piloto, possibilitando a variação da velocidade de rotação do motor hidráulico e consequentemente a variação da velocidade de rotação dos rolos de laminagem, pois para um caso excepcional, em alguns tipos de molas pode ser necessário aumentar o tempo de laminagem (fenómenos de fluência [19]).

O controlo da bomba é conseguido através de um sinal digital, que permite alterar o caudal para dois valores pré-definidos pelo utilizador. Estes valores de caudal devem assim ser definidos em função da velocidade de correcção ($Q_{correcção}$) e da velocidade dos rolos de laminagem para efeitos de posicionamento ($Q_{posição}$), como será oportunamente explicado no controlo do sistema de correcção. Note-se que o ajuste de velocidade para a redução do tempo de laminagem deve ser feito na bomba de forma manual, caso seja necessário.

Posto isto, foi seleccionada uma bomba do tipo PV7, série 1X (anexo B.2.14) que cumpre todos estes requisitos e permite ser utilizada dentro dos valores de pressão e caudal do circuito do motor hidráulico. Na tabela seguinte apresentam-se as características principais desta bomba.

Tabela 4.14 – Características principais da bomba hidráulica do circuito do motor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Bomba hidráulica	Tamanho	40/45	PV7-1X/ 40-45RE37MN0-16
	Caudal máximo de saída	66 L/min	
	Pressão máxima de saída	160 bar	

4.7.5 Selecção do motor eléctrico

O motor eléctrico deve ser capaz de criar as condições necessárias para um bom desempenho da bomba hidráulica, ou seja, deve ter potência e rotação suficientes para garantir os requisitos impostos pela bomba hidráulica.

Tendo em conta que as bombas hidráulicas deste sistema foram dimensionadas para um funcionamento a 1500 rpm, é necessário determinar ainda as suas potências de accionamento. Para tal considere-se a seguinte equação [27]:

$$P_{an} = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_{ges}} [kW] \quad (4.23)$$

onde, p e Q são a pressão e o caudal do sistema respectivamente. η_{ges} é o rendimento total da bomba, que para o caso se considera o valor mínimo, 0,8. Assim, pelos cálculos indicados no anexo D.2.5, verifica-se a bomba do actuador hidráulico requer uma potência de accionamento de 137,4 kW e a bomba do motor hidráulico requer 11,7 kW. Verifica-se portanto que o motor eléctrico tem de ter uma potência mínima de aproximadamente 150 kW e uma velocidade média de cerca de 1500 rpm.

O processo de selecção levou à escolha de um motor da marca Schorch (anexo B.2.15), cujas características principais se apresentam na tabela seguinte.

Tabela 4.15 – Características principais do motor eléctrico do sistema óleo-hidráulico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Motor eléctrico	Comprimento	998 mm	KN7 315M-BB 01B
	Diâmetro	620 mm	
	Potência	200 kW	
	Tensão de alimentação	380-400 (Y-Δ)	
	Rotação	1480 rpm	

4.7.6 Selecção da tubagem

As tubagens são o meio de transmissão da potência hidráulica pelos circuitos hidráulicos, visto que transportam o fluido para as bombas, válvulas, actuadores e motores, trazendo-o de volta ao reservatório, completando os circuitos do sistema hidráulico. As tubagens podem ser rígidas ou flexíveis, sendo compostas por mangueiras ou tubos com acoplamentos e engates para conectar os componentes hidráulicos [21].

A tubagem da instalação deve ser adequada à pressão de funcionamento do sistema, mantendo uma margem de segurança confortável, ou seja, deve suportar valores de pressão relativamente superiores ao da pressão de funcionamento [28].

Como o sistema hidráulico pretendido tem dois circuitos com uma grande diferença de pressões de trabalho decidiu-se utilizar tubagens diferentes para cada circuito. Para além disso há que ter em conta os caudais dos circuitos, pois estes vão influenciar o diâmetro interno da tubagem, através da seguinte equação [28]:

$$d_i = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v_i}} \quad (4.24)$$

onde d_i é o diâmetro interno da tubagem em mm e v_i é a velocidade do fluido na tubagem, cujos valores recomendados são 6 m/s para pressões maiores que 200 bar e cerca de 5 m/s para 150 bar [28]. Estes diâmetros encontram-se calculados no anexo D.2.6, resultando cerca de 32 mm para a tubagem do circuito do actuador e cerca de 13 mm para a tubagem do circuito do motor.

Assim, sendo a pressão de funcionamento do circuito do actuador até cerca de 224 bar, é conveniente utilizar mangueiras de alta pressão visto que são as adequadas para esta ordem de pressões. Com base no catálogo de mangueiras hidráulicas da Parker, presente no anexo B.2.16, seleccionaram-se então mangueiras de borracha sintética reforçadas com quatro tranças de malha de aço, cujas características principais são apresentadas na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Características principais da tubagem do circuito do actuador.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Mangueiras hidráulicas	Diâmetro interno	38 mm	731-24
	Diâmetro externo	53 mm	
	Pressão máxima de trabalho	290 bar	

No caso do circuito do motor, tem-se uma pressão de funcionamento de 150 bar, o que permite utilizar mangueiras de média pressão. Como se pode verificar no anexo B.2.17, proveniente do mesmo catálogo, optou-se por mangueiras de borracha sintética reforçadas com duas camadas de malha de aço, cujas características principais são apresentadas na Tabela 4.17.

Tabela 4.17 – Características principais da tubagem do circuito do motor.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Mangueiras hidráulicas	Diâmetro interno	16 mm	431-10
	Diâmetro externo	24 mm	
	Pressão máxima de trabalho	190 bar	

4.7.7 Selecção do fluido hidráulico e do reservatório

O fluido hidráulico de uma instalação óleo-hidráulica deve ser um fluido que não provoque oxidação dos componentes, tenha boa lubrificação, não produza variações físicas ou químicas adversas ao circuito hidráulico e que seja operacional numa larga gama de temperaturas.

O fluido seleccionado para este sistema foi o óleo Energol HLP-HM 32 (anexo B.2.18) que é um fluido hidráulico de base mineral com características anti-corrosão, anti-oxidação, anti-espuma e anti-desgaste, elaborado à base de zinco. Este óleo é compatível com os materiais elastómeros vulgarmente utilizados nos componentes dos sistemas hidráulicos e está em conformidade com as normas ISO 6743/4 tipo HM. Para além disso é aprovado por muitos fabricantes de equipamentos hidráulicos, incluindo a Bosch Rexroth que é a fabricante da maioria dos componentes escolhidos para a instalação hidráulica do sistema de correcção. As principais características deste óleo são apresentadas na tabela seguinte.

Tabela 4.18 – Características principais do fluido hidráulico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Fluido hidráulico	Origem	Mineral	Energol HLP-HM 32
	Densidade (15 °C)	0,88 kg/L	
	Viscosidade cinemática (40 °C)	32 mm ² /s	

Por fim é necessário dimensionar um depósito para o fluido hidráulico, de modo a que este possa comportar o volume de fluido necessário para o funcionamento seguro da instalação hidráulica projectada, evitando faltas de caudal no sistema. O depósito possibilita ainda a libertação de calor do óleo hidráulico e facilita a libertação de ar e de água do óleo [21].

Para determinar o volume de um reservatório utiliza-se uma fórmula empírica que indica que o volume do reservatório deve ser três a cinco vezes o volume deslocado por minuto, ou seja, o valor do caudal debitado pela bomba [28]. Assim, como neste sistema hidráulico se tem um total de volume deslocado de 332 L por minuto, optou-se por um reservatório com um volume três vezes superior, ou seja, de aproximadamente 1000 L. Selecionou-se então um reservatório de aço cilíndrico da Bosch Rexroth, tipo ABTSR (anexo B.2.19), cujas características principais se apresentam na tabela seguinte.

Tabela 4.19 – Características principais do reservatório de fluido hidráulico.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Reservatório	Capacidade	1000 L	ABTSR-01000/ 02-S11M-A
	Comprimento	1510 mm	
	Diâmetro	1000 mm	
	Material	Aço	

4.8 DESENHO CONJUNTO

Até ao momento foram conhecidos todos os componentes que constituem o sistema de correcção e o modo de montagem de cada um dos seus subconjuntos e subsistemas. Resta agora conhecer o resultado final do agrupamento total dos componentes que é representado no desenho conjunto do sistema de correcção presente na figura seguinte.

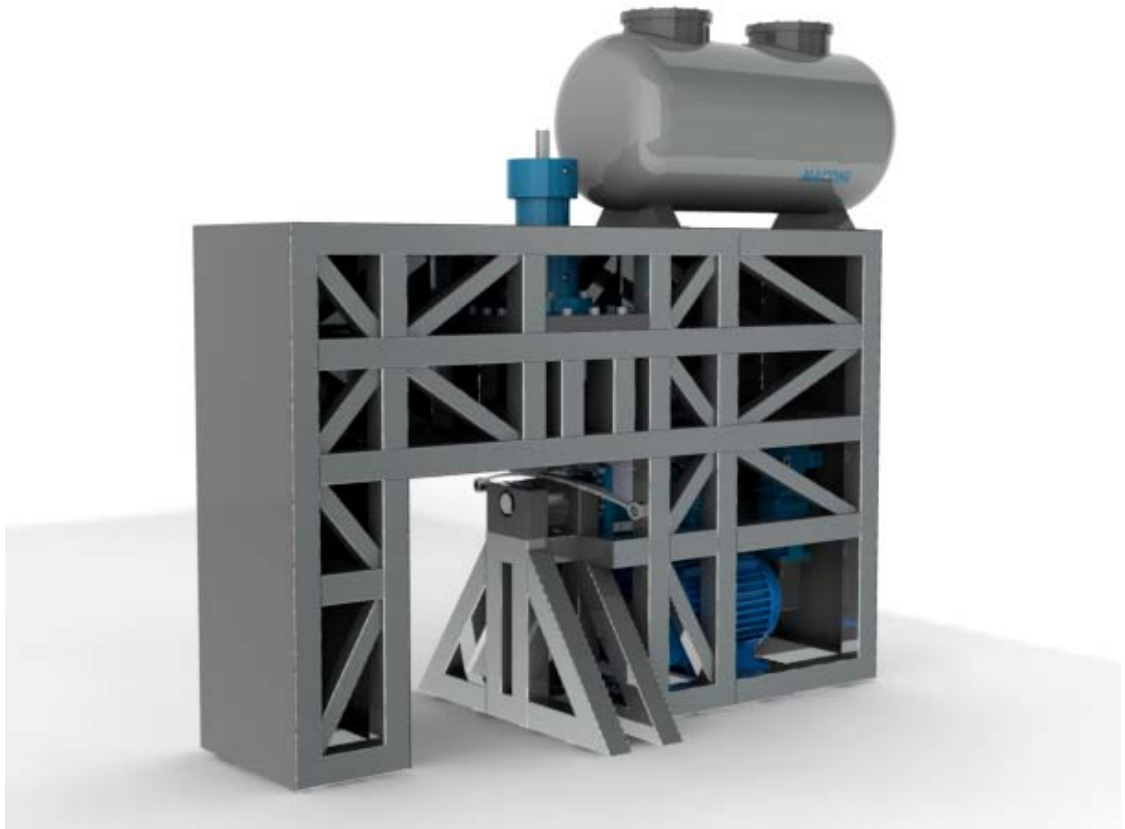


Figura 4.15 – Desenho conjunto do sistema de correcção.

5 MÉTODO DE CORRECÇÃO

5.1 INTRODUÇÃO

Conhecidos os componentes do sistema de correcção, descritos no capítulo 0 e conhecidas as suas funções, é agora necessário definir o método para corrigir as molas de lâmina, em função do seu estado de deformação, previamente caracterizado pelo sistema de análise.

Esta correcção, como exposto anteriormente, será executada pela variação da força exercida pelos rolos de laminagem, actuados pelo cilindro hidráulico, em função da curvatura existente num determinado intervalo do seu comprimento.

Antes de se avançar com a definição deste método, é necessário conhecer as variáveis envolvidas. Atenda-se então à Figura 5.1.

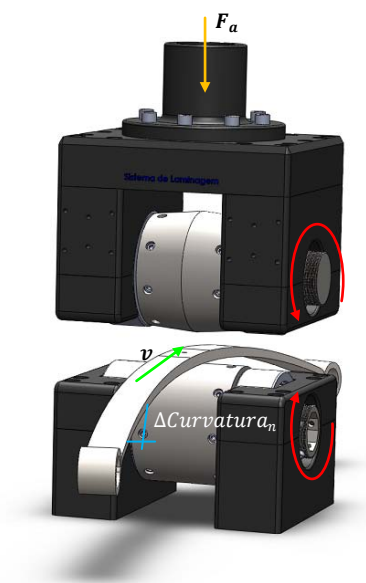


Figura 5.1 – Representação da correcção de uma mola de lâmina e das variáveis envolvidas no problema.

Da figura anterior, verifica-se então que para definir o método de correcção é necessário considerar a força de laminagem, F_a , a velocidade de avanço da mola, v , e conhecer os valores de curvatura, $\Delta Curvatura_n$, calculados pelo sistema de análise. Para além disso, é necessário considerar a pressão, p_a , fornecida ao

actuador hidráulico que é controlada pelo valor da tensão de comando, V_c , fornecida à válvula proporcional pelo automático.

5.2 CONTROLO DA FORÇA DE LAMINAGEM

Conhecidas então as variáveis envolvidas na correcção de uma mola de lâmina, é agora necessário efectuar o controlo da força de laminagem através da válvula proporcional redutora de pressão pilotada. Como explicado anteriormente (secção 0), esta válvula permite variar a pressão aplicada ao actuador hidráulico através de um sinal analógico de comando (0-10 V), fornecido por um controlador, neste caso o automático, fazendo variar a força de correcção, como desejado.

Considerando as características da válvula proporcional seleccionada, que se apresentam no anexo B.2.7, pode verificar-se que é possível fazer variar a pressão à saída da válvula, p_a , através de um ajuste em percentagem do sinal de comando, num intervalo de 0% a 100%. Acerca desta válvula, sabe-se ainda que pode ser ajustada para pressões máximas num intervalo de 150 a 350 bar, correspondendo ao sinal de comando 100%. Relativamente à pressão mínima, existe um valor fixo de 2 bar, que corresponde ao sinal de comando 0%.

O ajuste da pressão em função do sinal de comando é linear, com uma variação de $\pm 2\%$ da pressão máxima ajustada (anexo B.2.7). Tendo em conta que o sinal de comando é analógico e variável entre 0 a 10 V, pode ajustar-se a pressão máxima da válvula para o valor próximo da pressão nominal do circuito do actuador (224 bar) e definir-se um gráfico da variação de pressão, p_a em função da tensão V_c , tal como se mostra na Figura 5.2.

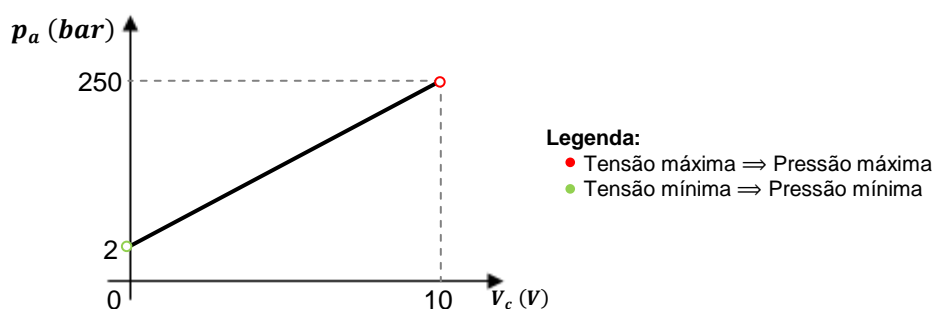


Figura 5.2 – Representação da variação da pressão em função do nível de tensão.

A figura anterior mostra que os valores de pressão da válvula em função da tensão de comando se encontram numa recta, que pode ser definida pela sua equação reduzida, $y = mx + b$, neste caso, $p_a = m \times V_c + b$. Calculando o seu declive (m) e a sua intersecção com o eixo vertical (b), obtém-se a seguinte equação:

$$p_a = 24,8 \times V_c + 2 \quad (5.1)$$

Esta equação traduz assim a variação da pressão, p_a (em bar), fornecida ao actuador, em função da tensão, V_c , imposta à válvula proporcional pelo autómato.

Resta agora aplicar a relação entre a força de laminagem, F_a e a pressão exercida pelo actuador, p_a , considerando a área do seu êmbolo, A_1 , como visto anteriormente na equação (4.19), a qual se pode escrever em ordem à força, ou seja:

$$F_a = A_1 \times p_a \quad (5.2)$$

Sabendo que a área do actuador é constante e igual $0,049 \text{ m}^2$ (anexo B.2.4), tem-se que:

$$F_a = 4900 \times p_a \quad (5.3)$$

onde a pressão p_a é expressa em bar e a força F_a em Newton. Fazendo a substituição da pressão p_a de acordo com a equação (5.1), vem que:

$$F_a = 4900 \times (24,8 \times V_c + 2) \quad (5.4)$$

e que depois de simplificado se pode escrever por:

$$F_a = 121520 \times V_c + 9800 \quad (5.5)$$

Têm-se então a expressão de controlo da força de laminagem, F_a (em N), em função da tensão de comando, V_c (em V), fornecida pelo autómato, permitindo assim efectuar um controlo preciso da força de correcção de uma mola de lâmina, em função da sua curvatura longitudinal. Como o ajuste foi feito para uma pressão máxima de 250 bar, têm-se assim que a força, F_a , pode variar entre 9,8 kN e 1225 kN.

5.3 CORRECÇÃO DA CURVATURA LONGITUDINAL

Para corrigir a deformação do perfil longitudinal de uma mola de lâmina por laminagem e de modo a poder ter resultados mais precisos, optou-se por realizar uma correcção por segmentos, como indicado anteriormente.

Desta forma é necessário considerar a curvatura da mola analisada num determinado segmento, dada pela equação (3.14), ou seja, $\Delta Curvatura_n$, que neste capítulo será definida por ΔC_n .

Considerando que uma determinada força de laminagem, F_{an} , aplicada num segmento, Δx , de uma mola de lâmina, provoca uma curvatura longitudinal, $\Delta C_{F_{an}}$, verifica-se que para que ocorra a correcção num determinado segmento é necessário que:

$$\Delta C_{F_{an}} = -\Delta C_n, \quad \text{com } n = 1,2,3, \dots, (N - 2) \quad (5.6)$$

ou seja, que a curvatura imposta pela força de laminagem, $\Delta C_{F_{an}}$, seja simétrica à curvatura existente nesse segmento, ΔC_n .

A simetria destas deformações é conseguida pela laminagem numa zona do interior da curvatura longitudinal da mola e, por isso, é necessário definir uma equação que traduza a força de laminagem em função da curvatura longitudinal provocada.

Considerando que a força de laminagem aplicada no intervalo n , i.e., F_{an} , provoca uma deformação, $\Delta C_{F_{an}}$, no perfil de uma mola de lâmina, segundo um factor χ_{mola} , que depende do tipo de mola que se está a corrigir, pode escrever-se a seguinte equação:

$$\Delta C_{F_{an}} = \chi_{mola} \times F_{an}, \quad \text{com } n = 1,2,3, \dots, (N - 2) \quad (5.7)$$

Tendo em conta que a correcção de uma mola de lâmina é controlada pelo autómato, que faz variar a força de laminagem, F_a , pode substituir-se a força de laminagem num intervalo, F_{an} , pela equação (5.5), o que colocado em ordem à tensão de comando V_c , para um determinado intervalo n , ou seja, V_{cn} , vem:

$$V_{cn} = \frac{\Delta C_{F_{an}}}{121520 \times \chi_{mola}} - 0,08, \quad \text{para } n = 1,2,3, \dots, (N - 2) \quad (5.8)$$

Portanto, esta é a equação que traduz a correcção do perfil de curvatura de uma mola de lâmina e é a partir dela que se pode gerar o gráfico de tensão de comando, V_{cn} , a fornecer à válvula proporcional reguladora de pressão pilotada, que irá fazer variar a pressão, p_{an} , entregue ao actuador hidráulico e assim, fazer variar a força de laminagem, F_{an} .

Resta agora definir o factor χ_{mola} , que diz respeito à deformação/correcção de uma mola de lâmina por aplicação de uma laminagem parcial. O método analítico de determinação deste factor é bastante complexo, já que envolve muitas propriedades do material, sendo por isso que foi desenvolvido um modo de aprendizagem para este método de correcção.

5.4 MODO DE APRENDIZAGEM

A correcção de uma mola de lâmina através do processo de laminagem parcial, requer um processo de cálculo bastante complexo para conseguir determinar a força necessária a aplicar ao rolo de correcção. Nas bibliografias consultadas, apenas se encontrou métodos e equações explicativas de uma laminagem comum e, tendo em conta que no sistema de correcção é realizada uma laminagem parcial, seria necessário um método ou expressão matemática que relacionasse a inclinação dos rolos, a área de contacto da mola, a força de laminagem e a velocidade de avanço. Na expressão de cálculo de uma laminagem parcial necessitavam ainda de ser incluídos parâmetros de extensão, compressão e flexão do material e ter em conta a largura da mola e a sua espessura. Tudo isto requer uma investigação aprofundada na área da mecânica dos materiais, incluindo a teoria da plasticidade e fenómenos de fluência, o que não é o propósito deste projecto.

Para resolver esta situação, foi então considerada a utilização de softwares de simulação computacional, nomeadamente as ferramentas SolidWorks Simulation e um outro software denominado ABAQUS. Através de algumas simulações, conseguiu-se obter alguns resultados, no entanto, estes não foram satisfatórios e a sua veracidade é contestável, já que não são totalmente representativos de uma situação real.

Não encontrada uma solução aceitável, foi então necessário repensar o conceito inicial e abordar a situação perante uma perspectiva diferente. A solução mais evidente mostrava ser a experimentação manual e a obtenção de dados empíricos que caracterizassem a deformação do perfil longitudinal, em função da força de laminagem. No entanto, exigindo-se um sistema de análise e correcção de deformações de molas de lâmina autónomo e versátil, considerou-se a incorporação de um modo de aprendizagem.

Este modo de aprendizagem requer a utilização dos dois sistemas, análise e correcção, no entanto em ordem inversa. Numa primeira fase deforma-se uma mola de lâmina padrão, através da aplicação de uma força tabelada, F_{atn} , variável segundo um gráfico pré-definido. Posteriormente, faz-se a medição dessa mola de lâmina através do sistema de análise e registam-se as medições normalmente, como descrito anteriormente no método de análise. Este processo permite assim criar uma tabela de dados da relação entre a força de laminagem, F_{atn} e a deformação, $\Delta C_{F_{atn}}$, que dela resulta, para cada tipo de mola de lâmina.

A tabela gerada por este processo permite assim encontrar o valor de $\chi_{mol a_n}$, para um intervalo n , pela simples associação entre deformação imposta e força aplicada. A equação que define $\chi_{mol a_n}$ é então dada por:

$$\chi_{mol a_n} = \frac{\Delta C_{F_{atn}}}{F_{atn}} \quad (5.9)$$

Considerando que as propriedades do material são constantes, pode assim calcular-se o valor de χ_{mola} , fazendo a média dos valores $\chi_{mol a_n}$, ou seja:

$$\chi_{mola} = \frac{\sum \chi_{mol a_n}}{N - 2}, \quad \text{com } n = 1, 2, 3, \dots, (N - 2) \quad (5.10)$$

Este valor de χ_{mola} é então incorporado nas tabelas de dados referentes ao tipo de mola em análise/correcção, tal como se definiu anteriormente (Tabela 3.1). Assim, sempre que seja necessário efectuar uma correcção da curvatura longitudinal de um determinado tipo de mola, basta utilizar a respectiva equação (5.8) e gerar o gráfico de tensão para a saída analógica do autómato. Portanto, tem-se assim um sistema autodidacta, capaz de realizar correcções precisas em molas de lâmina.

6 SISTEMAS DE INTERFACE

6.1 INTERFACE ITTSA

Como já foi referido, a análise de molas de lâmina é feita imediatamente após o tratamento térmico, onde estas se encontram colocadas sobre um tapete transportador integrado no tratamento térmico. Então, para que as molas possam ser analisadas, é necessário que exista um sistema de interface que, de forma totalmente automatizada, as consiga colocar sobre o transportador do sistema de análise. Nas próximas secções apresenta-se o projecto deste sistema de interface, designado por ITTSA, ou seja, Interface Tratamento Térmico – Sistema de Análise, o qual apresenta alguns mecanismos que o tornam único.

6.1.1 Posicionador

Como referido anteriormente, as molas saem do tratamento térmico através de um tapete transportador, ficando encostadas lateralmente e, muitas das vezes, por serem colocadas umas sobre as outras no início do tratamento térmico, surgem empilhadas. Este facto pode-se apresentar como um problema, não apenas por questões de arrefecimento não uniforme como se indicou nos capítulos iniciais, mas também como um problema para o sistema de interface ITTSA. Veja-se então a Figura 6.1 para melhor compreensão da situação descrita anteriormente.

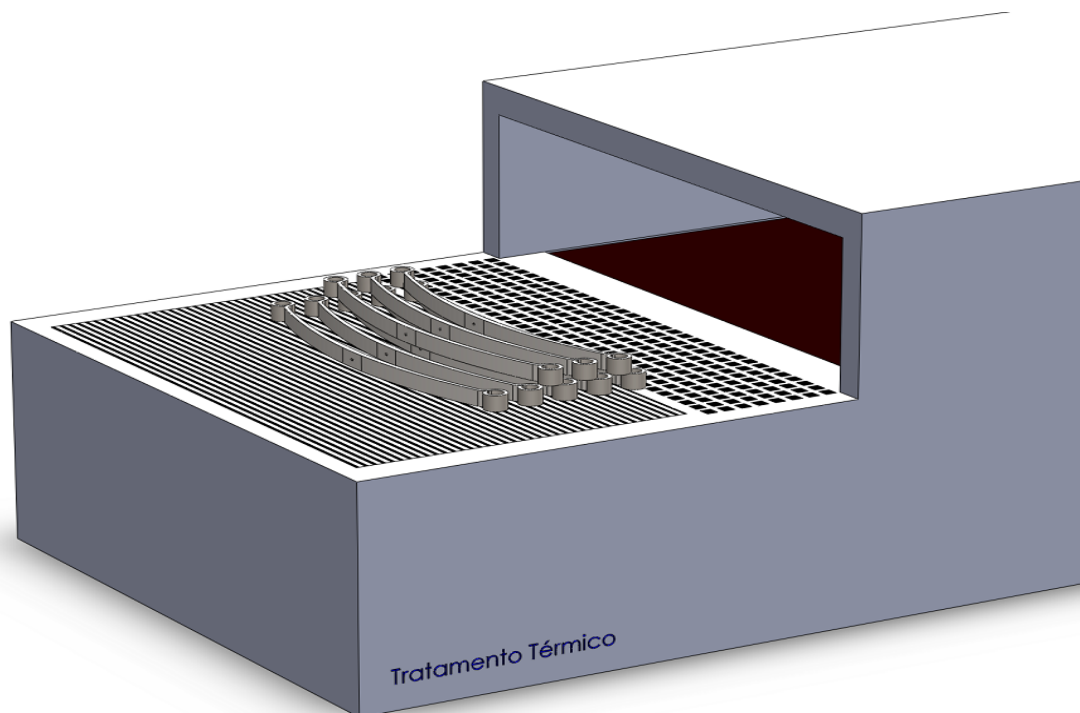


Figura 6.1 – Posição das molas de lâmina à saída do tratamento térmico.

Considerando todos estes aspectos, projectou-se um posicionador, extremamente simples, que permite desempilhar as molas e ainda, fazer o seu alinhamento com o sistema de interface. Este posicionador é composto por duas barras laterais, paralelas entre si e perpendiculares à saída da máquina de tratamento térmico, que permitem ser ajustadas ao comprimento de cada tipo de mola de lâmina. Tendo em conta que sempre que se muda o tipo de molas no tratamento térmico é necessário configurar a máquina manualmente para receber o novo tipo de mola e, como o posicionador se encontra incorporado à sua saída, definiu-se que o seu ajuste também pode ser manual. Para o ajuste deste sistema, basta destrancar os bloqueadores de posição e arrastar uma das barras laterais para a medida pretendida, que se encontra pré-definida junto aos bloqueadores. Na Figura 6.2 apresenta-se a montagem deste posicionador.

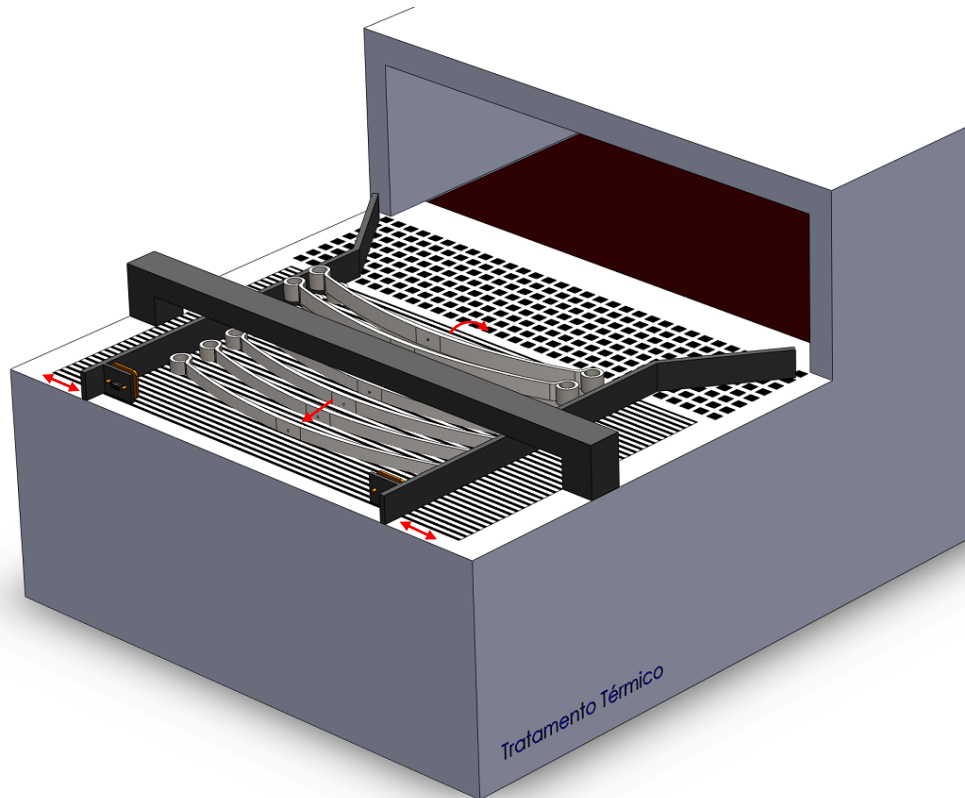


Figura 6.2 – Posicionador para o interface ITTSA.

Na figura anterior pode ver-se que as barras são quinadas numa das suas extremidades. Isto permite que a largura de entrada seja maior que a largura à saída, fazendo as molas convergir para o centro do posicionador. Na Figura 6.2 pode ainda observar-se que na outra extremidade das barras existem uns pequenos batentes, que servem para que a mola encoste neles e assim, fique perfeitamente alinhada possibilitando que sejam abarcadas pelo sistema de interface. Nestas placas são ainda incorporados sensores que detectam o encosto das molas aos batentes e transmitem essa informação ao autómato. Sempre que são activados os dois sensores, o autómato dá ordem para que o sistema de interface as transporte para o sistema de análise. Na Figura 6.3 encontram-se representados os batentes referidos.

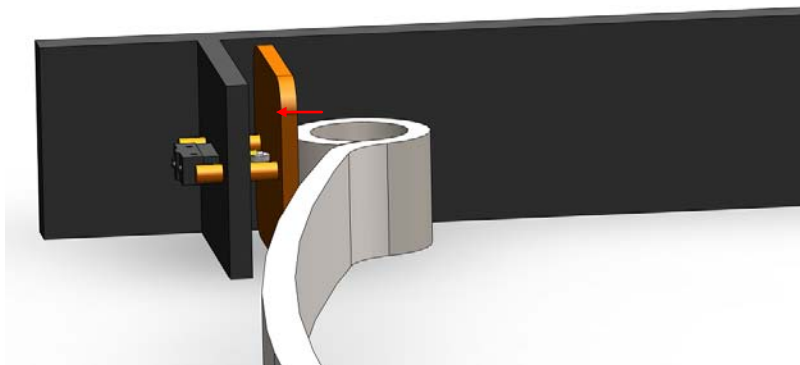


Figura 6.3 – Batentes do posicionador para o sistema de interface ITTSA.

6.1.2 Sistema de remoção de carepa

Durante o tratamento térmico acumula-se bastante sujidade e carepa²⁴ na superfície das molas de lâmina, o que pode condicionar a leitura dos sensores laser de medição de distância do sistema de análise.

Para resolver este problema, projectou-se um sistema de limpeza com uma escova de aço em forma de espiral, que roda sobre as molas de lâmina, removendo a carepa, permitindo assim que seja realizada uma leitura correcta das molas no sistema de análise. Na Figura 6.4 apresenta-se este sistema de limpeza.

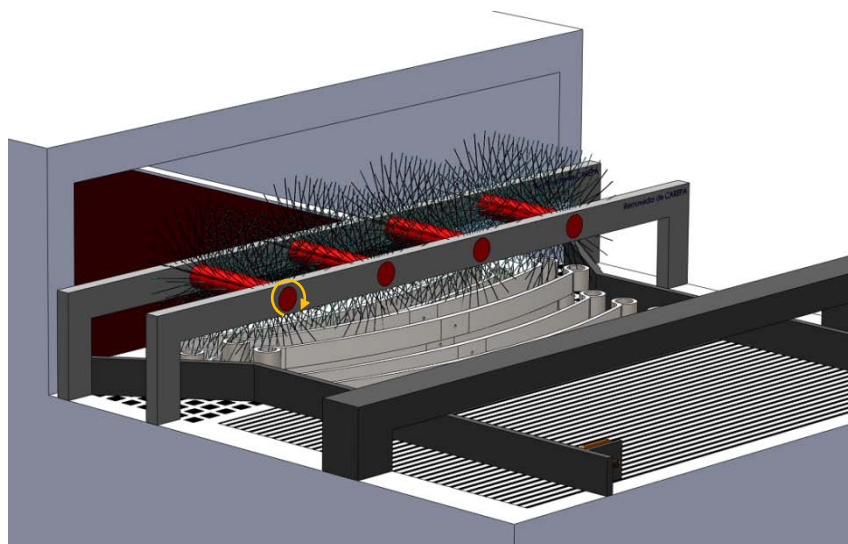


Figura 6.4 – Sistema de limpeza de molas de lâmina após o tratamento térmico.

²⁴ *Carepa* são asperezas superficiais que resultam da oxidação que ocorre na superfície do metal pelo contacto com um ambiente externo em processos de fabricação a quente.

6.1.3 Sistema de suporte

Para transportar as molas de lâmina entre tratamento térmico e o sistema de análise é necessário que exista algum dispositivo que as permita fixar e suportar enquanto ocorre o transporte. Para tal, projectou-se um sistema de suporte que utiliza um conjunto de electroímans, associados a suportes articulados e a uma base de rotação por acção gravítica.

Este sistema é então constituído pelos suportes articulados, em aço inox (X5CrNi1810) (anexo C.2), onde se inserem os electroímans e que permitem o ajuste ao camber da mola, tal como no transportador do sistema de análise apresentado anteriormente. No entanto, são necessários electroímans de maior diâmetro, pois há que ter em conta o peso da mola que se encontra suspensa. Os electroímans escolhidos são então da marca Stephenson Gobin (anexo B.3.1) e as suas características principais encontram-se na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Características principais dos electroímans.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Electroímans	Diâmetro externo	65mm	Stephenson Gobin 58-0165-24-DC
	Força de atracção	1400 N	
	Potência	9 W	
	Tensão de Alimentação	24 Vdc	

Estes suportes encontram-se inseridos numa base de rotação gravítica, com um funcionamento bastante simples e que dispensa qualquer accionamento externo, já que são incorporadas molas de torção que permitem que a base se mantenha sempre numa posição horizontal quando não está a suportar nenhuma mola de lâmina. Isto permite que o sistema de suporte avance numa posição óptima para encostar nas molas de lâmina que se encontram à saída do tratamento térmico. Quando é fixada uma mola no sistema, tendo em conta o seu peso, o centro de massa da base de rotação passa imediatamente para baixo do seu eixo de rotação, o que faz com que esta fique numa posição vertical e que a mola de lâmina fique em posição de ser transportada para o sistema de análise. Veja-se então a Figura 6.5, representativa do sistema de suporte do ITTSA.

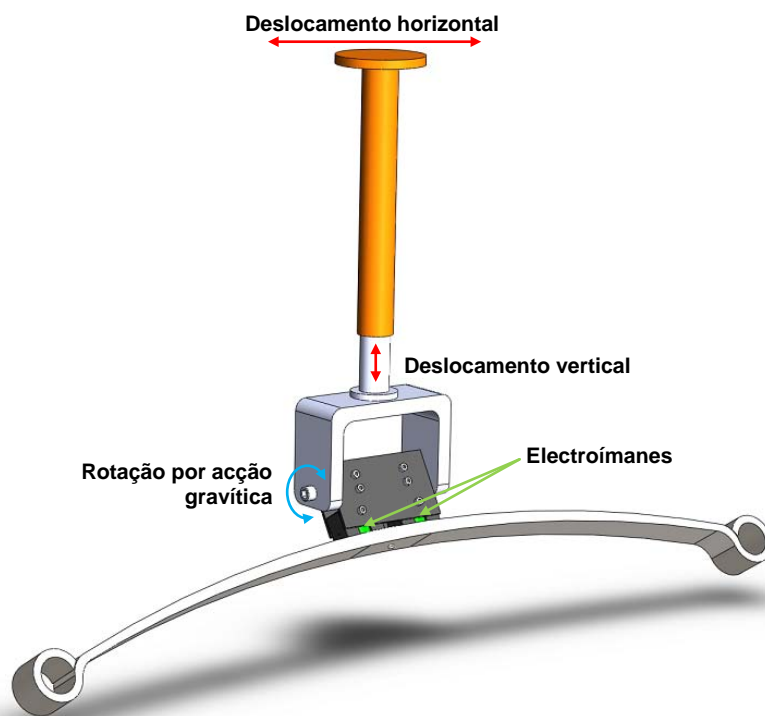


Figura 6.5 – Sistema de suporte de molas de lâmina do ITTSA.

Este sistema de suporte realiza também movimentos verticais, através da utilização de um actuador eléctrico linear, de modo a que se possa ajustar a altura entre o tratamento térmico e o sistema de análise. As características do actuador encontram-se na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Características principais do actuador linear.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Actuador linear	Curso	600 mm	Firgelli ZYY(s)07-8-12-24"
	Capacidade de elevação	750 N	
	Velocidade	0,05-0,10 m/s	
	Tensão de Alimentação	12-24 Vdc	

6.1.4 Sistema de transporte

O sistema de transporte do ITTSA é composto por carris e patins e tal como no sistema de análise, é utilizado um motor eléctrico com uma engrenagem que, juntamente com uma cremalheira rectangular tornam possível o seu movimento entre o tratamento térmico e o sistema de análise de molas de lâmina. Na Tabela 6.3

apresenta-se as características principais dos componentes que fazem parte do sistema de transporte.

Tabela 6.3 – Características principais dos componentes de transporte do ITTSA.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Patins	Material	Aço	MHT 15 C1 HS2 IKO
	Série	MHT	
	Tamanho	15	
Carris	Material	Aço	LWH 15 R5000 B H S2 /A2 IKO
	Série	LWH	
	Tamanho	15	
	Comprimento em mm	5000	
Motor	Tipo	Motor DC de magnetos permanentes e caixa de engrenagens	Parvalux PM4MB 80W, Gear Box Ratio: 18 1/2:1
	Tensão de Alimentação	24 V	
	Potência	80 W	
	Binário	3,5 N·m	
	Rotação à saída da caixa de engrenagens	162 rpm	

Neste sistema incorporam-se ainda sensores de fim-de-curso (anexo B.1.12) que permitem controlar os limites de avanço do transportador e fazê-lo parar no local exacto para pegar nas molas no final do tratamento térmico e colocá-las no transportador do sistema de análise. Na Figura 6.6 encontra-se a montagem destes componentes.

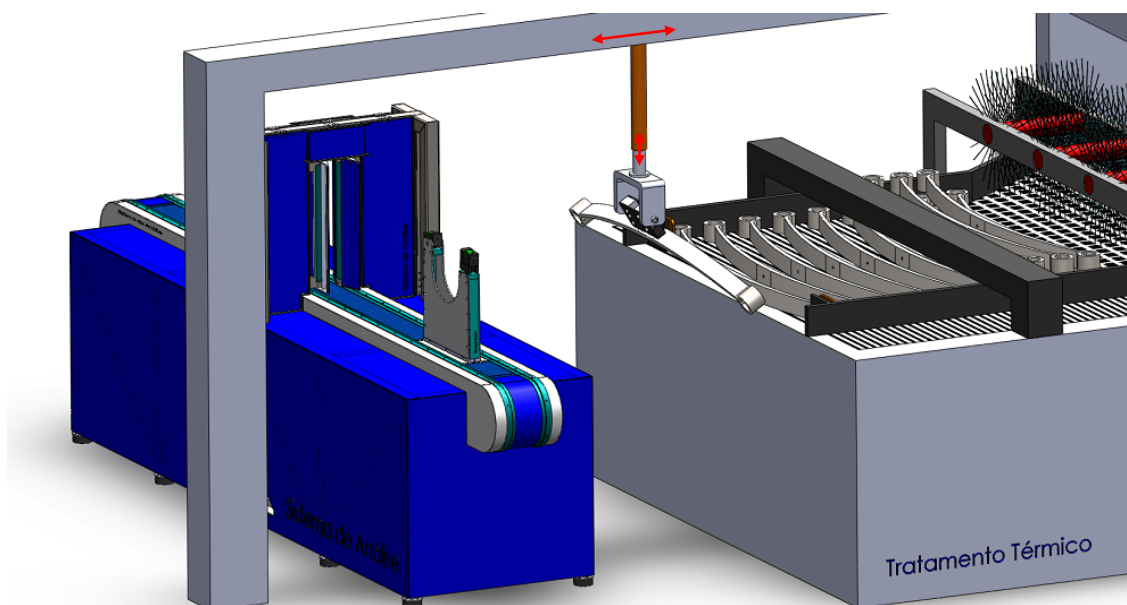


Figura 6.6 – Sistema de interface entre o tratamento térmico e o sistema de análise.

6.2 INTERFACE ISASC

Para que as molas de lâmina possam ser corrigidas depois de analisadas, é necessário que exista um sistema de interface que permita transportar as molas desde o sistema de análise até ao sistema de correcção, posicionando-as de forma correcta e guiando-as durante todo o processo de laminagem. Depois disto, o sistema de interface necessita ainda de recolocar as molas no transportador do sistema de análise de modo a serem avaliadas novamente, determinando se a correcção foi bem executada, ou se é necessário efectuar a uma nova laminagem. A este sistema deu-se o nome de ISASC, ou seja, Interface Sistema de Análise – Sistema de Correcção.

6.2.1 Evolução do conceito

A interligação entre o sistema de análise e o sistema de correcção é considerada uma tarefa bastante problemática, já que o sistema responsável pelo interface tem de se ajustar ao perfil do camber de cada mola de modo a que esta possa ser guiada durante a sua correcção.

Numa fase inicial, a hipótese apontada era a utilização de um braço robótico eléctrico ou eléctrico-pneumático, sobre o qual teria de ser programado um perfil de movimento que acompanhasse a mola ao longo da correcção, o que não se mostrou muito versátil.

Foi então necessário repensar o conceito e assim, numa fase intermédia, considerou-se a utilização de um sistema auto-ajustável ao perfil do camber de uma mola de lâmina, i.e., que não necessitasse de ter um caminho pré-programado para acompanhar o camber.

Este conceito conduziu à utilização de três actuadores lineares eléctricos, onde se incorporava um sistema de rotação auto-ajustável. Neste mecanismo, o actuador horizontal era o responsável por fazer avançar as garras de fixação até à mola de lâmina no sistema de análise e retirá-las do transportador. Depois, através de um carril de deslizamento, as molas eram transportadas até ao sistema de correcção e durante a correcção, os actuadores verticais eram deixados livres, de modo a seguirem o camber da mola. Na Figura 6.7 encontra-se representado este conceito.

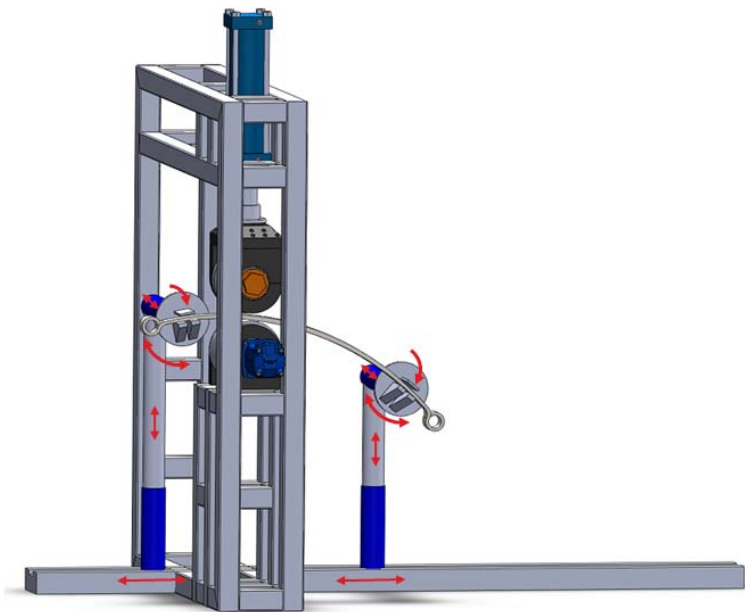


Figura 6.7 – Conceito intermédio considerado para o ISASC que utilizava 3 actuadores lineares.

No entanto, este conceito, apesar de não necessitar de uma pré-programação do perfil do camber da mola, tinha bastantes graus de movimentação a acrescentar complexidade à sua automação.

Evoluindo um pouco o conceito anterior, considerou-se a utilização de apenas dois actuadores lineares, um vertical e um horizontal, cujas funções seriam as mesmas do conceito anterior. Na figura seguinte apresenta-se este conceito.

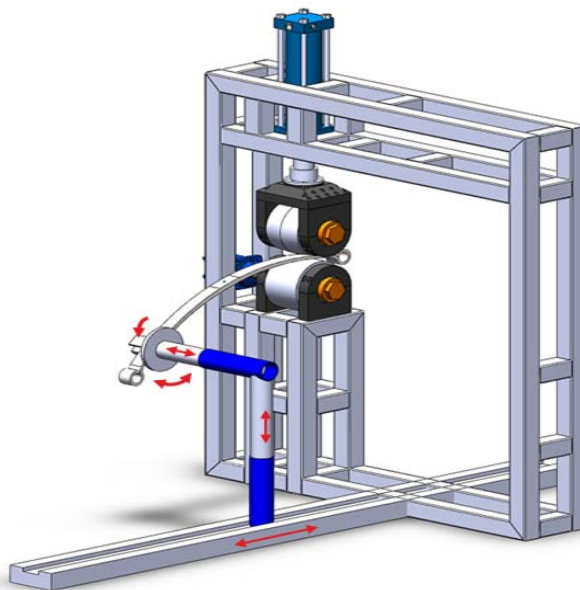


Figura 6.8 – Conceito intermédio considerado para o ISASC onde se utilizavam 2 actuadores lineares.

Neste sistema, existiam ainda bastantes graus de movimentação e, tendo em conta que a mola era fixa apenas numa das suas extremidades, o seu alinhamento poderia ser um problema e, mais uma vez, foi necessário evoluir o conceito.

Para o conceito final do sistema de interface, ISASC, foi encontrada uma solução extremamente simples, onde é necessário controlar apenas um único movimento. Essa solução passa então pela utilização dos já conhecidos patins e carris para movimento linear e de um sistema de movimentação semelhante ao utilizado no transportador do sistema de análise, i.e., com utilização de um motor, uma cremalheira e uma engrenagem. O ISASC consegue assim transportar as molas desde o sistema de análise até ao sistema de correcção, permitindo que estas se mantenham alinhadas durante todo o processo de laminação e que, depois de corrigidas, sejam novamente colocadas no transportador de modo a serem reanalisadas. Veja-se a Figura 6.9 que permite elucidar o modo de funcionamento deste conceito final.

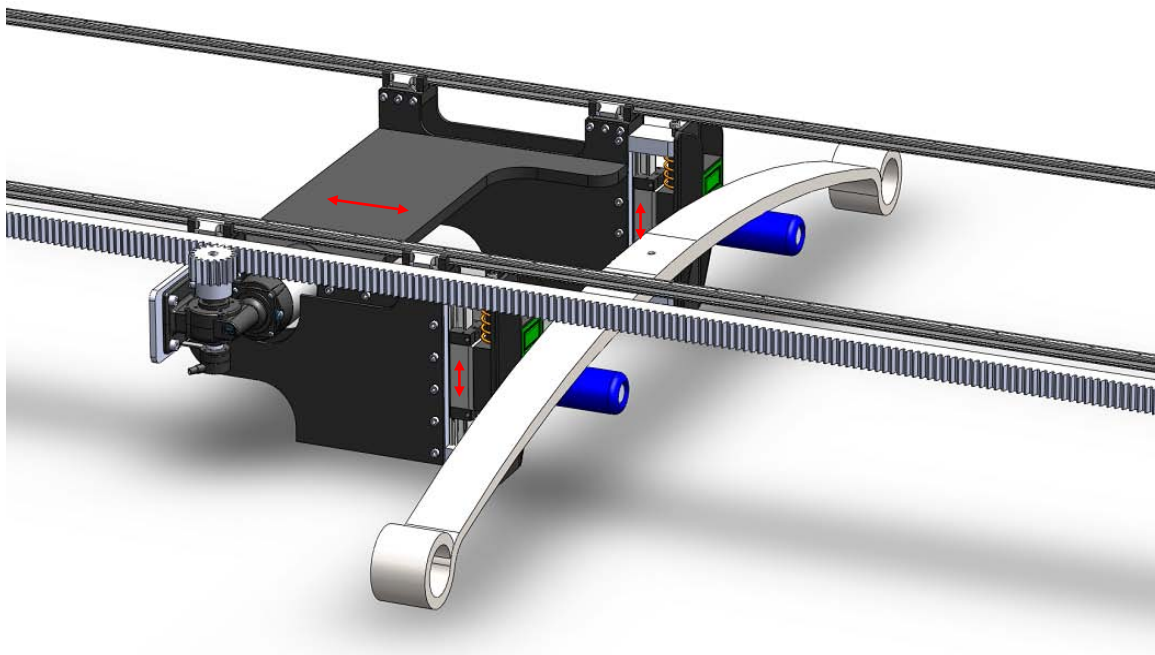


Figura 6.9 – Conceito final para o interface entre o sistema de análise e o sistema de correcção.

6.2.2 Sistema de suporte

Para transportar as molas de lâmina desde o transportador do sistema de análise até aos rolos de laminagem do sistema de correcção, é necessário que exista um sistema que as suporte. Para tal, foram projectados dois rolos em aço, ligados a um sistema de movimentação vertical através de um eixo e dois rolamentos, como se mostra na Figura 6.10.



Figura 6.10 – Rolos de suporte de molas de lâmina do ISASC.

Estes rolos permitem também que a mola esteja sempre apoiada durante o processo de correcção e também que a mola avance e recue, sendo esse movimento acompanhado pela rotação dos rolos de suporte, independentemente do camber da mola de lâmina.

Durante o processo de correcção e ao mover-se ao longo do perfil superficial das molas de lâmina, pode ocorrer algum impacto e foi por isso que no ISASC se incorporou um sistema de movimentação vertical, que para além de amortecer os possíveis impactos da mudança de geometria, permite ainda que a mola ao ser pressionada pelos rolos de laminagem não force o sistema de interface a movimentar-se para baixo, o que lhe poderia causar alguns danos. Este sistema de amortecimento e deslocamento vertical é composto por carris e patins para movimento linear e ainda por uma base de suporte em aço, onde se incorpora um electroímã rectangular. Na Figura 6.11 apresentam-se todos estes componentes.

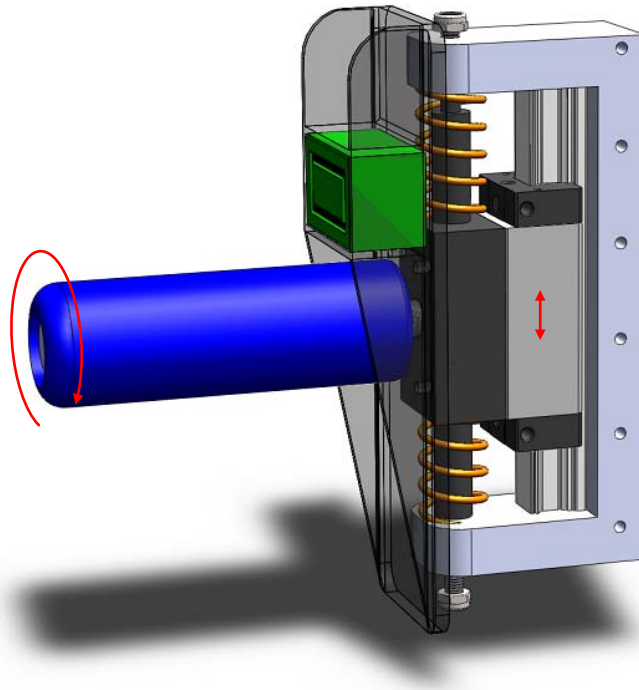


Figura 6.11 – Sistema de amortecimento e de deslocamento vertical.

As molas helicoidais de compressão apresentadas na figura anterior são as responsáveis por absorver os impactos.

Os electroímãs utilizados têm a função de fixar a mola ao transportador e sempre que é detectado o contacto lateral com uma mola de lâmina, estes ficam activos e permitem que a mola seja transportada de forma segura até aos sistemas de correcção. Uma vez colocada a mola no sistema de correcção o electroímãs são desligados até que a correcção esteja completa e seja necessário trazer de volta a mola de lâmina para ser reanalisada.

6.2.3 Sistema de transporte

O sistema de transporte do ISASC é bastante simples e a sua utilização é semelhante à de todos os outros sistemas de transporte utilizados no sistema de análise e no ITTSA. Este interface utiliza para a sua movimentação patins e carris que se fixam a um conjunto de placas, em alumínio, projectadas para este sistema. A sua configuração permite que o ISASC passe por cima do transportador do sistema

de análise e é largo o suficiente para poder colocar a mola nos rolos de laminagem sem ter de tocar neles. Na Figura 6.12 apresenta-se esta montagem.

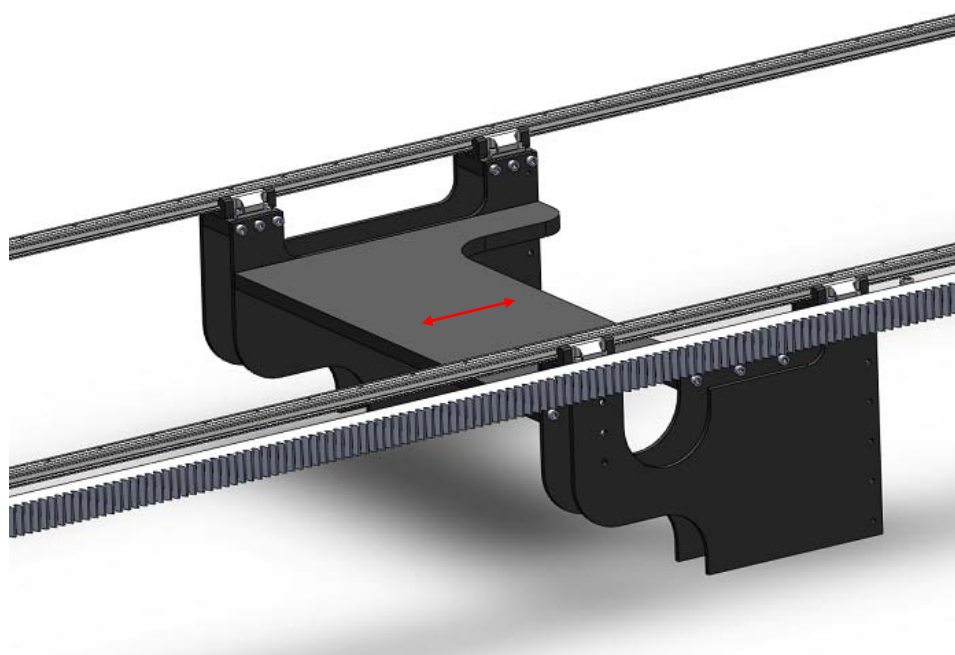


Figura 6.12 – Montagem dos carris patins e placas de suporte do ISASC.

Para fazer movimentar este conjunto, incorpora-se também um motor eléctrico DC (Tabela 2.13), ao qual se acopla uma engrenagem e um encoder do mesmo tipo das utilizadas no transportador do sistema de análise. Para fixar o motor à estrutura de transporte, foi projectada uma base de suporte em aço. A montagem destes componentes pode ser visualizada na Figura 6.13.

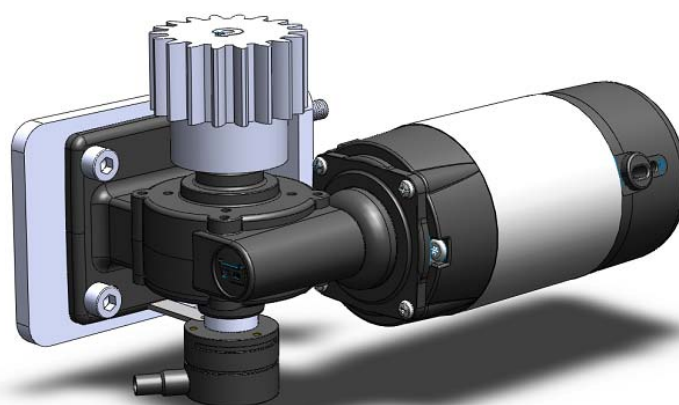


Figura 6.13 – Motor, engrenagem e placa de suporte do ISASC.

A montagem destes componentes é feita directamente na estrutura do sistema de correcção, por cima da zona de colocação do sistema de análise, eliminando assim a necessidade de se incorporar uma estrutura extra e facilitando o processo de interface entre os dois sistemas, ou seja, entre a análise e a correcção. Na Figura 6.14 encontra-se a montagem do interface na estrutura do sistema de correcção.

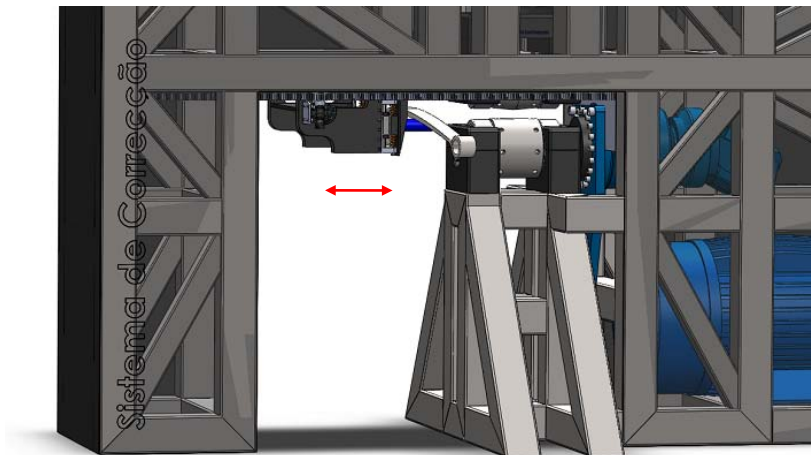


Figura 6.14 – Montagem do ISASC na estrutura do sistema de correcção.

Na Figura 6.15 apresenta-se a integração do sistema de interface também com o sistema de análise.

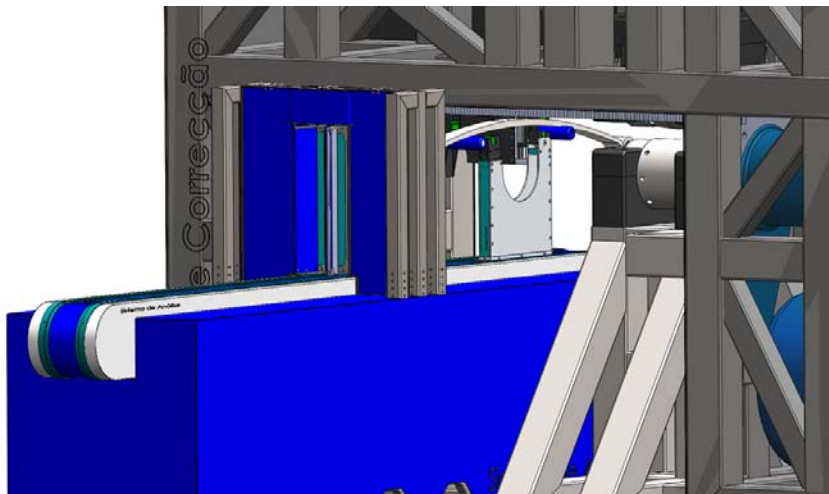


Figura 6.15 – Integração do ISASC com o sistema de análise e correcção.

No anexo H pode ver-se também a o desenho conjunto do sistema de análise e correcção de deformações em molas de lâmina, em conjunto com os dois sistemas de interface.

7 PROGRAMA DE CONTROLO

7.1 INTRODUÇÃO

Conhecidos todos os componentes e mecanismos que constituem o sistema ou máquina de análise e correcção de deformações em molas de lâmina (MACDML), é agora necessário efectuar o seu controlo, de modo a que, de forma completamente autónoma, se possa analisar molas de lâmina, caracterizá-las como correctas ou incorrectas e, no caso de terem curvatura longitudinal, efectuar a sua correcção.

O controlo dos processos de análise e da correcção é realizado através de um autómato programável, onde se incorporam rotinas e subrotinas que permitem a leitura das entradas fornecidas pelos sistemas de análise e de correcção. Estas rotinas permitem também que se habilitem ou desabilitem as saídas do autómato, possibilitando assim o controlo dos motores, das válvulas e do actuador hidráulico. A nível interno, o autómato é responsável por realizar os cálculos necessários à caracterização das molas de lâmina e por gerar o gráfico de força necessário para a sua correcção.

7.2 AUTÓMATO

Ao longo de todo o texto tem-se feito referência ao controlador dos sistemas de análise e correcção, no entanto ainda não se referiu o porquê da sua escolha, nem o tipo de autómato escolhido. Antes de se apresentar a escolha do controlador (autómato), é necessário considerar as outras hipóteses disponíveis que justificam a escolha do controlador para a máquina de análise e correcção de deformações em molas de lâmina.

Durante o processo de selecção, pôde-se encontrar alguns dispositivos lógicos programáveis (PLC) com capacidades bastante elevadas e ainda alguns sistemas utilizados em computadores industriais, dos quais, os mais relevantes se apresentam a seguir:

- Placas de aquisição para IPC e LabView (Nacional Instruments) [29];
- Plataforma de Automação Modicon M340 Unity (Schneider Electric) [30];
- Séries FX e GX Developer FX (Mitsubishi) [31];
- Soluções SIMATIC S7 e Logo!Soft (Siemens) [32];
- Produtos de automação Vision120 e VisiLogic (Unitronics) [33].

Alguns destes produtos poderiam realizar o controlo do sistema de análise e do sistema de correcção, no entanto, alguns deles apresentavam um preço bastante elevado, sem contar com o facto de ser necessário utilizar um sistema de interface auxiliar, aumentando ainda mais o seu custo. Não obstante, os produtos da Unitronics mostraram ser os mais indicados e com uma relação custo/benefício bastante elevada, sendo por isso que para controlar os sistemas de análise e correcção de molas de lâmina se optou pela utilização de um *OPLC*²⁵ da série V120. (anexo B.1.17).

A escolha deste componente de automação baseou-se na possibilidade de ter um módulo lógico que recebesse informação de sensores nas suas entradas e que, por activação das saídas, permitisse accionar os componentes eléctricos, como o motor e os electroímãs. A escolha foi feita também de acordo com a sua capacidade de processamento e armazenamento de dados, de modo a permitir a realização dos cálculos necessários para a análise e caracterização das molas de lâmina. Na Tabela 7.1 encontram-se as suas características técnicas principais.

Tabela 7.1 – Características principais do autómato.

Componente	Parâmetro	Característica	Referência
Autómato	Série	V120	Unitronics Vision 120-22-R6C
	Entradas	6 Digitais	
		6 Analógicas (4-20 mA)	
	Saídas	6 Digitais (relé)	
Linguagem de programação	Ladder		

Este autómato tem também algumas particularidades interessantes, na medida em que permite o cálculo de funções trigonométricas, como o seno, co-seno e

²⁵ *OPLC* é um dispositivo lógico programável com interface gráfico. Do inglês, *Graphic Operator Logic Device*.

tangente, o que não era possível noutros sistemas de automação para o mesmo tipo de produto e tendo em conta os seus preços mais elevados.

O Vision 120 permite ainda criar, ler, exportar e importar tabelas de dados, o que é extremamente útil, principalmente para a aplicação no sistema de análise, onde é necessário ter uma base de dados com as características das molas de lâmina e das medições efectuadas pelos sensores.

Para além disso, este autómato permite definir blocos de funções e equações escritas por extenso, por exemplo $A+(B/C)^2+\tan(D)$, onde A, B, C e D são valores contidos num endereço de memória do autómato. Isto permite assim utilizar as equações de rotação virtual, cálculo do camber, curvatura e torção definidas anteriormente no método de análise (capítulo 3) e também utilizar a equação que define o gráfico da saída analógica para gerar a força de laminagem para correcção de uma mola de lâmina.

Este autómato tem uma velocidade de processamento de 0,8 μ s e permite actualizar as saídas em cerca de 10 ms, o que é suficiente para efectuar a leitura das entradas, realizar as operações matemáticas e algoritmo de controlo e finalmente actualizar o estado das saídas.

As vantagens deste autómato, comparativamente a outros sistemas, não se ficam por aqui, pois tem integrado um ecrã e um teclado, o que permite um interface homem-máquina sem a necessidade de elementos auxiliares. Na Figura 7.1 encontra-se uma fotografia do autómato adquirido para o projecto.



Figura 7.1 – Fotografia do autómato OPLC Vision 120 utilizado no projecto.

7.3 CONTROLO DO SISTEMA DE ANÁLISE

Para que se possa fazer o controlo do sistema de análise, é necessário controlar o motor eléctrico do transportador, de modo a que este se possa movimentar ao longo do sistema de análise, em ambos os sentidos (avanço e recuo). É ainda necessário conhecer o estado de cada sensor de fim-de-curso e do sensor de proximidade fotoeléctrico e fazer activar e desactivar os electroímans. Na Tabela 4.3 encontram-se resumidas as variáveis de entrada e de saída utilizadas no autómato para o controlo do sistema de análise.

Tabela 7.2 – Variáveis de entrada e saída para o controlo do sistema de análise.

Variáveis (I/O)	Tipo	Porto	Descrição	Designação
Entrada (I)	Digital	I0	Encoder	E
		I1	Sensor de fim-de-curso 1	SFC1
		I2	Sensor de fim-de-curso 2	SFC2
		I3	Sensor de presença de molas	SPM
		I5	Botão de emergência	BM
	Analógico	MI1 até MI4 (4-20 mA)	Sensor Laser S1, S2, S3 e S4	Sensor1, 2, 3, 4
Saída (O)	Digital	O0	Interface ITTSA	ITTSA
		O1	Avanço do Motor	Motor_a
		O2	Recuo do Motor	Motor_r
		O3	Electroímans	EI
		O4	Interface ISASC	ISASC:1

7.3.1 Rotina de controlo principal

Conhecidas as variáveis de entrada e saída do sistema de análise, pode agora definir-se o método de controlo, i.e., o programa ou a rotina que gere o funcionamento do sistema de análise.

No início da sequência de operações do sistema de análise, o sensor de presença de mola (sensor fotoeléctrico, I3) detecta se está colocada uma mola no transportador e, caso isto aconteça, o autómato activa a saída correspondente aos electroímans (O3) para fixar a mola no transportador. Pode agora activar-se a saída correspondente ao avanço do motor (O1), de modo a provocar a movimentação do transportador e conduzir a mola até aos componentes de medição. Um dos componentes de medição, nomeadamente o sensor laser de medição de distância

S1 (MI1), serve de monitor, e permite detectar a entrada da mola de lâmina na zona de medição, enviando a informação ao autómato para que se comece a fazer a sua medição, de acordo com os parâmetros existentes nas tabelas de dados. Esta monitorização realizada pelo sensor S1 é conseguida através de um ajuste da distância ao fundo da máquina, para que sempre que uma mola de lâmina faça variar essa distância (distância ao fundo \neq valor pré-ajustado), o autómato detecte essa perturbação e dê início à medição.

Durante o processo de medição, os dados adquiridos pelo encoder (MI0) e pelos sensores laser S1 (MI1) e S2 (MI2), vão sendo guardados numa tabela, até que seja medido o último ponto. Quando isto acontece, é gerado um sinal (bit de inibição) que interrompe a aquisição de medições. Resta agora esperar que o transportador chegue à outra extremidade do sistema de análise e que seja activado o sensor de fim-de-curso 2 (I2), que por sua vez envia essa informação ao autómato, que faz desactivar o motor do transportador.

Neste espaço de tempo a mola foi analisada e caracterizada como correcta ou incorrecta, através do método de análise referido anteriormente no capítulo 3. No caso de se encontrar em bom estado, a mola deve continuar na linha de produção, ou seja, ser retirada do sistema de análise. Para isso é feito recuar o transportador activando a saída correspondente no autómato (O2), até que seja atingido o sensor de fim-de-curso 1 (I1), fazendo parar o transportador. São agora desactivados os electroímans e a mola pode ser retirada do sistema.

No entanto, o resultado da análise de uma mola de lâmina pode ser negativo, i.e., a mola encontra-se deformada e com necessidade de correcção. Neste caso, é enviada a informação de avanço para o interface entre o sistema de análise e o sistema de correcção (activa a saída O4). O ISASC conduz assim a mola até ao sistema de correcção que irá proceder ao desempenho da mola de lâmina, aplicando a força necessária, em função dos dados fornecidos pelo sistema de análise. Quando a correcção está completa, é gerado um sinal (bit) que faz recuar o ISASC e coloca de novo a mola no transportador do sistema de análise. O sensor de presença de mola detecta a sua presença e são, mais uma vez, activados os electroímans de modo a poder fazer recuar o transportador para a posição inicial. Durante esta “viagem” de retorno, é realizada novamente uma medição à mola de lâmina, que permite determinar se a correcção foi bem executada, i.e., se os parâmetros

dimensionais da mola já são os correctos. Caso esta situação se verifique, a mola é imediatamente retirada do sistema. Em caso contrário e, se não tiver sido já excedido o limite de tentativas de correcção (definido como dois), a mola é novamente transportada para o sistema de correcção e o processo repete-se. Caso se atinja o limite de tentativas de correcção, é gerado um sinal que indica que a mola se encontra deformada e incorrigível, devendo ser excluída da linha de produção.

O sistema está agora apto para receber e analisar novas molas.

Para uma melhor compreensão do controlo do sistema de análise, foi criado um fluxograma, que se apresenta na Figura 7.2.

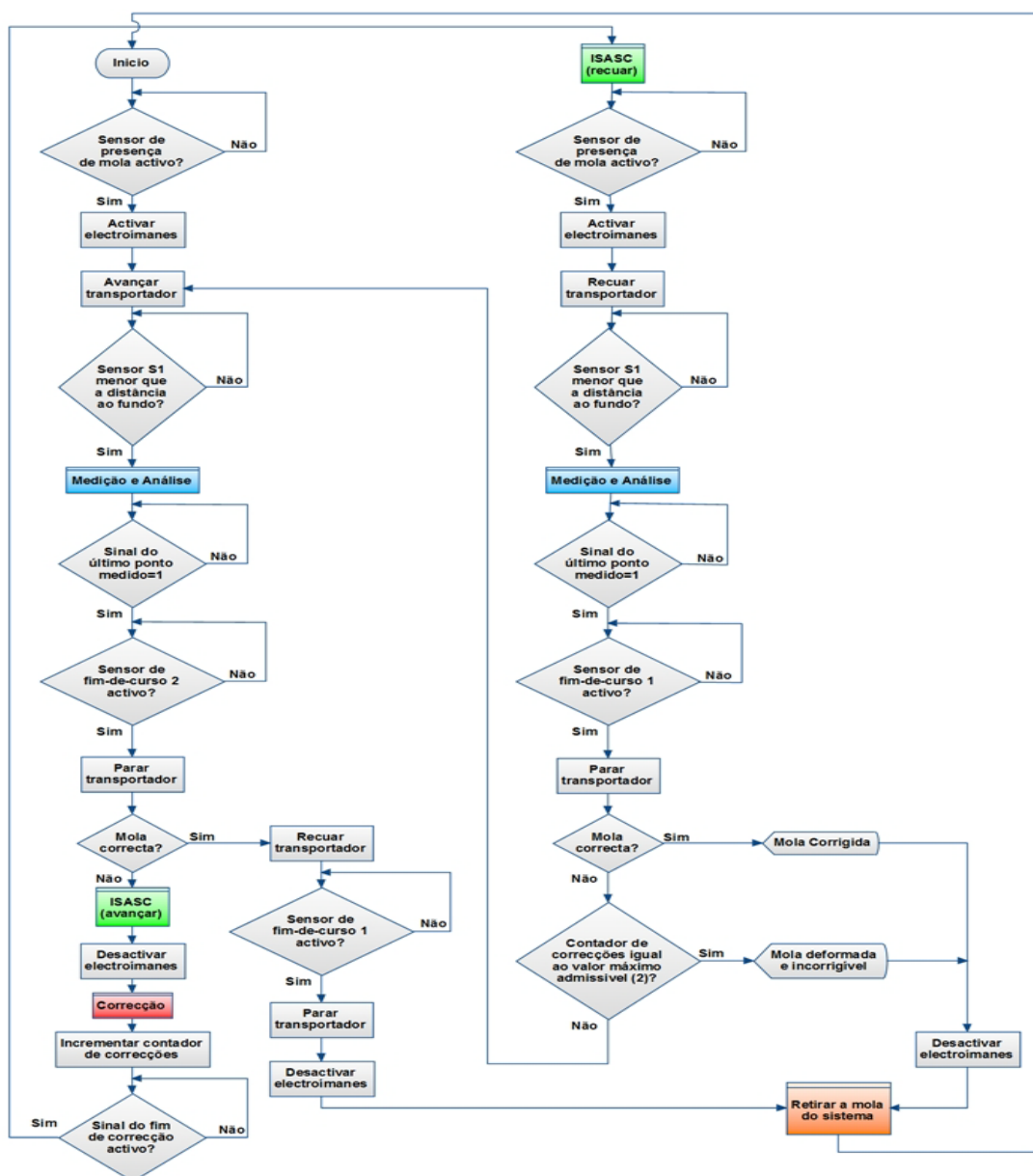


Figura 7.2 – Fluxograma de controlo do sistema de análise (rotina principal).

7.4 CONTROLO DO SISTEMA DE CORRECÇÃO

Para o controlo do sistema de correcção é necessário actuar sobre as válvulas direccionais para se poder alterar o sentido de avanço e recuo do actuador hidráulico ou do motor hidráulico. É também necessário actuar sobre a válvula reguladora de pressão, de modo a que o actuador hidráulico possa exercer a força necessária para corrigir uma mola de lâmina. O sistema de correcção envia também algumas informações ao autómato, nomeadamente sobre a posição do actuador hidráulico e a posição da mola no sistema. Na Tabela 7.3 encontram-se resumidas as variáveis de entrada e de saída utilizadas no autómato para o controlo do sistema de correcção.

Tabela 7.3 – Variáveis de entrada e saída para o controlo do sistema de correcção.

Variáveis (I/O)	Tipo	Porto	Descrição	Designação
Entrada (I)	Digital	I0	Encoder	Emh
		I1	Sensor de fim-de-curso do actuador hidráulico	SFCha
		I2	Presença de mola para correcção	PMC
		I3	Botão de emergência	BMsc
	Analógico	MI1 (4-20 mA)	Posição do actuador	Pah
Saída (O)	Digital	O0	Ajuste do caudal da bomba do motor hidráulico	Qpos
		O1	Avanço do actuador hidráulico	AHa
		O2	Retorno do actuador hidráulico	AHr
		O3	Rotação do motor hidráulico no sentido horário	MHhor
		O4	Rotação do motor hidráulico no sentido anti-horário	MHahor
		O5	Interface ISASC	ISASC:2
	Analógica (expansão)	MI0 (0-10 V)	Força do actuador hidráulico	Fah

Note-se que para que seja possível ter uma saída analógica (0-10 V) para variar a força do actuador hidráulico, é necessário incorporar um módulo adicional de entradas e saídas no autómato, pois o modelo seleccionado não possui saídas analógicas. O módulo escolhido para a aplicação é o IO-AI4-AO2, da marca Unitronics.

7.4.1 Rotina de controlo principal

Sabendo então quais as entradas e saídas envolvidas no sistema de correcção, pode agora definir-se o seu modo de controlo. Para tal foi criada uma rotina que permite a interligação dos vários componentes deste sistema e ainda com os sistemas de interface e o sistema de análise.

Considerando que existe uma mola de lâmina a necessitar de correcção e que foi transportada desde o sistema de análise até ao sistema de correcção pelo ISASC, basta agora detectar se esta já se encontra posicionada para o processo de laminagem parcial. Para isso, o sistema de interface deve enviar a informação ao autómato de que se encontra uma mola para correcção (I3). Assim que este sinal é dado, o autómato regula a válvula proporcional (MI0) para uma força de fixação, ($F_{fixação}$) e activa a válvula direcciona do actuador hidráulico de modo a que a mola fique segura entre os dois rolos. Note-se que esta força de fixação é definida como uma força mínima que permite que a mola seja transportada pela rotação dos rolos, sem que ocorra laminagem.

Posto isto, o autómato deve ler os dados referentes à análise e caracterização da mola de lâmina, previamente analisada pelo sistema de análise, de modo a proceder à sua correcção. Após a leitura dos dados, pode definir-se o local exacto a aplicar a laminagem parcial, que pode ser feita desde o centro da mola até à sua extremidade frontal, ou desde o seu centro até à sua extremidade traseira ou, no caso mais comum, na totalidade da mola. Para isso, no programa de controlo são incorporados três processos, cada um respectivo à localização da zona deformada.

Considerando que a mola necessita de correcção em todo o seu comprimento, é necessário posicioná-la numa das suas extremidades, de modo a que a laminagem completa seja realizada de uma só vez. Para isso, deve ajustar-se o motor hidráulico para rodar a uma velocidade de posicionamento, actuando-se sobre a bomba de caudal variável (O0), de modo a ajustar o seu caudal para o valor máximo pré-definido. Note-se que esta velocidade de posicionamento é uma velocidade mais elevada, cerca de 30 rpm, comparativamente às 16,8 rpm para a laminagem, pois pretende-se que a correcção de molas de lâmina seja efectuada o mais rapidamente possível. Depois disto, basta activar a rotação do motor hidráulico no sentido horário (O3), o que faz avançar a mola até à sua extremidade frontal. A indicação de que a

mola está correctamente posicionada, é dada pela medição realizada pelo encoder (I0) e, assim que essa medição corresponder ao valor limite, a rotação do motor é parada, desactivando a saída O3. A mola está agora em condições de ser corrigida.

Deve agora regular-se o motor para rodar à velocidade de correcção e, para isso, basta regular o caudal da bomba variável (desabilitando O0). Posto isto, basta activar o actuador hidráulico para desenvolver a força de correcção (MI0) de acordo com o gráfico fornecido pelo sistema de análise e activar a rotação do motor hidráulico no sentido anti-horário (O4), sendo assim efectuada uma laminagem sobre a mola de lâmina.

Para determinar o final de laminagem, recorre-se mais uma vez ao encoder (I0) que, por comparação do seu valor com um valor tabelado relativo ao comprimento de laminagem, faz activar um sinal de inibição, que pára a rotação do motor hidráulico pela desactivação das saídas O3 e O4 do autómato.

Resta agora colocar a mola na posição central, para ser novamente transportada pelo ISASC até ao sistema de análise que irá verificar se a mola foi devidamente corrigida. Para isso, é necessário ajustar novamente a força do actuador hidráulico para o valor de fixação ($F_{fixação}$) e regular o caudal da bomba para o seu valor máximo (O0), fazendo rodar o motor mais rapidamente. Activando então a válvula direcciona do motor de modo a que este rode no sentido horário (O3), pode posicionar-se a mola ao centro, sendo essa informação dada pelo encoder. Assim, encontrando-se a mola centrada, o motor hidráulico é desligado e é dada a informação ao ISASC de que a mola pode ser retirada do sistema de correcção (O5) e tem-se assim o processo de correcção completo.

Para a correcção do centro até à parte frontal da mola e para a correcção do centro até à parte traseira da mola, o processo é bastante semelhante, no entanto, a força do actuador é ajustada logo para a correcção e o motor hidráulico é accionado no sentido correspondente, i.e., para a correcção centro-frente, o motor deve rodar no sentido horário e na correcção centro-trás, o motor é inicialmente activado no sentido anti-horário. O processo de posicionamento ao centro é também semelhante e controlado pelo encoder.

Para uma melhor compreensão do controlo do sistema de correcção, pode visualizar-se o fluxograma na Figura 7.3 a seguir apresentada.

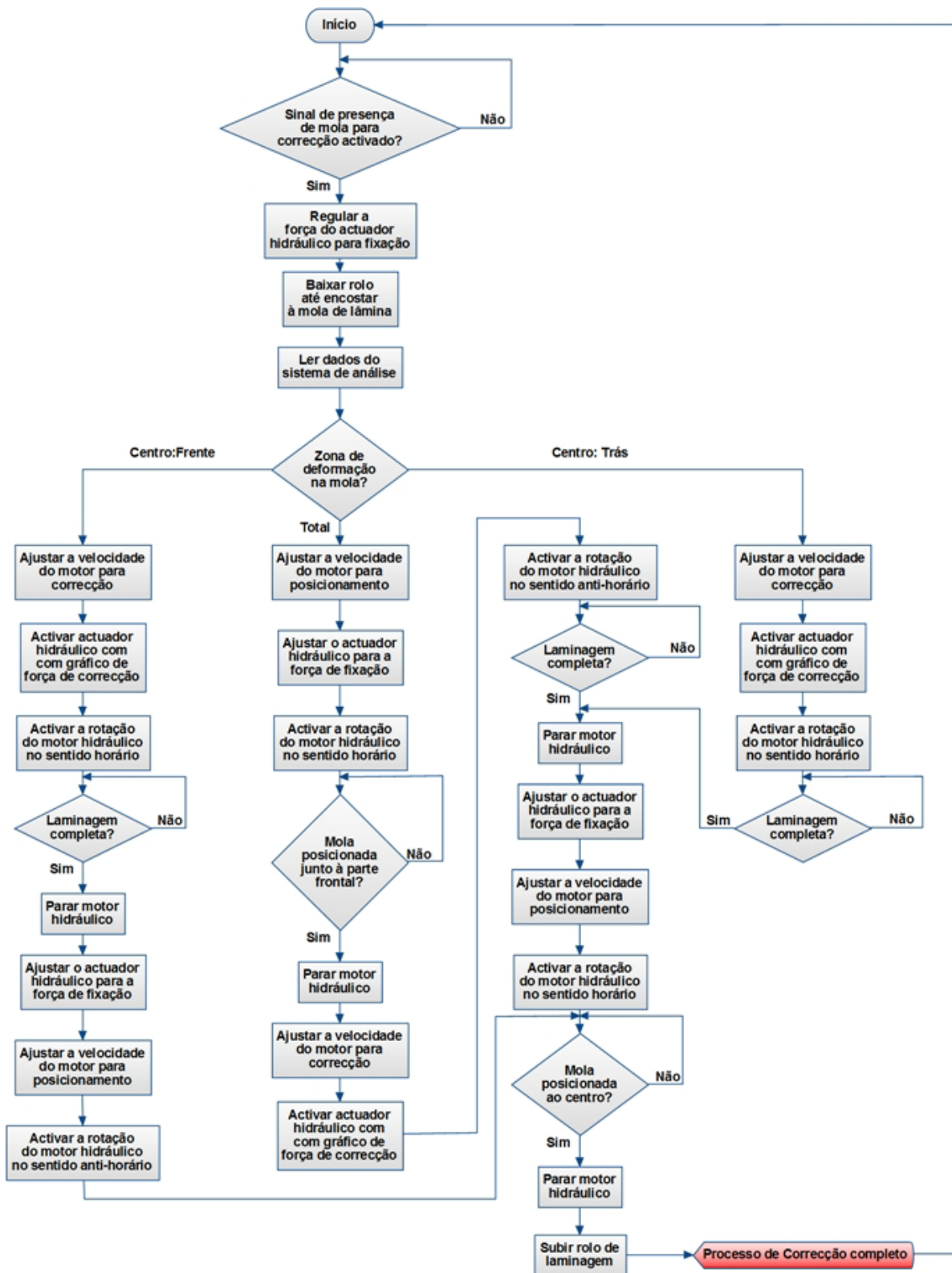


Figura 7.3 – Fluxograma de controlo do sistema de correcção (rotina principal).

8 CONCLUSÃO

Perante o desenvolvimento deste trabalho foi possível verificar que as molas de lâmina são ainda uma boa aposta para utilização em veículos de grandes dimensões e é por isso que continuam a ser largamente produzidas. No entanto, alguns dos seus processos de fabrico não são perfeitos, surgindo deformações ao nível da conformação das molas, tornando-se óbvia a necessidade de projectar algo para corrigir estes problemas.

Uma das hipóteses para a resolução desta problemática poderia passar por uma correcção passo-a-passo, onde em cada estágio da fabricação da mola se poderia realizar um ajuste ao perfil de curvatura, o que seria bastante mais simples, tendo em conta o estado de plasticidade do material, devido à sua temperatura. Para isso, verificou-se que seria necessário incorporar um conjunto de sistemas em cada fase do processo, o que poderia incorrer em complicações de adaptação aos sistemas já existentes. Da pesquisa de mercado, pôde verificar-se que a solução actual é uma correcção pontual e manual após o tratamento térmico, que é onde os defeitos se tornam mais evidentes, no entanto, esta solução é pouco prática e bastante incómoda para o operário, com efeitos negativos na sua segurança e saúde. Foi por isso que o objectivo principal deste trabalho foi o projecto de um sistema de análise e correcção de deformações em molas de lâmina, completamente autónomo e versátil, dispensando a necessidade de trabalho manual para processos onde ele é realmente essencial.

No desenvolvimento deste projecto foram definidas diferentes etapas e expostos objectivos e estratégias para os conseguir alcançar.

Numa primeira fase, abordou-se a forma de analisar as molas de lâmina e quais os componentes que permitiriam a realização correcta dessa análise e que não introduzissem um custo final muito elevado no sistema. Esta tarefa apresentou-se bastante complexa, exigindo o projecto de muitos componentes que não se encontram disponíveis no mercado. Assim, após a ponderação de várias hipóteses, foi possível chegar a um conceito final equilibrado, i.e., com um desempenho e um

custo aceitáveis. Pode assim dizer-se que o objectivo de projectar um sistema de análise de baixo custo foi cumprido, tal como mostra o anexo G, que apesar de incompleto, apresenta o preço dos componentes mais dispendiosos, podendo mesmo estimar o seu preço final como inferior a 10.000 €.

Relativamente ao método de análise em si, verificou-se que para encontrar uma solução viável para caracterizar uma mola de lâmina é necessário recorrer a diferentes processos e métodos de cálculo, aparentemente simples de efectuar, mas que exigiram bastante dedicação, estudo, simulação e alguma criatividade para garantir o seu funcionamento e a sua eficácia.

Embora o sistema de análise tenha sido projectado para a utilização em paralelo com o sistema de correcção, este pode ser utilizado individualmente numa linha de produção, sendo capaz de realizar um controlo de qualidade individual de cada peça fabricada.

Verificou-se também que foi cumprido o objectivo de realizar a análise de molas de lâmina num tempo inferior ao que actualmente é dispendido, passando a ser apenas necessários 7,5 segundos para obter a caracterização completa de uma mola.

Quanto ao sistema de correcção projectado, embora o princípio de funcionamento não seja totalmente inovador, este apresenta características que o tornam singular. Destacam-se então a sua capacidade de operação automática e a versatilidade para correcção de qualquer tipo de mola de lâmina, tal como definido nos objectivos.

Durante o projecto deste sistema, foi necessário projectar um sistema de laminagem apropriado para um processo de correcção automatizado. Adicionalmente foi fundamental dimensionar um circuito óleo-hidráulico capaz de realizar as elevadas forças envolvidas. Ainda em relação a estas forças e ao seu efeito na correcção da curvatura das molas, pôde verificar-se que o seu cálculo numérico envolve bastantes variáveis e até a sua simulação computacional se apresenta complexa. Assim surgiu a necessidade de abordar este tema de outra forma, i.e., através da utilização de um modo de aprendizagem que se adapta a cada tipo de mola de lâmina, uma característica que torna este sistema ainda mais inovador.

Apesar de não ser parte dos objectivos principais deste trabalho, o desenvolvimento dos sistemas de interface foi imprescindível e apesar da sua implementação ser considerada bastante complexa, foi possível desenvolver alguns

conceitos que permitem a interligação entre os diferentes processos, i.e., análise e correcção. Face à sua simplicidade e funcionalidade, estes sistemas de interface podem considerar-se outra grande inovação deste projecto.

Relativamente ao controlo dos sistemas de análise e correcção, verificou-se que através da comparação entre valores medidos e tabelados e da aplicação de equações de cálculo da curvatura, torção, camber e rotação virtual pode ser implementado um programa de controlo bastante simples. Note-se que nesta dissertação, apesar de terem sido desenvolvidas algumas rotinas e subrotinas de programação, estas não foram apresentadas, nem foi descrita a linguagem de programação, devido à impossibilidade de realizar as simulações pretendidas, já que o programa utilizado não o permite e requer que os componentes estejam ligados fisicamente ao autómato.

Aponta-se assim para a implementação da programação como um trabalho futuro, juntamente com a construção de um protótipo à escala do sistema desenvolvido.

Ainda acerca de trabalhos futuros, pretende-se evoluir o sistema projectado de modo a ser possível corrigir todas as outras deformações que podem ocorrer durante o processo de fabrico de molas de lâmina. Relativamente ao sistema de análise, pretende-se também implementar componentes de análise micrográfica de modo a poder ser caracterizado o estado do material de cada mola, evitando que estas sejam levadas até ao consumidor final em mau estado e venham a atingir a sua ruptura de forma precoce.

Considera-se assim que o trabalho realizado cumpriu os objectivos propostos e permitiu adquirir conhecimentos em novas áreas da electromecânica e também nas áreas já estudadas. A complexidade de todo o trabalho revelou-se como um desafio interessante que motivou ainda mais a vontade de um futuro na área de projecto electromecânico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Sanders, T., *Laminated Springs - Leaf Spring Design*, Wexford College Press, 2007;
- [2] Styria, *Products - Parabolic Springs*, Frauenthal Group, disponível em <http://www.styriagroup.com/>, acessado em Fevereiro 2009;
- [3] Landau, D., *Leaf springs: Their Characteristics and Methods of Specification*, Sheldon axle company, Spring engineering department (Wilkes-Barre, Pa), 1912;
- [4] Truck Trend, *First Look: 2009 Chevrolet Express And GMC Savana 4500 Cutaway Van*, disponível em <http://www.trucktrend.com/>, acessado em Fevereiro 2009;
- [5] Styria, *A Film Presentation*, Frauenthal Deutschland GmbH, disponível em <http://www.styriagroup.com/>, acessado em Fevereiro de 2009
- [6] Frauenthal Group, *The Automotive Components Division*, Frauenthal Deutschland GmbH, disponível em <http://www.frauenthal-ac.com/>, acessado em Fevereiro de 2009;
- [7] Leadtech, *Product introduction: Leaf spring making machines*, disponível em <http://www.ldsk.cn/english/cpjs/cpjs.asp?xilie=Leafspringmakingmachines>,
- [8] Kobayashi, S. and Nomizu, K., *Foundations of Differential Geometry*, Chapters 2 and 3, Vol. I, Wiley-Interscience, 1969;
- [9] Zuben, V., *Técnicas de Linearização de Sistemas*, Tópico 3, DCA-FEEC, Unicamp, 2009;
- [10] Sobrinho, I. e Couto, M., *Método Gráfico*, Laboratórios de Física III, UFV, 2006;
- [11] Gonçalves, M. e Gomes, M., *Sistemas Triangulados ou Treliças*, Cap. IV, ISEL, 2009;
- [12] B.S.A, *Characteristics and applications for cold work grades*, disponível em <http://www.termostahl.it/bsa/steel/86CrMoV7.html>, acessado em Junho de 2009

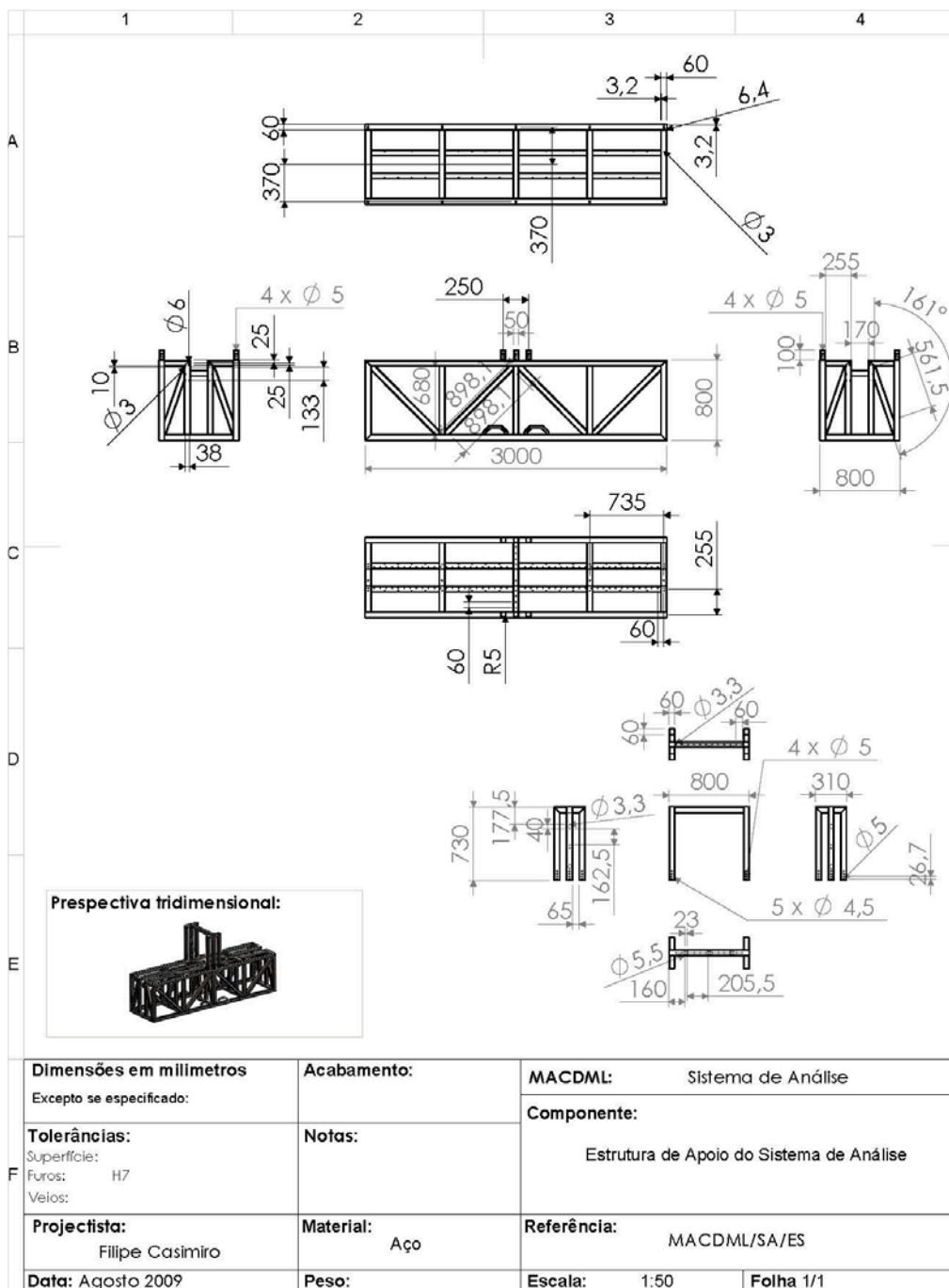
- [13] Metal Ravne, *Steel Selector - Special Steels Characteristics*, disponível em <http://www.metalravne.com/selector/steels/ohv4.html>, acessado em Junho de 2009
- [14] SKF, *Principles of bearing selection and application*, disponível em http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_1, acessado em Junho de 2009;
- [15] Chiaverini, V., *Tecnologia Mecânica*, Vol. II, Edição McGraw-Hill, São Paulo, 1986;
- [16] Styria-Impormol, *Dados técnicos e dimensionais de molas de lâmina*, molas ref.: P111000, 2009;
- [17] Branco, C. M., *Mecânica dos Materiais*, 4ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, 2006;
- [18] Tipler, P., *Física - Mecânica*, 4ª edição, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2000;
- [19] Jorge, R. M. e Dinis, L., *Teoria da plasticidade*, Dept. Eng. Mecânica, FEUP, 2005;
- [20] Cetlin, P. R. e Helmann, H., *Fundamentos de Conformação Mecânica dos Metais*, Artliber, São Paulo, 2005.
- [21] Nicolas, A. S., *Oleohidráulica*, 1ª Edição, McGraw-Hill, Madrid, 2002;
- [22] Stewart, H. L., *Pneumática e Hidráulica*, 3ª Edição, HEMUS, São Paulo;
- [23] Gustavo Cudell, LDA, *Órgãos óleo-hidráulicos*, Portugal, 1979;
- [24] Götz, W. e Bosch, R., *Hidráulica. Teoria e Aplicações*, 2ª Edição, Robert Bosch GmbH - Hydraulics Division K6, Germany, 1998;
- [25] Bosch Rexroth, *Interactive Catalog System*, disponível em <http://www.boschrexroth.com/Rexroth-IHD/>, acessado em Julho de 2009;
- [26] Fox, R. W., e McDonald, A. T., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 3ª Edição, Guanabara, Rio de Janeiro, 1998;
- [27] Hatami, H., *Colectânea de Fórmulas Hidráulicas*, Centro de aplicação Metalurgia BRH-STI1, Bosch Rexroth, 2007;
- [28] Drexler, P., Faatz, H., Feicht, F., Geis, I., Morlok, I., Wiesmann, E., *Planning and Design of Hydraulic Power Systems, Hydraulic Trainer*, Volume 3, 1st edition, Mannesmann Rexroth AG, 1988;

- [29] National Instruments, *Data Acquisition Products Catalog*, disponível em <http://www.ni.com/products>, acessado em Janeiro de 2009;
- [30] Schneider Electric, *Plataforma de automação Modicon M340*, catálogo 2008;
- [31] Mitsubishi Electric, Compact PLC, disponível em: <http://www.mitsubishi-automation.com>, acessado em Janeiro de 2009;
- [32] Siemens, *Interactive Catalog - Simatic Industrial Automation*, disponível em <https://mall.automation.siemens.com/PT/guest/index.asp?aktPrim=0&nodeID=5009999&lang=en>, acessado em Janeiro de 2009;
- [33] Unitronics, *Automation Products - Series Overview: Vision 120*, disponível em <http://www.unitronics.com/Series.aspx?page=120>, acessado em Janeiro de 2009;

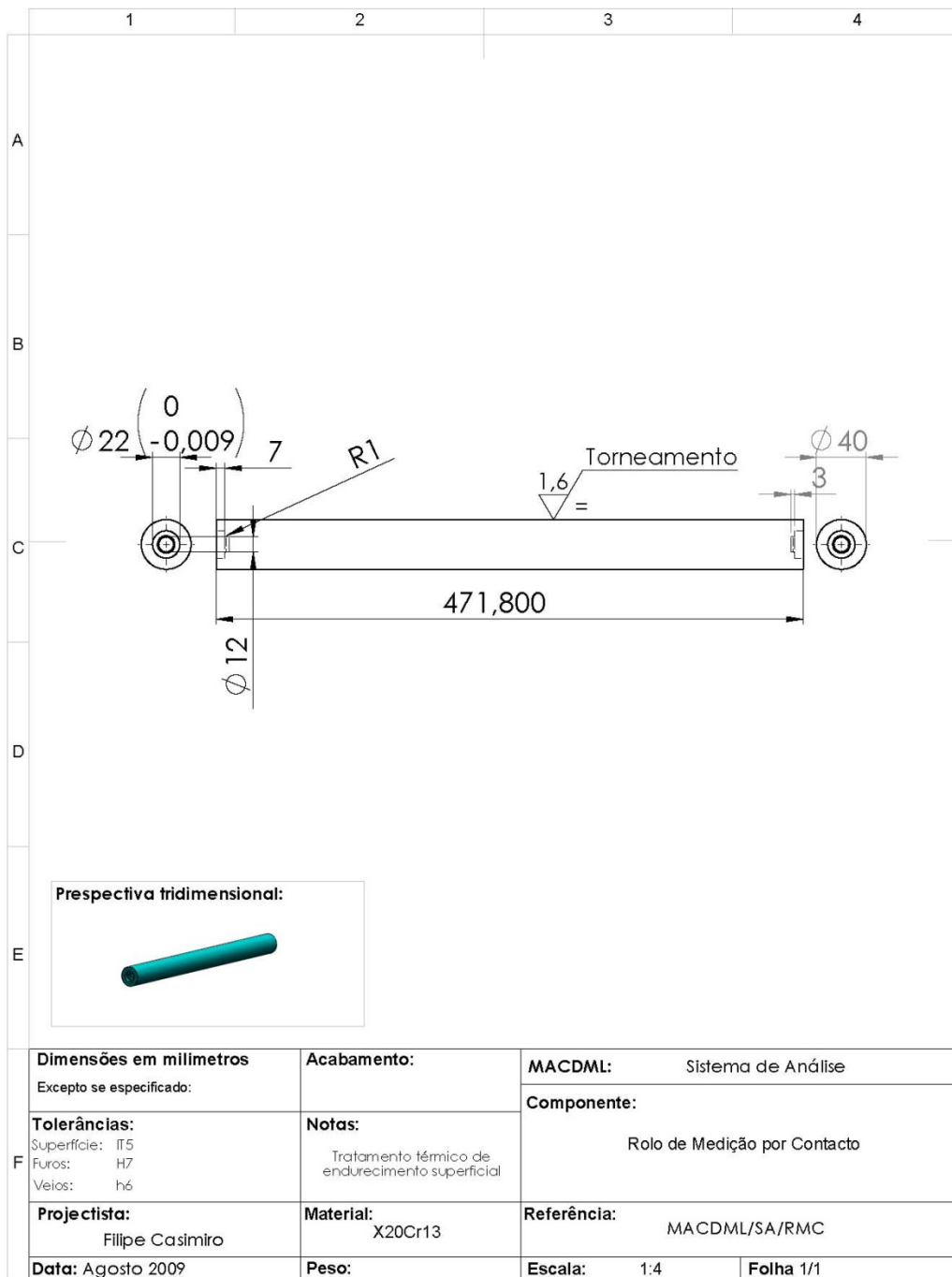
ANEXO A - DESENHOS TÉCNICOS

A.1. SISTEMA DE ANÁLISE

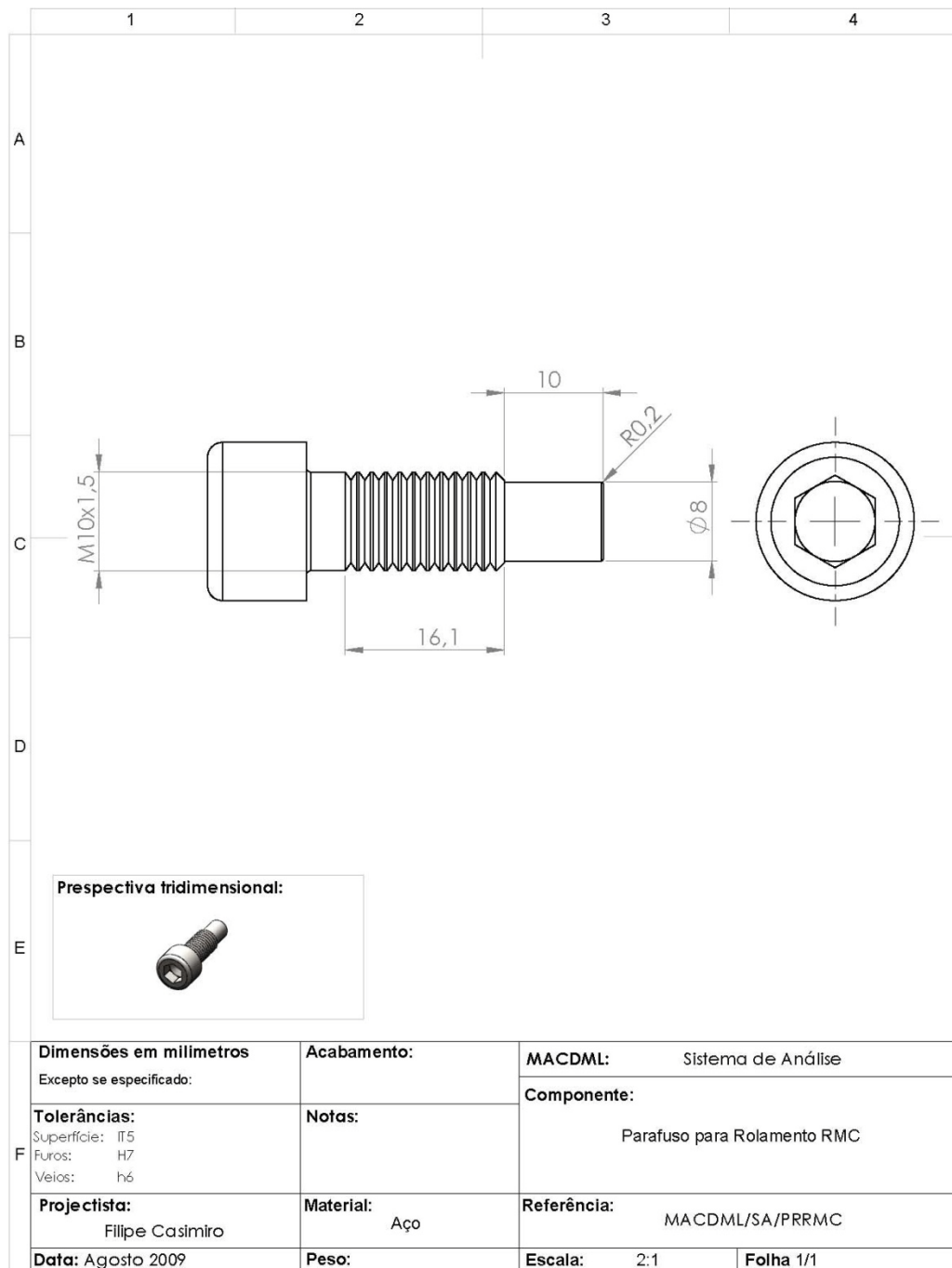
A.1.1. Estrutura



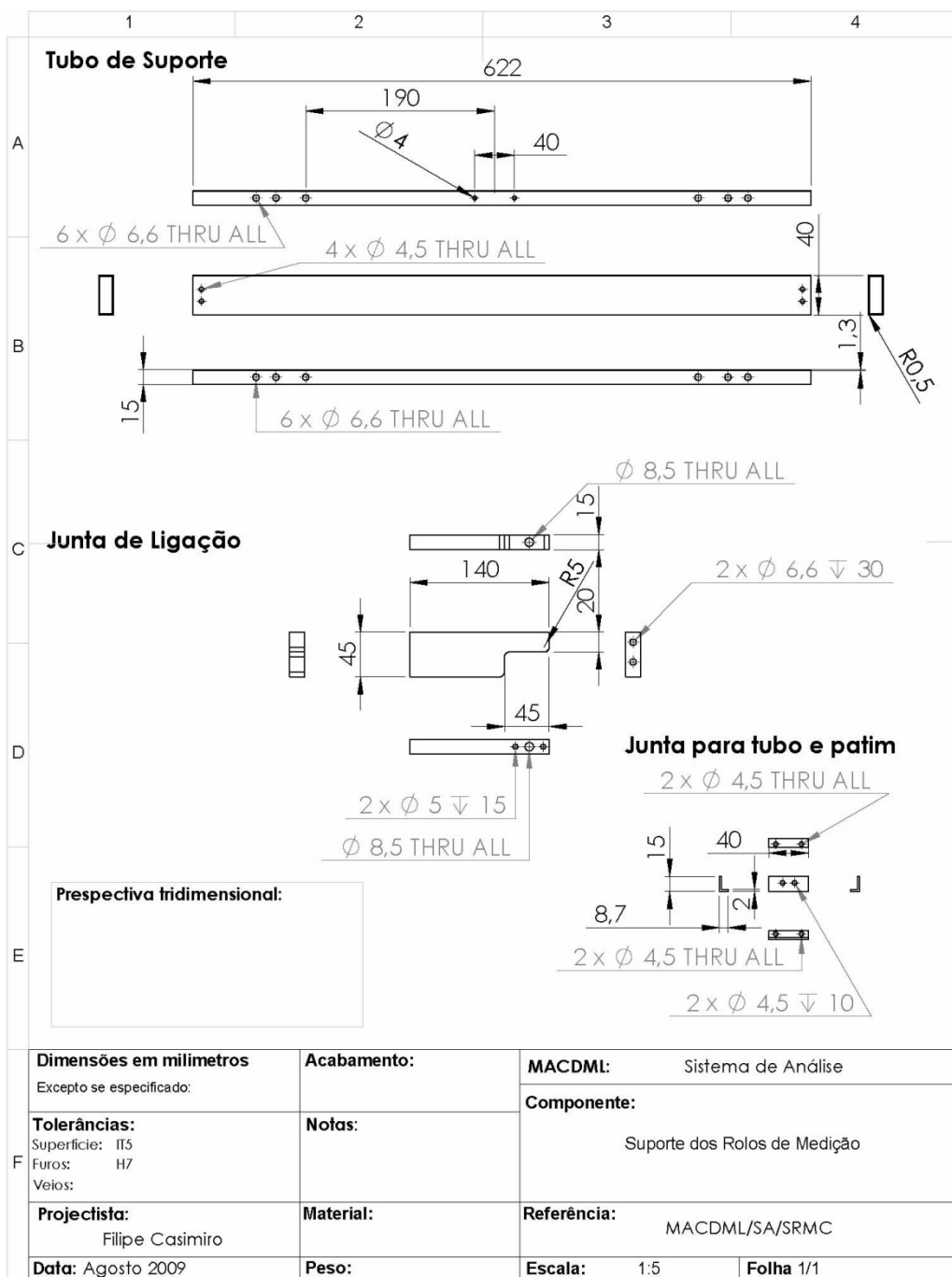
A.1.2.Rolo de medição



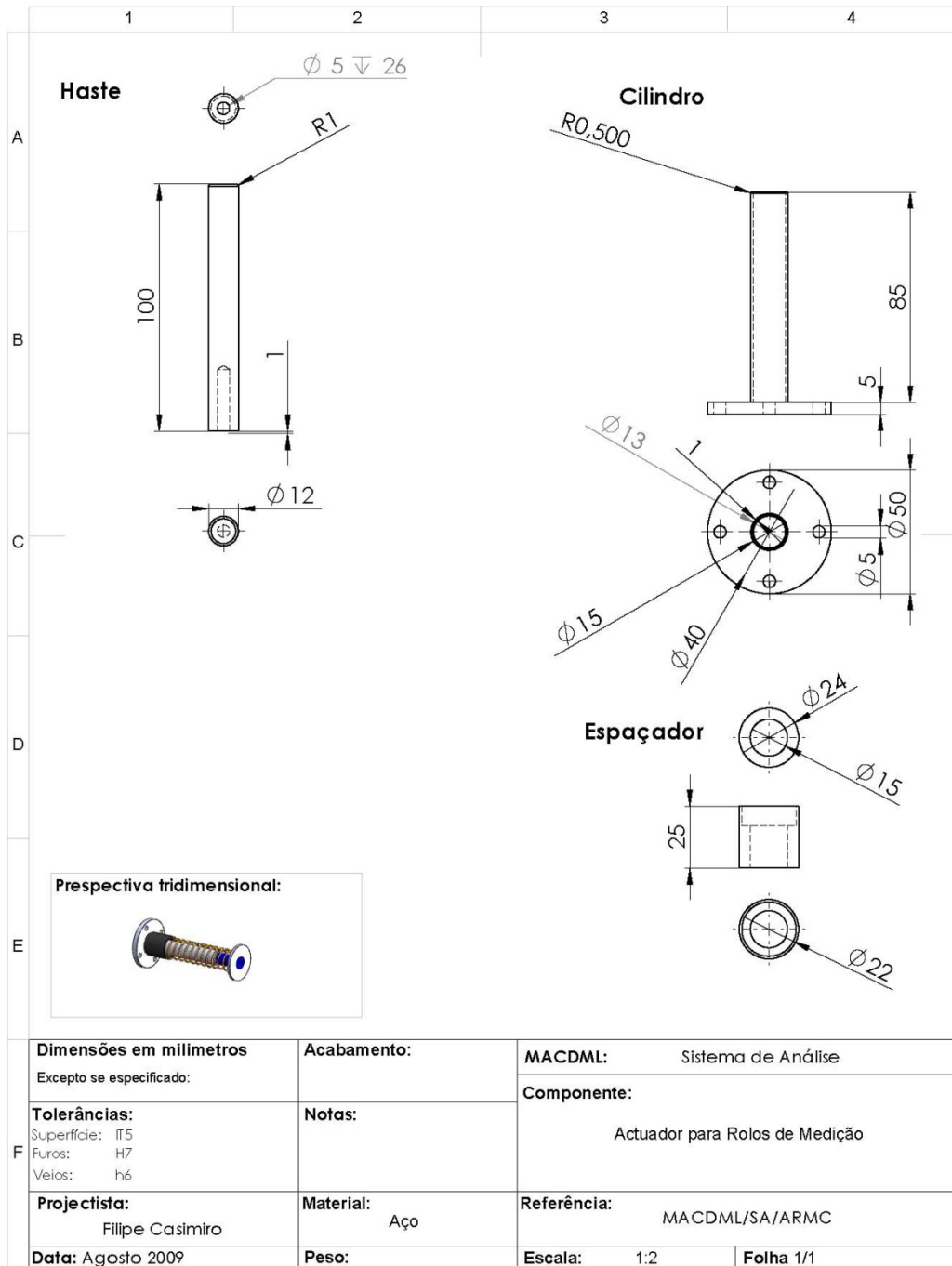
A.1.3. Parafuso dos rolos de medição



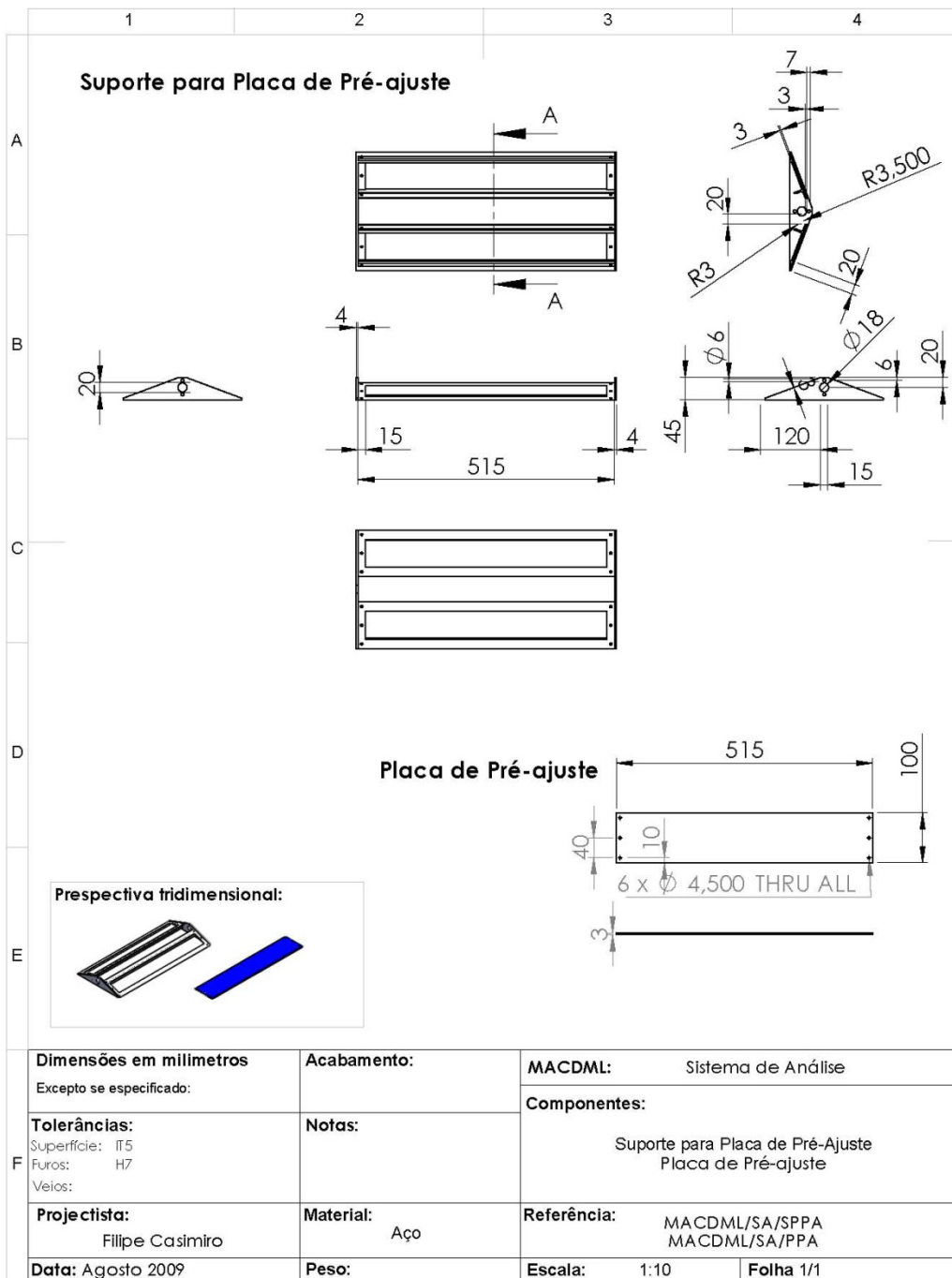
A.1.4. Suporte dos rolos de medição



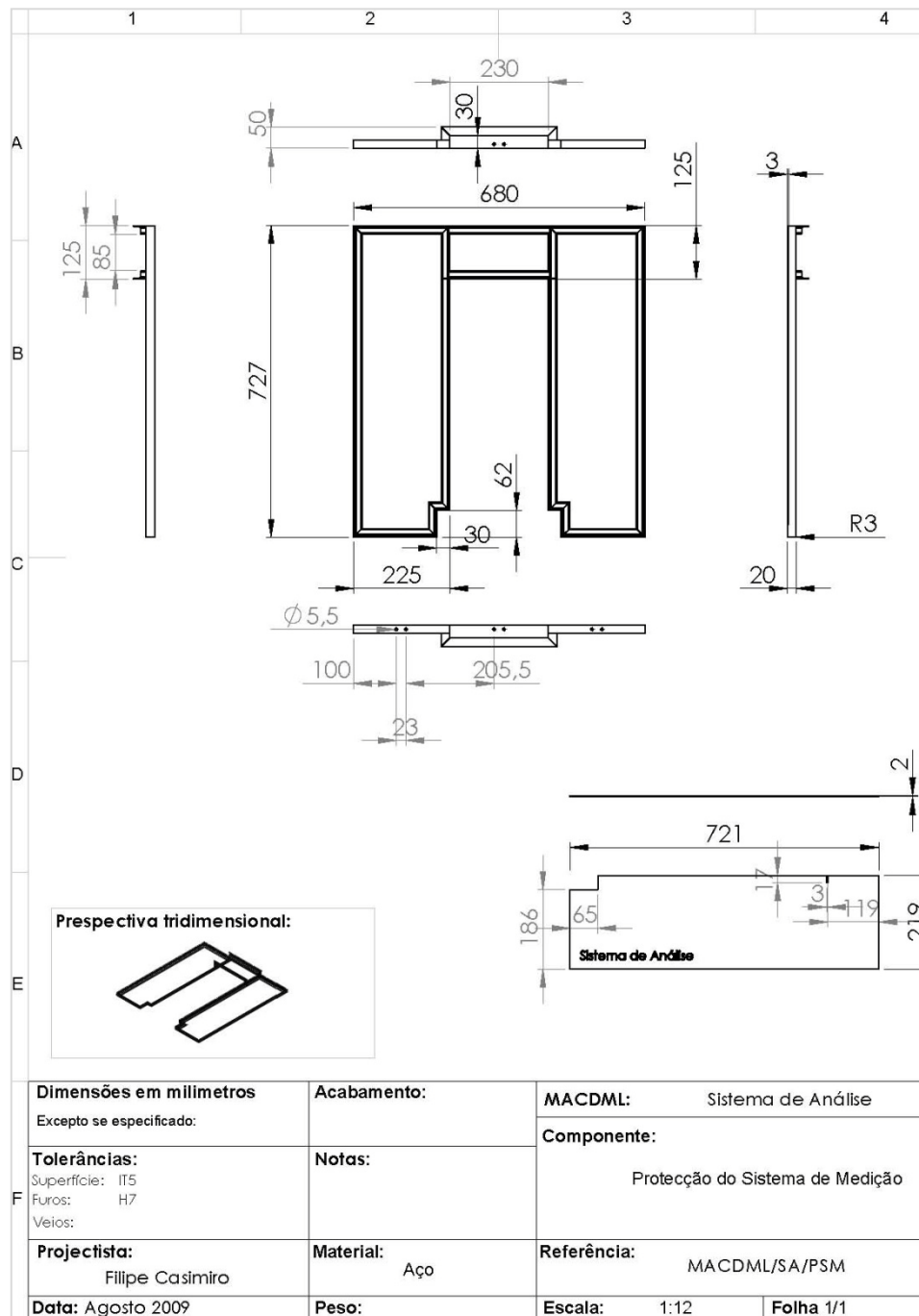
A.1.5.Actuador dos rolos de medição



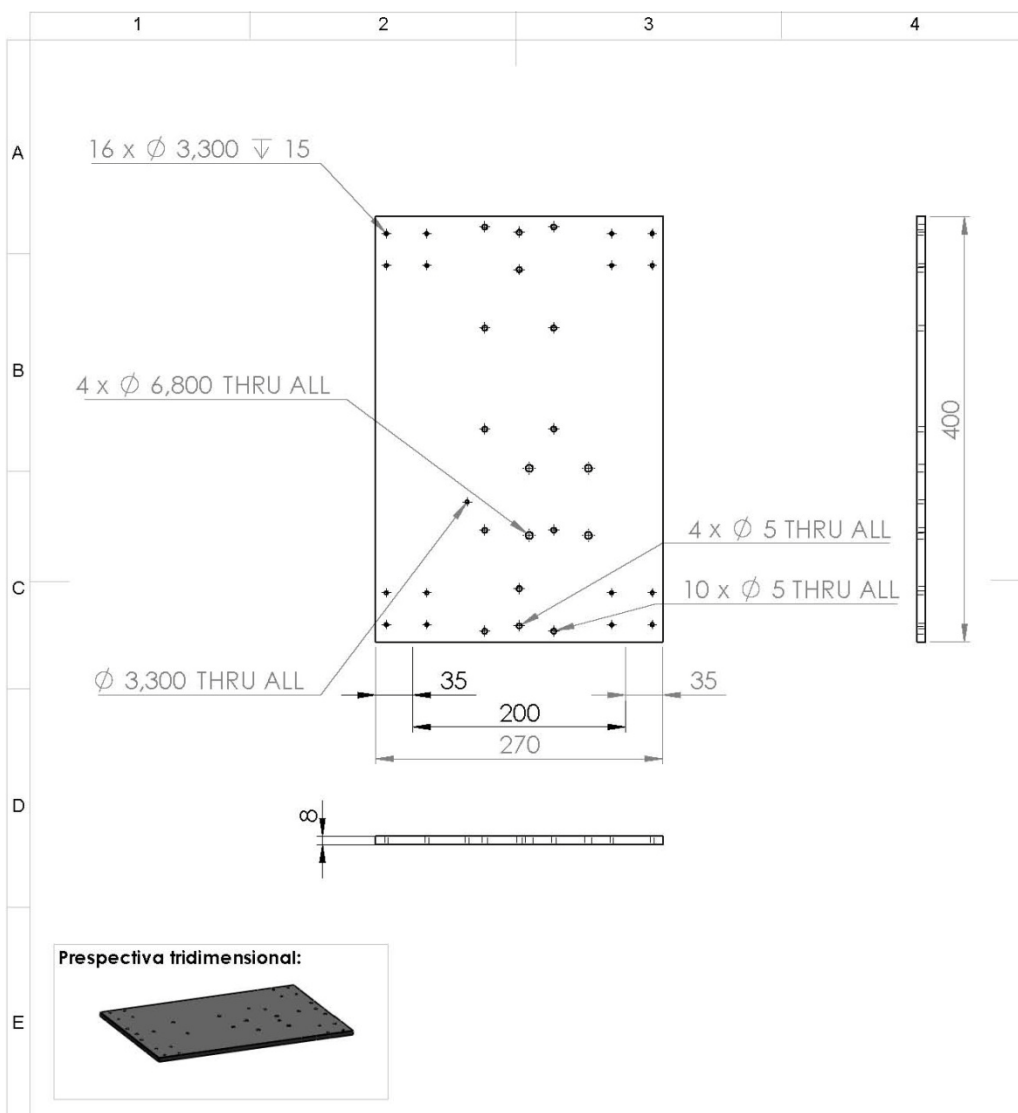
A.1.6.Placas de pré-ajuste e Suporte



A.1.7. Protecção do sistema de medição

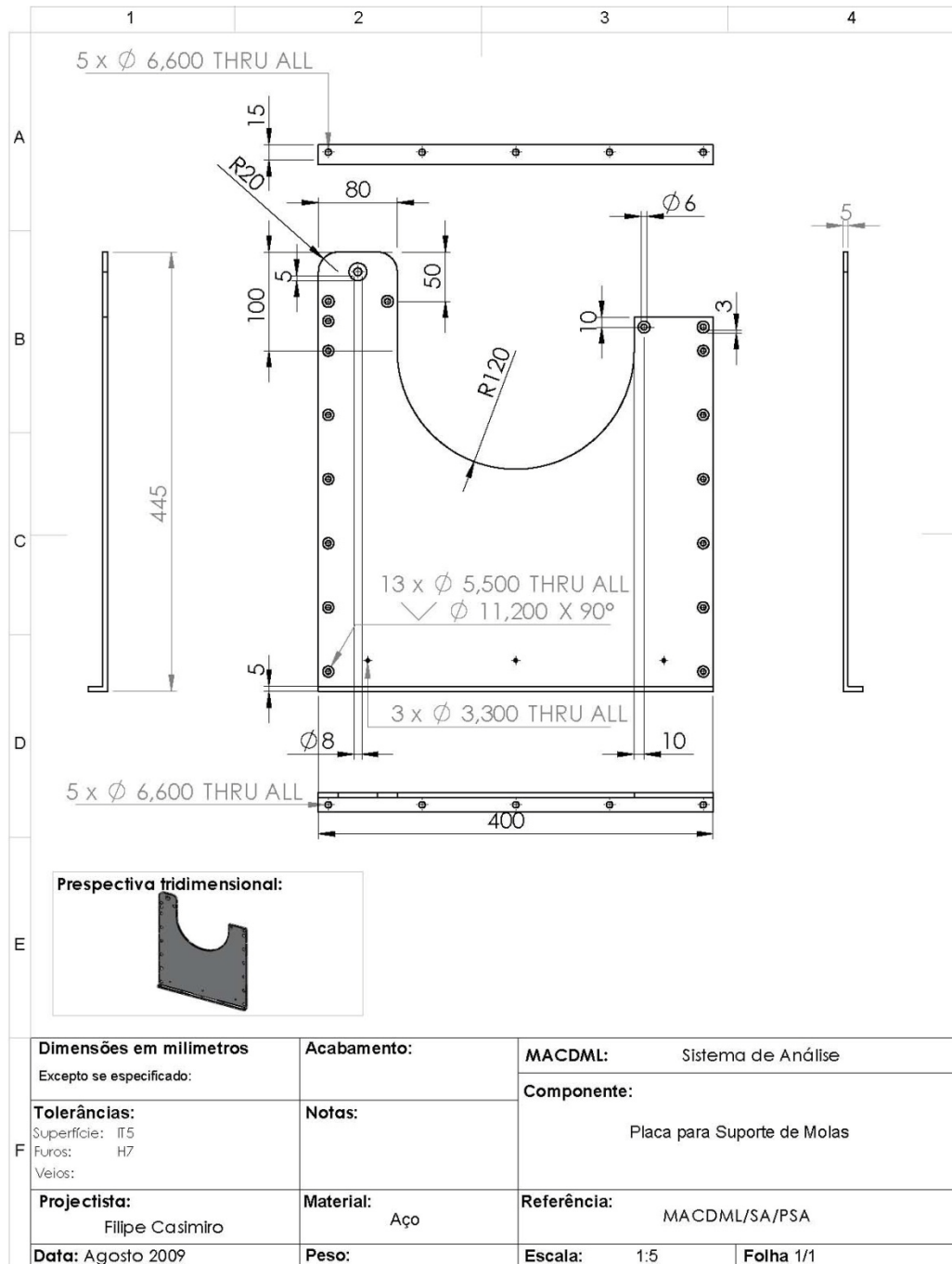


A.1.8.Placa de deslizamento

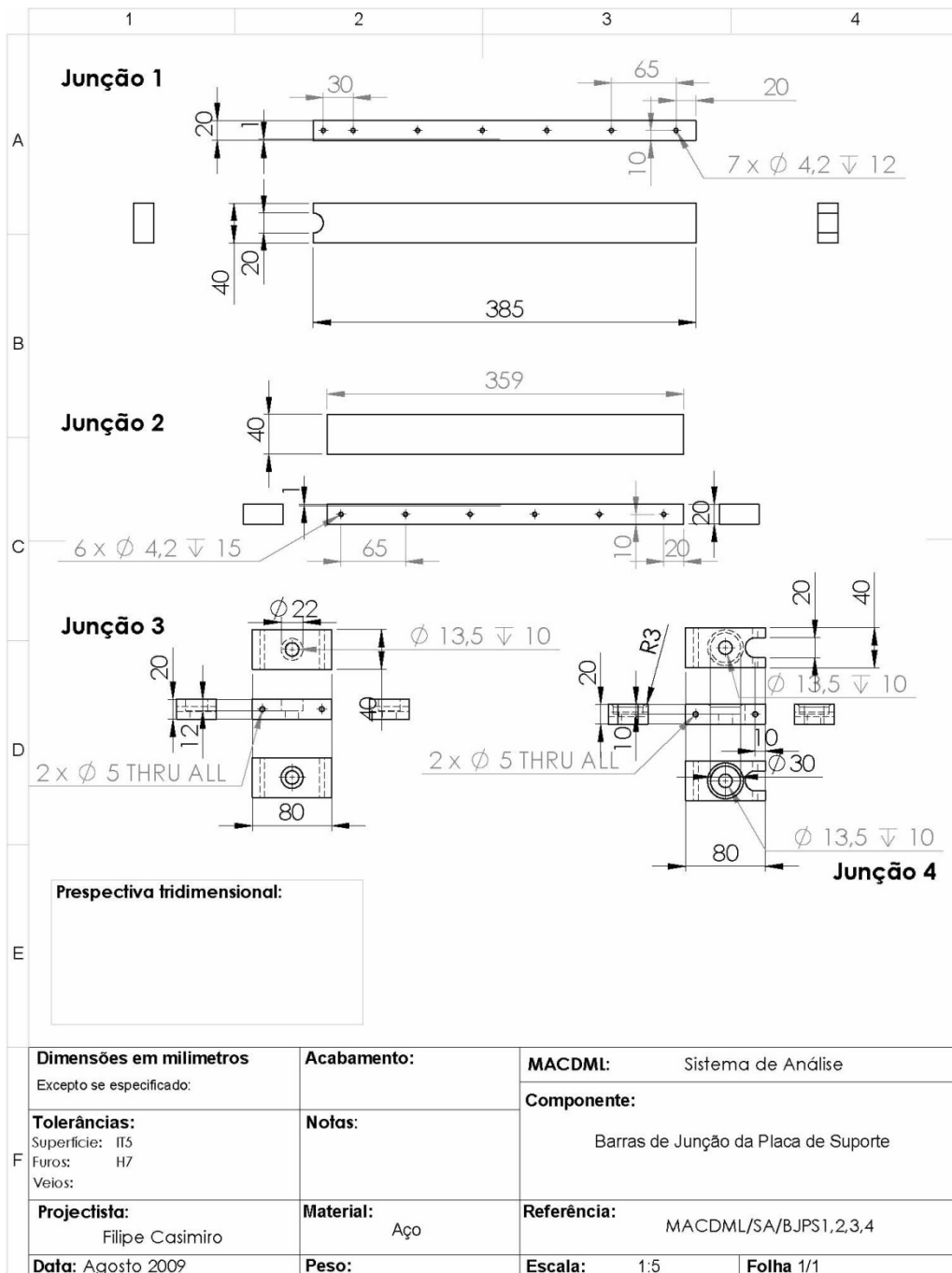


F	Dimensões em milímetros Excepto se especificado:	Acabamento:	MACDML: Sistema de Análise
	Tolerâncias: Superfície: IT5 Furos: H7 Veios:	Notas:	Componente: Placa de Deslizamento
	Projectista: Filipe Casimiro	Material: Aço	Referência: MACDML/SA/PD
	Data: Agosto 2009	Peso:	Escala: 1:5 Folha 1/1

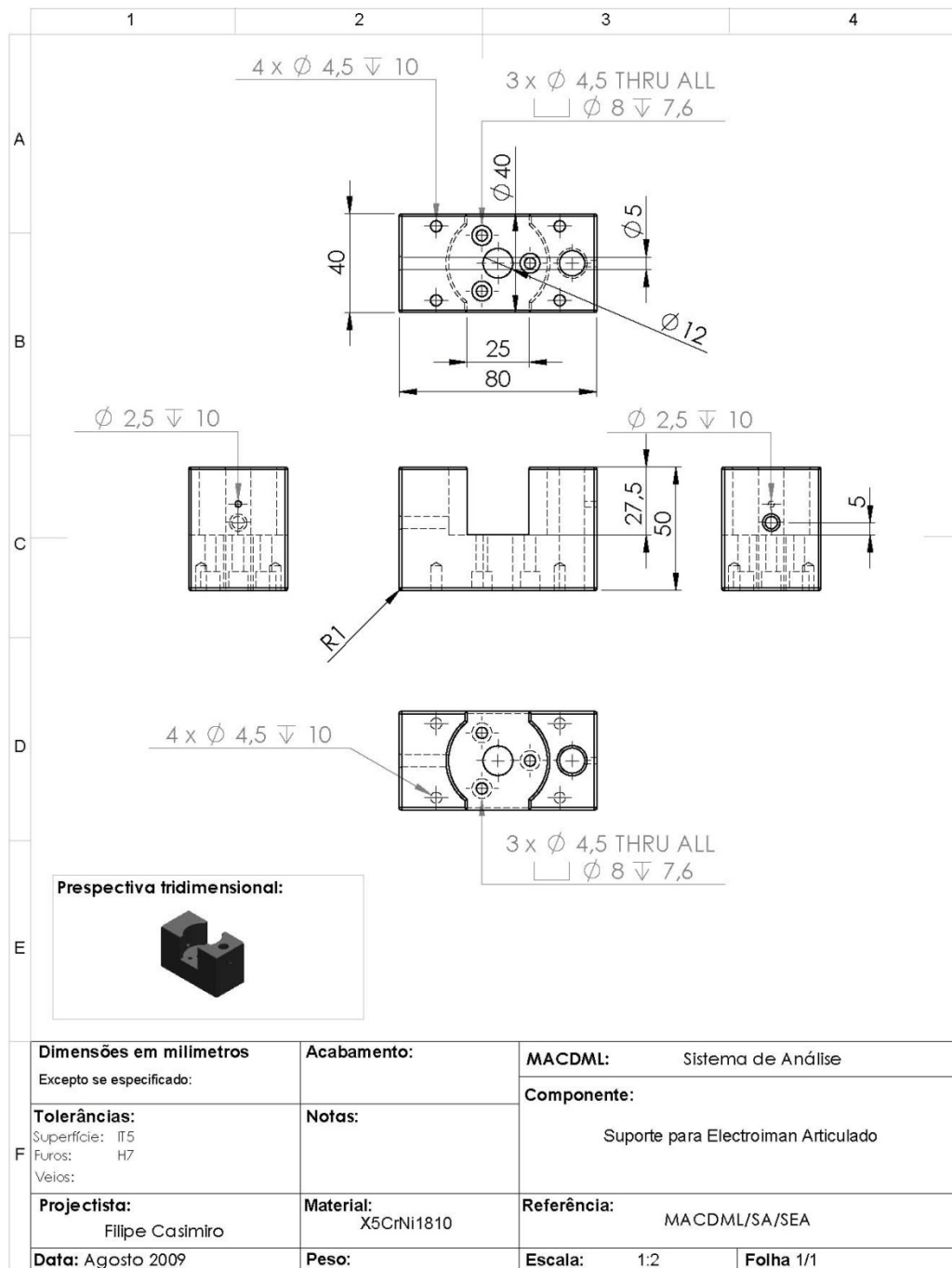
A.1.9. Placa de suporte de molas

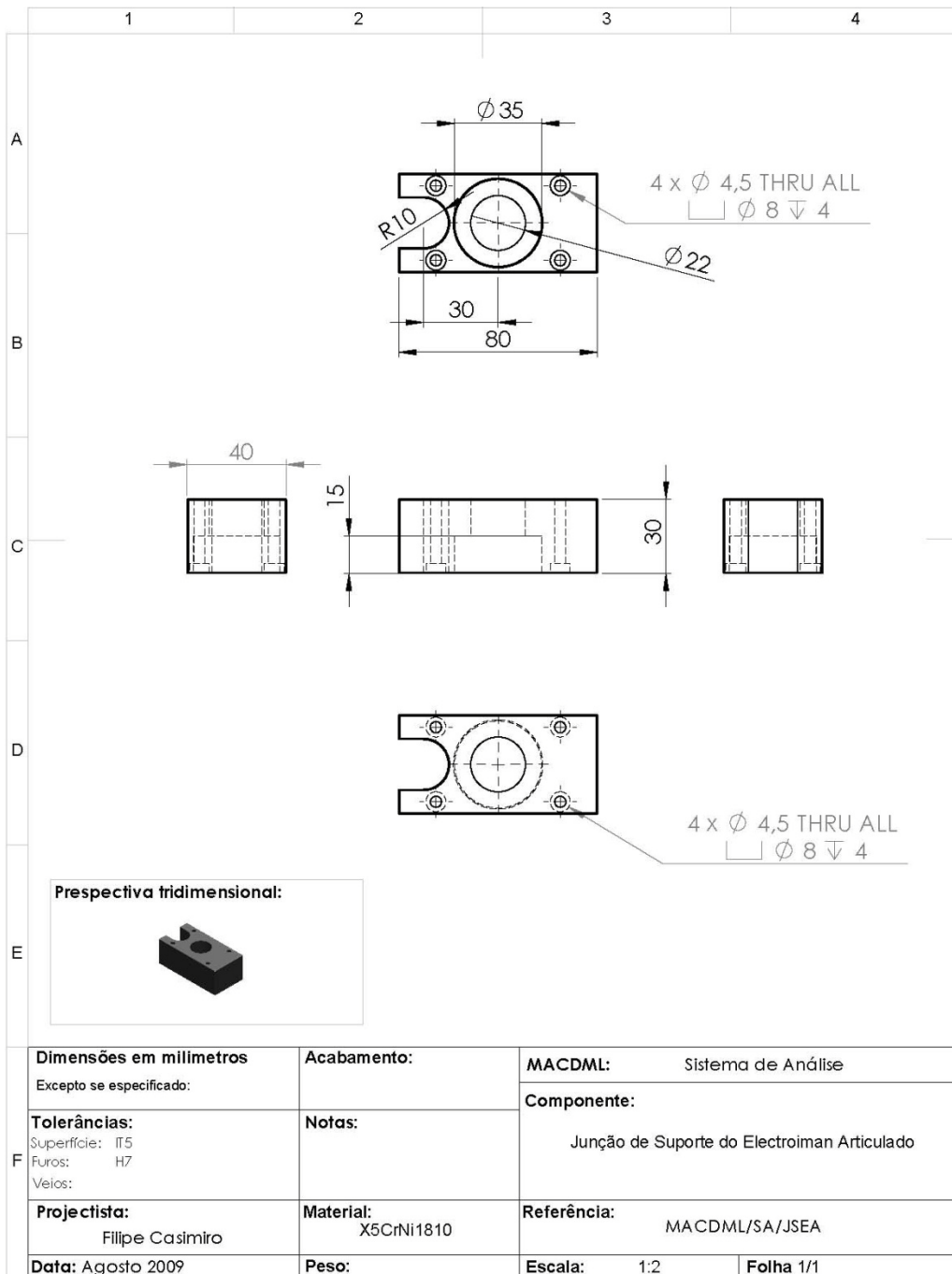


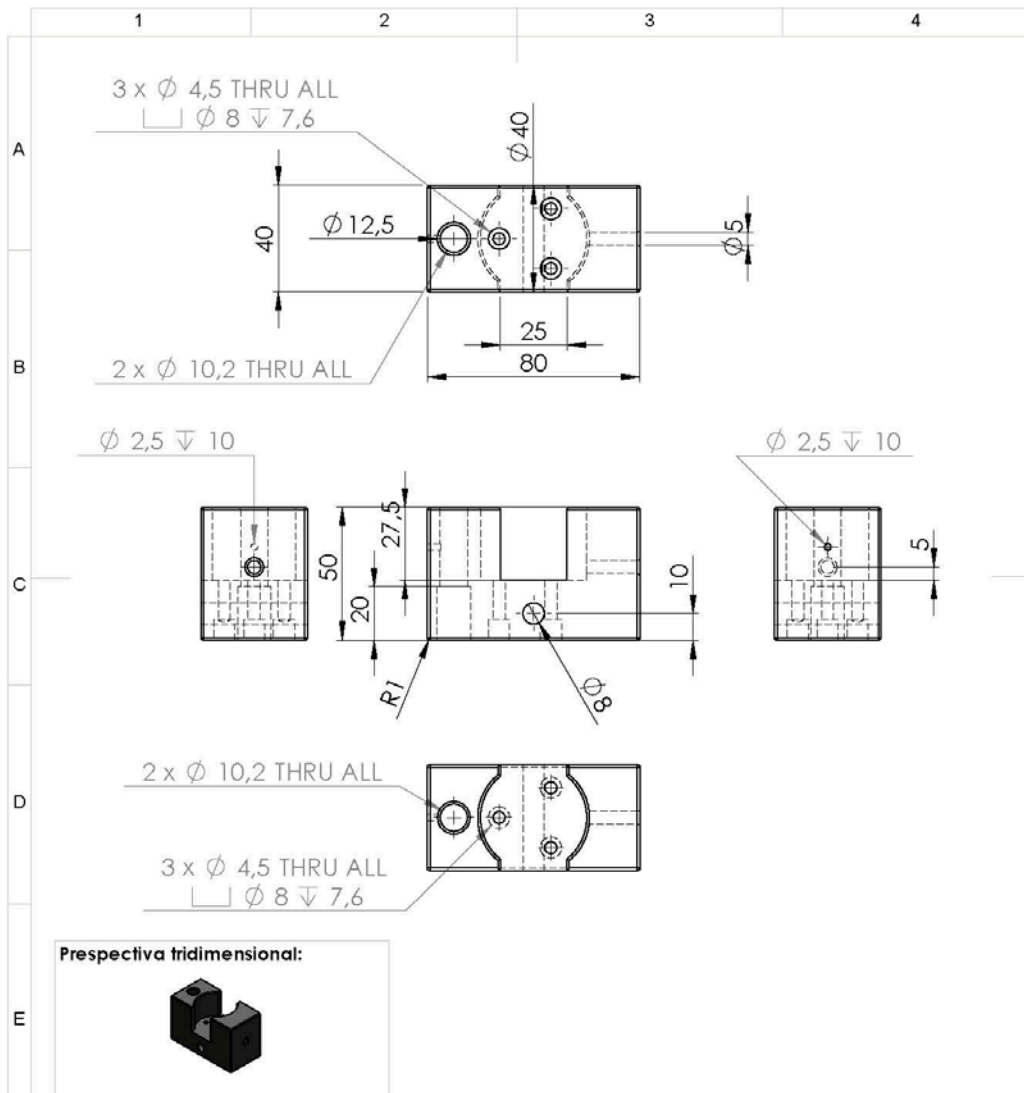
A.1.10. Barras de junção das placas de suporte



A.1.11. Suportes de electroímans

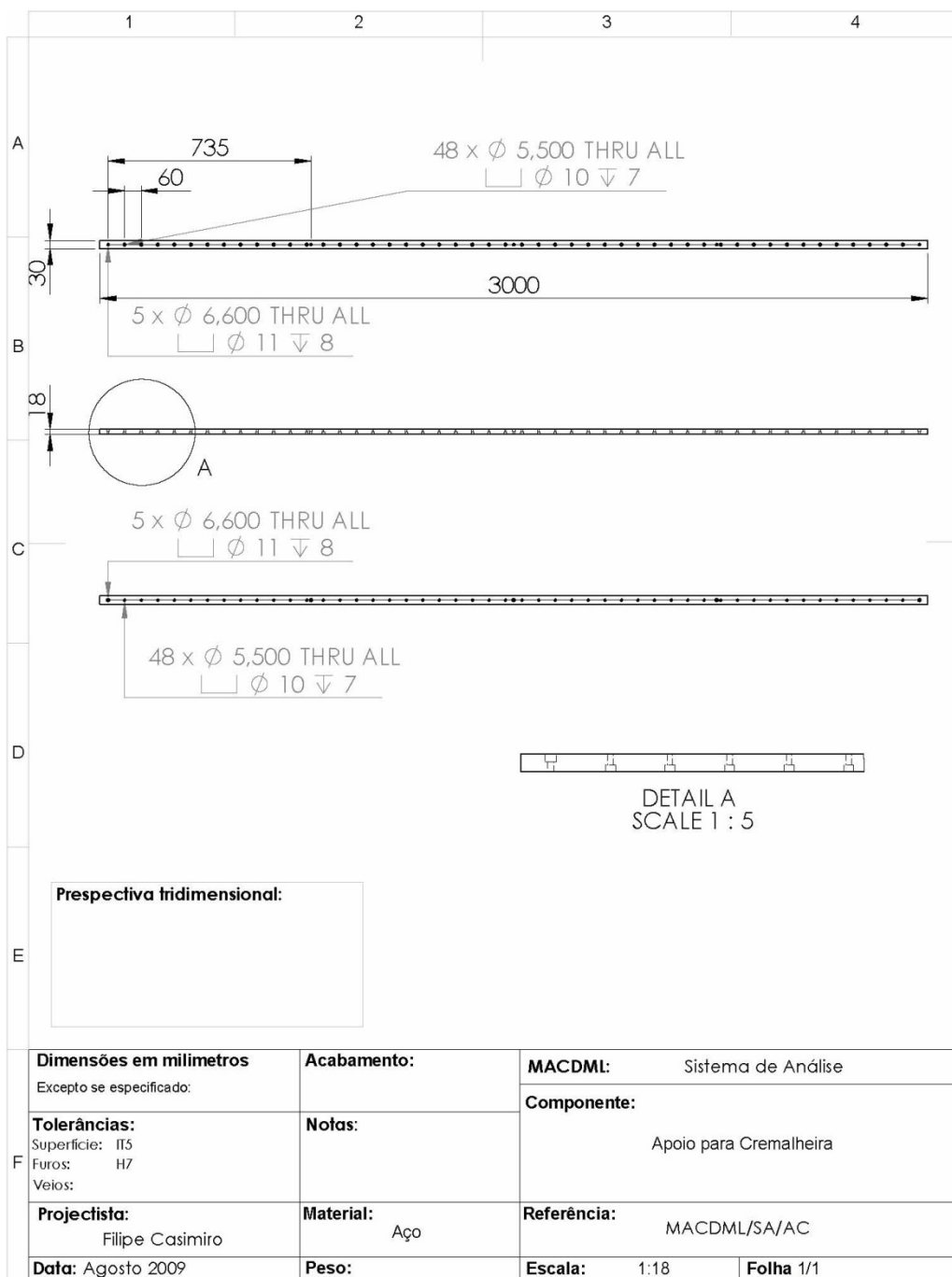




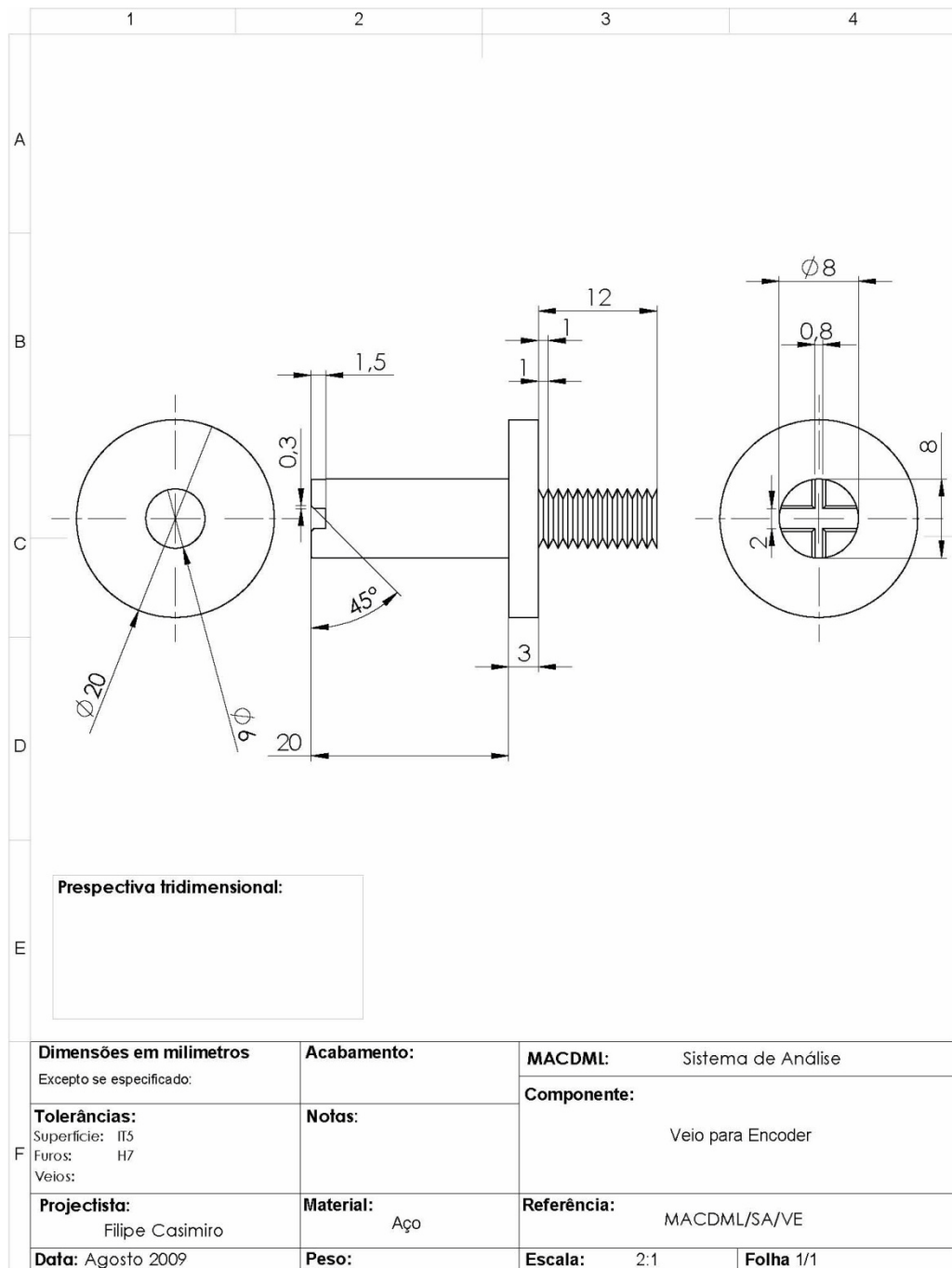


F	Dimensões em milímetros Excepto se especificado:	Acabamento:	MACDML: Sistema de Análise
	Tolerâncias: Superfície: IT5 Furos: H7 Veios:	Notas:	Componente: Suporte para Electroiman
	Projectista: Filipe Casimiro	Material: X5CrNi1810	Referência: MACDML/SA/SE
	Data: Agosto 2009	Peso:	Escala: 1:2 Folha 1/1

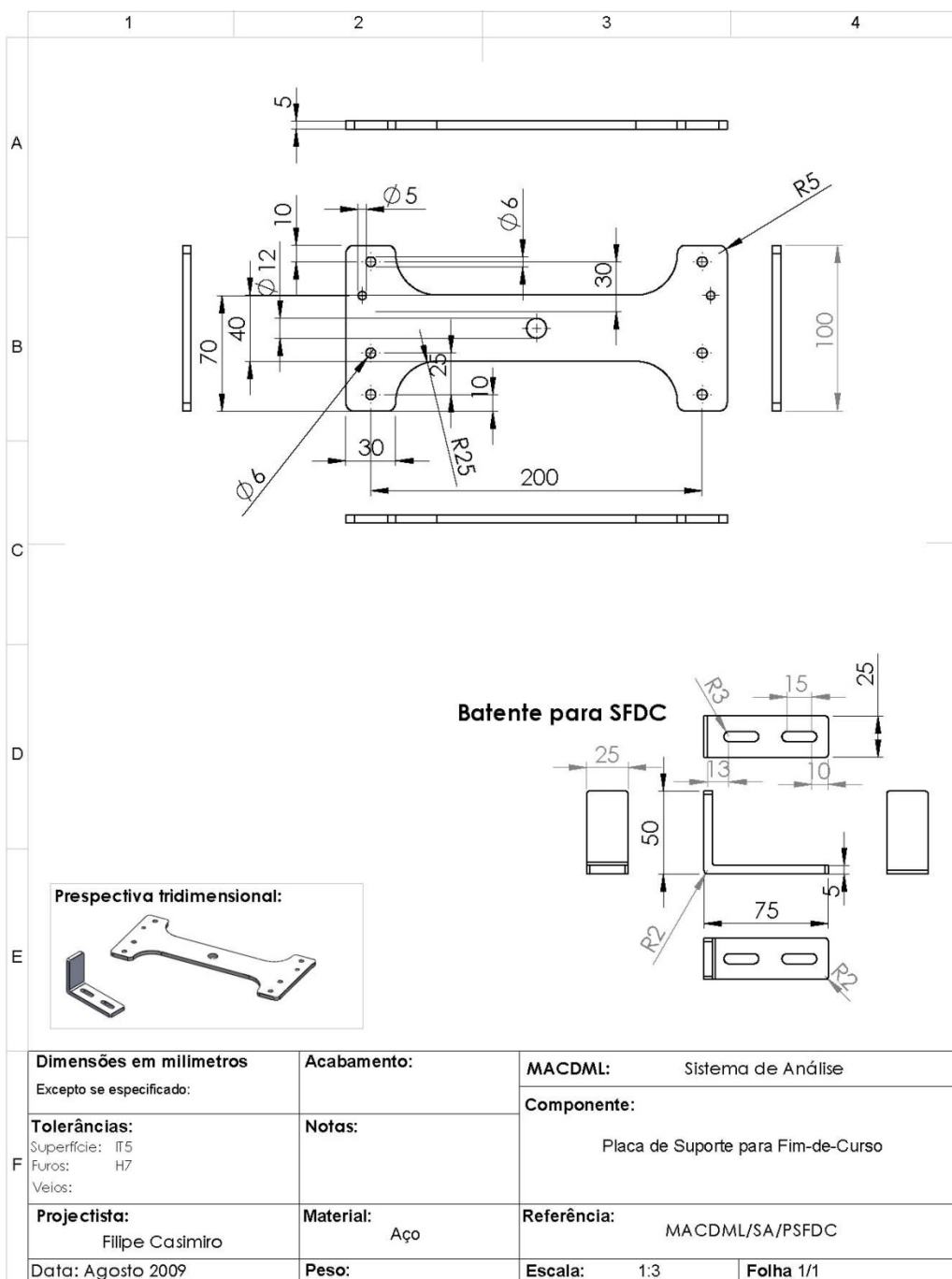
A.1.12. Apoio da cremalheira



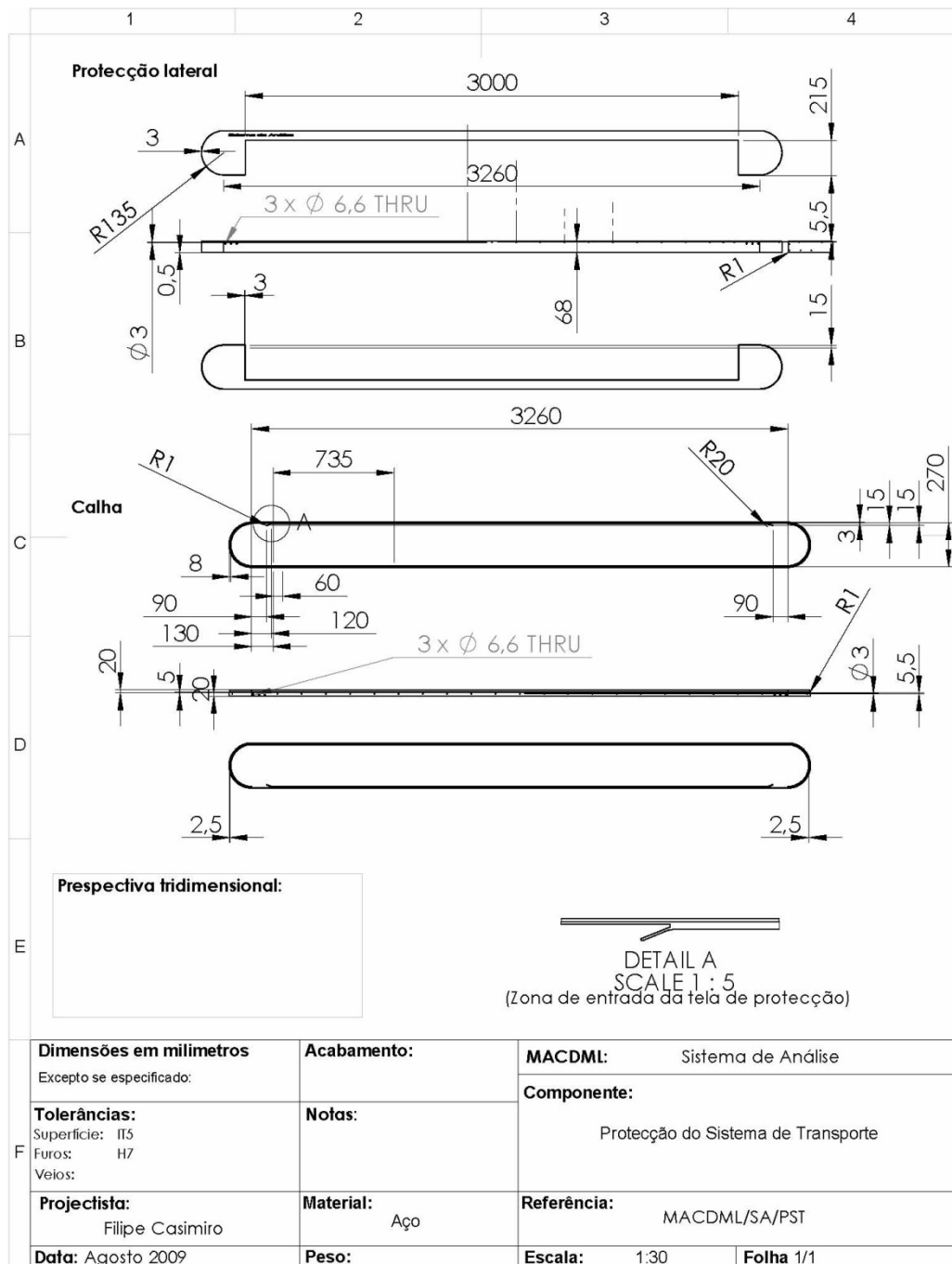
A.1.13. Veio de ligação do encoder



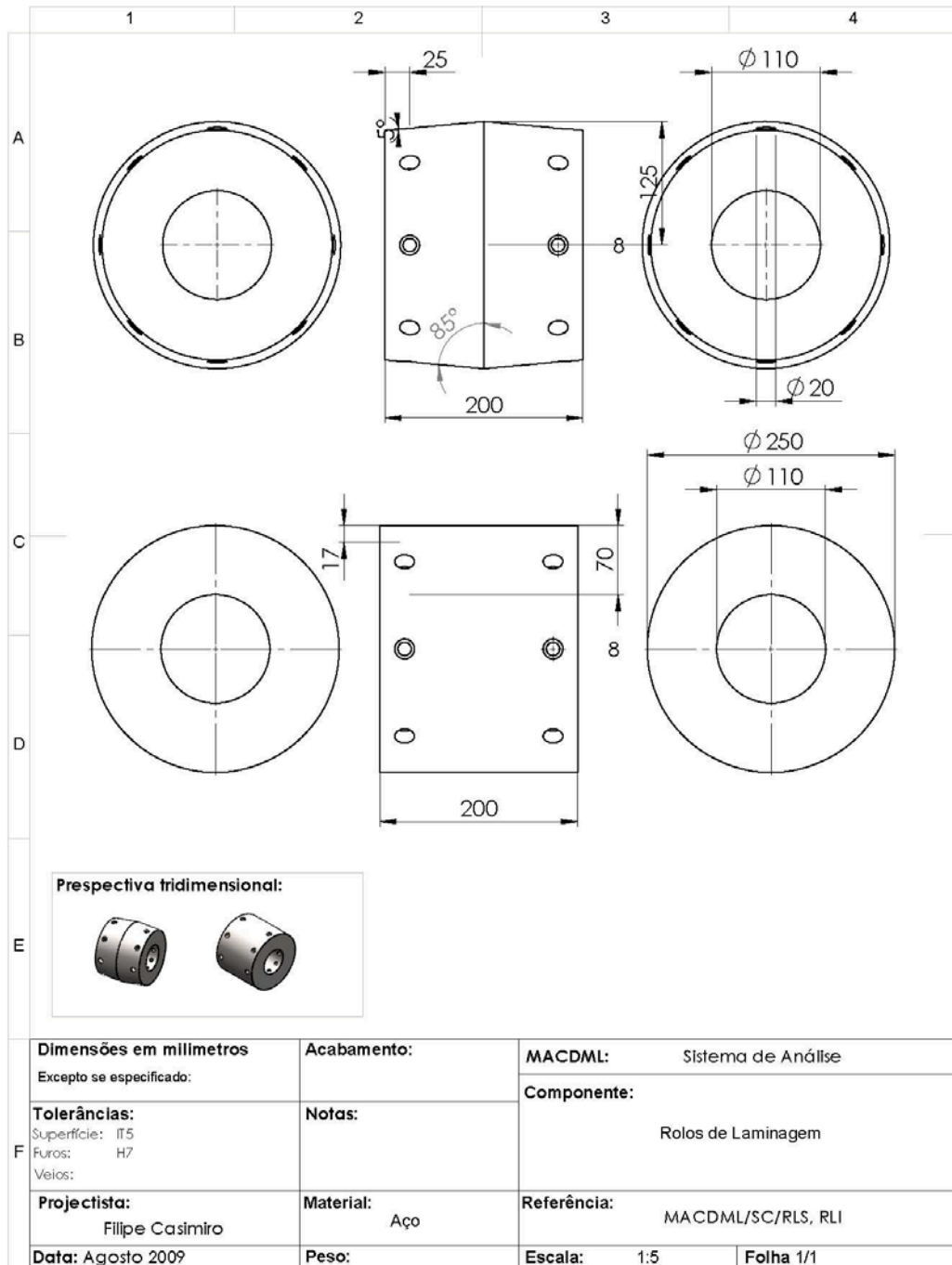
A.1.14. Suporte dos sensores fim-de-curso



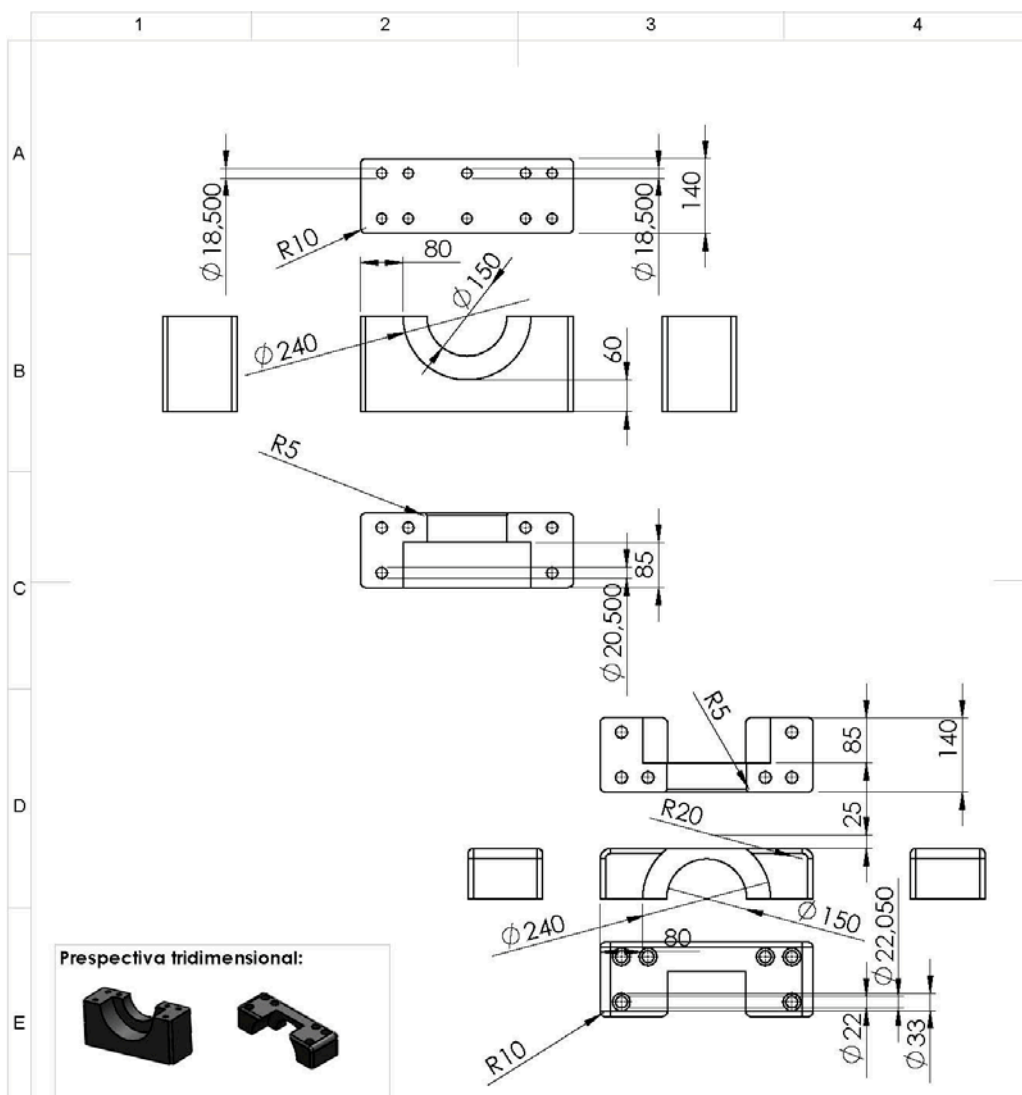
A.1.15. Chapas de protecção e Calha de deslizamento da tela de protecção



A.2.2. Rolos de laminagem



A.2.3. Suportes dos rolos de laminagem



B.1.3.Mola dos actuadores dos rolos de medição

Vanel

compression

Springs > Compression Springs > Advanced Search
> Details of spring 'C.190.130.1800.A'

Choose Material

Music Wire

Stainless Steel

Cr-Si Steel

Zinc coated steel

Spring Rate [daN/mm]

Near

Grinding

Hole [mm]

Max

Shaft [mm]

Min

Nr of Coils

Near

F1 [daN]

Near

F2 [daN]

Near

Block [mm]

Near

L2 [mm]

Near

L1 [mm]

Near

Free Len. [mm]

Ext. Diam. [mm]

Near

Int. Diam. [mm]

Min

Max

Wire Diam. [mm]

Near

Pitch [mm]

Near

Weight [g]

Near

Nr of Coils	19.8
Reference	C.190.130.1800.A
Wire Diam. [mm]	1.3
Ext. Diam. [mm]	19
Free Len. [mm]	180
Spring Rate [daN/mm]	0.029478
Material	Music Wire
Grinding	Yes
Int. Diam. [mm]	16.4
Block [mm]	26.39
Weight [g]	11.636
Hole [mm]	19.57
Shaft [mm]	15.908
Pitch [mm]	9.96
Tariff code	4G
Buckling at length [mm]	160.36
Allowable Length	35.13

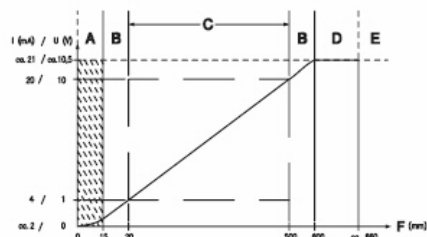
B.1.4.Sensores laser de medição de distância

Specifications

Optical data	
Measurement range ¹⁾	20 ... 500mm
Resolution ²⁾	0.1 ... 0.5mm
Light source	laser
Wavelength	630nm (visible red light)
Light spot	2x6mm ² at 500mm
Laser warning notice	see remarks
Error limits (relative to measurement distance)	
Absolute measurement accuracy ¹⁾	± 2% up to 200mm / ± 4% 200 ... 500mm
Repeatability ³⁾	± 1% up to 200mm / ± 3% 200 ... 500mm
b/w detection thresh. (6 ... 90% rem.)	≤ 1.5%
Temperature drift	≤ 0.2%/°C
Timing	
Measurement time	2 ... 7ms
Response time	≤ 20ms
Delay before start-up	≤ 300ms
Electrical data	
Operating voltage U _B	18 ... 30VDC (incl. residual ripple)
Residual ripple	≤ 15% of U _B
Open-circuit current	≤ 50mA
Switching output/function ⁴⁾	2 push-pull switching outputs pin 2: Q2, PNP light switching, NPN dark switching pin 4: Q1, PNP light switching, NPN dark switching ≥ (U _B -2 V) ≤ 2V
Signal voltage High/Low	voltage 1 ... 10V, R _L ≥ 2kΩ / current 4 ... 20mA, R _L < 500Ω
Analogue output	
Indicators	
Green LED continuous light	ready
flashing (no Teach)	fault, teach values were not applied
off	no voltage
Yellow LED continuous light	object within teach-in measurement distance (output Q1 ⁵⁾)
flashing (no Teach)	teach values were not applied
off	object outside teach-in measurement distance (output Q1 ⁴⁾)
Mechanical data	
Housing	metal
Optics cover	glass
Weight	70g
Connection type	M12 connector, 5-pin, turning
Environmental data	
Ambient temp. (operation/storage)	-20°C ... +50°C/-40°C ... +70°C
Protective circuit ⁷⁾	2, 3
VDE safety class ⁸⁾	II, all-insulated
Protection class ⁹⁾	IP 67, IP 69K ⁹⁾
Laser class	2 (acc. to EN 60825-1)
Standards applied	IEC 60947-5-2

- 1) Luminosity coefficient 6% ... 90%, at 20°C, measurement object ≥ 50x50mm²
- 2) Minimum and maximum value depend on measurement distance and configuration of the analogue output
- 3) Same object, identical environmental conditions, measurement object ≥ 50x50mm²
- 4) The push-pull switching outputs must not be connected in parallel
- 5) No display for output Q2
- 6) 2=polarity reversal protection, 3=short-circuit protection for all outputs
- 7) Rating voltage 250VAC
- 8) In stop position of the turning connector (turning connector locked)
- 9) IP 69K test acc. to DIN 40050 part 9 simulated, high pressure cleaning conditions without the use of additives, acids and bases are not part of the test

Characteristic curve of analogue output:



- A Area not defined
- B Linearity not defined
- C Measurement range
- D Object present
- E No object detected
- F Measurement distance

Order guide

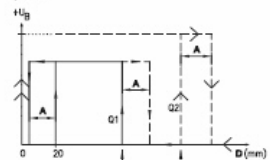
With M12 connector and voltage output and current output
 ODSL 8/V66-500-S12 - 08
 ODSL 8/C66-500-S12 - 08

Designation	Part No.
ODSL 8/V66-500-S12	501 01879
ODSL 8/C66-500-S12	501 08361



Diagrams

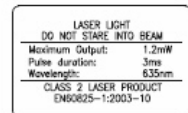
Characteristic curve of switching outputs:



- A Hysteresis
- B Switching point Q1 (teach point)
- C Switching point Q2 (teach point)
- D Measurement distance

Remarks

- Measurement time depends on the reflectivity of the measurement object and on the measurement mode.
- **Approved purpose:**
The ODSL 8 laser distance sensors are optical electronic sensors for the optical, contactless measurement of distance to objects.



B.1.5. Junta universal dos suportes dos electroímans

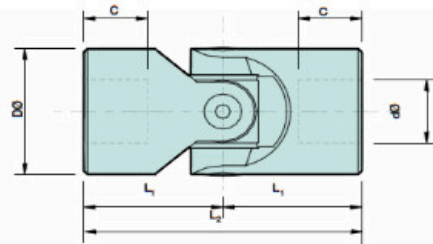
FERRI precision universal joints

Suitable for up to 1000 r/min and up to 45°
 Constructed with wear resistant sliding bushes
 Precision ground surfaces
 Gaiters are recommended for most applications
 Available with round bores to H7 for pinning or with Js9 keyways to BS4235
 Square and hexagonal bores on request

Type G to DIN 808
 Type GB to DIN 7551



Selection – size selection depends on torque, speed and running angle. Contact us with your application.



Type G to DIN 808 Type GB to DIN 7551

Bores d(H7)	Size	Nominal* torque (Nm) at 200 r/min max 10°	Stockline numbers		D	Dimensions (mm)			Weight kg
			Plain bores	Keyways to BS4235		C	L1	L2	
6	01G*	10	U5-77 184	–	16	8	17	34	0.05
8	02G*	10	U5-77 342	–	16	11	20	40	0.05
10	03G*	26	U5-77 421	U5-519 203	22	12	24	48	0.10
12	04G*	35	U5-78 086	U5-519 211	25	13	28	56	0.16
14	05G	48	U5-78 733	U5-519 246	28	13	30	60	0.20
16	1G*	70	U5-80 267	U5-519 254	32	16	34	68	0.30
18	2G	95	U5-94 461	U5-519 262	36	17	37	74	0.45
20	3G*	130	U5-94 508	U5-519 270	42	18	41	82	0.60
22	4G	160	U5-95 241	U5-519 289	45	22	47.5	95	0.95
25	5G*	200	U5-96 222	U5-519 309	50	26	54	108	1.20
30	6G*	240	U5-96 98X	U5-519 317	58	29	61	122	1.85
32	6G1	240	U5-97 700	U5-519 325	58	33	65	130	2.00
35	7G	360	U5-97 727	U5-519 333	70	35	70	140	3.15
40	8G	450	U5-519 175	U5-519 341	80	40	80	160	4.60
50	9G	580	U5-519 191	U5-519 35X	95	50	95	190	7.60
10	03GB	10	U5-264 968	U5-519 455	16	14	26	52	0.05
12	04GB	26	U5-519 376	U5-519 471	22	18	31	62	0.12
16	1GB	35	U5-519 404	U5-519 48X	25	21	37	74	0.20
20	3GB	70	U5-519 412	U5-519 498	32	24	43	86	0.35
25	5GB	130	U5-519 420	U5-519 50X	42	31	54	108	0.80
30	6GB	200	U5-519 439	U5-519 518	50	38	66	132	1.20
40	8GB	360	U5-519 447	U5-519 526	70	48	83	166	2.90

Stockline nos in black — delivery times on request

*These sizes also available in stainless steel. details on request.

Stockline
2003

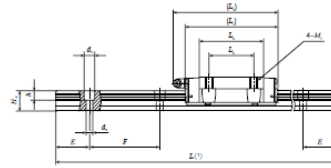
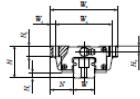
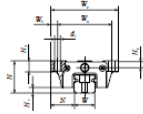
Tel: 01234 321321 • Fax: 01234 261815 • Email: sales@lenze.co.uk

B.1.7. Patins e Carris do sistema de transporte

IKO C-Sleeve Linear Way MH

Flange type, mounting from bottom

Standard : MHT
High rigidity long : MHTG



Model number	Interchangeable	Mass (Reference)		Dimension of assembly mm										Dimension of slide unit mm										Dimension of track rail mm										Recommended mounting bolt for track rail mm Bolt size x length	Basic (1) dynamic load rating C _d	Basic (1) static load rating C _s	Static moment rating (1)			Model number
		Slide unit kg	Track rail kg/m	H	H ₁	N	W ₁	W ₂	W ₃	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	d ₁ (1)	M	H ₁	H ₂	H ₃	W	H ₁	d ₁	d ₂	h	E	F	N	N	N	Z ₁	Z ₂	Z ₃								
MHT 8-SL	☆	0.015	0.32	10	2.1	8	24	19	2.5	24	10	15.3	-	1.9	M 2.5	3.5	2	8	6	2.4	4.2	2.3	10	20	M 2 x 8	1 510	2 120	8.8	5.5	26.9	4.7	MHT 8-SL								
MHT 10-SL	☆	0.031	0.47	12	2.4	10	30	24	3	32	12	21.4	-	2.6	M 3	4.5	2.5	10	7	3.5	6	3.5	12.5	25	M 3 x 8	2 640	3 700	19.2	13.3	11.1	6.1	MHT 10-SL								
MHT 12-SL	☆	0.108	0.86	19	3.2	14	40	32	4	46	15	31.6	50	3.4	M 4	6	4	12	10.5	3.5	6	4.5	20	40	M 3 x 12	6 260	8 330	51.6	44.7	37.9	19.9	MHT 12-SL								
MHT 15	☆	0.22	1.47	24	4.5	16	47	38	4.5	66	30	44.2	69	-	M 5	7	4.5	15	15	4.5	8	6	30	60	M 4 x 16	11 600	13 400	112	95.6	95.6	95.6	MHT 15								
MHT 20	☆	0.47	2.56	30	5	21.5	63	53	5	83	40	56	95	-	M 6	10	5.5	20	18	6	9.5	8.5	30	60	M 5 x 18	18 100	21 100	232	195	195	195	MHT 20								
MHTG 20	☆	0.69								112		84.8	124																				MHTG 20							
MHT 25	☆	0.69								95		63.9	106		M 8	10	6.5	23	22	7	11	9	30	60	M 6 x 22	25 200	28 800	362	359	359	359	MHT 25								
MHTG 25	☆	0.91								118		86.6	129																				MHTG 25							
MHT 30	☆	1.28	4.82	42	7	31	90	72	9	113	52	80.6	124	-	M 10	10	8	28	25	9	14	12	40	80	M 8 x 28	35 400	40 700	623	536	536	536	MHT 30								
MHTG 30	☆	1.69								139		106.6	150																				MHTG 30							
MHT 35	☆	1.79								123		86.2	135	-	M 10	13	10	34	28	9	14	12	40	80	M 8 x 28	48 700	53 700	823	691	691	691	MHT 35								
MHTG 35	☆	2.35								151		114	163	-																			MHTG 35							
MHT 45	☆	3.17								147		103.4	158	-	M 12	15	13	45	34	14	20	17	52.5	105	M 12 x 35	74 600	80 200	1 610	1 150	1 060	1 060	MHT 45								
MHTG 45	☆	4.34								190		146.6	201	-																			MHTG 45							

Note (1): Track rail lengths L are shown in Table 20.4.

(2): Track rail mounting bolts are not appended. Hasegawa socket bolts of JIS B 1175 strength division 12.9 or equivalent are recommended.

(3): The directions of basic dynamic load rating (C_d), basic static load rating (C_s) and static moment rating (Z₁, Z₂ and Z₃) are shown in the sketches below.

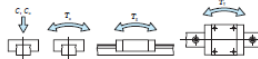
The upper values in the Z₁ and Z₂ column apply to one slide unit, and the lower values apply to two units in close contact.

(4): MHT8-SL, MHT10-SL, MHT12 and MHT12-SL can be mounted also from bottom direction.

Remark: Oil holes are provided for screw and fit module.

In case ordering track rail only, model code is changed as shown below.

Track rail of interchangeable MH → Model code LWH (LW: LW+25R480PSS2)

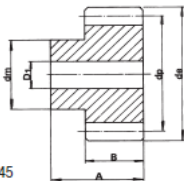


B.1.8. Engrenagem do sistema de transporte



RUOTE DENTATE CILINDRICHE

Ruote dentate cilindriche
con mozzo laterale
Angolo di pressione 20°



MATERIALE: C 45 UNI 7845

LARGHEZZA FASCIA "B" PER:

- MODULO 1 = 15 mm
- MODULO 1.5 = 17 mm
- MODULO 2 = 20 mm
- MODULO 2.5 = 25 mm
- MODULO 3 = 30 mm
- MODULO 4 = 40 mm
- MODULO 5 = 50 mm
- MODULO 6 = 60 mm

LARGHEZZA TOTALE "A" PER:

- MODULO 1 = 25 mm
- MODULO 1.5 = 30 mm
- MODULO 2 = 35 mm
- MODULO 2.5 = 40 mm
- MODULO 3 = 50 mm
- MODULO 4 = 60 mm
- MODULO 5 = 75 mm
- MODULO 6 = 80 mm

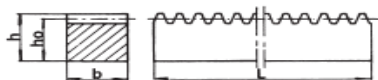
Z	MODULO 3				MODULO 4				MODULO 5				MODULO 6			
	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁	d _e	d _p	d _m	D ₁
12	42	36	25	12	56	48	35	14	70	60	45	16	84	72	54	16
13	45	39	25	12	60	52	40	14	75	65	50	16	90	78	60	16
14	48	42	30	12	64	56	45	14	80	70	55	20				
15	51	45	35	12	68	60	45	14	85	75	60	20	102	90	70	20
16	54	48	38	15	72	64	50	15	90	80	65	20	108	96	75	20
17	57	51	42	15	76	68	50	15	95	85	70	20				
18	60	54	45	15	80	72	50	15	100	90	70	20	120	108	80	20
19	63	57	45	15	84	76	60	15	105	95	70	20				
20	66	60	45	15	88	80	60	15	110	100	80	20	132	120	90	20
21	69	63	45	15	92	84	70	20	115	105	80	20				
22	72	66	50	15	96	88	70	20	120	110	80	25				
23	75	69	50	15	100	92	75	20	125	115	90	25				
24	78	72	50	16	104	96	75	20	130	120	90	25	156	144	110	25
25	81	75	60	16	108	100	75	20	135	125	90	25	162	150	110	25
26	84	78	60	16	112	104	75	20	140	130	100	25				
27	87	81	60	16	116	108	75	20	145	135	100	25				
28	90	84	60	16	120	112	75	20	150	140	100	25				
29	93	87	60	16	124	116	75	20	155	145	100	25				
30	96	90	60	16	128	120	75	20	160	150	100	25				

B.1.9. Cremalheira do sistema de transporte



CREMAGLIERE

Cremagliere
Angolo di pressione 20°



Per montaggio continuo chiedere cremagliere intestate.
NB A richiesta costruiamo cremagliere da M 7 a M 16

MATERIALE: C40 - TRAFILATO - NORMALIZZATO

Modulo	Dimensioni b x h		h ₀	L	kg.
	b	h			
1	15	15	14	500	0.820
				1000	1.640
				2000	3.200
				3000	4.800
1.5	17	17	15.5	500	1.000
				1000	2.050
				2000	4.000
				3000	6.000
2	20	20	18	500	1.410
				1000	2.750
				2000	5.500
				3000	8.200
2.5	25	25	22.5	500	2.100
				1000	4.500
				2000	9.000
				3000	13.400
3	30	30	27	500	3.100
				1000	6.500
				2000	13.000
				3000	19.400
4	30	30	26	500	3.050
				1000	6.100
				2000	12.500
				3000	18.500
4	40	40	36	500	5.500
				1000	11.000
				2000	23.000
				3000	34.000
5	50	50	45	500	8.300
				1000	17.500
				2000	35.000
				3000	52.400
6	60	60	54	500	12.650
				1000	25.500
				2000	51.000
				3000	76.400
10	80	80	70	2000	77.000

B.1.10. Encoder incremental do sistema de transporte

Incremental encoders

Hollow shaft version Typ 3720



- Economical version
- Compact unit size only $\varnothing 37 \times 32$ mm
- Very easy mounting. The encoder is mounted directly on the drive shaft without couplings. This saves up to 30 % cost and 60 % clearance compared to shaft versions.
- Temperature- and ageing compensation
- Short circuit proof outputs
- Resolution up to 2500 ppr;
- (at production start up to 1024 ppr)
- Protection up to IP 67



- Flange and cover made from a new High-Tech-Material (composite material)
- High component integration leads to low profile design, high performance and economical pricing
- "Tube Tech[®]" cable outlet guarantees 10x higher strain relief than traditional cabling methods plus higher IP-Protection.
- Also secures a protection of IP 67
- 1 1/2" (37 mm) diameter housing suitable for replacing resolvers.

Mechanical characteristics:

Speed:	max. 6000 min ⁻¹
Rotors moment of inertia:	appr. 1.4×10^{-6} kgm ²
Starting torque:	< 0.01 Nm
Weight:	appr. 0.1 kg
Protection acc. to EN 60 529:	bearing, shaft: IP 65 cable outlet: IP67
Working temperature:	-20° C up to +70 °C ¹⁾³⁾
Operating temperature:	-20° C up to +80 °C ²⁾³⁾
Materials:	shaft: stainless steel; housing, flange: composite PPA cable: PVC
Shock resistance acc. to DIN-IEC 68-2-27:	1000 m/s ² , 6 ms
Vibration resistance acc. to DIN-IEC 68-2-6:	100 m/s ² , 10 ... 2000 Hz

Electrical characteristics:

Output circuit:	RS 422	Push-pull
	(TTL-compatible)	
Supply voltage:	5 V (±5%)	5 ... 30 V DC
Power consumption (no load)	typ. 70 mA /	typ. 70 mA/
with inverted signal:	max. 100 mA	max. 120 mA
Permissible load/channel:	max. ±20 mA	max. ±20 mA
Pulse frequency:	max. 250 kHz	max. 250 kHz
Signal level high:	min. 2.5 V	min. U _B -2.5 V
Signal level low:	max. 0.5 V	max. 0.5 V
Rise time t _r	max. 200 ns	max. 1 µs
Fall time t _f	max. 200 ns	max. 1 µs
Short circuit proof outputs ¹⁾ :	yes ²⁾	yes
Reverse connection protection at U _B :	no	no
Conforms to CE requirements acc. to EN 50082-2, EN 50081-2 and EN 55011 Class B		

¹⁾ At push pull output and Supply voltage > 15 V DC; max. 55 °C

²⁾ At push pull output and Supply voltage > 15 V DC; max. 60 °C

³⁾ Higher temperatures up to 100 °C on request

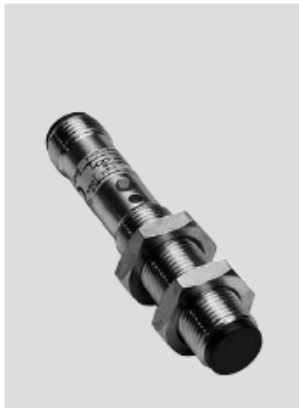
Pulse rates available at short notice:

10, 50, 100, 180, 200, 250, 300, 360, 400, 500, 512, 600, 1024
Other pulse rates available on request

B.1.11. Sensores de proximidade fotoelétricos do sistema de transporte

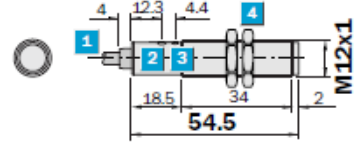
924 SENSICK CATALOGUE

VT 12T-2 Photoelectric proximity switches, energetic, Teach-In



Maßbild

Scanning distance
0 ... 115 mm
0 ... 340 mm
Photoelectric proximity switches



- Sensitivity (scanning range) can be set per Teach-In at the “push of a button” or per control input C
- Minimum number of variants: Switching type LON or D.ON selectable per control input C
- Optic pre-failure message via operating reserve display

- 1 Cable or plug M12, 4-pin
- 2 Sensitivity adjustment (Teach-in button)
- 3 Yellow LED indicator:
 - lights continuously: reception signal > reserve factor 2
 - blinks: Reception signal < reserve factor 2 but > switching threshold 1
- 4 Mounting nuts (2x), SW 17, metal

Technical data	VT 12T-2	P 112	P 410	N 112	N 410	P 132	P 430	N 132	N 430
Scanning distance, max. typical ¹⁾	0 ... 115 mm								
	0 ... 340 mm								
Operating distance ²⁾	2 ... 100 mm								
	2 ... 300 mm								
Sensitivity setting	Manual, per Teach-in button								
	Electronic, per control input C (0 V) ²⁾								
Light source ³⁾ , light type	LED, infrared light								
Light spot diameter	Approx. 20 mm at 100 mm								
	Approx. 28 mm at 300 mm								
Angle of dispersion of sender	Approx. 11.4° (SD = max.),								
	Approx. 22.6° (SD = 1/2 max.)								
	Approx. 5.3° (SD = max.),								
	Approx. 11.2° (SD = 1/2 max.)								
Supply voltage V _S	10 ... 30 V DC ⁴⁾								
Ripple ⁵⁾	≤ 10%								
Current consumption ⁶⁾	≤ 20 mA								
Switching outputs	Q: PNP								
	Q: NPN								
Output current I _A max.	≤ 100 mA								
Switching mode	Light-/Dark-switching selectable ²⁾								
Response time ⁷⁾	≤ 1.25 ms								
Switching frequency max. ⁸⁾	400/s								
Connection types	Cable ⁹⁾ PVC, 2 m, 4 x 0.14 mm ² , Ø 3.75 mm								
	Plug M12, 4-pin								
VDE protection class ¹⁰⁾	□								
Circuit protection ¹¹⁾	A, B, C, D								
Enclosure rating	IP 67								
Ambient temperature T _A	Operation -25 °C ... +70 °C								
	Storage -25 °C ... +70 °C								
Weight	With cable Approx. 54 g								
	With plug Approx. 18 g								
Housing material	Housing: Nickel-coated brass/PA								
	Optics: PC								

¹⁾ Object to be detected with 90% remission (relating to standard white In acc. with DIN 5033); 100 x 100 mm

²⁾ Control input C
- LON/D.ON and
- external Teach-In
C = open: light-switching LON
C = + V_S: dark-switching D.ON
C = 0 V: Sensitivity setting per "external Teach-In" active

³⁾ Average service life 100,000 h at T_A = +25 °C

⁴⁾ Limit values

⁵⁾ May not exceed or fall short of V_S tolerances

⁶⁾ Without load

⁷⁾ Signal transit time with resistive load

⁸⁾ With light/dark ratio 1:1

⁹⁾ Do not bend below 0 °C

¹⁰⁾ Reference voltage 50 V DC

¹¹⁾ A = V_S connections reverse-polarity protected

B = Inputs and output reverse-polarity protected

C = Interference pulse suppression

D = Outputs overload and short-circuit protected

B.1.12.Sensores de fim-de-curso do sistema de transporte

OMRON®

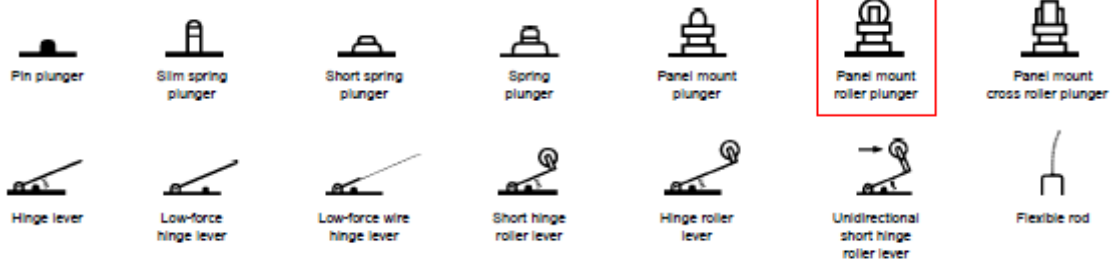
GENERAL PURPOSE

Basic Switch

Z

General Purpose Basic Switch

- High precision basic switch in a variety of styles
- Wide margins of operating conditions increase the operating speed range
- Available in general purpose and drip-proof types

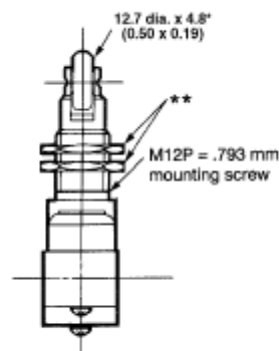
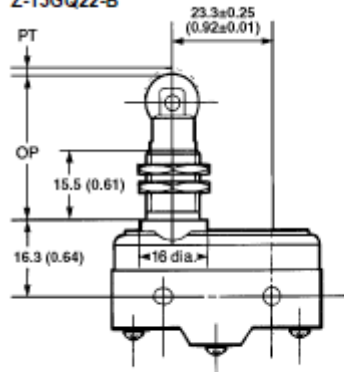


GENERAL PURPOSE TYPE

Standard

Actuator	Operating Characteristics	Rated Current	Part Number	
			Solder Terminal	Screw Terminal
Pin plunger		15 A	Z-15G	Z-15G-B
Slim spring plunger		15 A	Z-15GS	Z-15GS-B
Short spring plunger	Low OP	15 A	Z-15GD	Z-15GD-B
Panel mount plunger	Middle OP	15 A	Z-15GQ	Z-15GQ-B
Panel mount roller plunger		15 A	Z-15GQ22	Z-15GQ22-B
Panel mount cross roller plunger		15 A	Z-15GQ21	Z-15GQ21-B
Hinge lever	Low OF	15 A	Z-15GW	Z-15GW-B
Low-force hinge lever		15 A	Z-15GW4	Z-15GW4-B
Short hinge roller lever		15 A	Z-15GW22	Z-15GW22-B
Hinge roller lever	Parallel	15 A	Z-15GW2	Z-15GW2-B
Unidirectional short hinge roller lever	Low OF	15 A	Z-15GW2277	Z-15GW2277-B

Z-15GQ22-B



* Stainless steel roller
** Two hexagonal nuts (31 x 17 width across flats)

Operating characteristics	Z-15GQ22-B
OF	250 to 350 g
RF min.	114 g
PT max.	0.4 mm (0.02)
OT min.	3.58 mm (0.14)
MD max.	0.05 mm (0.002)
OP	33.4 ± 1.2 mm (1.31 ± 0.05)

B.1.13.Motor eléctrico do sistema de transporte

PM4 motor data

PARVALUX.

MOTOR POWER† 45 - 260 Watts
 TYPE Permanent magnet DC brushed motor
 SPEED* 1500 - 5000 rpm
 VOLTAGE* 12V - 220V DC available range
 CONNECTION* Flying leads 30cm flexible
 SHAFT* Single or double ended on request
 INERTIA 2.83 x 10⁻⁴kgm²
 WEIGHT 2.46 kg
 RADIAL LOAD† 180 N
 INSULATION CLASS F
 IP PROTECTION Totally enclosed (IP54)
 STARTING CURRENT Approx 3 times full load current
 ROTATION Reversible two leads as standard
 OPTIONS See page 36



PM4 pictured with Parvalux standard flange

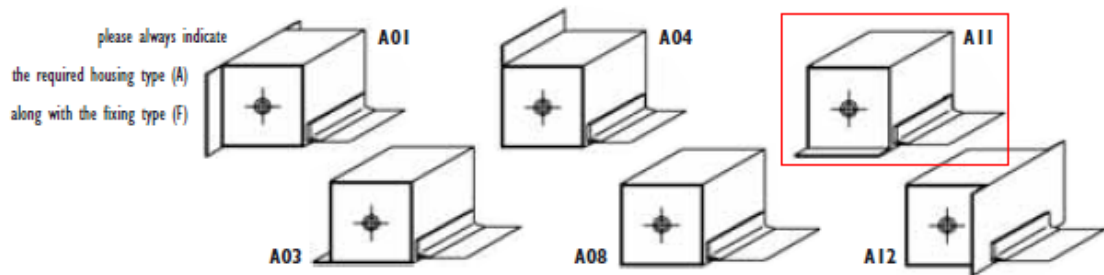
SPEED (Rpm)	MOTOR POWER (WATTS)			TORQUE (NM)			CURRENT (A)**			
	CONT	1 HOUR	15 MIN	CONT	1 HOUR	15 MIN	12V	24V	50V	
1500	45	60	80	0.3	0.4	0.5	0.58	0.42	0.19	No load current (A)
							5.4	2.7	1.4	Full load current (A)
2000	60	80	120	0.3	0.4	0.5	1.1	0.38	0.33	No load current (A)
							7.4	3.5	1.7	Full load current (A)
3000	90	120	160	0.3	0.4	0.5	2.3	1	0.7	No load current (A)
							11.1	5.7	3.2	Full load current (A)
4000	120	160	200	0.3	0.4	0.5	2.3	1.1	0.9	No load current (A)
							16.5	6.5	3.4	Full load current (A)
5000	150	200	260	0.3	0.4	0.5	**Please contact sales support for load currents			

1 Hour		PM 4 MB		PM 4 MB		PM 4 MB		PM 4 MB
		50 watts		80 watts		120 watts		160 watts
		Motor Rating @ 1500 r.p.m.		Motor Rating @ 2000 r.p.m.		Motor Rating @ 3000 r.p.m.		Motor Rating @ 4000 r.p.m.
		OUTPUT TORQUE (Nm)		OUTPUT TORQUE (Nm)		OUTPUT TORQUE (Nm)		OUTPUT TORQUE (Nm)
GEARBOX RATIO	FINAL R.P.M.	COMPOSITE	FINAL R.P.M.	COMPOSITE	FINAL R.P.M.	COMPOSITE	FINAL R.P.M.	COMPOSITE
60:1	25	5.9	33	5.9	50	-	66	-
48:1	31	5.9	42	5.9	63	-	83	-
40:1	38	5.3	50	6.3	75	6.3	100	6.3
20 1/2:1	73	3.3	98	3.9	146	3.9	195	3.9
18 1/2:1	81	2.9	110	3.5	162	3.5	216	3.5
16 1/2:1	91	2.8	121	3.4	182	3.4	242	3.4

B.1.14. Tela de protecção do sistema de transporte

ROLLER Covers

FLEX Aprons



Design data for dimensioning housing and drive

band width	extension	ROLLER with TF drive without housing/ roller diameter	ROLLER with TF drive with housing/ housing dimensions	ROLLER with FM drive without housing/ roller diameter	ROLLER with FM drive with housing/ housing dimensions	ROLLER with SA drive with housing/ housing dimensions
up to 150	up to 300	21 / 28*	40 x 40	40 / 50	60 x 60	40 x 40
up to 150	up to 500	21 / 30	50 x 50	40 / 50	60 x 60	50 x 50
up to 150	up to 1.000	30 / 32	60 x 60	45 / 50	70 x 70	60 x 60
up to 150	up to 1.500	50 / 60	80 x 80	50 / 60	80 x 80	70 x 70
up to 150	up to 2.000	—	—	60 / 70	90 x 90	75 x 75
up to 150	up to 2.500	—	—	70 / 80	110 x 110	80 x 80
up to 150	up to 3.000	—	—	80 / 90	120 x 120	90 x 90
up to 150	up to 4.000	—	—	90 / 100	130 x 130	100 x 100
up to 150	up to 5.000	—	—	100 / 120	140 x 140	110 x 110
up to 150	up to 7.000	—	—	120 / 133	150 x 150	120 x 120
up to 150	up to 9.000	—	—	120 / 133	160 x 160	120 x 120
up to 150	up to 10.000	—	—	120 / 150	170 x 170	120 x 120
up to 300	up to 300	21 / 28	40 x 40	40 / 45	60 x 60	40 x 40
up to 300	up to 500	21 / 28	50 x 50	50 / 60	70 x 70	50 x 50
up to 300	up to 1.000	30 / 32	60 x 60	50 / 60	70 x 70	60 x 60
up to 300	up to 1.500	40 / 45	70 x 70	50 / 60	80 x 80	70 x 70
up to 300	up to 2.000	50 / 60	80 x 80	60 / 70	90 x 90	75 x 75
up to 300	up to 2.500	50 / 60	80 x 80	70 / 80	100 x 100	80 x 80
up to 300	up to 3.000	60 / 70	90 x 90	80 / 90	110 x 110	90 x 90
up to 300	up to 4.000	70 / 80	100 x 100	90 / 100	120 x 120	100 x 100

Remark:

- all dimensions in mm, special types and dimensions upon request
- square housing outer dimensions
- roller size means outer diameter of the tube

- for types without housing: first number for regular spring force/
second number if higher spring force is required,
- housing dimensions for AIR drives on request*

* Aid for interpretation

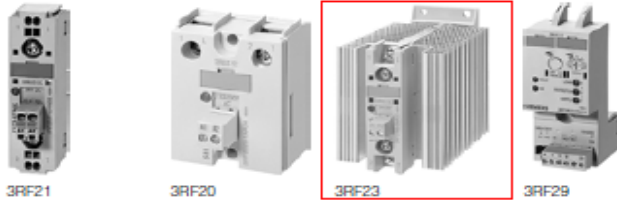
21/28 means a roller diameter of 21 mm for regular and 28 mm for high load

B.1.15. Contactor do quadro de automação e controle

Controls – Solid-State Switching Devices

Introduction

Overview



Order No.	Type current AC-51 ¹⁾ for I_{max} at 40 °C			Type current AC-15 Parameters A	Power loss at I_{max} W	Minimum load current A	Leakage current mA	Rated impulse withstand capacity I_{tstM} A	I^2t value A ² s
	A	A	A						
Main circuit									
3RF23 1.-B..2 3RF23 1.-B..4 3RF23 1.-B..6	10.5	7.5	9.6	6 1200 1/h 50% ON-time	11	0.1	10	200 200 400	200 200 800
3RF23 2.-B..2 3RF23 2.-B..4 3RF23 2.-B..6	20	13.2	17.6	12 1200 1/h 50% ON-time	20	0.5	10	600	1 800
3RF23 3.-B..2 3RF23 3.-B..4 3RF23 3.-B..6	30	22	27	15 1200 1/h 50% ON-time	33	0.5	10	600	1800
3RF23 4.-B..2 3RF23 4.-B..4 3RF23 4.-B..6	40	33	36	20 1200 1/h 50% ON-time	44	0.5	10	1 200 1 200 1 150	7 200 7 200 6 600
3RF23 5.-B..2 3RF23 5.-B..4 3RF23 5.-B..6	50	36	45	25 1200 1/h 50% ON-time	54	0.5	10	1 150	6 600
3RF23 7.-B..2 3RF23 7.-B..4 3RF23 7.-B..6	70	70	62	27.5 1200 1/h 50% ON-time	83	0.5	10	1 150	6 600
3RF23 9.-B..2 3RF23 9.-B..4 3RF23 9.-B..6	88	88	80	30 1200 1/h 50% ON-time	117	0.5	10	1 150	6 600

1) The type current provides information about the performance of the solid-state contactor. The actual permitted rated operational current I_N can be smaller depending on the connection method and start-up conditions. For derating see the characteristic curves on page 4/20.

Type		3RF23 ...0.	3RF23 ...1.	3RF23 ...2.	3RF23 ...4.
Control circuit					
Method of operation		DC operation	AC/DC operation	AC operation	DC operation
Rated control supply voltage U_c	V	24 DC according to EN 61131-2	24 AC/DC	110 ... 230 AC	4 ... 30 DC
Rated frequency of the control supply voltage	Hz	–	AC 50/60 Hz / – DC	50/60 ± 10%	–
Actuating voltage, max.	V	30	26.5 AC / 30 DC	253	30
Rated control current at U_c	A	15	15	6	15
Response voltage • For tripping current	V mA	15 > 2	14 AC / 15 DC > 2	90 > 2	4 > 2
Drop-out voltage	V	5	5	40	1
Operating times • ON-delay	ms	1 + additional max. one half-wave ¹⁾	AC: 40 + additional max. one half-wave ¹⁾ DC: 1 + additional max. one half-wave ¹⁾	40 + additional max. one half-wave ¹⁾	1 + additional max. one half-wave ¹⁾
• OFF delay	ms	1 + additional max. one half-wave	AC: 1 + additional max. one half-wave DC: 1 + additional max. one half-wave	40 + additional max. one half-wave	1 + additional max. one half-wave

1) Only for zero-point-switching devices.

B.1.16. Fonte de alimentação do sistema de análise

**TRACO[®]
POWER**

Industrial Power Supplies
TCL Series 24 - 120 Watt

Features

- Ultracompact Plastic Case
- Connection by Cage Clamps Terminals or Plug-in Screw Terminals
- Reliable snap-on Mounting on DIN-Rails
- Universal Input 85-264 VAC, 50/60 Hz
- Models with 12, 24 and 48VDC Output
- Output Voltage adjustable
- Power Good Signal
- Low Ripple and Noise
- Overload and Short-circuit Protection
- Parallel Operation possible
- Worldwide Safety Approvals
- 3 Year Product Warranty



Models					
Ordercode	Input Voltage Range	Output Power max.	*Output Voltage nom.	Output Current max.	Connection
TCL 024-124	85-264 VAC Universal input 50 / 60 Hz	24 W	24 VDC	1.0 A	Plug-in Screw Terminals
TCL 060-112		60 W	12 VDC	4.0 A	
TCL 060-124			24 VDC	2.5 A	
TCL 060-148		48 VDC	1.25 A		
TCL 120-112		120 W	12 VDC	8.0 A	Cage-Clamps
TCL 120-124			24 VDC	5.0 A	
TCL 024-124C		24 W	24 VDC	1.0 A	
TCL 060-112C		60 W	12 VDC	4.0 A	
TCL 060-124C			24 VDC	2.5 A	
TCL 060-148C			48 VDC	1.25 A	
TCL 120-112C	120 W	12 VDC	8.0 A		
TCL 120-124C		24 VDC	5.0 A		

*Output adjustable

B.1.17. Autómato

V120-22-R6C 1 Graphic Operator Panel & Programmable Logic Controller

24VDC, 6 pnp/npn digital inputs, 6 analog inputs, 1 high-speed counter/shaft encoder input, 6 relay outputs, I/O expansion port, 2 RS232/RS485 ports, CANbus

Power supply	24VDC
Permissible range	20.4VDC to 28.8VDC with less than 10% ripple
Maximum current consumption	190mA@24VDC (pnp inputs) 240mA@24VDC (npn inputs)
Digital inputs	6 pnp (source) or npn (sink) inputs. See Note 1.
Nominal input voltage	24VDC. See Note 2.
Input voltages for pnp (source):	0-5VDC for Logic '0' 17-28.8VDC for Logic '1'
Input voltages for npn (sink):	17-28.8VDC / <2mA for Logic '0' 0-5VDC / >6mA for Logic '1'
Input current	8mA@24VDC
Input impedance	3KΩ
Response time (except high-speed inputs)	10mS typical
Galvanic isolation	None
Input cable length	Up to 100 meters, unshielded
High-speed counter	Specifications below apply when inputs are wired for use as a high-speed counter input/shaft encoder. See Notes 3 and 4.
Resolution	32-bit
Input frequency	10kHz max.
Minimum pulse	40µs

Notes:

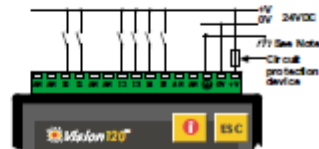
- All 6 inputs can be set to pnp (source) or npn (sink) via a single jumper and appropriate wiring.
- nnp (sink) inputs use voltage supplied from the controller's power supply.
- Input #0 can function as either high-speed counter or as part of a shaft encoder. In either case, high-speed input specifications apply. When used as a normal digital input, normal input specifications apply.
- Input #1 can function as either counter reset, or as a normal digital input; in either case, specifications are those of a normal digital input. This input may also be used as part of a shaft encoder, in this case, high-speed input specifications apply.



Warnings:

- Unused pins should not be connected. Ignoring this directive may damage the controller.
- Improper use of this product may severely damage the controller.
- Refer to the controller's User Guide regarding wiring considerations.
- Before using this product, it is the responsibility of the user to read the product's User Guide and all accompanying documentation.

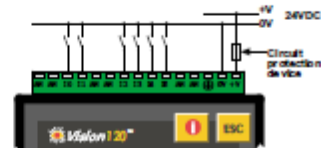
Power supply, pnp (source) inputs



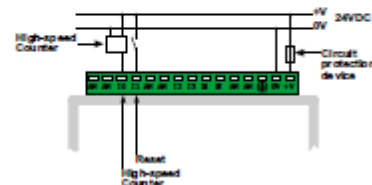
Note:

To avoid electromagnetic interference, mount the controller in a metal panel/cabinet and earth the power supply. Earth the power supply signal to the metal using a wire whose length does not exceed 10cm. If your conditions do not permit this, do not earth the power supply.

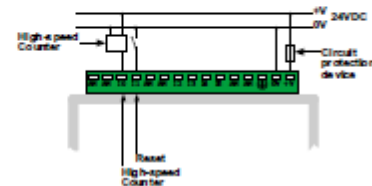
nnp (sink) inputs



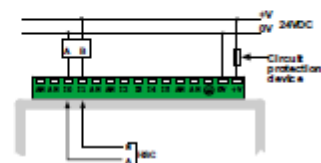
pnp (source) high-speed counter



nnp (sink) high-speed counter



Shaft encoder

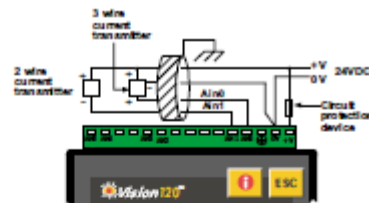
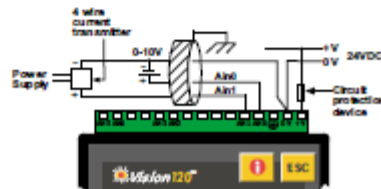


Analog Inputs	
Type of Input	
AN0 - AN1	Two 10-bit, multi-range inputs: 0-10V, 0-20mA, 4-20mA
AN2 - AN5	Four 10-bit, current inputs: 0-20mA, 4-20mA. See Note 5
Conversion method	Successive approximation
Input impedance	
AN0 - AN1	>100K Ω for voltage 500 Ω for current
AN2 - AN5	243 Ω for current
Galvanic isolation	None
Resolution (except 4-20mA)	10-bit (1024 units)
Resolution at 4-20mA	204 to 1023 (820 units)
Conversion time	According to filter
Absolute max. rating	$\pm 15V$
Full scale error	± 2 LSB
Linearity error	± 2 LSB
Status indication	Yes, See Note 6.

Notes:

- Analog inputs AN2 - AN5 can function only as current inputs.
- The analog value can also indicate when the input is functioning out of range. If an analog input deviates above the permissible range, its value will be 1024.

Voltage / Current connection

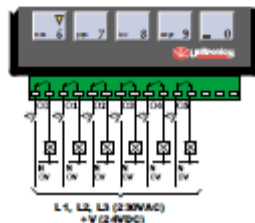


Note:

- Shields should be connected at the signals' source.
The 0V signal of the analog input must be connected to the controller's 0V.

Digital outputs	
Output type	6 relay outputs, 230VAC / 24VDC
Output type	SPST-NO relay
Type of relay	Takamisawa JY-24H-K, or NAIS (Matsushita) JQ1A-24V or OMRON G6B-1114P-24VDC
Isolation	by relay
Output current	5A max. (resistive load) 1A max. (inductive load)
Max. frequency	0.5Hz (at maximum rated load)
Contact protection	External precautions required

Relay Outputs



Graphic Display	
STN, LCD display	
Illumination backlight	LED, yellow-green, software-controlled
Display resolution	128x64 pixels

Keypad	
Sealed membrane	
Number of keys	16

Program	
Application Memory	448K
Memory Bits (coils)	2048
Memory Integers (registers)	1600
Long Integers (32 bit)	256
Double Word (32 bit unsigned)	64
Floats	24
Timers	192
Counters	24
Data Tables	120K (RAM) / 64K (FLASH)
HMI displays	Up to 255
Execution time	0.8 μ s for bit operations

RS232/RS485 serial ports	
Used for:	<ul style="list-style-type: none"> Application Download/Upload Application Testing (Debug) Connect to GSM or standard telephone modem: <ul style="list-style-type: none"> Send/receive SMS messages Remote access programming RS485 Networking

RS232 (See Note 8)	2 ports
Galvanic isolation	None
Voltage limits	$\pm 20V$

RS485 (See Note 8)	2 ports
Input voltage	-7 to +12V differential max.
Cable type	Shielded twisted pair, in compliance with EIA RS485
Galvanic isolation	None
Baud rate	110 - 57600 bps
Nodes	Up to 32

Note:

- RS232/RS485 is determined by jumper settings and wiring.
Refer to the controller's User Guide regarding communications.

IO expansion port	
	Up to 128 additional I/Os, including digital & analog I/Os, RTD and more.

CANbus port	
	Up to 63 nodes
Baud rate range	20Kbps - 1Mbps
Cable length	Up to 1000m for 24VDC network

CANbus connection



Miscellaneous	
Clock (RTC)	Real-time clock functions (Date and Time).
Battery back-up	7 years typical battery back-up for RTC and system data.
Battery	Coin type, 3V lithium battery, CR2450
Weight	320g (11.3 oz)
Operational temperature	0 to 50°C (32 to 122°F)
Storage temperature	-20 to 60°C (-4 to 140°F)
Relative Humidity (RH)	5% to 95% (non-condensing)
Mounting method	DIN-rail mounted (IP20/NEMA1) Panel mounted (IP65/NEMA4X)

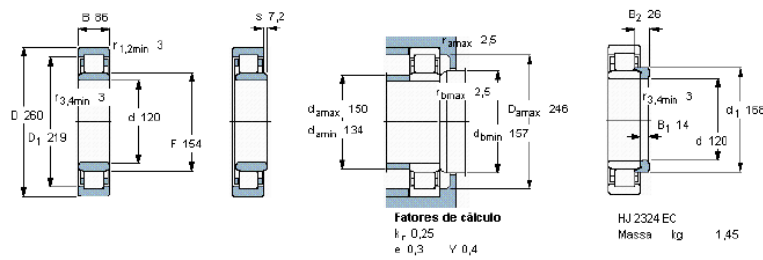
B.2. SISTEMA DE CORRECÇÃO

B.2.1. Rolamento dos rolos de laminagem

Rolamentos de rolos cilíndricos, uma carreira, tipo NU

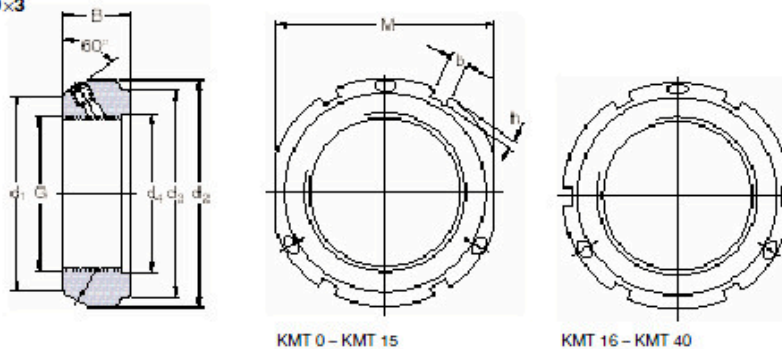


Dimensões principais		Capacidades de carga		Carga limite de fadiga	Velocidades	Velocidade	Massa	Designação	Anel de encosto
		dinâmica	estática	P_u	Velocidade de referência	limite			Designação
d	D	B	C	C_o				* - Rolamento SKF Explorer	
mm			kN		kN	r/min	kg		
120	260	86	915	1040	116	2800	24,0	NU 2324 ECM *	HJ 2324 EC



B.2.2. Porcas para os veios dos rolos de laminagem

KMT lock nuts
M 10x0,75 – M 200x3



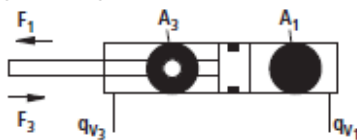
Dimensions	Axial load carrying capacity static			Loosening torque	Grub screws Size	Tightening torque max	Mass	Designations	Appropriate impact spanner					
G	d_1	d_2	d_3	d_4	B	b	h	Lock nut						
mm														
M 120x2	142	155	144	122	32	10	4	860	1 080	M 10	35	1,60	KMT 24	718909
M 130x2	152	165	154	132	32	12	5	920	1 200	M 10	35	1,70	KMT 26	718909
M 140x2	162	175	164	142	32	14	6	980	1 320	M 10	35	1,80	KMT 28	718909
M 150x2	172	185	174	152	32	14	6	1 040	1 440	M 10	35	1,95	KMT 30	718909
M 160x3	182	195	184	162	32	14	6	1 100	1 600	M 10	35	2,10	KMT 32	718910
M 170x3	192	205	192	172	32	14	6	1 160	1 750	M 10	35	2,20	KMT 34	718910
M 180x3	202	215	204	182	32	16	7	1 220	1 900	M 10	35	2,30	KMT 36	718910
M 190x3	212	225	214	192	32	16	7	1 280	2 050	M 10	35	2,40	KMT 38	718910
M 200x3	222	235	224	202	32	18	8	1 340	2 300	M 10	35	2,50	KMT 40	718910

EMCF

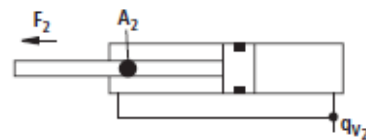
9

Areas, forces, flows

Piston AL Ø mm	Piston rod MM Ø mm	Area ratio φ A_1/A_3	Areas			Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾		
			Piston A_1 cm ²	Rod A_2 cm ²	Annulus A_3 cm ²	Pressure F_1 kN	Diff. F_2 kN	Pulling F_3 kN	Out q_{V1} L/min	Diff. q_{V2} L/min	In q_{V3} L/min
40	22	1.43	12.56	3.80	8.76	31.40	9.50	21.90	7.5	2.3	5.3
	28	1.96		6.16	6.40		15.40	16.00		3.7	3.8
50	28	1.46	19.63	6.16	13.47	49.10	15.40	33.70	11.8	3.7	8.1
	36	2.08		10.18	9.45		25.45	23.65		6.1	5.7
63	36	1.48	31.17	10.18	20.99	77.90	25.45	52.45	18.7	6.1	12.6
	45	2.04		15.90	15.27		39.75	38.15		9.5	9.2
80	45	1.46	50.26	15.90	34.36	125.65	39.75	85.90	30.2	9.5	20.7
	56	1.96		24.63	25.63		61.55	64.10		14.8	15.4
100	56	1.46	78.54	24.63	53.91	196.35	61.55	134.80	47.1	14.8	32.3
	70	1.96		38.48	40.06		96.20	100.15		23.1	24.0
125	70	1.46	122.72	38.48	84.24	306.75	96.20	210.55	73.6	23.1	50.5
	90	2.08		63.62	59.10		159.05	147.70		38.2	35.4
140	90	1.70	153.94	63.62	90.32	384.75	159.05	225.70	92.4	38.2	54.2
	100	2.04		78.54	75.40		196.35	188.40		47.1	45.3
160	100	1.64	201.06	78.54	122.50	502.50	196.35	306.15	120.6	47.1	73.5
	110	1.90		95.06	106.00		237.65	264.85		57.0	63.6
180	110	1.60	254.47	95.06	159.43	636.17	237.65	398.52	152.7	57.0	95.7
	125	1.93		122.72	131.75		306.80	329.37		73.6	79.1
200	125	1.64	314.16	122.72	191.44	785.25	306.80	478.45	188.5	73.6	114.9
	140	1.96		153.96	160.20		384.90	400.35		92.4	96.1
220	140	1.68	380.1	153.9	226.2	950.3	384.8	565.5	228.1	92.4	135.7
	160	2.12		201.0	179.1		502.6	447.7		120.7	107.4
250	160	1.69	490.8	201.0	289.8	1227.2	502.7	724.5	294.5	120.7	173.8
	180	2.08		254.4	236.4		636.2	591.0		152.7	141.8
280	180	1.70	615.7	254.4	361.3	1539.4	636.2	903.2	369.4	152.7	216.7
	200	2.04		314.1	301.6		785.4	753.9		188.5	180.9
320	200	1.64	804.2	314.1	490.1	2010.6	785.4	1225.2	482.5	188.5	294.0
	220	1.90		380.1	424.2		950.3	1060.3		228.1	254.4



¹⁾ Theoretical force (efficiency not taken into account)



²⁾ Stroke velocity

Mounting style overview

CDH1 MP3
See pages 6, 7



CDH1 MP5
See pages 8, 9



CDH1 MT4
See pages 14, 15



CDH1 MF3
See pages 10, 11



CGH1 MF3
See pages 10, 11



CDH1 MS2
See pages 16, 17



CDH1 MF4
See pages 12, 13



CGH1 MT4
See pages 14, 15



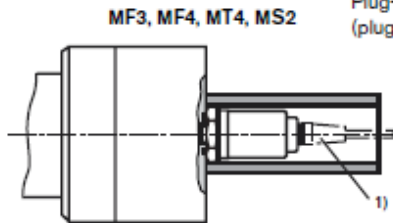
CGH1 MS2
See pages 16, 17



Position measuring system

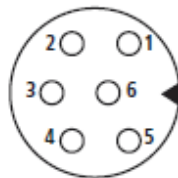
Mounting style

¹⁾ For analogue output:
6-pin Amphenol -
Plug-in connector, Material No. **R900072231**
(plug-in connector is **not** included within the scope of supply, must be ordered separately)



Pin allocation

Position measuring system (analogue output)
Component plug (viewed on the pin side)



Pin	Cable	Signal / current	Signal / voltage
1	grey	4...20 mA	0 - 10 V
2	pink	Gnd	Gnd
3	yellow	n. c.	10 - 0 V
4	green	n. c.	Gnd
5	brown	+24 V DC (±10%)	+24 V DC (±10%)
6	white	Gnd	Gnd

Buckling

The permissible stroke length with a flexibly guided load and a 3.5 safety factor against buckling can be obtained from the appropriate table. When a deviating cylinder installation orientation the permissible stroke length has to be interpolated. Permissible stroke lengths for non-guided loads are available on request.

The calculations for buckling are carried out as follows:

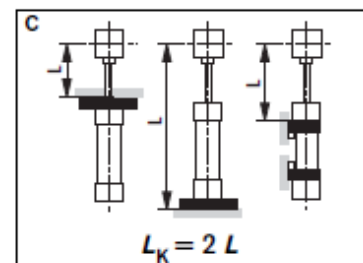
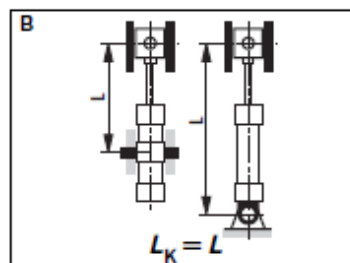
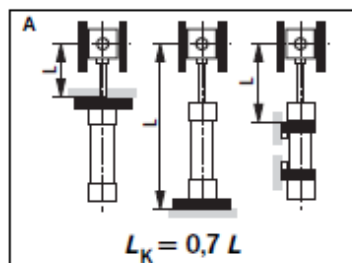
1. Calculation according to Euler

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v \cdot L_K^2} \quad \text{if } \lambda > \lambda_g$$

2. Calculation according to Tetmajer

$$F = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot v} \quad \text{if } \lambda \leq \lambda_g$$

The influence of the mounting style on the buckling length:



Explanation:

E - Modulus of elasticity in N/mm²
- 2.1 x 10⁵ for steel

I - Moment of inertia in mm⁴ for a circular cross-section
- $\frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0.0491 \cdot d^4$

v - 3.5 (safety factor)

L_K - Free buckling length in mm (dependent on the mounting style, see sketches A, B, C)

d - Piston rod Ø in mm

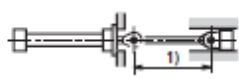


λ - Slenderness ratio

$$= \frac{4 \cdot L_K}{d} \quad \lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0.8 \cdot R_0}}$$

R_0 - Yield strength of the piston rod material

Permissible stroke lengths (nominal dimensions in mm)

Mounting style CDH1: MF3

AL Ø	MM Ø	Permissible stroke lengths at									Max. available stroke lengths	Installation					
		100 bar			160 bar			250 bar									
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°							
40	22	895	915	980	730	735	760	440	450	510	2000	0° 					
	28	1400	1415	1630	1180	1205	1275	970	980	1010							
50	28	1180	1200	1280	955	965	995	700	730	780			3000	45° 			
	36	1785	1855	2160	1530	1570	1695	1275	1290	1340							
63	36	1520	1560	1690	1250	1270	1315	1010	1015	1035		6000			90° 		
	45	2000	2000	2000	1875	1925	2000	1570	1595	1670							
80	45	1855	1905	2000	1540	1560	1630	1140	1180	1280						6000	
	56	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1910	1940	2000							
100	56	2250	2320	2500	1880	1910	2010	1300	1360	1580				6000			
	70	3000	3000	3000	2770	2860	3000	2360	2400	2550							
125	70	2760	2860	3000	2330	2375	2520	1580	1680	1990							6000
	90	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000							
140	90	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2770	2820	2980	6000						
	100	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000							
160	100	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2980	3000	3000			6000				
	110	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000							
180	110	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000		6000					
	125	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000							
200	125	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000					6000		
	140	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000							
220	140	5400	5680	6000	4800	4980	5780	4120	4220	4560				6000			
	160	6000	6000	6000	5820	6000	6000	5150	5330	6000							
250	160	6000	6000	6000	5450	5660	6000	4720	4840	5290						6000	
	180	6000	6000	6000	6000	6000	6000	5730	5920	6000							
280	180	6000	6000	6000	6000	6000	6000	5270	5420	5970	6000						
	200	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000							
320	200	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000			6000				
	220	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000							

1) Perm. stroke length

B.2.5.Válvula limitadora de pressão do circuito do actuador

Electric Drives and Controls | Hydraulics | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service

Rexroth
Bosch Group

Pressure relief valve,
direct operated

RE 25402/02.09 1/16
Replaces: 08.08

Type DBD

Sizes 6 to 30
Component series 1X
Maximum operating pressure 630 bar [9150 psi]
Maximum flow 330 l/min [87 US gpm]

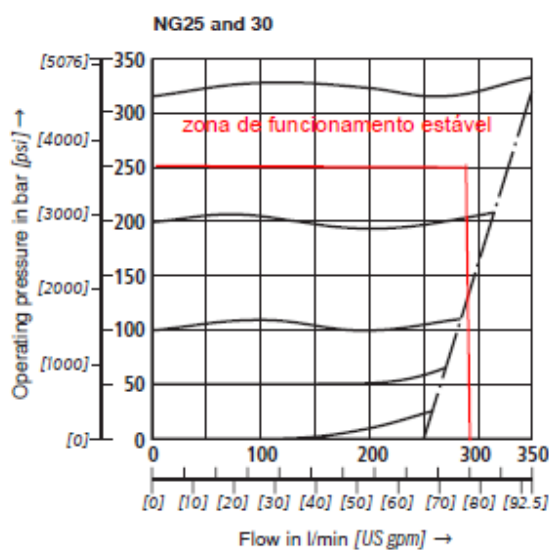


Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)**General**

Size	NG	6 and 8	10	15 and 20	25 and 30
Weight	See pages 7, 9 and 11				
Installation position	Optional				
Ambient temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)			
Minimum strength of housing materials	Housing materials must be selected so that sufficient safety is provided under all conceivable operating conditions (e.g. with regard to compressive strength, thread stripping strength and tightening torques).				

Hydraulic

Maximum operating pressure	- Inlet	bar [psi]	400 [5800]	630 [9150]	400 [5800]	315 [4568]
	- Outlet	bar [psi]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]
Maximum flow (standard valves)	See characteristic curves on page 6					
Hydraulic fluid	Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ¹⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ¹⁾ ; HEPG (polyglycols) ²⁾ ; HEES (synthetic esters) ²⁾ ; other hydraulic fluids on request					
Hydraulic fluid temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)				
Viscosity range	mm ² /s [SUS]	10 to 800 [60 to 3710]				
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)	Class 20/18/15 ³⁾					

Characteristic curves (measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C} [104 \text{ °F} \pm 9 \text{ °F}]$)

B.2.6.Válvula direccional do circuito do actuador

3/2, 4/2 and 4/3 directional valves, internally pilot operated, externally pilot operated

RE 24751/08.08
Replaces: 02.03

1/38

Types 4WEH and 4WH

Sizes 10 to 32
Component series 4X; 6X; 7X
Maximum operating pressure 350 bar [5076 psi]
Maximum flow 1100 l/min [290 US gpm]



Features

- 2 types of actuation:
 - Electrohydraulic (type WEH)
 - Hydraulic (type WH)
- For subplate mounting
- Porting pattern to ISO 4401 and NFPA T3.5.1 R2
- For subplates to data sheets RE 45054 to RE 45060 (separate order), see page 32
- Spring- or pressure-centering, spring end position or hydraulic end position
- Wet-pin DC or AC voltage solenoids, optional
- Manual override, optional
- Electrical connection as individual or central connection, see RE 23178 and RE 08010
- Switching time adjustment, optional
- Pre-load valve in channel P of main valve, optional
- Stroke adjustment of main spool, optional
- Stroke adjustment and/or end position control, optional
- Inductive position switches and proximity sensors (contactless), see RE 24830

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

Hydraulic

Sizes	NG	10	16	25 4W.H 22	25 4W.H 25	32
Maximum operating pressure						
- Ports P, A, B	Type 4WEH	bar [psi] 280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]
	Type H-4WEH	bar [psi] 350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]
- Port T	Pilot oil drain Y external	Type 4WEH bar [psi] 280 [4061]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]
	Type H-4WEH	315 [4568]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]
	Pilot oil drain Y internal ¹⁾	bar [psi] 210 [3046] with DC voltage; 160 [2320] with AC voltage				
- Port Y	External pilot oil drain	bar [psi] 210 [3046] with DC voltage; 160 [2320] with AC voltage				
	Type 4WH	bar [psi] 250 [3626]	250 [3626]	210 [3046]	250 [3626]	250 [3626]
	Type H-4WH	bar [psi] 315 [4568]	315 [4568]	270 [3916]	315 [4568]	315 [4568]
Hydraulic fluid ²⁾		Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ³⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ³⁾ ; HEPG (polyglycols) ⁴⁾ ; HEES (synthetic esters) ⁴⁾ ; other hydraulic fluids on request				
Hydraulic fluid temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -20 to +80 [-4 to +176] (FKM seals)				
Viscosity range	mm ² /s [SUS]	2.8 to 500 [35 to 2320]				
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ⁵⁾				
Maximum pilot pressure ⁶⁾	bar [psi]	250 [3626]	250 [3626]	210 [3046]	250 [3626]	250 [3626]

B.2.7.Válvula proporcional redutora de pressão

Proportional pressure reducing valve, pilot operated

RE 29176/04.05 1/10
Replaces: 11.02

Types DRE(M) and DRE(M)E

Sizes 10 and 25 ¹⁾
Component series 5X
Maximum operating pressure 315 bar
Maximum flow 300 L/min



RE 29176/04.05 | DRE(M); DRE(M)E

Hydraulics | Bosch Rexroth AG 5/10

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

General

Size		Size	10	25
Weight	- DRE and DREM	kg	5.1	6.0
	- DREE and DREME	kg	5.2	6.1
Installation orientation			Optional	
Storage temperature range		°C	- 20 to + 80	
Ambient temperature range	- DRE and DREM	°C	- 20 to + 70	
	- DREE and DREME	°C	- 20 to + 50	

Hydraulic (measured with HLP 46; $v_{oil}^j = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$)

Size		Size	10	25
Max. operating pressure	- Ports A and B	bar	315	
	- Port Y		Separately and at zero pressure to tank (inside pipe $\varnothing \geq 5 \text{ mm}$; pipe length $< 2500 \text{ mm}$)	
Max. set pressure in channel A	- Pressure stage 50 bar	bar	50	
	- Pressure stage 100 bar	bar	100	
	- Pressure stage 200 bar	bar	200	
	- Pressure stage 315 bar	bar	315	
Min. set pressure in channel A with zero command value		bar	2	
Maximum pressure relief function			Pressure adjustment range: Factory setting:	
	- Pressure stage 50 bar	bar	30 to 70	to 70 bar
	- Pressure stage 100 bar	bar	50 to 130	to 130 bar
	- Pressure stage 200 bar	bar	90 to 230	to 230 bar
	- Pressure stage 315 bar	bar	150 to 350	to 350 bar
Max. flow of main valve		L/min	200	300
Pilot oil flow		cm ³ /min	800	
Hydraulic fluid			Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524, phosphate ester (HFD-R)	
Hydraulic fluid temperature range		°C	- 20 to + 80	
Viscosity range		mm ² /s	15 to 380	
Max. permissible degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)			Class 20/18/15 ¹⁾	
Hysteresis		%	± 2.5 of max. set pressure	
Repeatability		%	$< \pm 2$ of max. set pressure	
Linearity		%	± 2 of max. set pressure	
Manufacturing tolerance of command value/pressure	- DRE and DREM	%	± 2.5 of max. set pressure	
	- DREE and DREME	%	± 1.5 of max. set pressure	
curve, referred to hysteresis curve, increasing pressure				
Step response $T_u + T_g$	10 → 90%	ms	130	Measured with static hydraulic fluid column, 15 litres in port A
	90 → 10%	ms	120	


Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)**Electrical**

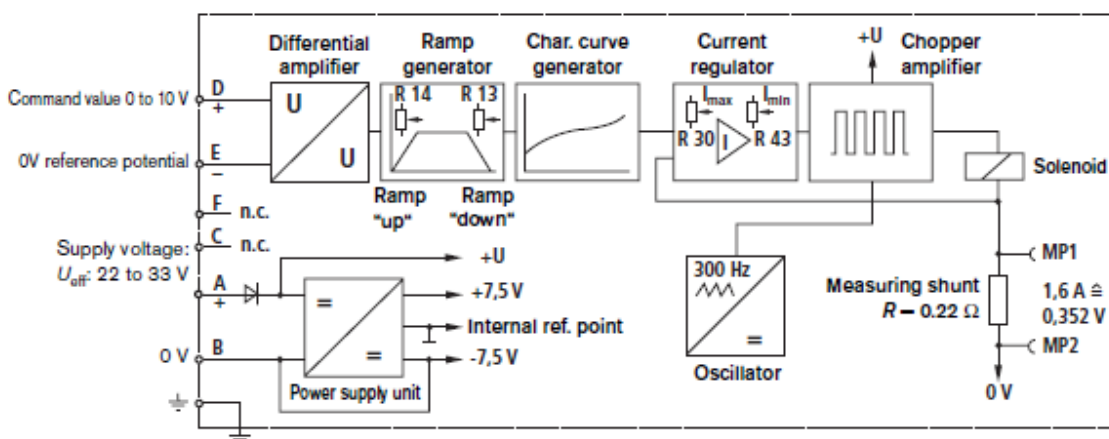
Supply voltage		V	24 DC
Min. solenoid current	- DRE and DREM	mA	50
	- DREE and DREME	mA	100
Max. solenoid current	- DRE and DREM	mA	800 (corresponds to 100% command value)
	- DREE and DREME	mA	1440 to 1760
Coil resistance	- Cold value at 20 °C	Ω	19.5 for DRE / DREM; 5.4 Ω for DREE / DREME
	- Max. hot value	Ω	28.8 for DRE / DREM; 7.8 Ω for DREE / DREME
Duty cycle		%	100
Electrical connection	- DRE and DREM		With component plug to DIN EN 175301-803 Cable socket to DIN EN 175301-803 ¹⁾
	- DREE and DREME		With component plug to DIN EN 175201-804 Cable socket to DIN EN 175201-804 ¹⁾
Type of protection of the valve to EN 60529			IP 65 with cable socket mounted and locked

Control electronics

- DREE and DREME			Integrated in the valve (see page 7)
- DRE and DREM			
• Amplifier in Euro-card format (separate order)	analogue		VT-VSPA1(K)-1 according to data sheet RE 30111
	digital		VT-VSPD-1 according to data sheet RE 30123
• Amplifier of modular design (separate order)	analogue		VT 11724 according to data sheet RE 29866

¹⁾ Separate order, see below

 **Note:** For details regarding **environment simulation testing** in the fields of EMC (electromagnetic compatibility), climate and mechanical stress, see RE 29176-U (declaration on environmental compatibility).

Integrated electronics (OBE) for types DREE, DREME**Block circuit diagram / pin assignment of integrated electronics**

B.2.8. Caixa de engrenagens para o motor hidráulico

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technology

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

Planetary Gear Units REDULUS

RE 76120 / 10.05 1/28

GMH / GME

Continuous Output Torque
from 7 to 3,300 kNm
Ratios
from 17 to 2,334



for hydraulic and electric motor drives

RE 76120/10.05 | REDULUS GMH / GME

Bosch Rexroth AG 7/28

Gearbox Selection

Standard Transmission Ratio Ranges
(Coaxial Gearbox Design)

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

i – Desired gearbox transmission ratio

n_1 – Drive motor speed in min^{-1}

n_2 – Driven machine speed in min^{-1}

Gearbox Size Type GMH / GME	Continuous Output Torque $T_{2, \text{Output}}$ Nm	Ratio Ranges		
		2-stage	3-stage	4-stage
0017 T	7,100	17 - 55	78 - 106	*
0036 T	14,500	17 - 24	68 - 154	*
0040 T	12,000	37 - 49	*	*
0050 T	20,000	18 - 38	67 - 147	314 - 1052
0060 T	24,000	17 - 40	65 - 141	*
0080 T	31,000	17 - 35	62 - 175	287 - 1096
0102 T	34,000	42 - 57	*	*
0110 T	46,000	17 - 43	62 - 175	317 - 1096
0160 T	70,000	18 - 24	62 - 252	305 - 576
0200 R	78,600	28 - 56	87 - 265	514 - 2334
0220 T	105,000	19 - 28	64 - 366	*
0300 R	117,000	28 - 56	87	514 - 1506
0330 T	150,000	21 - 24	89 - 303	*
0425 R	162,000	28 - 56	121 - 265	469 - 981
0600 T	300,000	24	*	*
0615 R	245,000	29 - 55	123 - 265	478 - 981

Gearbox Selection

Precise Ratios

Preferable ratios – printed in bold / * – reduced torque

GMH / GME	2-stage	3-stage
0017 T	17.27 • 20.44* • 27.43 • 27.96* • 33.14 • 38.57 • 46.42 • 54.95*	78.95* • 89.23 • 105.63*
0036 T	16.61 • 18.37 • 24.00	80.36 • 101.02 • 117.55 • 153.60
0040 T	36.88 • 42.04 • 49.28	
0050 T	18.20 • 20.25 • 23.03 • 27.00	74.93 • 85.21 • 92.12 • 100.75 • 126.66 • 147.39
0060 T	16.61 • 20.71	64.77 • 87.46 • 95.80 • 106.53 • 120.83 • 140.86
0080 T	16.61 • 20.71	62.28 • 72.82 • 80.15 • 99.97 • 111.86 • 127.94 • 150.92
0102 T	41.91 • 56.53	
0110 T	16.61 • 18.37 • 24.00	80.53 • 88.64 • 96.83 • 99.18 • 105.23 • 129.60 • 148.24 • 174.86
0160 T	18.37 • 20.71 • 24.00	94.71 • 102.60 • 124.58 • 140.51 • 192.86 • 211.77 • 252.00
0200 R	28.23 • 30.53 • 33.33 • 47.37	109.02 • 265.26
0220 T	19.14 • 28.00	64.43 • 81.23 • 98.69 • 106.92 • 144.38 • 146.43 • 156.41 • 189.91 • 247.06 • 366.00
0300 R	30.53 • 33.33 • 36.84 • 39.47 • 47.37	87.41 • 312.42*
0330 T	20.71	113.93 • 169.86 • 210.86 • 253.01 • 303.43
0425 R	28.23 • 47.37	265.26
0600 T		
0615 R	33.84	

Gearbox Design

Mechanical Review

Gearbox Size Type GMH / GME	Continuous Output Torque $T_{2\text{ Dauer}}$ Nm	Reduced Rated Output Torque $T_{2\text{ red}}$ Nm	Output Speed for $L_{h10} = 10,000$ n_{Lh} min
0017 T	7,100	5,800	27.4
0036 T	14,500		20.9
0040 T	12,000		62.2
0050 T	20,000		25.5
0060 T	24,000		23.6
0080 T	31,000		33.4
0102 T	34,000		62.0
0110 T	46,000		15.2
0160 T	70,000		27.1
0200 R	78,600		80.9
0220 T	105,000		37.1
0300 R	117,000		115.5
0330 T	150,000		16.2
0425 R	162,000		89.4

Gearbox Design

Review of Maximum Starting Torque T_M

$$T_M \times i_{\text{nom}} \times f_M / T_{2 \text{ Dauer}} - C \leq C_{zul}$$

T_M – Rated motor torque

i_{nom} – Transmission ratio

f_M – Motor start-up factor

$T_{2 \text{ Dauer}}$ – Continuous output torque of gearbox

C – Start-up factor

C_{zul} – Admissible start-up factor

Gearbox Size Type GMH / GME	Rated Output Torque in Nm T_N	Admissible Start-up Factor Related to Output Side Attachment	
		Flange-mounted/ Foot-mounted C_{zul}	Hollow Shaft with Shrink Disk C_{zul}
0017 T	7,100	2.9	2.5
0036 T	14,500	3.0	2.4
0040 T	12,000	3.0	*
0050 T	20,000	3.0	1.7
0060 T	24,000	3.0	*
0080 T	31,000	2.9	1.9
0102 T	34,000	3.0	*
0110 T	46,000	3.0	1.8
0160 T	70,000	3.0	2.0
0200 R	78,600	2.6	2.3
0220 T	105,000	3.0	2.3
0300 R	117,000	2.3	2.1

B.2.9.Motor hidráulico

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

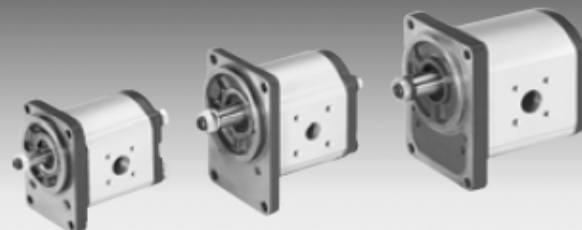
Rexroth
Bosch Group

External Gear Motors

RE 14 026/05.09
Replaces:
RE 14 026/01.05

AZMF ..., AZMN ..., AZMG ...

Model F = 8 ... 22.5 cm³/rev
N = 25 und 28 cm³/rev
G = 22.5 ... 45 cm³/rev



Design calculations for motors

The design calculations for motors are based on the following parameters:

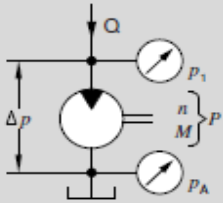
V [cm ³ /rev]	Displacement
Q [l/min]	Inlet flow rate
p [bar]	Pressure (p_1, p_A)
M [Nm]	Output torque
n [rev/min]	Output speed
P [kW]	Output power

It is also necessary to allow for different efficiencies such as:

η_v	Volumetric efficiency
η_{hm}	Mechanical-hydraulic efficiency
η_t	Total efficiency

The following formulas describe the various relationships. They include correction factors for adapting the parameters to the usual units encountered in practice.

Note: Diagrams providing approximate selection data can be found on subsequent pages. These graphs contain the levels of efficiency in each case.



$$Q = \frac{V \cdot n}{\eta_v} \cdot 10^{-1}$$

$$\Delta p = \frac{M}{1.59 \cdot V \cdot \eta_{hm}} \cdot 10^4$$

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{6} \cdot 10^{-4}$$

$$V = \frac{Q \cdot \eta_v}{n} \cdot 10$$

$$V = 1.59 \cdot \frac{M}{\Delta p \cdot \eta_{hm}} \cdot 10^4$$

$$n = \frac{Q \cdot \eta_v}{V}$$

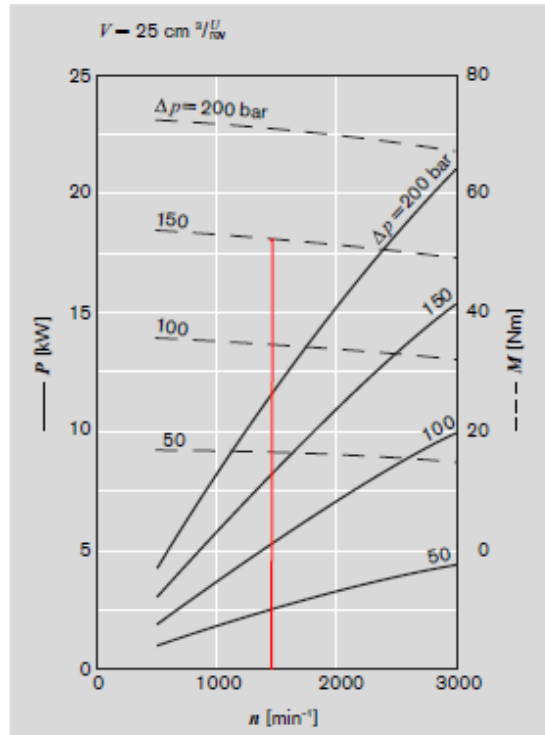
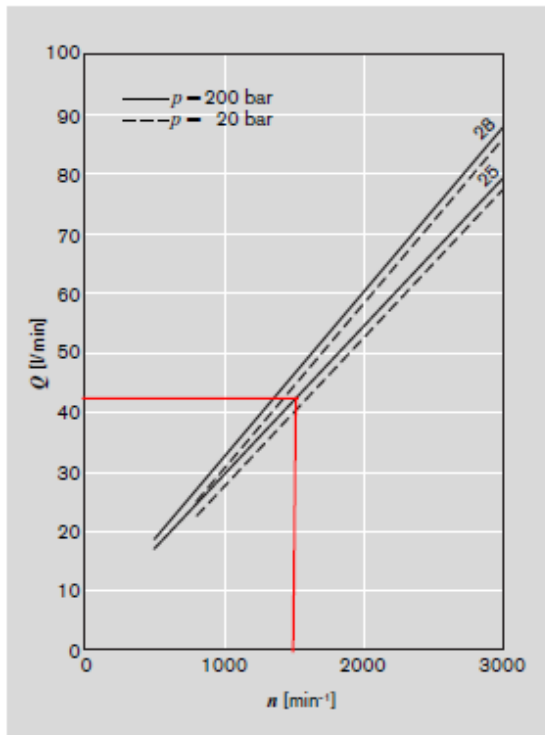
$$M = 1.59 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm} \cdot 10^{-4}$$

Q [l/min]	n [rev/min]	Δp [bar]	Note: η [%]
η_v	η_{hm}	η_t	
Δp	M [Nm]	P [kW]	
$\Delta p \cdot Q$	P		

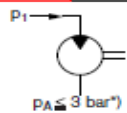
Diagrams Model "N"

$v = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$, $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

$Q = f(n, V)$ incl. η_v
 $P = f(n, p)$ ——— incl. η_t
 $M = f(n, p)$ - - - - - incl. η_{hm}



Model N

Displacement	cm ³ /rev	25	28
max. continuous pressure p_1	bar	210	200
max. starting pressure p_2		240	230
min. rotational speed	min ⁻¹	500	
max. rotational speed p_1		3,000	
Motor outlet pressure p_A Leakage-oil line pressure p_L	bar		

External gear motors with integrated speed sensor



The DSM1-10 Hall-effect speed sensor was specially developed for tough use in mobile work machines. The sensor detects the speed signal of ferromagnetic gear wheels. In this process, as an active sensor, it supplies a signal with constant amplitude independent of the rotational speed. Due to its compact, sturdy design, the gear motor with integrated sensor is suitable for the applications such as

- In fan drives for buses, trucks and construction machinery from 7 to 20 kW
- As a vibration drive for road rollers and road construction machinery

For additional information see: **Speed Sensor DSM RE 95 132**
<http://www.boschrexroth.com/brm>

B.2.10.Sensor de efeito Hall do motor hidráulico

Electric Drives and Controls
Hydraulics
Linear Motion and Assembly Technologies
Pneumatics
Service


Rexroth
 Bosch Group

Speed sensor DSM

Data Sheet

Series 10
Hall-effect sensor for contactless speed measurement

RE 95132/06.09 1/12
Replaces: 03.09



RE 95132/06.09 | DSM Series 10
Bosch Rexroth AG 11/12

Gear specifications

Material

The sensor rings must be magnetically conductive. The material should be magnetically soft. So far free-cutting steels, hardened steels, sintered material (e.g. St37, 9SMn28, C45, GG20, GGG40, X8Cr17) have been tested.

Gear meshing data

valid for base tooth count 48

		Nominal size	Permissible deviations
z	Base tooth count 48		-
t	Pitch	> 4.1 mm	-
T _p	Adjacent pitch error		+/- 4 %
T _p	Total pitch error		4 %

Technical data

Type	DSM1-10
Nominal voltage	12 V
Sensor operating voltage (U_{Sensor})	4.5 V to 20.0 V
Current consumption	maximum 16.8 mA
Sensor current	
I_{Low}	7 mA \pm 20 %
I_{High}	14 mA \pm 20 %
Signal ratio $I_{\text{High}}/I_{\text{Low}}$	\geq 1.9
Tooth frequency	up to 5 kHz ¹⁾
Signal frequency (\rightarrow tooth frequency x 2)	up to 10 kHz ¹⁾
Measurement distance	typically 1.5 to no more than 3 mm ²⁾
Rotary direction signal	PWM signal (see page 5)
Electromagnetic compatibility	
Stripline (DIN 1145 2-5) 1 MHz to 400 MHz	200 V/m
Free field (DIN 1145 2-2) 200 MHz to 1 GHz	150 V/m
Overvoltage resistance	24 V, 10 • 5 min
Inverse-polarity protection	
Inverse-polarity current	\leq 195 mA Protective circuit must be provided in controller or externally!
Vibration resistance (IEC 60068-2-34)	
Random-shaped vibration	0.05 g ² /Hz 20 to 2000 Hz
Shock resistance (IEC 60068-2-27)	1000 m/s ² , 6 ms, 12x in each direction (positive/negative)
Resistance to salt spray (DIN 50 021-SS)	168 h
Type of protection (DIN 40 050-9)	IP69K
Operating temperature	
Sensor zone	-40 °C to +150 °C
Cable zone	-40 °C to +115 °C
Storage temperature (IEC 68-2-1 Aa, IEC 68-2-2 Ba)	-40 °C to +50 °C
Case material	Plastic/brass
Mass	55 g
Installation position	see page 10
Pressure resistance of measuring surface	5 bar

¹⁾ Tooth frequencies greater than 2500 Hz may have an effect on jitter and magnetic thresholds.

²⁾ Optimum air gap strongly dependent on application (magnetic field, gear material, ...)

B.2.11. Válvula limitadora de pressão do circuito do motor

Electro Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

**Pressure relief valve,
direct operated**

RE 25402/02.09 1/16
Replaces: 08.08

Type DBD

Sizes 6 to 30
Component series 1X
Maximum operating pressure 630 bar [9150 psi]
Maximum flow 330 l/min [87 US gpm]

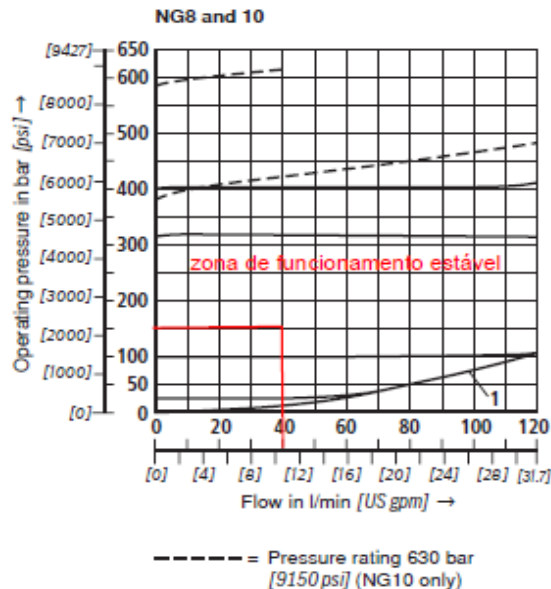


Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)**General**

Size	NG	6 and 8	10	15 and 20	25 and 30
Weight	See pages 7, 9 and 11				
Installation position	Optional				
Ambient temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)			
Minimum strength of housing materials	Housing materials must be selected so that sufficient safety is provided under all conceivable operating conditions (e.g. with regard to compressive strength, thread stripping strength and tightening torques).				

Hydraulic

Maximum operating pressure	- Inlet	bar [psi]	400 [5800]	630 [9150]	400 [5800]	315 [4568]
	- Outlet	bar [psi]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]	315 [4568]
Maximum flow (standard valves)	See characteristic curves on page 6					
Hydraulic fluid	Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ¹⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ¹⁾ ; HEPG (polyglycols) ²⁾ ; HEES (synthetic esters) ²⁾ ; other hydraulic fluids on request					
Hydraulic fluid temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -15 to +80 [5 to 176] (FKM seals)				
Viscosity range	mm ² /s [SUS]	10 to 800 [60 to 3710]				
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)	Class 20/18/15 ³⁾					

Characteristic curves (measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$ [104 °F \pm 9 °F])

B.2.12.Válvula direccional do circuito do motor

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

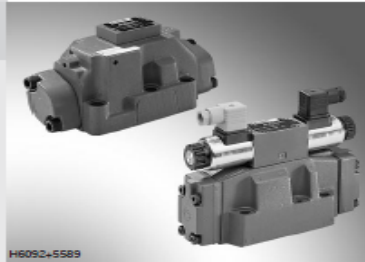
3/2, 4/2 and 4/3 directional valves, internally pilot operated, externally pilot operated

RE 24751/08.08
Replaces: 02.03

1/38

Types 4WEH and 4WH

Sizes 10 to 32
Component series 4X; 6X; 7X
Maximum operating pressure 350 bar [5076 psi]
Maximum flow 1100 l/min [290 US gpm]



Features

- 2 types of actuation:
 - Electrohydraulic (type WEH)
 - Hydraulic (type WH)
- For subplate mounting
- Porting pattern to ISO 4401 and NFPA T3.5.1 R2
- For subplates to data sheets RE 45054 to RE 45060 (separate order), see page 32
- Spring- or pressure-centering, spring end position or hydraulic end position
- Wet-pin DC or AC voltage solenoids, optional
- Manual override, optional
- Electrical connection as individual or central connection, see RE 23178 and RE 08010
- Switching time adjustment, optional
- Pre-load valve in channel P of main valve, optional
- Stroke adjustment of main spool, optional
- Stroke adjustment and/or end position control, optional
- Inductive position switches and proximity sensors (contactless), see RE 24830

14/38 Bosch Rexroth AG | Hydraulics

4WEH.../4WH... | RE 24751/08.08

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

Hydraulic

Sizes	NG	10	16	25 4W.H 22	25 4W.H 25	32
Maximum operating pressure						
- Ports P, A, B	Type 4WEH	bar [psi] 280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]	280 [4061]
	Type H-4WEH	bar [psi] 350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]	350 [5076]
- Port T	Pilot oil drain Y external	Type 4WEH bar [psi] 280 [4061]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]
	Type H-4WEH	315 [4568]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]	250 [3626]
	Pilot oil drain Y internal ¹⁾	bar [psi] 210 [3046] with DC voltage; 160 [2320] with AC voltage				
- Port Y	External pilot oil drain	bar [psi] 210 [3046] with DC voltage; 160 [2320] with AC voltage				
	Type 4WH	bar [psi] 250 [3626]	250 [3626]	210 [3046]	250 [3626]	250 [3626]
	Type H-4WH	bar [psi] 315 [4568]	315 [4568]	270 [3916]	315 [4568]	315 [4568]
Hydraulic fluid ²⁾		Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 ³⁾ ; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ³⁾ ; HEPG (polyglycols) ⁴⁾ ; HEES (synthetic esters) ⁴⁾ ; other hydraulic fluids on request				
Hydraulic fluid temperature range	°C [°F]	-30 to +80 [-22 to +176] (NBR seals) -20 to +80 [-4 to +176] (FKM seals)				
Viscosity range	mm ² /s [SUS]	2.8 to 500 [35 to 2320]				
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)		Class 20/18/15 ⁵⁾				
Maximum pilot pressure ⁶⁾	bar [psi]	250 [3626]	250 [3626]	210 [3046]	250 [3626]	250 [3626]

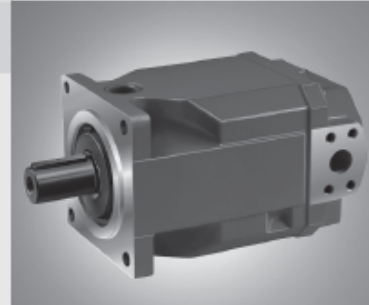
B.2.13. Bomba hidráulica do circuito do actuador

Fixed Displacement Pump A4FO

RE 91 455/04.00
replaces: 01.94

for open circuits

Sizes 16...500
Series 1, Series 3
Nominal pressure up to 400 bar
Peak pressure up to 450 bar



Technical Data

valid for operation with mineral oils

Sizes 16...40

Working pressure range inlet

Absolut pressure at port S (suction port)

$p_{abs. min}$ 0,8 bar
 $p_{abs. max}$ 2 bar

Working pressure range outlet

Maximum pressure at port A or B (pressure data to DIN 24312)

Nominal pressure p_N 400 bar
Peak pressure p_{max} 450 bar

Note:

When mounting further pumps at the through drive of the A4FO the max. input torque of the drive shaft has not to be exceeded (as to page 15). This may necessitate a limitation of the max. admissible pressure values.

Sizes 71...500

Working pressure range inlet

Absolut pressure at port S (suction port)

$p_{abs. min}$ 0,8 bar
 $p_{abs. max}$ 30 bar

Working pressure range outlet

Maximum pressure at port A or B (pressure data to DIN 24312)

Nominal pressure p_N 350 bar
Peak pressure p_{max} 400 bar

Flushing of the bearings (Sizes 125...500)

For informations about operating conditions, flushing quantities and notes on bearing flushing see data sheet RE 92 050 (A4VSO).

Table of values (theoretical values, without considering η_{mh} and η_v ; values rounded)

Size		16	22	28	40	71	125	250/H*	500/H*
Displacement	V_g cm ³	16	22	28	40	71	125	250	500
Max. speed ¹⁾	n_{max} rpm	4000	3600	3000	2750	2200	1800	1500/1900	1320/1500
Max. permissible speed (speed limit) with increased inlet pressure	$n_{max perm.}$ rpm	4800	4500	3750	3400	2700	2200	1800/2100	1600/1800
Output flow at n_{max} ²⁾	$q_{V max}$ L/min	62	77	81	107	152	218	364/461	640/728
Power at $q_{V max}$; $\Delta p = 400$ bar	P_{max} kW	43	53	56	73	91 ³⁾	131 ³⁾	219/277 ³⁾	385/437 ³⁾
Max. torque at $\Delta p = 400$ bar	T_{max} Nm	102	140	178	254	395 ³⁾	696 ³⁾	1391 ³⁾	2783 ³⁾
Case volume	L	0,3	0,3	0,3	0,4	2,0	3,0	7,0	11,0
Moment of inertia, about drive axis	J kgm ²	0,0017	0,0017	0,0017	0,0030	0,0121	0,0300	0,0959	0,3325
Weight (approx.)	m kg	13,5	13,5	13,5	16,5	34	61	120	220

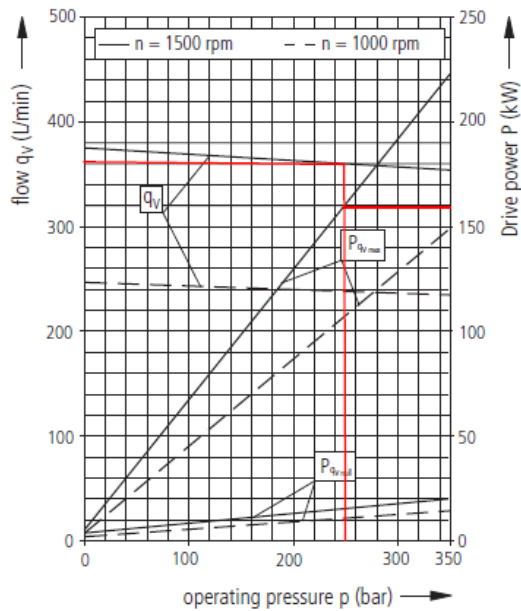
¹⁾ The values shown are valid for an absolute pressure (p_{abs}) of 1 bar at the suction inlet S and when operated on mineral oil.

²⁾ 3 % volumetric loss included

³⁾ $\Delta p = 350$ bar H*: High-speed-design

Input Power and Flow

Size 250



B.2.14. Bomba hidráulica do circuito do motor

Electric Drives and Controls | Hydraulics | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service

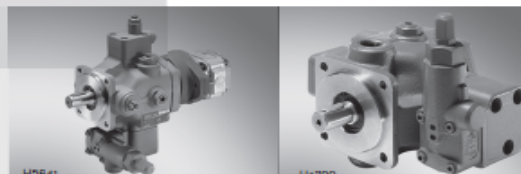
Rexroth
Bosch Group

Variable vane pumps,
pilot operated

RE 10515/10.05 1/30
Replaces: 07.02

Type PV7

Sizes 14 to 150
Series1X
Maximum operating pressure 160 bar
Maximum flow 270 l/min



H2641
Type P2V7/...+ GFV...

H1790
Type P2V7/16... C...

Features

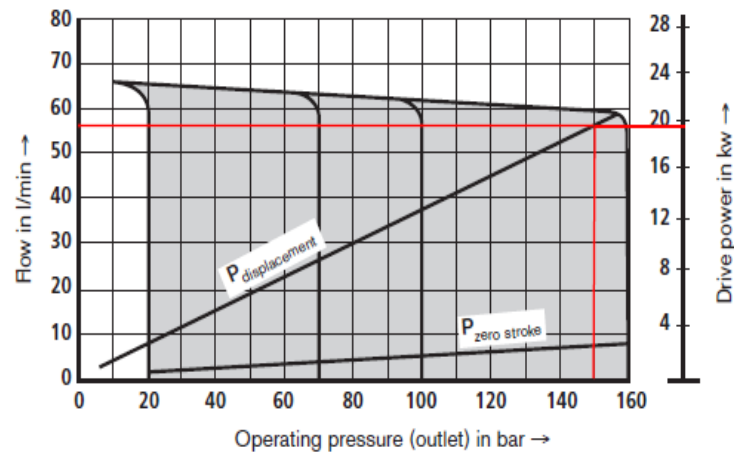
- Variable displacement
- Low operating noise
- Long service life due to hydrodynamically lubricated plain bearings
- Control of pressure and flow possible
- Low hysteresis
- Very short on and off-stroke times
- Mounting and connection dimensions to
 - VDMA 24560 part 1
 - ISO 3019/2
- Suitable for HETG and HEES media
- Standard single pumps of series PV7 can be flexibly combined to form multiple pumps
- PV7 pumps can additionally be combined with internal and external gear pumps, axial piston and radial piston pumps

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

Design	Pilot operated vane pump, variable													
Type	PV7													
Type of mounting	4-hole flange (to VMDA 24560 part 1 and ISO 3019/2)													
Pipe connections	Pipe thread or SAE flange connection (depending on frame size)													
Installation orientation	Optional, preferably horizontal (see pages 28 and 29)													
Shaft loading	Radial and axial forces cannot be transmitted													
Direction of rotation	Clockwise (viewed to shaft end)													
Drive speed	n	min^{-1}	900 to 1800											
Frame size		FS	10	16	25	40	63	100						
Size	V_g	cm^3	14	20	20	30	30	45	45	71	71	94	118	150
Input power ¹⁾	P_{max}	kW	6.3	5.8	8.5	6.8	13.7	10.2	20.5	16.5	33	20.9	51.5	33
Permissible input torque	T_{max}	Nm	90	140	180	280	440	680						
Max. flow ²⁾	q_v	l/min	21	29	29	43.5	43.5	66	66	104	108	136	171	218
Leakage flow at zero stroke (at operating pressure output $\rightarrow p_{\text{max}}$)	q_{vL}	l/min	2.7	1.9	4	2.5	5.3	3.2	6.5	4	8	5.3	11	7.3
Operating pressure, absolute														
- Inlet	$p_{\text{min-max}}$	bar	0.8 to 2.5											
- Outlet ³⁾	p_{max}	bar	160	100	160	80	160	80	160	80	160	80	160	80
- Leakage outlet	p_{max}	bar	2											

Characteristic curves (measured at $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, $v = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $\vartheta = 50^\circ\text{C}$)

PV7/40-45



B.2.15. Motor eléctrico do sistema óleo-hidráulico

SCHORCH

Three-phase low-voltage asynchronous motors

Input data

Type of protection:	IP23
Synchronous speed:	1500 rpm
Output:	200 kW
Type of construction:	IMB3

Options

Torque/speed characteristic

Outline drawings

Antifriction bearings:
Terminal box on top
Terminal box on side

Selected motor: KN7 315M-BB 01B

Rated output	200 kW
Duty	S1
Frame size	315M
Rated voltage	380-420 V / Δ
Rated frequency	50 Hz
Rated speed	1480 rpm
Efficiency	94.8 %
Power factor (cos φ)	0.86
Rated current 400V	355 A
(I_A/I_N)	7
(M_A/M_N)	2.6
(M_K/M_N)	2.6
Cooling	IC01
Direction of rotation	both
Mass IM B3	925 kg
Mass moment of inertia	3.59 kgm ²

Power factor and rated current at the limits of voltage ranges

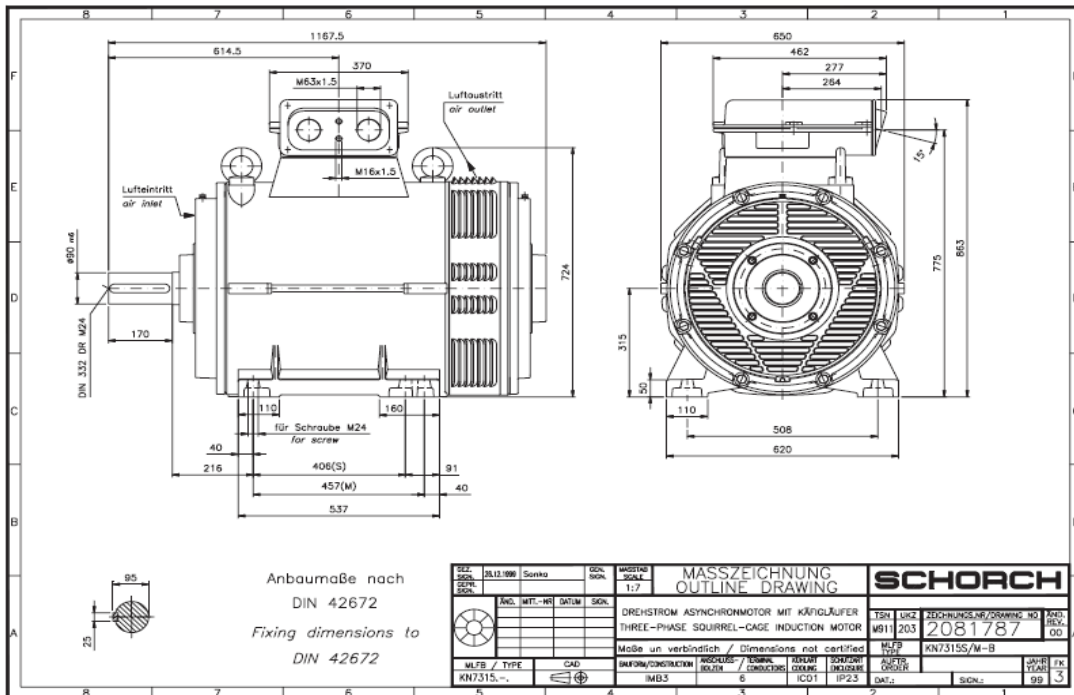
at 380V

Power factor (cos φ)	0,87
Rated current	370 A

at 420V

Power factor (cos φ)	0,84
Rated current	345 A


Revisions: The technical data are subject to change without notice.



B.2.16. Mangueras hidráulicas do circuito do actuador

Catalog 4400 US **Hydraulic Hose**
731, F42, 791TC

731
Hydraulic
ISO 3862-1 TYPE 4SH / EN 856 TYPE 4SH



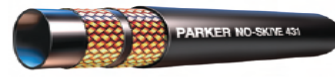
# Part Number	Hose I.D.		Hose O.D.		Working Pressure		Minimum Bend Radius		Weight		Parkrimp 73 Series
	inch	mm	inch	mm	psi	MPa	inch	mm	lbs/ft	kg/m	
731-12	3/4	19	1.27	32	6000	42,0	11	280	1.16	1,72	•
731-16	1	25	1.52	39	5500	38,0	13-1/2	340	1.44	2,14	•
731-20	1-1/4	31,5	1.79	45	4700	32,5	18	460	1.99	2,96	•
731-24	1-1/2	38	2.10	53	4200	29,0	22	560	2.15	3,20	•
731-32	2	51	2.68	68	3600	25,0	27	700	3.56	5,30	•

Application: Petroleum base hydraulic fluids and lubricating oils.
Inner Tube: Synthetic rubber.
Reinforcement: Four spiral steel wire.
Cover: Synthetic rubber.
Temperature Range: -40°F to +212°F (-40°C to +100°C).
Fittings: 73 Series - pg. B-83.

B.2.17. Mangueras hidráulicas do circuito do motor

Catalog 4400 US **Hydraulic Hose**
431, 436, 304

431
Hydraulic – **Compad**[®]
SAE 100R16 / ISO 11237 TYPE R16



# Part Number	Hose I.D.		Hose O.D.		Working Pressure		Minimum Bend Radius		Weight		Parkrimp 43 Series	Field Attachable 42 Series
	inch	mm	inch	mm	psi	MPa	inch	mm	lbs/ft	kg/m		
431-4	1/4	6,3	0.53	13	5000	34,5	2	50	0.18	0,27	•	•
431-5	5/16	8	0.59	15	4250	29,3	2-1/4	55	0.24	0,36	•	•
431-6	3/8	10	0.68	17	4000	27,5	2-1/2	65	0.28	0,42	•	•
431-8	1/2	12,5	0.81	21	3500	24	3-1/2	90	0.34	0,51	•	•
431-10	5/8	16	0.94	24	2750	19	4	100	0.44	0,66	•	•
431-12	3/4	19	1.09	28	2250	15,5	4-3/4	120	0.54	0,80	•	•
431-16	1	25	1.41	36	2000	13,8	6	150	0.82	1,22	•	•

Application: Petroleum base hydraulic fluids and lubricating oils.
Inner Tube: Synthetic rubber.
Reinforcement: Two braids steel wire.
Cover: Synthetic rubber, MSHA accepted.
Temperature Range: -40°F to +257°F (-40°C to +125°C).
Fittings: 43 Series - pg. B-27, 42 Series - pg. B-159.

B.2.18. Fluido hidráulico

bp

Lubrificantes Industriais

Catálogo de Produtos

Fluidos hidráulicos

Energol HLP-HM

Gama de fluidos hidráulicos Premium de base mineral, contendo características anti-corrosão, anti-oxidação, anti-espuma e anti-desgaste à base de zinco. É compatível com os materiais elastómeros vulgarmente utilizados. Estes fluidos estão em conformidade com as normas **DIN 51524 Parte 2 - tipo HLP** e **ISO 6743/4 tipo HM**. São também aprovados por muitos fabricantes de equipamentos hidráulicos nomeadamente **Cincinnati Milacron (P-68-69-70)**, **Denison HF-0 & HF-2**, **US Steel 126 & 127**, **Eaton** (antiga Vickers) **I-286-S & M-2950-S**, **Bosch-Rexroth RE 07 075**. Na viscosidade ISO VG 150, está classificado como **DIN 51517 parte 3 - CLP** e aprovado pela **David Brown Type A**.

	Energol HLP-HM	15	22	32	48	68	100	150
Densidade @ 15°C	ASTM D1298	Kg/l	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,89
Visc. cinemática @ 40°C	ASTM D445	mm ² /s	15	21	32	46	68	105
Visc. Cinemática @ 100°C	ASTM D445	mm ² /s	3,2	4,3	5,3	6,7	8,6	11,1
Ponto de inflamação (v.f.)	ASTM D93	°C	160	160	200	200	220	220
Índice de viscosidade	ASTM D2270	-	-	>95	>95	>95	>95	>95
Ponto de fluxo	ASTM D97	°C	-27	-27	-27	-24	-21	-18
Ensaio FZG de engrenagens A/B.3/90 °C	DIN 51354	nível de falha	-	-	11	12	12	12

Catálogo de Produtos 18

B.2.19. Reservatório do fluido hidráulico

RE 51 135/11.02

Replaces: 04.97

Hydraulic steel reservoir Type ABTSR (round reservoir)

Reservoir capacities 1000 to 20 000 litres

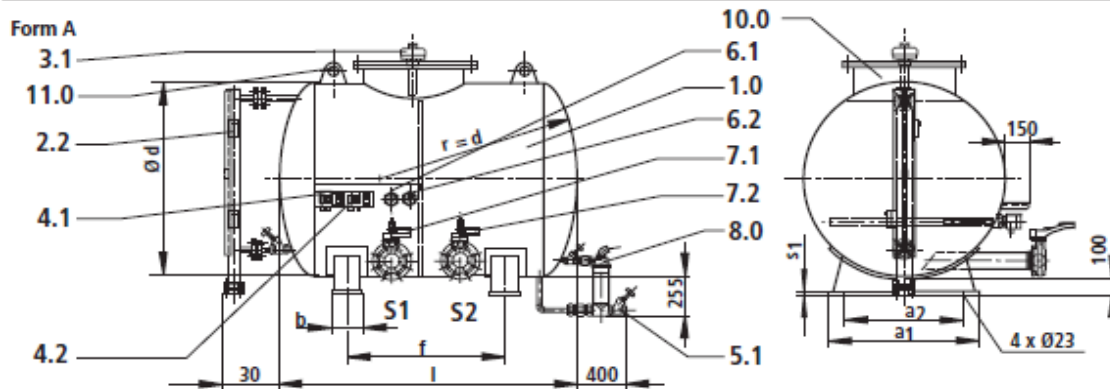


HD 20316

Type ABTSR...

Unit dimensions

(Dimensions in mm)



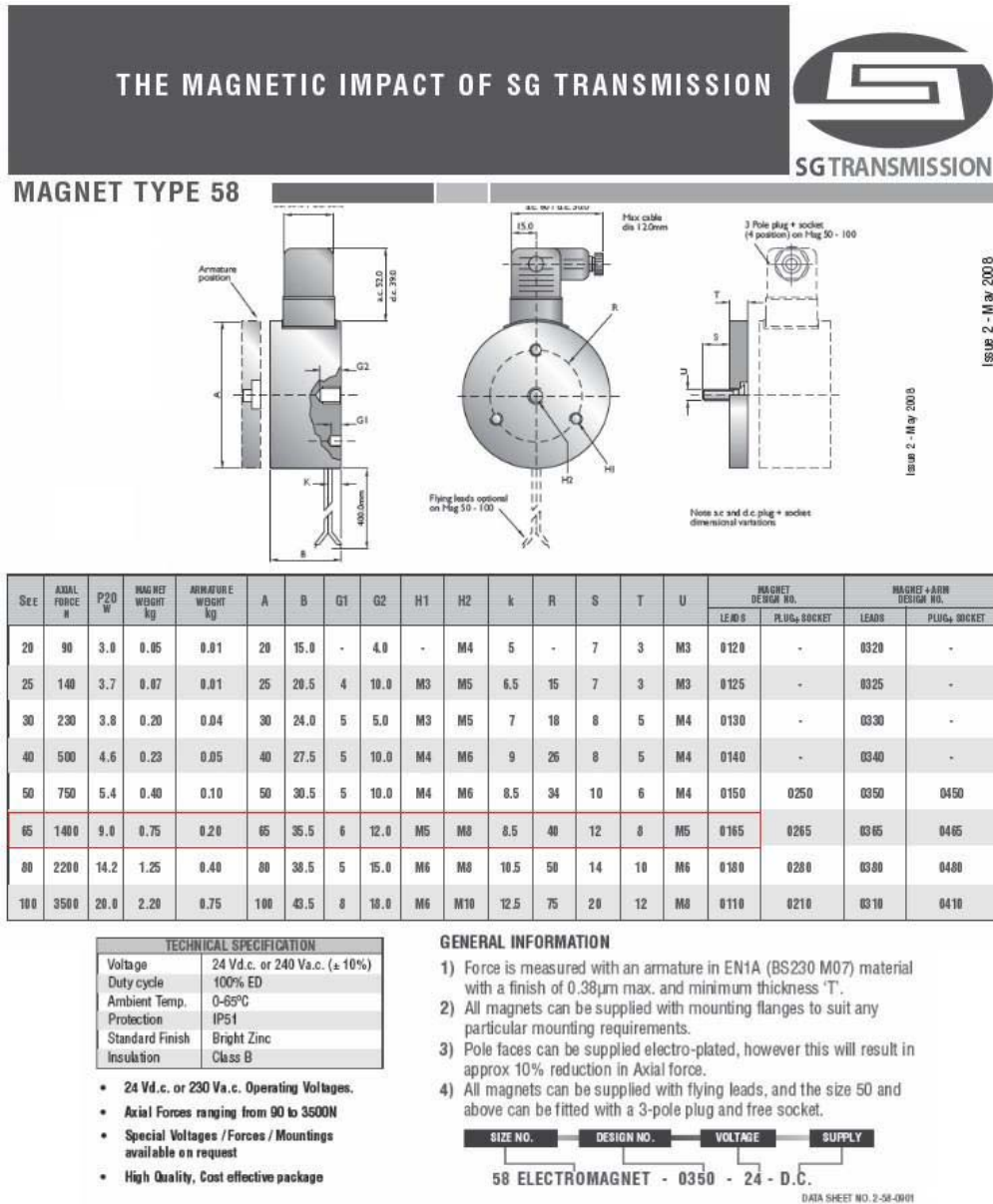
Parts list

1.0	Hydraulic reservoir	4.1; 4.2	Thermostat	8.0	Water warning device
2.1	Sight glass (optical)	5.1; 5.2	Isolator valve	10.0	Inspection cover, access hole 500
2.2	Sight glass with float switch, optional (optical/electrical)	6.1; 6.2	Immersion heater	11.0	Lifting lugs
3.1; 3.2	Filler/breather	7.1; 7.2	Isolator with limit switch monitoring		

Nominal size	Usable volume in litres			a_1 ΔV_{max}	a_2	b	$\varnothing d$	f	l	s_1	Form	Weight approx. kg
	V_{max}	V_{min}										
1000	920	320	600	750	600	150	1000	765	1510	8	A	300
1500	1270	450	820	750	600	150	1000	1400	2050	8	A	350
2000	1810	640	1170	950	800	150	1250	1100	1830	10	A	380
3000	2800	990	1810	950	800	150	1250	1920	2740	10	A	550
4000	3620	1290	2330	950	800	150	1250	2740	3490	10	B	640
5000	4540	1550	2990	1200	1050	300	1600	1770	2820	10	A	800
6000	5300	1810	3490	1200	1050	300	1600	2250	3260	10	B	1010
7000	6130	2100	4030	1200	1050	300	1600	2770	3740	10	B	1000
10 000	8920	3070	5850	1200	1050	300	1600	4290	5350	10	B	1320
13 000	11 710	4040	7660	1200	1050	300	1600	5625	6960	10	B	1730
16 000	14 930	5050	9880	1750	1600	550	2000	4210	5550	12	B	2470
20 000	18 900	6420	12 480	1750	1600	550	2000	5395	6960	12	B	2820

B.3. SISTEMA DE INTERFACE ITTSA

B.3.1. Electroímans



ANEXO C - CARACTERÍSTICAS DE MATERIAIS

C.1. AÇO INOXIDÁVEL MARTENSÍTICO X20CR13



DATA TABLE FOR: Ferrous Metals: Stainless Steel: X20Cr13 (mart.) (420)

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	200000 - 200000	MPa
Tensile strength	650 - 860	MPa
Elongation	8 - 25	%
Fatigue	275 - 275	MPa
Impact strength	90 - 95	J/cm
Yield strength	350 - 550	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	10 - 10	e-6/K
Thermal conductivity	25 - 25	W/m.K
Specific heat	460 - 460	J/kg.K
Melting temperature	1450 - 1510	°C
Density	7700 - 7700	kg/m ³
Resistivity	0.55 - 0.55	Ohm.mm ² /m

Environmental Data

Quantity	Value	Unit
Eco indicator 95	3.53	mPt
EPS	22000	mELU
Ex (in) / Ex (out)	3.98260160391464	MJ/MJ
GER	26.2	MJ
Raw materials input	3.37867931477048	kg
Solid	0.0107517	kg
Eco indicator 99	0.136	Pt
Environmental remarks	Important producers of Stainless steels are the US (14%), Germany (9%), CIS (10%),and France (6%). The average scrap supply is 20%. See for the environmental aspects the individual alloy metals data.	

General

Remarks	(Fe rest, C <0.20, Cr 12.0-14.0, Si <1.0, Mn <1.0 Mo 0.70, V 0.20(wt.%))
---------	--

C.2. AÇO INOXIDÁVEL X5CRNI1810

DATA TABLE FOR: Ferrous Metals: Stainless Steel: X5CrNi 18 10 (aust.)(304)

Mechanical Properties

Quantity	Value	Unit
Young's modulus	200000 - 200000	MPa
Tensile strength	580 - 760	MPa
Elongation	55 - 55	%
Creep strength	120 - 120	MPa
Fatigue	240 - 240	MPa
Impact strength	140 - 150	J/cm
Yield strength	290 - 550	MPa

Physical Properties

Quantity	Value	Unit
Thermal expansion	17 - 17	e-6/K
Thermal conductivity	16 - 16	W/m.K
Specific heat	500 - 500	J/kg.K
Melting temperature	1400 - 1450	°C
Density	8000 - 8000	kg/m ³
Resistivity	0.7 - 0.7	Ohm.mm ² /m

Environmental Data

Quantity	Value	Unit
Eco indicator 95	22.02	mPt
EPS	10000	mELU
Ex (in) / Ex (out)	8.13921622362291	MJ/MJ
GER	53.3	MJ
Raw materials input	4.68217413844087	kg
Solid	0.0128379	kg
Eco indicator 99	0.443	Pt
Environmental remarks	Important producers of Stainless steels are the US (14%), Germany (9%), CIS (10%),and France (6%). The average scrap supply is 20%. See for the environmental aspects the individual alloy metals data.	

General

Remarks	(Fe rest, C <0.08, Cr 18.0-20.0, Ni 8.0-10.5, Si 0.5, Mn <2.0 (wt.%))
---------	---

C.3. AÇO 86CRM0V7

Database of Steel Transformation Diagrams

Steel name: 86CrMoV7

Diagram No.: 3484

Type of diagram: TTT

Mat. No. (Wtr. Nr.): 1.2327

DIN: 86CrMoV7

Chemical composition in weight %: 0.89% C, 0.42% Si, 0.31% Mn, 0.005% S, 0.002% P, 0.03% Ni, 1.80% Cr, 0.27% Mo, 0.10% V.

Note: Alloyed steel. The TTT diagrams of 86CrMoV7 steel with hot deformation.

See the diagram [No. 3483](#).

Source: Furen Xiao, Bo Liao, Guiying Qiao and Shuzhe Guan, "Effect of hot deformation on phase transformation kinetics of 86CrMoV7 steel", Materials Characterization 57 (2006) 306–313.

ANEXO D - CÁLCULOS

D.1. SISTEMA DE ANÁLISE

D.1.1. Força de escorregamento dos electroímans

Tendo em conta que cada electroíman desenvolve uma força de atracção de 500 N e que a massa média de uma mola de lâmina é 20 kg, é possível saber a força de reacção normal nos componentes de fixação da mola de lâmina.

$$R_n = F_{electro\ íman\ 1} + F_{electro\ íman\ 2} + P_{eso\ mola} = 500 + 500 + (20 \times 9,81)$$

$$\Leftrightarrow R_n = 1196,2\ N$$

Sabendo que o coeficiente de atrito estático entre dois materiais de aço (mola e suportes) é igual a 0,74 [19] pode saber-se o valor da força de atrito.

$$F_{atrito} = \mu_c \times R_n = 0,74 \times 1196,2 = 885,2\ N$$

Então, aplicando um factor de segurança de 1,5, vem que a força de escorregamento mínima é:

$$F_{esc\ mín} = \frac{F_{atrito}}{1,5} = 590,1\ N$$

D.1.2. Tempo de avanço do transportador e rotações do motor

Sabe-se que o tempo de medição do sensor é entre 2 e 7 ms, enquanto que o tempo de resposta pode chegar aos 20 ms e portanto é este último que influencia o tempo de medição, visto que é após esse tempo que o autómato fica com os dados da medição disponíveis.

Considerando uma mola com 1 m de comprimento, para uma amostra de medição realizada de 5 em 5 mm tem-se um total de 200 pontos medidos ($1000/5 = 200$). Portanto o tempo mínimo necessário para a amostragem de 200 pontos será:

$$t_{A_{200}} = 200 \times 20 = 4000 \text{ ms} = 4 \text{ s}$$

e a velocidade máxima de avanço do transportador terá de ser:

$$v_{m\acute{a}x A_{200}} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{0,005}{0,020} = 0,25 \text{ m/s}$$

Considere-se agora um factor de segurança de 25%, de modo a garantir que os pontos são medidos no intervalo de tempo pretendido.

$$v_{A_{200}} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{0,005}{0,020 \times 1,25} = 0,20 \text{ m/s}$$

Agora, para determinar a velocidade de rotação do motor há que ter em conta as características da engrenagem seleccionada. Do anexo B.1.8 tira-se que esta engrenagem (módulo 3, 18 dentes) tem um diâmetro primitivo, d_p , de 54 mm e portanto tem um perímetro ($P = \pi d_p$) igual a 169,65 mm. Ou seja, por cada rotação da engrenagem, o avanço é de 169,65 mm, o que significa que 1 pulso do encoder irá corresponder a 0,472 mm de avanço do transportador. Tendo em conta que a distância máxima a percorrer no sistema de análise são 3 m, facilmente se obtém que são necessárias cerca de 17,68 rotações. Sabendo que a velocidade de avanço do transportador é de 0,2 m/s, então para percorrer 3 m são necessários 15 s, ou seja, 0,25 min, concluindo-se que a velocidade necessária para o motor é de 70,7 rpm ($17,68/0,25 = 70,7 \text{ rpm}$).

Na tabela seguinte são apresentados os parâmetros determinados anteriormente, correspondentes a vários intervalos de amostragem, de modo a poder concluir quanto ao intervalo de amostragem mais adequado.

Tabela D.1 – Parâmetros determinados para diferentes intervalos de amostragem.

Δx (mm)	L (mm)	N	t_{A_N} (s)	$v_{m\acute{a}x A_N}$ (m/s)	v_{A_N} (m/s) com FS=1,25	Tempo total avanço (s)	RPM
5	1000	200,0	4,00	0,25	0,20	15,00	70,74
6	1000	166,7	3,33	0,30	0,24	12,50	84,88
8	1000	125,0	2,50	0,40	0,32	9,38	113,18
9	1000	111,1	2,22	0,45	0,36	8,33	127,324
10	1000	100,0	2,00	0,50	0,40	7,50	141,471
12	1000	83,3	1,67	0,60	0,48	6,250	169,765
15	1000	66,7	1,33	0,75	0,60	5,000	212,207

D.1.3. Corrente total consumida pelo sistema de análise

Tabela D.2 – Corrente consumida pelos componentes do sistema de análise.

Componentes	Corrente consumida (A)
Autómato	0,24 (x1)
Sensores Laser	0,05 (x4)
Electroímans	0,02083 (x2)
Encoder	0,12 (x1)
Sensores de presença de mola	0,1 (x2)
Motor	3,33 (x1)
Contactora	0,01 (x1)
Coluna de Sinalização	0,06 (x1)
Total	4,2

D.2. SISTEMA DE CORRECÇÃO

D.2.1. Força de laminagem e força de avanço e de retorno do actuador

Força de laminagem

Tabela D.3 – Valores de força de laminagem obtidos para diferentes espessuras de molas de lâmina

Características da Mola de Lâmina		Propriedades do Material		Ajuste de espessura	Características dos rolos de laminação		Forças	
h_0 (mm)	b (mm)	σ_{ced} (MPa)	E (MPa)	$k_{\%}$ (%)	r (mm)	b' (mm)	$F_{pontual}$ (kN)	F (kN)
60	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	778,96
50	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	711,16
40	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	636,14
30	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	550,97
20	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	449,91
10	100	1800	210E+03	1	125	50	554,03	318,17

Força de avanço do actuador hidráulico

Tabela D.4 – Valores de força de avanço do cilindro hidráulico para diferentes espessuras de molas de lâmina

Características da Mola de Lâmina		Propriedades do Material		Ajuste de espessura	Características dos rolos de laminação		Forças	
h_0 (mm)	b (mm)	σ_{ced} (MPa)	E (MPa)	$k_{\%}$ (%)	r (mm)	b' (mm)	$F_{pontual}$ (kN)	F_a (kN)
60	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	1100,95
50	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	1005,22
40	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	899,28
30	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	778,96
20	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	636,14
10	100	1800	210E+03	2	125	50	554,03	449,91

Força de retorno do actuador hidráulico

$$F_r = m_{rolo} \times g = 250 \times 9,81 = 2452,5 \text{ N}$$

Potência mecânica do actuador hidráulico

$$v_a = 0,1 \text{ m/s}$$

$$P_{mecânica} = F_a \times v_a = 1100,95 \times 0,1 = 110,1 \text{ kW}$$

D.2.2. Binário de laminagem

$$F_a = 1100,95 \text{ kN}$$

$$L_p = r \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{k_{\%} \times h_0}{2r} \right) \right] = 0,125 \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{0,01 \times 0,06}{2 \times 0,125} \right) \right]$$

$$L_p = 0,008655 \text{ m}$$

$$M = F \times L_p = 778,96 \times 0,008655 = 6,74 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$L_p = r \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{k_{\%} \times h_0}{2r} \right) \right] = 0,125 \times \sin \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{0,02 \times 0,06}{2 \times 0,125} \right) \right]$$

$$L_p = 0,01223 \text{ m}$$

$$M = F_a \times L_p = 1100,95 \times 0,01223 = 13,46 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

D.2.3. Pressão de avanço e de retorno do actuador hidráulico

Pressão de avanço

$$F_a = 1100,95 \text{ kN}$$

$$A_1 = 490,8 \text{ cm}^2$$

$$p_a = \frac{F_a}{A_1} = \frac{1100,95 \times 10^3}{490,8 \times 10^{-4}} = 22431744 \text{ Pa} \approx 224 \text{ bar}$$

Pressão de retorno

$$F_r = 2452,5 \text{ N}$$

$$A_2 = 289,8 \text{ cm}^2$$

$$p_r = \frac{F_r}{A_2} = \frac{2452,5}{289,8 \times 10^{-4}} = 84627 \text{ Pa} \approx 0,85 \text{ bar}$$

D.2.4. Rotações do motor hidráulico e caudal de accionamento

Rotações do motor hidráulico

$$i = 80,36$$

$$n_2 = 16,81 \text{ rpm}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Leftrightarrow n_1 = n_2 \times i = 16,81 \times 80,36 = 1351 \text{ rpm}$$

Caudal de accionamento do motor hidráulico

$$V = 25 \text{ cm}^3$$

$$n = 1351 \text{ rpm}$$

$$\eta_v = 90\%$$

$$Q = \frac{V \times n}{\eta_v} \times 10^{-1} = \frac{25 \times 1351}{90} \times 10^{-1} = 37,5 \text{ L/min}$$

D.2.5. Potência de accionamento das bombas hidráulicas

Bomba do circuito do actuador hidráulico

$$p = 224 \text{ bar}$$

$$Q = 294,5 \text{ L/min}$$

$$\eta_{ges} = 0,8$$

$$P_{an} = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_{ges}} = \frac{224 \times 294,5}{600 \times 0,8} = 137,4 \text{ kW}$$

Bomba do circuito do motor hidráulico

$$p = 150 \text{ bar}$$

$$Q = 37,5 \text{ L/min}$$

$$\eta_{ges} = 0,8$$

$$P_{an} = \frac{p \times Q}{600 \times \eta_{ges}} = \frac{150 \times 37,5}{600 \times 0,8} = 11,7 \text{ kW}$$

D.2.6. Diâmetros internos das mangueiras hidráulicas

Mangueiras do circuito do actuador hidráulico

$$Q = 294,5 \text{ L/min}$$

$$v_i = 6 \text{ m/s}$$

$$d_i = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v_i}} = 4,6 \sqrt{\frac{294,5}{6}} = 32,2 \text{ mm}$$

Mangueiras do circuito do motor hidráulico

$$Q = 37,5 \text{ L/min}$$

$$v_i = 5 \text{ m/s}$$

$$d_i = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v_i}} = 4,6 \sqrt{\frac{37,5}{5}} = 12,6 \text{ mm}$$

ANEXO E - TESTES E SIMULAÇÕES

E.1. SISTEMA DE ANÁLISE

E.1.1. Sensor laser de medição de distância da Leuze Electronic

De modo a avaliar o desempenho dos sensores laser de medição de distância escolhidos para o sistema de análise, foi construído um sistema de transporte onde se integrou uma chapa metálica para simular a superfície de uma mola de lâmina. Este transportador era composto por um fuso triangular e por um accionamento manual, que quando era rodado fazia o transportador movimentar-se. Na Figura E.1 apresenta-se a montagem experimental.

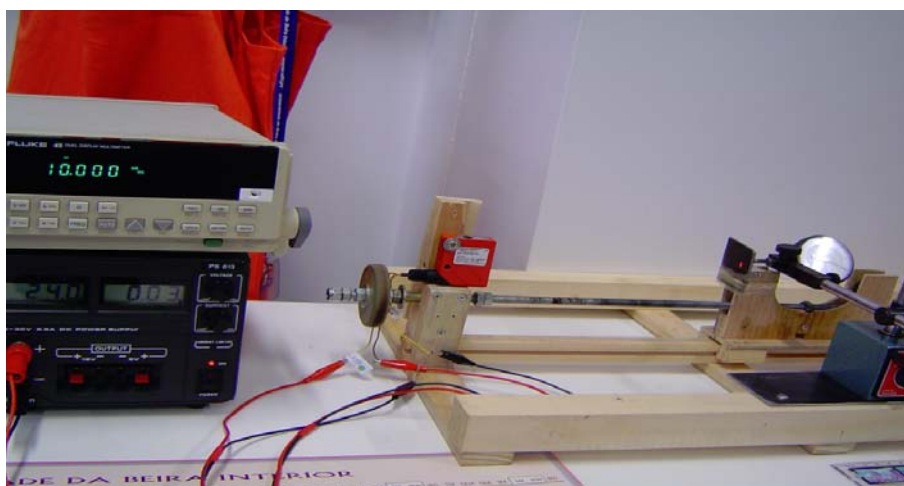


Figura E.1 – Montagem experimental para teste do sensor laser de medição de distância.

Nesta montagem incorporava-se também um comparador, com resolução de 0,01 milímetros, que se encontrava encostado à placa metálica, de modo a medir o deslocamento do transportador.

Tendo em conta que a precisão do sensor é de 0,1 milímetros, o comparador permitia verificar a veracidade dos dados obtidos. No entanto, a precisão do teste não pôde ir até à resolução máxima do sensor (0,1 mm), já que o multímetro disponível tinha apenas 10 bits, limitando a resolução máxima em 0,467 mm. Foram por isso realizados testes com avanços de 0,5 em 0,5 mm.

Na tabela seguinte apresentam-se os valores obtidos da medição do sensor e do comparador para uma distância intermédia (200 mm).

Tabela E.1 – Medições do sensor laser para uma distância intermédia de 200 mm.

Medição	Medida no Comparador (mm)	I_{sensor} (mA)	Distância (mm)
0	0	10,001	200,030
1	0,5	10,015	200,450
2	1	10,032	200,960
3	1,5	10,052	201,560
4	2	10,070	202,100
5	2,5	10,086	202,580
6	3	10,104	203,120
7	3,5	10,123	203,690
8	4	10,138	204,140
9	4,5	10,151	204,530
10	5	10,174	205,220

Note-se que a medida correspondente foi calculada tendo em conta a recta de medição do sensor, definida em termos da sua distância de medição máxima (500 mm), distância mínima (20 mm), corrente de saída máxima (20 mA) e mínima (4 mA).

$$Distância = m \times I_{sensor} + b$$

$$Distância = 30 \times I_{sensor} - 100$$

Na figura abaixo apresenta-se também o gráfico do teste realizado.

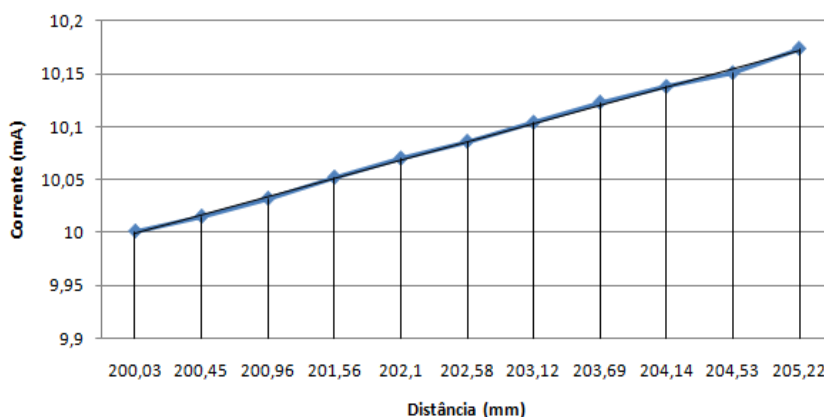


Figura E.2 – Gráfico da corrente de saída do sensor em função da distância medida.

Verifica-se assim que os resultados obtidos são os esperados e que o sensor tem uma boa precisão de medição, podendo ser aplicado no sistema de análise.

E.1.2. Força das placas de suporte

Para testar a rigidez do transportador do sistema de análise foram efectuados alguns testes com o programa de simulação SolidWorks Simulation. Neste teste aplicaram-se forças em sentidos opostos nas extremidades superiores do transportador (apoios), a fim de verificar o deslocamento máximo de cada uma dessas extremidades.

Os resultados foram bastantes satisfatórios, na medida em que pela aplicação de uma força de 300 N em cada apoio, a sua deformação máxima foi de 0,098 mm. Sabendo que a distância entre os apoios é de 360 mm, tem-se que $M = 0,160 \times 300 = 48 \text{ N} \cdot \text{m}$, ou seja, para um binário de 48 N·m, a deformação máxima é inferior à resolução do sensor (0,1mm) e a medição não é afectada. Pode concluir-se portanto que o dimensionamento do transportador foi efectuado de forma correcta.

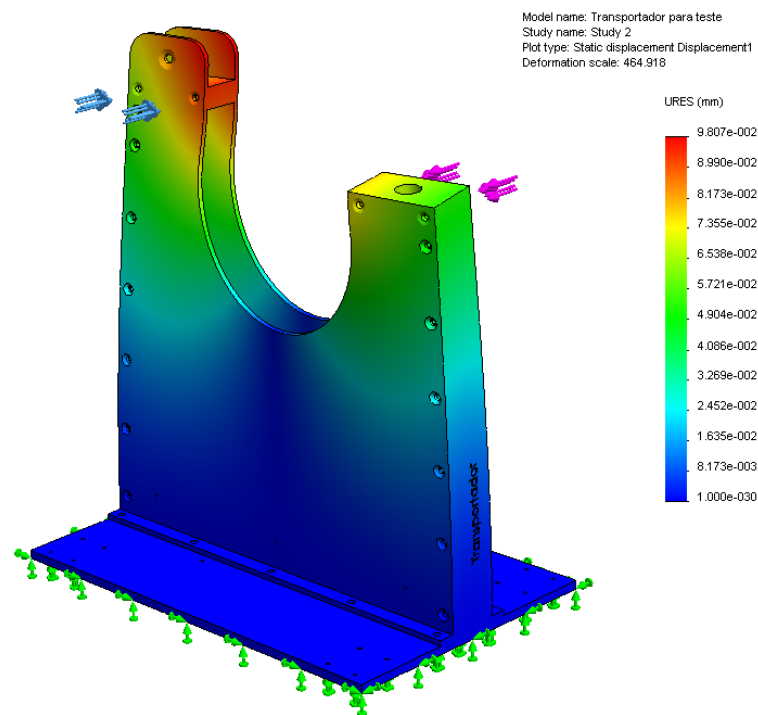


Figura E.3 – Simulação computacional da deformação máxima do transportador por aplicação de uma força lateral.

E.1.3.Método de rotação virtual vertical

De modo a testar o método de rotação virtual, foi realizada uma simulação para o caso de ser necessário um alinhamento no plano vertical.

Para tal criou-se um perfil curvo, semelhante ao de uma mola de lâmina através do programa de desenho SolidWorks e desenhou-se uma linha de referência como sendo a altura a que o sensor se encontra de uma mola de lâmina no caso real. Marcaram-se também vários pontos correspondentes ao avanço do transportador e à medição do encoder, obtendo-se assim um perfil correspondente a uma mola tabelada (perfil a vermelho). Posto isto fez-se rodar o perfil criado em torno do primeiro ponto, de forma arbitrária, para simular uma mola medida desalinhada no plano vertical (perfil azul) e cotaram-se as medições. O resultado é apresentado na figura abaixo.

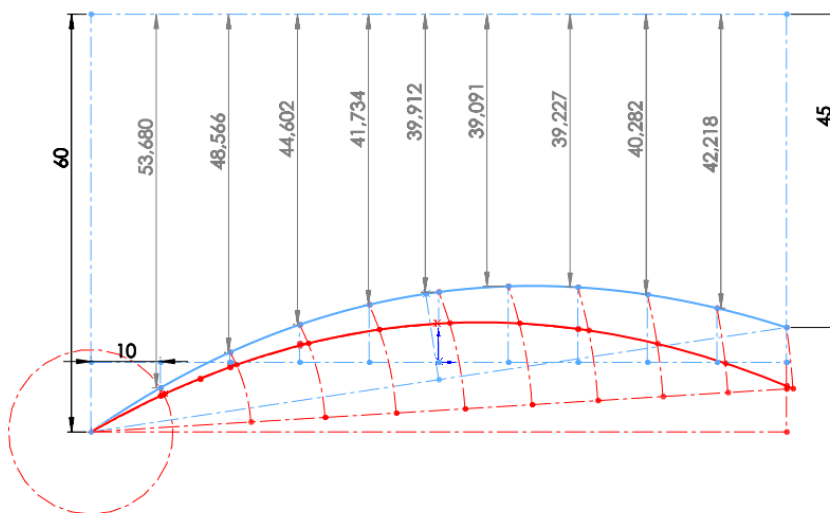


Figura E.4 – Simulação da rotação virtual de uma mola de lâmina.

Noutro desenho, cotaram-se os valores correspondentes à rotação virtual, antes e depois da linearização, como se pode ver na figura seguinte.

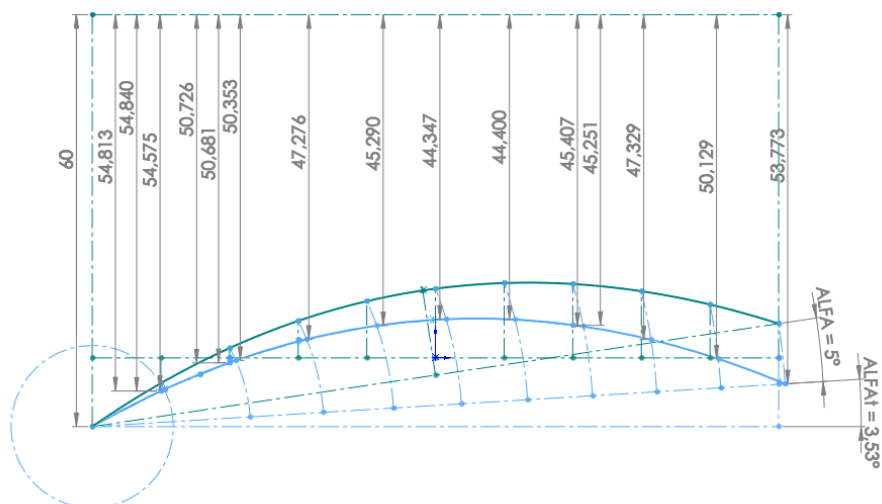


Figura E.5 – Medição dos valores após uma rotação virtual vertical.

Posto isto, construiu-se uma tabela em Excel, aplicando as equações de rotação virtual vertical e utilizando os valores do primeiro desenho, fazendo-o rodar de modo a ficar enquadrado com o ângulo α_t . Os resultados apresentam-se na tabela abaixo.

Tabela E.2 – Valores utilizados e obtidos na simulação da rotação virtual vertical.

Coordenadas Medidas		Ângulos		Coordenadas Virtuais de Linearização		Coordenadas Virtuais	
Distância	Camber	γ_n	η_n	Distância	Camber	Distância	Camber
0,000	60,000	0,000	-5,001	0,000	60,000	0,000	60,000
10,000	53,680	32,293	27,292	10,513	54,576	10,000	54,840
20,000	48,566	29,757	24,756	20,921	50,353	20,000	50,726
30,000	44,602	27,170	22,169	31,228	47,276	30,000	47,642
40,000	41,734	24,544	19,543	41,440	45,290	40,000	45,570
50,000	39,912	21,888	16,888	51,561	44,347	50,000	44,492
60,000	39,091	19,213	14,212	61,594	44,401	60,000	44,392
70,000	39,227	16,529	11,528	71,544	45,408	70,000	45,252
80,000	40,282	13,846	8,845	81,414	47,331	80,000	47,055
90,000	42,218	11,176	6,176	91,207	50,131	90,000	49,786
100,000	45,000	8,531	3,530	100,927	53,774	100,000	53,427
Parâmetros							
mv	mh	ALFA	ALFAt	BETA	BETAt		
0,15	0	8,530	3,530	0	0		

Por comparação entre os valores da tabela e os valores da figura, pode concluir-se que o método de rotação virtual produz resultados correctos.

E.2. SISTEMA DE CORRECÇÃO

E.2.1. Desempenho da estrutura

Para testar o desempenho da estrutura em relação à elevada força desenvolvida pelo cilindro hidráulico, foi realizada uma simulação computacional com o Solidworks Simulation. Na figura abaixo apresenta-se a malha gerada para o teste da estrutura.

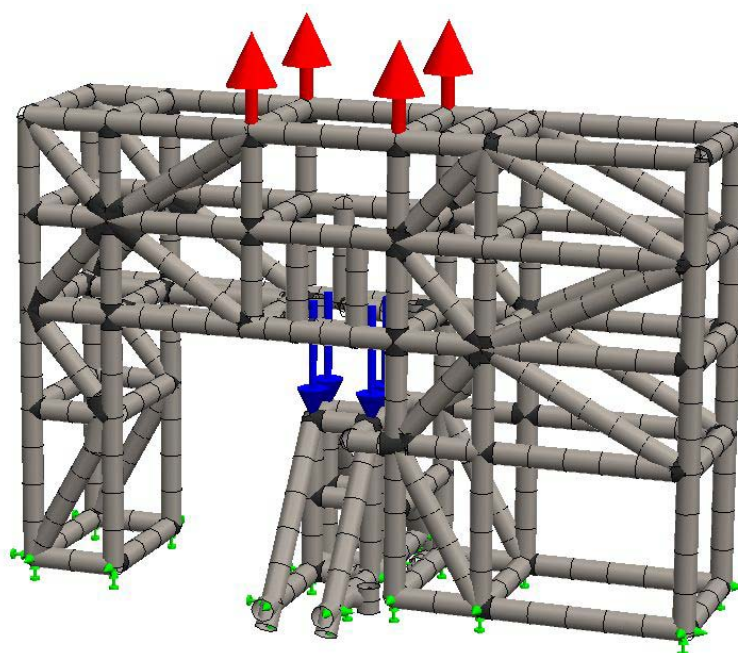


Figura E.6 – Malha gerada para o processo de simulação e representação das forças envolvidas e das restrições impostas.

Na figura anterior pode observar-se que existem forças verticais em sentidos opostos, que representam a força exercida no rolo de laminagem inferior e no rolo de laminagem superior. Para cada sentido foi aplicado uma força total de 1200 kN, que corresponde ao valor da força máxima exercida pelo actuador. O material definido para a simulação foi um aço, semelhante ao escolhido para a estrutura e cuja tensão de cedência é de 351 MPa. Os resultados obtidos apresentam-se na figura seguinte.

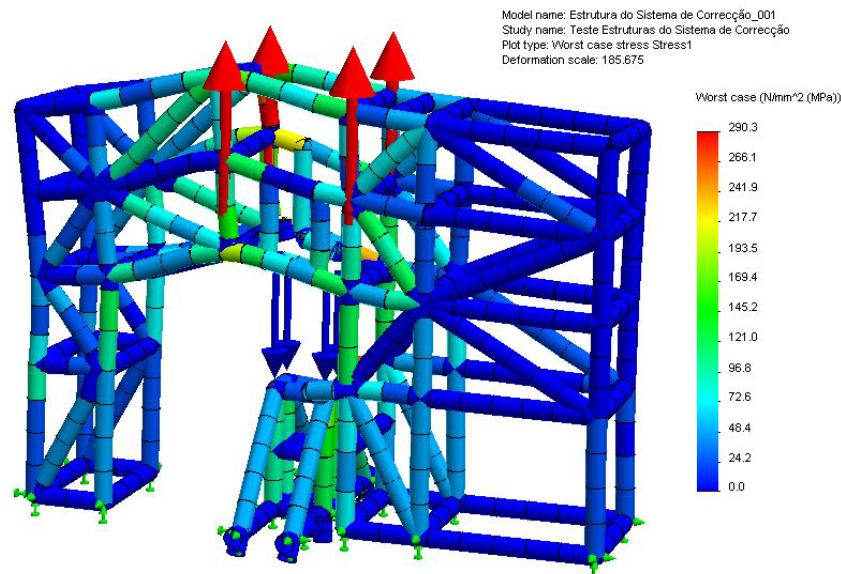


Figura E.7 – Resultado obtido após a simulação para as tensões da estrutura do sistema de correção.

Na figura anterior é visível que a tensão máxima atingida na estrutura é de 290,3 MPa, o que é inferior à tensão de cedência do material, podendo assim concluir-se que a estrutura não se deforma plasticamente.

Para verificar qual a deformação a que a estrutura está sujeita quando é aplicada uma força máxima, realizou-se outra simulação, cujo resultado se apresenta a seguir.

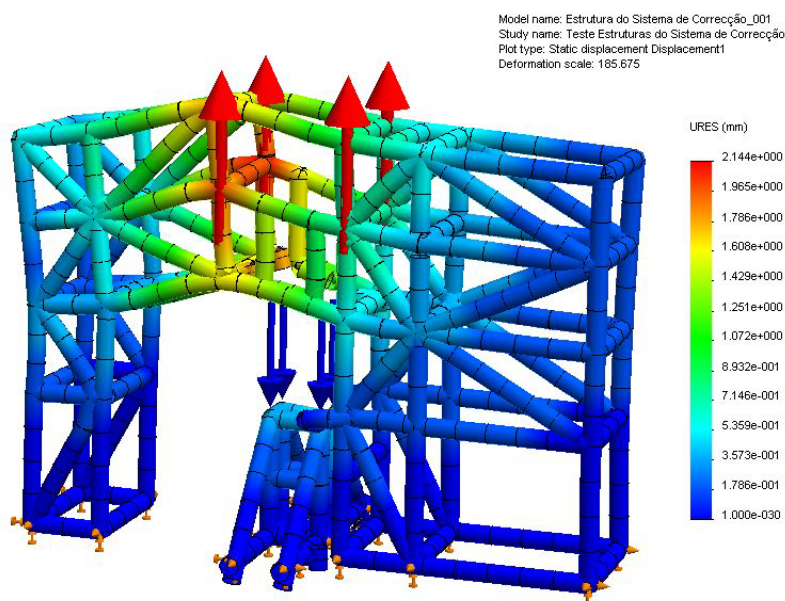


Figura E.8 – Resultado obtido após a simulação para a deformação máxima da estrutura do sistema de correção.

Verifica-se então que a deformação que a estrutura experimenta quando lhe é aplicada a força de laminagem máxima é de 2,144 mm, o que é um valor bastante aceitável, dadas as dimensões da estrutura.

Pode concluir-se assim que a estrutura projectada está apta para ser utilizada no sistema de correcção.

E.2.2. Configurações para os suportes dos rolos de laminagem

Para verificar se os suportes projectados para os rolamentos dos rolos de laminagem permitiam suportar as cargas a que irão estar sujeitos, foi também realizada uma simulação computacional, através do SolidWorks Simulation.

Neste teste foi aplicada uma força radial de 700 kN. Foi ainda aplicada uma força axial de modo a simular a força que resulta da inclinação dos rolos. Para o valor da força axial foi considerado que o ângulo do rolo de laminagem superior era de 30°, o que é uma inclinação bastante elevada e neste caso o valor da força axial resultante seria cerca de 600 kN, tal como foi utilizado na simulação.

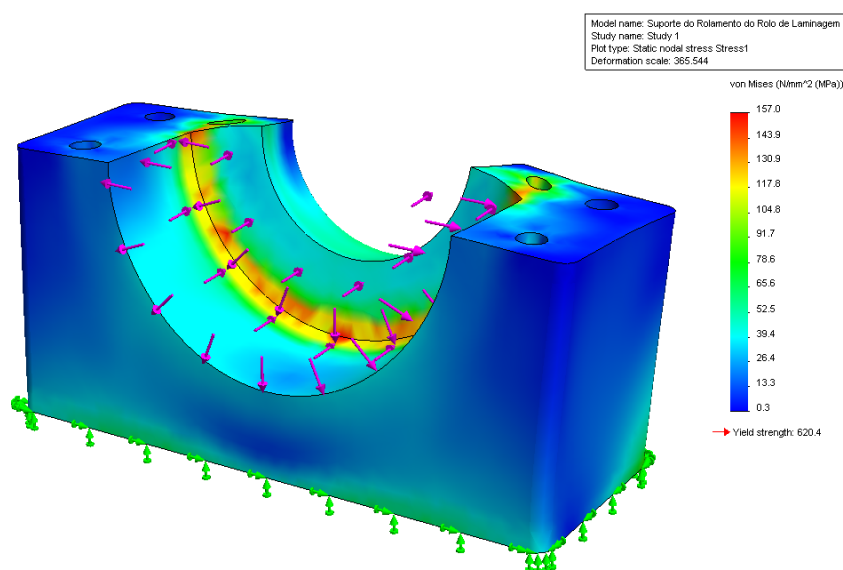


Figura E.9 – Simulação do carregamento aplicado ao apoio dos rolamentos do sistema de laminagem.

Sabendo então que a tensão de cedência do material dos apoios dos rolamentos é cerca de 620 MPa e depois de analisada a figura anterior, verifica-se que este valor não é atingido, podendo concluir-se que o apoio não irá ceder e deformar-se.

E.2.3. Teste ao veio do rolo de laminagem

Para testar o desempenho do veio dos rolos de laminagem, foi também realizada uma simulação computacional, onde se avaliou se o material atingia a sua tensão de cedência quando era sujeito à força máxima de laminagem. Os resultados apresentam-se na figura abaixo e permitiram concluir que o veio irá desempenhar a sua função de forma correcta.

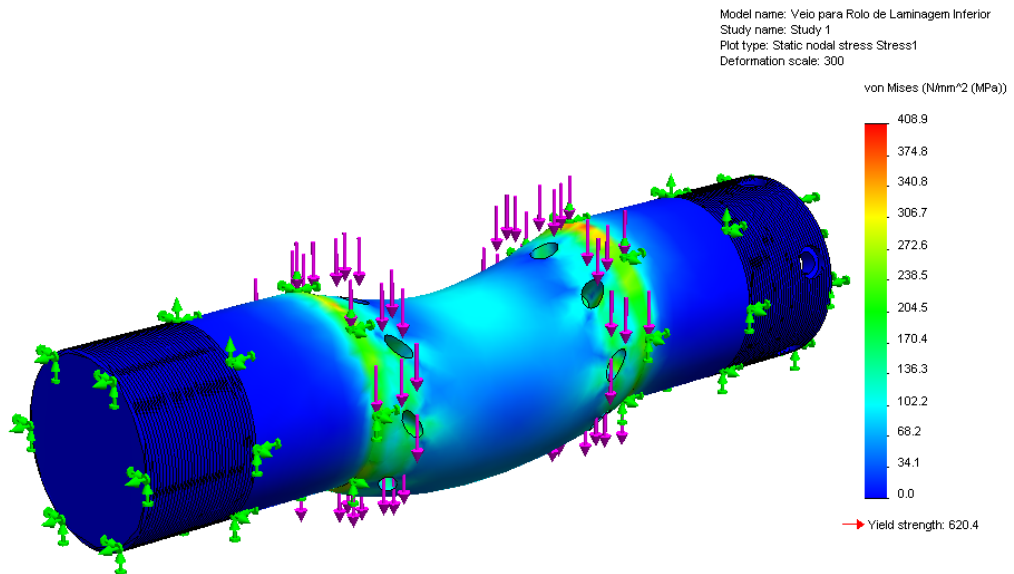


Figura E.10 – Simulação do comportamento do veio dos rolos de laminagem quando sujeitos à força de laminagem.

ANEXO F - CONTACTOS COM FORNECEDORES

F.1. MÓDULOS LINEARES



Equinotec
Equipamentos,
Inovação e
Tecnologia, S. A.

UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Filipe Casimiro
DEPARTAMENTO DE CONTABILIDADE
RUA MARQUÊS D'ÁVILA E BOLAMA
6200-0 COVILHÃ

Proposta N° 487/2009

V/ Ref.	Moeda	Data
TEL 16-04-2009	EUR	17-04-2009

Original Pag. 1/1

Nº. Cliente	Condições de Pagamento	Dsc. Fin.	V/ NIF	Zona	Vend.
001392	Factura a 30 dias	0,00	502083514	01	01

Pos	Artigo	Descrição	Quant.	Un.	Pr.Unit.	Tot.Liq.	IVA	Prazo
1		OPÇÃO 1: módulos compactos símotor síredutor i=5						
2	R0364-500-00	MODULO LINEAR CKR 20-145 L1500	2,000	PC	2.988,07	5.976,14	20,0	4-5 SEM.
3		MA01 01 03 02 01						
4	R0364-500-00	MODULO LINEAR CKR 20-145 L3500	2,000	PC	4.391,15	8.782,30	20,0	4-5 SEM.
5		MA01 01 03 02 01						
6		OPÇÃO 2: módulos compactos símotor síredutor i=5						
7	R0364-500-00	MODULO LINEAR CKR 20-145 L1500	2,000	PC	4.530,84	9.061,69	20,0	4-5 SEM.
8		MG10 01 08 02 11 41 01						
9	R0364-500-00	MODULO LINEAR CKR 20-145 L3500	2,000	PC	5.933,92	11.867,83	20,0	4-5 SEM.
10		MG10 01 08 02 11 41 01						
11		OPÇÃO 3: módulos standard símotor síredutor i=7						
12	R1140-160-10	MODULO LINEAR MKR 20-80 L1550	2,000	PC	2.349,41	4.698,83	20,0	4-5 SEM.
13		MA01 01 01 12 15 01						
14	R1140-160-10	MODULO LINEAR MKR 20-80 L3550	2,000	PC	3.334,13	6.668,25	20,0	4-5 SEM.
15		MA01 01 01 12 15 01						
16		OPÇÃO 3: módulos standard símotor síredutor i=7						
17	R1140-160-10	MODULO LINEAR MKR 20-80 L1550	2,000	PC	3.932,14	7.864,27	20,0	4-5 SEM.
18		MG01 01 10 12 10 41 15 01						
19	R1140-160-10	MODULO LINEAR MKR 20-80 L3550	2,000	PC	4.916,86	9.833,71	20,0	4-5 SEM.
20		MG01 01 10 12 10 41 15 01						

Documento Processado por Computador Preços sem IVA incluído

Validade: 30 dias

Modo de Expedição: EXW - Transportadora
Local de Carga: N/ Morada
Local de Descarga: RUA MARQUÊS D'ÁVILA E BOLAMA
COVILHÃ
6201-001 COVILHÃ

Os prazos de entrega de artigos sem stock são indicativos e sujeitos a confirmação pelo fabricante após encomenda

Os prazos de entrega de artigos em stock são válidos salvo venda dos mesmos.

Com os melhores cumprimentos,
MÁRIO LINDO

Rexroth
Bosch Group



accionamento & controle

Sede: Av. Villagarda de Arosa 1120, 4450-300 Matosinhos Tel.: +351 229 350 755 - Fax: +351 229 351 024

Filial: Rua Marquês de Soveral, 2 A 1700-298 Lisboa Tel.: +351 218 400 850 - Fax: +351 218 400 851

Info@equinotec.com www.equinotec.com

Sociedade Anónima - Capital Social € 50.000,00 - Mat. na Conservatória do Registo Comercial do Porto sob o nº 49469 - Contribuinte nº 502 653 477

F.2. PATINS E CARRIS

F.2.1. Proposta da empresa Equinotec



Equinotec
Equipamentos,
Inovação e
Tecnologia, S. A.

UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Filipe Casimiro
DEPARTAMENTO DE CONTABILIDADE
RUA MARQUÊS D'ÁVILA E BOLAMA
6200-0 COVILHÃ

Proposta N° 492/2009

V/ Ref.	Moeda	Data
EMAIL 20-04-2009	EUR	20-04-2009

Original Pag. 1/1

Nº. Cliente	Condições de Pagamento	Disc. Fin.	V/ NIF	Zona	Vend.
001392	Factura a 30 dias	0,00	502083514	01	01

Pos	Artigo	Descrição	Quant.	Un.	Pr.Unit.	Tot.Liq.	IVA	Prazo
1	R1605-204-31XL	RAIL ESFERAS C/TAMPAS TAM.25 CLN (4MxLx6M)	2x5,000	M	197,58	1.975,82	20,0	2-3 SEM.
2	R1605-204-31	RAIL ESFERAS C/TAMPAS TAM.25 CLN	2x3,000	M	168,88	1.013,25	20,0	IMED.SV
3	R1605-204-31	RAIL ESFERAS C/TAMPAS TAM.25 CLN	2x1,500	M	168,88	506,63	20,0	IMED.SV
4	R1605-104-31	RAIL ESFERAS C/TAMPAS TAM.15 CLN	1x0,680	M	162,52	110,51	20,0	IMED.SV
5	R1605-104-31	RAIL ESFERAS C/TAMPAS TAM.15 CLN	2x0,210	M	162,52	68,26	20,0	IMED.SV
6	R1651-214-20	PATIM ESFERAS 25/G2/STD-FLG-NOR/N2%C	12,000	PC	84,90	1.018,84	20,0	IMED.SV
7	R1623-114-20	PATIM ESFERAS 15/G2/STD-EST-LOH/N2%C	2,000	PC	69,74	139,48	20,0	1-2 SEM.
8	R1666-114-20	PATIM ESFERAS 15/G2/STD-EST-CUR/N2%C	2,000	PC	48,39	96,78	20,0	1-2 SEM.

Documento Processado por Computador Preços sem IVA incluído Validade: 30 dias

Modo de Expedição: EXW - Transportadora

Local de Carga: N/ Morada

Local de Descarga: RUA MARQUÊS D'ÁVILA E BOLAMA
COVILHÃ
6201-001 COVILHÃ

Os prazos de entrega de artigos sem stock são indicativos e sujeitos a confirmação pelo fabricante após encomenda

Os prazos de entrega de artigos em stock são válidos salvo venda dos mesmos.

Com os melhores cumprimentos,

MÁRIO LINDO

Rexroth
Bosch Group



accionamento & controle

Sede: Av. Villagarcia de Arosa 1120, 4450-300 Matosinhos Tel.: +351 229 350 755 - Fax: +351 229 351 024

Filial: Rua Marquês de Soveral, 2 A 1700-298 Lisboa Tel.: +351 218 400 850 - Fax: +351 218 400 851

info@equinotec.com

www.equinotec.com

Sociedade Anónima - Capital Social € 50.000,00 - Mat. na Conservatória do Registo Comercial do Porto sob o nº 49469 - Contribuinte nº 502 653 477

F.2.2.Proposta da empresa Lanema



PROPOSTA A CONTACTO Nº 2568

ORIGINAL

PARA:
SR. FILIPE CASIMIRO
 UBI - Universidade da Beira Interior
 Rua do Convento de Stº António
 Covilhã
 6200-Covilhã

DATA : 22.04.2009

CLIENTE N.º	TELEFONE / FAX	HORA	ZONA	ENVIADO POR	OPERADOR
2189	275 319 000 / 275 319 057	09:25:10	Centro	Rui Santos	RS

- Vimos por este meio apresentar a n/ proposta para o fornecimento do seguinte material:

DESIGNAÇÃO	QTD.	UN.	PEÇAS	PREÇO UN.	DATA PREVISTA	TOTAL
<i>V/ CONSª VIA E-MAIL</i>						
LWH 15 R5000 B HS2 /A4 IKO	2,000	uni		425,0000	imediate s/venda	850,00
LWH 15 R3000 B HS2 /A2 IKO	2,000	uni		256,8000	imediate s/venda	513,60
LWH 15 R1500 B HS2 IKO	2,000	uni		128,5000	imediate s/venda	257,00
LWH 15 R680 B HS2 IKO	1,000	uni		61,6500	imediate s/venda	61,65
LWH 15 R210 B IKO	2,000	uni		22,5000	imediate s/venda	45,00
MHT 15 C1 HS2 IKO	12,000	uni		45,7500	imediate s/venda	549,00
MHD 15 C1 HS2 IKO	2,000	uni		45,7500	imediate s/venda	91,50
ME 15 C1 IKO	2,000	uni		61,4000	imediate s/venda	122,80
LWE 15 R100 B IKO	2,000	uni		19,9000	imediate s/venda	39,80

	%	INCIDÊNCIA	I.V.A	CONDIÇÕES DE PAGAMENTO	TOTAL DA MERCADORIA	EUROS
ISENTO	0,00 %					2.530,35
TABELA 1	5 %			Pronto Pagamento	TOTAL DO IVA	506,07
TABELA 2	21 %				TOTAL	3.036,42
TABELA 3	20 %	2.530,35				

EM CASO DE ENCOMENDA INDICAR SEMPRE O NÚMERO DA PROPOSTA.

- Proposta válida apenas por 7 dias.
- Consideram-se teóricos todos os pesos dos materiais apresentados em Kg, logo sujeitos a alteração após pesagem.
- Os prazos de entrega são fornecidos a título indicativo em relação a cada encomenda, não podendo em caso algum constituir, por falta da empresa, um compromisso firme de fornecimento em data fixa e sempre de acordo c/ a disponibilidade do n/ fornecedor.
- Transporte por conta e risco do cliente.
- Certos de podermos continuar a merecer a confiança da v/ preferência, subscrevemo-nos entretanto com elevada estima e consideração.

OBSERVAÇÕES:

Representações Lanema, Lda.
 Z.Ind. de Ovar - R. do Brasil, nº 143
 Ap. 169 - 3880-108 Ovar - Portugal

Tel.: +351 256 581 400
 Fax: +351 256 581 419

lanema@lanema.pt
 www.lanema.pt



LANEMA
 um excelente parceiro

para qualquer actividade industrial

Página 1
 Fim de Impressão

F.3. SENSOR LASER DE MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA

F.3.1.Proposta LAP Laser

Responder Responder a todos Reencaminhar |  


AW: LAP ANTARIS sensors

De: **Lichtwer, Charlotte** (C.Lichtwer@lap-laser.com)

Enviada: quinta-feira, 23 de Outubro de 2008 7:06:38

Para: Filipe Casimiro

Cc: Lüdemann, Caren (c.luedemann@lap-laser.com)

 1 anexo

[image001.gif](#) (0,5 KB)



Dear Mr. Casimiro,

Thank you very much for your interest in our company and our products.

The price for ANTARIS S (independent of measuring range and measuring distance) is EUR 5'100.00

The price for ANTARIS L (independent of measuring range and measuring distance) is EUR 6'400.00

The above mentioned prices are ex work without packing.

If you need further information please let us know.

Best Regards

Charlotte Lichtwer

Charlotte Lichtwer

Sales Steel Industry / Vertrieb Stahlindustrie

LAP GmbH Laser Applikationen

Zeppelinstr. 23, 21337 Lüneburg

Deutschland / Germany

Phone: +49 4131 951125

Fax: +49 4131 951196

Email: c.lichtwer@lap-laser.com

Web: www.lap-laser.com

Geschäftsführer: Guido Jung | Sitz der Gesellschaft: Lüneburg | Handelsregister: Amtsgericht Lüneburg, HRB 662

Managing Director: Guido Jung | Registered Office: Lueneburg | Register of Comp.: HRB 662



F.3.2.Proposta LA2P



Componentes para Automação Industrial
e Telecomunicações

Proposta N°

9574 /08

F A X

Para: UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Telef

A/c: ENGº FILIPE CASIMIRO

Fax:

De: JOSÉ PRATA

Telef: 22 938 48 66

PG: 1

Data: 18.12.2008

Fax: 22 938 48 67

ASSUNTO:

->

V/ Consulta: TELEFONE

Exmos. Senhores,

Conforme solicitado na V/consulta, a qual desde já agradecemos, propomos a seguinte cotação para o material da marca LEUZE ELECTRONIC

Pos.	Qt.	Designação	Preço Unit. Euro	Total	Prazo de entrega (Após recep. Encomenda)
1	4	ODSL 8/C66-500-S12	328,00	1.312,00	2/3 SEMANAS
2	1	Custo Transporte	8,00	8,00	.

Página 1

Condições de pagamento: CONTRA ENTREGA

Local de entrega: Morada do Cliente

Validade da proposta: 30 dias

EM CASO DE ADJUDICAÇÃO, INDICAR N° DA PROPOSTA Iva a 20 % não incluído

Com os melhores Cumprimentos

José Prata

Praceta D. Nuno Álvares Pereira, 20-1º - Sala AI, Matosinhos

4450-218 MATOSINHOS

NC.: 503343781

E-mail: la2p@la2p.pt

http:// www.la2p.pt

MD-029

R00/11-01-2007



ANEXO G - COMPONENTES DO SISTEMA DE ANÁLISE

Referência	Descrição	Quant.	Preço unitário (s/ IVA)	Total Líquido
Sunnex OSM 10301-2	Pés Anti-vibratórios	10	20,87 €	208,70 €
SKF 608 8 DE AC 8_68	Rolamento rígido de esferas	4	2,76 €	11,04 €
MHD 15 C1 HS2 IKO	Patins	6	45,75 €	274,50 €
LWH 15 R680 B H S2 IKO	Carris	1	61,65 €	61,65 €
LWH 15 R195 B H S2 IKO	Carris	2	17,68 €	35,36 €
Vanel C.190.130.1800.A	Mola de compressão	4	1,20 €	4,80 €
ODSL 8/C 66-500-S12	Sensores laser de medição de distância	4	328,00 €	1.312,00 €
U5-519 203	Junta universal	1	20,50 €	20,50 €
Stephenson Gobin 58-0140-24-DC	Electroímans	2	46,78 €	93,56 €
MHT 15 C1 HS2 IKO	Patins	4	45,75 €	183,00 €
LWH 15 R3000 B H S2 /A2 IKO	Carris	2	256,80 €	513,60 €
ISO - Spur gear 3M 18T 20PA 30FW	Engrenagem	1	9,98 €	9,98 €
ISO - Rack-spur - rectangular 3M 20PA 30F R3000	Cremalheira	1	90,00 €	90,00 €
KUBLER, ref.: 3720	Encoder	1	214,33 €	214,33 €
SICK VT 12T-2P 112	Sensor de proximidade fotoeléctrico	2	69,85 €	139,70 €
OMRON Z15GQ22B	Sensor de fim-de-curso	2	13,69 €	27,38 €
Parvalux PM4MB 80W, Gear Box Ratio: 18 1/2:1	Motor DC de magnetos	1	269,00 €	269,00 €
ROLLER Cover TF BB150, AZ3000, A11, F1.0	Tela de protecção	1	*	
Siemens 3RF2310-1BA02	Contactora	1	45,48 €	45,48 €
Traco TCL 120-124C	Fonte de alimentação	1	74,20 €	74,20 €
Werma 69300055	Coluna de sinalização	1	99,01 €	99,01 €
Unitronics Vision 120-22-R6C	Autómato	1	638,00 €	638,00 €
	Estrutura de apoio em tubo de aço (100x100x3.2)	1	**	
	Apoio para Cremalheira	1	**	

	Fixador da tela de protecção	1	**	
	Barra para fixador da tela de protecção	2	**	
	Chapa de protecção sist. de transporte	8	**	
	Protecção do transportador	1	**	
	Ligação rolo-sensor laser	4	**	
	Placa de reflexão para sensores laser	2	**	
	Suporte para sensor laser 1	1	**	
	Suporte para sensor laser 2	1	**	
	Suporte para sensores laser 3 e 4	2	**	
	Suporte para placa de pré-ajuste	2	**	
	Junta para suporte de rolos de medição	4	**	
	Chapa de pré-ajuste	4	**	
	Rolo de contacto	2	**	
	Tubo de suporte para rolos de contacto	2	**	
	Junta para tubo de suporte para rolos de contacto	8	**	
	Espaçador para mola de compressão dos rolos de medição	4	**	
	Cilindro para mola de contacto	4	**	
	Haste para mola de contacto	4	**	
	Estrutura de suporte dos lasers	1	**	
	Barra em L para protecção	4	**	
	Dobradiça para protecção	6	**	
	Chapa de protecção lateral	2	**	
	Chapa de protecção topo	2	**	
	Chapa de protecção cima	4	**	
	Suporte para electroíman	1	**	
	Suporte para electroíman rotulado	1	**	
	Veio para encoder	1	**	
	Suporte para junção universal	1	**	
	Batente para electroíman rotulado	1	**	

	Mola para electroíman articulado	2	**	
	Barra de Junção 1 da placa de suporte	1	**	
	Barra de Junção 2 da placa de suporte	1	**	
	Batente para sensor de fim-de-curso	2	**	
	Suporte para mola do electroíman	1	**	
	Placa de deslizamento	1	**	
	Placa para suporte de molas	2	**	
	Suporte para sensores de fim-de-curso	2	**	
	Batente fim-de-curso (borracha)	4	**	
	Caixilho para protecção lateral do sistema de análise	2	**	
	Chapa de protecção dos componentes de medição	2	**	
	Chapa de protecção dos componentes de medição	2	**	
	Chapa de protecção dos sensores 1 e 2	2	**	
	ISO 4762 M10 x 16 - 16S	4	***	
	Washer ISO 7093 - 12	4	***	
	ISO 7380 - M4 x 8 - 8S	38	***	
	ISO 7380 - M4 x 12 - 12S	96	***	
	ISO 7380 - M3 x 8 - 8S	100	***	
	ISO 7380 - M4 x 10 - 10S	24	***	
	ISO 7380 - M5 x 12 - 12S	24	***	
	ISO 7380 - M5 x 16 - 16S	8	***	
	ISO 4762 M6 x 20 - 20S	5	***	
	ISO 4762 M5 x 25 - 25S	39	***	
	ISO 4762 M3 x 10 - 10S	8	***	
	ISO 4762 M4 x 25 - 25S	4	***	
	ISO 4762 M4 x 30 - 20S	12	***	
	ISO 4762 M4 x 16 - 16S	16	***	
	ISO 4762 M6 x 60 - 24S	12	***	
	ISO 4762 M4 x 8 - 8S	16	***	
	ISO 4762 M8 x 16 - 16S	4	***	
	ISO 4762 M6 x 16 - 16S	18	***	
	ISO 4762 M6 x 10 - 10N	4	***	

ISO 4762 M4 x 20 - 20S		6	***	
ISO 4762 M4 x 35 - 20S		4	***	
ISO 4762 M4 x 12 -12S		16	***	
ISO 4762 M5 x 12 -12S		4	***	
Washer ISO 7092 - 3		8	***	
Washer ISO 7092 - 4		52	***	
Washer ISO 7092 - 5		40	***	
Washer ISO 7092 - 6		34	***	
ISO 7040-M4-N		8	***	
ISO 7719-M5-N		12	***	
ISO 7719-M6-N		4	***	
ISO 10511-M4-N		8	***	
Washer ISO 7089 - 8		4	***	
Washer ISO 7089 - 6		4	***	
ISO 4029 - M3 x 6-S		2	***	
ISO 10642 - M6 x 20 - 20S		6	***	
ISO 10642 - M6 x 12 - 12S		2	***	
ISO 10642 - M5 x 12 - 12S		26	***	
ISO 10642 - M8 x 25 - 25N		2	***	
ISO 4027 - M3 x 5-S		2	***	
Hexagon Nut ISO - 8675 - M12 x 1.5 - N		2	***	
			Total	4.325,79 €

* Preço sob consulta.

** Componentes projectados. Preço não definido.

*** Parafusos, porcas e anilhas. Preço variável com quantidade.

ANEXO H - DESENHO CONJUNTO MACDML

