

# DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE PREPARAÇÃO DE TUBO ESPIRAL

**PAULO RICARDO OLIVEIRA DOS SANTOS**  
dezembro de 2018

# DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE PREPARAÇÃO DE TUBO ESPIRAL

Paulo Ricardo Oliveira dos Santos  
1130569

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

## **DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UMA MÁQUINA DE PREPARAÇÃO DE TUBO ESPIRAL**

Paulo Ricardo Oliveira dos Santos  
1130569

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação Doutor Francisco José Gomes da Silva e Coorientação do Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

**2018**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO  
DO PORTO

isep

# JÚRI

## **Presidente**

Doutor Rui Filipe Neves Araújo Rego

Professor Adjunto Convidado do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP

## **Orientador**

Doutor Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP

## **Co-orientador**

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho

Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP

## **Arguente**

Doutor Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes

Investigador Pós-Doc



## **PALAVRAS CHAVE**

Máquina de preparação de espiral, Projeto, Engenharia Mecânica, tubo espiral.

## **RESUMO**

A indústria de componentes de automóvel tem sofrido enormes desenvolvimento nos últimos anos. A automatização dos processos tem feito com que a cadência de produção de componentes tenha aumentando bastante, assim como a sua qualidade. Um dos exemplos onde a automatização tem tido um papel bastante importante é no fabrico de tubos espiral. Aos dias de hoje o processo de tratamento deste tipo de componente é feito automaticamente, o que comprova a importância da automatização.

Ao longo deste trabalho será desenvolvido um projeto mecânico de uma máquina de preparação de tubo espiral. A principal função do equipamento a ser projetado é puncionar terminais de plásticos em ambas as pontas do tubo espiral.





**KEYWORDS**

*Spiral tube preparation machine, Mechanical design, Mechanical Engineering, Spiral tube.*

**ABSTRACT**

*The automotive components industry has grown a lot in the past few years. The automation of the manufacturing processes increased the cadence of production of the components such as its quality. One of the examples where the automation has a huge importance is in the manufacturing of spiral tubes. Nowadays the manufacturing process of the components is totally automatic, which prove the importance of the automation.*

*Throughout this work, a spiral tube preparation machine will be developed. The main function of this equipment is to puncture plastic terminals in both ends of the spiral tube.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AFIA	Associação de Fabricantes para a Indústria Automóvel
CAD	<i>Computer aided design</i>
$l_{haste}$	Comprimento da haste cilíndrica
ISO	Organização Internacional da Normalização
JIT	<i>Just in Time</i>
MEF	Método de Elementos Finitos
OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
OICA	Organização Internacional de Construtores Automóveis
PIB	Produto Interno Bruto

### Lista de Unidades

°	Grau
°C	Grau Celsius
GPa	Giga Pascal
J	Joule
kg	Quilograma
km/h	Quilómetro por hora
m	Metro
mm	Milímetro
mm/s	Milímetro por segundo
min	Minuto
MPa	Mega Pascal
N	Newton
Nm	Newton por metro
s	Segundo
W	Watt



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1. PRIMEIRO CARRO A SER FABRICADO [2]	7
FIGURA 2.2. INVENÇÃO DE KARL BENZ EM 1886 [3]	8
FIGURA 2.3. <i>BAKER ELECTRIC</i> , O PRIMEIRO CARRO ELÉTRICO DO MUNDO [4]	8
FIGURA 2.4. VEÍCULOS FABRICADOS NOS ÚLTIMOS 5 ANOS A NÍVEL MUNDIAL [5]	9
FIGURA 2.5. VEÍCULOS FABRICADOS NOS ÚLTIMOS 5 ANOS EM PORTUGAL [5]	11
FIGURA 2.6. VOLUME DE NEGÓCIOS DA INDÚSTRIA DE COMPONENTES PARA AUTOMÓVEIS [7]	11
FIGURA 2.7. DESTINO DAS VENDAS DA INDÚSTRIA DE COMPONENTES AUTOMÓVEL [7]	12
FIGURA 2.8. DIMENSÕES DO VALOR DO PRODUTO (ADAPTADO DE [11])	13
FIGURA 2.9. AUTOMAÇÃO FIXA [17]	15
FIGURA 2.10. AUTOMAÇÃO PROGRAMÁVEL [17]	16
FIGURA 2.11. AUTOMAÇÃO FLEXÍVEL [17]	16
FIGURA 2.12. CAMIÃO ROBOTIZADO [19]	17
FIGURA 2.13. BRAÇO QUE COPIAVA MOVIMENTOS DE UM HUMANO [20]	17
FIGURA 2.14. CÉLULAS ROBOTIZADAS DE SOLDADURA POR PONTOS [23]	18
FIGURA 2.15. <i>BODY IN WHITE</i> [24]	18
FIGURA 2.16. TIPOS DE CABO DE TRAVÃO ENCONTRADOS EM SISTEMAS AUTOMÓVEIS [30]	21
FIGURA 2.17. LOCALIZAÇÃO DE CABOS NUM AUTOMÓVEL (ADAPTADO DE [31])	21
FIGURA 2.18. CABO DE AÇO [32]	22
FIGURA 2.19. TERMINAL DE UM CABO DE AÇO [33]	22
FIGURA 2.20. PROCESSO DE ENROLAMENTO DE UM CABO DE AÇO	23
FIGURA 2.21. CABO DEPOIS DE EFETUADO A AFLORAMENTO DA PONTA [34]	24
FIGURA 2.22. COMPARAÇÃO ENTRE AFLORAMENTO EM CABOS REVESTIDOS E CABOS NÃO REVESTIDOS [34]	24
FIGURA 2.23. TUBO ESPIRAL	24
FIGURA 2.24. COMPOSIÇÃO DO TUBO ESPIRAL	25
FIGURA 2.25. TERMINAL USADO NAS PONTAS DO TUBO ESPIRAL	25
FIGURA 2.26. PUNÇÃO UTILIZADO PARA ENCRAVAMENTO DOS TERMINAIS	26
FIGURA 2.27. TUBO ESPIRAL JÁ COM AMBOS OS TERMINAIS ENCRAVADOS	26
FIGURA 2.28. TUBO ESTRELA NO EXTERIOR DO TUBO ESPIRAL	27
FIGURA 2.29. TUBO COM UMA CAMADA EXTERIOR DE TUBO ESPONJA PARA EVITAR OS RÚIDOS	27
FIGURA 3.1. MÁQUINA DE PREPARAÇÃO DE ESPIRAL <i>STANDARD</i>	34
FIGURA 3.2. CRITÉRIO DE EULER APLICADO A HASTES DE CILINDROS PNEUMÁTICOS	39
FIGURA 3.3. CILINDRO ROTATIVO	40
FIGURA 3.4. GRÁFICOS PARA A ESCOLHA DE CILINDROS ROTATIVOS	41
FIGURA 3.5. LOCALIZAÇÃO DOS CONJUNTOS DO SISTEMA ALIMENTADOR NA MÁQUINA	44
FIGURA 3.6. ALIMENTADOR DE ESPIRAIS DA MÁQUINA	44
FIGURA 3.7. LOCALIZAÇÃO DO ALIMENTADOR EM MÁQUINAS JÁ PROJETADAS	45
FIGURA 3.8. ADAPTAÇÃO FEITA À LOCALIZAÇÃO DO ALIMENTADOR	45
FIGURA 3.9. MECANISMO QUE PERMITE O AJUSTE DO ESPAÇO PARA COLOCAR ESPIRAIS	46

FIGURA 3.10. COSTELA ADICIONADA PARA EVITAR A FLECHA A MEIO VÃO	47
FIGURA 3.11. PRIMEIRA CONDIÇÃO DE FRONTEIRA DA GAVETA DE ALIMENTAÇÃO	48
FIGURA 3.12. SEGUNDA CONDIÇÃO DE FRONTEIRA DA GAVETA DE ALIMENTAÇÃO	48
FIGURA 3.13. BLOCO QUE SIMULA A PRESENÇA DE 600 ESPIRAIS NA GAVETA DE ALIMENTAÇÃO	48
FIGURA 3.14. TENSÕES EQUIVALENTES DE VON MISES DA GAVETA DE ALIMENTAÇÃO	48
FIGURA 3.15. DESLOCAMENTOS DA GAVETA DE ALIMENTAÇÃO	48
FIGURA 3.16. TRANSPORTADOR DE ESPIRAIS ATÉ À ENTRADA DA LINHA	50
FIGURA 3.17. CANAL ONDE SÃO INTRODUZIDAS TODAS AS ESPIRAIS	50
FIGURA 3.18. MECANISMO PROJETADO PARA REALIZAR O TRANSPORTE DA ESPIRAL	50
FIGURA 3.19. AGULHA QUE SE ENCONTRA NO CANAL ONDE CAEM AS ESPIRAIS	51
FIGURA 3.20. COMPARTIMENTO PROJETADO PARA A TROCA DA AGULHA	51
FIGURA 3.21. BATENTE MECÂNICO UTILIZADO	52
FIGURA 3.22. DISTÂNCIA DA CARGA ATÉ AO CENTRO DE MASSA DO EIXO SMC (ADAPTADO [39])	53
FIGURA 3.23. CALCADOR DA ESPIRAL COM PAREDE	56
FIGURA 3.24. CALCADOR DA ESPIRAL APENAS PARA GARANTIR O SEU GUIAMENTO	56
FIGURA 3.25. SISTEMA PASSA NÃO PASSA FIXO	57
FIGURA 3.26. SISTEMA PASSA NÃO PASSA MÓVEL	58
FIGURA 3.27. DIAGRAMA DE FORÇAS DO CONJUNTO 014 MOVEL	59
FIGURA 3.28. AFINAÇÃO DO TRANSPORTE DA ESPIRAL	60
FIGURA 3.29. POSICIONAMENTO DO BATENTE NO SISTEMA DE AFINAÇÃO	61
FIGURA 3.30. FURAÇÕES QUE PERMITEM O TRANCAMENTO DO SISTEMA DE AFINAÇÃO	62
FIGURA 3.31. DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DE MASSA DO CONJUNTO 015	62
FIGURA 3.32. LOCALIZAÇÃO DO SISTEMA DO PASSO PEREGRINO NA MÁQUINA	64
FIGURA 3.33. VERSÃO MAIS ATUAL DO PASSO PEREGRINO	64
FIGURA 3.34. ALAVANCAS QUE PERMITEM LEVANTAR AS ESPIRAIS	65
FIGURA 3.35. SEGUNDA ALAVANCA DO SISTEMA DE PASSO PEREGRINO	65
FIGURA 3.36. ELEVADO NÚMERO DE ESPIRAIS PRESENTES NA MÁQUINA	66
FIGURA 3.37. TRAVES QUE PODEM DIFICULTAR A MONTAGEM DOS COMPONENTES	67
FIGURA 3.38. PROBLEMAS DEVIDO AO AQUECIMENTO DAS PEÇAS NUMA DAS ALAVANCAS	67
FIGURA 3.39. ANTIGO CONJUNTO DO PASSO PEREGRINO VS NOVO CONJUNTO DO PASSO PEREGRINO	70
FIGURA 3.40. TRAVAMENTO ENTRE OS MÓDULOS DO PASSO PEREGRINO	70
FIGURA 3.41. CILINDRO PNEUMÁTICO RESPONSÁVEL PELO SEGUNDO MOVIMENTO DO SISTEMA PASSO PEREGRINO	71
FIGURA 3.42. SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR ONDE SE ENCONTRA APOIADO O SISTEMA DE PASSO PEREGRINO	71
FIGURA 3.43. GUIAMENTOS COLOCADOS NAS LATERAIS DO SISTEMA PASSO PEREGRINO	71
FIGURA 3.44. GUIAMENTO LINEAR COLOCADO NUM DOS LADOS DO PASSO PEREGRINO PARA PERMITIR A AFINAÇÃO DO COMPRIMENTO DA MÁQUINA	71
FIGURA 3.45. NOVAS BARRAS ADICIONADAS AO CONJUNTO PASSO PEREGRINO	72
FIGURA 3.46. DISTÂNCIA ENTRE O CENTRO DOS PATINS E DO CONJUNTO PASSO PEREGRINO	74
FIGURA 3.47. DIAGRAMA PARA OBTER AS REAÇÕES EM TODOS OS PATINS	74
FIGURA 3.48. PRIMEIRO DIAGRAMA DE FORÇAS PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GUIAS LINEARES EM QUE APOIAM OS BRAÇOS O PASSO PEREGRINO	76

FIGURA 3.49. SEGUNDO DIAGRAMA DE FORÇAS PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GUIAS LINEARES EM QUE APOIAM OS BRAÇOS DO PASSO PEREGRINO	76
FIGURA 3.50. ESQUEMA PARA EFETUAR O CÁLCULO DA SUBIDA DO BRAÇO DO PASSO PEREGRINO	78
FIGURA 3.51. RÉGUAS GUIA QUE PERMITEM A AFINAÇÃO DO COMPRIMENTO DA MÁQUINA	78
FIGURA 3.52. SISTEMA DE GUIAS LINEARES APLICADO ÀS RÉGUAS GUIA	79
FIGURA 3.53. CONJUNTO QUE PERMITE A AFINAÇÃO DO COMPRIMENTO DA MÁQUINA	80
FIGURA 3.54. PEÇA QUE SE ENCONTRA LIGADA AOS PERFIS DE ALUMÍNIO E QUE FAZEM COM QUE A ESTRUTURA SE MOVA	80
FIGURA 3.55. ENCODER QUE GARANTE O POSICIONAMENTO DO LADO MÓVEL DA MÁQUINA	80
FIGURA 3.56. POSICIONAMENTO DOS POSTOS DE TRABALHO NA MÁQUINA	81
FIGURA 3.57. CONJUNTOS POSICIONADORES QUE SE ENCONTRAM ESPALHADOS PELA MÁQUINA	82
FIGURA 3.58. EXEMPLO DE UM CALCADOR UTILIZADO EM MÁQUINAS ANTERIORES	83
FIGURA 3.59. NOVOS CALCADORES PROJETADOS	84
FIGURA 3.60. CONJUNTO DE ESCAREAR/ESMERILAR	85
FIGURA 3.61. FRESA QUE FAZ A LIMPEZA DA ESPIRAL	86
FIGURA 3.62. SUBCONJUNTO DO SOPRO COLOCADO NO LADO FIXO DA MÁQUINA	86
FIGURA 3.63. SUBCONJUNTO DO SOPRO COLOCADO NA PARTE MOVEL DA MÁQUINA	87
FIGURA 3.64. CONJUNTO DE SOPRO POSICIONADO POR CIMA DOS POSTOS DE ESCAREAR/ESMERILAR	87
FIGURA 3.65. COMPONENTES QUE SEGURAM A ESPIRAL ENQUANTO É TRABALHADA	88
FIGURA 3.66. ADAPTAÇÃO FEITA AOS POSICIONADORES DA PRIMEIRA PUNCIÓNAGEM	88
FIGURA 3.67. ALTERAÇÃO FEITA NAS PEÇAS QUE SUPTAM A ESPIRAL, JÁ COM UM TERMINAL PUNCIÓNADO	89
FIGURA 3.68. CONJUNTO DE MEDIÇÃO	89
FIGURA 3.69. CONJUNTO DE INJEÇÃO DE MASSA	90
FIGURA 3.70. CONJUNTO QUE REALIZA A TRANSFERÊNCIA DAS ESPIRAIS ATÉ À LINHA DE PREPARAÇÃO	90
FIGURA 3.71. CANAL QUE LEVA AS ESPIRAIS ATÉ À ENTRADA DA LINHA	93
FIGURA 3.72. DIAGRAMA DE FORÇAS DO CONJUNTO 041 PARA DETERMINAR A FORÇA A QUE O CILINDRO HORIZONTAL ESTÁ SUJEITO	94
FIGURA 3.73. AMORTECEDOR COLOCADO NO CONJUNTO 041	95
FIGURA 3.74. DIAGRAMA CONSIDERADO PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR DO CONJUNTO 041	96
FIGURA 3.75. DIAGRAMA DE FORÇAS PARA DETERMINAR A REAÇÃO EM CADA PATIM	97
FIGURA 3.76. ESTRUTURA QUE SUSTENTA TODOS OS CONJUNTOS DA ALIMENTAÇÃO DE ESPIRAIS	98
FIGURA 3.77. FIXAÇÃO DESTA ESTRUTURA À QUE SUSTENTA TODA A LINHA DE PREPARAÇÃO DE ESPIRAL DO EQUIPAMENTO	99
FIGURA 3.78. FIXAÇÃO DOS QUADROS ELÉTRICOS E UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR	101
FIGURA 3.79. TENSÕES EQUIVALENTES DE <i>VON MISES</i> NA PRIMEIRA ESTRUTURA ANALISADA	103
FIGURA 3.80. DESLOCAMENTOS NA PRIMEIRA ESTRUTURA ANALISADA	103
FIGURA 3.81. ESTRUTURA ONDE ASSENTA A LINHA DE PREPARAÇÃO DA ESPIRAL	103
FIGURA 3.82. TRAVES QUE SEGURAM A LINHA DE PREPARAÇÃO DE ESPIRAL	104
FIGURA 3.83. TENSÕES EQUIVALENTES DE <i>VON MISES</i> NA SEGUNDA ESTRUTURA ANALISADA	106
FIGURA 3.84. DESLOCAMENTOS NA SEGUNDA ESTRUTURA ANALISADA	106



FIGURA 3.85. BASE DO CONJUNTO DO VIBRADOR ANEXO À PARTE MOVEL DO EQUIPAMENTO	106
FIGURA 3.86. TENSÕES EQUIVALENTES DE <i>VON MISES</i> NA TERCEIRA ESTRUTURA ANALISADA	108
FIGURA 3.87. DESLOCAMENTOS NA TERCEIRA ESTRUTURA ANALISADA	108
FIGURA 3.88. BASE DOS CONJUNTOS DE VIBRADORES QUE SE ENCONTRAM DO LADO FIXO DA MÁQUINA	109
FIGURA 3.89. TENSÕES EQUIVALENTES DE <i>VON MISES</i> NA QUARTA ESTRUTURA ANALISADA	110
FIGURA 3.90. DESLOCAMENTOS NA QUARTA ESTRUTURA ANALISADA	110
FIGURA 3.91. ESTRUTURA MÓVEL DO CONJUNTO DE EXTRAÇÃO DE ESPIRAIS	111
FIGURA 3.92. DESLOCAMENTOS NA ÚLTIMA ESTRUTURA ANALISADA	113
FIGURA 3.93. FERRAMENTA DE PUNCIÓNAGEM	113
FIGURA 3.94. BATENTE DA FERRAMENTA DE PUNCIÓNAGEM	114
FIGURA 3.95. MOLDA DA PARTE INFERIOR	114
FIGURA 3.96. MOLDA DA PARTE SUPERIOR	114
FIGURA 3.97. PONTEIRA QUE EXECUTA A PUNCIÓNAGEM DOS TERMINAIS	115
FIGURA 3.98. POSICIONAMENTO DAS PONTEIRAS DEPOIS DE O CILINDRO ATINGIR O SEU FIM DE CURSO	115
FIGURA 3.99. CONJUNTO DE EXTRAÇÃO DE ESPIRAIS	116
FIGURA 3.100. POSICIONAMENTO DO CONJUNTO DE EXTRAÇÃO QUANDO A ESPIRAL SE ENCONTRA DENTRO DO ADMISSÍVEL	116
FIGURA 3.101. POSICIONAMENTO DO CONJUNTO QUANDO A ESPIRAL É DEFEITUOSA	116
FIGURA 3.102. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NO ENSAIO DO CONJUNTO DE EXTRAÇÃO	117
FIGURA 3.103. FORÇAS APLICADAS AO CONJUNTO DE EXTRAÇÃO	117
FIGURA 3.104. DESLOCAMENTOS NO SISTEMA DE EXTRAÇÃO	118
FIGURA 3.105. LOCALIZAÇÃO DO CONJUNTO DE MANIPULAÇÃO DE TERMINAIS + VIBRADORES NA MÁQUINA	118
FIGURA 3.106. ALIMENTADOR VIBRATÓRIO SEMELHANTE AO UTILIZADO [41]	119
FIGURA 3.107. MECANISMO UTILIZADO PARA RECOLHER A ESPIRAL DO ALIMENTADOR VIBRATÓRIO	120
FIGURA 3.108. CILINDRO ROTATIVO QUE PERMITE A ROTAÇÃO DO TERMINAL	120
FIGURA 3.109. MECANISMO DE TRANSPORTE DOS TERMINAIS DO LADO FIXO	121
FIGURA 3.110. MECANISMO DE TRANSPORTE DOS TERMINAIS DO LADO MÓVEL	122
FIGURA 3.111. DIAGRAMA DE FORÇAS DE UM DOS MANIPULADORES	124
FIGURA 3.112. MECANISMO DE <i>GABARITS</i> PROJETADO	125
FIGURA 3.113. POSICIONAMENTO DO TUBO ESPIRAL NO <i>GABARIT</i> , ASSIM QUE CHEGA ÀS ESTAÇÕES DE PUNCIÓNAGEM	126
FIGURA 3.114. ESPIRAL TAPADA PELO MECANISMO DE GAVETA DO <i>GABARIT</i>	126

## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1. TOTALIDADE DE VEÍCULOS VENDIDOS ANUALMENTE A NÍVEL MUNDIAL [5]	9
TABELA 2. CATEGORIAS DOS ARAMES	28
TABELA 3. DISTÂNCIA ENTRE GARRAS NO ENSAIO DE TRAÇÃO	28
TABELA 4. REFERÊNCIAS E COMPRIMENTOS DAS ESPIRAIS COM QUE A MÁQUINA VAI TRABALHAR	35
TABELA 5. TERMINAIS A CONSIDERAR PARA AS FERRAMENTAS DE PUNÇIONAGEM	35
TABELA 6. DIVISÃO DOS CONJUNTOS NO ANTEPROJETO	36
TABELA 7. METODOLOGIA DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	38
TABELA 8. FUNÇÕES DOS CONJUNTOS DA MÁQUINA	43
TABELA 9. MELHORIAS EFETUADAS NO CONJUNTO 011-ALIMENTADOR	45
TABELA 10. PARÂMETROS PARA O DIMENSIONAMENTO DO EIXO	53
TABELA 11. PARÂMETROS CALCULADOS PARA O DIMENSIONAMENTO DO EIXO	54
TABELA 12. VALORES RETIRADOS DO CATÁLOGO PARA O DIMENSIONAMENTO	54
TABELA 13. PROBLEMAS IDENTIFICADOS DURANTE O TRANSPORTE DA ESPIRAL	55
TABELA 14. ALTERAÇÕES EFETUADAS AO SISTEMA PASSA NÃO PASSA	57
TABELA 15. PARÂMETROS PARA A ESCOLHA DO TAMANHO DA GUIA DO CONJUNTO 014	59
TABELA 16. VARIÁVEIS UTILIZADAS PARA DETERMINAR O TEMPO DE VIDA ÚTIL DO SISTEMA DE GUIAS LINEARES NO CONJUNTO 014	60
TABELA 17. DESVANTAGENS DO SISTEMA TRADICIONAL DE AFINAÇÃO DE COMPRIMENTO DO BATENTE	61
TABELA 18. PARÂMETROS PARA O CÁLCULO DO TEMPO DE VIDA ÚTIL DO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR	63
TABELA 19. PROBLEMAS DETETADOS NO SISTEMA DE PASSO PEREGRINO	68
TABELA 20. RESULTADOS OBTIDOS NA ANÁLISE DE CRITICIDADE	69
TABELA 21. PARÂMETROS DAS DISTÂNCIAS ENTRE CENTROS DO CONJUNTO PASSO PEREGRINO	74
TABELA 22. VALORES DAS REAÇÕES NOS PATINS	75
TABELA 23. PARÂMETROS PARA A ESTIMATIVA DO TEMPO DE VIDA ÚTIL DO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR NO PASSO PEREGRINO	75
TABELA 24. PARÂMETROS PARA A ESTIMATIVA DO TEMPO DE VIDA ÚTIL PARA O SEGUNDO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR NO PASSO PEREGRINO	77
TABELA 25. POSTOS DE PREPARAÇÃO DE ESPIRAL	80
TABELA 26. DADOS RECOLHIDOS PARA O DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO DO CONJUNTO DOS POSICIONADORES	83
TABELA 27. DADOS UTILIZADOS PARA DIMENSIONAMENTO DE UM DOS CILINDROS DOS CALCADORES	85
TABELA 28. FASES NA TRANSFERÊNCIA DA ESPIRAL DESDE O SEU TRANSPORTADOR INICIAL PARA A LINHA DE PREPARAÇÃO	91
TABELA 29. VALORES OBTIDOS PARA O DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE GUIAS LINEARES DO CONJUNTO 041	96
TABELA 30. PARÂMETROS PARA A ESTIMATIVA DO TEMPO DE VIDA ÚTIL DO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR NO CONJUNTO 041	97

TABELA 31. DIMENSÕES MÁXIMAS QUE A ESTRUTURA PODERIA TER	98
TABELA 32. FIXAÇÃO DOS CONJUNTOS NA PRIMEIRA ESTRUTURA	99
TABELA 33. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NA PRIMEIRA ESTRUTURA ANALISADA	101
TABELA 34. FORÇAS APLICADAS NA PRIMEIRA ESTRUTURA ANALISADA	102
TABELA 35. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NA SEGUNDA ESTRUTURA ANALISADA	105
TABELA 36. FORÇAS APLICADAS NA SEGUNDA ESTRUTURA ANALISADA	105
TABELA 37. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NA TERCEIRA ESTRUTURA ANALISADA	107
TABELA 38. FORÇAS APLICADAS NA TERCEIRA ESTRUTURA ANALISADA	107
TABELA 39. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NA QUARTA ESTRUTURA ANALISADA	109
TABELA 40. FORÇAS APLICADAS NA QUARTA ESTRUTURA ANALISADA	110
TABELA 41. CONDIÇÕES DE FRONTEIRA NA QUINTA ESTRUTURA ANALISADA	111
TABELA 42. FORÇAS APLICADAS NA QUINTA ESTRUTURA ANALISADA	112
TABELA 43. POSIÇÕES POSSÍVEIS DOS TERMINAIS QUANDO SAEM DOS ALIMENTADORES VIBRATÓRIOS	119
TABELA 44. DADOS PARA A ÚLTIMA ETAPA DO DIMENSIONAMENTO DO EIXO ELÉTRICO	123
TABELA 45. PARÂMETROS PARA O CÁLCULO DO TEMPO DE VIDA ÚTIL DO SISTEMA DE GUIAMENTO LINEAR DO CONJUNTO 081	125
TABELA 46. ETAPAS PARA A TROCA DOS <i>GABARITS</i>	127
TABELA 47. UTILIZAÇÃO DOS <i>GABARITS</i>	128
TABELA 48. ETAPAS A REALIZAR ANTES DE COLOCAR A MÁQUINA EM FUNCIONAMENTO	129
TABELA 49. ALGUMA DA SINALIZAÇÃO ENCONTRADA NO EQUIPAMENTO	132
TABELA 50. CONCLUSÕES DO TRABALHO	136

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>3</b>
1.1	Contextualização	3
1.2	Objetivos	3
1.3	Metodologia utilizada	4
1.4	Estrutura da dissertação	4
1.5	Empresa de acolhimento	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>7</b>
2.1	O automóvel	7
2.1.1	Importância da indústria automóvel no contexto mundial	9
2.1.2	Importância da indústria automóvel no contexto nacional	10
2.1.3	Indústria de componentes para automóveis	11
2.1.4	Pilares da indústria automóvel	12
2.2	Automatização de processos	14
2.2.1	Automatização vs Robótica	15
2.2.2	Vantagens e limitações da automatização	18
2.2.3	Vantagens e limitações da robótica	19
2.2.4	Recentes desenvolvimentos da automatização de processos	19
2.2.5	Fatores humanos relacionados com a automatização e robotização da produção	20
2.3	Componentes para Automóveis	20
2.3.1	Contextualização dos cabos no Automóvel	21
2.3.2	Funções e requisitos dos cabos metálicos	21
2.3.3	Produção de cabos metálicos	22
2.3.4	Requisitos de qualidade	27
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	<b>33</b>
3.1	Caracterização da PPRR-METAL	33
3.2	Caracterização do problema	33
3.3	Requisitos principais por parte do cliente final	34
3.4	Anteprojecto	36

3.5	Projeto	36
3.5.1	Métodos de dimensionamento utilizados no projeto mecânico	37
3.5.2	Projeto dos vários conjuntos da máquina	42
3.5.3	Conjunto 01-Alimentador	44
3.5.4	Conjunto 02-Sistema do Passo Peregrino	63
3.5.5	Conjunto 03-Estações do passo peregrino	80
3.5.6	Conjunto 04-Manipuladores de entrada	90
3.5.7	Conjunto 05-Estruturas	98
3.5.8	Conjunto 06-Ferramentas de puncionagem	113
3.5.9	Conjunto 07-Extração	115
3.5.10	Conjunto 08- Manipulação de terminais + Vibradores	118
3.5.11	Conjunto 09- <i>Gabarits</i>	125
3.5.12	Listas de Componentes	128
3.5.13	Montagem do equipamento	128
3.5.14	Manual de Funcionamento da máquina	129
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	135
4.1	CONCLUSÕES	135
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	137
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	141
6	ANEXOS	147
6.1	Anexo 1	147
6.1.1	Listagem de compras do material normalizado	147
6.1.2	Listagem de compras de componentes a fabricar	152
6.2	Anexo 2	163
6.2.1	Séries de Guias Lineares	163
6.3	Anexo 3	164
6.3.1	Características das guias lineares HGW	164
6.3.2	Características das guias lineares HGH	164
6.4	Anexo 4	165
6.4.1	Características dos cilindros da série C55	165
6.4.2	Características do cilindro CD85E16-25-B	166
6.4.3	Características do cilindro CDQMB20-35	167
6.4.4	Características do cilindro CDQMB32-35	168
6.4.5	Características do cilindro CD85E16-10-B	169
6.4.6	Características do cilindro CD85E12-20-B	170

6.4.7	Características do cilindro CDQMB20-50	171
6.4.8	Características do cilindro CD85E20-250-B	172
6.4.9	Características do cilindro DSR-25-180-P	173
6.4.10	Características do cilindro CD85N20-250C-B	174
6.4.11	Características do cilindro da série CU	175
6.4.12	Características do cilindro CDG1BA40-200Z	176
6.5	Anexo 5	177
6.5.1	Fatores para cálculo da Vida Útil de Guias Lineares	177
6.6	Anexo 6	178
6.6.1	Gráfico que relaciona a velocidade do eixo elétrico com a sua carga	178
6.6.2	Verificação do centro de gravidade dos componentes a transportar num eixo elétrico	178
6.6.3	Cálculo do tempo de ciclo de um eixo elétrico	179
6.7	Anexo 7	180
6.7.1	Características do motor utilizado no conjunto 024	180
6.8	Anexo 8	181
6.8.1	Características do amortecedor da série RBC	181
6.9	Anexo 9	182
6.9.1	Características do rolamento selecionado no conjunto 011	182
6.10	Anexo 10	183
6.10.1	Desenhos 2D e vistas explodidas dos conjuntos	183



# INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.2 Objetivos

1.3 Metodologia utilizada

1.4 Estrutura da dissertação

1.5 Empresa de acolhimento





# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

A indústria automóvel apresenta-se, atualmente, como um dos principais pilares da economia mundial, apostando cada vez mais na inovação dos seus processos tecnológicos. Essa inovação tem como principais objetivos promover o aumento da qualidade e da produtividade dos produtos.

O facto de um determinado produto se encontrar em constante desenvolvimento, faz com que os processos tecnológicos utilizados para fabricar esse componente se encontrem também em franco desenvolvimento.

Esse constante desenvolvimento faz com que a recorrência a sistemas baseados na robótica ou na automação, seja necessária por parte das empresas produtoras de componentes, de forma a poder lidar com a elevada procura e exigência do mercado atual.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho visa a atualização de uma máquina de preparação de espirais metálicas em cabos de comando na indústria automóvel, com alterações significativas relativamente às que são atualmente fabricadas pela empresa.

Numa máquina *standard* deste tipo, a alimentação e extração das espirais é toda feita em linha. No entanto no âmbito deste projeto, e por imposição do cliente final, teria de se considerar que na fase da alimentação da espiral teria que existir espaço suficiente para que, caso o cliente pretenda, se faça igualmente alimentação de tubo estrela, pela parte exterior da espiral.

O desafio consistia então em partir do conceito que é atualmente utilizado pela empresa para o fabrico de equipamentos desta gama, adaptá-lo às exigências do cliente e efetuar melhorias nos vários processos que estariam já incluídos no equipamento, de forma a obter um resultado final que fosse ao encontro daquilo que era esperado pelo cliente, mas também que mostrasse melhorias relativamente àquilo que já é atualmente fabricado por parte da empresa. Em suma, os objetivos deste trabalho são os seguintes:

- Desenvolver um equipamento que seja capaz de trabalhar de forma autónoma com várias referências de tubo espiral;
- Desenvolver uma máquina que esteja preparada para alimentar, caso o cliente final pretenda, tubo estrela pela parte exterior da espiral;

- Efetuar o maior número de melhorias possíveis nos conjuntos a ser utilizados;
- Cumprir com todos os parâmetros definidos pelo cliente final.

### 1.3 Metodologia utilizada

De forma a poder cumprir com todos os objetivos acima descritos, foi seguida a seguinte metodologia:

- Estudo de todos os conjuntos que são atualmente utilizados pela empresa;
- Escolha dos conjuntos que necessitam de melhorias;
- Estudo de possíveis soluções para eliminar certas falhas que possam existir nesses conjuntos;
- Estudo de possíveis soluções para implementação dos novos conjuntos exigidos pelo cliente;
- Escolha da melhor solução para a implementação dos novos conjuntos;
- Desenvolvimento de todas as melhorias a efetuar em conjuntos já existentes;
- Projeto dos novos mecanismos a acrescentar ao equipamento;
- Validação com o cliente de todo o equipamento.

Todos os passos da metodologia foram acompanhados pela empresa na qual esta dissertação foi elaborada.

### 1.4 Estrutura da dissertação

Esta dissertação apresenta três secções principais: a primeira secção é a introdução, onde se procura integrar o leitor na tentativa do trabalho que está na base desta dissertação, a segunda é a revisão bibliográfica, onde se efetua uma contextualização teórica do assunto que irá ser tratado, o desenvolvimento, onde se encontra toda a parte de projeto realizada. Por fim, retiram-se as conclusões e perspetivam-se trabalhos futuros.

### 1.5 Empresa de acolhimento

A PPRR-METAL, empresa pertencente ao grupo PR, é uma empresa focada no fabrico de máquinas destinadas, na maioria dos casos, à indústria automóvel. Dentro da linha de produção de máquinas fabricadas pela empresa, encontram-se as seguintes máquinas:

- Máquinas de injeção de ZAMAK;
- Máquinas de dobragem e montagem de arames;
- Máquinas de preparação de espiral, entre outras.

O projeto foi desenvolvido durante um estágio curricular na empresa, através de uma parceria existente entre a mesma e o Mestrado em Engenharia Mecânica do ISEP.

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O automóvel

2.2 Automatização de processos

2.3 Componentes para Automóveis



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 O automóvel

Segundo o autor [1] a história do automóvel teve início na segunda metade do século XVIII, mais propriamente em 1769, em França. O primeiro veículo a ser fabricado (Figura 2.1) tinha como principais características o facto de ser movido a vapor, carregar até quatro toneladas de carga e ter uma velocidade de 4 km/h.

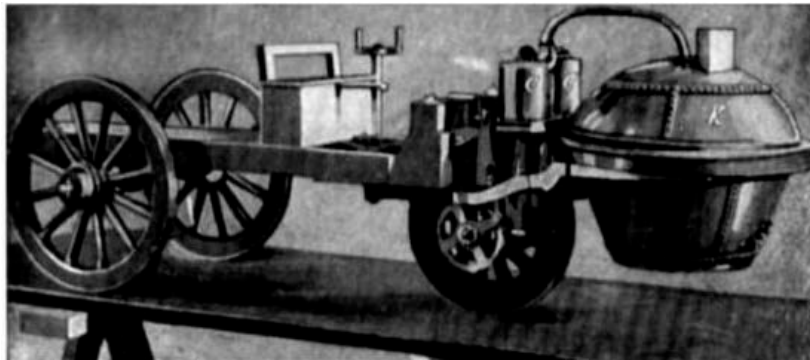


Figura 2.1. Primeiro carro a ser fabricado [2]

O primeiro motor de combustão interna surgiu cerca de um século mais tarde, em 1860, e foi criado pelo inventor belga Étienne Lenoir. Este modelo foi depois aprimorado pelo engenheiro Nicolaus Otto que criou, em 1876, o motor a quatro tempos. Essa nomenclatura advém do próprio ciclo de combustão do motor que era dividido em 4 tempos:[2]

- Admissão (entrada da mistura de ar com combustível na câmara de combustão);
- Compressão (o pistão comprime a mistura de ar e combustível);
- Explosão (é gerada uma faísca, o que vai dar início à explosão da mistura de ar com combustível);
- Exaustão (saída do gás queimado na explosão).

Cerca de dez anos mais tarde, em 1885, Karl Benz e Gottlieb Daimler adaptaram um motor a gasolina numa bicicleta, e um ano mais tarde, em 1886, surge uma nova invenção de Karl Benz. Este novo tipo de veículo, Figura 2.2, apresentava como principais características uma velocidade de cerca de 15 km/h e apenas tinha espaço para dois ocupantes [2].



Figura 2.2. Invenção de Karl Benz em 1886 [3]

Três anos depois da invenção de Karl Benz surge a criação do primeiro carro elétrico do mundo, o *Baker Electric*, ver Figura 2.3. Este veículo apresenta a curiosidade de possuir baterias fabricadas pelo inventor americano Thomas Edison [2].



Figura 2.3. *Baker Electric*, o primeiro carro elétrico do mundo [4]

No início do século XX, os automóveis eram considerados como um artigo de luxo e apenas ao alcance das famílias com mais riqueza. No entanto, com o aparecer do Fordismo, sistema de produção em massa criado por Henry Ford, o automóvel começou a ficar mais acessível a outras classes de pessoas, isto porque a produção em massa de automóveis permitia reduzir o tempo e custo de produção do veículo [2].

Desde então toda a indústria automóvel se tem desenvolvido cada vez mais fazendo com que os carros se tornem, entre outras coisas, mais rápidos e mais seguros.

### 2.1.1 Importância da indústria automóvel no contexto mundial

O automóvel assume cada vez mais importância para a sociedade em geral, pois é um elemento chave para a mobilidade das pessoas e de mercadorias. Essa importância encontra-se bastante explícita nos dados que se encontram na Tabela 1, que indicam o total de vendas a nível mundial de veículos ligeiros de passageiros e veículos comerciais.

Tabela 1. Totalidade de veículos vendidos anualmente a nível mundial [5]

Ano	2016	2017
Veículos Ligeiros de Passageiros	73.105.435	73.456.531
Veículos Comerciais	22.871.134	23.846.003
Totalidade de veículos vendidos	94.976.569	97.302.534

De acordo com os mais recentes dados da OICA (Organização Internacional de Construtores Automóveis), no ano de 2017 foram produzidos na totalidade 97 302 534 veículos (veículos ligeiros de passageiros, mais os veículos comerciais). Esse número representa um aumento de cerca de 2.36% relativamente ao ano de 2016, onde foram produzidos 94 976 569 veículos. Em termos de veículos ligeiros de passageiros, o crescimento anual foi de cerca de 0.05%, enquanto que o crescimento do número de veículos comerciais fabricados se encontra em aproximadamente 5%.

Esta tendência de crescimento no número de veículos fabricados é algo que se tem verificado nos últimos anos, tal como se encontra indicado no gráfico da Figura 2.4, onde se encontram os dados do número total de veículos fabricados anualmente desde 2013 até 2017. Também na mesma figura é possível observar uma tendência de crescimento no fabrico de veículos ligeiros e veículos comerciais, acompanhando assim o crescimento do valor total de automóveis fabricados.

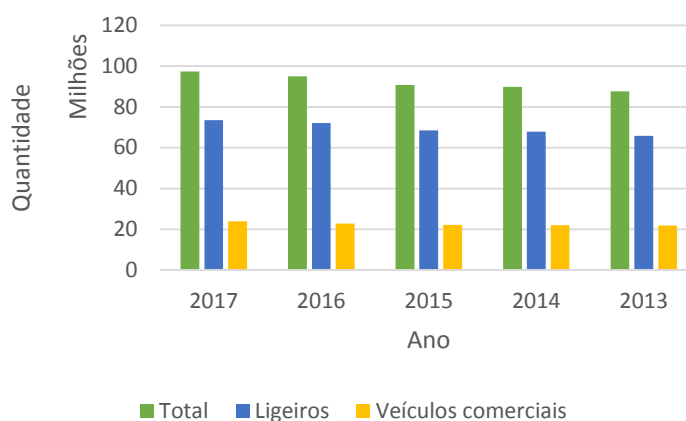


Figura 2.4. Veículos fabricados nos últimos 5 anos a nível mundial [5]



### 2.1.2 Importância da indústria automóvel no contexto nacional

Segundo o autor [6] a indústria automóvel em Portugal teve o seu início por volta do ano 1959. Esse início tem na base a tomada de consciência, por parte do governo que se encontrava em funções na data, de que a balança comercial do país se encontrava bastante desequilibrada, em grande parte devido ao elevado número de importações de automóveis.

O facto de se ter realizado uma forte aposta neste ramo, trouxe várias consequências positivas para o país como, por exemplo, uma clara inovação naquilo que eram os processos produtivos até à data. Os fatores que foram determinantes para que existisse uma clara inovação no setor automóvel português são os seguintes [6]:

- Transferência de tecnologia de países mais desenvolvidos;
- Aumento do investimento em investigação;
- Aumento do desenvolvimento dos processos tecnológicos.

Desde então toda, a indústria automóvel tem tido uma clara evolução sendo, nos dias de hoje, uma das indústrias com mais impacto a nível nacional em termos de contributo no emprego e no PIB (Produto Interno Bruto) português [6].

Durante todo o ano de 2017 a indústria de fabrico de veículos em Portugal produziu, na totalidade, 175 544 carros, dos quais 126 426 são veículos ligeiros de passageiros e 49 118 são veículos comerciais. Segundo os dados adquiridos pela [5] houve, face ao ano de 2016, um aumento de cerca de 23% no que diz respeito ao fabrico de automóveis em Portugal, um dos maiores a nível europeu.

Em Portugal, ao contrário daquilo que se verifica a nível mundial, a tendência de crescimento não é constante ao longo dos últimos anos. Tal como é possível observar no gráfico da Figura 2.5, apesar de no ano de 2014 ter existido uma subida relativamente ao no anterior, nos anos seguintes essa tendência não se manteve, e houve uma descida bastante acentuada, o que fez do ano 2016 o pior ano, a nível nacional, dos últimos cinco anos. A mesma tendência mantém-se quando são analisados os dados do fabrico de veículos ligeiros, isto é, no ano de 2014 verificou-se um crescimento relativamente ao ano anterior, mas nos anos seguintes essa tendência não se verificou, pelo que se verificou uma descida tanto no ano de 2015, como no de 2016. Já no ano de 2017, voltou a verificar-se um crescimento bastante acentuado.

Analisando agora os dados do fabrico de veículos comerciais, é possível observar uma tendência um pouco diferente, relativamente ao que se verificou nos veículos ligeiros. Essa diferença reside no facto de que a tendência de crescimento que se verifica no ano de 2017 ter começado em 2015, e não em 2016, como é o caso do fabrico de veículos ligeiros.

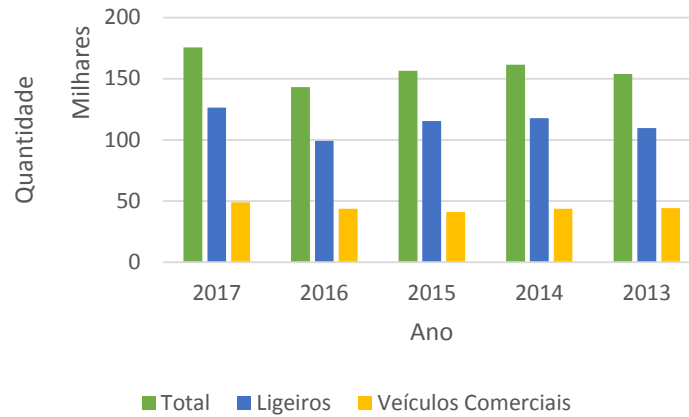


Figura 2.5. Veículos fabricados nos últimos 5 anos em Portugal [5]

### 2.1.3 Indústria de componentes para automóveis

Um dos principais ramos da indústria automóvel nacional é o do fabrico de componentes para automóveis. Segundo os dados recolhidos pela AFIA (Associação de Fabricantes para a Indústria Automóvel), no ano de 2017, o volume de negócios realizados por este ramo da indústria ascendeu aos 10 mil milhões de euros, o que corresponde a cerca de 5% do PIB nacional. Estes valores significam um crescimento de aproximadamente 1% relativamente ao ano de 2016, onde o volume total de negócios foi de 9,1 mil milhões de euros, tal como se encontra indicado na Figura 2.6.

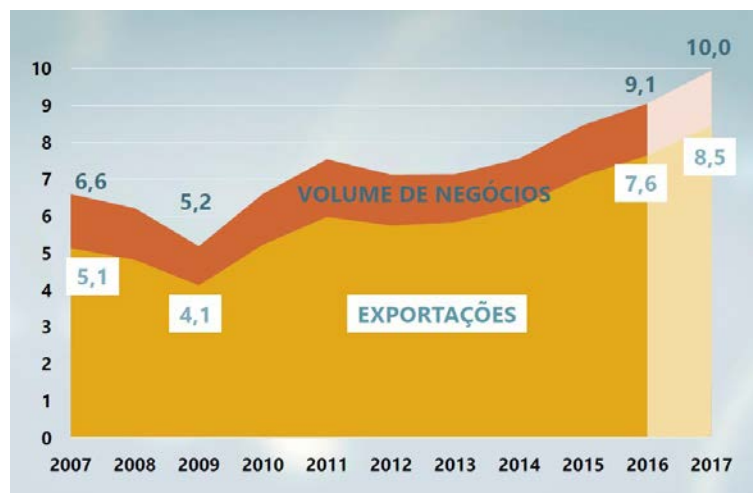


Figura 2.6. Volume de negócios da indústria de componentes para automóveis [7]

Através da análise do gráfico da Figura 2.6, é possível observar que tanto os valores do volume de negócio como das exportações, se encontram em constante crescimento desde o ano de 2012, sendo que esse crescimento é mais acentuado desde o ano de 2014, o que coincide com a saída de Portugal do programa de ajuda financeira a que esteve sujeito. Este crescimento contínuo do volume de negócios na indústria de componentes automóveis contrasta com a intermitência dos dados do fabrico de veículos, que não apresenta nenhuma tendência definida. Este facto pode ser explicado pelo grande volume de exportações que é efetuado. Apesar de as empresas

fabricantes de automóveis terem estagnado no número de carros fabricados, o volume de negócios continuou a subir, porque as empresas conseguiram aumentar o seu volume de exportações.

Segundo a mesma fonte, cerca de 92% das vendas efetuadas são realizadas na europa, sendo a Espanha o país que mais comercializa a este nível, tendo Portugal cerca de 21% das vendas, tal como é possível observar na Figura 2.7.

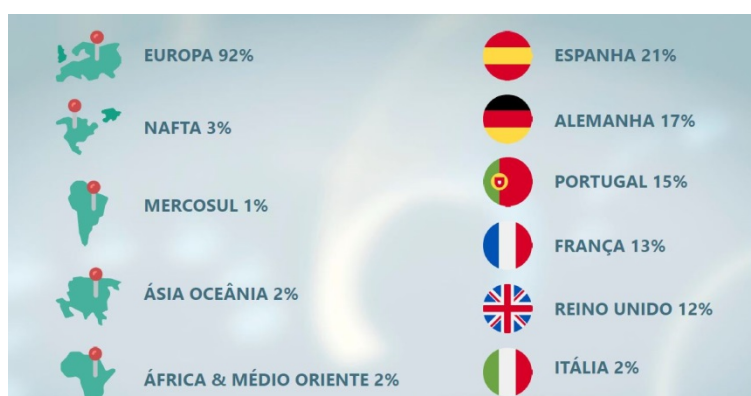


Figura 2.7. Destino das vendas da Indústria de Componentes Automóvel [7]

Depois de Espanha os países que mais importam a partir de Portugal são a Alemanha, que contribui para 17% das exportações, a França, cujo valor ascende aos 13%, Reino Unido, com cerca de 12%, e por fim a Itália com 2%.

#### 2.1.4 Pilares da indústria automóvel

Aos dias de hoje, a indústria automóvel encontra-se assente em três pilares: qualidade, produtividade e prazo.

##### Qualidade

Segundo as normativas ISO (Organização Internacional da Normalização), qualidade pode ser definido como “a totalidade de características de um produto que lhe conferem aptidão para satisfazer necessidades implícitas ou explícitas”.

O elevado grau de exigência existente na indústria, tem obrigado a um esforço por parte das empresas no sentido de melhorar os seus processos tecnológicos, recorrendo muitas vezes à vertente da investigação e seguindo uma linha de qualidade total e excelência nas operações a executar [8]. Esta procura da qualidade por parte das empresas deve-se ao facto de o consumidor possuir, atualmente, um papel mais ativo com os seus fornecedores, e apresentar sempre um nível de expectativas mais elevado [9]. Este aumento da qualidade dos componentes levou a um desinvestimento na área do controlo de qualidade, evitando assim o acréscimo de valor em peças que já são irrecuperáveis, e um aumento no investimento na criação de ferramentas que permitam a produção de componentes de uma forma fiável e que vá de encontro com

as características pretendidas [10]. Este enfoque na qualidade nem sempre é uma realidade por parte das empresas, tal como se encontra visível na Figura 2.8.

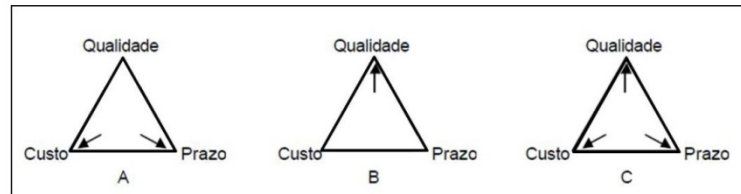


Figura 2.8. Dimensões do valor do produto (Adaptado de [11])

O primeiro caso, A, pode servir como o exemplo de uma empresa cuja pressão dos mercados se foca preferencialmente no custo e nos prazos de entrega. Por solicitação do mercado, e devido à procura por parte dos consumidores da melhor relação qualidade/preço possível, as empresas focam a sua atenção na qualidade, fazendo disso a sua prioridade, caso B. Já no caso C, o comportamento das empresas altera-se e, em vez de dar prioridade a alguns parâmetros, o foco vai para dominar os três atributos em simultâneo [9].

### Prazo de entrega

Este parâmetro expressa a capacidade que cada fornecedor tem em entregar os seus produtos, nunca descorando a qualidade dos mesmos, dentro dos prazos de entrega estipulados. O prazo de entrega estipulado pelo fornecedor apresenta uma grande volatilidade nos casos de o produto a fornecer ser normalizado ou personalizado. Isto dá às empresas a possibilidade de optarem por uma política de redução de tempos de entrega, caso se dediquem ao fabrico de produtos normalizados, ou então desistir dos esforços na organização dos produtos personalizados [12].

Com a finalidade de poder otimizar os prazos de entrega da empresa, foi desenvolvida a filosofia JIT (*Just in Time*). Esta filosofia tem o principal enfoque na correção dos pontos mais fracos nos processos de produção (*bottleneck*), tentando assim assegurar o cumprimento dos prazos estipulados para entrega dos produtos [13].

### Produtividade

Apesar de a indústria de componentes automóveis apresentar uma mão-de-obra relativamente elevada, em termos de número de pessoas, tem-se assistido a um investimento contínuo em meios produtivos de última geração. Esta indústria tem vindo a crescer e a ganhar cada vez mais competitividade graças à boa capacidade de adaptação da mão-de-obra, contenção salarial e devido às elevadas competências técnicas e tecnológicas.

O crescimento desta indústria faz com que, atualmente, este setor forneça componentes para um número bastante elevado de modelos automóveis fabricados

em toda a Europa. Essas vendas aos clientes que fabricam automóveis podem acontecer das seguintes formas: [14]

- Venda diretamente aos fabricantes de automóveis;
- Venda a empresas integradoras, isto é, venda a empresas responsáveis pelo processo de montagem de um certo conjunto;
- Venda de componentes para o mercado da reposição.

Isto faz com que exista, cada vez mais, uma cadeia de fornecedores bastante estruturada, tendo em conta as funções que cada empresa desempenha em detrimento da tradicional estrutura que dividia os fornecedores em fornecedores de 1ª, 2ª e 3ª linhas. Assim sendo, a distinção entre fornecedores é feita da seguinte forma [14]:

- Integrador de sistemas: Fornecedor com capacidade para integrar componentes e sistemas em módulos para fornecimento aos OEM's (*Original Equipment Manufacturers*);
- Fabricante de sistemas: Fornecedor com capacidade de desenvolvimento e fabrico de sistemas complexos (*black box design*);
- Fabricante montador: Especializado num projeto específico e com capacidade adicional de montagens suplementares. É unicamente responsável pelo projeto e ensaio do componente fabricado, mas não pelo projeto do módulo ou pelos outros componentes nele integrados. É um fornecedor indireto;
- Fabricante de componentes: Especializado num determinado processo (conformação de arame, montagem da estrutura de assentos, injeção de plásticos, etc.). Os seus clientes são fornecedores a um nível mais elevado da hierarquia.

## 2.2 Automatização de processos

“Considerando a evolução das tecnologias de produção e montagem da indústria automóvel, é fácil verificar que a busca do objetivo de crescimento da eficiência / qualidade e a redução do tempo de fabrico, tem resultado num processo sistemático de substituição do trabalho humano por máquinas [15]. Ao longo dos últimos anos tem-se assistido a uma intenção, por parte da indústria de componentes para automóveis, em aumentar os seus níveis de produção e qualidade, e ao mesmo tempo reduzir o máximo possível os recursos humanos utilizados. Esta mudança de paradigma surge como resposta a uma necessidade de aumentar a flexibilização das tecnologias de fabrico que existem de forma a ser possível responder às exigências do mercado.

O elevado número de componentes que fazem parte de um automóvel, fazem com que os fabricantes de componentes apostem cada vez mais na automatização dos seus processos, de forma a poder aumentar os seus níveis de produtividade, sem que a qualidade dos mesmos esteja comprometida.

### 2.2.1 Automatização vs Robótica

#### Automatização

Automatização é um processo baseado na automação e é aplicado de forma a automatizar o mais possível um certo processo de fabrico/montagem. A automação encontra-se dividida em três grandes secções [16]:

A automação fixa é caracterizada pela rigidez do processo de fabrico ou de montagem de um certo componente. Essa rigidez não permite que exista flexibilidade em todo o sistema, pelo que é mais indicado para situações em que existe produção em massa de um certo produto, cujas características nunca variam. Este tipo de automação apresenta como principais vantagens o facto de apresentar uma elevada eficiência e diminuir o custo unitário de cada componente. Por outro lado, este tipo de automação obriga a um elevado investimento inicial, e não permite a variação do componente que se está a fabricar. Um exemplo da automação fixa encontra-se na Figura 2.9 [15].



Figura 2.9. Automação fixa [17]

A automação programável foi desenvolvida para equipamentos projetados para o fabrico de uma classe de produtos, podendo assim acomodar vários tipos de modificações. Essa flexibilidade no fabrico é alcançada através do programa de controlo do equipamento. Sempre que se pretende modificar alguma característica no produto que se está a fabricar, é necessário alterar esse programa, de forma a se obter as novas configurações pretendidas. Este tipo de automação tem como principais vantagens o facto de permitir alguma flexibilidade no processo de fabrico ou montagem, o que permite efetuar alterações no produto com que se está a trabalhar, e apresenta um custo unitário reduzido na produção de grandes lotes de peças. As desvantagens deste tipo de automação são o elevado tempo gasto, quando se pretende efetuar alterações no produto e é necessário alterar o programa. Um

exemplo de um equipamento com automação programável encontra-se na Figura 2.10 [15].



Figura 2.10. Automação programável [17]

Por fim existe a automação flexível. Este tipo de automação difere da automação programável, pelo facto de ser capaz de acomodar vários tipos de alterações sem perdas de tempo substanciais, o que permite efetuar várias combinações de produtos simultaneamente. Esta vertente da automação apresenta como principal vantagem o facto de permitir a produção de produtos com diferentes configurações, com um tempo de ajuste bastante reduzido. Por outro lado, as desvantagens são o elevado investimento inicial, que é necessário efetuar e o elevado custo dos produtos que são fabricados. Um exemplo da automação flexível encontra-se na Figura 2.11 [15].

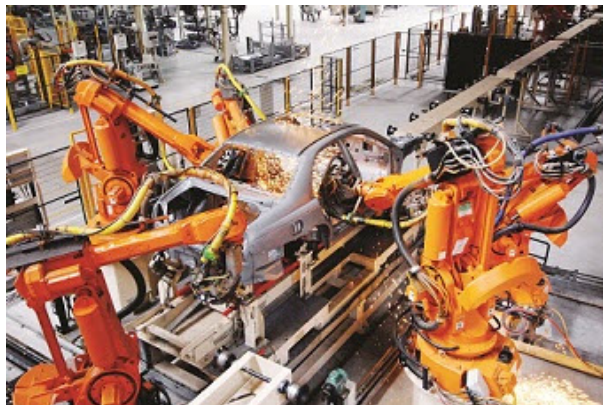


Figura 2.11. Automação flexível [17]

## Robótica

Um robô é um dispositivo articulado reprogramável que consegue, de uma forma autónoma e recorrendo às suas capacidades de processamento, recolher toda a informação do seu meio envolvente e tomar decisões com base nessa informação recolhida [14].

Apesar de os robôs terem, atualmente, um papel bastante importante nas linhas de montagem da indústria automóvel, os primeiros robôs tinham funções completamente diferentes daquelas que apresentam neste tipo de empresas.

Segundo autor [18], a era da robótica começou no início da década de 1950. Nessa altura foram desenvolvidos dois protótipos de robôs, um caminhão andante (Figura 2.12), e um braço robotizado, que replicava os movimentos de um humano (Figura 2.13).

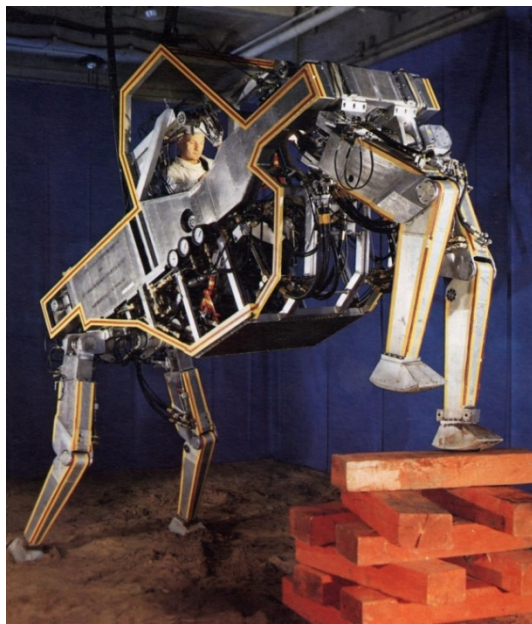


Figura 2.12. Camião robotizado [19]



Figura 2.13. Braço que copiava movimentos de um humano [20]

O primeiro robô a ser aplicado à indústria, neste caso, à indústria da fundição, foi criado por George DuVall e Joe Engelberger em 1957. Este robô tinha como função remover os componentes que resultavam da fundição injetada. Apesar da inovação que estes robôs representavam para a indústria, o seu sucesso não foi imediato. Só no início da década de 1970 é que os mecanismos robotizados começaram a apresentar lucros para as empresas, começando a ser usados também para efetuar pinturas e soldadura por pontos, ambos na indústria automóvel [18].

Ao longo dos últimos 20 anos, esta indústria tem apostado fortemente na robotização nas suas linhas de montagem de veículos. Essa robotização permite às empresas efetuar, na mesma linha, a montagem de diferentes modelos de veículos [21].

Atualmente, um dos processos mais robotizados na indústria automóvel trata-se do processo de soldadura por pontos (Figura 2.14). O *body in white* do veículo, ver Figura 2.15, é composto por centenas de componentes que são posteriormente soldados por células de robôs. Essas células que se encontram na linha de montagem, podem variar entre 55 e 75, dependendo do número de soldaduras que é necessário efetuar [22].





Figura 2.14. Células robotizadas de soldadura por pontos [23]

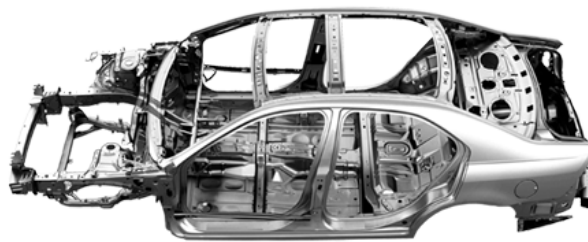


Figura 2.15. *Body in white* [24]

### 2.2.2 Vantagens e limitações da automatização

A automatização apresenta uma série de vantagens relativamente à mão-de-obra humana, sendo elas as seguintes [16]:

- Redução da mão-de-obra: com a aposta em mecanismos automatizados, a mão-de-obra utilizada vai ser reduzida;
- Aumento da produtividade: os processos automatizados permitem obter uma cadência de produção mais elevada do que a que existe quando se recorre a mão de obra humana;
- Competitividade: o principal objetivo de todas as empresas é aumentar a sua margem de lucro. Isto pode ser conseguido através da automatização de processos, pois permite às empresas obter produtos com custos mais reduzidos e com maior qualidade;
- Segurança: a automatização de processos faz com que os operadores fiquem numa posição mais segura, pois já não se encontram em contacto com nenhuma ferramenta. Todo o processo de fabrico é realizado autonomamente, o operador apenas tem de supervisionar todo o processo, para garantir que todos os parâmetros são cumpridos;
- Rápida adaptação ao que os clientes pretendem: a automatização permite, de uma forma rápida, adaptar o processo de fabrico, de forma a corresponder às necessidades dos clientes.

Este processo, tal como a maioria, apresenta algumas desvantagens. Essas desvantagens são as seguintes [16]:

- Aceitação da sociedade: A sociedade, em geral, olha para os robôs como uma causa para o desemprego, o que faz disso uma desvantagem deste processo. Apesar de alguns números suportarem esta ideia, (a Fiat reduziu o número de trabalhadores de 138 000 para 72 000 em apenas 9 anos, depois da aposta em sistemas automatizados), este tipo de sistema pode aumentar os níveis de produtividade, mantendo a empresa mais competitiva, preservando assim os lugares dos outros operadores que permanecem na empresa;
- Investimento inicial: O elevado investimento inicial que é necessário para implementar sistema automatizados, pode ser um entrave.

### 2.2.3 Vantagens e limitações da robótica

Algumas das vantagens que a robótica apresenta relativamente à mão-de-obra humana são as seguintes [25]:

- Flexibilidade destes sistemas: estes sistemas apresentam uma grande capacidade de adaptação ao produto em fabrico. Caso esse produto sofra alteração, o sistema pode ser facilmente adaptado;
- Capacidade de produção: a cadência deste tipo de sistemas é bastante superior à que se obtém através do trabalho humano, o que permite maiores volumes de produção;
- Redução dos defeitos nas peças: os sistemas robotizados permitem reduzir os defeitos dos produtos em produção pois, ao contrário do trabalho humano, não é afetado pelo cansaço, nem de possíveis distrações;
- Montagens complexas: a montagem de sistemas bastante complexos é normalmente efetuada por sistemas robotizados, devido à elevada precisão que possuem relativamente à mão-de-obra humana.

As desvantagens da robótica em relação à mão-de-obra humana são iguais àquelas que foram indicadas no ponto 2.2.2. Isto deve-se ao facto de a robótica ser associada à automatização flexível, o que faz com que, tanto as vantagens como as desvantagens, sejam partilhadas.

### 2.2.4 Recentes desenvolvimentos da automatização de processos

Tem existido cada vez mais uma preocupação por parte das empresas em desenvolver os seus processos, de forma a garantir que as características dos seus produtos finais cumpram com todos os requisitos. Esse desenvolvimento pode ser feito através de inúmeros ensaios, por parte das empresas, de forma a determinar quais são os parâmetros mais corretos para que o componente final vá de encontro àquilo que se pretende [26].

No entanto, esse processo não se aplica a todo o tipo de produtos. Em variadíssimos casos, o nível de ensaios realizados para apurar o nível de qualidade do produto não é tão complexo (devido à menor exigência que o componente tem). Alguns dos produtos em que o nível de ensaios é bastante elevado são, por exemplo, microcomponentes e nano estruturas de precisão, utilizadas em engenharia [27].

Uma forma de assegurar a qualidade dos produtos, encontra-se no recurso a sistemas inteligentes com ferramentas de metrologia associadas, que permitam o controlo de todas as variáveis do produto. Como estes sistemas integrados lidam com variáveis de controlo bastante complexas, é necessário que a fase de projeto e a fase de fabrico sejam consideradas como apenas uma só, de forma a ser possível a sua otimização [26].

### 2.2.5 Fatores humanos relacionados com a automatização e robotização da produção

A relação entre a automatização da produção e os humanos é bastante mais complexa do que aquilo que parece. Segundo o autor [28], a automação pode ser definida como a execução, por parte de uma máquina, de funções que anteriormente eram efetuadas por humanos. Outro dos objetivos da automatização é reduzir a probabilidade da existência de erros, no entanto, por vezes essa tentativa não é concretizada e podem acontecer erros bastante graves [29].

Um dos motivos para a existência de erros neste processo está relacionado com a sua complexidade. Apesar de a definição dada pelo autor [28] poder indicar que o processo de automatização é bastante simples, isso não é a realidade. A automatização é um processo bastante complexo, e é esse elevado nível de complexidade que pode levar à ocorrência de erros graves. Outro fator que pode levar à ocorrência de acidentes é o facto de esta tecnologia estar constantemente em evolução, fazendo com que, por vezes, seja difícil de acompanhar o seu ritmo.

Algumas das causas mais recorrentes nos acidentes relacionados com a automatização de processos são as seguintes:

- Os projetistas deste tipo de sistemas assumem que os operadores das máquinas vão utilizar o sistema da forma mais correta;
- Os operadores assumem que o sistema automatizado nunca irá falhar, o que não é verdade;
- Os operadores, muitas vezes não têm formação sobre o uso de sistemas automatizados, o que leva a que, por vezes, não tomem as decisões mais corretas.

## 2.3 Componentes para Automóveis

Aos dias de hoje, o automóvel apresenta, na sua totalidade, milhares de componentes, cada um com uma função específica, naquilo que diz respeito ao correto

funcionamento do veículo motorizado. A importância que cada componente do automóvel possui, depende muito da característica do veículo que se estiver a analisar. Quando se analisa a importância dos componentes de um automóvel na ótica da segurança do utilizador, existem alguns produtos que apresentam um nível de importância bastante elevado. Alguns exemplos são os cintos de segurança, o sistema de travagem (que é um dos principais sistemas de segurança) e a própria carroçaria do automóvel.

### 2.3.1 Contextualização dos cabos no Automóvel

Tal como foi referido anteriormente, um dos principais sistemas de segurança de um automóvel é o sistema de travagem. Este sistema é composto, entre outros componentes, por um sistema de cabos, conforme apresentado na (Figura 2.16).



Figura 2.16. Tipos de cabo de travão encontrados em sistemas automóveis [30]

No entanto, este tipo de cabos não se encontra apenas no sistema de travagem do automóvel. Na Figura 2.17 é possível observar as várias zonas do automóvel em que estes tipos de cabos se encontram presentes.

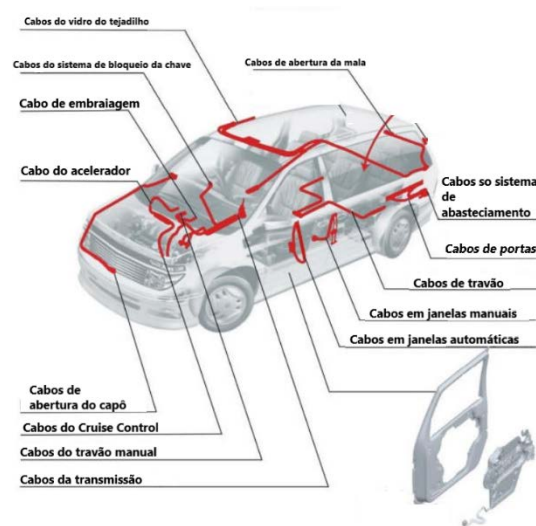


Figura 2.17. Localização de cabos num automóvel (Adaptado de [31])

### 2.3.2 Funções e requisitos dos cabos metálicos

#### Funções

Tal como se encontra representado na Figura 2.17, as principais aplicações de cabos metálicos encontram-se relacionados com sistemas de abertura/fecho. Neste tipo de sistemas, os cabos fazem a interação entre a parte exterior do sistema, normalmente a parte a que o utilizador tem acesso, como, por exemplo, a alavanca de uma porta, e o mecanismo que permite o trancamento do sistema.

Para além dos sistemas de abertura/fecho, estes cabos podem também ser encontrados conectados aos pedais do automóvel. O cabo metálico que se encontra conectado ao pedal do acelerador, tem como principal função permitir a admissão de combustível no motor, isto é, ao pressionar o pedal, o cabo que se encontra ligado irá abrir a borboleta de admissão do motor, o que vai permitir a entrada de combustível nos cilindros. Já no pedal da embraiagem, o cabo metálico tem como principal função permitir a mudança de velocidade na caixa de velocidades.

Estas são apenas algumas das funções que os cabos metálicos apresentam num automóvel.

### Requisitos

Apesar de os cabos metálicos se encontrarem em diversos sistemas, e com funcionalidades diferentes de sistema para sistema os seus requisitos são, em todos os casos, bastante semelhantes. Os requisitos deste tipo de cabos são os seguintes:

- Devem apresentar uma elevada resistência para suportar todo o tipo de esforços a que estarão sujeitos;
- O tubo onde circula o cabo metálico deverá estar bem lubrificado, para o cabo poder circular com o mínimo atrito possível;
- As pontas do cabo metálico, que permitem a sua fixação, devem cumprir com sucesso uma série de testes definidos pelos clientes, para que possam ser utilizados no veículo.

### 2.3.3 Produção de cabos metálicos

O cabo metálico utilizado no automóvel é composto por dois constituintes: o cabo (Figura 2.18) e os terminais que permitem a sua fixação (Figura 2.19).



Figura 2.18. Cabo de aço [32]



Figura 2.19. Terminal de um cabo de aço [33]

O fabrico de cabos metálicos é realizado através do enrolamento de um determinado número de cordões em volta de um cabo central tal como se encontra na Figura 2.20.

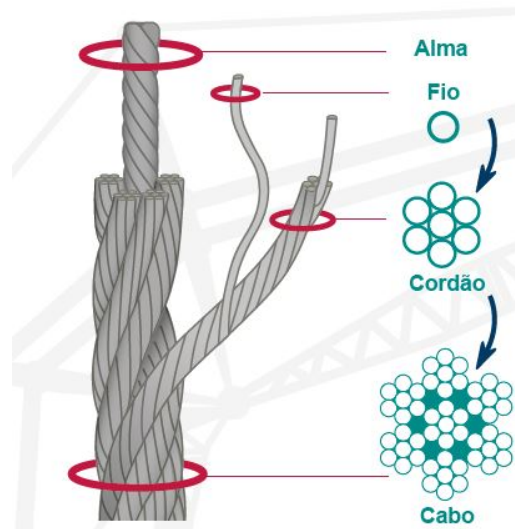


Figura 2.20. Processo de enrolamento de um cabo de aço

O processo de fabrico deste tipo de cabos é algo delicado, pois é necessário garantir que nenhum dos cordões de enrolamento fica preso na matriz do cabo (componente utilizado para o enrolamento do cabo). Para contrariar esse problema, o enrolamento dos cordões é feito na presença de um agente lubrificante, que vai ajudar todos os cabos a deslizarem na matriz, impedindo assim que fiquem presos. Outra vantagem da utilização deste agente lubrificante, é que vai eliminar o possível atrito entre os vários cordões, impedindo assim que eles deslizem, o que poderia comprometer a integridade do cabo de aço.

O diâmetro final dos cabos de aço pode variar de acordo com a funcionalidade que irá ter e com a carga a que estará sujeito. Enquanto que um cabo de aço destinado a ser utilizado no sistema de abertura/fecho de uma porta tem um diâmetro de aproximadamente 5 mm, um cabo de uma grua, por exemplo, pode atingir cerca de 50 mm de diâmetro.

Já a aplicação dos terminais deste tipo de cabo é feita através do processo de injeção. No entanto, antes de se proceder à injeção de ambos os terminais, é necessário garantir que as pontas do cabo se encontram devidamente tratadas e prontas para serem injetadas.

O principal cuidado a ter aquando da injeção dos terminais, encontra-se relacionado com a ponta do cabo. De forma a garantir uma maior superfície de contacto entre o terminal e o cabo, é necessário efetuar o afloramento da sua ponta, tal como se encontra visível na Figura 2.21



Figura 2.21. Cabo depois de efetuado a afloramento da ponta [34]

Existem dois tipos de cabo em que pode ser feito o afloramento: o revestido ou não revestido. O facto de o cabo ser ou não revestido, vai fazer com que existam diferenças significativas nas pontas, como é possível observar na Figura 2.22, onde o caso A é onde o cabo é revestido, e o caso B é onde o cabo é não revestido [34].

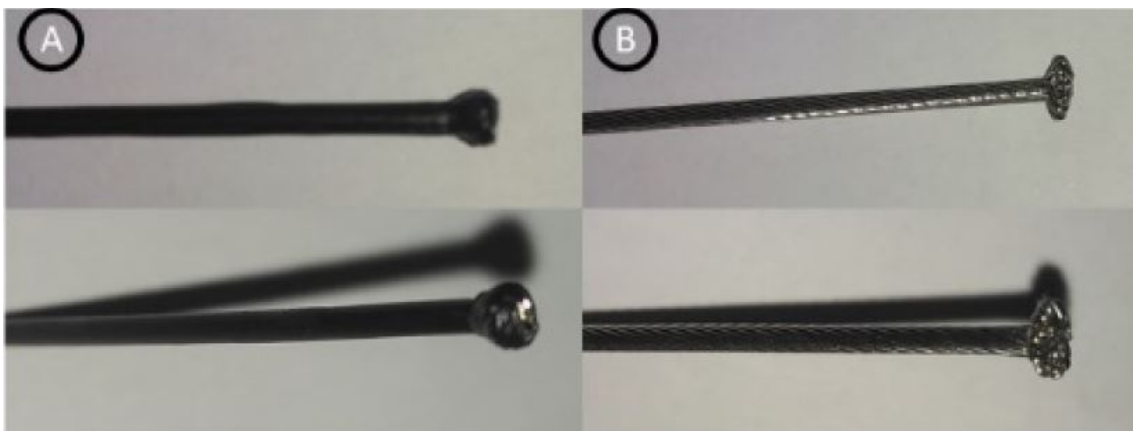


Figura 2.22. Comparação entre afloramento em cabos revestidos e cabos não revestidos [34]

Enquanto que o afloramento de cabos revestidos provoca uma ponta de forma mais arredondada e mais homogénea, não permitindo assim um maior “abraçamento” do terminal injetado no cabo de aço. Nos cabos não revestidos é possível observar uma ponta mais plana, de maiores dimensões e com espaço para que o terminal injetado se infiltre no cabo, o que favorece a ligação entre o terminal e o cabo [34].

De forma a evitar o contacto do cabo de aço com os restantes componentes, o que pode causar algum ruído, os cabos metálicos são colocados dentro de um tubo espiral, (Figura 2.23).

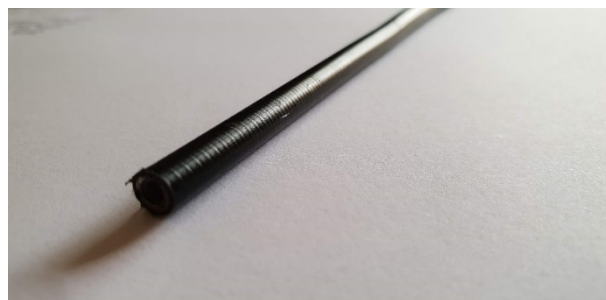


Figura 2.23. Tubo espiral

Para além de evitarem o contacto do cabo de aço com os restantes componentes do automóvel, este tipo de tubo tem as seguintes funções:

- Conferir guiamento ao cabo de aço;
- Poder servir como ponto de fixação do cabo de aço;
- Proteger o cabo.

Este tubo é constituído por três componentes diferentes, tal como se encontra visível na Figura 2.24.

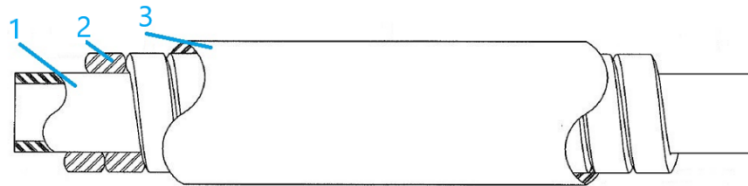


Figura 2.24. Composição do tubo espiral

A camada exterior do tubo espiral, referência 3 da Figura 2.24, é feita de polietileno de baixa densidade (PEBD), e tem como principal função conferir proteção ao interior do tubo espiral, de possíveis choques com outros componentes. A camada intermédia, referência 2 da Figura 2.24, é constituída por um tubo em aço, enrolado em forma de espiral, e é responsável por conferir a resistência, rigidez e flexibilidade ao tubo espiral. Por fim, a camada mais interior, referência 1 da Figura 2.24, é a que vai estar em contacto com o cabo de aço, tendo por isso de ser uma superfície com baixo atrito, para permitir que o cabo circule dentro do tubo espiral.

Para além destes três constituintes, o tubo espiral pode ainda conter outro tipo de componentes que permitam melhorar certas características do tubo espiral como por exemplo a sua fixação e o ruído que pode provocar dentro dos painéis e estrutura do automóvel. O tubo espiral, por si só, não apresenta nenhum tipo de fixação, pelo que os componentes mais vezes adicionados neste tipo de tubos são terminais, ver Figura 2.25.



Figura 2.25. Terminal usado nas pontas do tubo espiral



A aplicação deste tipo de terminais no tubo espiral, pode ser feito das seguintes formas:

- Soldadura por ultrassons;
- Injeção;
- Cravamento mecânico.

De todos os tipos de fixação dos terminais, o único que será aprofundado será o cravamento mecânico, isto porque o equipamento que será desenvolvido para este tipo de aplicação, terá um sistema de encravamento de terminais em tubos espiral.

Esse sistema é composto por quatro punções semelhantes ao que se encontra na Figura 2.26. Depois de os terminais e o tubo espiral se encontrarem em posição, o sistema é acionado e os quatro punções vão cravar mecanicamente o terminal contra o tubo espiral, fixando desta forma os dois componentes.



Figura 2.26. Punção utilizado para encravamento dos terminais

Depois de a punção estar completa, o tubo espiral terá um terminal cravado em cada extremidade (Figura 2.27).



Figura 2.27. Tubo espiral já com ambos os terminais encravados

Tal como se encontra referido no ponto 2.3.1 deste relatório, este tipo de cabos pode ser encontrado, entre outros locais, nas portas do veículo. Nestas zonas, o terminal utilizado para servir de fixação do tubo espiral apresenta outra função especial. Neste tipo de aplicação, tanto os terminais do tubo espiral como os terminais do próprio cabo de aço são projetados para que, quando o veículo sofra um grande impacto, os terminais se partam, atuando como pontos fusíveis, fazendo com que as portas não fiquem trancadas.

Relativamente à redução do ruído que ocorre quando o tubo embate contra outros componentes, existem duas soluções possíveis para esse efeito. A primeira solução consiste na utilização de tubo estrela como camada mais exterior do tubo espiral, Figura 2.28.



Figura 2.28. Tubo estrela no exterior do tubo espiral

O tubo estrela apresenta boas características de amortecimento, pelo que quando entra em contacto com outros componentes do automóvel, o nível de ruído provocado será menor.

A segunda possibilidade para evitar qualquer ruído que possa existir, consiste na adição de tubo esponja (Figura 2.29), também no exterior do tubo, de forma a amortecer o tubo aquando da colisão contra outros componentes que se encontrem próximos.



Figura 2.29. Tubo com uma camada exterior de tubo esponja para evitar os ruídos

Destas duas opções apresentadas, aquela que é mais utilizada é a introdução de tubo estrela. Esta solução, apesar de ter um custo mais elevado do que a introdução de espuma, apresenta melhores resultados, sendo por esse motivo a mais utilizada.

#### 2.3.4 Requisitos de qualidade

Tendo em conta a importância que os cabos de aço apresentam, não só nos automóveis, mas também noutro tipo de estruturas, torna-se necessário normalizar a forma como a avaliação das suas propriedades é efetuada. A norma que permite determinar quais os requisitos mínimos de qualidade que os cabos devem ter, é a ISO 2408:2017.

Segundo a norma acima referida, o material utilizado nos arames dos cabos pode ter várias designações, dependendo da sua resistência à tração. A divisão efetuada encontra-se na Tabela 2.

Tabela 2. Categorias dos arames

Categoria dos fios	Resistência à tração (N/mm <sup>2</sup> )
1570	1370 a 1770
1770	1570 a 1960
1960	1770 a 2160
2160	1960 a 2160

Quanto ao fabrico dos cabos, a mesma norma refere que o sentido de torção de todos os arames deve ser igual, e que, depois de o processo estar completo, as pontas dos cabos devem ser amarradas de forma a manter toda a integridade dos mesmos. Outro aspeto importante é que, quando o cabo é desenrolado e não se encontra sujeito a nenhum tipo de carga, não deve apresentar ondulação. Caso isso não se verifique, o cabo não se encontra apto para utilização. Depois de validado o diâmetro final do cabo, é necessário efetuar vários ensaios para determinar qual a tensão de rotura do mesmo.

O ensaio que permite obter esse valor encontra-se descrito na norma ISO 3108:1998. Segundo esta norma, o ensaio de tração do cabo deve ter em consideração os seguintes pontos:

- Não é permitido aplicar num curto espaço de tempo mais do que 80% da força de rotura mínima especificada na norma ISO 2408;
- A força de rotura real será atingida, quando não for possível realizar um aumento da mesma;
- Os ensaios em que a rotura ocorra perto das garras, devem ser desprezados.

Outro aspeto a considerar neste ensaio, é a distância entre as garras da máquina. Esse valor está relacionado, de acordo com a norma, com o diâmetro do cabo que se está a estudar. Na Tabela 3 encontram-se os valores da distância entre garras para os vários tipos de cabos.

Tabela 3. Distância entre garras no ensaio de tração

Diâmetro do cabo (mm)	Comprimento entre garras (mm)
<6	300
6≤20	600
>20	30xd

Depois de efetuados todos os ensaios, os valores obtidos devem ser comparados com os que se encontram na norma ISO 2408:2008, de forma a poder apurar a qualidade do cabo.



# DESENVOLVIMENTO

3.1 Caracterização da PPRR-METAL

3.2 Caracterização do problema

3.3 Requisitos principais por parte do cliente final

3.4 Anteprojeto

3.5 Projeto



## 3 DESENVOLVIMENTO

O projeto da máquina de preparação de espiral foi desenvolvido na íntegra em parceria com a empresa PPRR-METAL, com o objetivo de o vender a um cliente da empresa.

### 3.1 Caracterização da PPRR-METAL

A PPRR-METAL, empresa pertencente ao grupo PR, é uma empresa focada no fabrico de máquinas destinadas, na maioria dos casos, à indústria automóvel. Dentro do grupo de linhas de produção feitas pela empresa, encontram-se as máquinas de injeção de Zamak, prensas, máquinas de dobragem e montagem de arames, máquinas de preparação de espiral, entre outras.

A empresa em questão encontra-se situada na rua Professor António Marques, concelho da Maia, e conta com cerca de 100 colaboradores. Apesar de efetuar algumas vendas em solo nacional, cerca de 70% dos negócios da empresa são exportações para países como por exemplo Polónia, México, Alemanha e Espanha.

### 3.2 Caracterização do problema

O problema proposto pela empresa trata-se da realização de uma máquina de preparação de espirais, com diferenças significativas relativamente às que são atualmente fabricadas pela mesma.

Numa máquina de preparação de espiral *standard*, a alimentação e extração das espirais é toda feita em linha (Figura 3.1). No entanto, no âmbito deste projeto, e por imposição do cliente final, teria de se considerar que na fase da alimentação da espiral, teria de existir espaço suficiente para que, caso o cliente pretenda, se faça igualmente alimentação de tubo estrela. Esta exigência do cliente faz com que a alimentação do tubo espiral tenha de ser efetuada ao lado da linha de preparação de espiral, de forma a garantir que existe espaço para a posterior adição do tubo estrela.



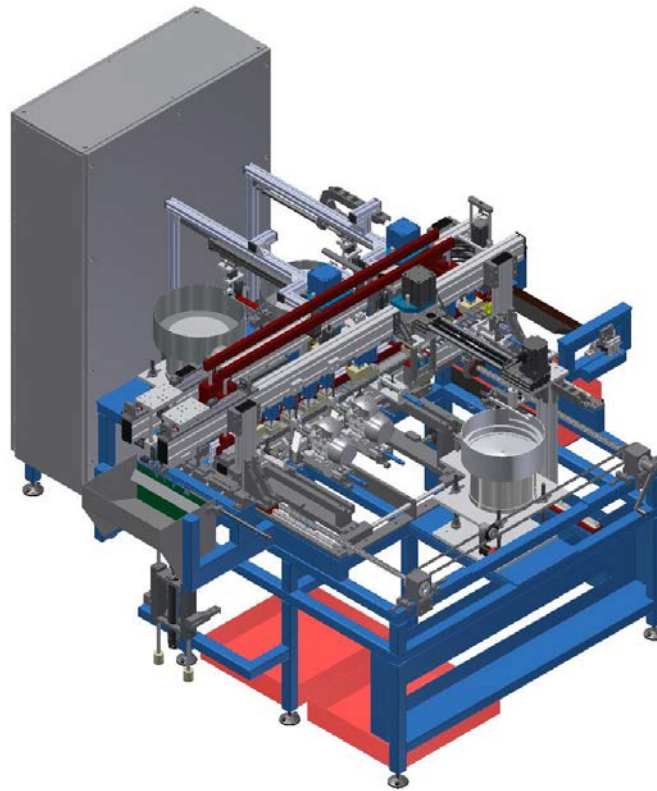


Figura 3.1. Máquina de preparação de espiral *standard*

O desafio consistia então em partir do conceito que é atualmente utilizado pela empresa para o fabrico de equipamentos desta gama, adaptá-lo às exigências do cliente e efetuar melhorias nos vários processos que eram usados no equipamento. Durante a fase de testes de vários equipamentos semelhantes ao que será tratado neste trabalho, foram identificados vários problemas, que afetavam o bom funcionamento da máquina. Os principais problemas identificados estavam relacionados com o conjunto do passo peregrino, que permite o movimento das espirais, pelo que essa secção da máquina será a mais aprofundada neste trabalho. Outros conjuntos como por exemplo os calcadores de espiral, os *gabarits* e o conjunto de transporte de espirais, desde a gaveta alimentadora até à máquina, serão também alvos de melhorias significativas.

### 3.3 Requisitos principais por parte do cliente final

Os principais requisitos do projeto são os seguintes:

- Apresentar um tempo de ciclo de 9 s;
- Utilizar, em termos de componentes pneumáticos, a marca SMC o mais possível;
- Apresentar espaço suficiente para uma eventual introdução de alimentação de tubo estrela;
- Apresentar espaço para um total de cinco ferramentas de puncionagem;
- Garantir a segurança do operador em caso de falha de algum dos sistemas presentes na linha de montagem;

- Ser capaz de trabalhar com espirais de diversos tamanhos;
- O equipamento deve estar projetado para puncionar vários tipos de terminais.

Tal como foi dito anteriormente, o equipamento deve ser projetado para trabalhar com vários comprimentos de espiral. Na Tabela 4 encontra-se uma lista dos vários comprimentos de espiral com que a máquina está apta a trabalhar.

Tabela 4. Referências e comprimentos das espirais com que a máquina vai trabalhar

Referência	Comprimento do tubo espiral (mm)
1000366209	277,6
1000479089	555,6
70-9938	1072,7
70-9140	454,6
70-9183	482,6

Apesar de o equipamento ter sido projetado para ter um total de cinco ferramentas de puncionagem, numa fase inicial apenas seriam aplicadas três, duas no lado fixo da máquina e a restante seria colocada no lado móvel. Os terminais que foram considerados para o projeto do equipamento encontram-se na Tabela 5.

Tabela 5. Terminais a considerar para as ferramentas de puncionagem

Referência	Terminal
28-0566-08	
28-1431-02	

Nas referências 1000366209, 1000479089, 70-9140 e 70-9183 é utilizado o mesmo terminal em ambas as extremidades da espiral, referência 28-0566-08, pelo que é necessário colocá-lo numa das ferramentas que se encontra no lado fixo do equipamento e na única ferramenta de puncionagem que se encontra no lado móvel. O restante conjunto de puncionagem que se encontra no lado fixo da máquina será para puncionar o terminal com a referência 28-1431-02.

Em termos de segurança este equipamento encontra-se vedado a toda a volta por uma proteção e foi baseado na DIRECTIVA 2006/42/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 17 de Maio de 2006 (relativa às máquinas e que altera a Directiva 95/16/CE), esta diretiva garante a segurança de qualquer operador que está a trabalhar com o equipamento em questão.

### 3.4 Anteprojeto

Como ponto de partida para o anteprojeto deste equipamento de preparação de tubo espiral foram avaliados todos os conjuntos que fariam parte da máquina, efetuando-se, posteriormente, a divisão em dois conjuntos, aqueles que sofreriam alterações significativas e aqueles que não iriam sofrer qualquer tipo de alteração a nível conceptual. Depois de efetuada essa divisão, e já na fase do projeto, foram efetuadas todas as alterações necessárias de forma a poder eliminar o maior número de problemas possível. A divisão efetuada encontra-se na Tabela 6.

Tabela 6. Divisão dos conjuntos no anteprojeto

Conjuntos com necessidade de melhorias significativas	Conjuntos que não necessitam de alterações
Conjunto do alimentador de espirais.	Postos de preparação de espiral.
Conjunto do passo peregrino.	Ferramentas de puncionagem.
Conjunto dos calcadores de espirais.	Manipulação de vibradores.
Conjunto da limpeza interior da espiral.	Conjunto de extração.
<i>Gabarits</i> de puncionagem.	

Posteriormente, e já durante a fase do projeto, serão desenvolvidas soluções que permitam resolver todos os problemas identificados, por parte da empresa, naquilo que diz respeito ao correto funcionamento da máquina.

### 3.5 Projeto

Por questões de organização, durante toda a fase do projeto, e também durante a fase da maquinação das peças, optou-se por referenciar todo o projeto segundo o método utilizado pela empresa PPRR-METAL. Assim sendo, foi dado o nome de Equipamento 249-17 [Pré-montagem de espiral] ao projeto, encontrando-se abaixo a divisão efetuada em termos de subconjuntos mecânicos da máquina.

- 01-Alimentador;
- 02-Sistema do passo peregrino;
- 03-Estações do passo peregrino
- 04-Manipuladores de entrada;
- 05-Proteções;
- 06-Puncionagem;

- 07-Extração;
- 08-Manipulação terminais + Vibradores;
- 09-Gabarits.

A ordem dos subconjuntos mecânicos acima indicada, será a mesma naquilo que toca ao dimensionamento dos componentes, ou seja, o primeiro conjunto a ser dimensionado será o 01-Alimentador, enquanto que o último será o 09-Gabarits. Tratando-se de um projeto mecânico, e com o intuito de obter um equipamento o mais eficiente, mais seguro e com a maior durabilidade possível, o ideal seria efetuar um dimensionamento componente a componente. No entanto, devido ao elevado número de componentes que fazem parte desta máquina, e de forma a cumprir os prazos acordados entre a empresa e o cliente, tal análise não foi possível realizar. Assim sendo, optou-se apenas por dimensionar componentes que assumem extrema importância para o correto funcionamento de toda a máquina, e componentes que estarão sujeitos a elevadas solicitações mecânicas.

Outro aspeto bastante importante na fase do projeto, é a escolha dos materiais de todas as peças. Se um material não for selecionado tendo em conta os esforços a que a peça estará sujeita, ou até mesmo à gama de temperatura de trabalho de cada componente, a probabilidade de falha da máquina poderá aumentar drasticamente, levando assim a um aumento do tempo de manutenção da máquina, contribuindo assim de uma forma negativa para aquilo que será o tempo de funcionamento do equipamento. Para além da escolha de materiais outro aspeto que deverá ser tomado em conta serão os tratamentos térmicos a serem aplicados a cada peça. Saber escolher o material de uma peça pode, por vezes, ser insuficiente naquilo que diz respeito ao bom funcionamento de um conjunto. Pode também ser necessário recorrer a tratamentos térmicos para se tirar o maior proveito possível das características de cada material, sempre com a finalidade de obter um equipamento funcional. Desta forma, toda a escolha, tanto dos materiais como dos tratamentos térmicos a dar a cada componente, foi feita em conjunto com a equipa de projeto da empresa PPRR-METAL.

### 3.5.1 Métodos de dimensionamento utilizados no projeto mecânico

De seguida irá ser descrita toda a metodologia usada para os diversos tipos de dimensionamentos que foram realizados durante a fase de projeto.

#### 3.5.1.1 Método dos elementos finitos

O método mais utilizado para efetuar dimensionamento de componentes com uma função importante para o desempenho geral da máquina, foi o método os elementos finitos. Em casos em que a distribuição de esforços é bastante complexa, quando se pretende efetuar uma análise de vibrações, ou até mesmo estudar o escoamento de um fluido poderá utilizar-se este método [35]. O método de elementos finitos permite

a obtenção de soluções aproximadas, através da resolução de um sistema de equações lineares. O número de equações lineares segundo o autor [35] é então determinado pelo produto do número de nós pelo número de variáveis nodais.

Todos os estudos realizados neste projeto foram feitos utilizando a ferramenta CAD SolidWorks®. A metodologia de trabalho, no que toca a simulações pelo MEF, deste software é realizada de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7. Metodologia do Método de Elementos Finitos

Etapa	Funcionalidades
Tipo de Estudo	Nesta etapa do processo é indicado qual o tipo de análise que se pretende realizar. Dentro de todos os tipos de estudos disponíveis, apenas se realizaram estudos estáticos, pois todos os outros não se enquadravam no tema que foi abordado neste trabalho.
Materiais	A escolha dos materiais é parte importante do estudo, pois o MEF necessita de determinadas propriedades dos materiais, como por exemplo o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson, para poder realizar uma análise completa daquilo que se está a estudar.
Condições de Fronteira	Neste campo, é possível estabelecer quais são as condições de fronteira/fixações existentes no conjunto que se está a analisar. O <i>software</i> apresenta várias opções para as condições de fronteira, a saber: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Fixo;</li> <li>• Deslizante;</li> <li>• Dobradiça fixa;</li> <li>• Simetria.</li> </ul>
Esforços aplicados	Nesta etapa do processo, é possível atribuir os esforços externos a que a estrutura estará sujeita. Estes esforços é que vão ser responsáveis por criar instabilidade no sistema, podendo até, caso se encontre mal dimensionado, levar à rotura de um ou mais componentes.
Ligações	Dentro dos vários tipos de ligações entre os componentes dos conjuntos em estudo, as mais utilizadas foram a ligação soldada entre componentes e a ligação sem penetração. A ligação soldada considera que dois corpos estão completamente unidos e funcionam apenas como um só [35]. Já a ligação sem penetração permite que, em casos em que exista contacto entre duas superfícies, não ocorra penetração em duas superfícies em contacto [36].
Escolha da malha	A ferramenta SolidWorks® permite escolher entre vários tipos de malha, como, por exemplo, uma malha baseada na curvatura, que tem como característica um maior refinamento em zonas com maior curvatura, como, por exemplo, em entalhes ou zonas com furos [35]. Existe ainda também a malha padrão, que já não contempla o maior refinamento em zonas de maior curvatura.

Depois de determinados todos estes parâmetros, é agora possível efetuar o estudo, sendo depois necessário efetuar uma análise crítica aos resultados obtidos, pois, tal como foi dito anteriormente, os valores obtidos podem ser bastante díspares.

### 3.5.1.2 Dimensionamento de cilindros à encurvadura

A verificação das hastes de cilindros à encurvadura pode ser feita segundo o critério de Euler [37]. Este critério permite criar uma relação entre o comprimento da haste, que será designado por  $l_{haste}$ , e o tipo de fixação do cilindro. Essa relação tem o nome de comprimento livre de encurvadura, o qual pode assumir vários valores, tal como se encontra visível na Figura 3.2.

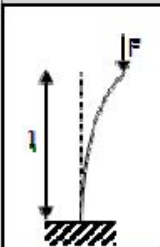

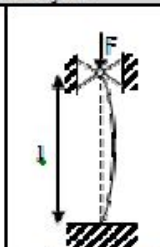
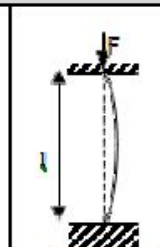
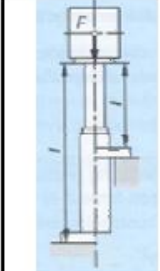
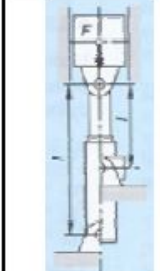
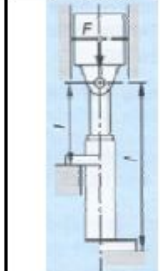
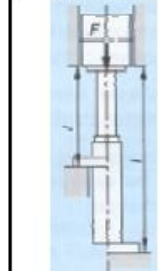
Diagramas de encurvadura – Critério de Euler			
Tipo de solicitações			
			
			
Caso 1 Uma extremidade livre e outra fixa	Caso 2 Duas extremidades articuladas	Caso 3 Uma extremidade articulada e outra fixa	Caso 4 Duas extremidades fixas
$l_0 = 2l$	$l_0 = l$	$l_0 = 0,7l$	$l_0 = 0,5l$

Figura 3.2. Critério de Euler aplicado a hastes de cilindros pneumáticos

Depois de determinado o comprimento de encurvadura da haste do cilindro deve-se efetuar o cálculo do diâmetro mínimo da haste. Esse cálculo é feito com base na equação (1).

$$d_h \geq \sqrt[4]{\frac{64 \times l_0^2 \times F_a \times S}{\pi^3 \times E}} \quad (1)$$

Em que:

- $d_h$  – Diâmetro mínimo da haste (cm);
- $l_0$  – Comprimento de encurvadura da haste (cm);
- $F_a$  – Força de avanço do cilindro (N);
- $S$  – Coeficiente de segurança (pode tomar os valores de 3,5 e 5);

- E – Módulo de elasticidade do material da haste (N/cm<sup>2</sup>).

Este método foi utilizado para realizar a verificação do cilindro que foi utilizado, por exemplo, no alimentador de espirais presente no equipamento.

### 3.5.1.3 Dimensionamento de cilindros rotativos

O sistema de extração do equipamento é baseado na utilização de um cilindro rotativo (Figura 3.3), tal como irá ser explicado mais à frente. Apesar de ter sido acordado com o cliente que, a nível de componentes pneumáticos seriam utilizados maioritariamente componentes da marca SMC, neste caso, optou-se por utilizar um componente da marca Festo, por sugestão da equipa de engenharia da empresa onde a tese foi realizada.



Figura 3.3. Cilindro rotativo

O primeiro passo deste dimensionamento é determinar a momento de Inércia da massa do conjunto onde o cilindro rotativo vai atuar. Em casos em que o conjunto é bastante simples, o cálculo pode ser feito manualmente, através de expressões conhecidas, como, por exemplo, as equações (2), (3) e (4), que permitem a determinação do momento de Inércia para uma barra esbelta, uma placa retangular delgada em torno do eixo y, e para um cilindro circular em torno do seu próprio eixo.

$$I_y = I_z = \frac{1}{12} \times m \times L^2 \quad (2)$$

$$I_y = \frac{1}{12} \times m \times c^2 \quad (3)$$

$$I_x = \frac{1}{2} \times m \times a^2 \quad (4)$$

Em que:

- $I_x$  – Momento de Inércia em torno do eixo  $Ox$  ( $\text{kgm}^2$ );
- $I_y$  – Momento de Inércia em torno do eixo  $Oy$  ( $\text{kgm}^2$ );
- $I_z$  – Momento de Inércia em torno do eixo  $Oz$  ( $\text{kgm}^2$ );
- $m$  – Massa do objeto em estudo (kg);
- $L$  – Comprimento total da barra esbelta (m);
- $c$  – Comprimento da placa retangular delgada (m);
- $a$  – Raio do cilindro (m).

No entanto, devido à complexidade dos conjuntos em que este tipo de dimensionamento foi aplicado, o cálculo do momento de Inércia de massa foi feito utilizando o mesmo *software* que foi utilizado para a realização do projeto, o Inventor®. Depois de determinado o momento de Inércia de massa do conjunto onde se pretende aplicar este tipo de cilindro, é necessário determinar o tempo de ciclo que se pretende para a rotação e o ângulo de rotação que este irá ter.

Por fim, e cruzando todos os dados mencionados anteriormente com os gráficos da Figura 3.4, é possível determinar qual será o cilindro a escolher para se obter um correto funcionamento do conjunto.

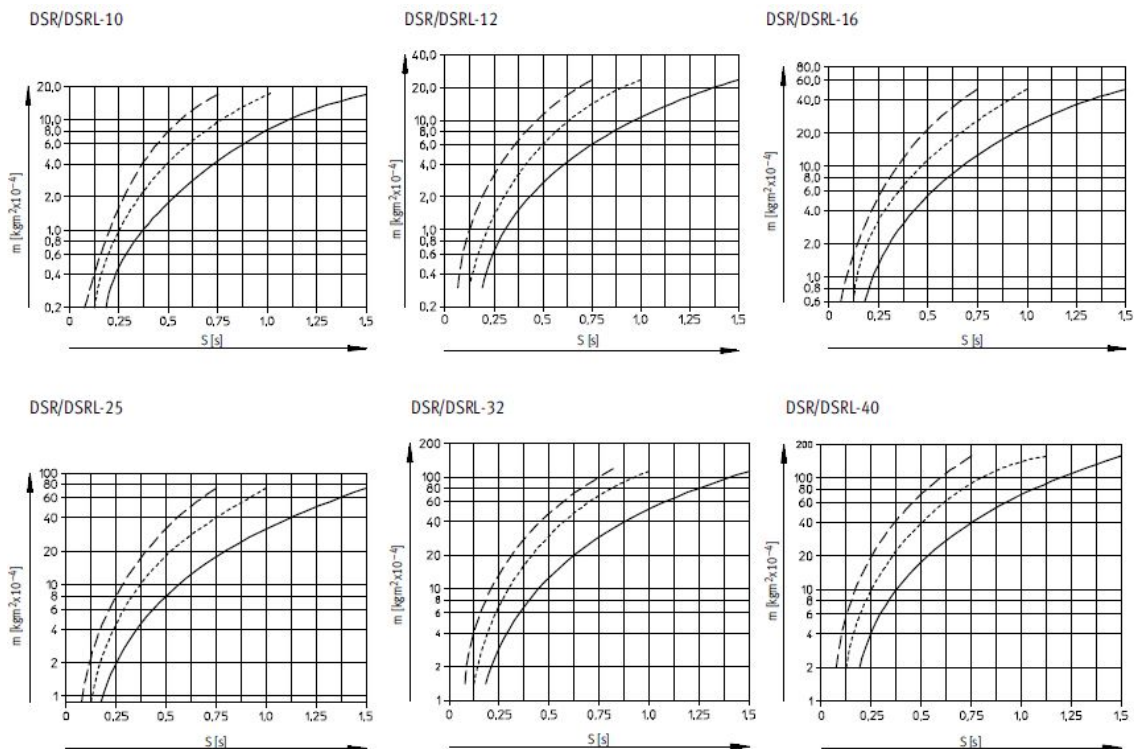


Figura 3.4. Gráficos para a escolha de cilindros rotativos



#### 3.5.1.4 Estimativa da vida útil de sistemas de guiamento linear

Em vários conjuntos desta máquina, recorreu-se à utilização de sistemas de guiamento linear. Este tipo de solução foi utilizado devido ao baixo atrito existente entre o patim e o carrinho, e devido ao grau de precisão que existe no guiamento. Por uma questão de uniformização no projeto, decidiu-se que todas as guias utilizadas seriam fornecidas pela HIWIN Corporation®. Esta empresa apresenta vários tipos de guiamentos lineares diferentes, cada um com características específicas. No Anexo 2, Secção 6.2.1 encontram-se todos os tipos de guiamentos lineares existentes.

Tendo em conta, novamente, a uniformização do projeto, decidiu-se, juntamente com a equipa de projeto da PR-Metal, que todos os sistemas de guiamentos lineares utilizados seriam da série HG. Esta série de guias lineares apresenta como principais características o facto de possuir capacidades de carga iguais em múltiplas direções e conseguirem absorver possíveis desalinhamentos que ocorram durante a instalação [38].

O dimensionamento do tempo de vida estimado das guias lineares foi realizado de acordo com o catálogo do fornecedor. Este dimensionamento permite obter uma estimativa sobre a distância que o patim poderá percorrer (L) até ter de ser substituído. Para obter esse valor, recorre-se à equação (5) <sup>1</sup>.

$$L = \left( \frac{Fh * Ft * C}{Fw * Pc} \right)^3 * 50 [km] \quad (5)$$

Onde:

- Fh é o fator de dureza;
- Ft é o fator de temperatura;
- C é a razão de carga dinâmica (kN);
- Fw é o fator de carga;
- Pc é a carga a que o patim vai estar sujeito (kN).

O fator de dureza (Fh), o fator de carga (Fw) e o fator de temperatura (Ft), são obtidos através de uns gráficos que se encontram no Anexo 5, Secção 6.5.1. A razão de carga dinâmica (C) representa a carga máxima do patim, quando esta não varia, nem em direção, nem em magnitude.

#### 3.5.2 Projeto dos vários conjuntos da máquina

Tal como já foi referido anteriormente, a máquina encontra-se dividida em vários conjuntos. Cada um desses conjuntos apresenta uma diferente funcionalidade na

---

<sup>1</sup> A equação 5 foi retirada do catálogo do fornecedor (HIWIN Corporation®).

máquina. Na Tabela 8 estão indicados os principais conjuntos que fazem parte desta máquina, bem como as suas funções.

Tabela 8. Funções dos conjuntos da máquina

Conjunto	Funções
01-Alimentador	Neste conjunto, o operador, que se encontra próximo da máquina, coloca as espirais num local apropriado. Depois de depositadas as espirais, estas serão transportadas, uma a uma, até à entrada da máquina.
02-Sistema do passo peregrino	Este conjunto é responsável por fazer o transporte das espirais a partir do momento em que elas deixam o conjunto 01.
03-Estações do passo peregrino	Este subconjunto da máquina tem como função a preparação das espirais, antes de ocorrer o cravamento mecânico, e a medição das mesmas, quando já se encontram com os terminais puncionados em ambas as pontas da espiral.
04-Manipuladores de entrada	Este conjunto consiste num manipulador, que é responsável, por pegar nas espirais que se encontram no conjunto 01, e colocá-las no conjunto do sistema de passo peregrino.
05-Estruturas	Neste conjunto encontram-se incluídas todas as estruturas que suportam os múltiplos conjuntos da máquina, bem como todas as proteções que foram necessárias projetar, com o objetivo de garantir a total segurança dos operadores.
06-Ferramentas de encravamento mecânico	Conjunto responsável por puncionar ambos os terminais da espiral.
07-Extração	Responsável pela extração de todas as espirais da máquina, depois de puncionadas e validadas.
08-Manipulação de terminais + Vibradores	Este conjunto tem como função fazer a alimentação de terminais de plástico para as ferramentas de puncionagem.
09-Gabarits	Os <i>gabarits</i> têm como função garantir a estabilidade das espirais nas estações de puncionagem.

Alguns dos conceitos presentes neste equipamento já tinham sido utilizados anteriormente, e com bons resultados, pelo que não houve necessidade de efetuar nenhuma alteração nesses conjuntos. Já noutros conjuntos, foram detetados alguns pontos a melhorar, pelo que foi necessário realizar algumas alterações que poderiam ir desde a mudança de um simples componente do conjunto, até à reformulação por completo do mesmo. Para além de todos os processos de melhoria que foram efetuados neste equipamento, houve também a necessidade de introduzir alguns novos conceitos, de forma a satisfazer as exigências do cliente final.

### 3.5.3 Conjunto 01-Alimentador

Tal como referido anteriormente, os conjuntos do alimentador têm como função transportar as espirais desde o local onde o operador as coloca, até à entrada da linha de preparação de espiral. A localização dos conjuntos que fazem parte do sistema 01-Alimentador encontra-se na Figura 3.5.

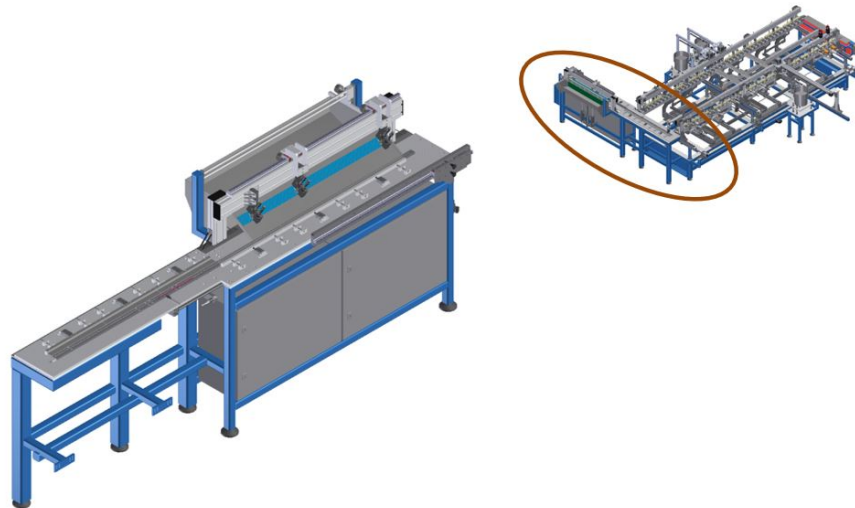


Figura 3.5. Localização dos conjuntos do sistema alimentador na máquina

#### 3.5.3.1 011-Alimentador

O primeiro conjunto que foi dimensionado, foi o alimentador de espirais da máquina (Figura 3.6). Neste conjunto, as espirais são colocadas pelo operador num compartimento e, de seguida, um atuador pneumático será acionado, o que irá levar as espirais até uma rampa de lançamento. Essa rampa irá transportá-las para o conjunto 012.

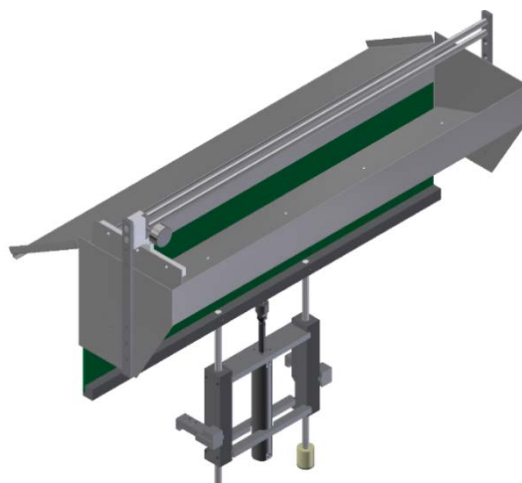


Figura 3.6. Alimentador de espirais da máquina

Este conjunto já se encontrava presente noutras máquinas da mesma gama da que será tratada neste trabalho, pelo que apenas foi necessário realizar algumas adaptações para tornar o sistema funcional para este equipamento. Nos modelos anteriores deste tipo de máquinas, o alimentador encontrava-se à frente do resto da máquina (Figura 3.7). Neste caso, tal não poderá suceder, pelo que a posição do alimentador terá de ser adaptada. A razão pela qual o alimentador não pode ser colocado à frente da máquina está relacionada com uma das exigências do cliente final. No caderno de encargos deste projeto, encontra-se explícito que deverá existir espaço suficiente para uma possível incorporação na máquina de um alimentador de tubo estrela, que serviria como proteção do tubo espiral. Esta possível adição de alimentação de tubo estrela, fez com que o alimentador de espirais tenha de ser deslocado para um dos lados da máquina (Figura 3.8), pois só desta forma é possível montar os dois tipos de tubos antes de o conjunto começar a ser processado pela linha de preparação de espiral.

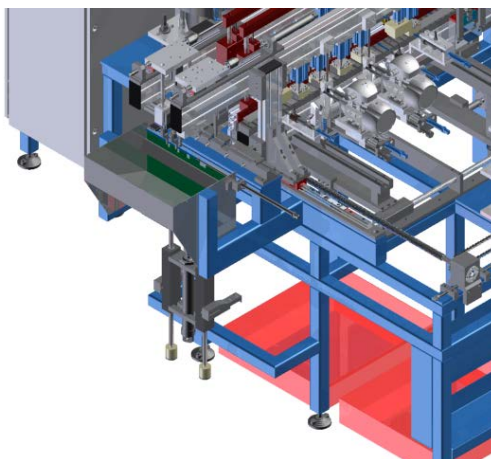


Figura 3.7. Localização do alimentador em máquinas já projetadas

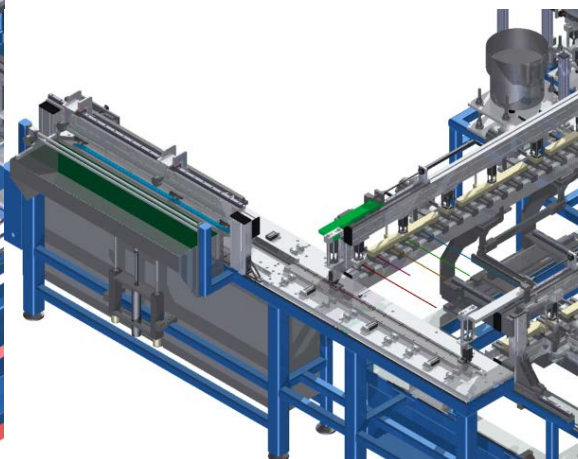


Figura 3.8. Adaptação feita à localização do alimentador

Para além da alteração feita anteriormente, realizaram-se também algumas melhorias de forma a poder tornar todo o sistema o mais eficiente possível. As melhorias efetuadas encontram-se na Tabela 9.

Tabela 9. Melhorias efetuadas no conjunto 011-Alimentador

<b>Problema identificado</b>	<b>Melhoria efetuada</b>
Ruído causado pelo contacto entre os veios que permitem ajustar o espaço disponível para colocar as espirais, e o mecanismo criado que irá ficar preso a esses veios, segurando o limitador da gaveta.	Colocação de um rolamento no mecanismo, que foi idealizado para limitar o espaço de colação de espirais, de forma a se poder obter um movimento de ajuste mais suave, com menos desgaste de componentes e com menos ruído.
O elevado tamanho das espirais, bem como a elevada quantidade que poderia estar colocada na gaveta (máximo de 600 espirais) pode criar alguns	Após a realização do estudo de elementos finitos, que será detalhado de seguida, concluiu-se que seria necessário um reforço da estrutura,

problemas relativamente à flecha a meio vão deste conjunto, pelo que seria necessário realizar uma análise de elementos finitos para determinar a necessidade, ou não, de reforçar a estrutura.

para evitar uma flecha a meio vão que poderia trazer problemas para a estrutura. Por isso, optou-se por adicionar uma trave ao conjunto para resolver o problema.

Tal como indicado anteriormente, uma das melhorias efetuadas neste alimentador está relacionada com o mecanismo que permite ajustar o espaço disponível para receber as espirais (Figura 3.9).

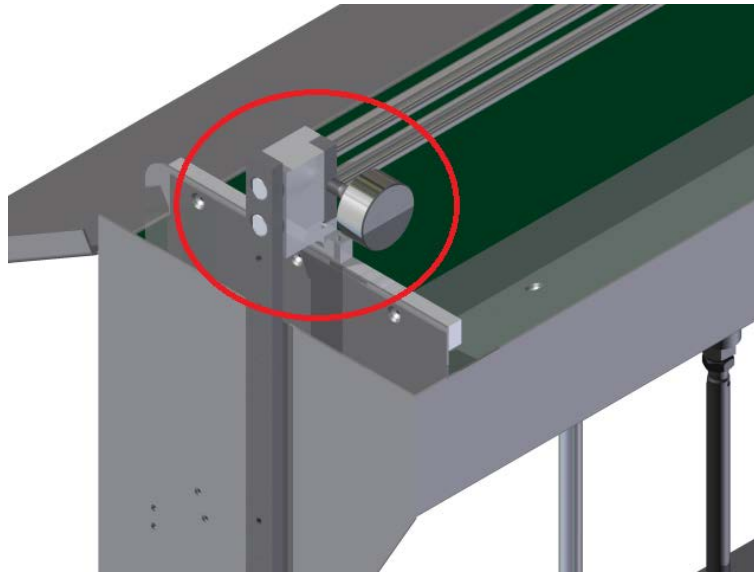


Figura 3.9. Mecanismo que permite o ajuste do espaço para colocar espirais

Nos projetos realizados anteriormente, em que este conjunto se encontrava presente, detetou-se que, durante a afinação do espaço disponível para receber espirais, o contacto entre os veios e as peças que fazem a ligação com a chapa limitadora de comprimento, poderia provocar algum ruído e desgastar-se severamente. Para solucionar este problema, optou-se por colocar um rolamento neste mecanismo, o que não só elimina o possível ruído aquando da afinação, mas também permite aumentar a longevidade de todos os componentes presentes.

A seleção do rolamento a utilizar, foi efetuada juntamente com a equipa de projeto da PR-Metal, optando-se por um rolamento linear de esferas, cujas características se encontram no Anexo , Secção 6.9.1.

Em termos de dimensionamento, este rolamento encontra-se claramente sobredimensionado, visto que a carga estática se encontra longe do limite máximo do rolamento que é de 910 N (a carga estática a que o rolamento está sujeito é apenas uma chapa que permite limitar o espaço do alimentador). No entanto, para o dimensionamento do rolamento, foi também tido em conta as características dimensionais dos veios onde os rolamentos vão estar colocados. Como esses veios

apresentam um diâmetro de 16 mm, o rolamento teria de apresentar um diâmetro interior igualmente de 16 mm.

O outro problema também identificado está relacionado com a flecha a meio vão que a gaveta poderia sofrer, quanto tivesse com a carga máxima de espirais no seu interior, cerca de 600 espirais. Nos equipamentos anteriores, em que se utilizou este tipo de alimentador, foi observado que, quando a gaveta se encontrava lotada de espirais, existia a tendência para que existisse uma deformação excessiva a meio vão. Para contornar esse problema, foram estudadas várias formas de poder reduzir a flecha a meio vão do alimentador. A opção que permitiu obter melhores resultados foi a adição de uma costela a meio da gaveta, ver Figura 3.10.

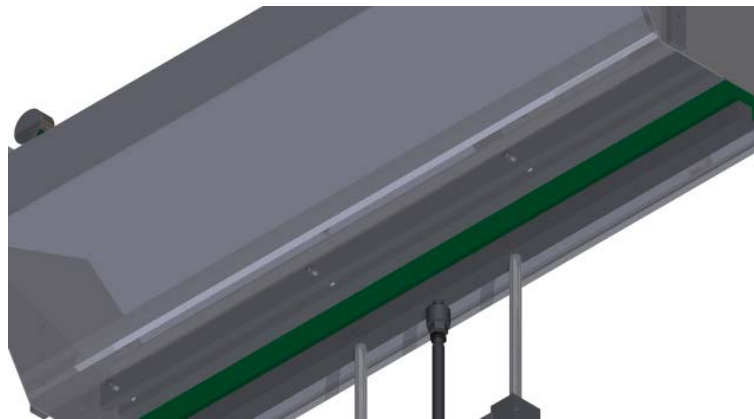


Figura 3.10. Costela adicionada para evitar a flecha a meio vão

A malha utilizada na simulação efetuada tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 164 363;
- Número de nós: 287 194.

Na Figura 3.11 e na Figura 3.12 encontram-se condições de fronteira da gaveta de alimentação de espiral. Na Figura 3.10 foi considerado um apoio simples do alimentador enquanto que na Figura 3.11 se considerou que o alimentador estava aparafusado, em ambos os lados, à estrutura da máquina.

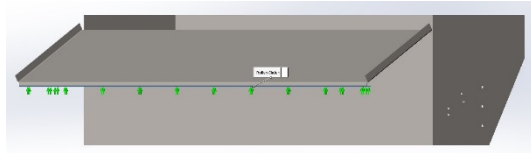


Figura 3.11. Primeira condição de fronteira da gaveta de alimentação



Figura 3.12. Segunda condição de fronteira da gaveta de alimentação

Para a determinação da carga a que a gaveta de alimentação iria estar exposta, foi projetado um bloco com um peso e volumetria aproximadamente igual ao de 600 espirais, ver Figura 3.13, e foi considerado que o material do alimentador seria aço inoxidável com todos os seus componentes soldados e fabricados através de corte a laser.

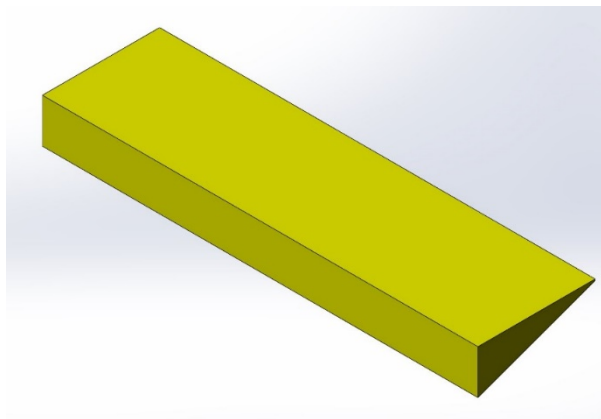


Figura 3.13. Bloco que simula a presença de 600 espirais na gaveta de alimentação

Depois de todos os parâmetros do ensaio estarem definidos, foi efetuada a simulação e os resultados a nível de tensão equivalente de von Mises e o nível de deslocamento encontram-se na Figura 3.14 e na Figura 3.15.

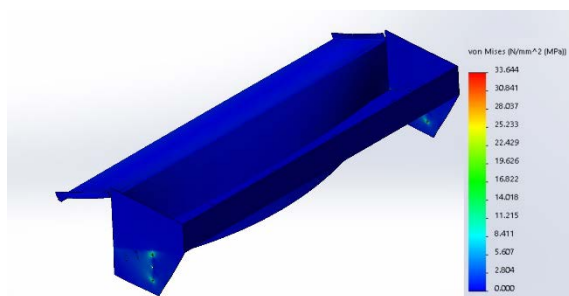


Figura 3.14. Tensões equivalentes de von Mises da gaveta de alimentação

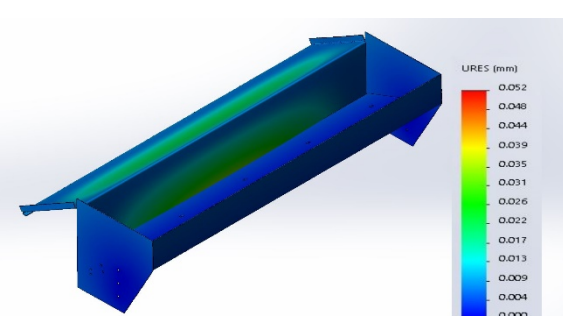


Figura 3.15. Deslocamentos da gaveta de alimentação

Em termos de tensão equivalente de von Mises, o valor máximo obtido foi de 33,65 MPa, o que significa que este sistema se encontra bastante sobredimensionado em termos de tensões de cedência. Relativamente aos deslocamentos da estrutura na zona mais crítica, que se situa a meio vão, o valor do deslocamento é de 0,052 mm, pelo que a melhoria que se efetuou resolveu o problema na totalidade.

Por fim, realizou-se também o dimensionamento do cilindro pneumático que irá levar as espirais até à rampa. Neste dimensionamento, escolheu-se um cilindro cuja força de avanço seja suficiente para poder levar mais que uma espiral ao mesmo tempo, e também foi tido em consideração o facto de a haste do cilindro poder sofrer de encurvadura. Para o estudo da força necessária que o cilindro deveria ter no seu avanço, admitiu-se que o cilindro deveria ser capaz de levantar ao mesmo tempo um máximo de 15 espirais. Tudo isto faz com que o cilindro no seu avanço tenha que conseguir levantar uma massa de cerca de 2 kg, ou seja, um peso de aproximadamente 20 N. Assim sendo, escolheu-se um cilindro com a referência CDG1BA40-200Z, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.12.

Depois de verificada a força de avanço necessária para que o cilindro funcione corretamente determinou-se também, tendo em conta o método escalonado no ponto 3.5.1.2, a haste do cilindro relativamente à encurvadura. Antes de se proceder ao cálculo do diâmetro mínimo da haste, é necessário saber qual é o seu comprimento de encurvadura ( $l_0$ ). Tendo em conta que o cilindro se encontra fixo numa extremidade e apresenta uma ligação rotulada na outra, o comprimento de encurvadura será 70% do seu curso, o que faz com que o  $l_0$  seja de 140 mm. Os outros parâmetros utilizados para este dimensionamento foram os seguintes:

- Força de avanço do cilindro 636 N;
- Coeficiente de segurança de cinco (escolhido em conjunto com a equipa de projeto da PR-Metal);
- Módulo de Elasticidade de 210 GPa.

Tendo em conta todos estes dados, obteve-se um resultado final para o diâmetro mínimo da haste de 0,25 mm, o que é um valor bastante reduzido e significa que a haste do cilindro, que tem um diâmetro de 16 mm, não se encontra sujeita a encurvadura.

### 3.5.3.2 012-Transporte da espiral

O próximo conjunto que foi dimensionado trata-se do transportador da espiral desde a gaveta de alimentação até à entrada da linha (Figura 3.16).





Figura 3.16. Transportador de espirais até à entrada da linha

Depois de caírem na rampa, as espirais são introduzidas num canal (Figura 3.17) e são, de seguida, transportadas por via de um mecanismo baseado no uso de um eixo pneumático, até à entrada da linha de preparação de espiral (Figura 3.18).

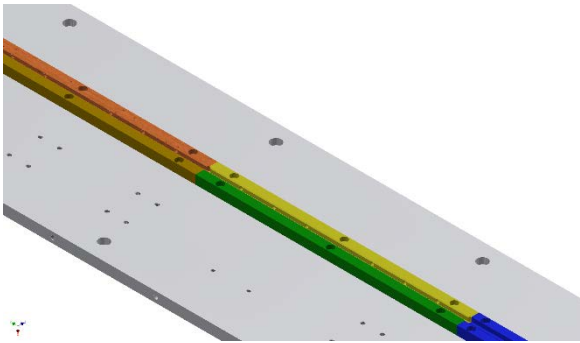


Figura 3.17. Canal onde são introduzidas todas as espirais



Figura 3.18. Mecanismo projetado para realizar o transporte da espiral

Esse eixo pneumático encontra-se assente em duas placas de alumínio, que servem como base de sustentação a este conjunto. Associado ao eixo pneumático, está uma agulha que se encontra no canal onde são introduzidas as espirais (Figura 3.19). As espirais são introduzidas no canal através da rampa que se encontra no alimentador (Figura 3.6). Nessa rampa as espirais vão ser separadas, de forma a garantir que apenas uma entra no canal de cada vez, continuando depois o seu percurso na rampa até chegarem ao canal de transporte.

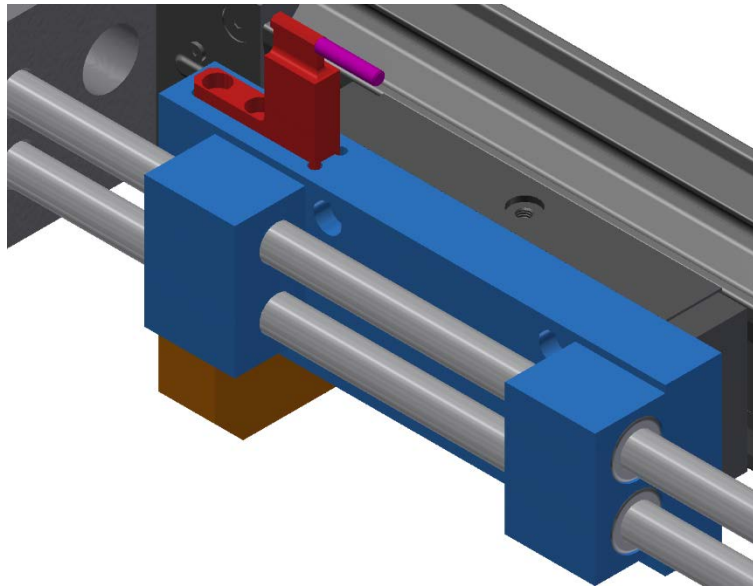


Figura 3.19. Agulha que se encontra no canal onde caem as espirais

Essa agulha será responsável por empurrar as espirais até à entrada da linha onde se encontrará outro conjunto, responsável por fazer a sua translação para as estações de tratamento da espiral. Como a agulha estará constantemente a sofrer impactos das espirais, considerou-se que esta seria uma peça de desgaste, pelo que seria necessário projetar todo o sistema, de forma a permitir uma rápida troca da agulha. Para isso, criou-se um pequeno compartimento, onde a agulha fica quando o eixo se encontra totalmente recuado, para se poder proceder a uma rápida troca de agulha (Figura 3.20).

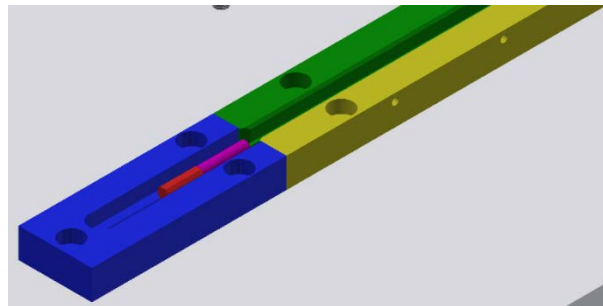


Figura 3.20. Compartimento projetado para a troca da agulha

Depois da agulha se encontrar no compartimento, basta retirar os três parafusos que seguram a peça de proteção e, de seguida, é possível proceder à troca da agulha. Desta forma, é possível trocar de componente bastante rápido, e sem que seja necessário desmontar bastantes componentes, o que permite tornar a manutenção mais curta e, conseqüentemente, ter a máquina a operar durante mais tempo.

Um dos problemas identificados durante a fase de projeto deste subconjunto foi que, independentemente do tamanho da espiral com que se estivesse a trabalhar, o eixo pneumático faria sempre o seu curso completo, o que poderia levar a um elevado tempo desperdiçado, caso a espiral fosse pequena. Para contrariar este problema,

procedeu-se a uma pequena alteração que consistia em adicionar um batente mecânico para parar o movimento do eixo. Parte deste batente mecânico encontra-se colocado juntamente com o eixo pneumático (Figura 3.21), enquanto que a outra parte estaria colocada noutra conjunto que será abordado mais à frente. Juntamente com esta metade do batente está também colocado um sensor que, ao detetar o contacto entre batentes, irá dar ordem de paragem ao eixo mecânico, evitando desta forma possíveis avarias.

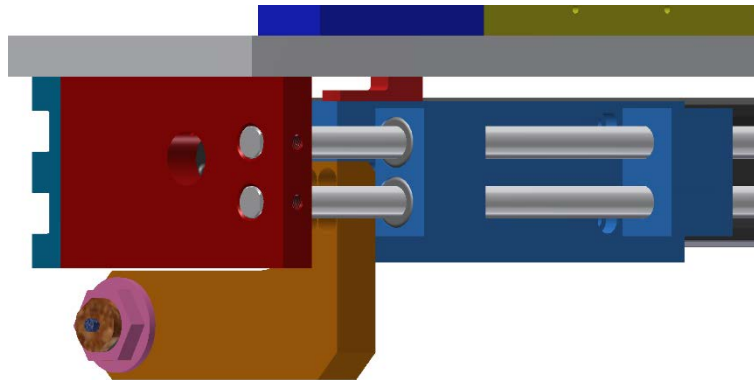


Figura 3.21. Batente mecânico utilizado

Outro problema que foi detetado, era o impacto que o eixo iria ter quando chegasse ao seu fim de curso. Nessa altura, vai dar-se um impacto que pode ter consequências graves para todos os componentes envolvidos, devido à energia acumulada. Para absorver o máximo de energia possível, optou-se por colocar um amortecedor no fim de curso do eixo.

Em termos de dimensionamento, o primeiro a ser efetuado foi o do eixo pneumático que iria fazer o transporte da espiral. Só depois de este componente se encontrar dimensionado, é que será possível escolher o amortecedor mais correto para absorver o máximo de energia possível, aquando do impacto que os componentes sofrem quando o eixo chega ao fim de curso.

O dimensionamento do eixo foi realizado de acordo com o catálogo do fornecedor. De forma a poder reduzir a gama de produtos à disposição para este dimensionamento, decidiu-se, em conjunto com a equipa de projeto da empresa, que o eixo seria da série MY1B.

Segundo o catálogo, o dimensionamento do eixo é feito tendo em conta a velocidade a que o eixo trabalha, a carga que vai estar a transportar e as distâncias entre os centros de massa da carga e do eixo (Figura 3.22).

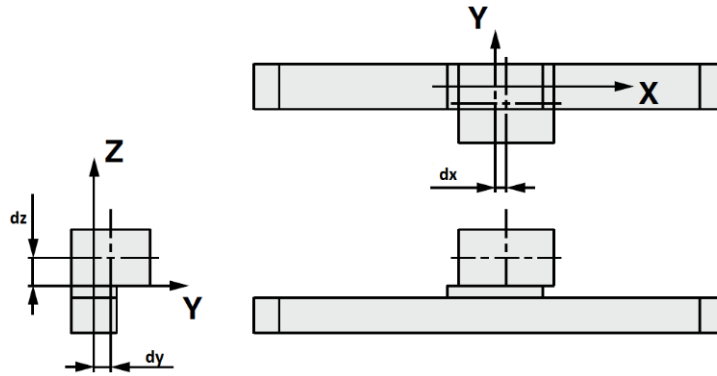


Figura 3.22. Distância da carga até ao centro de massa do eixo SMC (Adaptado [39])

Todos os parâmetros necessários para o dimensionamento do eixo encontram-se na Tabela 10.

Tabela 10. Parâmetros para o dimensionamento do eixo

Velocidade (mm/s)	<b>100</b>
Carga a transportar (kg)	6
dx (mm)	18
dy (mm)	30
dz (mm)	5

Com os dados da Tabela 10, foram calculados os parâmetros que vão permitir aferir qual dos modelos é o mais correto para aquilo que se pretende. Esses parâmetros encontram-se na Tabela 11 e foram calculados de acordo com as expressões (6), (7), (8), (9) e (10).

$$M1 = m1 \times g \times dx \quad (6)$$

$$M2 = m1 \times g \times dy \quad (7)$$

$$Fe = 1,4 \times v \times \delta \times m \times g \quad (8)$$

$$M1E = \frac{1}{3} \times Fe \times dz \quad (9)$$

$$M3E = \frac{1}{3} \times Fe \times dy \quad (10)$$

Onde:

- m1 é a carga que é transportada pelo atuador (kg);
- g é a aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );
- v é a velocidade do atuador (m/s);
- $\delta$  é o tipo de amortecimento;

- Fe é a carga equivalente no impacto (N).

Tabela 11. Parâmetros calculados para o dimensionamento do eixo

m1 (kg)	6
M1 (Nm)	1,06
M2 (Nm)	1,76
Fe (N)	82,4
M1e (Nm)	0,14
M3e (Nm)	0,83

Por fim, é necessário proceder á divisão dos valores que se encontram na Tabela 11 pelos que se encontram na Tabela 12, efetuar o somatório de todos os valores obtidos e, caso esse somatório seja menor que um, significa que o cilindro pode ser utilizado. Os valores retirados do catálogo encontram-se na Tabela 12.

Tabela 12. Valores retirados do catálogo para o dimensionamento

m1 máx (kg)	37
M1 máx (Nm)	27
M2 máx (Nm)	3,1
M1E máx (Nm)	20
M3E máx (Nm)	5

Depois de comparados os valores da Tabela 11 com os da Tabela 12, e de se efetuar o somatório de todos os parâmetros, obteve-se um valor de 0,94, o que significa que o modelo selecionado é capaz de efetuar o que se pretende.

Segundo o catálogo, este modelo apresenta, para a velocidade de 100 mm/s, capacidade para absorver o impacto até cargas com cerca de 50 kg, o que é mais que suficiente visto que a carga que se vai transportar é de aproximadamente 6 kg. No entanto, optou-se igualmente por colocar um amortecedor no fim de curso do cilindro. Esse amortecedor foi selecionado também de acordo com o catálogo e foi decidido, em conjunto com a equipa de projeto da empresa, que o amortecedor seria da série RB, e que o seu curso seria de 12 mm. A energia com que o conjunto vai chegar ao fim de curso do eixo pode ser determinada pela equação (11).

$$E_{cinética} = \frac{1}{2} \times m \times v^2 \quad (11)$$

Onde:

- $E_{cinética}$  é a energia cinética do conjunto a ser transportado (J);
- $m$  é a massa do conjunto a ser transportado (kg);
- $v$  é a velocidade do conjunto (m/s).

A velocidade do eixo selecionado é de 100 mm/s, enquanto que a massa a ser transportada é de aproximadamente 6 kg. Estes dados permitem obter um valor de 0,03 J para a energia cinética do conjunto. Este é o valor que o amortecedor terá de absorver no fim de curso do eixo, admitindo que o eixo não tem capacidade de amortecimento. De acordo com o catálogo do fornecedor o amortecedor que tem 12 mm de curso, apresenta uma capacidade de absorção de 19,6 J o que é bastante superior ao necessário, pelo que se poderia ter optado por um amortecedor com um curso menor e, conseqüentemente, uma capacidade de absorção menor.

### 3.5.3.3 013-Calçadores da espiral

O próximo conjunto analisado já se encontrava totalmente projetado e validado, pelo que não se realizou qualquer tipo de alterações ao nível do conceito e de possíveis melhorias. Apenas se efetuaram algumas adaptações, de modo a tornar este sistema funcional para os requisitos deste equipamento. As adaptações realizadas encontram-se na Tabela 13.

Tabela 13. Problemas identificados durante o transporte da espiral

Problemas	Resolução
As espirais, ao caírem da rampa, poderiam não entrar diretamente no canal de transporte.	Alguns dos calçadores utilizados teriam uma parede que iria fazer com que a espiral, ao bater lá, fosse encaminhada para o canal de transporte.
Durante o transporte das espirais, existe a possibilidade de elas saírem do canal, o que fará com que o transporte seja ineficiente.	A solução encontrada para este problema foi utilizar um sistema que permitisse tapar todo o canal, depois da espiral lá entrar. Desta forma, a espiral não teria por onde sair durante o seu transporte, sendo assim obrigada a seguir o seu caminho.

O problema relacionado com o cair das espirais no canal de transporte não se verifica em todo o comprimento do conjunto 012, pelo que será necessário utilizar dois tipos de calçadores diferentes, um que permitisse não só o guiamento da espiral durante o transporte, mas também reencaminhar a mesma para o canal (Figura 3.23), e outro que tivesse como função apenas tapar o canal para garantir o guiamento da espiral (Figura 3.24).

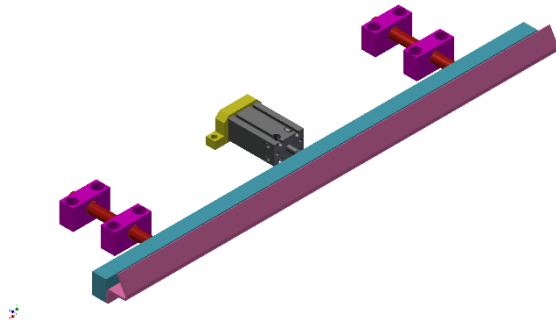


Figura 3.23. Calcador da espiral com parede

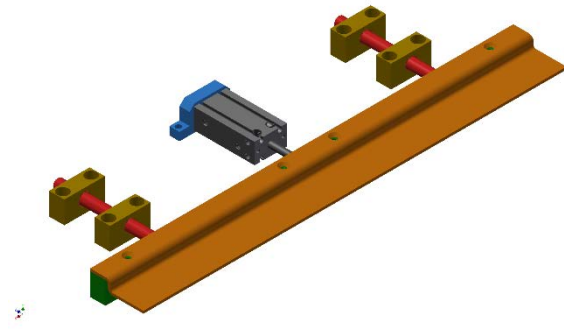


Figura 3.24. Calcador da espiral apenas para garantir o seu guiamento

Tal como foi dito anteriormente, ambos os conjuntos já se encontravam dimensionados na totalidade, pelo que não se realizou qualquer tipo de dimensionamento extra.

#### 3.5.3.4 014-Sistema passa não passa

Caso o alimentador de espirais alimente mais que uma espiral ao mesmo tempo, é necessário garantir que apenas uma entra no canal de transporte. Caso contrário, a máquina não irá funcionar corretamente, podendo até ocorrer avarias graves no sistema, o que levará a intervenções de manutenção mais morosas e mais caras. Para garantir que nada disto acontece, e que só entra uma espiral de cada vez no canal, foi criado um sistema passa não passa, que garante que, independentemente do número de espirais que o alimentador coloque na rampa, apenas uma entrará no canal. Este sistema já foi aplicado noutros equipamentos, no entanto, devido às exigências desta máquina, houve a necessidade de realizar algumas adaptações, de forma a otimizar este conjunto, não só em termos de eficiência, mas também em termos de custo. A versão mais *standard* deste conjunto encontra-se na Figura 3.25. No cilindro que se encontra na ponta, encontra-se roscado um veio que vai parar todas as espirais que se encontram na rampa. Depois de todas as espirais estarem paradas, o segundo cilindro vai atuar, fazendo com que todas as espirais fiquem trancadas, exceto a primeira, que irá continuar a ser conduzida pelo cilindro mais exterior.

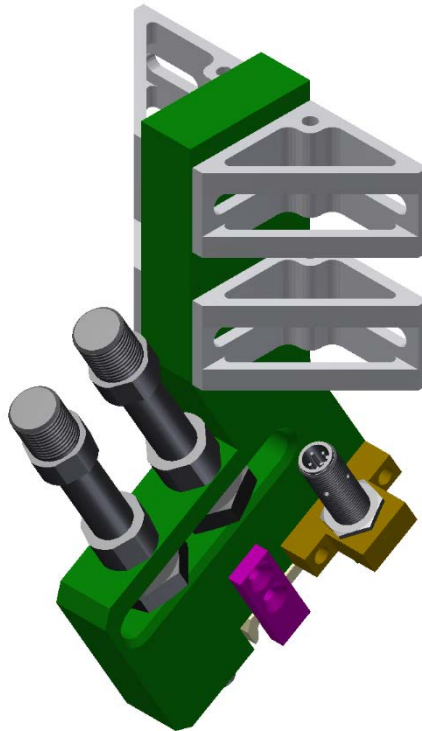


Figura 3.25. Sistema passa não passa fixo

Por fim, o cilindro mais exterior irá recuar, fazendo com que a espiral continue o seu caminho em direção à rampa de transporte. Este conjunto conta ainda com um sensor que deteta o número de espirais presentes na rampa. Quando este sensor for ativado, quer dizer que o número de espirais na rampa atingiu o seu valor máximo e o alimentador irá parar, até todas as espirais na fila serem transportadas.

Nos equipamentos em que este conjunto já foi utilizado, o tamanho das espirais era constante. Por isso, eram utilizados vários conjuntos iguais ao acima mencionado, que iriam estar sempre em funcionamento. No entanto neste caso, isso não se aplica na totalidade. Se se estiver a trabalhar com a espiral maior, será necessário ter um conjunto destes em cada ponta da mesma, e outro a meio, para garantir um maior suporte para a espiral. Mas, caso se mude para um comprimento de espiral bastante mais reduzido, será necessário alterar a posição dos sistemas passa não passa, para que fiquem a trabalhar de acordo com o novo tamanho. Este processo pode ser demorado, devido ao tipo de fixação utilizado nos sistemas passa não passa, o que irá retirar produtividade à máquina. Assim sendo, optou-se por realizar algumas melhorias neste sistema, de forma a tornar o processo de posicionamento dos sistemas passa não passa o mais rápido possível. A lista de alterações realizadas a todo este sistema passa não passa encontra-se na Tabela 14.

Tabela 14. Alterações efetuadas ao sistema passa não passa

---

#### **Alterações feitas ao sistema passa não passa**

---

A fixação do sistema passa não passa foi mantida em apenas um dos conjuntos que compõem o sistema.

---



---

Os restantes conjuntos do sistema apresentariam uma fixação mais simples, o que facilitaria a sua mobilidade.

---

Para melhorar a mobilidade de alguns dos conjuntos, adicionou-se um sistema de guias lineares, sobre o qual os vários conjuntos móveis do sistema passa não passa deslizariam.

---

Tal como se encontra descrito na Tabela 14, criou-se um novo tipo de fixação mais simples (Figura 3.26), o que permite um tempo de montagem mais reduzido.

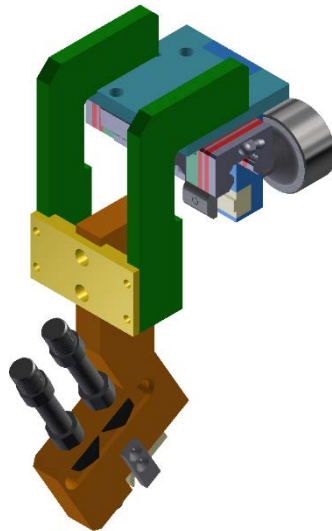


Figura 3.26. Sistema passa não passa móvel

Enquanto no conjunto fixo a ligação aparafusada entre o conjunto e os perfis de alumínio acontece em vários pontos, o que faz com que sempre que se quisesse alterar a posição se tivesse que desapertar vários parafusos, neste novo sistema isso já não acontece, visto que a fixação é apenas feita através de um punhal.

Como este conjunto já foi utilizado em várias máquinas, optou-se por não efetuar nenhum tipo de dimensionamento relativamente aos componentes que foram aproveitados. Já os novos componentes adicionados, como por exemplo as guias lineares, tiveram de ser dimensionadas de forma a garantir o bom funcionamento de todo o sistema.

Para seleccionar qual o tamanho mais adequado do patim, é necessário saber quais os tipos de cargas a que ele estará sujeito. Neste caso específico, o patim encontra-se sujeito a uma força  $P$  perpendicular à base do patim, e um momento torsor  $M1$  originado pelo facto de o peso dos componentes se encontrar descentrado do centro de massa do patim  $M$ , Figura 3.27.

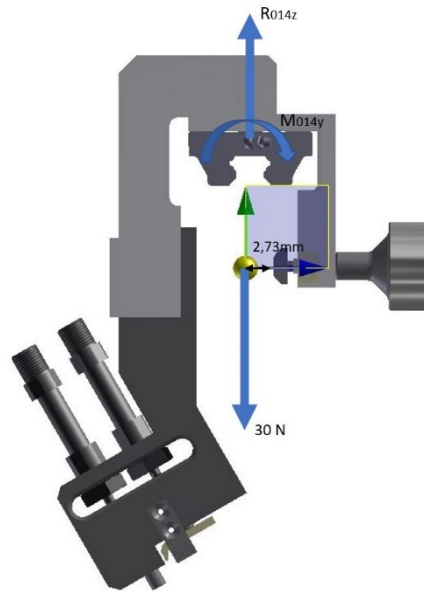


Figura 3.27. Diagrama de forças do conjunto 014 movel

O cálculo do valor do momento resultante no patim foi feito de acordo com a equação (12).

$$\sum M = \sum (F_p \times d) \quad (12)$$

Onde:

- $M$  é o momento em torno dos eixos do patim (Nm);
- $F_p$  são todas as forças que se encontram a atuar no patim (N);
- $d$  é a distância entre os centros de massa (m).

Os parâmetros utilizados para efetuar o dimensionamento da guia encontram-se na Tabela 15.

Tabela 15. Parâmetros para a escolha do tamanho da guia do conjunto 014

Parâmetro	Valor
Carga estática suportada pelo patim	30 N
Momento estático suportado pelo patim	0,06 Nm

Como os valores são relativamente baixos, a guia mais pequena desta série já seria suficiente para aquilo que se pretende, mas, optou-se por atribuir um fator de segurança, de forma a salvaguardar qualquer tipo de sobrecarga que possa existir no patim. Assim sendo, o modelo de patim escolhido para este conjunto foi o HGW25CA, cujas características se encontram no Anexo 3, Secção 6.3.1. Apesar destas guias efetuarem poucos ciclos (apenas são movimentadas quando se muda a referência de fabrico), é necessário determinar qual será o seu tempo de vida útil estimada, para se

poder proceder à realização de um plano de manutenção adequado. A determinação do tempo de vida útil das guias utilizadas neste conjunto foi efetuada de acordo com o ponto 3.5.1.4 deste relatório. Os valores de  $F_h$ ,  $F_t$  e  $F_w$  que são necessários determinar para se efetuar o dimensionamento, encontram-se na Tabela 16.

Tabela 16. Variáveis utilizadas para determinar o tempo de vida útil do sistema de guias lineares no conjunto 014

Variável	Valor atribuído
$F_h$	1
$F_t$	1
$F_w$	1,2

A carga a que o patim estará sujeito, será o peso de todos os componentes que se encontram apoiados nele, ou seja, cerca de 30 N.

Isto leva a que o sistema de guias lineares tenha uma vida útil de  $4,55 \times 10^{10}$  km. Como não é possível determinar a quantidade de vezes que este sistema irá ser acionado por dia, nem o deslocamento que o patim irá sofrer em cada ciclo, visto que o ajuste do patim é feito manualmente, não é possível converter o valor obtido num valor temporal que indique o tempo de vida deste sistema. Tendo em conta que a garantia do equipamento é de dois anos, foi estabelecido, em conjunto com a equipa de projeto da PR-Metal, que a manutenção do sistema de guias lineares deverá ser efetuada anualmente, de forma a reduzir ao máximo o desgaste sofrido.

### 3.5.3.5 015-Afinação do transporte da espiral

Tal como foi referido no ponto 3.5.3.2 deste relatório, foi projetado um batente mecânico que tinha como função ajustar o curso do eixo pneumático, conforme o tamanho da espiral a transportar. Esse ajuste do batente é feito através deste conjunto (Figura 3.28).

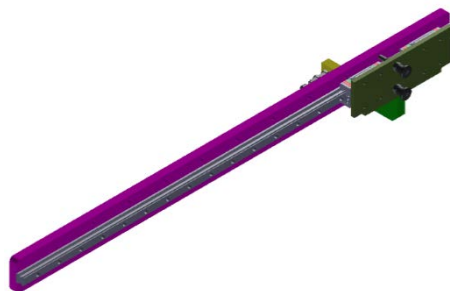


Figura 3.28. Afinação do transporte da espiral

Em todas as máquinas anteriores, em que um sistema semelhante a este foi utilizado, a afinação era feita através da substituição de peças, isto é, cada referência de espiral tinha um batente com um comprimento específico e, sempre que se alterava a referência da espiral, era necessário alterar o batente. Esta solução, apesar de funcional apresenta algumas desvantagens, as quais se encontram na Tabela 17.

Tabela 17. Desvantagens do sistema tradicional de afinação de comprimento do batente

**Desvantagens do sistema tradicional de afinação do comprimento do batente**

Quando a variação de comprimento das espirais é bastante elevada, isso faz com que os batentes a fabricar apresentem dimensões bastante diferentes. Alguns batentes podem ser pequenos, mas também pode existir a necessidade de fabricar batentes com um comprimento bastante elevado. Isto pode causar problemas, não só de fixação do batente, mas também de posicionamento relativamente à outra metade do batente que se encontra ligada ao eixo pneumático.

O facto de, sempre que se trocar de referência ser necessário andar a desmontar peças e a montar outras, não é de toda a solução mais eficiente.

Tendo em conta todas as desvantagens mencionadas na Tabela 17, decidiu-se que este conjunto apenas teria um batente, que seria utilizado para todas as referências de espirais, e que, quando se quisesse afinar a posição do batente, deveria existir um sistema que permitisse, sem remover nenhuma peça do conjunto, efetuar essa afinação o mais depressa possível.

A solução encontrada para esta melhoria efetuada, é baseada num sistema com uma guia linear, que permite a afinação do batente mecânico, e num par de indexadores, que permitem trancar o batente em várias posições, conforme o comprimento da espiral com que se esteja a trabalhar.

Na Figura 3.29 é possível observar a outra metade do batente mecânico. Este batente encontra-se fixo num braço que faz a ligação com um sistema composto por dois carrinhos, que permitem o deslizamento na guia linear, facilitando assim a afinação. Como o impacto entre os batentes pode causar alguns estragos, podendo até levar à substituição de vários componentes antes do previsto optou-se por incluir neste conjunto um amortecedor, que tem como função absorver o máximo de energia possível antes do impacto entre os batentes.

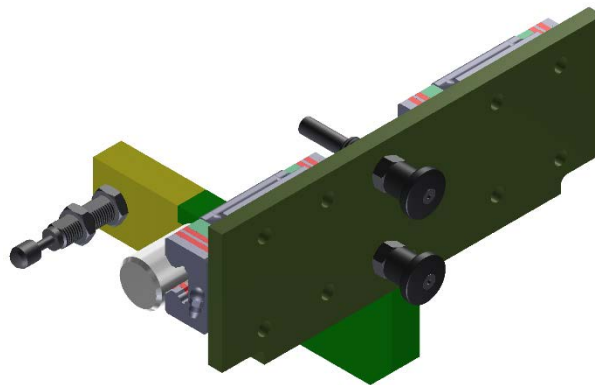


Figura 3.29. Posicionamento do batente no sistema de afinação

De forma a poder trancar todo o conjunto através dos indexadores, optou-se por abrir furações no mesmo componente em que se irá fixar a guia linear (Figura 3.30). As furações efetuadas permitem obter uma afinação do comprimento do batente de 100 em 100 mm, começando nos 300 mm e terminando nos 1100 mm, o que abrange todas as referências que estão previstas para esta máquina.



Figura 3.30. Furações que permitem o trancamento do sistema de afinação

Este conjunto também apresenta um sistema de guiamento linear, pelo que é necessário determinar quais são as cargas a que o sistema estará sujeito, para se poder escolher o modelo mais adequado. Este dimensionamento foi efetuado apenas considerando o momento que é criado pelos componentes que se encontram ligados ao patim, pois considerou-se que este seria o fator mais decisivo para o bom funcionamento do sistema. Os componentes que se encontram ligados ao sistema de guiamento linear representam, no total, uma força de aproximadamente 50 N. A distância entre o centro de massa do sistema de guiamento linear e o centro de massa dos componentes que se encontram suportados pelo patim encontra-se na Figura 3.31.

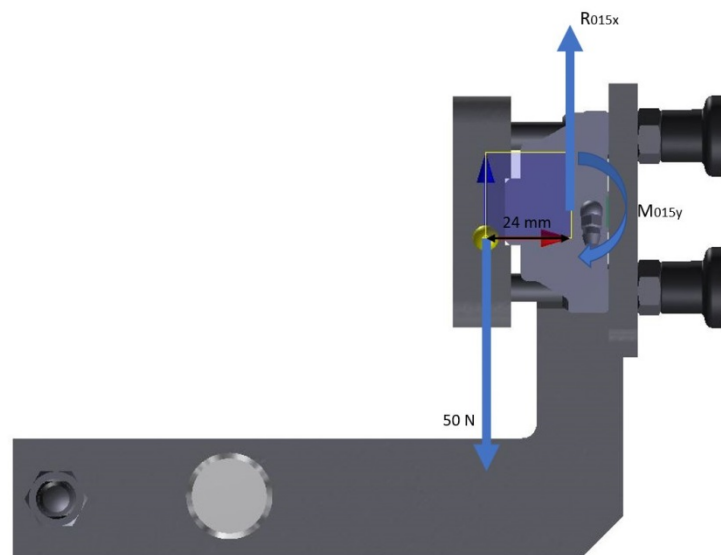


Figura 3.31. Distância entre centros de massa do conjunto 015

O cálculo do momento provocado pelo peso dos componentes foi calculado de acordo com a equação (12) e obteve-se um valor de 1,2 Nm. Tal como acontece no dimensionamento efetuado no capítulo 3.5.3.4 deste relatório, os esforços são de magnitude relativamente baixa, no entanto optou-se mais uma vez por seleccionar uma guia de referência HGW25CAZ0C para precaver qualquer tipo de sobrecarga que possa

existir no sistema. As características deste tipo de guia encontram-se no Anexo 3, Secção 6.3.1.

De seguida, efetuou-se uma estimativa do tempo de vida útil da guia, de acordo com o que se encontra descrito no ponto 3.5.1.4 deste relatório. Os valores utilizados para este dimensionamento encontram-se na Tabela 18.

Tabela 18. Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear

<b>Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear (equação (5))</b>	
Ft	1
Fh	1
Fw	1,2
C (N)	34 900
Pc (N)	25

A distância útil deste sistema de guias lineares está estimada em cerca de  $7.87 \times 10^{10}$  km. Para determinar o período de manutenção deste sistema de guiamento linear, admitiu-se que o conjunto de afinação percorreria 1600 mm por dia, correspondente ao dobro da afinação máxima deste conjunto. O valor obtido foi de cerca de 134 794 anos, o que supera largamente o tempo de garantia da máquina, que é de 2 anos. Como efetuar a manutenção deste sistema de guiamento linear de 134 794 em 137 794 anos é algo inviável, ficou definido que a manutenção deverá ser feita anualmente.

O amortecedor que se encontra neste conjunto tem como principal função amortecer o impacto que o batente vai ter quando chocar com os componentes que se encontram no eixo, o que faz com que a energia cinética que o amortecedor terá de absorver será igual à calculada no ponto 3.5.3.2. Assim sendo, o amortecedor utilizado nesta situação foi igual ao utilizado no conjunto 012.

Este conjunto do afinador da posição do batente é o último, naquilo que diz respeito ao transporte da espiral desde o alimentador, onde o operador as coloca, até à entrada da linha, onde estas serão trabalhadas. O próximo conjunto a ser projetado, trata-se do sistema que permite o transporte da espiral, dentro da linha, bem como a afinação do comprimento da máquina, de forma a adaptar-se ao tamanho da espiral com que se pretende trabalhar.

#### 3.5.4 Conjunto 02-Sistema do Passo Peregrino

Este conjunto, tal como referido anteriormente, é responsável por efetuar o transporte da espiral na linha de preparação de espiral e por sustentar todos os postos

de preparação de espiral. A localização deste conjunto na máquina encontra-se na Figura 3.32.

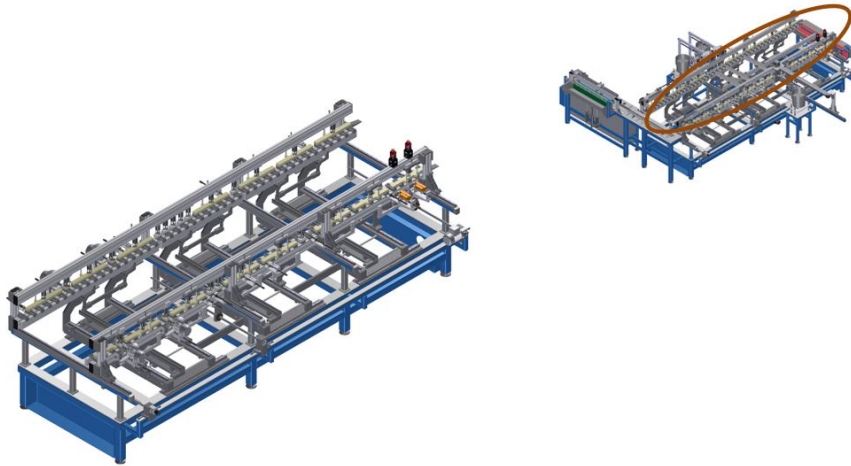


Figura 3.32. Localização do sistema do passo peregrino na máquina

#### 3.5.4.1 021 e 022-Passo Peregrino

Apesar de o sistema do passo peregrino estar dividido em dois conjuntos diferentes, 021 e 022, o seu dimensionamento foi efetuado ao mesmo tempo, isto porque se trata de um único sistema. A versão atualmente utilizada do passo peregrino, encontra-se na Figura 3.33.



Figura 3.33. Versão mais atual do passo peregrino

Este conjunto é composto por um sistema de alavancas, que permite o transporte das espirais de uma estação para a outra, até todos os processos estarem completos e a espiral se encontrar com ambos os terminais puncionados. O movimento de transporte encontra-se dividido em duas etapas: na primeira, as espirais são levantadas e, na segunda, as mesmas são deslocadas horizontalmente até à posição

seguinte. O primeiro movimento deste conjunto é feito através das alavancas que se encontram destacadas na Figura 3.34.



Figura 3.34. Alavancas que permitem levantar as espirais

Através do acionamento de um cilindro, todo o mecanismo se vai deslocar na vertical, de forma a que as espirais saiam da sua posição de trabalho e fiquem prontas para transporte. Depois de finalizada a primeira etapa deste processo, um outro cilindro vai acionar outra alavanca (Figura 3.35), que vai fazer com que as espirais se desloquem na horizontal, transportando-as desta forma de uma posição de trabalho para a outra. Depois de as espirais estarem nas novas posições, ambos os cilindros recuam, fazendo com que o mecanismo volte à posição inicial e, de seguida, todo o ciclo é repetido, garantindo assim o transporte das espirais.

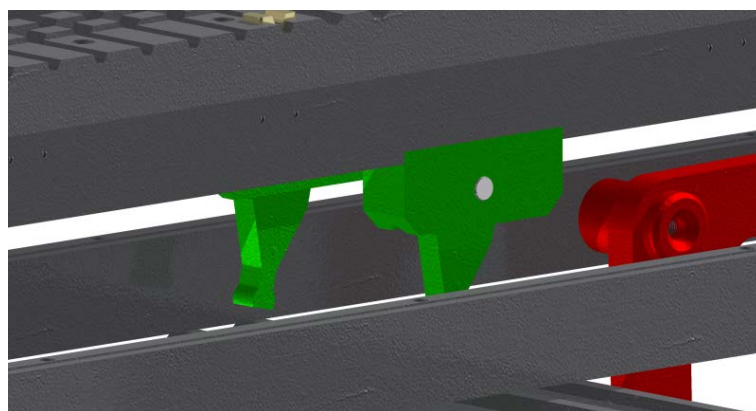


Figura 3.35. Segunda alavanca do sistema de Passo Peregrino

Como se trata de um conjunto que já foi utilizado em vários tipos de máquinas, e é dos mais importantes para um correto funcionamento de todo o sistema, optou-se por fazer um levantamento do historial de ocorrências que estavam relacionadas com o sistema do passo peregrino e, de seguida, elaborar um plano que permitisse eliminar o maior número possível de problemas detetados.



O primeiro problema que se detetou era o elevado número de espirais que se encontravam na linha, e que não estavam a ser trabalhadas. Como é possível observar na Figura 3.36, existe um número bastante elevado de espirais na máquina, sendo que nem todas estão a ser trabalhadas. Numa linha já fabricada pela empresa, o número de espirais, em simultâneo, que a máquina poderia transportar era 60, no entanto, apenas existiam 11 postos de trabalho em toda a máquina. Isto faz com que cerca de 80% das espirais estejam paradas e sem ser trabalhadas, o que é um valor bastante significativo e pode ser otimizado.

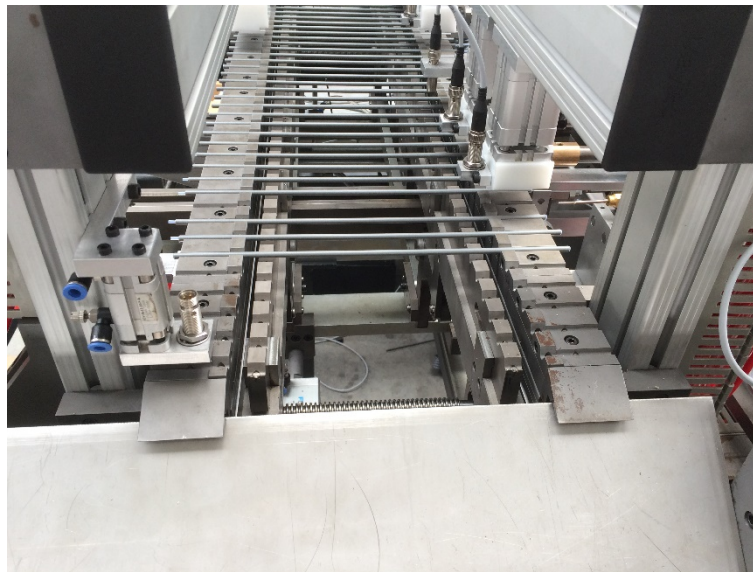


Figura 3.36. Elevado número de espirais presentes na máquina

Outro problema que foi detetado foi o facto de existirem algumas dificuldades de montagem, devido a deformações em alguns componentes chave. As traves que se encontram destacadas na Figura 3.37 apresentam um comprimento bastante elevado, e foram previamente sujeitas a tratamento térmico. Como durante o tratamento térmico a peça pode ter tendência a deformar um pouco, irá perder-se algum do rigor geométrico dado ao componente, e que era crucial para garantir o bom funcionamento do conjunto. Para além do tratamento térmico, as próprias peças, como apresentam um elevado peso (devido ao facto de serem feitas em aço ck45), podem acabar por deformar com o passar do tempo. Este tipo de problema pode sair bastante caro à empresa, que pode até, em último caso, ser forçada a fabricar novas peças para substituir as que se encontram danificadas.

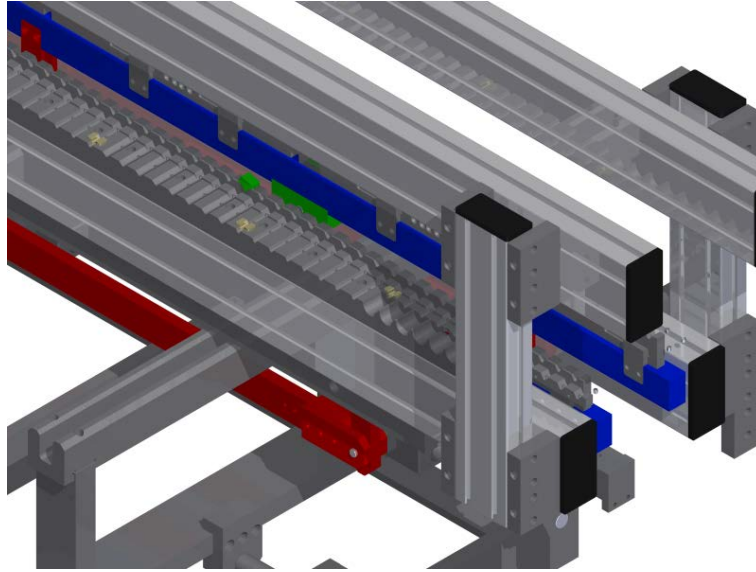


Figura 3.37. Traves que podem dificultar a montagem dos componentes

Para além do problema que surgia com o efeito do tratamento térmico em algumas das peças que faziam parte do sistema de alavancas, também se verificou que, devido ao contacto não lubrificado que existe na segunda alavanca deste conjunto, havia uma rápida degradação da trave, devido ao seu aquecimento (Figura 3.38). O constante funcionamento do sistema de alavancas fazia com que ocorresse um aquecimento descontrolado de alguns dos componentes e, como não se optou por colocar nenhum tipo de lubrificação que pudesse reduzir o atrito entre componentes e, consequentemente, impedir que os mesmos aquecessem demasiado, algumas das peças acabavam por se desgastar bastante, tendo por isso de ser substituídas várias vezes.

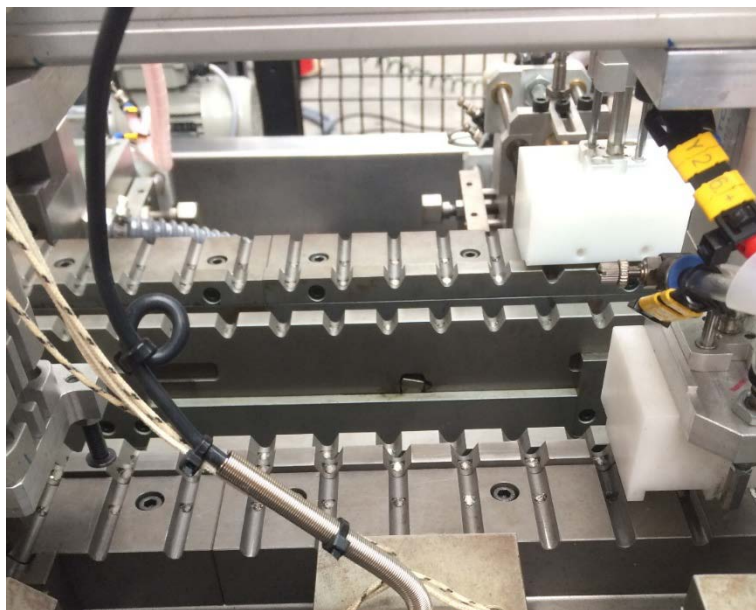


Figura 3.38. Problemas devido ao aquecimento das peças numa das alavancas

Para além de todos os problemas detetados durante o funcionamento da máquina, detetou-se também que durante a fase de montagem deste sistema era despendido um grande período de tempo para realizar o alinhamento entre o sistema de alavancas que se encontra fixo, e o sistema que se encontra móvel. Isto acontece porque não existe nenhum tipo de ligação que permita um fácil alinhamento dos dois sistemas, sendo por isso necessário montar e desmontar os conjuntos várias vezes, até que o seu alinhamento esteja assegurado, o que pode demorar várias horas, atrasando assim todo o processo de montagem.

Na Tabela 19 encontram-se, de uma forma mais resumida, todos os problemas que foram detetados desde a fase de montagem até à fase de funcionamento da máquina, e que se encontram relacionados com o passo peregrino.

Tabela 19. Problemas detetados no sistema de passo peregrino

<b>Problemas detetados no sistema de passo peregrino</b>
Montagem de grande complexidade, obrigando a retrabalhar peças devido a problemas de empenos de peças.
Montagem bastante morosa (grande dificuldade em afinar e acertar os dois lados do passo peregrino. O mínimo desvio entre o lado fixo e o lado móvel criava problemas no avanço da espiral. Caso se verificasse ser necessário afinar o passo peregrino, para acertar o posicionamento entre os dois lados, uma única pessoa demoraria mais de duas horas só para proceder ao alinhamento).
Muitas espirais ficavam sem operação de trabalho, isto é, tendo em conta o tamanho total da linha e o número de estações de trabalho colocadas, existiam muitas paragens em que a espiral não estava a ser trabalhada (apenas 1/6 das espirais estão em estações de trabalho).
Algumas das peças precisavam de estar a ser constantemente substituídas devido ao desgaste a que estavam sujeitas durante o funcionamento da máquina.
O facto de existirem peças de grandes dimensões sujeitas a tratamento térmico, podia fazer com que o bom funcionamento de todo o sistema ficasse comprometido, isto porque, durante a fase de tratamento térmico, as peças podiam perder o rigor geométrico necessário para que todo o sistema funcionasse corretamente, ou então poderiam deformar-se devido ao seu elevado peso e falta de apoios.

Depois de identificar todos os problemas encontrados, tentou-se estabelecer uma ordem de prioridades, de forma a poder identificar quais eram os problemas mais críticos. Para isso, efetuou-se uma análise de criticidade dos vários problemas detetados, de forma a poder determinar quais seriam os mais críticos para o funcionamento da máquina e os menos críticos. Posteriormente, na fase do projeto, os problemas com um índice mais elevado seriam os prioritários a ser resolvidos.

Segundo [40], a análise de criticidade de um equipamento não deve ter em conta apenas fatores que se baseiem na eficiência e nos custos. Parâmetros como, por

exemplo, a importância no processo produtivo, impacto na qualidade do produto e a segurança do operador, também devem ser tidos em conta.

Neste caso, os parâmetros utilizados foram os seguintes:

- Impacto no processo de produção;
- Custos de manutenção associados;
- Impacto na qualidade do produto final;
- Segurança do operador.

Depois de determinados todos os parâmetros que farão parte da análise de criticidade, foi necessário elaborar uma escala numérica que expressasse o nível de gravidade de cada problema para os vários parâmetros escolhidos. A escala utilizada tem o patamar de menor gravidade no nível 1, enquanto que o nível 5 é onde a gravidade do problema é superior. Depois de preenchida toda a tabela, é efetuado o somatório de todos os parâmetros, de forma a poder determinar qual a ordem de resolução dos problemas.

A análise de criticidade efetuada encontra-se na Tabela 20.

Tabela 20. Resultados obtidos na análise de criticidade

Problema detetado	Critério				$\Sigma$
	Impacto no processo de produção	Custos de manutenção associados	Impacto na qualidade do produto final	Segurança do operador	
Montagem de grande complexidade, obrigando a retrabalhar peças devido a problemas de empenos ou "sobre encastramento" de peças.	1	2	1	1	5
Montagem bastante demorada (Grande dificuldade em afinar e acertar os dois lados do passo peregrino. O mínimo desvio entre o lado fixo e o lado móvel criava problemas no avanço da espiral. Caso se verificasse necessário afinar o passo peregrino, para acertar o posicionamento entre os dois lados, uma única pessoa demoraria mais de duas horas só para proceder ao alinhamento).	1	1	1	1	4
Muitas espirais ficavam sem operação de trabalho, isto é, tendo em conta o tamanho total da linha e o número de estações de trabalho colocadas existiam muitas paragens em que a espiral não estava a ser trabalhada (apenas 1/6 das espirais estão em estações de trabalho).	5	1	1	1	8
Algumas das peças precisavam de estar a ser constantemente substituídas devido ao desgaste a que estavam sujeitas durante o funcionamento da máquina.	3	4	1	4	12

De acordo com os resultados obtidos, o principal problema a ser resolvido seria o mau funcionamento da máquina, provocado pelas elevadas deformações de algumas peças chave, enquanto que o último problema a ser resolvido seria a constante afinação entre o lado fixo e o lado móvel da máquina, que era necessário efetuar de forma a garantir o bom funcionamento. Como a maioria dos problemas detetados se encontra relacionado com o mecanismo de alavancas, decidiu-se redesenhar todo esse

mecanismo, de forma a eliminar o maior número de problemas possível. O novo mecanismo de passo peregrino encontra-se na Figura 3.39.

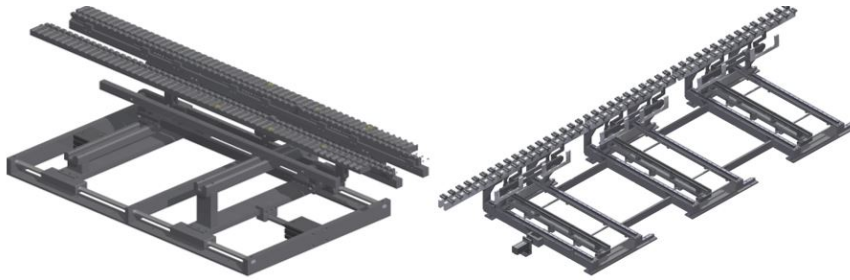


Figura 3.39. Antigo conjunto do passo peregrino vs Novo conjunto do passo peregrino

A grande novidade neste novo mecanismo desenvolvido, prende-se com o facto de o sistema de duas alavancas ter sido substituído por um sistema que envolve apenas uma alavanca e um cilindro pneumático. Este novo sistema é composto por vários módulos compactos (ao contrário do sistema anterior, que apenas é composto por um módulo no lado fixo e outro no lado móvel), ligados entre si por uns travamentos, tal como se encontra na Figura 3.40.

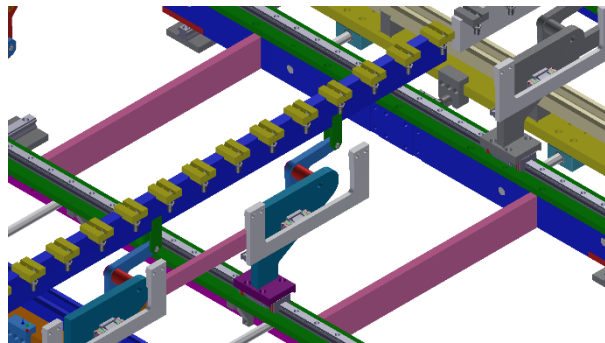


Figura 3.40. Travamento entre os módulos do passo peregrino

A única alavanca que se mantém neste sistema é a que é responsável por levantar as espirais, o que faz com que, em termos de funcionamento, tudo seja igual ao que acontecia no sistema anterior, até à etapa onde as espirais se encontravam levantadas e prontas para ser transportadas. No antigo mecanismo, o restante movimento era assegurado por outra alavanca, mas neste novo sistema, o que cumpre essa função é um cilindro pneumático que se encontra numa das pontas do passo peregrino, tal como se encontra na Figura 3.41.

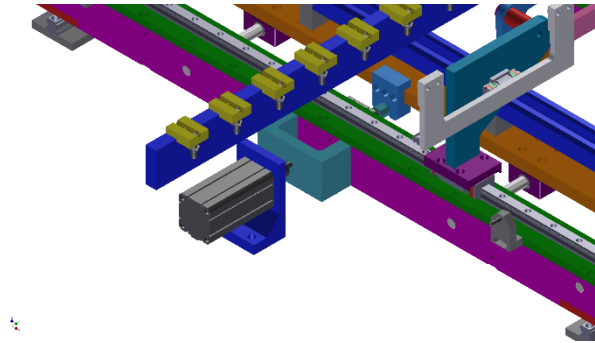


Figura 3.41. Cilindro pneumático responsável pelo segundo movimento do sistema passo peregrino

Depois de todas as espirais se encontrarem levantadas, o cilindro pneumático é atuado, o que faz com que todos os módulos se desloquem para a frente, transportando assim as espirais. Para que seja possível esse movimento na horizontal, todo o mecanismo encontra-se apoiado num sistema de guiamento linear, ver Figura 3.42. De modo a conferir um melhor guiamento a todo o mecanismo, optou-se também por acrescentar um guiamento nas duas laterais de cada módulo do sistema de passo peregrino, ver Figura 3.43.

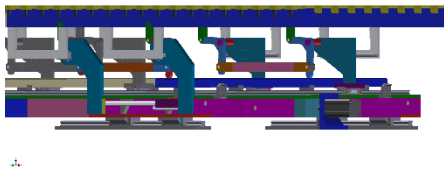


Figura 3.42. Sistema de guiamento linear onde se encontra apoiado o sistema de passo peregrino

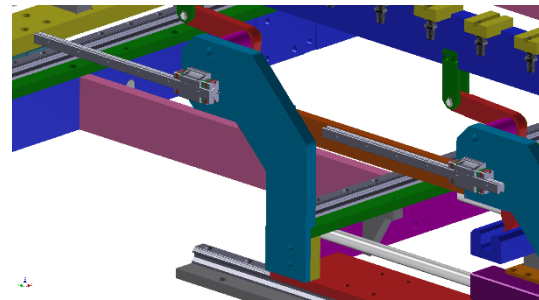


Figura 3.43. Guiamentos colocados nas laterais do sistema passo peregrino

Houve ainda a necessidade de garantir que um dos lados do sistema passo peregrino pudesse ter mobilidade, de forma a poder acompanhar o restante da máquina, quando a sua posição estivesse a ser afinada. Para obter essa mesma mobilidade, foi escolhido, de novo, um sistema de guiamento linear, como se encontra visível na Figura 3.44.

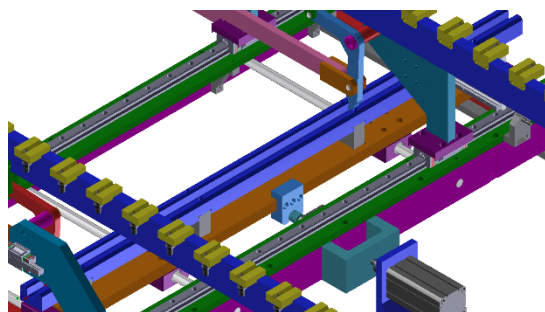


Figura 3.44. Guiamento linear colocado num dos lados do passo peregrino para permitir a afinação do comprimento da máquina

Com todas as melhorias que foram efetuadas neste novo mecanismo, os problemas que foram identificados na Tabela 19 encontram-se corrigidos.

O problema mais crítico, que era a existência de componentes de elevadas dimensões, sujeitos a grandes esforços e a tratamentos térmicos, encontra-se resolvido, visto que, a alavanca que proporcionava os grandes esforços e a necessidade de tratamento térmico foi retirada, o que tornou possível a substituição desses mesmos componentes por uns semelhantes, mas num material mais leve, sem tratamento e sem estar sujeitos a grandes esforços, promovendo assim o bom funcionamento do mecanismo. Outro facto que também contribui para a correção deste problema, é a criação de vários módulos, pois permite criar peças mais pequenas, diminuindo assim o seu peso e contribuindo para a eficiência de toda a estrutura. As novas barras adicionadas encontram-se na Figura 3.45.

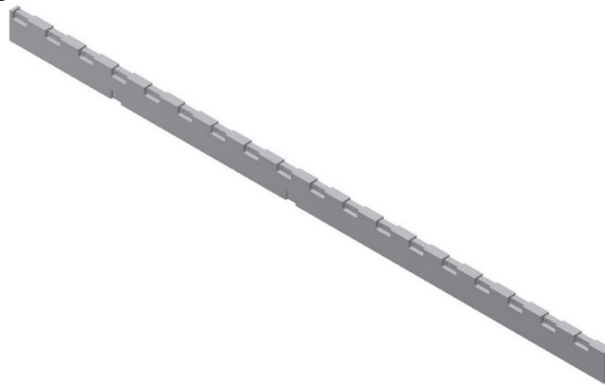


Figura 3.45. Novas barras adicionadas ao conjunto passo peregrino

O segundo problema com um índice de criticidade mais elevado, estava relacionado com a substituição de peças que sofriam bastante desgaste. Essas peças estavam todas associadas à alavanca que foi retirada deste novo mecanismo, pelo que é mais um problema que se encontra ultrapassado.

O terceiro problema com maior índice de criticidade está relacionado com a baixa percentagem de espirais que se encontravam a ser trabalhadas na máquina. Este problema agora encontra-se totalmente ultrapassado, pois o que controla o transporte das espirais entre estações de trabalho é o curso do cilindro que foi instalado. Esta simples alteração permitiu aumentar a percentagem de espirais a serem trabalhadas de 8 para 34 % neste equipamento, o que é uma enorme melhoria.

O segundo problema com menor índice de criticidade encontra-se relacionado, não só com o mecanismo do passo peregrino, mas também de as peças que se encontram fixas aos perfis de alumínio e que servem como apoio às pontas da espiral, ver Figura 3.38. O elevado número de componentes e o elevado grau de complexidade do anterior mecanismo, que contemplava duas alavancas diferentes, fazia com que pudessem surgir várias deformações após algum tempo de trabalho. Isto fazia com que fosse necessário retrabalhar várias peças, ou até mesmo mandar fazer peças novas. Neste novo mecanismo, a complexidade de todo o sistema é bastante mais simples, e há uma redução significativa no número de componentes usados, devido ao aumento

do espaçamento entre as espirais, o que reduz bastante a probabilidade de ocorrerem empenos neste sistema.

O problema cujo índice de criticidade é o mais reduzido, encontra-se corrigido neste novo mecanismo, pois o lado fixo e o lado móvel do sistema passo peregrino encontram-se interligados por um sistema de guias lineares, eliminando assim qualquer desfasamento que pudesse ocorrer.

Em termos de dimensionamento, aquele que foi o primeiro componente a ser dimensionado foi o sistema de guiamento linear, que se encontra por baixo do sistema passo peregrino. Para esse dimensionamento, considerou-se como carga crítica apenas o peso exercido pelo conjunto passo peregrino. Apesar de os três módulos do passo peregrino terem pesos diferentes, o sistema de guiamento será igual em todos os módulos, pelo que, apenas se efetuou o cálculo para o módulo mais pesado. De facto, o módulo mais pesado de todos tem uma massa de aproximadamente 237 kg, que se encontram divididos por quatro patins com as mesmas características. Para este tipo de cargas o patim de menores dimensões seria suficiente, pois apresenta uma capacidade de carga de cerca de 23,5 kN (equivalente a aproximadamente 2400 kg), mas de forma a conferir uma maior robustez a todo o conjunto, optou-se por um patim com a referência HGW30CB (que tem uma capacidade de carga de 71,87 kN). As características deste tipo de guiamento encontram-se no Anexo 3, Secção 6.3.1.

Como se trata de um sistema que estará sujeito a algum desgaste, é importante definir qual será o tempo de vida útil do sistema de guiamento linear. Para isso, foi utilizado o método descrito no ponto 3.5.1.4 deste relatório.

Para determinar quais são as cargas que cada patim suporta, recorreu-se ao catálogo da HIWIN Corporation e assumiu-se que a parte móvel do sistema passo peregrino estaria na sua abertura máxima. Como o centro de massa do conjunto não coincide com o centro dos patins, é necessário determinar quais as distâncias entre os dois centros. Essas distâncias encontram-se assinaladas na Figura 3.46, e os seus respetivos valores encontram-se na Tabela 21.



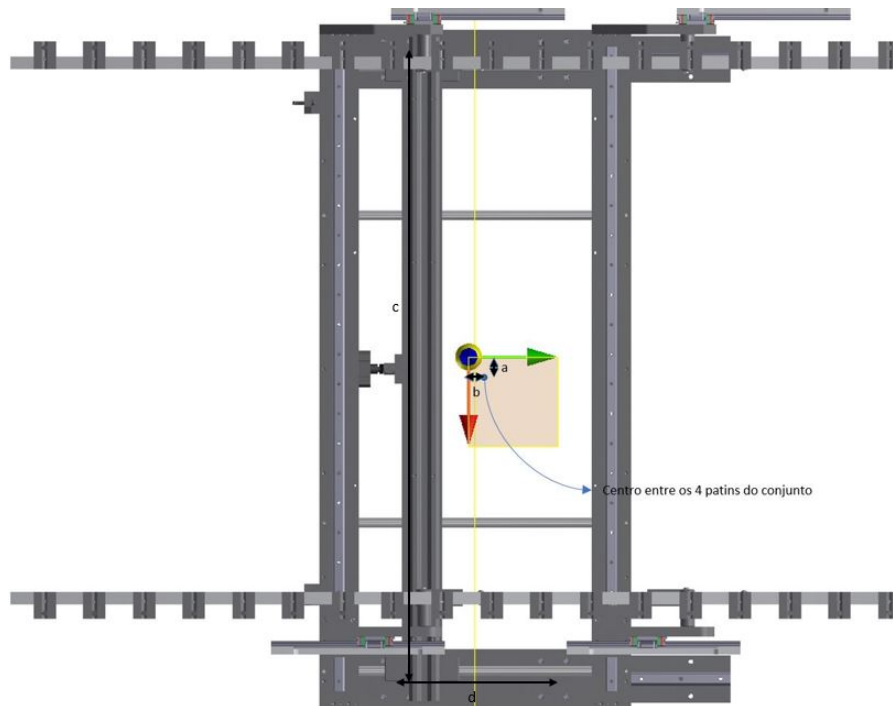


Figura 3.46. Distância entre o centro dos patins e do conjunto passo peregrino

Tabela 21. Parâmetros das distâncias entre centros do conjunto passo peregrino

Parâmetro	Valor (mm)
a	23,541
b	13,154
c	1250
d	316,8

O diagrama que permite obter as reações em cada patim encontra-se na Figura 3.47.

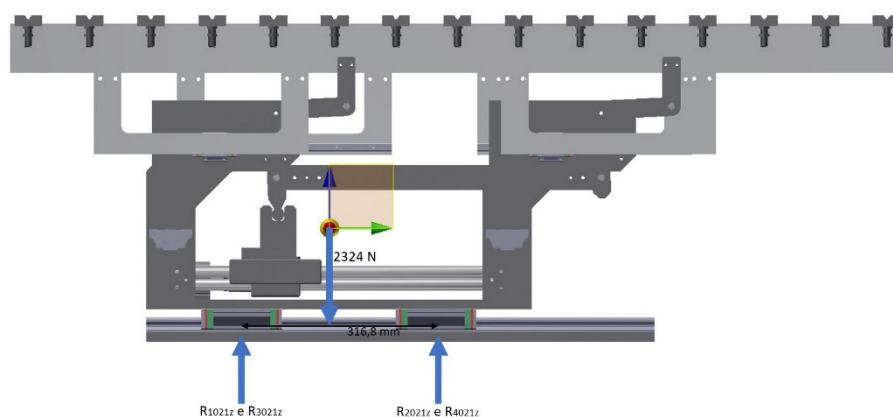


Figura 3.47. Diagrama para obter as reações em todos os patins

As variáveis  $R_{1021z}$ ,  $R_{2021z}$ ,  $R_{3021z}$  e  $R_{4021z}$ , que dizem respeito às reações nos patins, podem ser determinadas através das equações (13), (14), (15) e (16).

$$R_{1021z} = \frac{2324}{4} + \frac{2324 \times a}{2c} + \frac{2324 \times b}{2d} \quad (13)$$

$$R_{2021z} = \frac{2324}{4} + \frac{2324 \times a}{2c} - \frac{2324 \times b}{2d} \quad (14)$$

$$R_{3021z} = \frac{2324}{4} - \frac{2324 \times a}{2c} + \frac{2324 \times b}{2d} \quad (15)$$

$$R_{4021z} = \frac{2324}{4} - \frac{2324 \times a}{2c} - \frac{2324 \times b}{2d} \quad (16)$$

Os valores obtidos para cada patim encontram-se na Tabela 22

Tabela 22. Valores das reações nos patins

Patim	Força (N)
R <sub>1021z</sub>	651,13
R <sub>2021z</sub>	554,64
R <sub>3021z</sub>	607,36
R <sub>4021z</sub>	651,13

O patim que apresenta uma carga maior é o que se encontra mais próximo do centro de massa do conjunto, e apresenta um valor de 651,13 N. Este será o valor considerado para a determinação do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear. Todos os parâmetros utilizados para esse dimensionamento, encontram-se na Tabela 23.

Tabela 23. Parâmetros para a estimativa do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear no passo peregrino

Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear	
Ft	1
Fh	1
Fw	1,2
C (N)	71 870
Pc (N)	651,13

O tempo de vida útil para este sistema de guiamento linear, encontra-se estimado em aproximadamente  $3.89 \times 10^7$  km. Como não é possível determinar qual o número de ciclos que a máquina fará por dia, não se torna possível a conversão deste valor num valor temporal, pelo que se decidiu, tal como noutros casos anteriores, em optar por fazer a manutenção deste sistema anualmente.

Depois de dimensionado este sistema de guiamento linear, foi efetuado o dimensionamento do cilindro que é responsável por fazer avançar todo o passo peregrino. Tendo em conta o peso total de todos os componentes que o cilindro terá de fazer avançar e o coeficiente de atrito do sistema de guiamento linear, determinou-

se que o cilindro deveria ter, quer no avanço quer no recuo, uma força mínima de aproximadamente 28 N (para um coeficiente de atrito de 0,004 de acordo com o catálogo do fornecedor). Apesar de este valor ser bastante baixo, o cilindro selecionado apresenta valores bastante mais elevados, de forma a manter a robustez pretendida pelo cliente. O cilindro selecionado tem a referência CD55B63-100M, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.1.

Outro sistema que também é necessário dimensionar é o sistema de guiamento linear, que vai permitir que a posição do passo peregrino seja afinada juntamente com o restante da máquina. De forma a poder determinar qual o tamanho do patim, é necessário determinar as solicitações a que o patim se vai encontrar sujeito. Para este sistema de guiamento linear, as solicitações consideradas mais críticas são o peso do conjunto que vai estar sustentado pelos patins e o momento criado pelo desfaseamento entre o centro do patim e o centro de massa do braço do passo peregrino. Os diagramas de forças para determinar todas as reações pretendidas, encontra-se na Figura 3.48 e na Figura 3.49.

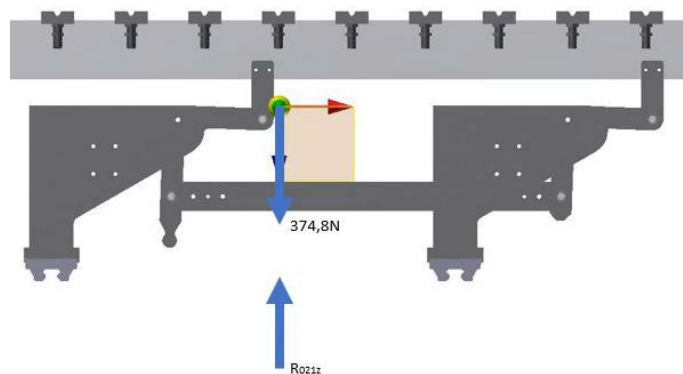


Figura 3.48. Primeiro diagrama de forças para o dimensionamento do sistema de guias lineares em que apoiam os braços o passo peregrino

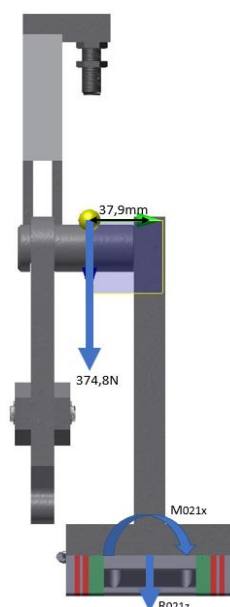


Figura 3.49. Segundo diagrama de forças para o dimensionamento do sistema de guias lineares em que apoiam os braços do passo peregrino

Para determinar as solicitações a que os patins estão sujeitos, recorreu-se às expressões do somatório de forças no eixo dos z (equação (17)) e ao somatório dos momentos em torno do eixo x do patim (equação (18)).

$$\Sigma F_z = 0 \Leftrightarrow R_{021z} - 374,8 = 0 \Leftrightarrow R_{021z} = 374,8 \text{ N} \Leftrightarrow \quad (17)$$

$$M_{021x} = 374,8 \times 0,0379 \Leftrightarrow M_{021x} = 14,2 \text{ Nm} \quad (18)$$

Tendo em conta os valores acima determinados, poderia ter sido selecionado o tamanho de guia mais pequeno, no entanto, de forma a garantir uma maior robustez a todo o sistema, selecionou-se uma guia com a referência HGW25CAZ0C+KH, cujas características se encontram no Anexo 3, Secção 6.3.1.

Tal como no caso anterior, este sistema de guiamento linear também vai sofrer desgaste, pelo que é necessário determinar qual o tempo de vida útil do sistema. Esse dimensionamento foi elaborado de acordo com o ponto 3.5.1.4 deste trabalho. Os parâmetros utilizados para esse dimensionamento encontram-se na Tabela 24.

Tabela 24. Parâmetros para a estimativa do tempo de vida útil para o segundo sistema de guiamento linear no passo peregrino

<b>Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear</b>	
Ft	1
Fh	1
Fw	1,2
C (N)	34 900
Pc (N)	211,44

A distância útil obtida foi de  $1.309 \times 10^8$  km. Como não é possível determinar o número de ciclos diários que este sistema irá ter, não é possível saber o número de horas de vida que o sistema terá. Assim sendo, a manutenção deste conjunto deverá ser feita anualmente, tal como no conjunto anterior.

O último sistema de guiamento linear deste conjunto apenas apresenta a função de guiamento dos braços do passo peregrino, pelo que as solicitações a que estão sujeitos são bastante reduzidas. Desta forma, optou-se por utilizar o patim com a referência HGW15CAZ0C+ZW, cujas características se encontram no Anexo 3, Secção 6.3.1.

Como este sistema irá fazer o mesmo número de ciclos que o primeiro a ser dimensionado, a sua manutenção será também igual, isto é, deverá ser feita anualmente.

O cilindro que é responsável por acionar a única alavanca presente neste mecanismo, também teve de ser alterado, de forma a garantir um maior deslocamento vertical das espirais, isto porque, em equipamentos anteriores, as espirais subiam pouco na

vertical, o que podia trazer problemas. Na Figura 3.50 encontra-se o diagrama que permitiu determinar quanto é que os braços do passo peregrino subiam, aquando do acionamento do cilindro da alavanca. Para um curso com valor de  $\Delta x$  de 25 mm (correspondente ao curso do cilindro), a subida do braço seria de aproximadamente 17,2 mm ( $\Delta y$ ).

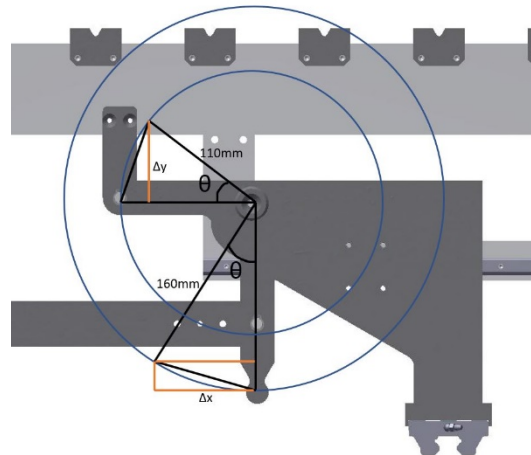


Figura 3.50. Esquema para efetuar o cálculo da subida do braço do passo peregrino

Em conjunto com a equipa de projeto da PR-METAL, decidiu-se que a subida do braço do passo peregrino deveria passar de 17,2 mm para, pelo menos, 22 mm. Desta forma, ficava garantido que as espirais eram levantadas o suficiente para evitar qualquer tipo de problemas. Para um valor de  $\Delta y$  de 22 mm, o curso do cilindro terá de ser de 32 mm. Como esse valor não existe, optou-se por seleccionar o curso acima desse valor, que é de 35 mm. Assim sendo, o cilindro da alavanca tem a referência CD55B63-35M, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.1.

#### 3.5.4.2 023–Réguas Guia

Tal como foi dito anteriormente, esta máquina encontra-se preparada para trabalhar com espirais de diferentes comprimentos, pelo que é necessário ter um conjunto que permita realizar essa mesma afinação. Esse conjunto encontra-se na Figura 3.51.

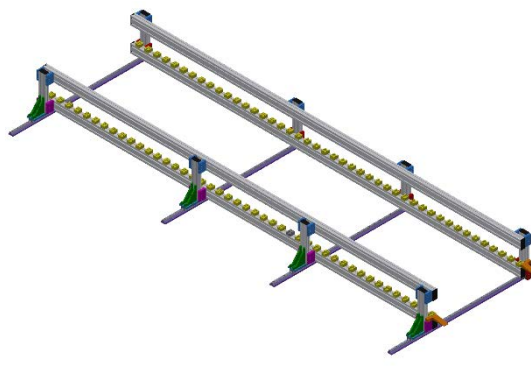


Figura 3.51. Réguas guia que permitem a afinação do comprimento da máquina

Num dos lados deste sistema, os perfis encontram-se fixos à estrutura da máquina, enquanto do outro existe um sistema de guias lineares (Figura 3.52) que permite o deslizamento dos perfis, fazendo assim com que seja possível alterar a largura da zona de trabalho em função do comprimento da espiral.

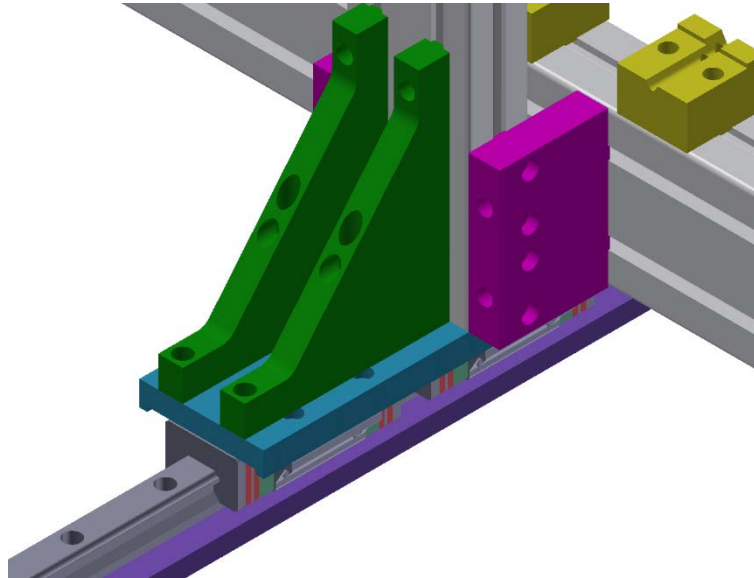


Figura 3.52. Sistema de guias lineares aplicado às régulas guia

Este sistema de régulas guia já foi utilizado com sucesso por inúmeras vezes, pelo que não houve necessidade de efetuar nenhum tipo de melhorias neste conjunto. A única alteração realizada está relacionada com o tipo de guias utilizadas, isto porque neste equipamento o peso que se encontra sobre as guias é bastante mais elevado do que o que se encontrava nas máquinas anteriores, pelo que foi necessário recalcular qual o tamanho das guias que deveria ser utilizado, para que o bom funcionamento deste conjunto não estivesse em causa.

Para o dimensionamento deste sistema de guiamento linear, foi considerado, como solicitação crítica, apenas o peso a que os patins se encontram sujeitos. Na totalidade, este sistema de guiamento linear está a suportar um peso de aproximadamente 1670 N, suportados por um total de oito patins. Para obter um sistema que fosse robusto e capaz de continuar a funcionar corretamente, caso o peso aumentasse exponencialmente (devido à adição das duas outras ferramentas de punção), escolheu-se um patim com umas características bastantes superiores ao necessário. O patim escolhido tem a referência HGW25CAZ0C+KH, cujas características se encontram Anexo 3, Seção 6.3.1

#### 3.5.4.3 024-Afinação do comprimento

O conjunto da afinação do comprimento, Figura 3.53, é o que permite, juntamente com o conjunto 023, afinar o comprimento da máquina. Este conjunto é composto por um motor e por três veios que, aquando do acionamento do motor, movimentam os componentes que se encontram na Figura 3.54 que, ao estarem conectados aos perfis

de alumínio, fazem com que toda a estrutura se mova. O posicionamento da máquina é assegurado através de um *encoder* que se encontra posicionado à frente de um dos veios (Figura 3.55).



Figura 3.53. Conjunto que permite a afinação do comprimento da máquina

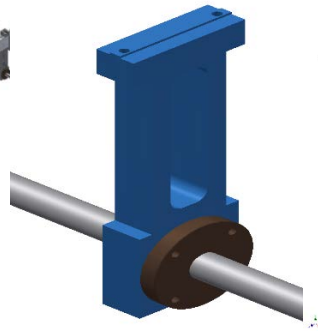


Figura 3.54. Peça que se encontra ligada aos perfis de alumínio e que fazem com que a estrutura se mova

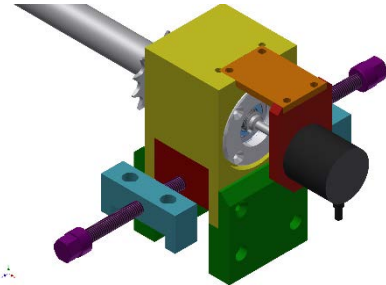


Figura 3.55. *Encoder* que garante o posicionamento do lado móvel da máquina

Este sistema também já foi utilizado inúmeras vezes sem qualquer tipo de problema, pelo que não foi necessário efetuar qualquer tipo de alterações desse género. Para a escolha do motor mais adequado para este equipamento, decidiu-se, em conjunto com a equipa de projeto da PR-METAL, manter o mesmo motor que tinha sido usado nas máquinas anteriores, isto porque o motor se encontrava bastante sobredimensionado nos equipamentos anteriores, e entendeu-se que as suas características seriam suficientes para desempenhar a sua função corretamente. As características do motor encontram-se no Anexo 7, Secção 6.7.1.

### 3.5.5 Conjunto 03-Estações do passo peregrino

Neste conjunto, encontram-se todos os subconjuntos que constituem os postos de preparação da espiral, exceto o posto da puncionagem. A lista de todos os postos de trabalho que fazem parte deste conjunto, encontra-se na Tabela 25.

Tabela 25. Postos de preparação de espiral

<b>Postos de trabalho de espiral</b>
031 – Posicionadores
032 – Calçadores
033 – Posto de escarear/esmerilar
034 – Batentes
035 – Sopro Escarear
036 – Posicionador dos terminais
038 – Medição
<b>Postos de trabalho de espiral</b>
039 – Injetor de massa

A maioria destes conjuntos já tinham sido aplicados anteriormente noutro tipo de máquinas, pelo que apenas foi necessário efetuar pequenas adaptações para os tornar compatíveis com este novo equipamento. O posicionamento destes conjuntos na máquina, encontra-se na Figura 3.56.

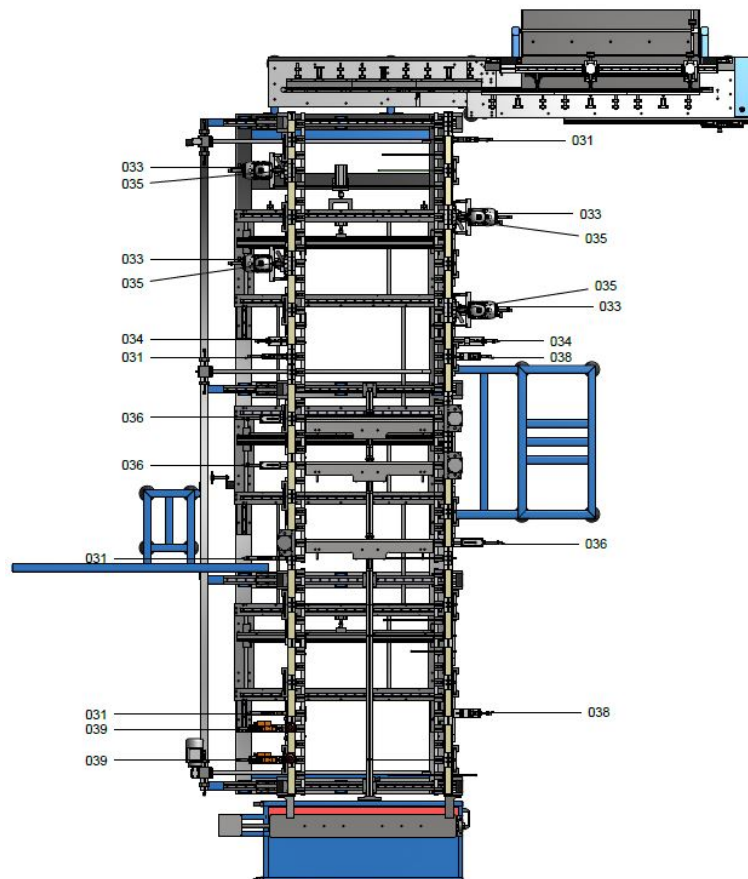


Figura 3.56. Posicionamento dos postos de trabalho na máquina

O posto 032, que é composto pelos calcadores de espiral, encontra-se ao longo de toda a linha, pelo que não se encontra identificado na Figura 3.56. Quando a espiral dá entrada na linha, existe um posicionador que vai fazer com que esta seja empurrada para um dos lados, onde se encontra um motor que tem como função escarear a ponta da espiral. Este movimento de transporte da espiral de um lado para o outro, vai suceder-se até que esta seja escareada duas vezes de cada lado. Para guiar o lixo criado aquando das operações de escarear/esmerilar, foram colocados uns conjuntos, por cima dos postos de escarear, através dos quais serão disparados jatos de ar, para fazer com que o lixo se encaminhe em direção a uma caixa.

Depois das operações de escarear/esmerilar estarem completas, a espiral pode apresentar alguns resíduos no seu interior, que é necessário retirar para garantir a limpeza da espiral. Para esse efeito, foi criado um novo posto em que será disparado um jato de ar para dentro da espiral, fazendo com que o lixo a atravesse na íntegra, sendo depois depositado para uma caixa. Esta foi uma das melhorias efetuadas, pois em máquinas anteriores o lixo não era retirado do interior da espiral.



Depois de todos os postos responsáveis pelo pré-tratamento da espiral, encontra-se um posto de medição. Este posto de medição é bastante importante, pois vai permitir saber, antes de se efetuar a puncionagem, se o comprimento da espiral se encontra ou não, dentro dos limites impostos pelo seu toleranciamento. Depois de efetuada a primeira medição da espiral, esta avança e dirige-se para as estações de puncionagem, onde serão colocados terminais de plástico em ambas as pontas. De seguida, é realizada uma nova medição para verificar se a puncionagem ocorreu corretamente e, por fim, é injetada massa dentro das espirais, para permitir que o cabo de aço deslize com menos atrito no seu interior.

#### 3.5.5.1.1 031-Posicionadores

Tal como já foi referido anteriormente, estes conjuntos têm como função transportar a espiral de um lado para o outro da máquina. Estes pequenos conjuntos assumem grande importância, pois como os postos de trabalho se encontram fixos nos dois lados da máquina, é necessário ter um sistema que permita que a espiral se desloque de um lado para o outro. Outra vantagem deste conjunto está relacionada com os obstáculos que podem surgir no caminho da espiral. Depois da puncionagem, o tamanho da espiral vai aumentar significativamente, o que pode fazer com que esta embata em alguns obstáculos, comprometendo assim o bom funcionamento da máquina. Para contornar esses obstáculos, podem ser colocados pequenos conjuntos de posicionadores de espiral, que permitam desviar a espiral desses obstáculos, garantindo assim que a espiral consegue fazer todo o seu caminho sem qualquer problema. Os posicionadores de espiral encontram-se, tal como já foi referido anteriormente, no início da máquina, com o objetivo de transportar a espiral até ao posto de escarear/esmerilar, nos postos de medição onde têm a função de fazer o “zero”, para, de seguida, se efetuar a medição do comprimento da espiral e, depois de uma das estações de puncionagem, para garantir que a espiral já com o terminal puncionado não embate contra um dos perfis de alumínio. Os conjuntos de posicionadores (Figura 3.57) são compostos por um cilindro e por um batente que, aquando do acionamento do cilindro, vai empurrar a espiral até o curso do cilindro se esgotar, ou até à outra ponta da espiral embater contra o posto de trabalho.

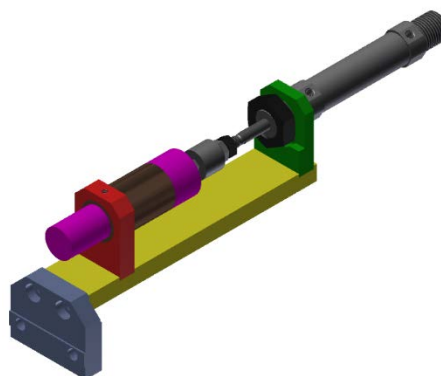


Figura 3.57. Conjuntos posicionadores que se encontram espalhados pela máquina

Em termos de dimensionamento, apenas se dimensionou neste trabalho o cilindro que se encontra a empurrar o batente. Para isso, foi tido em conta o peso de todos os componentes que o cilindro iria movimentar, inclusivamente o peso de uma espiral (neste caso, considerou-se o pior caso, isto é, a espiral mais pesada). Os dados recolhidos encontram-se na Tabela 26.

Tabela 26. Dados recolhidos para o dimensionamento do cilindro do conjunto dos posicionadores

Componentes	Peso (kg)
Acessórios do cilindro	0,100
Batente	0,200
Espiral	0,150

Tendo em conta os dados recolhidos, o cilindro dos posicionadores deve ter uma força de, pelo menos 5 N, a uma pressão de trabalho de 6 bar. De forma a ter alguma margem de segurança, optou-se por atribuir um fator de segurança de cinco, o que faz com que o valor da força fosse de 5 para 25 N. Tendo em conta o valor da pressão de serviço e da força necessária, o cilindro escolhido tem a referência CD85E16-25-B, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.2

#### 3.5.5.1.2 032-Calcadores

Os calcadores da máquina assumem extrema importância para o bom funcionamento da máquina, isto porque, as espirais depois de passarem de uma estação de trabalho para outra, podem não ficar exatamente alinhadas com o posto de preparação, o que pode fazer com que alguma das etapas não seja efetuada com sucesso, levando assim a um mau fabrico dos componentes. Para contornar este problema, que surgiu em algumas máquinas já fabricadas pela empresa, a solução encontrada foi um pequeno calcador fixado a um cilindro, que iria calcar a espiral assim que esta chegasse ao posto, Figura 3.58. A configuração do calcador poderia ser alterada de posto em posto, ou seja, em postos em que a função do calcador fosse apenas guiar a espiral, este teria uma certa configuração, mas em postos em que fosse necessário prender a espiral, a peça já deveria ser outra.

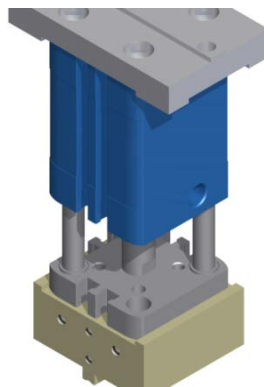


Figura 3.58. Exemplo de um calcador utilizado em máquinas anteriores

Um problema que surge com este tipo de solução é que, numa máquina de grandes dimensões e com vários postos de preparação, o número de cilindros pode ser exageradamente elevado, o que faz com que os custos aumentem bastante. Outro problema relacionado com o elevado número de cilindros presentes na máquina é o caudal de ar que iria ser necessário fornecer, para que todos os componentes funcionassem corretamente. Tendo em conta estes dois fatores acima mencionados, optou-se por adotar uma solução mais económica, em que eram necessários menos cilindros, mas sem comprometer o bom funcionamento de todos os calcadores presentes na máquina. Apesar de o conceito ter sido mantido, isto é, a solução adotada é também baseada num calcador ligado a um cilindro, o número de calcadores que cada cilindro controla passa, sempre que possível, de um para cinco. Isto permite que o número de cilindros neste conjunto passe de 88 para 30, o que é uma redução bastante significativa. Outra melhoria também efetuada neste conjunto, está relacionada com a afinação em altura dos calcadores. Tal como é possível ver na Figura 3.58, não existe nenhum tipo de mecanismo que permita a afinação da posição do calcador. Isto faz com que sempre que se queira afinar a posição do calcador se tenha de retirar a peça de Nylon®, retrabalhá-la e, de seguida, voltar a fixá-la ao cilindro, o que pode ser bastante demorado quando existe um número elevado de calcadores. Nos novos calcadores projetados, Figura 3.59, foi colocado um sistema de afinação que tem como função servir de batente, permitindo assim afinar a posição final do calcador. Desta forma, já é possível alterar a sua posição final sem ser necessário retrabalhar nenhuma peça, o que permite poupar bastante tempo de montagem.

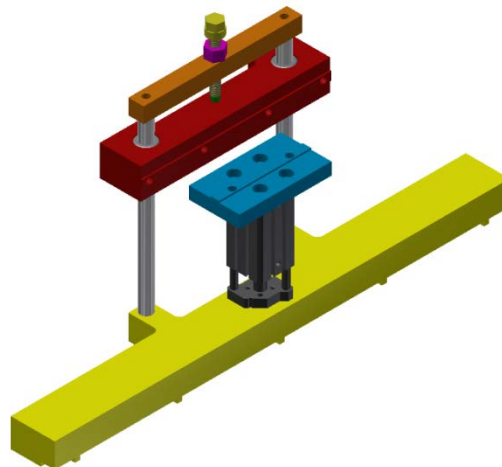


Figura 3.59. Novos calcadores projetados

De forma a tornar o processo de montagem destes cilindros o mais simples possível, optou-se por utilizar o mesmo tipo de cilindro em todos os calcadores, exceto os que se situam nas posições em que é efetuado o escarear/esmerilar da espiral. Nestas posições, o cilindro utilizado será mais forte, pois é necessário ter uma maior força de bloqueio da espiral devido às vibrações que ocorrem, o que podia fazer com que a espiral saísse da posição correta. A escolha da série de cilindros a utilizar foi efetuada juntamente com a equipa de projeto da empresa, e optou-se por utilizar cilindros da

série CQM. Para o dimensionamento do cilindro que será colocado em todos os postos, exceto os de escarear/esmerilar, foi considerado o pior dos casos, ou seja, fez-se o dimensionamento para o caso em que o cilindro irá suportar um calcador para quatro posições, pois é onde o cilindro irá necessitar de maior força. A carga a que o cilindro estará sujeito, neste pior cenário encontra-se na Tabela 27.

Tabela 27. Dados utilizados para dimensionamento de um dos cilindros dos calcadores

Carga dos de todos os componentes que estarão sujeitos à ação do cilindro (N)
9,92

Em termos de carga, qualquer cilindro desta série será suficiente para executar a tarefa, mas este cilindro, para além de conseguir levantar todos os componentes que se encontram fixos a ele, terá de prender a espiral na posição correta, o que exige um cilindro com uma força de avanço considerável. Assim sendo, o cilindro que foi escolhido tem a referência CDQMB20-35, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.3.

Já para o cilindro que se encontra nos postos de escarear/esmerilar, os componentes que se encontram fixos ao cilindro correspondem a uma carga bastante reduzida, pelo que não se considerou esse aspeto no dimensionamento. Como se decidiu que este cilindro deveria ser mais forte do que os restantes, devido ao posto onde se encontra colocado, o cilindro escolhido tem a referência CDQMB32-35, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.4.

#### 3.5.5.1.3 033-Escarear/Esmerilar

Este conjunto tem como única função fazer a preparação das pontas da espiral. Por vezes, após o corte da espiral podem existir rebarbas, quer no exterior, quer no interior da espiral, o que pode dificultar a colocação do terminal de plástico. Para evitar esse problema, foram colocados quatro destes conjuntos na máquina, dois na parte fixa e dois na parte móvel do equipamento. O conjunto de escarear/esmerilar (Figura 3.60) tem um cilindro que, quando acionado, permite que todo o conjunto se desloque de forma a entrar em contacto com a espiral.

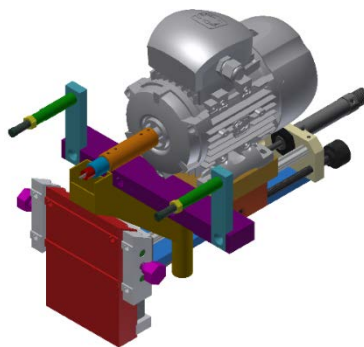


Figura 3.60. Conjunto de escarear/esmerilar

A limpeza da espiral é efetuada através de uma fresa que se encontra ligada a um motor (Figura 3.61). Para além da fresa, este conjunto apresenta também dois batentes, um antes e outro depois da fresa. O primeiro batente vai posicionar a espiral de forma a que a fresa consiga atuar eficazmente e fazer a limpeza. Já o segundo, vai ter como função empurrar a espiral para o lado contrário da máquina, onde estará colocado outro conjunto de escarear/esmerilar.

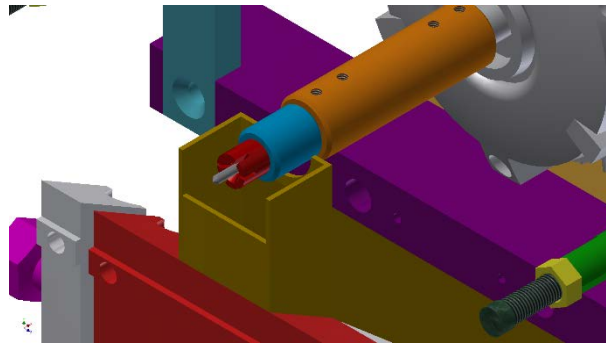


Figura 3.61. Fresa que faz a limpeza da espiral

O conjunto de escarear/esmerilar já foi utilizado em várias máquinas e faz parte dos conjuntos *standard* da empresa, pelo que não se efetuou qualquer tipo de alteração.

#### 3.5.5.1.4 034-Sopro

Tal como foi dito anteriormente, o conjunto do sopro foi adicionado à máquina para eliminar possíveis resíduos que pudessem ficar presos no interior da espiral. Essa limpeza seria efetuada através de um jato de ar, que iria transportar todos os resíduos que se encontrassem no interior da espiral para uma caixa. A solução encontrada para efetuar a limpeza, com sucesso, consiste no uso de dois conjuntos bastante semelhantes, um colocado no lado fixo da máquina, e outro do lado móvel. O conjunto que se encontra no lado fixo da máquina encontra-se na Figura 3.62.

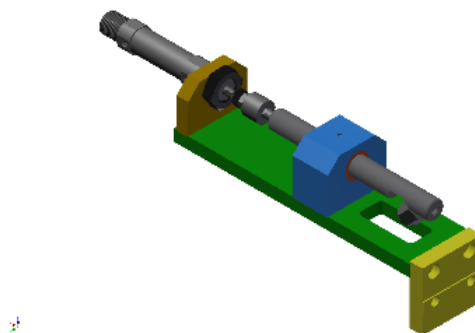


Figura 3.62. Subconjunto do sopro colocado no lado fixo da máquina

Este subconjunto é o que vai conduzir todos os resíduos em direção a uma caixa, para fazer o armazenamento do lixo que pode ser criado nas estações anteriores. O veio que faz parte deste conjunto, vai acolher a espiral no seu interior e vai conduzir os resíduos até um tubo que irá fazer a ligação à caixa. A ligação entre o tubo e o veio é

assegurada através de uma conexão rápida. O conjunto que se encontra no lado móvel da máquina (Figura 3.63) é o que vai introduzir o ar dentro da espiral. Isso acontece, tal como no subconjunto colocado no lado fixo da máquina, através de uma conexão rápida a fazer a ligação entre o tubo e um veio oco.

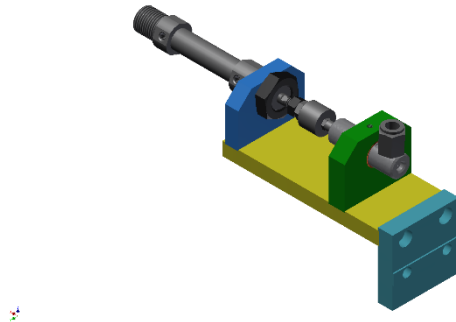


Figura 3.63. Subconjunto do sopro colocado na parte móvel da máquina

Os cilindros utilizados nestes subconjuntos são diferentes. Um cilindro apresenta maior força de avanço do que o outro. Essa diferença vai fazer com que o tubo espiral seja obrigado a entrar dentro do veio oco, para se efetuar a limpeza. Em conjunto com a equipa de projeto da PR-METAL, decidiu-se que os cilindros a utilizar neste subconjunto seriam os seguintes:

- CD85E16-10-B;
- CD85E12-20-B.

As características destes cilindros encontram-se, respetivamente, no Anexo 4, Secções 6.4.5 e 6.4.6:

#### 3.5.5.1.5 035-Sopro escarear

Este pequeno conjunto tem a mesma função que o conjunto anterior, mas apenas se encontra aplicado nas estações de escarear/esmerilar. Os componentes que fazem parte deste conjunto encontram-se colocados por cima das estações de escarear/esmerilar (Figura 3.64).

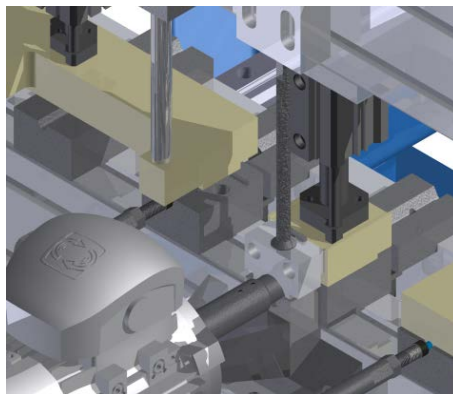


Figura 3.64. Conjunto de sopro posicionado por cima dos postos de escarear/esmerilar

O ar entrará neste conjunto pela parte superior, onde existe uma conexão rápida para fazer a ligação entre um dos componentes e um tubo, e vai empurrar todos os detritos que possam resultar da operação de escarear/esmerilar, para a mesma caixa para onde vão os resíduos que ficam no interior da espiral.

#### 3.5.5.1.6 036-Posicionadores dos terminais

Os posicionadores dos terminais encontram-se em todos os locais onde estão presentes os postos de puncionagem, e têm como função introduzir a espiral dentro do terminal. Estes conjuntos são bastante semelhantes aos posicionadores que se encontram no conjunto 031. A única diferença está no tipo de batentes utilizados. Como as ferramentas de puncionagem se encontram fora dos perfis de alumínio, é necessário que os batentes consigam empurrar a espiral, de forma a garantir que fique o mais dentro possível do terminal. Para garantir isso, o batente terá obrigatoriamente de entrar dentro dos componentes que vão segurar na espiral (Figura 3.65), pelo que é necessário garantir que o batente nunca irá chocar com estes componentes enquanto estiver a transportar a espiral.

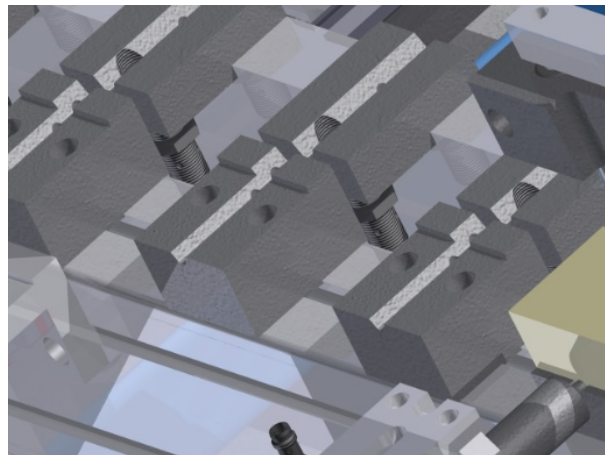


Figura 3.65. Componentes que seguram a espiral enquanto é trabalhada

A solução encontrada para que o batente não choque com as peças que seguram na espiral, passa pela diminuição da secção do batente, como é possível observar Figura 3.66.

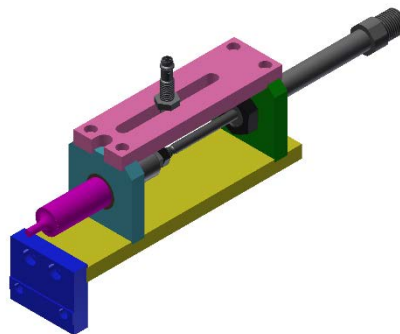


Figura 3.66. Adaptação feita aos posicionadores da primeira puncionagem

Esta alteração do batente apenas é realizada no conjunto que se encontra à frente da primeira estação de punção porque, depois da primeira punção, as peças que seguram a espiral já têm de ser adaptadas para receber o terminal, o que faz com que se consiga utilizar o batente com a superfície de contacto maior (Figura 3.67).

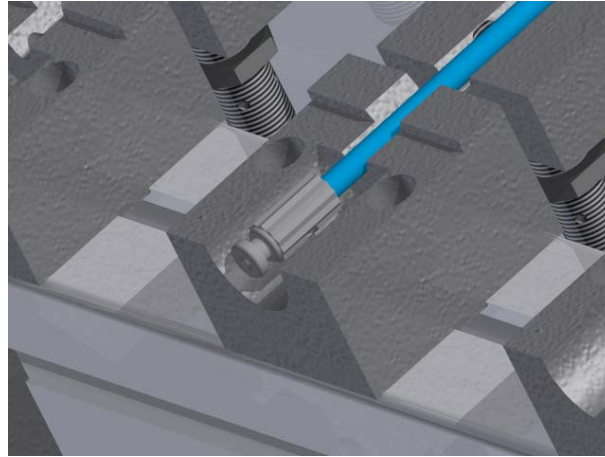


Figura 3.67. Alteração feita nas peças que suportam a espiral, já com um terminal puncionado

Os cilindros utilizados neste conjunto são da mesma gama dos que foram utilizados no conjunto 031.

#### 3.5.5.1.7 038-Medição

O conjunto de medição, ver Figura 3.68, assume uma extrema importância, pois permite controlar o tamanho das espirais com e sem os terminais punçados. Esta informação é bastante importante para, posteriormente, se separar as espirais em dois grupos: as que se encontram dentro do toleranciamento estabelecido, e as que se encontram fora de especificação.

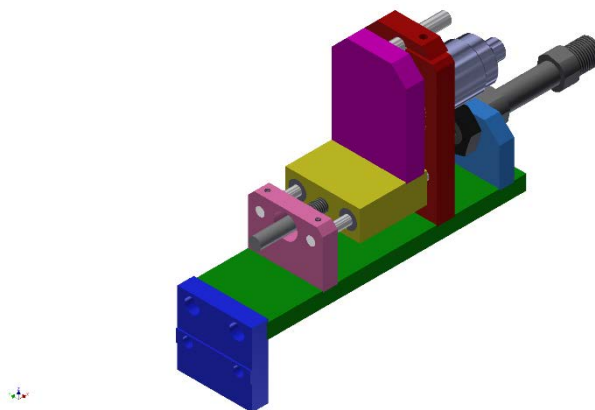


Figura 3.68. Conjunto de medição

Todos os conjuntos de medição funcionam em conjunto com os posicionadores que pertencem ao conjunto 031. O avanço desses posicionadores vai colocar as espirais numa posição bem definida, que servirá como a cota zero para a medição. Depois de a espiral se encontrar em posição, o cilindro que se encontra no conjunto de medição irá



ser acionado, o que vai deslocar o batente que se encontra na ponta do cilindro até que este embata na espiral. Neste conjunto, encontra-se também um sensor analógico M30, que irá registrar o deslocamento que o batente irá realizar até embater na espiral e irá, de seguida, converter esse valor no comprimento da espiral. O conjunto de medição já foi utilizado em inúmeras máquinas e com resultados bastante satisfatórios, pelo que se optou por manter todo o sistema igual.

#### 3.5.5.1.8 039-Injeção de massa

O conjunto de injeção de massa, Figura 3.69, tem como função efetuar a lubrificação do interior da espiral. Manter o interior da espiral lubrificado é importante para, posteriormente, se efetuar a introdução de cabo. Este conjunto já foi utilizado várias vezes, pelo que não se efetuou qualquer alteração.

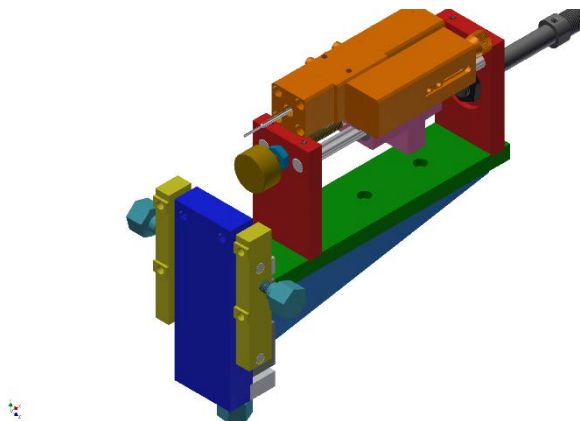


Figura 3.69. Conjunto de injeção de massa

#### 3.5.6 Conjunto 04-Manipuladores de entrada

O conjunto dos manipuladores de entrada (Figura 3.70) vai recolher as espirais que se encontram no transportador de espiral, conjunto 012 da máquina, e vai colocá-las na linha onde se encontram todas as estações de trabalho, incluindo a punção.

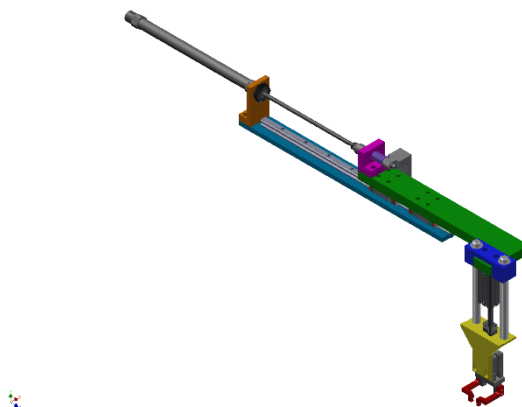
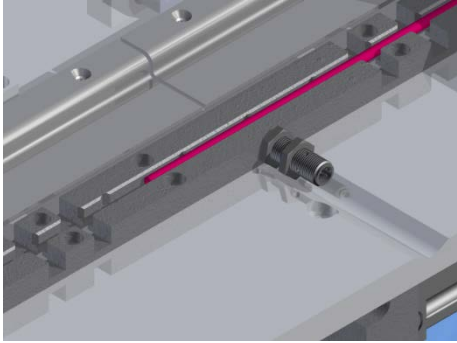
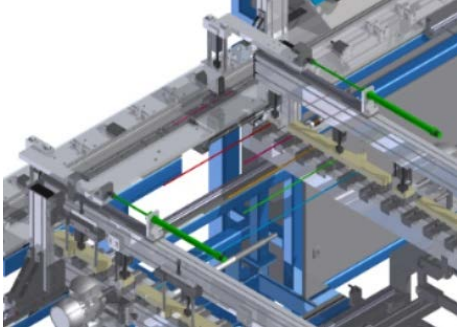
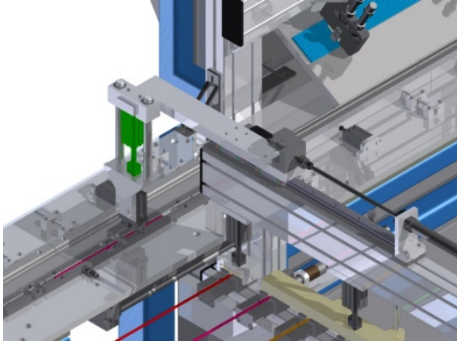
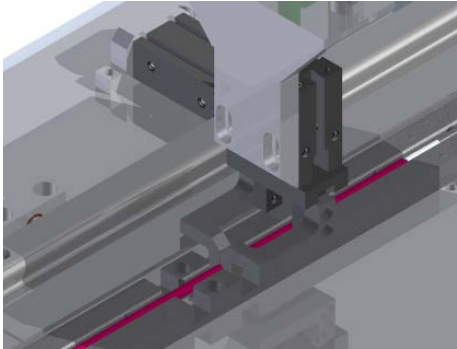


Figura 3.70. Conjunto que realiza a transferência das espirais até à linha de preparação

O manipulador é constituído por três cilindros, uma garra pneumática, um cilindro que permite o deslocamento da espiral na vertical, e um cilindro que vai deslocar a espiral horizontalmente. O ciclo de transferência da espiral do final do conjunto de transporte até à entrada na linha de preparação, encontra-se descrito na Tabela 28.

Tabela 28. Fases na transferência da espiral desde o seu transportador inicial para a linha de preparação

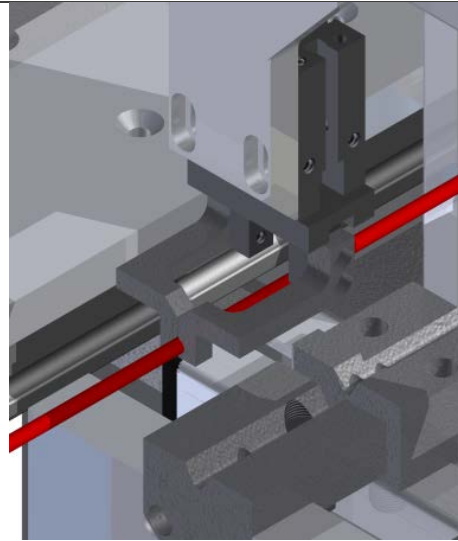
Etapa	
A espiral acaba de ser transportada, através de um atuador pneumático mencionado no ponto 3.4.2.2 deste relatório, até à entrada da linha de preparação de espiral.	
Os conjuntos de manipuladores vão deslocar-se de forma a que as garras fiquem posicionadas por cima da espiral. Esse movimento é assegurado pelo cilindro que se encontra destacado na figura do lado.	
Depois de estarem em cima da espiral, outro cilindro será atuado, fazendo as garras descenderem até perto da espiral. Esse cilindro encontra-se destacado na imagem ao lado.	
De seguida, as garras que se encontram abertas, vão fechar, agarrando assim na espiral.	

---

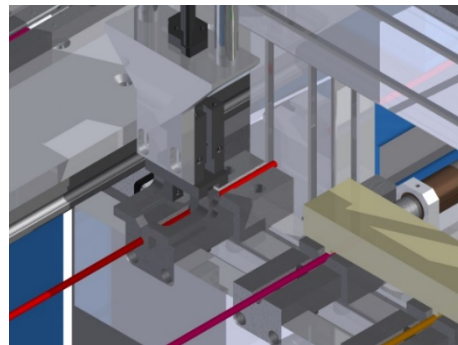
**Etapa**

---

Depois de a espiral se encontrar agarrada pelas garras, todos os cilindros vão recuar, o que faz com que a espiral seja transportada até ao início da linha de preparação.



Por fim, as garras vão de novo descer, para permitir que a espiral fique corretamente colocada na linha de preparação.



---

Este processo irá repetir-se sempre que existam espirais à espera para entrar na linha de preparação de espiral.

Em termos de dimensionamento, foram tidos em conta todos os componentes pneumáticos e o sistema de guias lineares. O primeiro dimensionamento efetuado foi o da garra pneumática, que tem como função pegar em todas as espirais. Este dimensionamento foi feito tendo apenas em conta o deslocamento que as garras necessitariam de ter para que pudessem pegar nas espirais e depois soltá-las. O canal onde as espirais irão circular até à entrada da linha, Figura 3.71, tem uma largura de 5,5 mm, pelo que o deslocamento das garras deverá ser superior a esse valor.

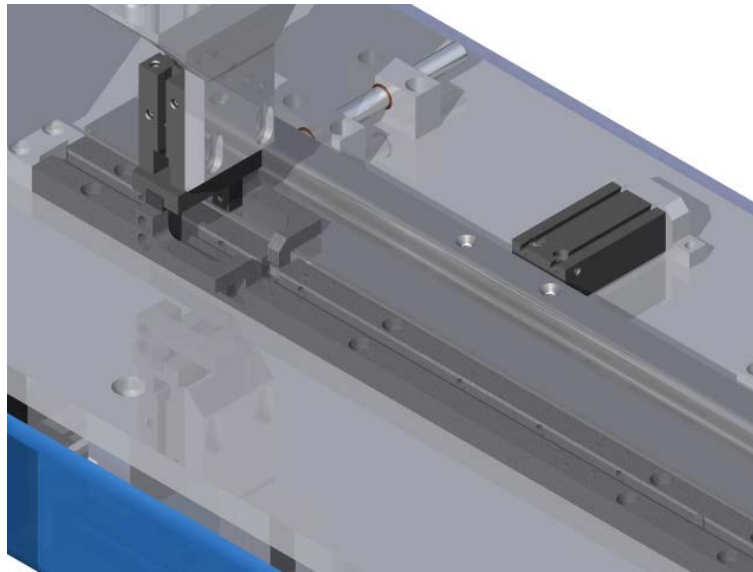


Figura 3.71. Canal que leva as espirais até à entrada da linha

De acordo com o catálogo da SMC, a garra deverá ser a que tem a referência MHZ2-20D, pois apresenta um deslocamento de 8 mm, o que é superior a 5,5 mm, tal como pretendido.

O próximo cilindro a ser dimensionado, foi o que é responsável por movimentar a espiral na vertical. O dimensionamento deste cilindro foi feito tendo em conta a carga que este teria de transportar durante o seu funcionamento. A força mínima que este cilindro deveria ter para conseguir transportar na vertical a espiral seria de aproximadamente 14 N (contabilizou-se o peso da garra, da espiral mais pesada e de todos os componentes que o cilindro vai movimentar). Como as cargas envolvidas são bastante reduzidas, o cilindro que vai efetuar o transporte da espiral não necessita de ser muito forte, no entanto, optou-se por afetar o valor acima mencionado por um coeficiente de segurança, fazendo assim com que o cilindro escolhido tivesse a referência CDQMB20-50. As características deste cilindro encontram-se no Anexo 4, Secção 6.4.7.

O último cilindro a ser dimensionado foi o cilindro que vai transportar a espiral na horizontal. O dimensionamento foi efetuado da mesma forma que o anterior, isto é, tendo em conta o nível das cargas que o cilindro teria de transportar durante o seu funcionamento. Para determinar a carga a que o cilindro iria estar sujeito durante o seu funcionamento, efetuou-se o diagrama que se encontra na Figura 3.72.

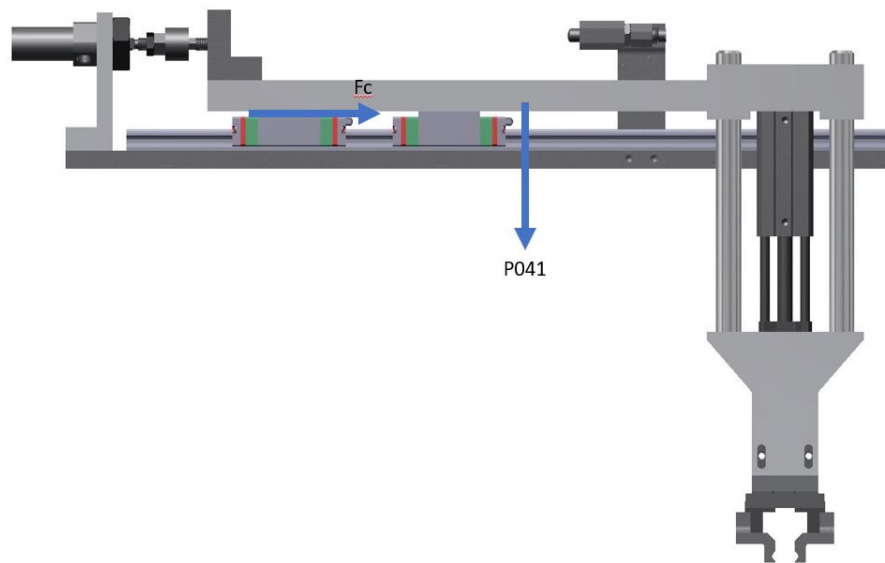


Figura 3.72. Diagrama de forças do conjunto 041 para determinar a força a que o cilindro horizontal está sujeito

Onde:

- $P_{041}$  é o peso de todos os componentes que o cilindro horizontal irá movimentar (N);
- $F_c$  é a força mínima que o cilindro deverá possuir (N).

Para determinar a força  $F_c$ , é necessário recorrer à equação (19) que relaciona a força normal ao conjunto, com o atrito provocado pelo sistema de guiamento linear. Esta expressão permite determinar qual é a força necessária vencer para que o cilindro consiga movimentar o conjunto.

$$F_c = \mu \times P_{041} \quad (19)$$

Onde:

- $\mu$  é o atrito no sistema de guiamento linear (tem o valor de 0,004 definido pelo fornecedor).

A totalidade dos componentes que o cilindro horizontal terá que movimentar representa um peso de, aproximadamente, 32 N. Recorrendo à equação 12, obteve-se um valor de  $F_c$  de aproximadamente 0,13 N, o que é um valor relativamente baixo. Mais uma vez este valor foi afetado por um coeficiente de segurança e decidiu-se, em conjunto com a equipa de projeto da empresa, escolher o cilindro com a referência CD85E20-250-B, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.8.

De forma a poder amortecer todo o conjunto, quando o cilindro atinge o seu fim de curso, decidiu-se acrescentar um amortecedor (Figura 3.73).

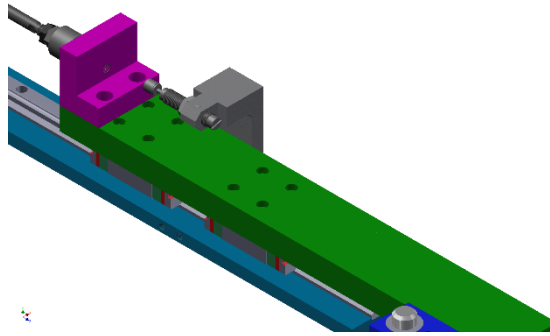


Figura 3.73. Amortecedor colocado no conjunto 041

O dimensionamento deste amortecedor foi feito de acordo com a equação (11). Para isso, foi necessário determinar a massa do conjunto a ser transportado e a velocidade do cilindro pneumático. A massa do conjunto já tinha sido determinada para o dimensionamento de um dos cilindros e obteve-se um valor de aproximadamente 3 kg. Já a velocidade do cilindro pode variar, segundo os dados do catálogo, entre 50 e 1500 mm/s. Essa velocidade pode ser controlada através do ajuste do caudal de ar que entra no cilindro. De forma a manter este conjunto a funcionar à mesma velocidade que o que transporta as espirais até à entrada da linha de preparação de espiral, conjunto 012, decidiu-se optar por regular o caudal de ar de forma a que a velocidade do cilindro fosse de 100 mm/s. O valor de energia cinética obtido neste caso foi de 0,015 J, o que significa que o cilindro não necessitaria de amortecimento, pois segundo os dados do catálogo, o cilindro selecionado permite um valor de energia cinética até 0,66 J. Assumindo apenas o amortecimento do amortecedor, este teria de ser capaz de absorver toda a energia cinética criada. Desta forma, optou-se por selecionar um amortecedor com a referência RBC1006, cujas características se encontram no Anexo , Secção 6.8.1.

A máxima energia absorvida pelo amortecedor excede, largamente, o valor que foi calculado por uma questão de segurança. Caso seja necessário aumentar a velocidade do cilindro, o amortecedor continuará a ser capaz de absorver a totalidade da energia cinética.

O último componente a ser dimensionado neste conjunto foi o sistema de guiamento linear. Tal como se encontra referido no ponto 3.5.1.4 deste relatório, todos os sistemas de guiamentos lineares serão da série HG. Em termos de solicitações, consideraram-se como sendo principais dois tipos de esforços diferentes, o primeiro é o esforço normal, correspondente ao peso de todos os componentes que se encontram apoiados nos patins, e o segundo é o momento torsor provocado na guia, devido ao descentramento existente entre o centro de massa do patim e o centro de massa dos restantes componentes. O diagrama de forças considerado para o dimensionamento do sistema de guiamento linear encontra-se na Figura 3.74.

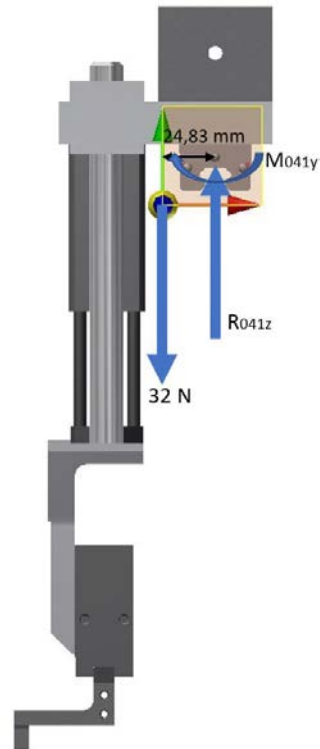


Figura 3.74. Diagrama considerado para o dimensionamento do sistema de guiamento linear do conjunto 041

Onde:

- $M_{041y}$  é o momento torsor a que o patim está sujeito (Nm);
- $R_{041z}$  é a reação contrária ao peso provocado pelos componentes (N).

Recorrendo à equação (12), é possível determinar o valor do momento torsor a que o patim está sujeito. Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 29.

Tabela 29. Valores obtidos para o dimensionamento do sistema de guias lineares do conjunto 041

Solicitação	Valor obtido
$M_{x041}$ (Nm)	0,79
$R_{y041}$ (N)	32

Como os valores obtidos são bastante baixos, optou-se, em conjunto com a equipa de projeto da empresa, por seleccionar o tamanho de guia mais reduzido. Assim sendo, a referência escolhida para esta aplicação é HGH15CAZ0C+ZW, cujas características se encontram no Anexo 3, Secção 6.3.2.

Como se trata de um sistema que se encontra sujeito a algum desgaste, é necessário determinar qual é o seu tempo de vida útil, de forma a poder elaborar um plano de manutenção que seja eficaz.

Para esse dimensionamento, é necessário determinar qual a reação existente em cada um dos patins. Para tal, recorreu-se ao diagrama de forças que se encontra na Figura 3.75.

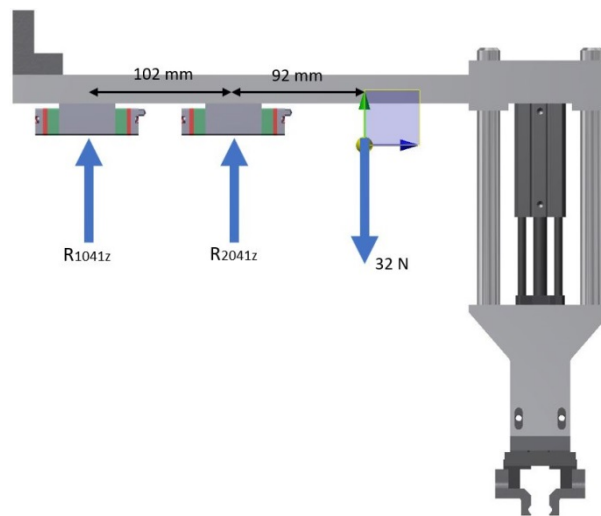


Figura 3.75. Diagrama de forças para determinar a reação em cada patim

Para determinar as reações nos patins, foram utilizadas as equações (20) e (21), que dizem respeito ao somatório das forças segundo o eixo  $yy$  e ao somatório dos momentos resultantes no ponto A, respetivamente.

$$\Sigma F_z = R_{1041z} + R_{2041z} - 32 \quad (20)$$

$$\Sigma M_A = 0 \Leftrightarrow R_{2041z} \times 0.102 - 32 \times 0.194 = 0 \quad (21)$$

As reações nos patins 1 e 2 (Figura 3.75) são respetivamente -28,86 N e 60,86 N, pelo que o valor que se considerou para determinar o tempo de vida útil do sistema foi o do patim B. Os restantes dados necessários para determinar o tempo de vida útil do sistema de guiamento linear, encontram-se na Tabela 30.

Tabela 30. Parâmetros para a estimativa do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear no conjunto 041

Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear	
Ft	1
Fh	1
Fw	1,2
C (N)	14 700
Pc (N)	60,86

Este sistema de guiamento linear apresenta uma distância útil estimada em  $4,07739 \times 10^8$  km. Como não é possível determinar o número de ciclos que este conjunto irá ter, optou-se por seguir a mesma estratégia seguida nos casos anteriores, e definir um plano de manutenção anual.



### 3.5.7 Conjunto 05-Estruturas

A estrutura tem como única finalidade sustentar e fixar todos os conjuntos presentes nesta máquina. Na fase de projeto da estrutura que iria suportar todo o equipamento, foi tido também em conta que a máquina, depois de finalizada a fase de montagem, teria de ser transportada, pelo que se deveria garantir que as dimensões não ultrapassariam o máximo estabelecidos na Tabela 31.

Tabela 31. Dimensões máximas que a estrutura poderia ter

Largura	2,1 m
Altura	2,7 m
Comprimento	10 m

Tendo estes dados em conta, foi necessário dividir a estrutura em cinco partes no total, uma para sustentar todos os conjuntos que dizem respeito à alimentação da espiral, outra para fixar a linha de preparação da máquina, outra para os manipuladores de terminais que se encontram no lado móvel da máquina, outra para sustentar os manipuladores do lado fixo da máquina e, por fim, uma estrutura unicamente para o conjunto de extração de espirais. A estrutura que sustenta todos os conjuntos que fazem parte da alimentação da espiral encontra-se na Figura 3.76.

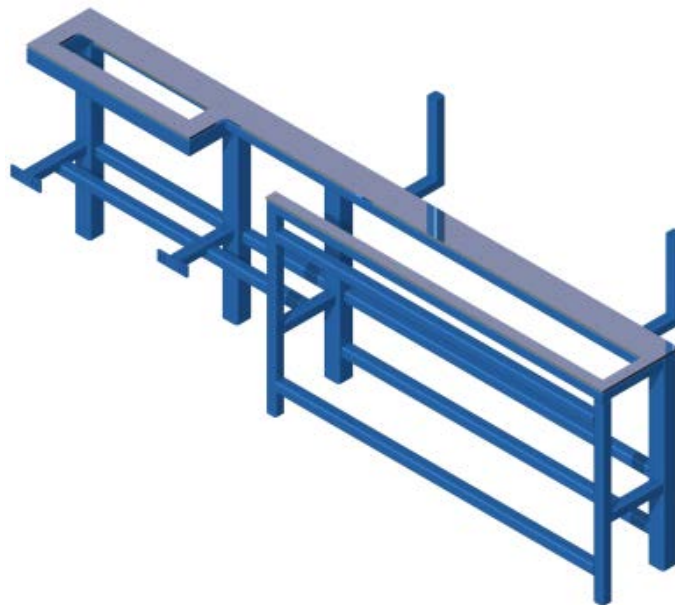


Figura 3.76. Estrutura que sustenta todos os conjuntos da alimentação de espirais

Toda a estrutura é feita à base de perfis tubulares e apresenta, nas zonas onde se fixam os conjuntos, umas placas de aço para permitir uma fixação mais fácil dos conjuntos. Esta estrutura apresenta também umas travessas (Figura 3.77) que permitem fixar esta estrutura à que sustenta toda a linha de preparação.

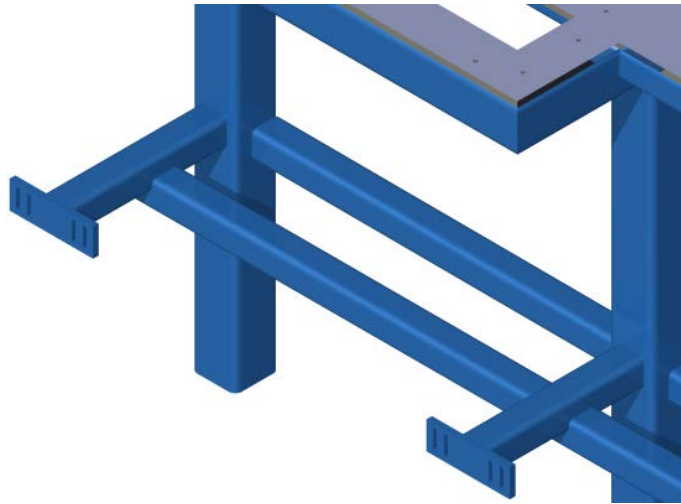
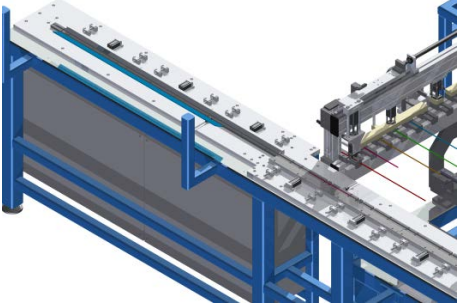
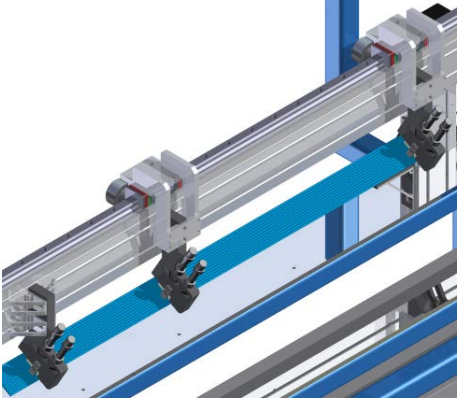
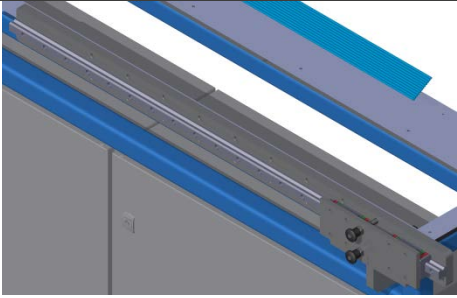
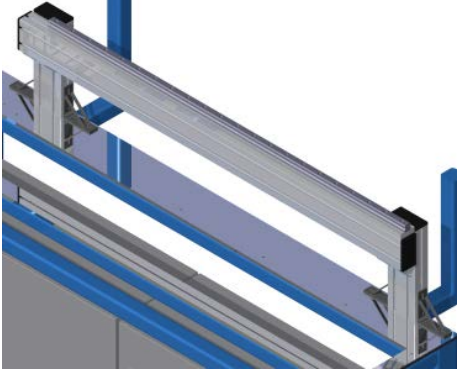


Figura 3.77. Fixação desta estrutura à que sustenta toda a linha de preparação de espiral do equipamento

A fixação dos vários conjuntos que fazem parte da alimentação da espiral, encontra-se na Tabela 32.

Tabela 32. Fixação dos conjuntos na primeira estrutura

Conjunto	Fixação
011-Gaveta de alimentação de espiral	
012-Transportador da espiral	

Conjunto	Fixação
013-Calcadores da espiral	
014-Sistema passa-não-passa	
015-Afinador do transporte	
016-Estrutura do sistema passa-não-passa	

Para além de suportar todos estes conjuntos, esta estrutura ainda sustenta os quadros elétricos de toda a máquina, e a unidade de tratamento de ar (Figura 3.78).

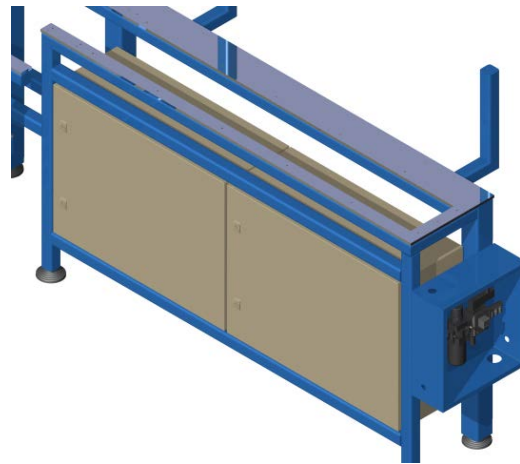


Figura 3.78. Fixação dos quadros elétricos e unidade de tratamento de ar

Para saber se a estrutura consegue aguentar com o peso de todos os componentes, foi realizado uma análise de elementos finitos. De forma a tornar a análise o mais simples possível, foram efetuadas algumas simplificações à estrutura. As simplificações feitas foram as seguintes:

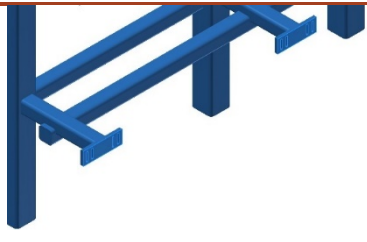
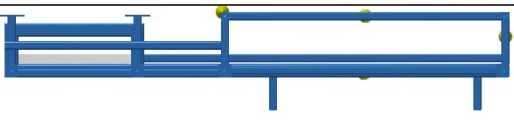
- Não foram considerados os pés elevatórios que se encontram na estrutura;
- Tanto a unidade de tratamento de ar como os quadros elétricos, não foram contemplados nesta análise, pois o seu impacto, ao nível da integridade da estrutura, é reduzido.

A malha utilizada nesta simulação tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 117 430;
- Número de nós: 225 729.

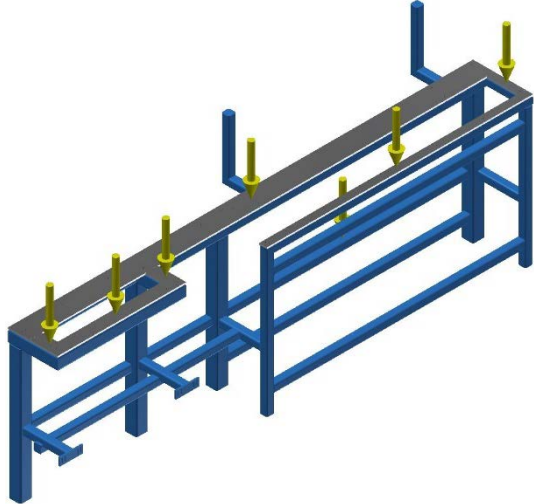
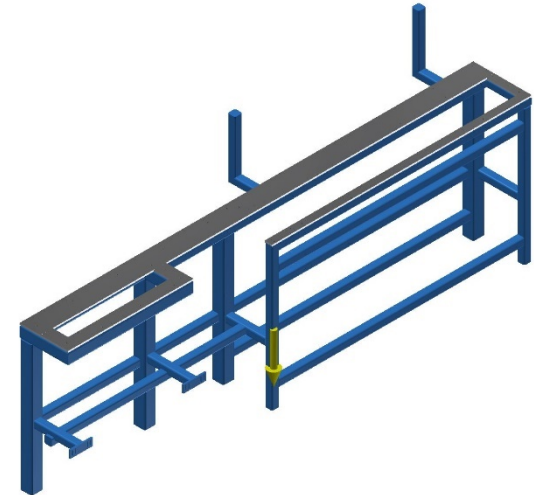
Para este estudo as condições de fronteira utilizadas, encontram-se na Tabela 33.

Tabela 33. Condições de fronteira na primeira estrutura analisada

Condição de fronteira	Representação no <i>software</i>
<p>Apoio simples na face que faz a ligação entre esta estrutura e a estrutura principal.</p>	
<p>Ligações aparafusadas em todas as superfícies onde se encontram os pés desta estrutura.</p>	

As cargas aplicadas neste estudo encontram-se na Tabela 34.

Tabela 34. Forças aplicadas na primeira estrutura analisada

Força aplicada	Representação no <i>software</i>
Força que representa o peso de todos os conjuntos que estarão sustentados por esta estrutura.	
Força que representa o peso da própria estrutura (a seta apenas indica o sentido dado à força da gravidade pelo que a sua posição no conjunto é indiferente).	

Os resultados obtidos, em termos de tensões de *von Mises* e de deslocamentos, encontram-se respetivamente na Figura 3.79 e na Figura 3.80.

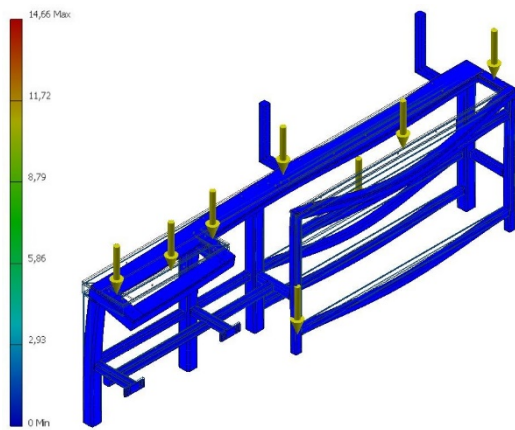


Figura 3.79. Tensões equivalentes de *von Mises* na primeira estrutura analisada

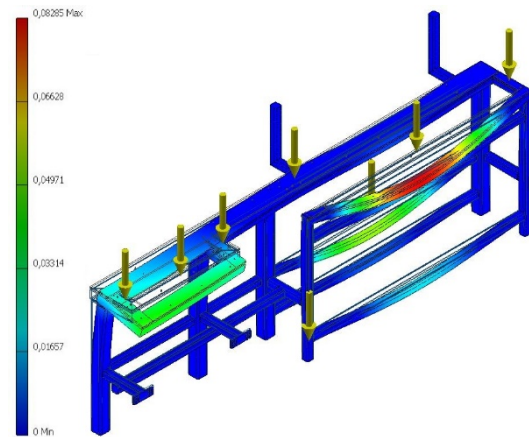


Figura 3.80. Deslocamentos na primeira estrutura analisada

O valor máximo de tensão obtido é de 14,66 MPa enquanto que o maior deslocamento da estrutura é de 0,083 mm pelo que esta estrutura consegue suportar todos os esforços a que estará sujeita.

A segunda estrutura é a que vai fixar toda a linha de preparação da espiral, e encontra-se na Figura 3.81.

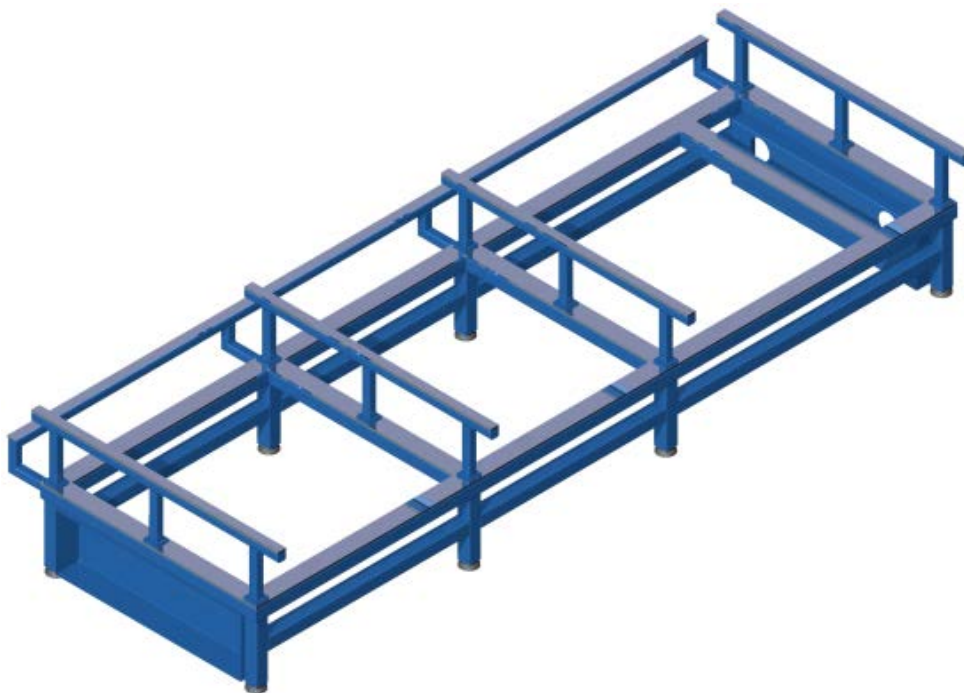


Figura 3.81. Estrutura onde assenta a linha de preparação da espiral

As guias que sustentam todos os postos, e que permitem a afinação do comprimento da máquina, encontra-se fixados nas quatro traves que se encontram na Figura 3.82.

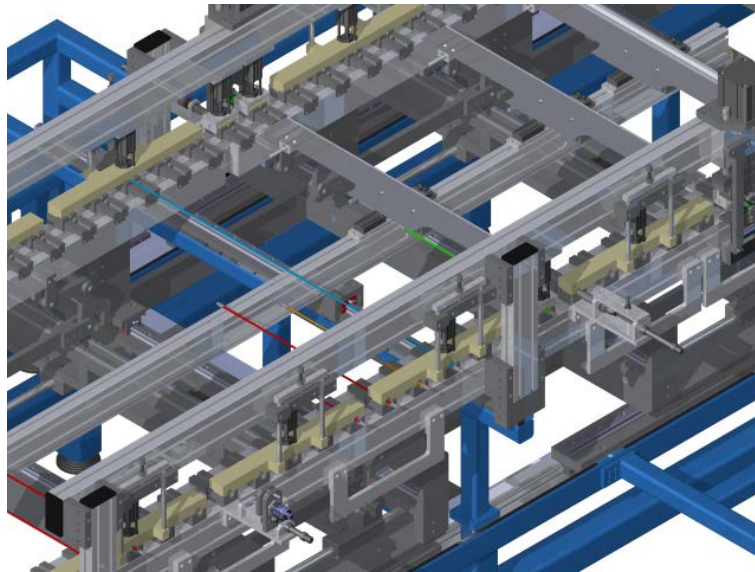


Figura 3.82. Traves que seguram a linha de preparação de espiral

Para além da linha de preparação de espiral, esta estrutura sustenta também o sistema de passo peregrino (sistema responsável pelo transporte da espiral, quando esta se encontra na linha de preparação).

Esta estrutura também foi alvo de uma análise de elementos finitos, de modo a se perceber se era capaz de aguentar com todos os conjuntos que iriam estar fixados nela. Tal como no caso anterior, foram efetuadas algumas simplificações, de forma a tornar a simulação o mais simples possível. As simplificações foram as seguintes:

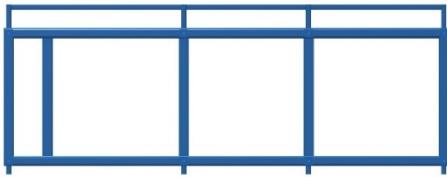
- As duas chapas onde serão colocados os elementos pneumáticos necessários foram retirados, pois não apresentam grande influência naquilo que é o desempenho da estrutura;
- Tal como no caso anterior, todos os pés foram retirados da análise.

A malha utilizada nesta simulação tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 198 538;
- Número de nós: 380 853.

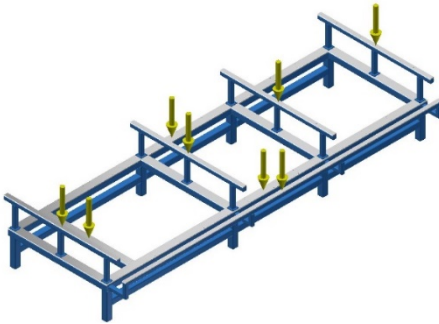
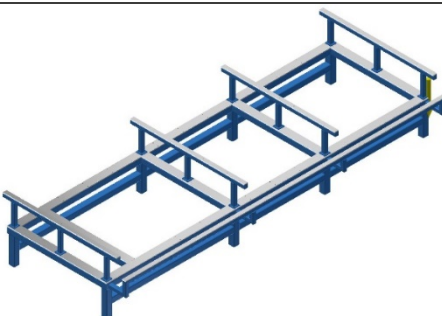
Para este segundo estudo as condições de fronteira utilizadas encontram-se na Tabela 33.

Tabela 35. Condições de fronteira na segunda estrutura analisada

Condição de fronteira	Representação no <i>software</i>
Ligações aparafusadas em todas as superfícies onde se encontram os pés desta estrutura.	

As cargas aplicadas neste estudo encontram-se na Tabela 34.

Tabela 36. Forças aplicadas na segunda estrutura analisada

Força aplicada	Representação no <i>software</i>
Força que representa o peso de todos os conjuntos que estarão sustentados por esta estrutura.	
Força que representa o peso da própria estrutura (a seta apenas indica o sentido dado à força da gravidade pelo que a sua posição no conjunto é indiferente).	

Os resultados obtidos, em termos de tensões de von Mises e de deslocamentos, encontram-se respetivamente na Figura 3.83 e na Figura 3.84. O valor máximo de tensão foi de 26,13 MPa enquanto que o deslocamento máximo da estrutura é de 0,24 mm pelo que se pode concluir que a estrutura consegue suportar todos os conjuntos sem qualquer tipo de problema.



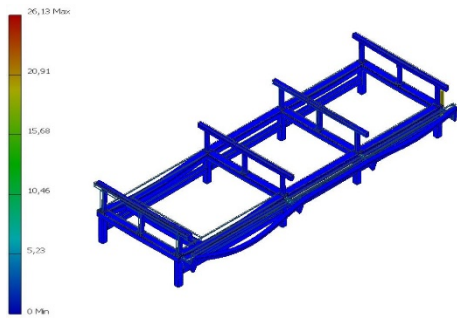


Figura 3.83. Tensões equivalentes de *von Mises* na segunda estrutura analisada

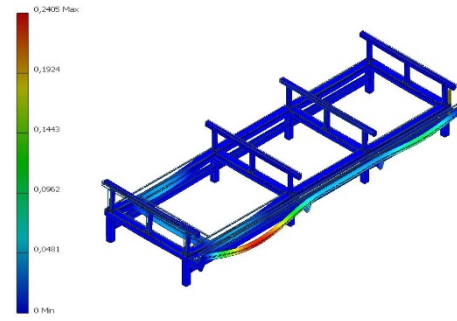


Figura 3.84. Deslocamentos na segunda estrutura analisada

A terceira estrutura deste equipamento serve como base para o conjunto do alimentador vibratório, que se encontra conectado à parte móvel do equipamento (Figura 3.85).

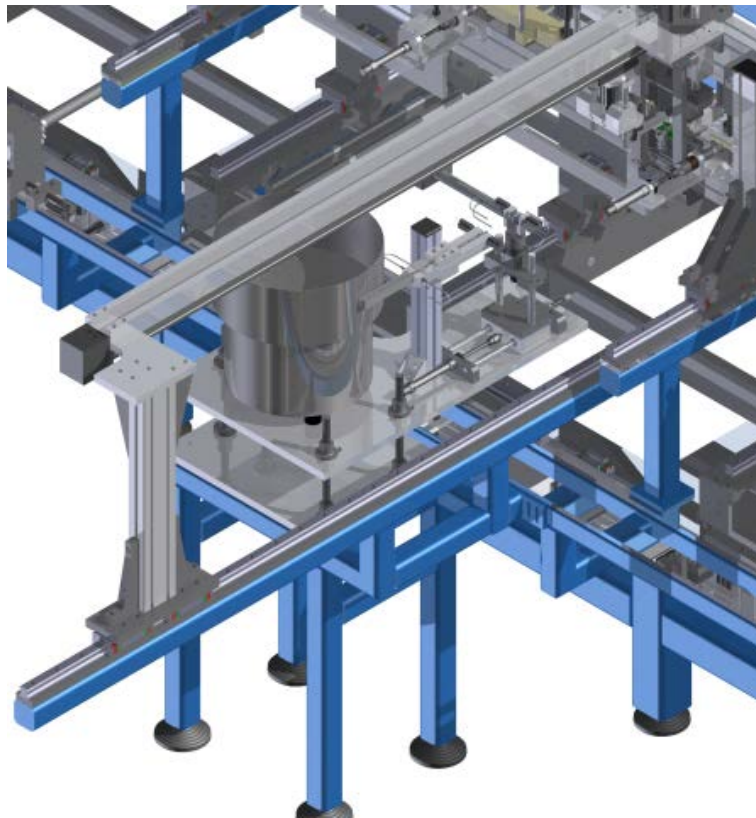


Figura 3.85. Base do conjunto do vibrador anexo à parte móvel do equipamento

Tal como nas duas estruturas anteriores, foi necessário efetuar uma análise de elementos finitos para garantir que a estrutura é capaz de suportar todo o peso que estará colocado sobre ela. Nesta estrutura, também foram eliminados os pés elevatórios da estrutura, de forma a tornar a análise o mais simples possível.

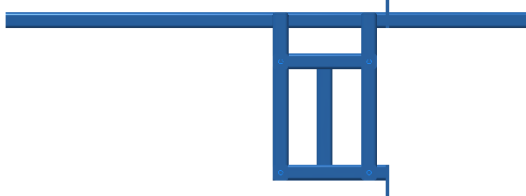
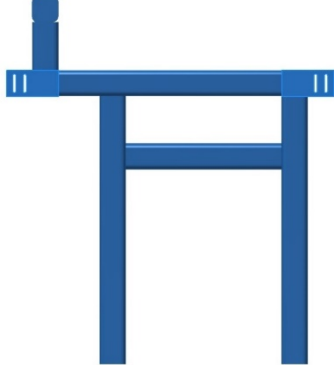
A malha utilizada nesta simulação tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;

- Tamanho máximo do elemento:10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento:0,5 mm;
- Número de elementos: 33 354;
- Número de nós: 65 215.

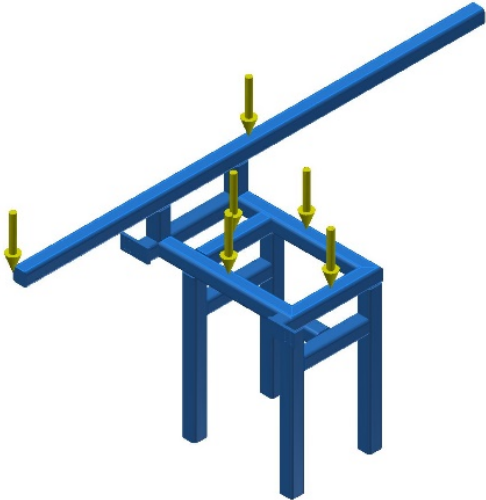
Para este terceiro estudo, as condições de fronteira utilizadas encontram-se na Tabela 37.

Tabela 37. Condições de fronteira na terceira estrutura analisada

Condição de fronteira	Representação no <i>software</i>
Ligações aparafusadas em todas as superfícies onde se encontram os pés desta estrutura.	
Apoio simples na face que faz a ligação entre esta estrutura e a estrutura principal.	

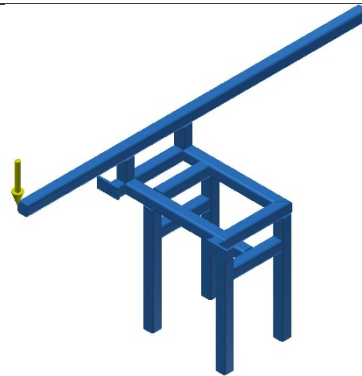
As cargas aplicadas neste estudo encontram-se na Tabela 38.

Tabela 38. Forças aplicadas na terceira estrutura analisada

Força aplicada	Representação no <i>software</i>
Força que representa o peso de todos os conjuntos que estarão sustentados por esta estrutura.	

**Força aplicada****Representação no software**

Força que representa o peso da própria estrutura (a seta apenas indica o sentido dado à força da gravidade pelo que a sua posição no conjunto é indiferente).



Os resultados obtidos, em termos de tensões de von Mises e de deslocamentos, encontram-se respetivamente na Figura 3.86 e na Figura 3.87. O valor de tensão mais elevado nesta estrutura é de 13,77 MPa enquanto que o deslocamento máximo é de 0,44 mm pelo que a estrutura é capaz de aguentar com todos os esforços que se encontram aplicados.

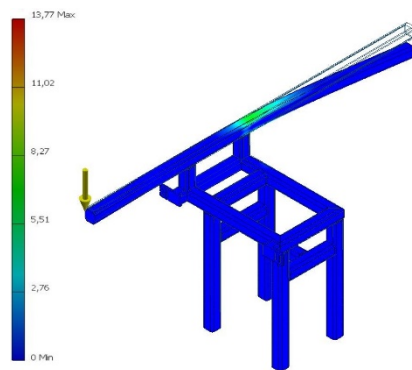


Figura 3.86. Tensões equivalentes de *von Mises* na terceira estrutura analisada

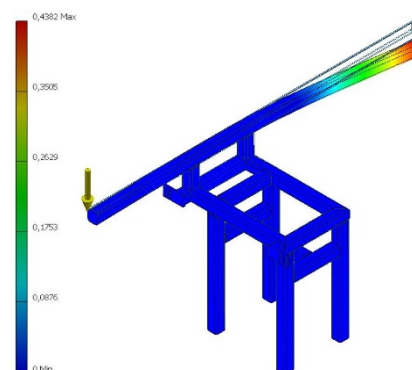


Figura 3.87. Deslocamentos na terceira estrutura analisada

A quarta estrutura encontra-se do lado fixo da máquina, e será a base de todos os conjuntos de alimentadores vibratórios que se encontram desse lado (Figura 3.88).

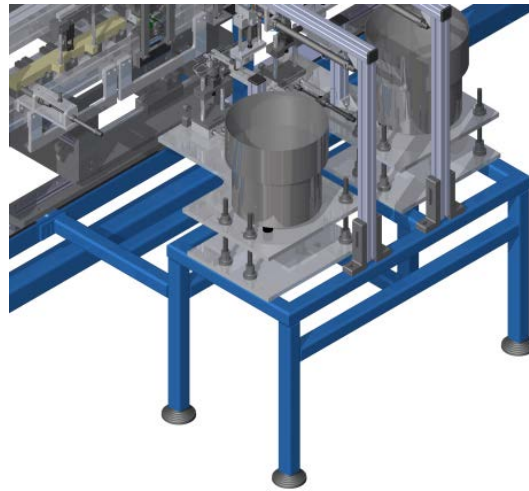


Figura 3.88. Base dos conjuntos de vibradores que se encontram do lado fixo da máquina

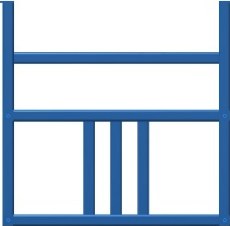

Nesta quarta estrutura, foi necessário efetuar uma análise de elementos finitos, tal como nos casos anteriores, para garantir que a estrutura é capaz de suportar todo o peso que estará colocado sobre ela. De forma a tornar o ensaio o mais simples possível, foram eliminados os pés elevatórios da estrutura.

A malha utilizada nesta simulação tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 33 354;
- Número de nós: 65 215.

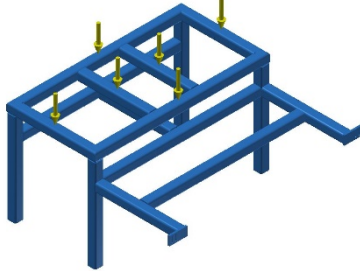
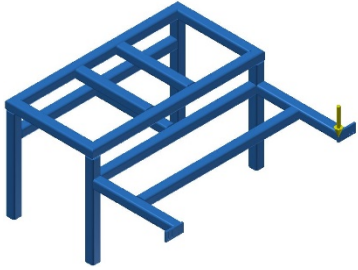
Para este quarto, estudo as condições de fronteira utilizadas encontram-se na Tabela 39.

Tabela 39. Condições de fronteira na quarta estrutura analisada

Condição de fronteira	Representação no <i>software</i>
Ligações aparafusadas em todas as superfícies onde se encontram os pés desta estrutura.	
Apoio simples na face que faz a ligação entre esta estrutura e a estrutura principal.	

As cargas aplicadas neste estudo encontram-se na Tabela 40.

Tabela 40. Forças aplicadas na quarta estrutura analisada

Força aplicada	Representação no <i>software</i>
Força que representa o peso de todos os conjuntos que estarão sustentados por esta estrutura.	
Força que representa o peso da própria estrutura (a seta apenas indica o sentido dado à força da gravidade pelo que a sua posição no conjunto é indiferente).	

Os resultados obtidos, em termos de tensões de von Mises e de deslocamentos, encontram-se respetivamente na Figura 3.89 e na Figura 3.90. Nesta estrutura o valor de tensão mais elevado é de 7,29 MPa enquanto que o deslocamento mais acentuado é de 0,04 mm. Estes valores permitem aferir que a estrutura é capaz de suportar todos os esforços a que vai estar sujeita.

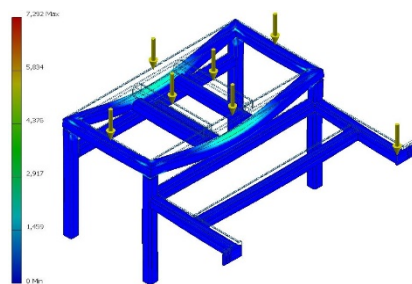


Figura 3.89. Tensões equivalentes de *von Mises* na quarta estrutura analisada

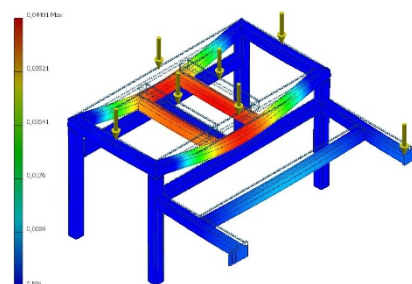


Figura 3.90. Deslocamentos na quarta estrutura analisada

A última estrutura desta máquina é uma estrutura móvel, e sustenta o conjunto de extração do equipamento (Figura 3.91).

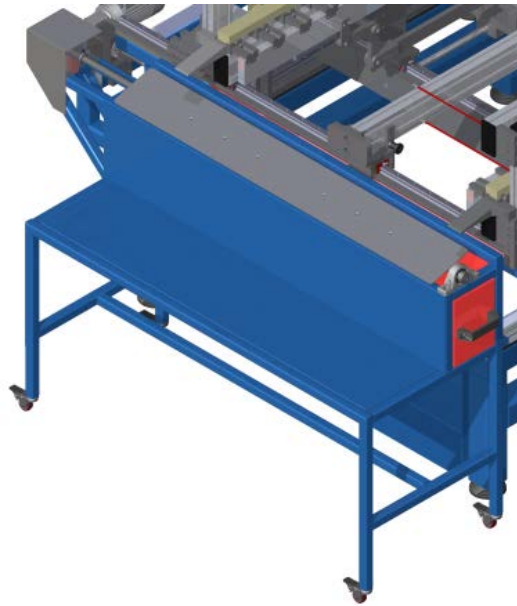


Figura 3.91. Estrutura móvel do conjunto de extração de espirais

Esta estrutura é móvel, para poder facilitar a remoção das espirais defeituosas que a máquina produzir, e para permitir pequenos ajustes no sistema de extração, consoante a espiral que esteja a ser puncionada pela máquina.

Tal como em todas as estruturas anteriores, nesta também foi efetuado um ensaio de elementos finitos com as seguintes simplificações:

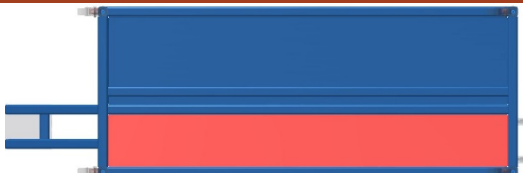
- Todas as rodas de suporte e todos os acessórios da gaveta não foram consideradas, de forma a tornar o ensaio o mais simples possível.

A malha utilizada nesta simulação tem os seguintes parâmetros:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 234 771;
- Número de nós: 462 672.


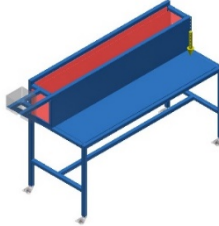
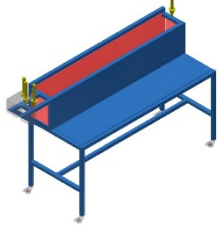
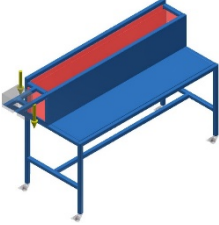
Para este quinto estudo, as condições de fronteira utilizadas encontram-se na Tabela 41.

Tabela 41. Condições de fronteira na quinta estrutura analisada

Condição de fronteira	Representação no <i>software</i>
Ligações aparafusadas em todas as superfícies onde se encontram os pés desta estrutura.	

As cargas aplicadas neste estudo encontram-se na Tabela 42.

Tabela 42. Forças aplicadas na quinta estrutura analisada

Força aplicada	Representação no software
<p>Força que representa o peso de cerca de 200 espirais na gaveta.</p>	
<p>Força que representa o peso da própria estrutura (a seta apenas indica o sentido dado à força da gravidade pelo que a sua posição no conjunto é indiferente).</p>	
<p>Força que representa o conjunto da borboleta, que é responsável por separar as espirais boas das más.</p>	
<p>Força feita pela chapa de proteção do conjunto borboleta.</p>	

Enquanto que nos casos anteriores as cargas envolvidas eram bastante elevadas, pelo que se efetuou uma análise em termos de tensões, neste caso em particular, as cargas em jogo são bastante mais reduzidas, pelo que apenas se analisaram os deslocamentos da estrutura. O resultado obtido desta última estrutura analisada encontra-se na Figura 3.92.

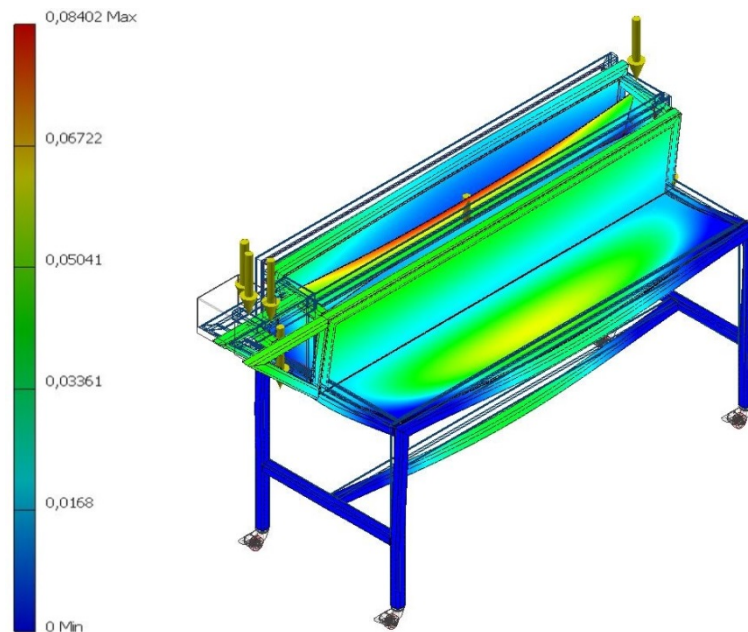


Figura 3.92. Deslocamentos na última estrutura analisada

Nesta última simulação o valor máximo, em termos de deslocamento, é de 0,08 mm pelo que a estrutura consegue suportar sem qualquer problema todos os esforços a que estará presente.

### 3.5.8 Conjunto 06-Ferramentas de puncionagem

Depois de as pontas das espirais estarem preparadas para a puncionagem, e de se ter efetuado a primeira medição para comprovar se o comprimento da espiral se encontra dentro dos limites admissíveis, é feita a puncionagem de ambos os terminais. Essa puncionagem é efetuada através do conjunto que se encontra na Figura 3.93.



Figura 3.93. Ferramenta de puncionagem



Depois de o terminal já se encontrar na ferramenta de puncionagem, a espiral vai ser empurrada para dentro do terminal, até que este embata contra o batente colocado na ferramenta de puncionagem, Figura 3.94.

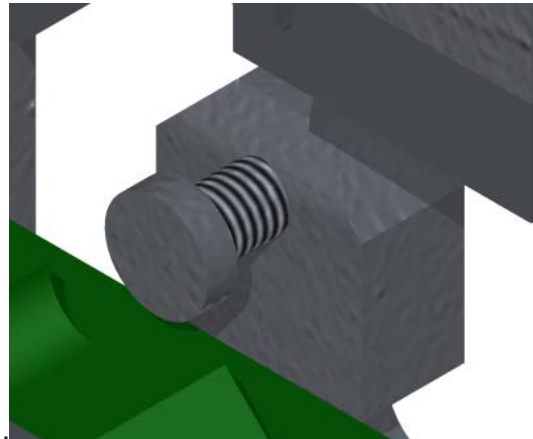


Figura 3.94. Batente da ferramenta de puncionagem

Depois de o terminal encostar no batente, o ar que alimenta o cilindro que se encontra montado no topo do conjunto é cortado, o que permite a todo o mecanismo descer até chegar próximo do terminal e da espiral. Quando a parte superior do conjunto se encontra próxima do terminal e da espiral, o cilindro é acionado, o que irá fazer com que o terminal seja puncionado. Quando as duas partes do conjunto entram em contacto uma com a outra, o curso do cilindro ainda não se encontra totalmente esgotado, o que vai fazer com que seja necessário amortecer o restante do curso do cilindro. Para efetuar esse amortecimento, foram colocadas duas molas de compressão, uma na parte inferior (Figura 3.95) e outra na parte superior (Figura 3.96).

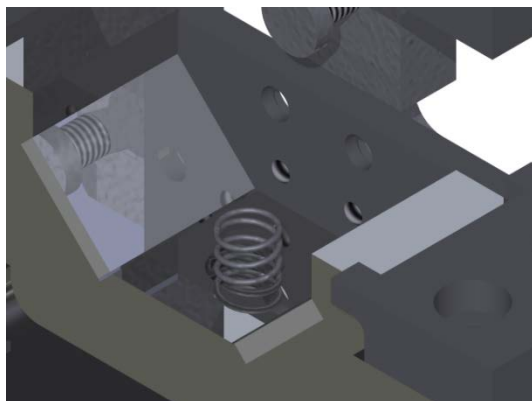


Figura 3.95. Molde da parte inferior

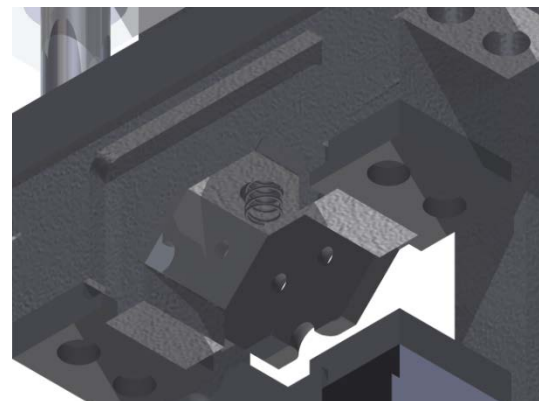


Figura 3.96. Molde da parte superior

A puncionagem do terminal é feita por quatro ponteiras que se encontram no conjunto (Figura 3.97), duas no molde da parte superior do conjunto e duas no molde da parte inferior.



Figura 3.97. Ponteira que executa a punção dos terminais

Como os dois moldes vão chocar um com o outro sem que o curso do cilindro se esgote, as molas vão acabar por comprimir, fazendo com que os moldes se desloquem também. Esse deslocamento vai fazer com que as ponteiras fiquem de fora dos moldes, ver Figura 3.98, puncionando assim o terminal.

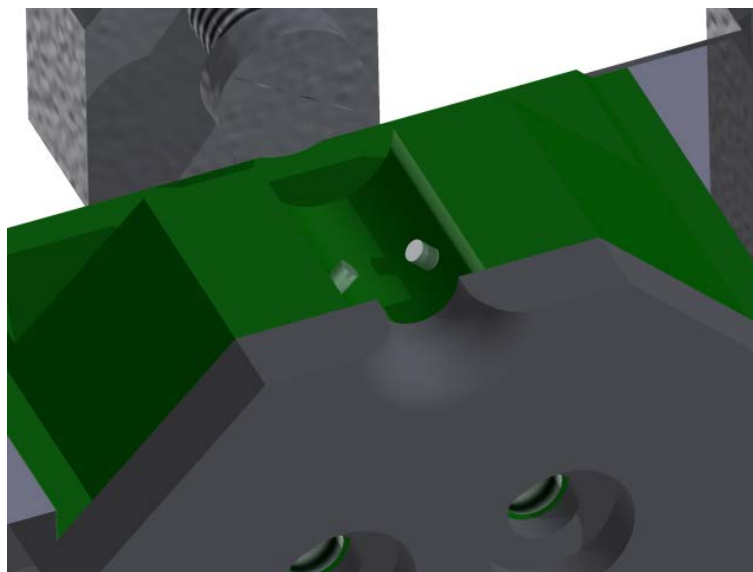


Figura 3.98. Posicionamento das ponteiras depois de o cilindro atingir o seu fim de curso

Um dos problemas que pode surgir com este sistema é as ponteiras ficarem presas ao terminal, o que faz com que a espiral não consiga ser transportada para outras estações. Para eliminar este problema, foram também adicionadas molas em todas as ponteiras. Estas molas vão forçar as ponteiras a recolherem para o interior dos moldes, deixando assim a espiral e o terminal punccionado livres para poderem ser transportados para a estação de tratamento seguinte.

Este conjunto já foi utilizado, com sucesso, em vários equipamentos, pelo que se optou por não efetuar nenhum tipo de alterações, a não ser os moldes dos terminais que tiveram de ser adaptados, de forma a poder receber os terminais descritos no ponto 3.3.

### 3.5.9 Conjunto 07-Extração

Depois de a espiral ter passado por todos os postos da linha, é necessário proceder à sua extração e efetuar a separação entre as espirais cujo comprimento se encontra

dentro do admissível, e as espirais que se encontram fora de cota. Para este efeito, usou-se um conjunto que já foi utilizado em outras máquinas e que se encontra na Figura 3.99.



Figura 3.99. Conjunto de extração de espirais

Este conjunto funciona baseado na informação recolhida pela segunda estação de medição, onde a espiral já se encontra puncionada nas duas extremidades. Se a informação recolhida indicar que o comprimento da espiral se encontra dentro do admissível, o cilindro rotativo presente neste conjunto irá rodar para uma determinada posição e todas as espirais serão direcionadas para uma caixa (Figura 3.100) mas, caso a leitura indique que o comprimento da espiral é demasiado grande ou demasiado pequeno, o cilindro rotativo irá tomar outra posição, guiando essas espirais para outra caixa onde apenas estarão as espirais defeituosas (Figura 3.101).

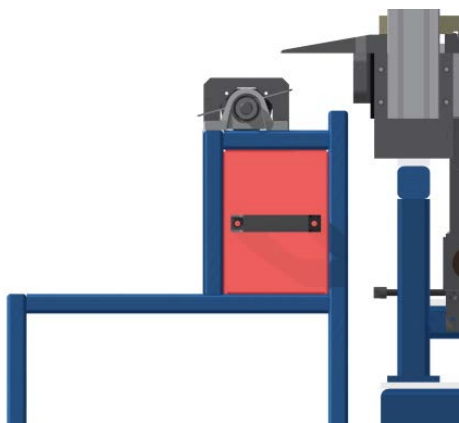


Figura 3.100. Posicionamento do conjunto de extração quando a espiral se encontra dentro do admissível

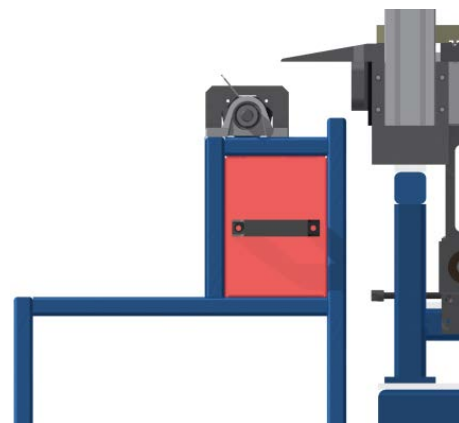


Figura 3.101. Posicionamento do conjunto quando a espiral é defeituosa

Apesar de este conjunto já ter sido utilizado noutros equipamentos, houve a necessidade de se efetuar um novo dimensionamento do cilindro rotativo, devido às dimensões da chapa que vai fazer a separação das espirais boas e más. Esse dimensionamento foi efetuado de acordo com o ponto 3.5.1.3 deste relatório. O

cálculo do momento de inércia, que é necessário para determinar o tamanho do cilindro rotativo, foi feito automaticamente pelo *software* que se utilizou para projetar o equipamento. O valor do momento de inércia obtido, em torno do eixo de rotação, foi de 7190,215 kg mm<sup>2</sup>. Depois de obtido este valor, e de se cruzar com o catálogo do fornecedor, escolheu-se o cilindro rotativo com a referência DSR-25-180-P, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.9.

Apesar de este conjunto já ter sido utilizado noutros equipamentos, nunca tinha sido projetado um mecanismo de extração com um comprimento tão elevado, pelo que é necessário verificar que, mesmo com estas elevadas dimensões, este mecanismo não apresenta deslocamentos elevados a meio vão. Para tal, foi efetuada uma análise de elementos finitos com os seguintes parâmetros da malha:

- Malha Sólida;
- Tipo de malha *Standard* do SolidWorks®;
- Tamanho máximo do elemento: 10 mm;
- Tamanho mínimo do elemento: 0,5 mm;
- Número de elementos: 12 596;
- Número de nós: 22 672.

Para que a simulação fosse o mais simples possível, foram feitas as seguintes simplificações:

- Tanto o atuador pneumático como a sua fixação foram retirados, pois não têm qualquer influência naquilo que se pretende analisar neste ensaio;
- As chumaceiras foram retiradas deste ensaio, mantendo-se apenas as suas fixações no veio.

Na Figura 3.102 encontram-se as condições de fronteira que foram utilizadas para o estudo, enquanto na Figura 3.103 é possível observar as forças externas que foram aplicadas ao conjunto (neste caso, apenas foi considerado o próprio peso da estrutura).



Figura 3.102. Condições de fronteira no ensaio do conjunto de extração

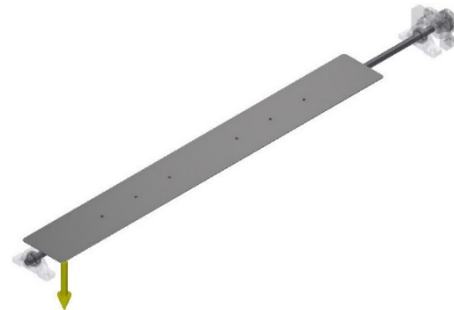


Figura 3.103. Forças aplicadas ao conjunto de extração

A distribuição dos deslocamentos neste conjunto encontra-se na Figura 3.104. Como é possível observar, os deslocamentos são bastante reduzidos, pelo que não se torna necessário reforçar a estrutura.

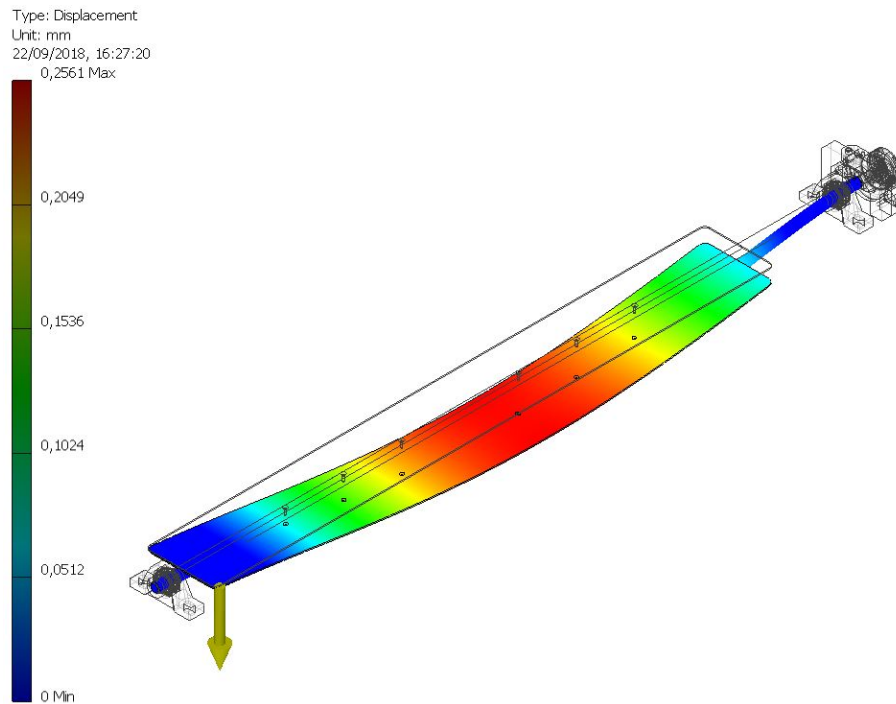


Figura 3.104. Deslocamentos no sistema de extração

De forma a poder acomodar a possível curvatura que possa existir no veio foram selecionadas chumaceiras auto-compensadoras para colocar em ambas as extremidades do veio.

### 3.5.10 Conjunto 08- Manipulação de terminais + Vibradores

Este conjunto tem como função alimentar todas as estações de puncionagem com os terminais que serão, posteriormente, colocados no tubo espiral. A localização deste sistema na máquina encontra-se na Figura 3.105.

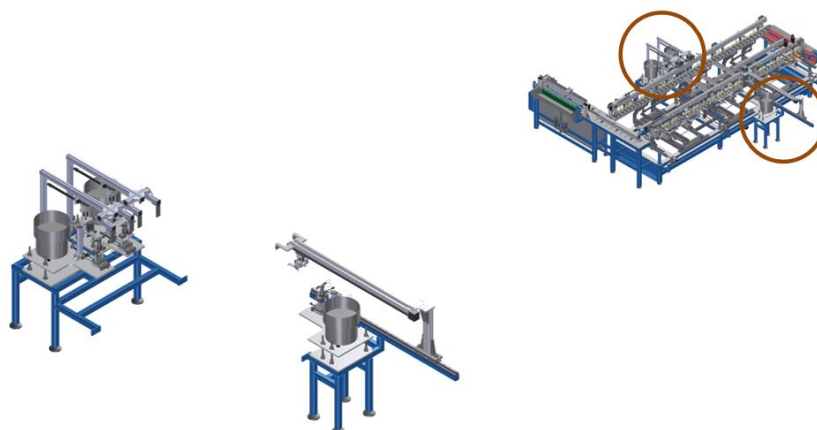


Figura 3.105. Localização do conjunto de Manipulação de terminais + Vibradores na máquina

A alimentação de todos os terminais será efetuada através de alimentadores vibratórios, como os que se encontram na Figura 3.106. Cada estação de puncionagem

tem o seu próprio alimentador vibratório, que vai disponibilizar os terminais numa posição definida pelo fornecedor, sendo, de seguida, colocados na ferramenta de punção por um sistema de transporte que será explicado de seguida.



Figura 3.106. Alimentador vibratório semelhante ao utilizado [41]

As posições em que os terminais seriam fornecidos pelos alimentadores vibratórios encontram-se na Tabela 43.

Tabela 43. Posições possíveis dos terminais quando saem dos alimentadores vibratórios

Terminal	Posições possíveis
28-0566-08	Longitudinal à pista, com cabeça para a frente 
28-1431-02	Longitudinal à pista, com cabeça para a frente 

O sistema que se utilizou nestes casos foi sempre o mesmo. Esse sistema encontra-se dividido em dois mecanismos, o primeiro recolhe o terminal do alimentador vibratório e o segundo é o que faz o transporte do terminal até à ferramenta de punção. O mecanismo que foi utilizado para recolher o terminal, que acaba de sair do alimentador vibratório, encontra-se na Figura 3.107.

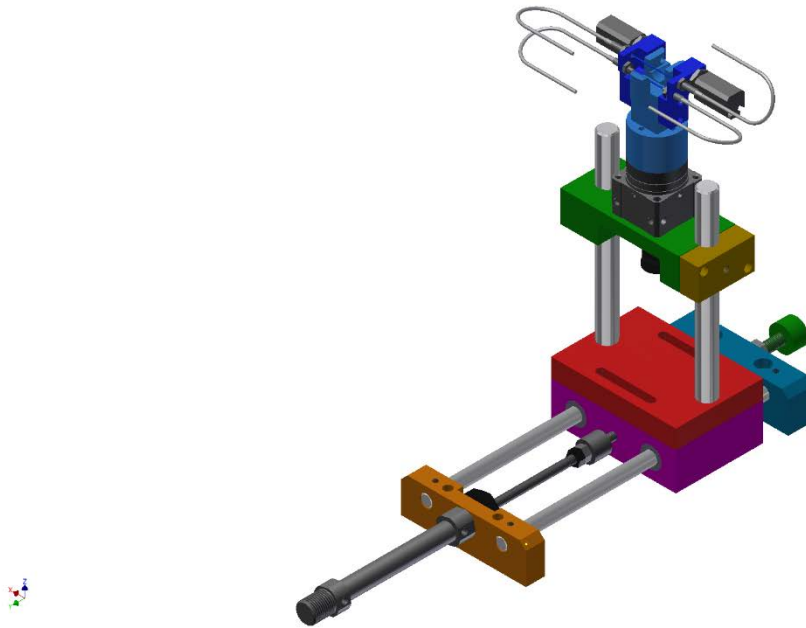


Figura 3.107. Mecanismo utilizado para recolher a espiral do alimentador vibratório

Depois de o terminal se encontrar colocado neste mecanismo, uma série de fibras óticas vai efetuar a leitura da posição em que a peça chega. Se aquando da leitura do posicionamento do terminal se detetar que o terminal se encontra com a cabeça virada para a frente, como acontece em ambos os terminais, é necessário rodar o terminal  $180^{\circ}$  para que fique na posição correta quando for inserido na ferramenta de puncionagem. A rotação do terminal é assegurada por um cilindro rotativo que se encontra montado no conjunto, ver Figura 3.108.

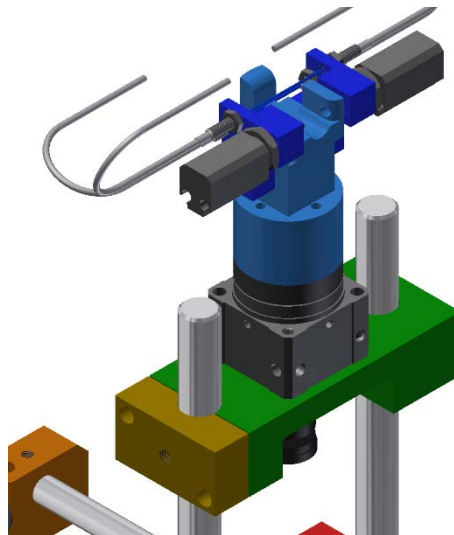


Figura 3.108. Cilindro rotativo que permite a rotação do terminal

Um dos problemas que pode surgir durante esta etapa é o terminal sair da sua posição, podendo mesmo cair do mecanismo. Para prevenir este problema, foram adicionados dois pinos que, antes de o cilindro rotativo atuar, vão prender o terminal, permitindo assim que ele mantenha a sua posição.

Depois de o terminal se encontrar na posição correta para ser transportado, um mecanismo com uma garra irá transportar o terminal até às ferramentas de puncionagem. Como existem ferramentas de puncionagem em ambos os lados do equipamento, foi necessário efetuar dois tipos de mecanismos de garra, um para o lado fixo e outro para o lado móvel. O mecanismo que se encontra do lado fixo da máquina em todas as estações de puncionagem, encontra-se na Figura 3.109.

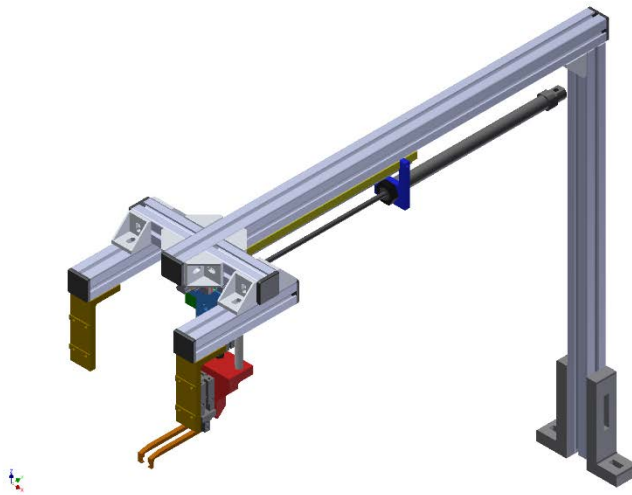


Figura 3.109. Mecanismo de transporte dos terminais do lado fixo

Tal como no conjunto 041, este mecanismo é constituído por três cilindros com as seguintes funções:

- Uma garra que tem como função agarrar os terminais depois de se encontrarem posicionados pelo mecanismo da Figura 3.107;
- Um cilindro que faz com que o terminal se movimente na vertical. Este cilindro é utilizado para retirar o terminal do mecanismo de recolha do alimentador vibratório e para colocar o terminal na ferramenta de puncionagem;
- O último cilindro utilizado vai transportar, na horizontal, o terminal desde o seu mecanismo de recolha, até à ferramenta de puncionagem.

Os alimentadores vibratórios encontram-se fixos, tanto no lado fixo como no lado móvel da máquina, o que faz com que, no lado móvel ele tenha de estar numa posição que garanta que a máquina consiga trabalhar com todas as referências de tubo espiral. De forma a poder ter um mecanismo de transporte de terminais que se consiga adaptar à referência de tubo espiral, foi utilizado, em detrimento de um cilindro pneumático, um eixo elétrico que permite a memorização de várias posições, referentes às várias referências de tubo espiral. O mecanismo utilizado, para o lado móvel da máquina, encontra-se na Figura 3.110.



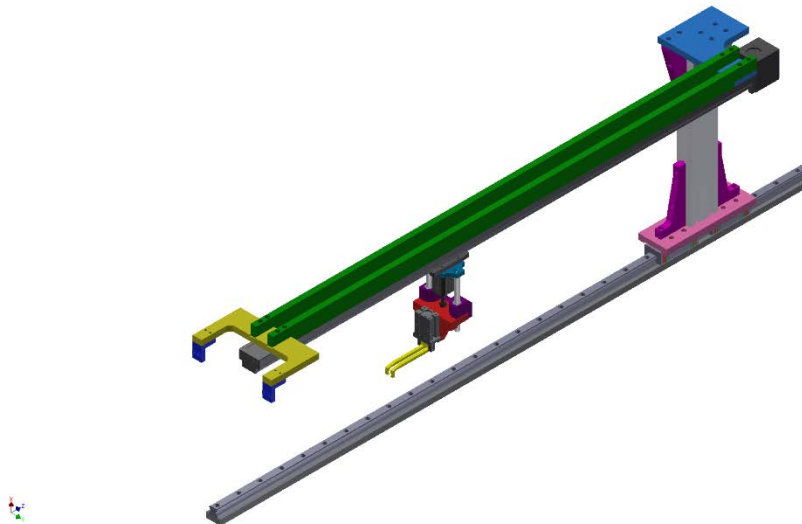


Figura 3.110. Mecanismo de transporte dos terminais do lado móvel

O primeiro componente pneumático a ser dimensionado foi a garra, que é utilizada para recolher o terminal do ninho e o largar na ferramenta de puncionagem. Este dimensionamento foi feito de forma a que, quando a garra se encontrasse totalmente aberta, o terminal conseguisse passar pelo meio das pinças e, quando a garra estivesse fechada, o terminal ficasse preso nas mesmas. Depois de analisados os dois terminais, chegou-se à conclusão de que, para que não existisse nenhum problema em ambos os casos, o curso mínimo das garras deveria ser 7 mm. Como não existe nenhuma garra com esse curso, optou-se por utilizar o número acima, isto é, uma garra com um curso de 8 mm, igual à que foi utilizada no conjunto 041.

O próximo componente a ser dimensionado foi o cilindro pneumático responsável pelo movimento vertical das garras e, conseqüentemente, dos terminais. Para este dimensionamento, foi considerado que o cilindro pneumático deveria ter uma força no seu recuo, que fosse capaz de levantar os terminais e todos os componentes associados às garras. Como existem dois tipos de terminais e, conseqüentemente, dois tipos de mecanismo de garra, dimensionou-se o cilindro para o caso em que o peso total era o mais elevado. O mecanismo mais pesado apresenta um peso de cerca de 12 N, já com o peso do terminal incluído, pelo que a força do cilindro no seu recuo deverá ser superior a esse valor. Apesar desse valor ser bastante reduzido, decidiu-se escolher um cilindro com uma capacidade bastante superior ao necessário, de forma a tornar todo o sistema mais robusto e a garantir que, caso se efetue alguma alteração que torne o mecanismo mais pesado, o cilindro continue a ser eficaz. Assim sendo, o cilindro escolhido tem a referência CD55B20-20M, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.1.

Outro cilindro pneumático que foi necessário dimensionar, é aquele que vai fazer o transporte do terminal desde o mecanismo de recolha até à ferramenta de puncionagem. Para este dimensionamento, foi considerado que a força do cilindro,

quer no avanço quer no recuo, deverá ser suficiente para transportar todos os componentes que permitem a recolha do terminal. Todos esses componentes correspondem a um peso de aproximadamente 22 N. O cilindro deverá então ter uma força suficiente para vencer a força de atrito que vai existir no sistema de guiamento linear. O cálculo da força de atrito foi efetuado de acordo com a equação (12) e obteve-se um valor de 0,088 N, o que é um valor praticamente nulo. Apesar de o valor obtido ser relativamente baixo, optou-se por selecionar um cilindro com uma capacidade bastante superior à necessária, de forma a garantir que, caso seja efetuada alguma alteração que implique um aumento do peso, o cilindro continue a funcionar corretamente. Assim sendo, o cilindro selecionado tem a referência CD85N20-250C-B, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.10.

Como este último cilindro apenas é utilizado nos manipuladores que se encontram no lado fixo da máquina, é necessário dimensionar o eixo elétrico a ser utilizado no lado móvel. Esse dimensionamento foi efetuado de acordo com o catálogo do fornecedor. As condições de funcionamento do eixo elétrico são as seguintes:

- Peso dos componentes a transportar: 20,6 N;
- Velocidade do eixo: 1500 mm/s;
- Aceleração/Desaceleração: 3000 mm/s<sup>2</sup>;
- Curso: 1200 mm;
- Tempo de ciclo abaixo de 2 s.

Depois de determinadas as condições de funcionamento, é necessário verificar qual a série capaz de trabalhar sob as condições pré-definidas. Essa verificação foi feita no gráfico que se encontra no Anexo , Secção 6.6.1. Como a carga envolvida é relativamente baixa, foi selecionado um eixo da série LEFB25. O segundo passo do dimensionamento é verificar se o tempo de ciclo do eixo está de acordo com o que foi predefinido. Essa verificação foi feita de acordo com as equações fornecidas pelo fornecedor, e que se encontram no Anexo , Secção 6.6.3. O tempo de ciclo obtido foi de 1,3 s, valor que se encontra abaixo dos dois segundos, tal como pretendido. A última etapa do dimensionamento do eixo elétrico relaciona o momento que é criado pelo conjunto aquando da aceleração e desaceleração do eixo, com a carga que este vai transportar. Essa relação é feita através dos gráficos que se encontram no Anexo , Secção 6.6.2. Os dados utilizados para a validação desta última etapa do dimensionamento encontram-se na Tabela 44.

Tabela 44. Dados para a última etapa do dimensionamento do eixo elétrico

Posição	Distância (mm)
L1	7,12
L2	0,09
L3	88,61

Estes dados estão dentro dos limites dos gráficos fornecidos pelo fornecedor, pelo que se concluiu o dimensionamento do eixo elétrico.

O sistema de guiamento linear que se encontra presente nos manipuladores do lado fixo da máquina, também teve que ser dimensionado. O diagrama de forças da Figura 3.111 permitiu elaborar as equações (22) e (23) (que correspondem ao somatório das forças segundo o eixo do  $y$ , e ao somatório dos momentos segundo o eixo do  $x$ , de forma a poder determinar todas as solicitações a que o patim está sujeito.

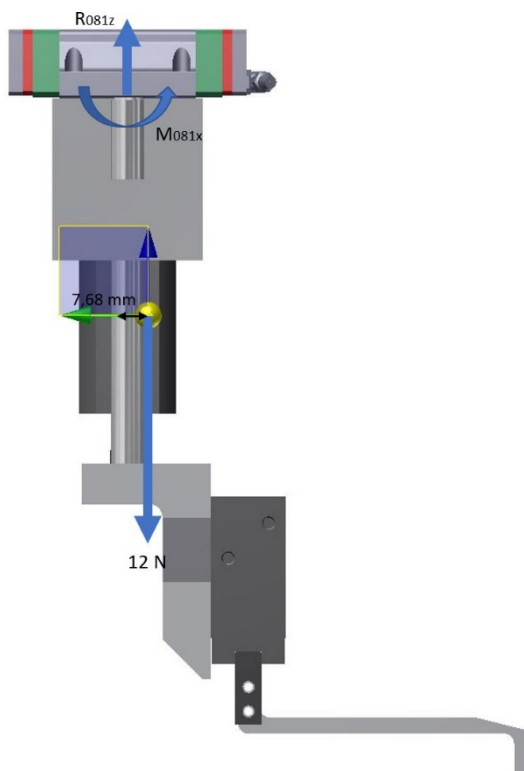


Figura 3.111. Diagrama de forças de um dos manipuladores

$$\Sigma F_z = 0 \Leftrightarrow R_{081z} = 12 \text{ N} \quad (22)$$

$$M_{081x} = 12 \times 0,0768 \Leftrightarrow M_{081x} = 0,92 \text{ Nm} \quad (23)$$

Mais uma vez os valores obtidos são bastante baixos, pelo que se poderia optar pelo tamanho mais pequeno de patim, mas decidiu-se seguir o mesmo caminho dos dimensionamentos anteriores e selecionar um patim mais resistente, para salvaguardar qualquer tipo de alteração que possa existir e para dar robustez ao conjunto. O patim selecionado tem a referência HGW20CAZ0C+ZW, cujas características se encontram no Anexo 3, Secção 6.3.1.

Como se trata de um sistema que se encontra sujeito a desgaste, é necessário determinar qual o tempo de vida útil para poder definir um plano de manutenção eficaz. A estimativa do tempo de vida útil do sistema foi efetuada de acordo com o

ponto 3.5.1.4 deste trabalho. Os parâmetros utilizados neste dimensionamento encontram-se na Tabela 45.

Tabela 45. Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear do conjunto 081

Parâmetros para o cálculo do tempo de vida útil do sistema de guiamento linear	
Ft	1
Fh	1
Fw	1,2
C (N)	27 100
Pc (N)	12

A distância útil deste sistema foi estimada em  $3,33 \times 10^{11}$  km. Como não é conhecido o número de ciclos diários que este conjunto vai ter, não é possível estimar um valor temporal após o qual o sistema tenha de sofrer manutenção. Em todos os casos em que não é possível determinar um tempo de vida útil para o sistema, optou-se por indicar que a manutenção deverá ser feita anualmente, pelo que se decidiu seguir a mesma lógica neste caso.

### 3.5.11 Conjunto 09- *Gabarits*

Este conjunto foi o último a ser dimensionado e tem como função garantir que as espirais se encontram esticadas, aquando da punção. Quando se está a efetuar a punção em tubo espiral que apresentam um comprimento considerável, podem ocorrer problemas de encurvadura. Isto acontece devido a dois fatores: o primeiro está relacionado com a dificuldade que as espirais têm para entrar dentro dos terminais, enquanto o segundo fator está relacionado com o próprio comprimento da espiral, que pode fazer com que ela faça arco a meio vão. O conjunto de *gabarits* projetado encontra-se na Figura 3.112.

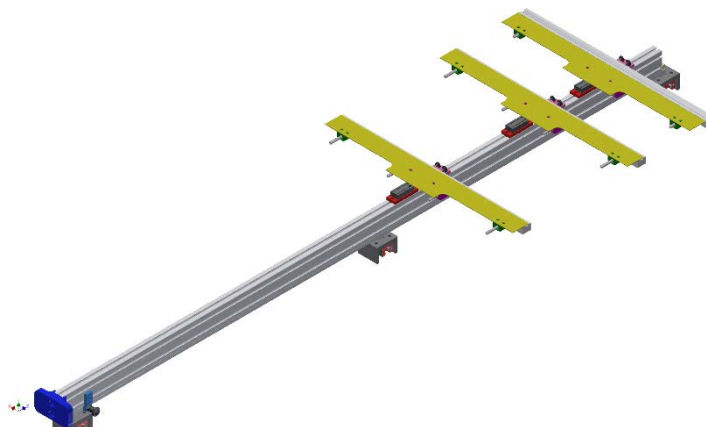


Figura 3.112. Mecanismo de *gabarits* projetado

Este mecanismo de gaveta é bastante semelhante, em termos de conceito, ao que é utilizado para o transporte das espirais, desde o alimentador até à entrada da linha.

Assim que uma espiral chega às estações de puncionagem, é colocada no canal dos *gabarits*, Figura 3.113.

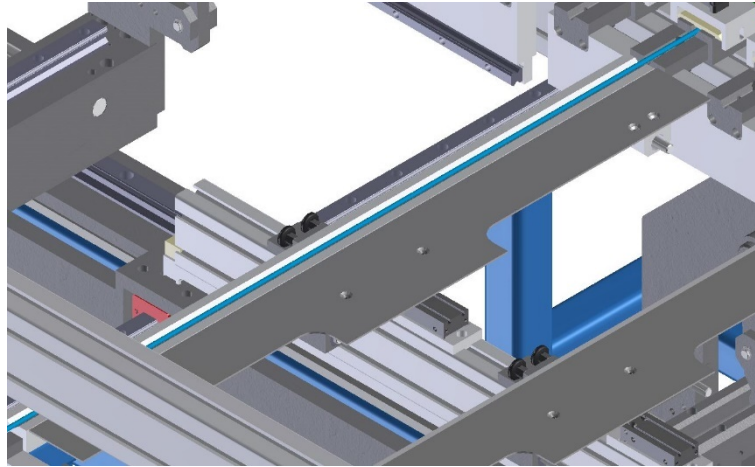


Figura 3.113. Posicionamento do tubo espiral no *gabarit*, assim que chega às estações de puncionagem

Depois de a espiral estar acomodada no *gabarit*, um cilindro pneumático vai ser acionado e vai fechar a espiral dentro do canal, Figura 3.114. Isto permite garantir que durante todo o processo de puncionagem, a espiral não vai encurvar.

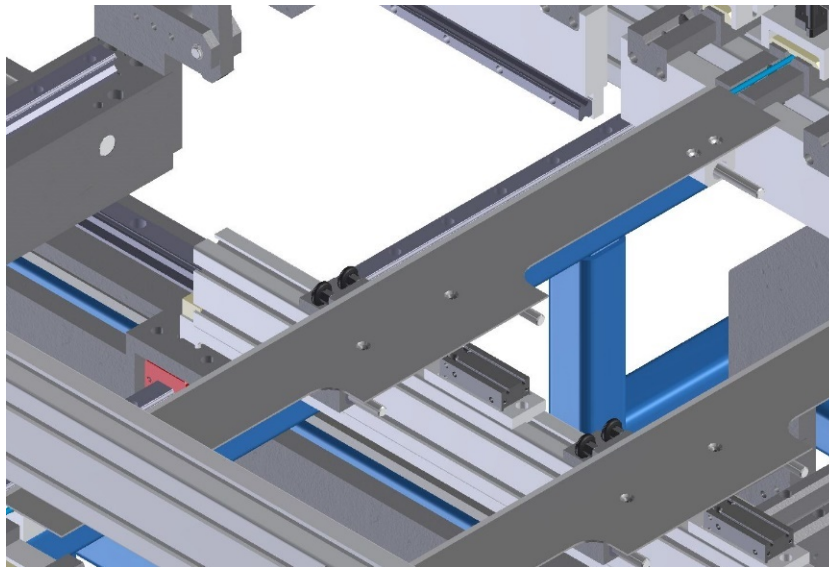


Figura 3.114. Espiral tapada pelo mecanismo de gaveta do *gabarit*

Todo o conjunto foi projetado com o intuito de tornar a adaptação dos *gabarits* ao tipo de tubo espiral o mais rápida possível. Os passos a seguir para efetuar a troca dos *gabarits* encontram-se na Tabela 46.

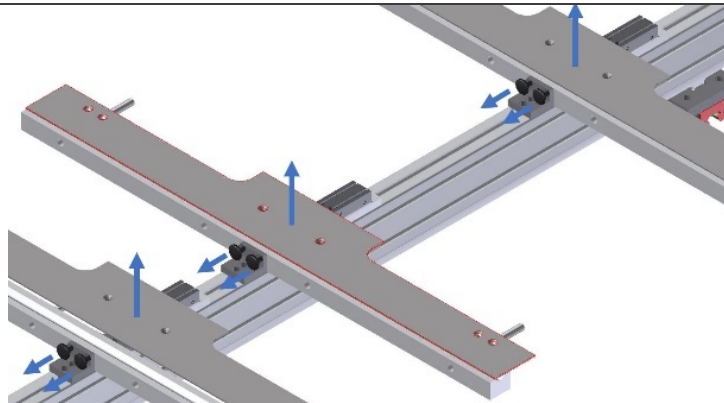
Tabela 46. Etapas para a troca dos *gabarits*

## Etapa

A primeira etapa passa por remover o perfil de alumínio da máquina, para permitir a troca dos *gabarits* no exterior.

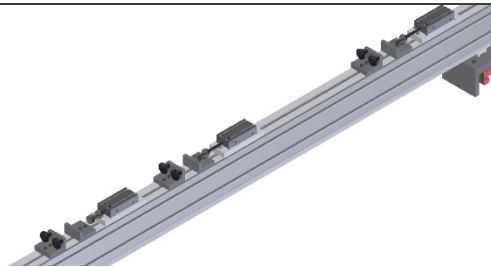


Depois de o perfil se encontrar fora da máquina, é necessário remover os pinos que existem em cada *gabarit* para poder, posteriormente, remover o mesmo.

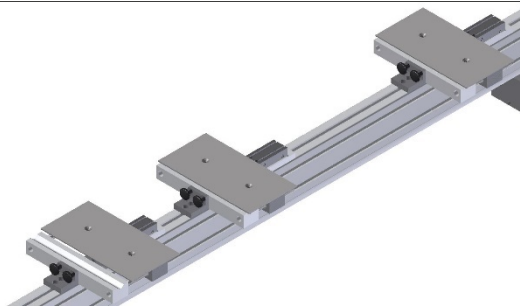


## Etapa

Depois de removidos todos os *gabarits*, o conjunto encontra-se pronto para receber os novos conjuntos relativos a outro tipo de referência.



Para a aplicação dos novos conjuntos, apenas é necessário encaixá-los no atuador pneumático e proceder à sua fixação, através dos indexadores que se encontram em cada um dos conjuntos.



No total foram realizados três conjuntos de *gabarits* diferentes, que serão utilizados conforme se encontra na Tabela 47.

Tabela 47. Utilização dos *gabarits*

Conjunto <i>Gabarit</i>	Referência tubo espiral
1	000-1000479089
2	000-70-9140 e 70-9183
3	000-70-9938

Para a referência 1000366209, não é necessária a utilização de qualquer tipo de *gabarit*, devido ao reduzido comprimento do tubo espiral. O conjunto 2 é utilizado para dois tipos de tubo espiral diferentes, porque o seu comprimento não difere muito, o que faz com que os *gabarits* se mantenham funcionais para os dois casos.

Uma das grandes vantagens deste conjunto, é o facto de a mudança de *gabarits* poder ser feita fora da máquina. Isto permite que outras operações que estejam a ser realizadas ao mesmo tempo, como por exemplo operações de manutenção, possam ocorrer sem ter qualquer tipo de interferência na mudança de *gabarit*.

Outra vantagem que este conjunto tem, é o facto de os cilindros pneumáticos a utilizar serem sempre os mesmos, impedindo assim trocas mais demoradas e custos mais elevados. Caso se tivesse de trocar sempre os cilindros, não só o custo iria ser mais elevado, uma vez que o número de cilindros iria aumentar, mas também iria ser uma troca mais demorada, visto que todas as conexões dos cilindros teriam de ser alteradas.

O cilindro que foi utilizado para abrir e fechar a gaveta onde a espiral se irá acomodar, é o mesmo que foi utilizado no conjunto 013, num sistema bastante semelhante. Como as cargas envolvidas são semelhantes, decidiu-se escolher o mesmo tipo de cilindros, com exceção ao curso que teve de ser adaptado para este caso. O cilindro utilizado neste conjunto tem a referência CDU16-30D, cujas características se encontram no Anexo 4, Secção 6.4.11.

### 3.5.12 Listas de Componentes

De forma a existir uma maior organização relativamente aos componentes normalizados e não normalizados deste equipamento, foram feitas duas listas onde se encontram algumas informações pertinentes para o processos de fabrico, no caso dos componentes não normalizados, e para o processo de compras, quando se trata de componentes normalizados. Essas duas listas encontram-se no Anexo 1.

### 3.5.13 Montagem do equipamento

O manual de montagem do equipamento é um dos documentos mais importantes em todo o projeto. Para que uma máquina possa funcionar na sua plenitude, é vital que a sua montagem seja feita de uma forma correta e, sempre que possível, acompanhada

de perto pelo projetista, para garantir que toda a montagem é efetuada de acordo com o projetado. Apesar de a máquina de preparação de espiral que foi projetada neste trabalho ser bastante complexa e de elevadas dimensões, a divisão que foi efetuada no ponto 3.5 faz com que a complexidade na montagem fique mais reduzida. Dessa forma, entendeu-se que a montagem pode ser executada apenas através das vistas explodidas dos vários conjuntos que se encontram no 6.10, Secção 6.10.1.

#### 3.5.14 Manual de Funcionamento da máquina

O manual de funcionamento da máquina é outro documento com bastante importância, pois contém indicações de como o equipamento deve ser operado, quais as suas funções e quais os cuidados a ter em termos de segurança. De seguida, será feita uma abordagem a estes três tópicos.

##### 3.5.14.1 Modo de operação do equipamento

Antes de se colocar o equipamento em funcionamento, o operador que vai trabalhar com ele tem de efetuar as seguintes verificações:

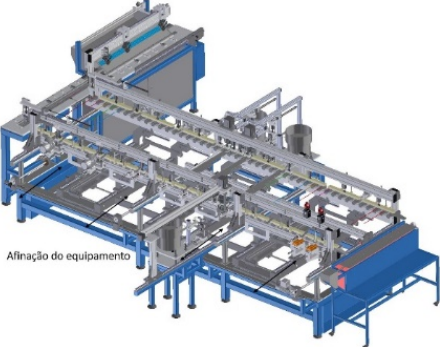
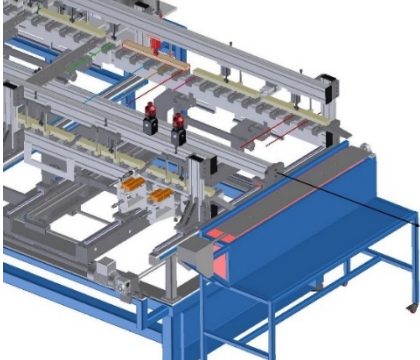
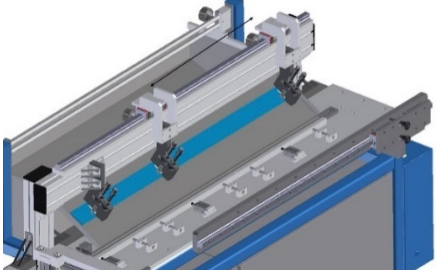
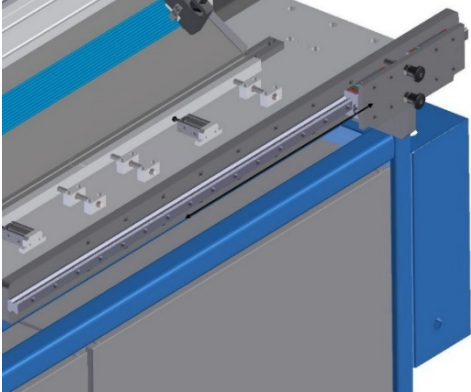
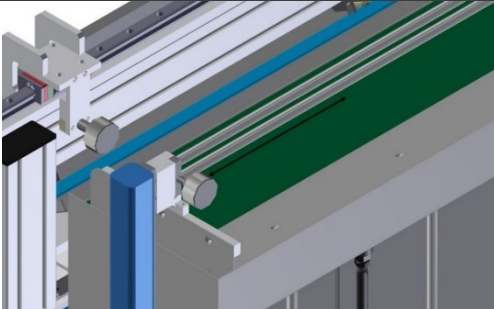
- Verificar que não existem detritos em nenhum dos conjuntos que possa pôr em causa o mau funcionamento do equipamento;
- Verificar se existe algum tubo espiral ou terminal já na linha de preparação de espiral. Caso exista, é necessário retirá-lo e voltar a colocá-lo no local apropriado;
- Verificar se todos os sistemas de guiamentos lineares se encontram limpos e sem detritos que impeçam um bom deslizamento dos patins.

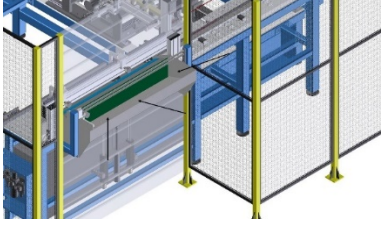
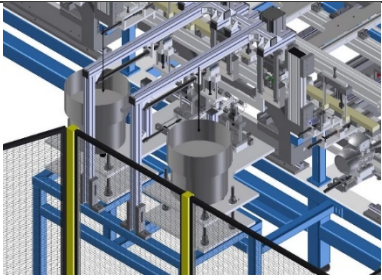
Depois de efetuadas todas as verificações acima referidas, o operador deve realizar todas as etapas que se encontram na Tabela 48, antes de poder colocar a máquina em funcionamento.

Tabela 48. Etapas a realizar antes de colocar a máquina em funcionamento

Etapa	Imagens correspondentes às etapas
1 - Escolher na consola qual a referência de tubo espiral com que se pretende trabalhar.	



Etapa	Imagens correspondentes às etapas
2 - A máquina irá afinar o seu comprimento de acordo com a referência escolhida, através do conjunto 023.	 <p>Afinação do equipamento</p>
3 – Retirar o <i>gabarit</i> para fora da máquina e aplicar os <i>gabarits</i> correspondentes à referência com que se vai trabalhar.	
4 – Depois de colocados os <i>gabarits</i> em posição, o operador deve ajustar o posicionamento do conjunto passa não passa.	
5 – Afinar a posição do batente do eixo pneumático que vai transportar as espirais até à entrada da linha.	
6 – Afinar a gaveta de alimentação.	

Etapa	Imagens correspondentes às etapas
7 – Encher a gaveta de alimentação com o tubo espiral da referência que se selecionou.	
8 – Encher todos os alimentadores vibratórios com os respectivos terminais.	

Só depois de todos os passos acima descritos estarem completos, é que o operador pode colocar a máquina em funcionamento. Depois de a máquina se encontrar em funcionamento, o operador deve ter os seguintes cuidados:

- Manter a gaveta de alimentação com espirais lá dentro;
- Garantir que os alimentadores vibratórios têm terminais suficientes para poderem funcionar corretamente;
- Verificar quando é que o sistema de extração está cheio.

Caso ocorra algum acidente ou mau funcionamento do equipamento, deve-se acionar assim que possível o botão de emergência que se encontra na consola, parando por completo todo o equipamento. Depois de o equipamento estar parado, deve proceder-se ao levantamento do que se sucedeu e reportar ao fabricante para análise.

#### 3.5.14.2 Funções do equipamento

Esta máquina de preparação de espiral apresenta as seguintes funcionalidades:

- Capacidade de trabalhar com tubo espiral de vários tamanhos;
- Puncionagem dos dois extremos do tubo espiral com terminais de plástico;
- Efetuar a medição do comprimento total da espiral, já com os terminais, e separar os conjuntos conformes, dos não conformes;
- Ser capaz de conseguir inserir massa dentro do tubo espiral, para permitir um melhor deslizamento do cabo de aço;
- A máquina consegue efetuar o tratamento das pontas do tubo espiral, de forma a facilitar a sua entrada no terminal.




#### 3.5.14.3 Cuidados de segurança

Tanto o manuseamento como a manutenção deste equipamento devem ser efetuados por operadores devidamente qualificados, e que sigam as seguintes regras:

- Aquando de uma operação de manutenção, deve-se garantir que tanto o sistema elétrico como pneumático se encontram devidamente isolados, para evitar acidentes;
- Durante o manuseamento do equipamento, o operador deve sempre ter em consideração a sinalização que se encontra presente no equipamento;
- Durante o processo de manutenção do equipamento, deve existir sempre o máximo dos cuidados por parte do técnico.

Tal como se encontra referido acima, um dos fatores mais importantes a nível da segurança do operador é a sinalização que se encontra presente na máquina. Essa sinalização permite ao operador ter uma noção da perigosidade de alguns dos componentes que se encontram na máquina, podendo assim adequar o seu comportamento de forma a evitar acidentes. Alguma da sinalização presente neste equipamento encontra-se na Tabela 49.

Tabela 49. Alguma da sinalização encontrada no equipamento

Sinal	Significado
	Este sinal alerta o operador para o perigo de eletrocussão. Caso se pretenda fazer alguma verificação em locais onde este sinal se encontra presente, é necessário garantir que o equipamento não se encontra a ser alimentado por corrente elétrica.
	Este sinal alerta para o perigo de esmagamento causado por dois componentes que apresentam mobilidade. Em locais onde esta sinalética se encontrar presente, é expressamente proibido colocar as mãos enquanto o equipamento estiver em funcionamento.
	Esta sinalética adverte o operador para a existência de vários perigos, no local em que o sinal se encontra.
	Este sinal adverte o operador da máquina a um local onde poderá existir proteção de partículas.
	Este sinal informa o operador da necessidade de utilizar luvas de proteção enquanto se encontra em contacto com o equipamento.
	Este sinal indica ao operador que é necessário a utilização de óculos de proteção, enquanto se encontra em contacto com o equipamento.
	Este sinal indica que o operador deverá, enquanto estiver em contacto com o equipamento, usar uma bata de proteção.

# CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS



## 4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 4.1 CONCLUSÕES









Este trabalho permitiu à empresa poder melhorar significativamente um dos seus conjuntos mais utilizado, que é o conjunto do passo peregrino. Também se efetuaram melhorias/ inovações em alguns dos restantes conjuntos da máquina desenvolvida neste relatório, o que é uma mais-valia para a empresa.

Em termos pessoais, o estágio curricular realizado na empresa permitiu ter uma interação constante com as várias fases da construção de uma máquina revelando-se assim uma nova fonte de aprendizagem, que acaba por complementar todas as bases teóricas já adquiridas anteriormente. Outro aspeto importante foi a integração no mundo empresarial. Este estágio serviu como uma primeira abordagem ao mundo empresarial acabando depois por se tornar numa oportunidade de emprego na empresa PR-Metal.

Os objetivos deste trabalho, Tabela 50, foram cumpridos quase na totalidade. Um dos objetivos que não foi possível verificar se foi cumprido ou não, foi o tempo de ciclo requerido pelo cliente. Apesar de todos os componentes estarem dimensionados de forma a proporcionar uma resposta rápida quando são solicitados, não é possível afirmar com clareza que o tempo de ciclo está cumprido, sem que se efetuem todos os ensaios necessários, ensaios esses que só podem ser efetuados quando o equipamento se encontrar totalmente montado e com todas as afinações realizadas. Já relativamente à preparação da máquina para alimentação de tubo estrela o espaço encontra-se criado na máquina, no entanto, não se avançou com um sistema que fosse capaz de efetuar essa ação de forma eficaz porque o cliente final não pretendeu aplicar esse conjunto nesta fase.

Neste trabalho não foi abordada a componente eletrónica do equipamento pois não se enquadra no âmbito deste trabalho.

Tabela 50. Conclusões do trabalho

Objetivos	Conclusões	Verificado / Não Verificado
Desenvolver um equipamento que seja capaz de trabalhar de forma autónoma com várias referências de tubo espiral, nas quais pode variar o comprimento da espiral ou o tipo de terminal a ser utilizado.	Assim que se seleciona a referência com que se pretende trabalhar a máquina apresenta autonomia suficiente para trabalhar sem a presença de um operador, que apenas necessita de garantir que existem terminais e espirais suficientes para a máquina trabalhar.	
Desenvolver uma máquina que esteja preparada para alimentar, caso o cliente final pretenda, tubo estrela pela parte exterior da espiral.	O espaço para introdução de tubo estrela encontra-se criado na máquina. No entanto, caso o cliente pretenda acrescentar esse processo á máquina é necessário realizar algumas alterações mecânicas.	
Efetuar o maior número de melhorias possíveis nos conjuntos a ser utilizados.	Os conjuntos que apresentavam mais problemas neste tipo de equipamentos foram alvo de grandes melhorias, fazendo com que a produtividade da máquina seja aumentada.	
O equipamento deve apresentar um tempo de ciclo de 9 s;	O tempo de ciclo não foi determinado porque não houve oportunidade de testar a máquina em funcionamento.	
Utilizar, em termos de componentes pneumáticos, a marca SMC o mais possível;	Com exceção do cilindro pneumático utilizado no conjunto da extração todos os outros acessórios pneumáticos são da marca SMC, tal como era pretendido pelo cliente final.	
Apresentar espaço para um total de cinco ferramentas de puncionagem;	A máquina apresenta espaço suficiente para uma totalidade de cinco ferramentas de encravamento mecânico, apesar de inicialmente apenas estarem aplicadas três.	
Garantir a segurança do operador em caso de falha de algum dos sistemas presentes na linha de montagem;	O equipamento segue a DIRECTIVA 2006/42/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 17 de Maio de 2006 (relativa às máquinas e que altera a Directiva 95/16/CE), o que faz com que a segurança do operador esteja assegurada-	
O equipamento deve estar projetado para puncionar vários tipos de terminais.	O equipamento encontra-se atualmente projetado para funcionar com dois tipos de terminais diferentes.	

## 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Para possíveis trabalhos futuros servem as seguintes orientações:

- Implementação de alimentação de tubo estrela, juntamente com a alimentação de tubo espiral;
- Novos desenvolvimentos no sistema de passo peregrino, que permitem melhorar ainda mais o rendimento da máquina;

O primeiro ponto referido acima não foi possível integrar neste relatório devido ao facto de o cliente final não pretender que a introdução de tubo estrela, no exterior da espiral, fosse aplicada de imediato. Relativamente à segunda sugestão de trabalhos futuros não foi possível melhorar ainda mais o sistema de passo peregrino para não atrasar a fase de projeto da máquina, o que faz com que ainda esteja algum trabalho por fazer, principalmente relativamente no número de espirais que se encontram na máquina ao mesmo tempo. Apesar de o conjunto atual do passo peregrino já apresentar grandes melhorias neste campo (passou-se de 8% para aproximadamente 35% o número de espirais na máquina a serem trabalhadas) ainda é possível otimizar ainda mais este valor.





**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] Aguiar, A. (2017) *Como surgiu o primeiro carro do mundo*. E-konomista. Acedido em 25 de julho de 2018 em <https://www.e-konomista.pt/artigo/primeiro-carro-do-mundo/>.
- [2] Costa, L. (2016) A história e genialidade do automóvel. *Associação de Engenharia, Arquitetura e Agronomia de Ribeirão Preto*, 250: 5-10.
- [3] Daimler, *Company History*, 2018. Acedido em 23 de Maio de 2018 em <https://www.daimler.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html>.
- [4] Digital Colletions, *1899 Baker electric automobile*, 2018. Acedido em 23 de Maio de 2018 <https://www.daimler.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html>.
- [5] OICA, *Production Statistics*, 2018. Acedido em 13 de Março de 2018 em <http://www.oica.net/production-statistics/>.
- [6] Rosa, J. (2016) *Portugal: Um país produtor de automóveis*. *Portugal Global*. Maio. (8-11).
- [7] AFIA (2014) *Fabricantes de Componentes para a Indústria Automóvel*. *Jornal de Notícias*, pp. 1–8. Acedido em 25 de Julho de 2018 em [https://afia.pt/wp-content/uploads/2018/09/afia\\_industria\\_componentes\\_automoveis.pdf](https://afia.pt/wp-content/uploads/2018/09/afia_industria_componentes_automoveis.pdf).
- [8] Moreira, T. (2016) *Componentes para automóveis: Um cluster português em crescimento*. *Portugal Global*. Julho. (8-11).
- [9] Reis, L. (2001) *Factores Estratégicos de Desenvolvimento da Indústria de Componentes para Automóvel em Portugal - Os Determinantes da Qualidade das Empresas*. Dissertação de Mestrado, IST, Lisboa, 2001.
- [10] Magalhães, A. (2017) *Projeto de sistema de manipulação de arames*. Dissertação de Mestrado, ISEP, Porto, 2017.
- [11] Jocou, P. e Lucas, F. (1992). *No Coração da Mudança: A Qualidade Total como Projecto de gestão*. Portugal : Edições CETOP, 1992.

- [12] Treville, Suzanne de. Et al. (2004). *From supply chain to demand chain: the role of lead time reduction in improving demand chain performance*. Boston : Elsevier, 2004.
- [13] Magalhães, A. (2017) *Projeto de sistema de manipulação de arames*. Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2017
- [14] Araújo, W. (2014) *Optimização de processo semiautomático de fabrico de componentes para automóveis*. Dissertação de Mestrado, ISEP, Porto, 2014.
- [15] Volpato, G. (1999) *New perspectives on automation*. Springer Automation in Automotive Industries. 1 (ed.) pp. (11-30). Verlag Berlin Heidelberg.
- [16] Gupta, A.K.; Arora, S.K. (2013) *Industrial automation and robotics. 2nd ed., New Delhi: Laxmi Publications*.
- [17] Electrical Technology, *What is Industrial Automation, Their Types and Hierarchy of an Industrial Automation System*, 2018. Acedido em 25 de Junho de 2018 em <https://www.electricaltechnology.org/2015/09/what-is-industrial-automation.html>
- [18] Albus, J. S. (1990) *Robotics: where has it been? Where is it going?. Robotics and Autonomous Systems*, 6: 199-219.
- [19] Cyberneticzoo, *1969 – GE Walking Truck – Ralph Mosher (American)*, 2018. Acedido em 25 de Junho de 2018 em <http://cyberneticzoo.com/walking-machines/1969-ge-walking-truck-ralph-mosher-american/>
- [20] Cyberneticzoo, *1958-9 – GE Handyman – Ralph Mosher (American)*, 2018. Acedido em 25 de Junho de 2018 em <http://cyberneticzoo.com/walking-machines/1969-ge-walking-truck-ralph-mosher-american/>
- [21] HU, S.J. et al. (2011) *Assembly system design and operation for product variety*. CIRP Annals – Manufacturing Technology, 60:715-733.
- [22] Pellegrinelli, S. et al. (2016) *Multi-robot spot welding cells for car-body assembly: Design and motion Planning*. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 44:97-116
- [23] Welding Productivity, *STRATEGIES THAT FIGHT DOWNTIME IN ROBOTIC RESISTANCE SPOT WELDING CELLS*, 2018. Acedido em 29 de Junho de 2018 em <http://weldingproductivity.com/article/spot-on/>

- [24] Laser Specialists, *Laser Cutting for the Automotive Industry*, 2018. Acedido em 30 de Junho de 2018 em <http://laserspecialists.com/laser-cutting-for-the-automotive-industry/>
- [25] G. Boothroyd (1984) *Use of Robots in Assembly Automation*. CIRP Ann. 33:475–484.
- [26] Bauer, J.M. et al. (2015) Development Trends in Automation and Metrology. IFAC-PapersOnLine, 48-24:168-172.
- [27] Weckenmann, A.; Hartmann, W. (2013) *Function-oriented method for the definition and verification of microstructured surfaces*. Precision Engineering, 37: 684-693.
- [28] Parasuraman, R.; Riley, V. (1997) *Humans and Automation: Use, Misuse, Disuse, Abuse*. Human Factors: The journal of the Human Factors and Ergonomics Society, 39: 230-253
- [29] Wiener E.L. (1989) *Human Factors of Advanced Technology ("Glass Cockpit") Transport Aircraft*. Nasa Contractor Report 177528
- [30] Transfermarket, *Cabos de travão de mão e de embraiagem*, 2018. Acedido em 02 de Julho de 2018 em <https://www.trwaftermarket.com/pt/ligeiros-de-passageiros/acionamento-de-travoes/cabos-de-travao-de-mao--embraiagem/>
- [31] Hi-Lex, *Automotive Products*, 2006. Acedido em 04 de Julho de 2018 em [http://www.hi-lex.com/Automotive\\_page.htm](http://www.hi-lex.com/Automotive_page.htm).
- [32] Cimaf, *Cabo de aço AFP trançado*, 2016. Acedido em 10 de Julho de 2018 em <https://www.fg.com.br/cabo-de-aco-afp-trancado-6x41-5-8--16mm-ruptura-15100kg--cimaf/p>.
- [33] Flexcable, *Cabo de Aço com Terminal em Zamak*, 2016. Acedido em 11 de Julho de 2018 em <http://www.flexcable.com.br/galeria/cabo-de-aco-com-terminal-em-zamak>.
- [34] Figueiredo, D. (2018) *A new concept of automotive wire ropes production including the coated metallic cable strip operation before die casting injection*. *Procedia Manufacturing*
- [35] Campilho, R.D.S.G., 2012. *Método de Elementos Finitos: Ferramenta para Análise Estrutura*, Publindústria, Porto, p. 205. ISBN 978-989-723-028-8.

- [36] Silva, G. (2017) *Desenvolvimento do Projeto Mecânico de uma Máquina Alimentadora de Barras para Centros de Torneamento*. Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2017
- [37] Silva, A.J.S.; Santos, A.M.A (2014) *Automação Pneumática. 3 ed., Publindústria*, Porto. ISBN 9789897230721
- [38] Hiwin Corporation (2017). Linear Guideways. Acedido em 15 de Julho de 2018 em <https://www.hiwin.com/linear-guideways.html>.
- [39] SMC (2001). *Mechanically Jointed Rodless Cylinder MY1 Series*, p. V. Consultado em 16 de Março de 2018 em [https://content2.smcetech.com/pdf/CG1-Z-C\\_EU.pdf](https://content2.smcetech.com/pdf/CG1-Z-C_EU.pdf)
- [40] Macedo, M. A. (2011) *Contribuição Metodológica Para a Determinação Da Criticidade de Equipamentos Na Gestão Da Manutenção*. Dissertação de Mestrado, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2011
- [41] Fluidotronica (2011). *Alimentador vibratório*. Acedido em 12 de Junho de 2018 em [http://www.fluidotronica.com/pt/media.422/imagens\\_e\\_videos.427/imagens\\_e\\_videos.a1580.html](http://www.fluidotronica.com/pt/media.422/imagens_e_videos.427/imagens_e_videos.a1580.html)

**ANEXOS**





## 6 ANEXOS

### 6.1 Anexo 1

#### 6.1.1 Listagem de compras do material normalizado

##### Listagem de compras

Conjunto	Subconjunto	Referencia	Quantidade
01_Alimentador	011	CDG1BA40-200Z	1
01_Alimentador	011	JA40-14-150-M14x1.5	1
01_Alimentador	011	KH16 PP	6
01_Alimentador	011	Mola 10x25	4
01_Alimentador	011	PAP0610 P10	4
01_Alimentador	012	KH12 PP	4
01_Alimentador	012	RBC1412	1
01_Alimentador	012	MY1B32-1650Z	1
01_Alimentador	012	SIEA-M8B-PU-S	1
01_Alimentador	012	SIEN-M12B-PS-S-L	2
01_Alimentador	012	Íman 5X4	41
01_Alimentador	013	PAP1015 P11	24
01_Alimentador	013	CDU16-10D	3
01_Alimentador	013	CDU16-20D	3
01_Alimentador	014	SIEN-M12B-PS-S-L	1
01_Alimentador	014	Esquadros 48x48 Al	4
01_Alimentador	014	CD85E12-10-B	6
01_Alimentador	014	HGW25CAZ0C+KH	2
01_Alimentador	015	HGW25CAZ0C+KH	2
01_Alimentador	015	HGR25R1200C l=1200; e=40	1
01_Alimentador	015	GN 817-8-8-8-B-NI	2
01_Alimentador	015	RBC1412 + tampa	1
01_Alimentador	016	HGR25R1300C l=1300; e=20	1
01_Alimentador	016	Perfil 50X100 Light L=1392	1
01_Alimentador	016	Perfil 50X100 Light L=292	2
01_Alimentador	016	Tampas 50X100	4
01_Alimentador	016	Esquadros 100X100	4
01_Alimentador	016	Esquadros 48x48 Al	4

02_Sistema do passo peregrino	021	HGW25CAZ0C+KH	6
02_Sistema do passo peregrino	021	HGW15CAZ0C+ZW	12
02_Sistema do passo peregrino	021	HGR15R350 C l=350; e=30	12
02_Sistema do passo peregrino	021	SIEN-M12B-PS-S-L	88
02_Sistema do passo peregrino	021	PAP1010 P11	12
02_Sistema do passo peregrino	021	PAP1015 P11	12
02_Sistema do passo peregrino	021	Freio DIN 471 10x1	48
02_Sistema do passo peregrino	021	Íman 6X6	88
02_Sistema do passo peregrino	022	JA40-12-125	1
02_Sistema do passo peregrino	022	KH20 PP	24
02_Sistema do passo peregrino	022	Patim HGW30	12
02_Sistema do passo peregrino	022	HGR25R1300C l=1300; e=20	6
02_Sistema do passo peregrino	022	HGR30R828.8C l=828,8; e=20	6
02_Sistema do passo peregrino	022	CD55B63-35M	3
02_Sistema do passo peregrino	022	CD55B63-100M	1
02_Sistema do passo peregrino	022	SIEN-M8B-PS-S-L	2
02_Sistema do passo peregrino	023	HGR25R1500C l=1500; e=20	4
02_Sistema do passo peregrino	023	HGW25CAZ0C+KH	8
02_Sistema do passo peregrino	023	50X100X4400 Reforçado + Tampas	4
02_Sistema do passo peregrino	023	40X80X375 Reforçado + Tampas	8
02_Sistema do passo peregrino	023	Íman 6X4	88

peregrino			
02_Sistema do passo peregrino	023	Íman 5X5	85
02_Sistema do passo peregrino	024	CHM-25-25-56-B14-B3-CHT	1
02_Sistema do passo peregrino	024	DIN 981 KM 2	3
02_Sistema do passo peregrino	024	ISO 2982-2 15x21 MB2	3
02_Sistema do passo peregrino	024	Fêmea TR.24x5	3
02_Sistema do passo peregrino	024	Corrente 081-1	5
02_Sistema do passo peregrino	024	INA 2203-2RS-TVH	6
02_Sistema do passo peregrino	024	DIN 6885 A A 5x5x14	3
02_Sistema do passo peregrino	024	081-1 1/2" x 1/8" Z14	3
02_Sistema do passo peregrino	024	TR.24x5x3000	2
02_Sistema do passo peregrino	024	DIN 6885 A A 4x4x50	1
02_Sistema do passo peregrino	024	E6B2_CWZ5B_2000p_0.5M_OMS	1
03_Estações do Passo Peregrino	031	CD85E16-25-B	4
03_Estações do Passo Peregrino	031	Rotula JA15-6-100	4
03_Estações do Passo Peregrino	032	CDQMB20-35	27
03_Estações do Passo Peregrino	032	CQMB32-35	4
03_Estações do Passo Peregrino	032	CDQMB20-35	26
03_Estações do Passo Peregrino	032	KH12-PP	52
03_Estações do Passo Peregrino	032	CQMB32-35	4
03_Estações do Passo Peregrino	033	PAP 0810 P11	32

03_Estações do Passo Peregrino	033	KH12-PP	16
03_Estações do Passo Peregrino	033	RMN 56 M	4
03_Estações do Passo Peregrino	033	CD85E16-25-B	4
03_Estações do Passo Peregrino	033	Rotula Ja15 - 6-100	4
03_Estações do Passo Peregrino	033	PMDFRS0014	4
03_Estações do Passo Peregrino	033	PMDBRO0003	4
03_Estações do Passo Peregrino	034	Casquilho Tipo A 15x20x10	1
03_Estações do Passo Peregrino	034	CD85E16-10-B	1
03_Estações do Passo Peregrino	034	JA15-6-100	2
03_Estações do Passo Peregrino	034	KQ2H08-G01A	2
03_Estações do Passo Peregrino	034	CD85E12-20-B	1
03_Estações do Passo Peregrino	034	PAP1515-P11	1
03_Estações do Passo Peregrino	036	CD85E12-45-B	2
03_Estações do Passo Peregrino	036	Rotula JA15-6-100	3
03_Estações do Passo Peregrino	036	SIEN-M8B-PS-S-L	3
03_Estações do Passo Peregrino	036	CD85E12-55-B	1
03_Estações do Passo Peregrino	038	SIEA-M30B-UI-S	2
03_Estações do Passo Peregrino	038	CD85E12-10-B	2
03_Estações do Passo Peregrino	038	JA15-6-100	2
03_Estações do Passo Peregrino	038	KH06-PP	8
03_Estações do Passo	039	PAP 0810 P11	16

Peregrino			
03_Estações do Passo Peregrino	039	CD85E12-25-B	2
03_Estações do Passo Peregrino	039	Rotula JA15-6-100	2
03_Estações do Passo Peregrino	039	KH10-PP	8
04_Manipuladores de Entrada	041	RBC1006	2
04_Manipuladores de Entrada	041	CD85E20-250-B	2
04_Manipuladores de Entrada	041	CDQMB20-50	2
04_Manipuladores de Entrada	041	MHZ2-20D	2
04_Manipuladores de Entrada	041	Rótula JA20-8-125	2
04_Manipuladores de Entrada	041	HGH15CAZ0C+ZW	4
04_Manipuladores de Entrada	041	HGR15R490C l=490; e=20	2
04_Manipuladores de Entrada	041	KH16 PP	4
05_Estrutura + Proteções	051	Pés LV-A-100-14-AS-SST-M16x68	22
05_Estrutura + Proteções	051	MAS0608030R5	2
05_Estrutura + Proteções	053	TE4- marca BEA	1
05_Estrutura + Proteções	053	627-2Z	1
06_Puncionagem	061	KH16-PP	12
06_Puncionagem	061	CD55B80-40M	3
06_Puncionagem	061	L0=20 De=6 d=1	12
06_Puncionagem	061	L0=25 De=10 d=1	3
07_Extração	071	INA FAG LASE20-xl-n	2
07_Extração	071	DSR-25-180-P	1
07_Extração	072	Pega M_443_140 AE-V0	1
07_Extração	072	Rodas RE.C6-040-CBF	4
08_Manipulação+Vibradores	081	CD85N20-250C-B	2
08_Manipulação+Vibradores	081	CD55B20-20M	3
08_Manipulação+Vibradores	081	MHZ2-20D2	3
08_Manipulação+Vibradores	081	HGW20CAZ0C+ZW	2
08_Manipulação+Vibradores	081	HGR20R450C l=450; e=20	2
08_Manipulação+Vibradores	081	Rótula JA20-8-125	2

08_Manipulação+Vibradores	081	Esquadro 40x40	18
08_Manipulação+Vibradores	081	Esquadro 160x60	4
08_Manipulação+Vibradores	081	Perfil Alumínio 40X40X700	2
08_Manipulação+Vibradores	081	Perfil Alumínio 40X40X840	2
08_Manipulação+Vibradores	081	Perfil Alumínio 40X40X105	4
08_Manipulação+Vibradores	081	Perfil Alumínio 40X40X200	4
08_Manipulação+Vibradores	081	Tampas 40X40	16
08_Manipulação+Vibradores	081	Rolamentos KH12	6
08_Manipulação+Vibradores	081	LEFB25UNYS-1200	1
08_Manipulação+Vibradores	081	Perfil Alumínio 50X100X452,5	1
08_Manipulação+Vibradores	081	HGH25CAZ0C+KH	2
08_Manipulação+Vibradores	081	HGR25R1650C l=1650; e=20	1
08_Manipulação+Vibradores	082	Vibrador 300	3
08_Manipulação+Vibradores	082	Perfil Alumínio 40X40X300	3
08_Manipulação+Vibradores	082	SOOC-TB-M4-1-R25	6
08_Manipulação+Vibradores	082	CDJP2B6-5D-B	6
08_Manipulação+Vibradores	082	Esquadro 40X40	6
08_Manipulação+Vibradores	082	Tampas 40X40	3
08_Manipulação+Vibradores	083	JA15-6-100	3
08_Manipulação+Vibradores	083	CD85E12-60-B	3
08_Manipulação+Vibradores	083	CDJP2B6-5D-B	6
08_Manipulação+Vibradores	083	MDSUB1-180S	3
08_Manipulação+Vibradores	083	SOOC-TB-M4-1-R25	12
08_Manipulação+Vibradores	083	KH-10-PP	12
09_Gabarits	091	Perfil Alumínio 40X80X2610	1
09_Gabarits	091	Patim HGW25CAZ0C	3
09_Gabarits	091	CDU16-30D	3
09_Gabarits	091	Kh10-PP	24
09_Gabarits	091	GN 822_1-5-C-NI	2
09_Gabarits	091	GN 607_1-8-A-NI	1

### 6.1.2 Listagem de compras de componentes a fabricar

Referência	Quantidade	Material
164-17-01101	1	CK45
164-17-01101_MIR1	1	CK45
164-17-01102	1	CK45
164-17-01103	1	CK45
164-17-01103_MIR	1	CK45
164-17-01104	2	CK45
164-17-01105	2	Varão INA

---

164-17-01106	2	Nylon
164-17-01107	2	CK45
164-17-01108	1	CK45
164-17-01109	1	PE 1000
164-17-01110	1	CK45
164-17-01111	4	Varão INA
164-17-01112	4	CK45
164-17-01113	1	CK45
164-17-01114	1	Alumínio
164-17-01115	1	Inox
164-17-01116	1	CK45
164-17-01116_MIR	1	CK45
164-17-01117	2	Varão INA
164-17-01118	1	Alumínio
164-17-01119	1	Alumínio
164-17-01120	1	CK45
164-17-01121	1	CK45
164-17-01125	1	Alumínio
164-17-01201	1	CK45
164-17-01202	1	CK45
164-17-01203	2	CK45
164-17-01205	2	Varão INA
164-17-01206	1	CK45
164-17-01207	3	CK45
164-17-01208	1	CK45
164-17-01209	1	CK45
164-17-01210	1	CK45
164-17-01212	1	Alumínio
164-17-01217	1	CK45
164-17-01218	1	CK45
164-17-01219	1	K110
164-17-01220	1	K110
164-17-01221	1	CK45
164-17-01225	1	CK45
164-17-01227	1	Alumínio
164-17-01228	1	Alumínio
164-17-01229	1	Alumínio
164-17-01230	1	Alumínio
164-17-01231	1	K110
164-17-01232	2	CK45

---



---

164-17-01233	1	CK45
164-17-01234	1	CK45
164-17-01235	4	CK45
164-17-01236	1	CK45
164-17-01237	1	CK45
164-17-01238	1	CK45
164-17-01302	3	Alumínio
164-17-01303	6	Alumínio
164-17-01305	24	Alumínio
164-17-01306	3	Inox
164-17-01307	6	Varão INA
164-17-01316	3	Inox
164-17-01317	3	Alumínio
164-17-01318	6	Varão INA
164-17-01401	1	Alumínio
164-17-01402	3	CK45
164-17-01403	3	Nylon
164-17-01404	3	CK45
164-17-01405	4	Alumínio
164-17-01406	2	Alumínio
164-17-01408	2	Alumínio
164-17-01409	2	Alumínio
164-17-01410	2	CK45
164-17-01411	2	Alumínio
164-17-01412	2	CK45
164-17-01413	1	Alumínio
164-17-01414	2	Nylon
164-17-01415	6	CK45
164-17-01501	1	CK45
164-17-01502	1	CK45
164-17-01503	1	CK45
164-17-01504	1	CK45
164-17-01505	1	CK45
164-17-01601	1	Alumínio
164-17-02101	1	Alumínio
164-17-02102	12	CK45
164-17-02103	12	CK45
164-17-02104	6	K110
164-17-02105	6	K110
164-17-02106	24	K110

---

164-17-02107	3	CK45
164-17-02108	6	CK45
164-17-02109	6	CK45
164-17-02110	12	Alumínio
164-17-02111	12	K110
164-17-02112	12	Varão INA
164-17-02113	12	Varão INA
164-17-02114	12	K110
164-17-02115	3	CK45
164-17-02116	88	CK45
164-17-02117	1	Alumínio
164-17-02118	1	Alumínio
164-17-02119	1	Alumínio
164-17-02120	3	CK45
164-17-02121	3	CK45
164-17-02122	1	Alumínio
164-17-02123	1	Alumínio
164-17-02201	6	CK45
164-17-02202	6	CK45
164-17-02203	6	CK45
164-17-02203_MIR	6	CK45
164-17-02204	3	K110
164-17-02205	3	K110
164-17-02206	12	CK45
164-17-02207	3	CK45
164-17-02208	6	CK45
164-17-02209	3	K110
164-17-02210	12	Varão INA
164-17-02211	6	CK45
164-17-02212	24	CK45
164-17-02213	3	CK45
164-17-02214	6	CK45
164-17-02215	1	CK45
164-17-02216	1	CK45
164-17-02217	3	CK45
164-17-02218	4	CK45
164-17-02219	2	CK45
164-17-02301	4	CK45
164-17-02302	4	CK45
164-17-02303	8	CK45

164-17-02304	4	CK45
164-17-02305	4	CK45
164-17-02306	4	CK45
164-17-02307	24	CK45
164-17-02308	3	K110
164-17-02309	46	CK45
164-17-02310	39	CK45
164-17-02311	3	CK45
164-17-02312	1	CK45
164-17-02401	1	Normalizado
164-17-02402	3	Normalizado
164-17-02403	2	CK45
164-17-02404	5	Alumínio
164-17-02405	3	CK45
164-17-02407	3	CK45
164-17-02408	1	CK45
164-17-02409	1	CK45
164-17-02410	1	Alumínio
164-17-02411	2	Normalizado
164-17-02412	2	CK45
164-17-02413	6	CK45
164-17-02414	4	CK45
164-17-02415	6	CK45
164-17-02416	1	Alumínio
164-17-02417	1	Alumínio
164-17-02418	2	Inox
164-17-02419	2	Inox
164-17-02420	1	CK45
164-17-02421	1	CK45
164-17-02422	2	CK45
164-17-02423	1	CK45
164-17-02605_MIR	1	CK45
164-17-03101	4	Alumínio
164-17-03103	3	Bronze
164-17-03104	3	Alumínio
164-17-03105	4	Alumínio
164-17-03107	4	K110
164-17-03108	4	Alumínio
164-17-03109	1	Alumínio
164-17-03110	1	Bronze

---

164-17-03201	4	Alumínio
164-17-03202	4	Alumínio
164-17-03203	3	Nylon 6/6
164-17-03204	26	Alumínio
164-17-03206	4	Nylon 6/6
164-17-03207	15	Alumínio
164-17-03208	4	CK45
164-17-03209	11	Alumínio
164-17-03210	4	Nylon 6/6
164-17-03211	5	Nylon
164-17-03212	4	Nylon 6/6
164-17-03213	7	Nylon
164-17-03214	30	Varão INA
164-17-03215	15	CK45
164-17-03216	15	FR3
164-17-03217	15	Nylon
164-17-03218	2	Nylon
164-17-03219	1	Nylon
164-17-03220	15	CK45
164-17-03301	8	Alumínio
164-17-03302	8	Varão INA
164-17-03303	12	CK45
164-17-03304	4	CK45
164-17-03305	8	Varão INA
164-17-03306	8	Alumínio
164-17-03307	4	CK45
164-17-03308	4	CK45
164-17-03309	8	Varão INA
164-17-03310	4	CK45
164-17-03311	4	Alumínio
164-17-03312	4	CK45
164-17-03313	4	CK45
164-17-03315	4	CK45
164-17-03316	4	Alumínio
164-17-03317	4	CK45
164-17-03318	4	Inox
164-17-03319	4	CK45
164-17-03320	8	K110
164-17-03321	8	CK45
164-17-03322	8	CK45

---

---

164-17-03323	8	CK45
164-17-03324	4	Alumínio
164-17-03401	2	Alumínio
164-17-03402	1	Alumínio
164-17-03403	1	K110
164-17-03404	1	Alumínio
164-17-03405	2	Alumínio
164-17-03406	1	Alumínio
164-17-03407	1	Alumínio
164-17-03408	1	K110
164-17-03501	4	Alumínio
164-17-03502	4	CK45
164-17-03601	3	Alumínio
164-17-03602	2	Alumínio
164-17-03603	3	Alumínio
164-17-03604	3	Alumínio
164-17-03605	3	Bronze
164-17-03607	2	FR3
164-17-03608	2	Alumínio
164-17-03611	1	Alumínio
164-17-03613	1	FR3
164-17-03614	1	Alumínio
164-17-03801	2	Alumínio
164-17-03802	2	CK45
164-17-03803	2	K110
164-17-03804	2	Alumínio
164-17-03805	2	Alumínio
164-17-03806	2	Alumínio
164-17-03807	2	Alumínio
164-17-03808	4	Varão INA
164-17-03809	1	K110
164-17-03810	2	Varão INA
164-17-03811	1	K110
164-17-03901	4	Alumínio
164-17-03902	4	Varão INA
164-17-03903	2	CK45
164-17-03904	4	Alumínio
164-17-03905	4	Varão INA
164-17-03906	2	CK45
164-17-03907	6	CK45

---

164-17-03908	2	Alumínio
164-17-03909	2	Alumínio
164-17-03910	2	Alumínio
164-17-03911	2	Alumínio
164-17-03912	4	Varão INA
164-17-03913	2	Alumínio
164-17-03914	2	CK45
164-17-03915	2	Nylon
164-17-03916	2	CK45
164-17-04101	1	Alumínio
164-17-04101_MIR1	1	Alumínio
164-17-04102	2	CK45
164-17-04103	2	Alumínio
164-17-04104	2	Alumínio
164-17-04106	2	CK45
164-17-04107	2	CK45
164-17-04108	2	K110
164-17-04109	2	Alumínio
164-17-04110	4	Varão INA
164-17-04111	2	K110
164-17-04111_MIR	2	K110
164-17-05101	1	CK45
164-17-05101_Trave_1150x100	4	CK45
164-17-05101_Trave_4330x50	1	CK45
164-17-05101_Trave_4380x100	2	CK45
164-17-05101_Trave2_1150x100	1	CK45
164-17-05102	8	CK45
164-17-05102_Trave_1540x50	8	CK45
164-17-05103	1	CK45
164-17-05103_Trave_50x183	2	CK45
164-17-05103_Trave_139x3005	1	CK45
164-17-05103_Trave_1705x50	1	CK45
164-17-	1	CK45

05103_Trave_199x50		
164-17-05103_Trave_670x80	1	CK45
164-17-05104	1	CK45
164-17-05105	1	CK45
164-17-05106	1	CK45
164-17-05107	2	Chapa Azul FICO
164-17-05201	1	Policarbonato
164-17-05202	1	Policarbonato
164-17-05203	1	Policarbonato
164-17-05204	8	Policarbonato
164-17-05205	4	Policarbonato
164-17-05301	1	CK45
164-17-05302	1	CK45
164-17-05303	1	CK45
164-17-06101	3	K110
164-17-06102	3	CK45
164-17-06103	3	K110
164-17-06104	12	K110
164-17-06105	12	HSS
164-17-06106	12	Varão INA
164-17-06107	12	K110
164-17-06108	6	K110
164-17-06109	2	K110
164-17-06111	3	K110
164-17-06112	2	K110
164-17-06113	2	K110
164-17-06114	6	K110
164-17-06115	3	CK45
164-17-06116	3	Alumínio
164-17-06117	6	Varão INA
164-17-06118	3	CK45
164-17-06119	3	CK45
164-17-06120	6	CK45
164-17-06121	3	K110
164-17-06122	3	K110
164-17-07101	1	Inox
164-17-07102	1	CK45
164-17-07103	1	CK45
164-17-07104	2	CK45

164-17-07201	1	CK45
164-17-07202	1	Chapa Aço Vermelho
164-17-07203	1	Chapa Aço Vermelho
164-17-07204	1	Chapa Aço Vermelho
164-17-07205	1	Chapa Aço Vermelho
164-17-07206	1	Chapa Aço Cinza Escuro
164-17-07207	1	CK45
164-17-07208	1	Chapa Aço Vermelho
164-17-07209	1	Inox
164-17-08101	2	Alumínio
164-17-08101_MIR	2	Alumínio
164-17-08102	2	Alumínio
164-17-08103	2	Alumínio
164-17-08104	6	Varão INA
164-17-08105	2	Alumínio
164-17-08106	2	Alumínio
164-17-08107	2	Alumínio
164-17-08108	4	CK45
164-17-08109	2	Alumínio
164-17-08110	1	Alumínio
164-17-08111	1	Alumínio
164-17-08112	1	Alumínio
164-17-08113	3	CK45
164-17-08114	2	CK45
164-17-08115	1	CK45
164-17-08116	1	CK45
164-17-08117	1	Alumínio
164-17-08118	2	CK45
164-17-08119	1	Alumínio
164-17-08120	1	Alumínio
164-17-08120_MIR	1	Alumínio
164-17-08201	24	CK45
164-17-08202	12	CK45
164-17-08203	3	Alumínio
164-17-08204	12	CK45
164-17-08205	12	CK45
164-17-08206	1	Alumínio
164-17-08207	2	Alumínio
164-17-08208	3	Alumínio
164-17-08209	1	Alumínio



---

164-17-08211	1	Alumínio
164-17-08212	1	Alumínio
164-17-08301	3	CK45
164-17-08302	6	Varão INA
164-17-08303	3	CK45
164-17-08304	3	CK45
164-17-08305	6	Varão INA
164-17-08306	3	Nylon
164-17-08307	3	CK45
164-17-08308	3	Alumínio
164-17-08309	2	CK45
164-17-08310	2	Alumínio
164-17-08310_MIR	2	Alumínio
164-17-08311	3	CK45
164-17-08312	3	CK45
164-17-08313	3	CK45
164-17-08314	1	CK45
164-17-08315	1	Alumínio
164-17-08315_MIR1	1	Alumínio
164-17-09101	1	Alumínio
164-17-09102	3	CK45
164-17-09103	1	Nylon
164-17-09104	1	Nylon
164-17-09105	3	Alumínio
164-17-09106	3	CK45
164-17-09107	1	CK45
164-17-09108	1	CK45
164-17-09110	3	Inox
164-17-09111	9	CK45
164-17-09112	3	Alumínio
164-17-09113	24	Varão INA
164-17-09114	3	Alumínio
164-17-09115	3	Inox
164-17-09117	3	Alumínio
164-17-09118	3	Inox
164-17-09120	6	Alumínio
164-17-09122	3	CK45
164-17-09123	3	CK45

---

## 6.2 Anexo 2

### 6.2.1 Séries de Guias Lineares

Series	Assembly Height	Load	Square Tap hole	Flange		
				Tap hole	Drilled hole	Combination
HG	High	Heavy Load	HGH-CA	-	-	-
		Super Heavy Load	HGH-HA	-	-	-
	Low	Heavy Load	HGL-CA	HGW-CA	HGW-CB	HGW-CC
		Super Heavy Load	HGL-HA	HGW-HA	HGW-HB	HGW-HC
EG	Low	Medium Load	EGH-SA	EGW-SA	EGW-SB	-
		Heavy Load	EGH-CA	EGW-CA	EGW-CB	-
WE	Low	Heavy Load	WEH-CA	-	-	WEW-CC
MGN	-	Standard	MGN-C	-	-	-
		Long	MGN-H	-	-	-
MGW	-	Standard	MGW-C	-	-	-
		Long	MGW-H	-	-	-
MGN-0	-	Standard	MGN-C-0	-	-	-
		Long	MGN-H-0	-	-	-
MGW-0	-	Standard	MGW-C-0	-	-	-
		Long	MGW-H-0	-	-	-
QH	High	Heavy Load	QHH-CA	-	-	-
		Super Heavy Load	QHH-HA	-	-	-
	Low	Heavy Load	-	QHW-CA	QHW-CB	QHW-CC
		Super Heavy Load	-	QHW-HA	QHW-HB	QHW-HC
QE	Low	Medium Load	QEH-SA	QEW-SA	QEW-SB	-
		Heavy Load	QEH-CA	QEW-CA	QEW-CB	-
QW	Low	Heavy Load	QWH-CA	-	-	QWW-CC
CG	High	Heavy Load	CGH-CA	-	-	-
		Super Heavy Load	CGH-HA	-	-	-
	Low	Heavy Load	-	-	-	CGW-CC
		Super Heavy Load	-	-	-	CGW-HC
RG	High	Heavy Load	RGH-CA	-	-	-
		Super Heavy Load	RGH-HA	-	-	-
	Low	Heavy Load	RGL-CA	-	-	RGW-CC
		Super Heavy Load	RGL-HA	-	-	RGW-HC
QR	High	Heavy Load	QRH-CA	-	-	-
		Super Heavy Load	QRH-HA	-	-	-
	Low	Heavy Load	QRL-CA	-	-	QRW-CC
		Super Heavy Load	QRL-HA	-	-	QRW-HC

### 6.3 Anexo 3

#### 6.3.1 Características das guias lineares HGW

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)							Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)							Mounting Bolt for Rail (mm)	Basic Dynamic Load Rating C(kN)	Basic Static Load Rating C <sub>i</sub> (kN)	Static Rated Moment			Weight	
	H	H <sub>i</sub>	N	W	B	B <sub>i</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>e</sub>	H <sub>e</sub>	D	h	d	P	E				M <sub>x</sub>	M <sub>y</sub>	M <sub>z</sub>	Block kg	Rail kg/m
HGW15CA	24	4.3	16	47	38	4.5	30	39.4	61.4	8	4.85	5.3	M5	6	8.9	3.95	3.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	14.7	23.47	0.12	0.10	0.10	0.17	1.45
HGW20CA	30	4.6	21.5	63	53	5	40	50.5	77.5	10.25	6	12	M6	8	10	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	27.1	36.68	0.27	0.20	0.20	0.40	2.21	
HGW20HA								65.2	92.2	17.6															32.7	47.96	0.35	0.35	0.35			0.52
HGW25CA	36	5.5	23.5	70	57	6.5	45	58	84	10.7	6	12	M8	8	14	6	5	23	22	11	9	7	60	20	34.9	52.82	0.42	0.33	0.33	0.59	3.21	
HGW25HA								78.6	104.6	21															42.2	69.07	0.56	0.57	0.57			0.80
HGW30CA	42	6	31	90	72	9	52	70	97.4	14.25	6	12	M10	8.5	16	6.5	10.8	28	26	14	12	9	80	20	48.5	71.87	0.66	0.53	0.53	1.09	4.47	
HGW30HA								93	120.4	25.75															58.6	93.99	0.88	0.92	0.92			1.44
HGW35CA	48	7.5	33	100	82	9	62	80	112.4	14.6	7	12	M10	10.1	18	9	12.6	34	29	14	12	9	80	20	64.6	93.88	1.16	0.81	0.81	1.56	6.30	
HGW35HA								105.8	138.2	27.5															77.9	122.77	1.54	1.40	1.40			2.06
HGW45CA	60	9.5	37.5	120	100	10	80	97	139.4	13	10	12.9	M12	15.1	22	8.5	20.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	103.8	146.71	1.98	1.55	1.55	2.79	10.41
HGW45HA								128.8	171.2	28.9																125.3	191.85	2.63	2.68	2.68		
HGW55CA	70	13	43.5	140	116	12	95	117.7	166.7	17.35	11	12.9	M14	17.5	26.5	12	19	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	153.2	211.23	3.69	2.64	2.64	4.52	15.08
HGW55HA								155.8	204.8	36.4																184.9	276.23	4.88	4.57	4.57		
HGW65CA	90	15	53.5	170	142	14	110	144.2	200.2	23.1	14	12.9	M16	25	37.5	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	213.2	287.48	6.65	4.27	4.27	9.17	21.18
HGW65HA								203.6	259.6	52.8																277.8	420.17	9.38	7.38	7.38		

Note : 1 kgf = 9.81 N

#### 6.3.2 Características das guias lineares HGH

Model No.	Dimensions of Assembly (mm)							Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)							Mounting Bolt for Rail (mm)	Basic Dynamic Load Rating C(kN)	Basic Static Load Rating C <sub>i</sub> (kN)	Static Rated Moment			Weight	
	H	H <sub>i</sub>	N	W	B	B <sub>i</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	MxL	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>e</sub>	H <sub>e</sub>	D	h	d	P	E	M <sub>x</sub>				M <sub>y</sub>	M <sub>z</sub>	Block kg	Rail kg/m	
HGH15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	14.7	23.47	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45	
HGH20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	27.1	36.68	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21		
HGH20HA								65.2	92.2	12.6														32.7	47.96	0.35	0.35	0.35			0.39	
HGH25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	40	58	84	15.7	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	34.9	52.82	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21		
HGH25HA								78.6	104.6	18.5														42.2	69.07	0.56	0.57	0.57			0.69	
HGH30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	48.5	71.87	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47		
HGH30HA								93	120.4	21.75														58.6	93.99	0.88	0.92	0.92			1.16	
HGH35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	64.6	93.88	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30		
HGH35HA								72	105.8	22.5														77.9	122.77	1.54	1.40	1.40			1.92	
HGH45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	103.8	146.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41	
HGH45HA								128.8	171.2	28.9															125.3	191.85	2.63	2.68	2.68			3.61
HGH55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	153.2	211.23	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08	
HGH55HA								155.8	204.8	36.4															184.9	276.23	4.88	4.57	4.57			5.49
HGH65CA	90	15	31.5	126	76	25	90	144.2	200.2	43.1	14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	213.2	287.48	6.65	4.27	4.27	7.00	21.18	
HGH65HA								203.6	259.6	47.8															277.8	420.17	9.38	7.38	7.38			9.82

Note : 1 kgf = 9.81 N

## 6.4 Anexo 4

### 6.4.1 Características dos cilindros da série C55

## ISO Standards [ISO/21287] Compact Cylinder **Series C55**



### ⚠ Caution

Be sure to read before handling.

- ① Refer to back cover for Safety Instructions and "Handling Precautions for SMC Product" (M-E03-3) for Actuators and Auto Switches Precautions.
- ② This product should not be used as a stopper.
- ③ Use the PF thread fittings for this cylinder.

### Theoretical Output



Unit: N

Bore size (mm)	Operating direction	Operating pressure (MPa)		
		0.3	0.5	0.7
20	IN	71	118	165
	OUT	94	157	220
25	IN	113	189	264
	OUT	147	245	344
32	IN	181	302	422
	OUT	241	402	563
40	IN	317	528	739
	OUT	377	628	880
50	IN	495	825	1150
	OUT	589	982	1370
63	IN	841	1400	1960
	OUT	935	1560	2180
80	IN	1360	2270	3180
	OUT	1510	2520	3520
100	IN	2150	3580	5010
	OUT	2360	3930	5500

### Mounting Bracket Part No.

Bore size (mm)	Foot	Flange	Single clevis
20	C55-L020	C55-F020	C55-C020
25	C55-L025	C55-F025	C55-C025
32	C55-L032	C55-F032	C55-C032
40	C55-L040	C55-F040	C55-C040
50	C55-L050	C55-F050	C55-C050
63	C55-L063	C55-F063	C55-C063
80	C55-L080	C55-F080	C55-C080
100	C55-L100	C55-F100	C55-C100

- Order two foot brackets per cylinder.
- Parts belonging to each bracket are as follows. Foot, Flange, Single clevis/Body mounting bolt

### Specifications

Type	Pneumatic (Non-lube)	
Action	Double acting, Single rod	
Fluid	Air	
Proof pressure	1.5 MPa	
Maximum operating pressure	1.0 MPa	
Minimum operating pressure	0.05 MPa (ø20 to ø63), 0.03 MPa (ø80, ø100)	
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: -10 to 70°C (No freezing) With auto switch: -10 to 60°C (No freezing)	
Cushion	Rubber bumper on both end	
Stroke length tolerance <sup>Note)</sup>	+1.0 0 mm	
Mounting	Through-hole/Both ends tapped common	
Piston speed	ø20 to ø63	50 to 500 mm/s
	ø80, ø100	50 to 300 mm/s

Note) Stroke length tolerance dose not include the amount of bumper change.

### Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)
20 to 63	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 125, 150
80, 100	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 125

### Manufacture of Intermediate Stroke

Description	Dealing with the stroke by the 1 mm interval by using an exclusive body with the specified stroke
Part no.	Refer to "How to Order" for the standard model no. (page at left)
Stroke range	6 to 149
Example	Part no.: C55B32-47
	Makes 47 stroke tube

### Weight

#### Without Auto Switch

Unit: g

Bore size (mm)	Cylinder stroke (mm)														
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	125	150
20	111	124	137	150	163	176	189	202	215	228	254	306	357	422	487
25	152	168	183	199	214	230	246	261	277	292	323	386	448	526	603
32	250	273	295	317	339	362	384	406	428	451	495	584	673	785	896
40	315	339	364	388	412	436	461	485	509	533	582	679	776	897	1018
50	497	534	570	607	644	681	718	755	791	828	902	1049	1197	1381	1565
63	677	717	757	797	837	877	917	957	997	1037	1117	1277	1437	1638	1838
80	—	1164	1223	1281	1339	1398	1456	1514	1573	1631	1748	1981	2214	2506	—
100	—	2213	2295	2377	2459	2541	2623	2705	2787	2870	3034	3362	3690	4101	—

#### With Auto Switch (Built-in magnet)

Unit: g

Bore size (mm)	Cylinder stroke (mm)														
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	125	150
20	113	126	139	152	165	178	191	204	216	229	255	307	359	424	489
25	154	170	185	201	217	232	248	263	279	294	325	388	450	528	606
32	254	277	299	321	343	366	388	410	432	455	499	588	677	788	900
40	319	344	368	392	416	441	465	489	513	537	586	683	780	901	1022
50	502	539	575	612	649	686	723	760	796	833	907	1054	1202	1386	1570
63	685	725	765	805	845	885	925	965	1005	1045	1125	1285	1445	1645	1845
80	—	1188	1246	1305	1363	1421	1480	1538	1596	1654	1771	2004	2238	2529	—
100	—	2248	2330	2412	2494	2577	2659	2741	2823	2905	3069	3397	3726	4136	—

Add each weight of auto switches and mounting brackets when mounting an auto switches. Refer to pages 16 to 21 for auto switch weight.

## 6.4.2 Características do cilindro CD85E16-25-B

### Standard Specifications

Magnet	Built-in Magnet
Mounting	Double End
Bore Size	16mm
Stroke	25 mm
Cushion	Rubber Cushion
Rod Boot	None
Auto Switch Mounting Type	Band
Pressure medium	Compressed Air
Maximum temperature of pressure medium	80°C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60°C
Minimum temperature of pressure medium	-20°C [without condensation]
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10°C [without condensation]
Maximal operating pressure	1 MPa
Minimum operating pressure	0.05 MPa
Proof pressure	1.5 Mpa
Maximum ambient temperature	80°C
Maximum ambient temperature with magnet	60°C
Minimum ambient temperature	-20°C
Minimum ambient temperature with magnet	-10°C
Conform to the European RoHS Directive	Not conform
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	M5
Pneumatic output connection	M5
Mode of operation of drive	Double acting
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	100.6 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	86.4 N
Maximum piston speed	1500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper
Piston rod end	External thread
Geometric form of the piston rod	Single rod
Malethread of rod end	M6
Usable tubing material	PU
Weight	0.128 kg

### 6.4.3 Características do cilindro CDQMB20-35

#### Standard Specifications

Magnet	Magnet
Mounting	Standard
Bore Size	20mm
Port Thread	ø12-ø25); Rc (ø32-ø100
Stroke	35mm
Auto Switch	No Switch
Lead Wire or Prewired Connector	Or None in the Case of No Switch
Number	Or None in the Case of No Switch
Pressure medium	Air
Maximum temperature of pressure medium	70 °C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60 °C
Minimum temperature of pressure medium	-10 °C (with no freezing)
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10 °C (with no freezing)
Maximal operating pressure	1.0 MPa
Minimum operating pressure	0.1 MPa
Proof pressure	1.5 MPa
Maximum ambient temperature	70 °C
Maximum ambient temperature with magnet	60 °C
Minimum ambient temperature	-10 °C (with no freezing)
Minimum ambient temperature with magnet	-10 °C (with no freezing)
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	M5
Pneumatic exhaust connection	M5
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	157 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	118 N
Maximum piston speed	500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper on both ends
Usable tubing material	PU
Subfamily	Double Acting, Single Rod with bumper, CQM, Compact Cylinder/Guide Rod Type
Weight	0.213 kg

#### 6.4.4 Características do cilindro CDQMB32-35

##### Standard Specifications

Magnet	Magnet
Mounting	Standard
Bore Size	32mm
Port Thread	ø12-ø25); Rc (ø32-ø100
Stroke	35mm
Auto Switch	No Switch
Lead Wire or Prewired Connector	Or None in the Case of No Switch
Number	Or None in the Case of No Switch
Pressure medium	Air
Maximum temperature of pressure medium	70 °C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60 °C
Minimum temperature of pressure medium	-10 °C (with no freezing)
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10 °C (with no freezing)
Maximal operating pressure	1.0 MPa
Minimum operating pressure	0.1 MPa
Proof pressure	1.5 MPa
Maximum ambient temperature	70 °C
Maximum ambient temperature with magnet	60 °C
Minimum ambient temperature	-10 °C (with no freezing)
Minimum ambient temperature with magnet	-10 °C (with no freezing)
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	R 1/8
Pneumatic exhaust connection	R 1/8
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	402 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	302 N
Maximum piston speed	500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper on both ends
Usable tubing material	PU
Subfamily	Double Acting, Single Rod with bumper, CQM, Compact Cylinder/Guide Rod Type
Weight	0.379 kg

## 6.4.5 Características do cilindro CD85E16-10-B

### Standard Specifications

Magnet	Built-in Magnet
Mounting	Double End
Bore Size	16mm
Stroke	10 mm
Cushion	Rubber Cushion
Rod Boot	None
Auto Switch Mounting Type	Band
Pressure medium	Compressed Air
Maximum temperature of pressure medium	80°C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60°C
Minimum temperature of pressure medium	-20°C [without condensation]
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10°C [without condensation]
Maximal operating pressure	1 MPa
Minimum operating pressure	0.05 MPa
Proof pressure	1.5 Mpa
Maximum ambient temperature	80°C
Maximum ambient temperature with magnet	60°C
Minimum ambient temperature	-20°C
Minimum ambient temperature with magnet	-10°C
Conform to the European RoHS Directive	Not conform
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	M5
Pneumatic output connection	M5
Mode of operation of drive	Double acting
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	100.6 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	86.4 N
Maximum piston speed	1500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper
Piston rod end	External thread
Geometric form of the piston rod	Single rod
Malethread of rod end	M6
Usable tubing material	PU
Weight	0.117 kg



## 6.4.6 Características do cilindro CD85E12-20-B

### Standard Specifications

Magnet	Built-in Magnet
Mounting	Double End
Bore Size	12mm
Stroke	20 mm
Cushion	Rubber Cushion
Rod Boot	None
Auto Switch Mounting Type	Band
Pressure medium	Compressed Air
Maximum temperature of pressure medium	80°C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60°C
Minimum temperature of pressure medium	-20°C [without condensation]
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10°C [without condensation]
Maximal operating pressure	1 MPa
Minimum operating pressure	0.08MPa
Proof pressure	1.5 Mpa
Maximum ambient temperature	80°C
Maximum ambient temperature with magnet	60°C
Minimum ambient temperature	-20°C
Minimum ambient temperature with magnet	-10°C
Conform to the European RoHS Directive	Not conform
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	M5
Pneumatic output connection	M5
Mode of operation of drive	Double acting
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	56.6 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	42.4 N
Maximum piston speed	1500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper
Piston rod end	External thread
Geometric form of the piston rod	Single rod
Malethread of rod end	M6
Usable tubing material	PU
Weight	0.108 kg

## 6.4.7 Características do cilindro CDQMB20-50

### Standard Specifications

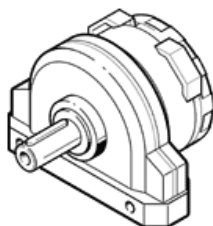
Magnet	Magnet
Mounting	Standard
Bore Size	20mm
Port Thread	ø12-ø25); Rc (ø32-ø100
Stroke	50mm
Auto Switch	No Switch
Lead Wire or Prewired Connector	Or None in the Case of No Switch
Number	Or None in the Case of No Switch
Pressure medium	Air
Maximum temperature of pressure medium	70 °C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60 °C
Minimum temperature of pressure medium	-10 °C (with no freezing)
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10 °C (with no freezing)
Maximal operating pressure	1.0 MPa
Minimum operating pressure	0.1 MPa
Proof pressure	1.5 MPa
Maximum ambient temperature	70 °C
Maximum ambient temperature with magnet	60 °C
Minimum ambient temperature	-10 °C (with no freezing)
Minimum ambient temperature with magnet	-10 °C (with no freezing)
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	M5
Pneumatic exhaust connection	M5
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	157 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	118 N
Maximum piston speed	500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper on both ends
Usable tubing material	PU
Subfamily	Double Acting, Single Rod with bumper, CQM, Compact Cylinder/Guide Rod Type
Weight	0.257 kg

## 6.4.8 Características do cilindro CD85E20-250-B

### Standard Specifications

Magnet	Built-in Magnet
Mounting	Double End
Bore Size	20mm
Stroke	250 mm
Cushion	Rubber Cushion
Rod Boot	None
Auto Switch Mounting Type	Band
Pressure medium	Compressed Air
Maximum temperature of pressure medium	80°C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60°C
Minimum temperature of pressure medium	-20°C [without condensation]
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10°C [without condensation]
Maximal operating pressure	1 MPa
Minimum operating pressure	0.05 MPa
Proof pressure	1.5 Mpa
Maximum ambient temperature	80°C
Maximum ambient temperature with magnet	60°C
Minimum ambient temperature	-20°C
Minimum ambient temperature with magnet	-10°C
Conform to the European RoHS Directive	Not conform
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	G 1/8
Pneumatic output connection	G 1/8
Mode of operation of drive	Double acting
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	157.1 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	132.0 N
Maximum piston speed	1500 mm/s
Type of cushioning	Rubber bumper
Piston rod end	External thread
Geometric form of the piston rod	Single rod
Malethread of rod end	M8
Usable tubing material	PU
Weight	0.478 kg

## 6.4.9 Características do cilindro DSR-25-180-P



## Ficha técnica

Característica	Valor
Data de envio	→ Visualizar
Dimensões	25
Ângulo de amortecimento	1,8 deg
Faixa de ajuste do ângulo de rotação	0 ... 180 deg
Ângulo de rotação	0 ... 180 deg
Amortecimento	P: Anéis/placas de amortecimento elástico nas posições finais de curso
Posição de instalação	Nos dois lados
Modo de operação	de dupla ação
Princípio construtivo	Aleta giratória
Deteção de posição	Sem
Pressão de trabalho	1,5 ... 8 bar
Frequência máxima oscilante a 6 bar	3 Hz
Meio operacional	Ar comprimido conforme ISO 8573-1:2010 [7:-:-]
Temperatura ambiente	-10 ... 60 °C
Torque teórico a 6 bar	5 Nm
Peso do produto	500 g
Tipo de fixação	com furo passante
Conexão pneumática	M5
Material do eixo de acionamento	Aço níquelado
Material das vedações	NBR

## 6.4.10 Características do cilindro CD85N20-250C-B

**Standard Specifications**

Magnet	Built-in Magnet
Mounting	Basic Integrated Clevis
Bore Size	20mm
Stroke	250 mm
Cushion	Air Cushion
Rod Boot	None
Auto Switch Mounting Type	Band
Pressure medium	Compressed Air
Maximum temperature of pressure medium	80°C
Maximum temperature of pressure medium with magnet	60°C
Minimum temperature of pressure medium	-20°C [without condensation]
Minimum temperature of pressure medium with magnet	-10°C [without condensation]
Maximal operating pressure	1 MPa
Minimum operating pressure	0.05 MPa
Proof pressure	1.5 Mpa
Maximum ambient temperature	80°C
Maximum ambient temperature with magnet	60°C
Minimum ambient temperature	-20°C
Minimum ambient temperature with magnet	-10°C
Conform to the European RoHS Directive	Not conform
Number of pneumatic connections	2 pcs.
Pneumatic input connection	G 1/8
Pneumatic output connection	G 1/8
Mode of operation of drive	Double acting
Theoretical cylinder force, advance stroke (at 0.5 MPa)	157.1 N
Theoretical cylinder force, return stroke (at 0.5 MPa)	132.0 N
Maximum piston speed	1500 mm/s
Type of cushioning	Air cushion
Piston rod end	External thread
Geometric form of the piston rod	Single rod
Malethread of rod end	M8
Usable tubing material	PU
Weight	0.498 kg

### 6.4.11 Características do cilindro da série CU



**JIS Symbol**  
Double acting,  
Single rod



**Made to Order Specifications**  
(For details, refer to P.43.)

Symbol	Specifications
-XB6	Heat resistant (150°C)
-XB7	Cold resistant (-40°C)
-XB9	Low speed (10 to 50 mm/s)
-XB13	Low speed (5 to 50 mm/s)
-XC19	Intermediate stroke (with a spacer built-in)
-XC22	Seals made of fluorine rubber

Refer to "Pneumatic Clean Series" catalog for clean room specifications.

#### Tightening Torque

When mounting Series CU, refer to the below table.

Bore size (mm)	Hexagon socket head cap screw dia. (mm)	Proper tightening torque (N·m)
6, 10	M3	1.08 ±10%
16	M4	2.45 ±10%
20, 25	M5	5.10 ±10%
32	M6	8.04 ±10%

#### Specifications

Bore size (mm)	6	10	16	20	25	32
Fluid	Air					
Proof pressure	1.05 MPa					
Maximum operating pressure	0.7 MPa					
Minimum operating pressure	0.12 MPa	0.06 MPa	0.05 MPa			
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: -10 to 70°C (No freezing) With auto switch: -10 to 60°C (No freezing)					
Lubrication	Non-lube					
Piston speed	50 to 500 mm/s					
Cushion	Rubber bumper					
Rod end thread	Male thread					
Thread tolerance	JIS Class 2					
Stroke length tolerance	±0.1 mm					

#### Standard Stroke

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)
6, 10, 16	5, 10, 15, 20, 25, 30
20, 25, 32	5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50

For "Long Stroke", refer to P. 36.

#### Minimum Stroke for Auto Switch Mounting

No. of auto switches mounted	Applicable auto switch		
	D-A9□, D-A9□V	D-M9□, D-M9□V	D-M9□W, D-M9□WV
1 pc.	5	5	5
2 pcs.	10	5	10

#### Theoretical Output


Bore size (mm)	Rod size (mm)	Operating direction	Piston area (mm <sup>2</sup> )	Operating pressure (MPa)		
				0.3	0.5	0.7
6	3	OUT	28.3	8.49	14.2	19.8
		IN	21.2	6.36	10.6	14.8
10	4	OUT	78.5	23.6	39.3	55.0
		IN	66.0	19.8	33.0	46.2
16	6	OUT	201	60.3	101	141
		IN	172	51.6	86.0	121
20	8	OUT	314	94.2	157	220
		IN	264	79.2	132	185
25	10	OUT	491	147	246	344
		IN	412	124	206	288
32	12	OUT	804	241	402	563
		IN	691	207	346	454

Weight/( ): Denotes the values with D-A93.

Model	Cylinder stroke (mm)							
	5	10	15	20	25	30	40	50
C(D)U6-□D	22 (27)	25 (35)	28 (38)	31 (41)	34 (44)	37 (47)	—	—
C(D)U10-□D	36 (41)	40 (50)	44 (54)	48 (58)	52 (62)	56 (66)	—	—
C(D)U16-□D	50 (75)	56 (86)	62 (92)	68 (98)	74 (104)	80 (110)	—	—
C(D)U20-□D	95 (128)	106 (143)	117 (154)	128 (165)	139 (176)	150 (187)	172 (209)	194 (231)
C(D)U25-□D	176 (230)	193 (252)	210 (269)	227 (286)	244 (303)	261 (320)	295 (354)	329 (388)
C(D)U32-□D	262 (335)	286 (364)	310 (388)	334 (412)	358 (436)	382 (460)	430 (508)	478 (556)

\* For the auto switch weight, refer to P.68 to 72.

## 6.4.12 Características do cilindro CDG1BA40-200Z


  
 (N)

Bore size (mm)	Rod size (mm)	Operating direction	Piston area (mm <sup>2</sup> )	Operating pressure MPa								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
20	8	OUT	314	62.8	94.2	126	157	188	220	251	283	314
		IN	264	52.8	79.2	106	132	158	185	211	238	264
25	10	OUT	491	98.2	147	196	246	295	344	393	442	491
		IN	412	82.4	124	165	206	247	288	330	371	412
32	12	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	691	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40	16	OUT	1260	252	378	504	630	756	882	1010	1130	1260
		IN	1060	212	318	424	530	636	742	848	954	1060
50	20	OUT	1960	392	588	784	980	1180	1370	1570	1760	1960
		IN	1650	330	495	660	825	990	1160	1320	1490	1650
63	20	OUT	3120	624	936	1250	1560	1870	2180	2500	2810	3120
		IN	2800	560	840	1120	1400	1680	1960	2240	2520	2800
80	25	OUT	5030	1010	1510	2010	2520	3020	3520	4020	4530	5030
		IN	4540	908	1360	1820	2270	2720	3180	3630	4090	4540
100	30	OUT	7850	1570	2360	3140	3930	4710	5500	6280	7070	7850
		IN	7150	1430	2150	2860	3580	4290	5010	5720	6440	7150

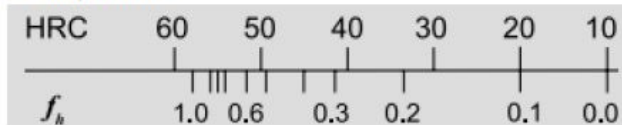
## 6.5 Anexo 5

### 6.5.1 Fatores para cálculo da Vida Útil de Guias Lineares

#### (1) Hardness factor ( $f_h$ )

In general, the raceway surface in contact with the rolling elements must have the hardness of HRC 58–62 to an appropriate depth. When the specified hardness is not obtained, the permissible load is reduced and the nominal life is decreased. In this situation, the basic dynamic load rating and the basic static load rating must be multiplied by the hardness factor for calculation.

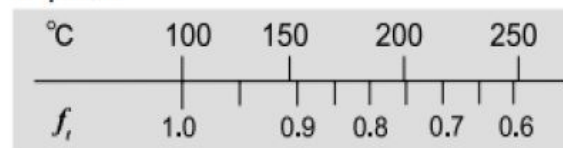
##### Raceway hardness



#### (2) Temperature factor ( $f_t$ )

Due to the temperature will affect the material of linear guide, therefore the permissible load will be reduced and the nominal service life will be decreased when over 100°C. Therefore, the basic dynamic and static load rating must be multiplied by the temperature factor. As some accessories are plastic which can't resist high temperature, the working environment is recommended to be lower than 100°C.

##### Temperature



#### (3) Load factor ( $f_w$ )

The loads acting on a linear guideway include the weight of slide, the inertia load at the times of start and stop, and the moment loads caused by overhanging. These load factors are especially difficult to estimate because of mechanical vibrations and impacts. Therefore, the load on a linear guideway should be divided by the empirical factor.

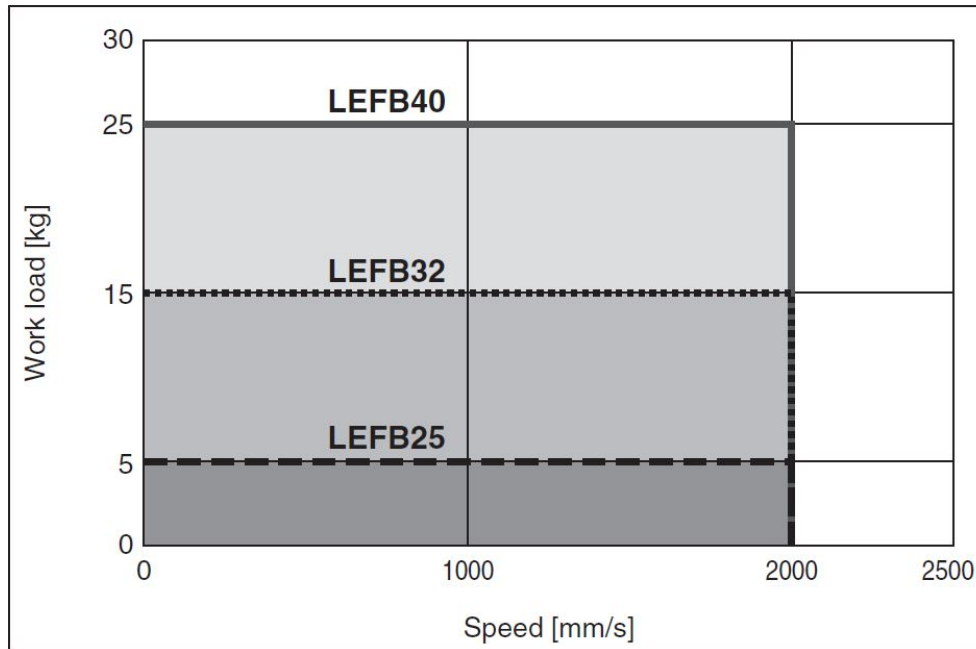
Table 1-2 Load factor

Loading Condition	Service Speed	$f_w$
No impacts & vibration	$V \leq 15$ m/min	1 ~ 1.2
Small impacts	$15$ m/min $< V \leq 60$ m/min	1.2 ~ 1.5
Normal load	$60$ m/min $< V \leq 120$ m/min	1.5 ~ 2.0
With impacts & vibration	$V > 120$ m/min	2.0 ~ 3.5

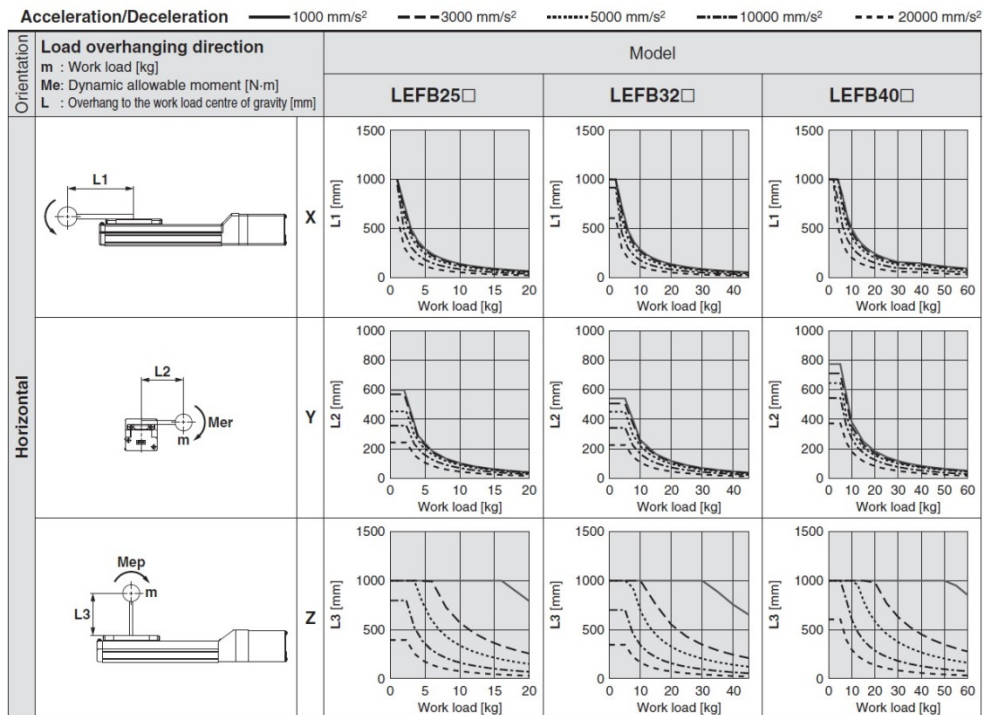


## 6.6 Anexo 6

### 6.6.1 Gráfico que relaciona a velocidade do eixo elétrico com a sua carga



### 6.6.2 Verificação do centro de gravidade dos componentes a transportar num eixo elétrico



### 6.6.3 Cálculo do tempo de ciclo de um eixo elétrico

Calculate the cycle time using the following calculation method.

**Cycle time:**

T can be found from the following equation.

$$T = T1 + T2 + T3 + T4 \text{ [s]}$$

- T1: Acceleration time and T3: Deceleration time can be found from the following equation.

$$T1 = V/a1 \text{ [s]}$$

$$T3 = V/a2 \text{ [s]}$$

- T2: Constant speed time can be found from the following equation.

$$T2 = \frac{L - 0.5 \cdot V \cdot (T1 + T3)}{V} \text{ [s]}$$

- T4: Settling time varies depending on the motor type and load. The value below is recommended.

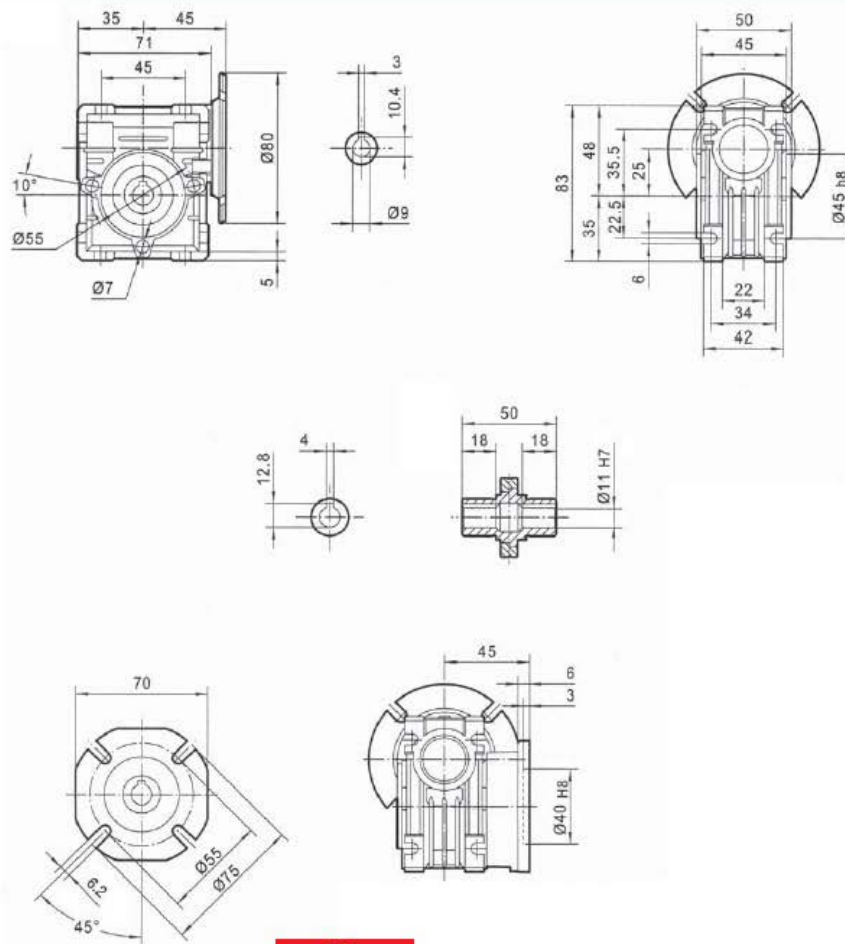
$$T4 = 0.05 \text{ [s]}$$

## 6.7 Anexo 7

### 6.7.1 Características do motor utilizado no conjunto 024

CHM 025		CHM 025 - PERFORMANCE WITH 4-POLE MOTORS 1400 REVS. INPUT					
TYPE	i=ratio	n2 r/min	Kw=P1	Nm=T2	f.s.	Possible types of motor connections	
	7.5	186.7	0.09	3.8	2.8	56	B14
	10	140.0	0.09	5	2.4	56	B14
	15	93.3	0.09	7.2	1.6	56	B14
	20	70.0	0.09	9	1.3	56	B14
	25	56.0	0.09	10	1.0	56	B14
	30	46.7	0.09	12.3	1.1	56	B14
	40	35.0	0.09	13	1.0	56	B14
	50	28.0	0.09	14	0.7	56	B14
	60	23.3	0.09	14	0.6	56	B14

### DIMENSIONS



FA

## 6.8 Anexo 8

### 6.8.1 Características do amortecedor da série RBC



#### Specifications

Model	Basic	RB0805	RB0806	RB1006	RB1007	RB1411	RB1412	RB2015	RB2725
	With cap	RBC0805	RBC0806	RBC1006	RBC1007	RBC1411	RBC1412	RBC2015	RBC2725
Max. energy absorption (J)		0.98	2.94	3.92	5.88	14.7	19.6	58.8	147
Stroke absorption (mm)		5	6	6	7	11	12	15	25
Impact speed (m/s)		0.05 to 5							
Max. operation* (cycle/min)		80	80	70	70	45	45	25	10
Max. allowable thrust energy (N)		245	245	422	422	814	814	1961	2942
Allowable temp. range (°C)		-10 to 80 (No freezing)							
Spring force (N)	Extended	1.96	1.96	4.22	4.22	6.86	6.86	8.34	8.83
	Compressed	3.83	4.22	6.18	6.86	15.30	15.98	20.50	20.01
Weight (g)		15	15	25	25	65	65	150	360
Option	Stopper nut	Basic	RB08S	RB10S		RB14S		RB20S	RB27S
		With cap	RBC08S	RBC10S		RBC14S		RBC20S	RBC27S

\* At max. energy absorption per cycle. Max. operation cycle/min can increase in proportion to energy absorption.

## 6.9 Anexo 9

### 6.9.1 Características do rolamento selecionado no conjunto 011

	$F_w$	16 mm	
	$D$	26 mm	
	$L$	36 mm	
		5	Number of rows of balls
	1)		Main load direction
	$B_{L2}$	1,3 mm	
	$b_{1\max}$	1,5 mm	
	$D_N$	25 mm	
	$L_2$	24,6 mm	Tolerance: H13
	$N_4$	3 mm	Hole position symmetrical to bearing width L
	$T_4$	0,7 mm	
	$m$	30 g	Mass of bearing
	$C_{\min}$	870 N	Basic dynamic load rating
	$C_{0\min}$	620 N	Basic static load rating
	$C_{\max}$	1040 N	Basic dynamic load rating
	$C_{0\max}$	910 N	Basic static load rating
		26x1,2	Suitable retaining ring to DIN 471. Not included in delivery, must be ordered separately.

## 6.10 Anexo 10

### 6.10.1 Desenhos 2D e vistas explodidas dos conjuntos