

Desenvolvimento de um sistema de controlo de tolerâncias de forma para componentes da indústria automóvel

Hélder Samuel Lima dos Santos

Relatório do Projecto Final

Orientadores:

Prof. Manuel Rodrigues Quintas

Prof. Paulo Augusto Ferreira de Abreu



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2009

À minha família e em especial aos meus pais

Resumo

O sucesso de uma empresa depende da sua capacidade em oferecer produtos a preços competitivos e com uma qualidade que supere as expectativas dos clientes, de modo a garantir a sua fidelização e manutenção.

As empresas de fornecimento de componentes para a indústria automóvel procuram oferecer produtos com uma qualidade acima da média de forma a se diferenciarem das restantes empresas. Uma forma de se diferenciarem é através da implementação do controlo de qualidade a 100% nos seus produtos, assegurando a inexistência de peças defeituosas e contribuindo para níveis de qualidade elevados. Um dos factores de qualidade de um componente baseia-se na garantia de determinadas tolerâncias de forma, a fim de assegurar a sua correcta montagem.

Neste trabalho foi proposta uma metodologia para o controlo de tolerâncias de planeza do perfil de reforço da porta de um automóvel. Para tal, foi desenvolvida uma solução para um equipamento automático e flexível que permite o controlo a 100% de uma produção de 1000 unidades por turno de trabalho.

O projecto do equipamento foi iniciado com a escolha da melhor solução construtiva para a máquina, sendo esta desenhada, projectada e dimensionada recorrendo ao *software SolidWorks* e *COSMOSWorks*. Foram desenvolvidos os circuitos de comando para o equipamento. A interacção entre os diferentes mecanismos do equipamento é assegurada por um autómato programável, tendo sido definidos os Grafcet de comando.

Development of a system to control form tolerance in components for the automotive industry

Abstract

The success of a company depends on its ability to offer products at competitive prices and with a quality that exceeds customer expectations, in order to ensure their loyalty and preservation.

Automotive components suppliers try to offer products with a quality above the average in order to differentiate from their competitors. One way to achieve this is through the implementation of 100% quality control on their products, ensuring the absence of defective parts, thus contributing to high quality levels. One factor of a component's quality is the assurance of certain tolerances in order to ensure its proper assembly.

This study proposed a methodology for the control of flatness tolerances on the reinforcement profile for the car door. A solution for a flexible and automatic equipment was developed in order to allow 100% control of a production of 1000 units per 8 hour work shift.

The design of the equipment began with the selection of the best constructive solution for the equipment which was designed, planned and scaled using the software *SolidWorks* and *COSMOSWorks*. The equipment's control circuits were developed. The interaction between different mechanisms of the equipment is ensured by a programmable controller, which Grafcet have been defined.

Agradecimentos

Os sinceros agradecimentos aos meus orientadores Professor Manuel Rodrigues Quintas e Professor Paulo Augusto Ferreira de Abreu pelo apoio e pelos esclarecimentos dados nos momentos mais difíceis.

Aos meus familiares e amigos, que ao longo do curso sempre me apoiaram e me compreenderam nas decisões tomadas.

Ao meu colega João Santos pelo companheirismo e amizade.

Índice de conteúdos

Resumo	<i>i</i>
Abstract	<i>iii</i>
Agradecimentos	<i>v</i>
Índice de conteúdos	<i>vii</i>
Índice de figuras	<i>xi</i>
Índice de tabelas	<i>xvii</i>
1 . Introdução geral e objectivos	<i>1</i>
1.1 Motivação	<i>1</i>
1.2 Objectivos	<i>1</i>
1.3 Estrutura do relatório	<i>2</i>
2 . Estado da arte	<i>3</i>
2.1 Introdução	<i>3</i>
2.2 Tolerâncias de forma	<i>3</i>
2.3 Processos de verificação de tolerâncias de forma	<i>12</i>
2.4 Sistemas de medição de distância	<i>15</i>
2.4.1 Sistemas de medição “sem contacto”	<i>16</i>
2.4.2 Sistemas de medição “com contacto”	<i>18</i>
2.5 Processo de verificação de tolerâncias sem medição	<i>19</i>
3 Arquitectura do sistema de princípio adoptado e requisitos	<i>23</i>
3.1 Requisitos do sistema	<i>23</i>
3.2 Arquitectura do sistema adoptado	<i>25</i>
4 . Projecto do equipamento de controlo de tolerância de forma	<i>31</i>
4.1 Sistema de pré-posicionamento do perfil de reforço	<i>33</i>
4.2 Sistema de inserção/extracção de pinos	<i>35</i>
4.2.1 Sistema de prensão dos pinos	<i>37</i>

4.2.2	Sistema de movimentação do carro insensor de pinos.....	39
4.2.3	Sistema de batentes mecânicos para posicionamento do carro	43
4.3	Sistema de fixação do perfil de reforço	45
4.4	Sistema de deslocamento da matriz de verificação de tolerâncias	51
4.5	Sistema de alimentação/extracção dos perfis de reforço.....	53
5	Projecto de accionamento e comando.....	61
5.1	Introdução.....	61
5.2	Sistemas pneumáticos.....	61
5.2.1	Sensorização	61
5.2.2	Esquemas pneumáticos	65
5.2.1.1	Circuito de alimentação de ar comprimido.....	66
5.2.1.2	Circuito de movimentação da matriz	67
5.2.1.3	Circuito de fixação da peça.....	68
5.2.1.4	Circuito de inserção/extracção de pinos.....	69
5.2.1.5	Circuitos de movimentação do carro de inserção/extracção de pinos	70
5.2.1.6	Circuito de alimentação e extracção de peças	71
5.3	Sistema de Comando.....	72
5.3.1	Grafcet funcional	75
5.3.2	Grafcet de “Reset”	76
5.3.3	Gafcet de erro e de emergência	77
6	Conclusões e sugestões de trabalhos futuros.....	79
6.1	Conclusões.....	79
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	80
7	Referências Bibliográficas.....	81
7.1	Livros.....	81
7.2	Catálogos.....	81
7.3	Páginas da internet em 2009.....	81
Anexos		83
Anexo A – Grafcet		84
Anexo B - Esquemas eléctricos.....		89
Anexo C – Orçamento da parte eléctrica e pneumática.....		97

Índice de figuras

Figura 1 - Interpretação de tolerâncias dimensionais	4
Figura 2 - Diferentes formas possíveis para de uma ponta de veio	4
Figura 3 - Interpretação de rectitude.....	5
Figura 4 - Interpretação de planeza	5
Figura 5 - Interpretação de circularidade.....	6
Figura 6 - Interpretação de cilindridade.....	6
Figura 7 - Interpretação de tolerância de perfil de uma linha.....	7
Figura 8 - Interpretação de forma de perfil de uma superfície	7
Figura 9 - Interpretação de paralelismo	8
Figura 10 - Interpretação de tolerância de perpendicularidade	8
Figura 11 - Interpretação de tolerância de inclinação.....	9
Figura 12 - Interpretação de tolerância de localização	9
Figura 13 - Interpretação de coaxialidade	10
Figura 14 - Interpretação de simetria.....	11
Figura 15 - Interpretação de batimento.....	11
Figura 16 - Exemplos de métodos de verificação de tolerâncias de rectitude.....	12
Figura 17 - Gráfico de coordenadas dos pontos, medidos ao longo do comprimento avaliado	12
Figura 18 - Método de verificação da planeza	13
Figura 19 - Ensaio de rectitude.....	14
Figura 20 - Ensaio de planeza.....	15
Figura 21 - Ensaio de paralelismo	15
Figura 22 - Transdutores indutivos e condicionamento de sinal	16
Figura 23 - Ilustração do funcionamento de um laser 2D	17

Figura 24 - Sensores laser	17
Figura 25 - Máquina de medição por coordenadas	18
Figura 26 - Comparador Mecânico	19
Figura 27 - Método passa/não passa para veio	20
Figura 28 - Método de controlo de tolerâncias de planeza	21
Figura 29 - Fotografia do perfil, fixo por grampos mecânicos	23
Figura 30 - Pormenor da fixação, com grampos mecânicos	23
Figura 31 - Pormenor da inserção do pino	24
Figura 32 - Pormenor da fixação e do pino.....	24
Figura 33 - Esquema da definição do plano limite	26
Figura 34 - Componentes principais do sistema	27
Figura 35 - Vista ampliada da definição do plano limite.....	27
Figura 36 - Aspecto final da máquina de controlo de tolerâncias projectadas	32
Figura 37 - Esquema de funcionamento do mecanismo de pré-posicionamento lateral.....	33
Figura 38 - Mecanismo de pré-posicionamento lateral.....	34
Figura 39 - Sistema de pré-posicionamento ao longo do comprimento	35
Figura 40 – Cilindro de êmbolo rectangular da FESTO referência DZF-25-50-A-P-A.....	36
Figura 41 - Sistema de inserção/extracção e prensão dos pinos	36
Figura 42 - Vista explodida do sistema de prensão de pinos	38
Figura 43 - Sistema de prensão dos pinos	39
Figura 44 - Sistema movimentação do carro insersor de pinos	40
Figura 45 - Esquema de fixação do “cilindro sem haste”	40
Figura 46 - Distribuição de tensões no carro	41
Figura 47 - Distribuição da deformação do carro	42
Figura 48 - Distribuição da deformação nos guiamentos do carro	43
Figura 49 - Princípio de funcionamento dos cilindros de paragem de cargas	43
Figura 50 - Gráfico de velocidade máxima permitida em função da massa deslocada	44

Figura 51 - Fixação do cilindro de paragem de cargas.....	44
Figura 52 - Mecanismo de paragem do carro insensor de pinos.....	45
Figura 53 - Cilindro pneumático SMC referência MKA50TF-50R.....	46
Figura 54 - Gráfico para selecção da pressão máxima de operação.....	47
Figura 55 - Estrutura de suporte para os cilindros de fixação.....	48
Figura 56 - Modo de fixação de perfis à estrutura de suporte.....	48
Figura 57 - Estrutura de suporte dos cilindros de fixação.....	49
Figura 58 - Distribuição de tensões na estrutura de suporte dos cilindros de fixação.....	50
Figura 59 - Distribuição de deformações na estrutura de suporte dos cilindros de fixação.....	50
Figura 60 - Rolamento linear de esferas.....	51
Figura 61 - Mesa transportadora da matriz de controlo.....	52
Figura 62 - Sistema de afinação do posicionamento da matriz na mesa transportadora.....	53
Figura 63 - Princípio de funcionamento do manipulador.....	54
Figura 64 - Sistema de alimentação/remoção de peças.....	54
Figura 65 - Vista explodida do sistema de alimentação/remoção de peças.....	55
Figura 66 - Configuração do manipulador.....	57
Figura 67 - Tensões instaladas no braço.....	57
Figura 68 - Estado de deformações do braço.....	58
Figura 69 - Distribuição de tensões no eixo de rotação primário.....	59
Figura 70 - Distribuição da deformação no eixo de rotação primário.....	59
Figura 71 - Disposição espacial dos sensores utilizados.....	63
Figura 72 - Esquema de ligação com o PLC.....	64
Figura 73 - Interacção entre autómato e subsistemas da máquina.....	64
Figura 74 - Sistema de alimentação de ar comprimido.....	67
Figura 75 - Circuito pneumático para a movimentação da matriz.....	68
Figura 76 - Circuito pneumático para fixar o perfil de reforço.....	69
Figura 77 - Circuito pneumático para inserção/extracção de pinos.....	70

Figura 78 - Circuito de movimentação do carro	71
Figura 79 - Circuito do sistema de alimentação e extracção de peças	72
Figura 80 - PLC e módulo de expansão S7-200 CPU 224.....	73
Figura 81 - Painel de comando	74
Figura 82 - Grafcet funcional de controlo do processo produtivo	75
Figura 83 - Grafcet para o sistema retomar a posição inicial.....	76
Figura 84 - Grafcet de erro na inserção de pinos	77
Figura 85 - Grafcet de Emergência	77
Figura 86 - Grafcet de definição do processo produtivo.....	84
Figura 87 - Macroetapa de definição para “alimentar peça”	85
Figura 88 - Macroetapa de definição para “retirar peça”	85
Figura 89 - Macroetapa “inserir pinos”	86
Figura 90 - Macroetapa “retirar pinos”	86
Figura 91- Macroetapa para “fixar peça”	86
Figura 92 - Macroetapa para “remover fixação da peça”	86
Figura 93 - Macroetapa para “verificar tolerância”	87
Figura 94 - Grafcet de “emergência”	87
Figura 95 - Grafcet de definição para “reiniciar o sistema”	88

Índice de tabelas

Tabela 1 – Especificações das dimensões máximas dos perfis de reforço a testar	24
Tabela 2 - Lista de componentes do sistema de inserção e remoção de pinos	38
Tabela 3 - Lista de componentes do sistema de alimentação/extracção dos perfis de reforço.	56
Tabela 4 - Descrição da sensorização utilizada	61
Tabela 5 - Tempo de ciclo estimado.....	74
Tabela 6 - Atravancamento da máquina	79
Tabela 7 - Orçamento da parte eléctrica e pneumática.....	97

1 . Introdução geral e objectivos

1.1 Motivação

A indústria automóvel é uma das indústrias mais competitivas e exigentes quanto à qualidade dos seus componentes e produtos. A necessidade de garantir qualidade nos diferentes constituintes dos automóveis vem principalmente do requisito segurança que lhe é exigido. Um outro factor prende-se com a necessidade de garantir que os componentes, ao serem incorporados em linhas de montagem totalmente automatizadas, possuam as dimensões e formas dentro das tolerâncias exigidas pelos processos produtivos.

É sabido que uma paragem da linha de montagem acarreta prejuízos elevados e compromete toda a cadeia de produção. Existe assim a necessidade de efectuar o controlo de qualidade dos componentes.

Nas empresas de produção de componentes automóveis é comum adoptar um controlo por amostragem dos produtos para averiguar a sua conformidade com os parâmetros de definição e/ou parâmetros do processo produtivo.

Quando é lançado um concurso de fornecimento de componentes, as diversas empresas produtivas tentam oferecer os melhores preços, mas estes podem ser muito semelhantes entre elas. Isto faz com que estas empresas ofereçam, para além de um preço baixo, uma garantia de qualidade, que as irá diferenciar das restantes, distinguindo qualidades. A qualidade tem pois um papel fundamental na decisão da escolha da empresa que fornecerá os componentes de automóveis.

Isto faz com que estas empresas tenham de competir entre si, não só pelo preço mas também pela qualidade dos seus produtos. Assim, a disponibilização de produtos que sejam alvo de um controlo de qualidade a 100%, por oposição a um controlo por amostragem, traz vantagens competitivas às empresas que o consigam implementar.

1.2 Objectivos

O objectivo deste trabalho é o desenvolvimento de um equipamento automático para controlo de qualidade de componentes da indústria automóvel. Este equipamento deverá permitir o controlo a 100% da produção de perfis de reforço de portas de automóvel. Os requisitos deste equipamento incluem os seguintes aspectos:

- Capacidade de controlar a planeza dos perfis de reforço;
- Capacidade de processar 1000 unidades/dia (2 unidades/min);
- Capacidade de processar perfis de dimensões até 1200 x 200 x 75 mm de comprimento;
- Flexibilidade para acomodar perfis do mesmo género;
- Sistema automático para posicionar e fixar o perfil a verificar;
- Alimentação/remoção dos perfis de uma forma automática.

1.3 Estrutura do relatório

Para além do capítulo introdutório o presente trabalho foi dividido em mais 6 capítulos o que visam organizar e facilitar a sua compreensão.

O capítulo segundo denomina-se "Estado da Arte" e pretende transmitir informação relativa às tolerâncias de forma. São apresentados algumas formas de verificação de tolerâncias e alguns métodos de controlo destas.

O terceiro capítulo denomina-se "Arquitectura do sistema de princípio e seus requisitos", onde são referidos os requisitos do projecto. É também apresentado o princípio de funcionamento do sistema implementado na máquina (baseado no método passa/não passa).

No quarto ponto deste relatório, denominado "Projecto do equipamento de controlo de tolerância de forma", é feita uma descrição do funcionamento dos subsistemas constituintes do equipamento, bem como a selecção dos sistemas de actuação. Para os subsistemas mais críticos é feita uma análise estrutural com recurso ao software COSMOWorks de elementos finitos.

O capítulo quinto denomina-se "Projecto de accionamento e comando". Apresenta as soluções de accionamento pneumático adoptadas, refere a sensorização necessária à sua implementação e apresenta os circuitos pneumáticos bem como os Grafcet de comando necessários para operar o equipamento.

O capítulo sexto, denominado "Conclusões e trabalhos futuros", tem a finalidade de apresentar conclusões relativas ao equipamento e sugerir possíveis trabalhos futuros para a continuação deste projecto.

Por fim é apresentado a bibliografia utilizada.

2 . Estado da arte

2.1 Introdução

Na maioria dos casos as peças são compostas de corpos geométricos ligados entre si por superfícies de formas simples, tais como planos, superfícies planas cilíndricas e cónicas. Os conceitos associados a qualidade passam pela correcta interpretação aquando da execução dos processos de fabrico.

Assim, este capítulo tem como objectivo, fornecer informação necessária para a compreensão de alguns conceitos sobre tolerâncias de forma e apresentar alguns equipamentos de medição disponíveis no mercado.

Os conceitos associados às tolerâncias geométricas foram, em grande parte, baseados na informação contida nos *Apontamentos de Desenho de Construção Mecânica* da faculdade de engenharia da universidade do porto, e no livro de *Desenho Técnico Básico*, 3, do professor Simões Morais.

2.2 Tolerâncias de forma

As tolerâncias a que as peças podem estar sujeitas são utilizadas para garantir a funcionalidade destas entre si e são essencialmente de dois tipos, as dimensionais e as geométricas.

A geometria e os tamanhos associados a uma peça têm em desenho um tratamento inicial com base na geometria e na matemática.

Sempre que se pretende produzir uma peça real, a materialização desta não terá a forma exacta existente no desenho. A peça terá, inevitavelmente, erros de geometria e de dimensões. Por exemplo, não é possível produzir elementos com a forma exactamente cilíndrica, mas consegue-se criar uma superfície aproximadamente cilíndrica. Também não é possível produzir um veio com um diâmetro exacto de, por exemplo, 25 mm, apenas é possível produzir um veio com diâmetro aproximado.

Os processos de produção introduzem erros na produção das peças, impossibilitando que estas sejam perfeitas.

Sendo assim, se é impossível obter peças perfeitas é necessário estabelecer limites aceitáveis para que as peças possam cumprir uma determinada finalidade. Em desenho, o que estabelece os limites são as tolerâncias dimensionais e geométricas.

A peça deverá ser produzida com desvios de tamanho e de geometria inferiores aos exigidos pela aplicação e devem estar referenciados no desenho.

As tolerâncias dimensionais só controlam dimensões locais reais de um elemento. Assim, por exemplo uma secção da superfície cilíndrica da ponta de veio representado na figura 1 pode ser produzido entre os diâmetros limite 25 h8 (IT8=0.033 mm). Os diâmetros locais reais avaliados em qualquer secção recta da ponta de veio devem pois apresentar valores entre $d_{\text{máximo}} = 25.000 \text{ mm}$ e $d_{\text{mínimo}} = 24,967 \text{ mm}$.

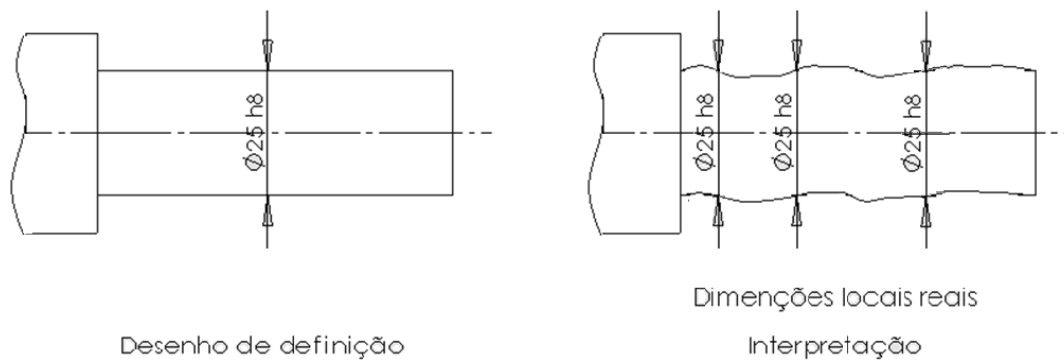


Figura 1 - Interpretação de tolerâncias dimensionais

O exemplo da figura 2 mostra configurações do mesmo veio mas com formas diversas. Esta representação das pontas de veio pode estar dentro das tolerâncias dimensionais, mas quanto à forma apresenta diferentes configurações. Daqui surge pois a necessidade de considerar uma tolerância geométrica que permita definir os limites dentro dos quais os desvios (ou erros) de forma e posição devem estar compreendidos.

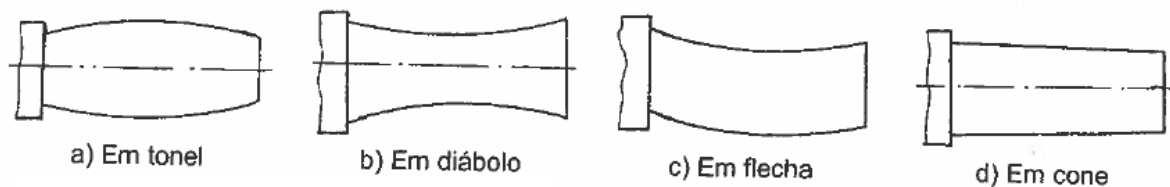


Figura 2 - Diferentes formas possíveis para de uma ponta de veio

Os conceitos matemáticos de tolerâncias e as estruturas de representação para tolerâncias procuram clarificar certas definições que a seguir se apresentam.

Tolerância de rectitude

A rectitude é a qualidade daquilo que é recto, caracteriza uma linha, aresta ou linha de uma superfície, mas não a superfície no seu conjunto.

A tolerância de rectitude é a máxima dimensão admissível na zona de tolerância, na qual se deve situar a linha real. Tendo presente a figura 3, podemos ver que a linha real que define o contorno da peça está contida entre duas rectas, que distam entre si do valor da tolerância de rectitude.

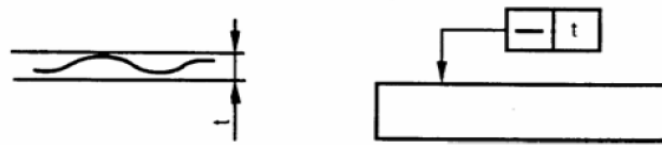


Figura 3 - Interpretação de rectitude

Tolerância de planeza

A planeza de uma superfície é definida pela utilização de dois planos imaginários, um deles definido superiormente e o outro inferiormente em relação à superfície real da peça, distanciados entre si do valor da tolerância definida pelo projectista. A figura 4 mostra a interpretação geométrica dos planos limites e a representação simbólica utilizada para os desvios de planeza.

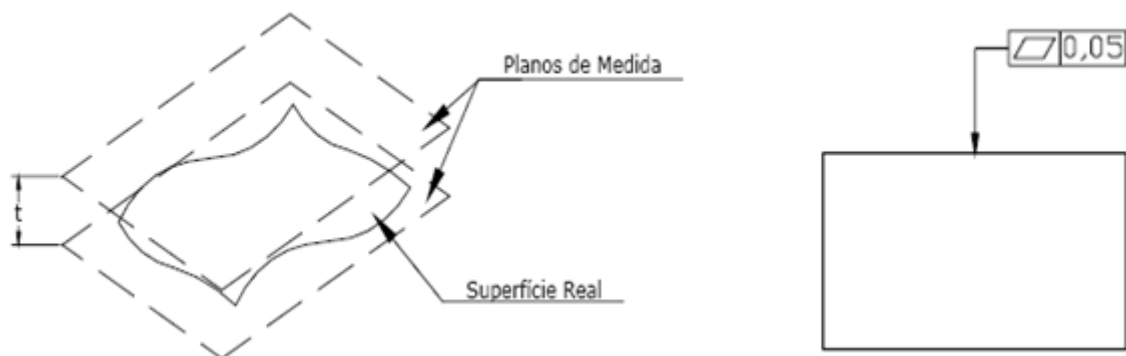


Figura 4 - Interpretação de planeza

Tolerâncias de circularidade

A tolerância de circularidade é a tolerância radial admissível entre duas circunferências concêntricas e coplanares, entre as quais deve estar compreendida a linha considerada. Numa superfície de revolução a tolerância de circularidade aplica-se a cada secção considerada individualmente. O desvio de circularidade é a distância radial mínima entre duas circunferências concêntricas e coplanares que deve conter o contorno real do perfil, (figura 5).

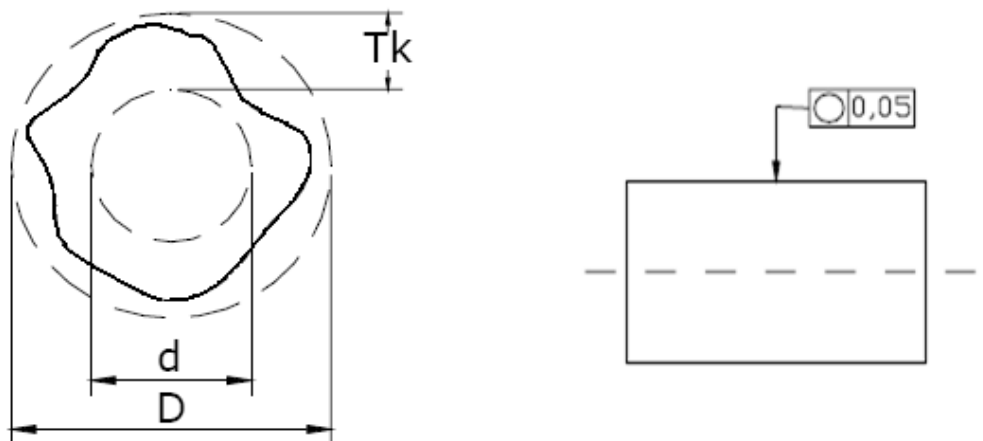


Figura 5 - Interpretação de circularidade

Tolerância de cilindridade

A tolerância de cilindridade é a distância máxima admissível entre dois cilindros coaxiais e onde a superfície do cilindro real deve estar contida, (figura 6).



Figura 6 - Interpretação de cilindridade

Tolerâncias de forma de perfil de uma linha

A forma de um perfil qualquer é definida como sendo o espaço limitado por duas linhas, entre as quais estão situados círculos de diâmetro igual à tolerância especificada e cujos centros dos círculos estão situados ao longo de uma linha ideal definida no desenho técnico. O perfil real da peça deve estar contido entre as duas linhas definidas anteriormente, (figura 7).

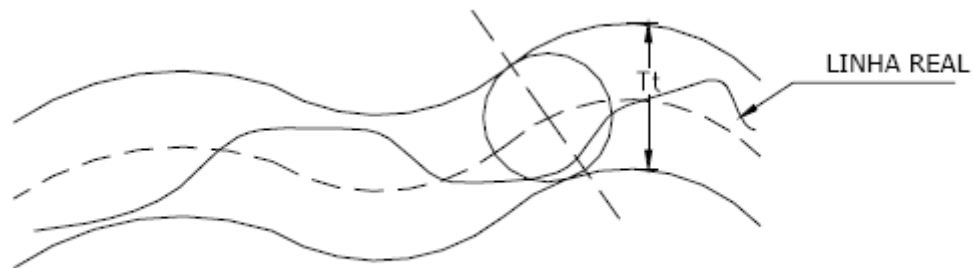


Figura 7 - Interpretação de tolerância de perfil de uma linha

Tolerâncias de forma de perfil de uma superfície

A forma de uma superfície qualquer é definida de maneira semelhante à forma de um perfil, ou seja, são criadas duas superfícies de controlo com base na superfície idealizada pelo projectista. Na definição das superfícies de controlo, recorre-se a uma esfera de diâmetro igual à tolerância e faz-se com que esta percorra toda a superfície ideal com centro na superfície ideal; isto cria duas novas superfícies, uma superior e uma outra inferior: a superfície real deve estar dentro do espaço limitado pelas duas superfícies de controlo, (figura 8).

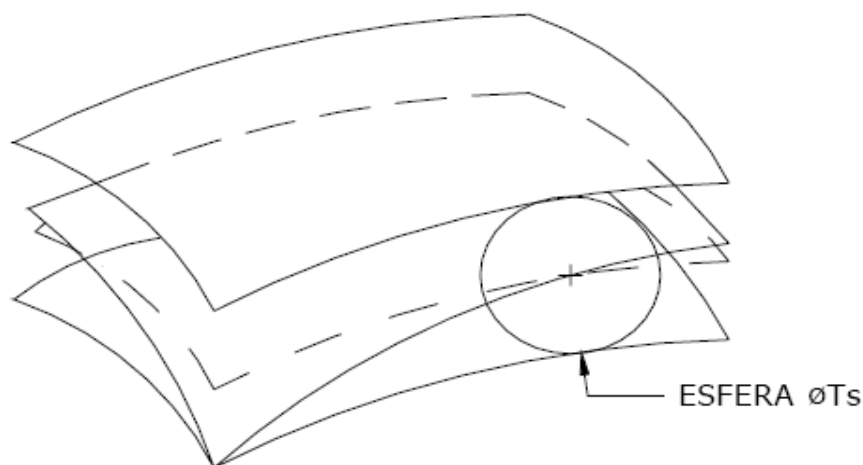


Figura 8 - Interpretação de forma de perfil de uma superfície

Tolerância de paralelismo

A tolerância de paralelismo é a condição de uma linha ou de uma superfície, em que todos os seus pontos devem estar à mesma distância, de uma linha, ou de outra superfície de referência. A zona de tolerância de paralelismo é definida pela distância entre dois planos paralelos entre si e paralelos à referência, (figura 9). A tolerância de paralelismo só se aplica a elementos linhas ou a planos.

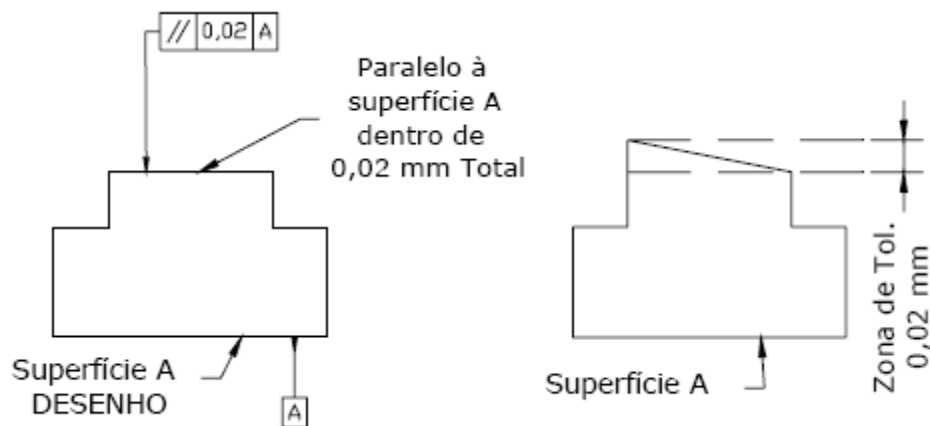


Figura 9 - Interpretação de paralelismo

Tolerância de perpendicularidade

A tolerância de perpendicularidade diz respeito à imposição de duas entidades geométricas formarem entre si um ângulo recto. A tolerância é referenciada a uma dada entidade, por exemplo na figura 10 é relativo à entidade (C), eixo do furo; o campo de tolerâncias do eixo do furo (B) fica limitado por dois planos paralelos entre si e paralelos ao eixo de referência, distanciados entre si do valor da tolerância.

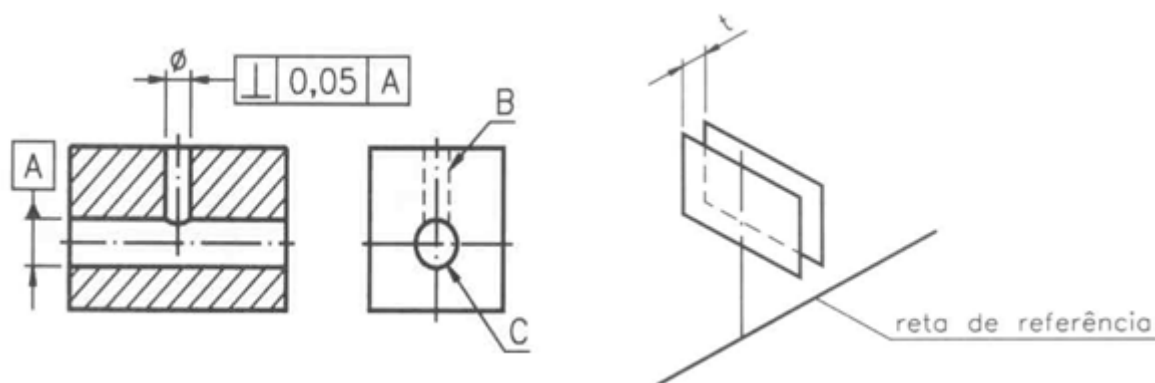


Figura 10 - Interpretação de tolerância de perpendicularidade

Tolerância de inclinação

Tolerância de inclinação é a condição de duas rectas, dois planos ou de uma recta e um plano que formam entre si um ângulo especificado. A máxima distância admissível entre duas rectas (ou dois planos) paralelos distanciados entre si do valor da tolerância e inclinadas num ângulo específico, relativamente ao elemento de referência, quando o elemento tolerenciado é uma linha (ou uma superfície), (figura 11).

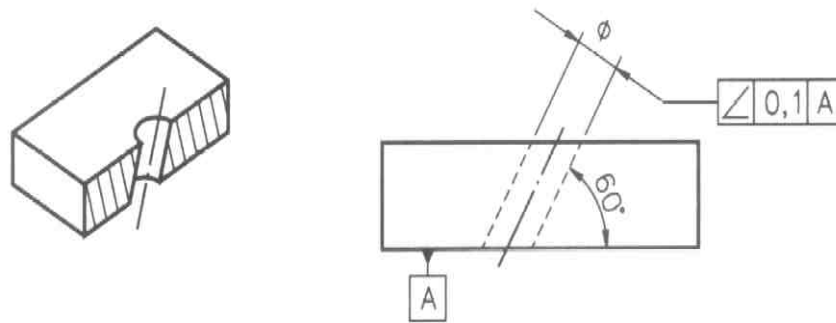


Figura 11 - Interpretação de tolerância de inclinação

Tolerâncias de localização de um elemento

A tolerância de localização dá informação sobre qualidade de posicionamento de um ponto, linha ou superfície, em relação à cotagem especificada. Esta tolerância fornece as dimensões máximas admissíveis da zona de tolerância, na qual se deve situar o elemento considerado (ponto, linha ou superfície). A tolerância de localização define os limites possíveis da posição, (figura 12).

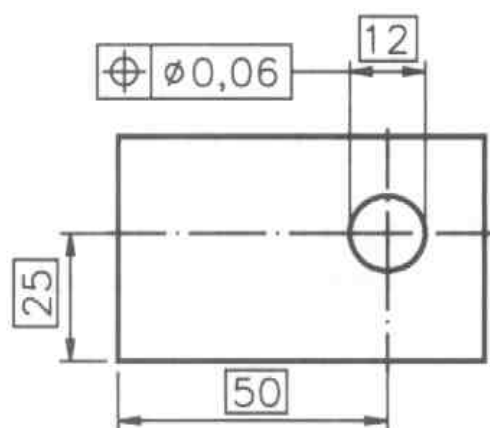


Figura 12 - Interpretação de tolerância de localização

Tolerâncias de concentricidade e coaxialidade

A tolerância de concentricidade é a condição de dois ou mais elementos circulares ou esféricos terem os seus centros confundidos. A tolerância coaxialidade é a condição de dois ou mais elementos cilíndricos ou cónicos terem os seus eixos confundidos entre si.

O elemento tomado como referência deve ser escolhido em função dos requisitos funcionais. Veja-se o exemplo mostrado na figura 13; a peça é formada por dois cilindros diferentes, em que os dois cilindros que formam a peça são coaxiais, porque possuem o mesmo eixo. Assim, o espaço de tolerância de coaxialidade dos eixos da peça fica determinado por um cilindro de diâmetro t cujo eixo coincide com o eixo ideal da peça.

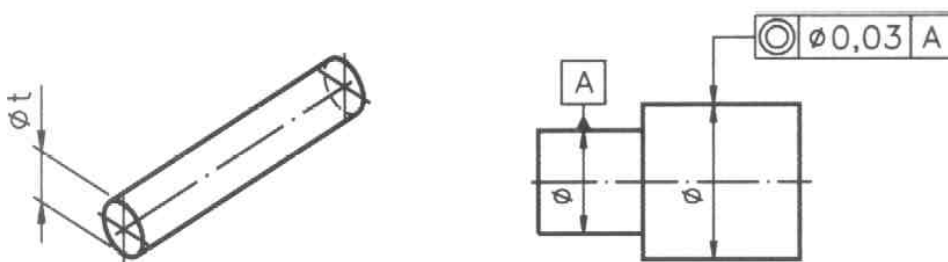


Figura 13 - Interpretação de coaxialidade

Tolerância de simetria

A tolerância de simetria vai avaliar a qualidade de um elemento (ponto, linha ou superfície) cuja posição é confundida com o plano definido pelas referências.

A tolerância de simetria é a máxima distância entre dois planos ou duas rectas paralelas, entre os quais deve estar contido o elemento, linha ou superfície, considerado.

Para determinar a tolerância de simetria na figura 14, tomamos como elemento de referência o plano médio ou eixo da peça. A zona de tolerância é limitada por dois planos paralelos, equidistantes do plano médio de referência, e estão distanciados de uma distância de t .

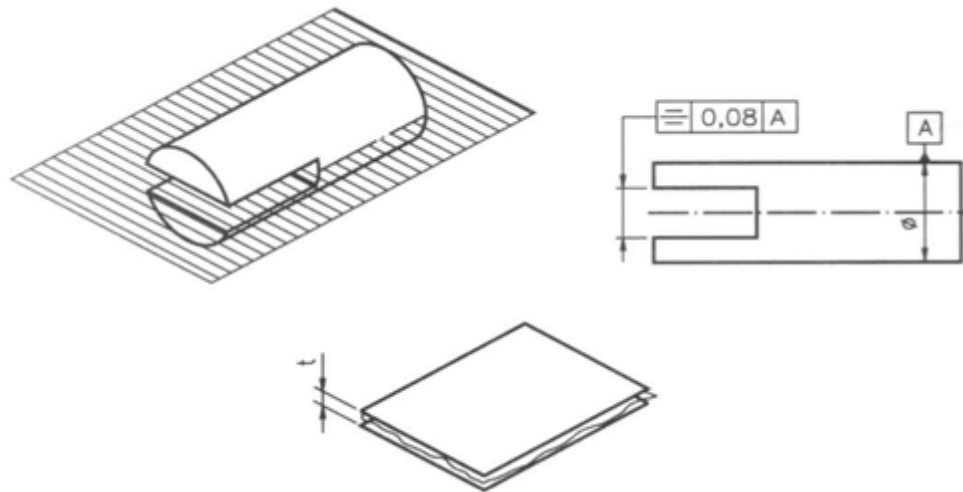


Figura 14 - Interpretação de simetria

Tolerância de batimento

As tolerâncias de batimento aplicam-se a superfícies de revolução. Permitem exprimir, directamente as exigências funcionais de superfícies de peças, tais como por exemplo: discos de embraiagens, rodas de atrito e roletes.

A tolerância de batimento circular representa a máxima variação admissível do elemento considerado, em relação a um ponto fixo, durante uma rotação completa em torno do eixo de referência (figura 15).

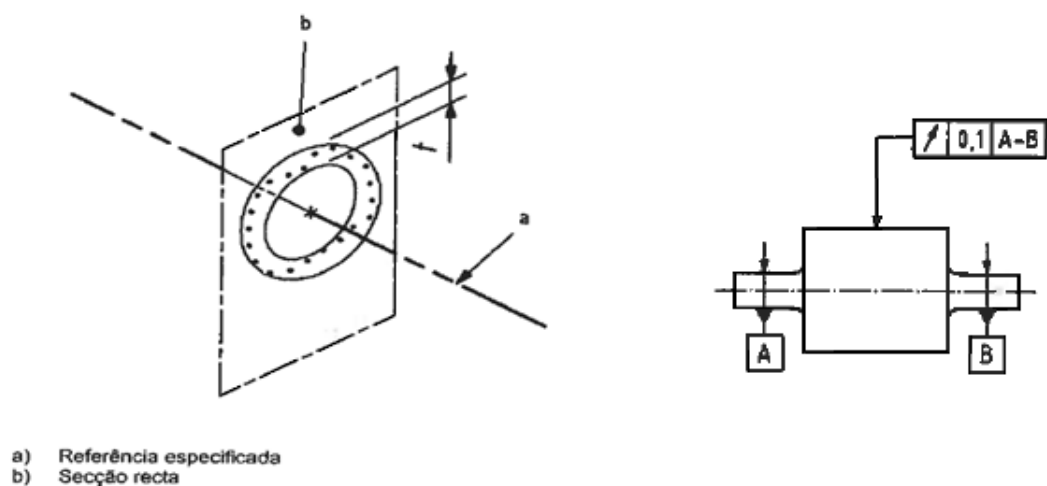


Figura 15 - Interpretação de batimento

2.3 Processos de verificação de tolerâncias de forma

Neste ponto são apresentados alguns processos de verificação de tolerâncias de rectitude planeza e paralelismo.

Tolerâncias de rectitude

O modo de verificação de tolerância de rectitude consiste em fazer deslocar o instrumento de medição ao longo de uma recta mantendo o objecto parado, ou então, deslocar o objecto ao longo de uma recta mantendo o instrumento de medição parado. Durante a deslocação ao longo da peça devem ser retiradas várias medidas (figura 16).

Exemplos de métodos de verificação:

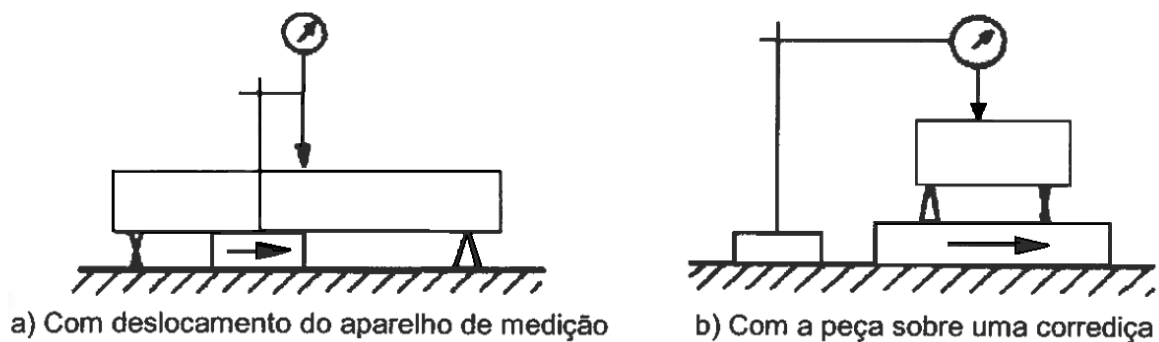


Figura 16 - Exemplos de métodos de verificação de tolerâncias de rectitude

A rectitude pode ser verificada por um método gráfico. Após ter-se marcado as coordenadas dos pontos medidos num gráfico (figura 17) é possível traçar duas rectas envolventes paralelas e cuja distância relativa é mínima; esta distância é o desvio de rectitude.

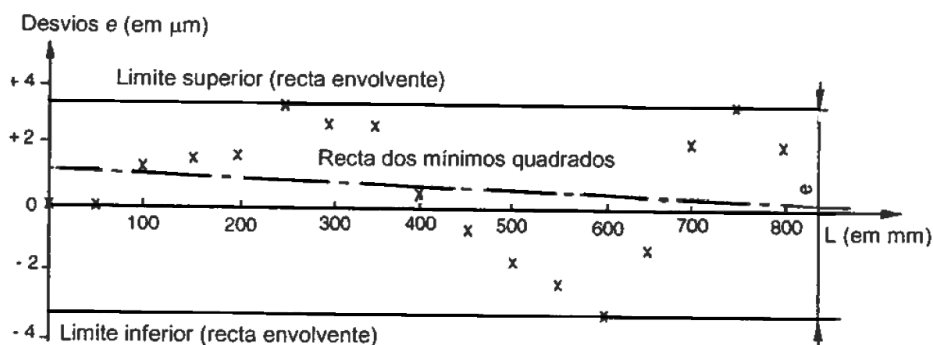


Figura 17 - Gráfico de coordenadas dos pontos, medidos ao longo do comprimento avaliado

Em alternativa pode-se determinar a distância entre os pontos extremos em relação à recta obtida pelo método dos mínimos quadrados. Deste método resulta uma boa aproximação dos desvios de rectitude, embora por excesso.

Tolerâncias de planeza

A verificação da tolerância de planeza pode ser realizada através da divisão de uma superfície em várias secções rectas criando um conjunto de rectitudes lineares, circulares ou de pontos na superfície a controlar (NF E 10-102).

A verificação de tolerância pode ser realizada através da verificação de várias rectitudes ao longo de uma superfície. Tomemos como exemplo o método do quadriculado referido na figura 18. A superfície de um objecto no qual se pretende verificar a tolerância é dividida em vários segmentos de recta que serão alvo de verificação de rectitude pelo método anteriormente referido. A verificação de rectitudes em todas as rectas sobre a superfície consegue dar uma boa aproximação da planeza da superfície.

Os métodos de verificações são, na prática, métodos aproximados.

A figura 18 pretende descrever de forma muito simplista os vários métodos de composição de rectitudes.

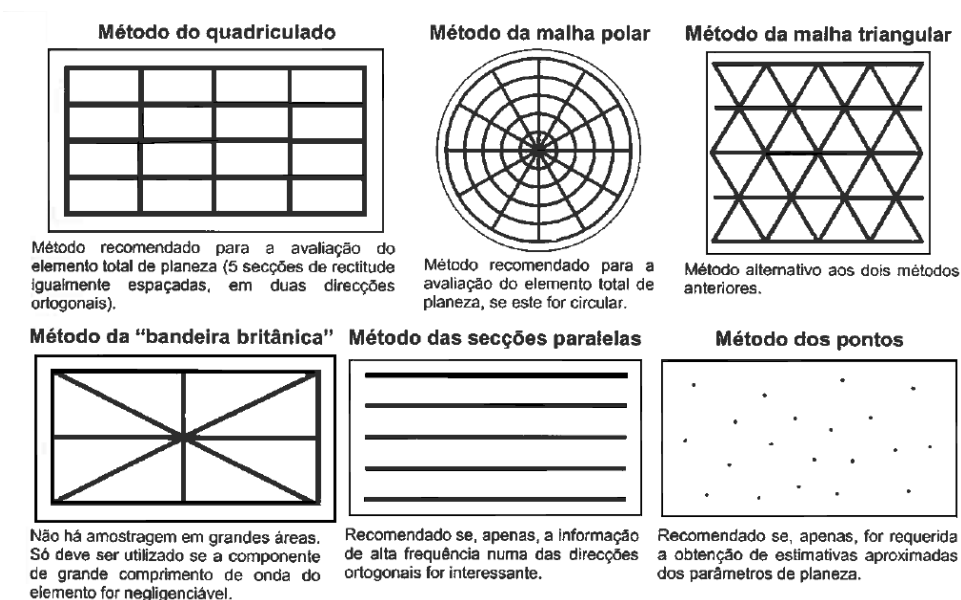


Figura 18 - Método de verificação da planeza

Existem outros métodos de verificação mais expeditos de verificar tolerâncias geométricas para peças com tolerâncias mais amplas como é o caso de peças obtidas por soldadura ou por estampagem.

Tolerância de rectitude

Para se verificar a tolerância de rectitude de uma aresta obtida por exemplo por soldadura, é prática comum colocar uma régua alinhada com a borda da soldadura de tal maneira que a maior distância entre a régua e a superfície real esteja no seu mínimo. A figura 19 procura ilustrar o procedimento de controlo de tolerância de rectitude.

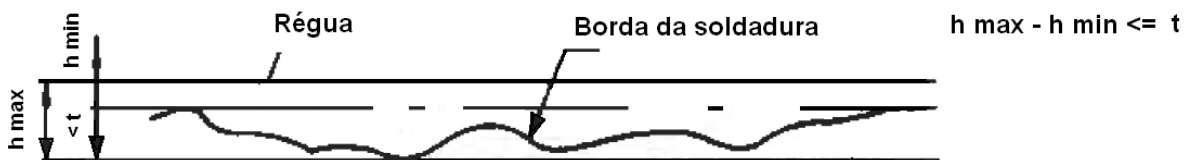


Figura 19 - Ensaio de rectitude

Tolerância de planeza

Na verificação de planeza, a superfície real da peça e o plano de medição são alinhados um com o outro, de forma que a maior distância definida por estes planos esteja no seu mínimo. As distâncias entre a superfície real e o plano de medição podem ser medidas com recurso a dispositivos ópticos, níveis de água tubulares, arames tensores ou planos de oficina. A figura 20 pretende ilustrar o procedimento.

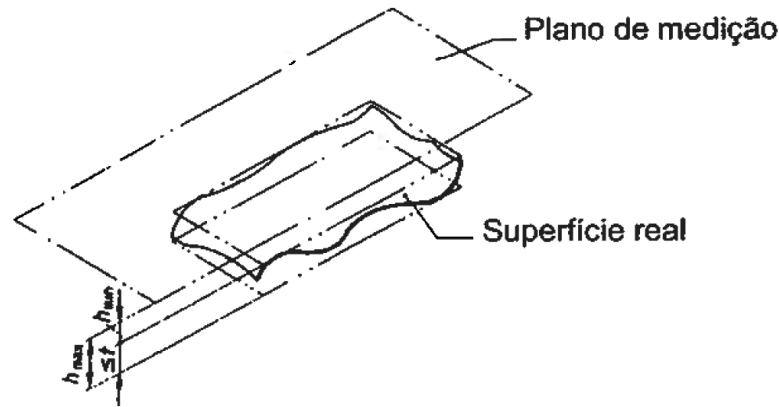


Figura 20 - Ensaio de planeza

Tolerância de paralelismo

A verificação de paralelismo é feita alinhando uma superfície de referência com um plano de referência; para isso deve ser criado um plano de medição paralelo ao plano de referência e que esteja separado da superfície real. Em seguida, deve ser medida a distância entre a superfície real e o plano de medição, por um qualquer método referido anteriormente. A figura 21 pretende ilustrar o procedimento das superfícies de controlo.

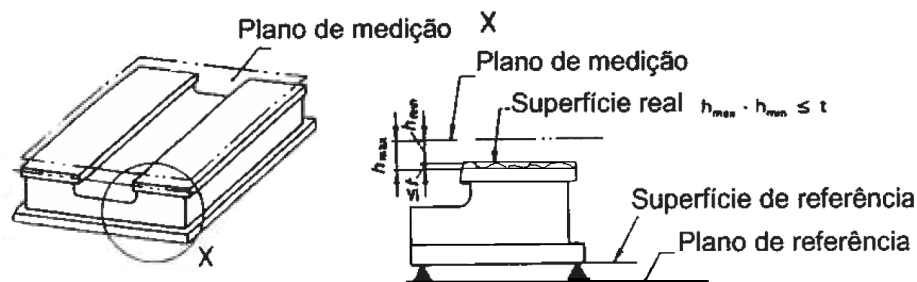


Figura 21 - Ensaio de paralelismo

2.4 Sistemas de medição de distância

Quando se pretende fazer a medição de uma distância, é necessário utilizar um instrumento de medição apropriado e com uma precisão adequada para a finalidade da medida, sendo também necessário escolher o tipo de tecnologia adequado para a medição. Existem essencialmente dois tipos de sistemas de medição: “sem contacto” com o objecto que se pretende medir e “com contacto” com o objecto.

Em seguida são abordados alguns sistemas de medição que utilizam estas tecnologias.

2.4.1 Sistemas de medição “sem contacto”

Sensores indutivos

Para se proceder à medição de uma distância é possível utilizar vários instrumentos de medição fazendo o apelo a diversas tecnologias.

A utilização de transdutores indutivos é muito frequente na indústria por terem durabilidade elevada, associado a uma grande precisão na sua medida. O seu funcionamento baseia-se no princípio de auto-indução, ou seja, o sensor induz um campo magnético no objecto, através do campo magnético gerado dentro do transdutor. Com o devido condicionamento de sinal é possível determinar a posição relativa entre o sensor e o objecto. Como grandes desvantagens destes sensores apontam-se-lhe a necessidade de uma unidade de tratamento de sinal, dispendiosa, e o facto de só poder ser utilizado para objectos capazes de alterar o campo magnético gerado pelo transdutor, ou seja materiais metálicos (figura 22).



Figura 22 - Transdutores indutivos e condicionamento de sinal

Sensores laser

A medição das dimensões pode ser feita por laser com grande precisão. Os actuais lasers existentes no mercado conseguem garantir precisões na ordem dos 3 μm e com gama de medição de aproximadamente 20mm.

Os sistemas de medição funcionam projectando um feixe ou uma linha laser sobre o objecto, que reflectirá o feixe com um ângulo diferente; o receptor detecta o feixe secundário e calcula a distância entre o sensor e o objecto (figura 23).

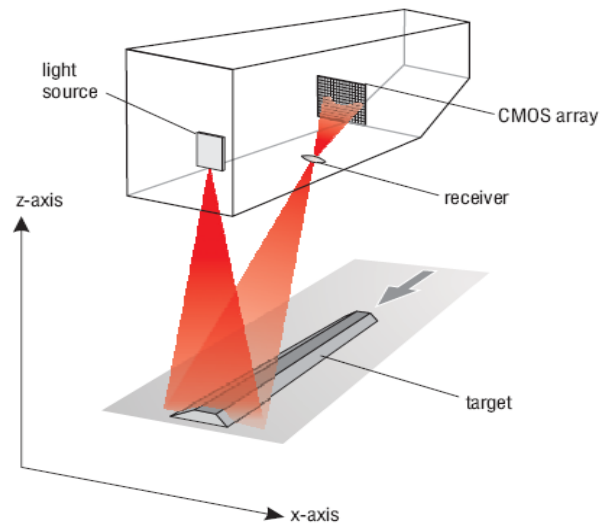


Figura 23 - Ilustração do funcionamento de um laser 2D

No mercado está disponível um modelo de laser 2D/3D (figura 24) que, para além de poder medir pontos discretos, tem a possibilidade de medir em profundidade e em largura. Esta característica torna estes sensores muito interessantes no caso de se pretender medir, por exemplo, a profundidade e a largura de um rasgo de uma peça. É possível reconstruir a forma geométrica de um objecto com estes sensores, se este se deslocar ao longo do comprimento do objecto. Este equipamento tem o inconveniente de ser muito caro.



Figura 24 - Sensores laser

2.4.2 Sistemas de medição “com contacto”

Máquinas de medição por coordenadas

Os sistemas de medição por coordenadas são máquinas para medir propriedades dimensionais e geométricas de uma peça.

A estrutura típica de uma máquina de medição por coordenadas é formada por três eixos de medição, X, Y e Z, tendo cada eixo uma escala de medição muito precisa da ordem dos micrones. Sempre que se pretende medir um dado ponto, os eixos X e Y deslocam-se para a posição do referido ponto, fazendo de seguida, o eixo Z, uma aproximação à peça. A medição é feita com uma cabeça apalpadora colocada no terceiro eixo de movimentação da máquina. A cabeça vai tocar na superfície da peça permitindo recolher pontos discretos ao longo da sua superfície (figura 25).

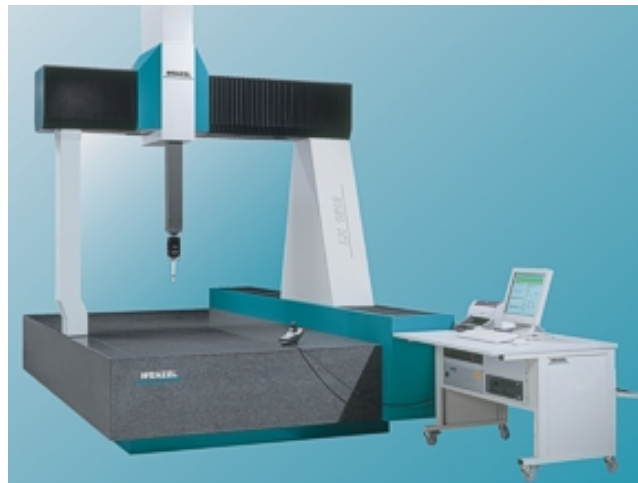


Figura 25 - Máquina de medição por coordenadas

Assim que a cabeça apalpadora tocar na peça, a máquina lê os deslocamentos de cada eixo e memoriza as coordenadas do ponto. Depois de repetir este processo várias vezes o conjunto de pontos encontrados pode ser tratado por um “algoritmo de controlo” apropriado que verifica se as características geométricas da peça estão de acordo com as tolerâncias especificadas.

Medição por comparadores

Os comparadores são instrumentos de medição com contacto e podem ter dois tipos de leitura: mecânica (figura 26) ou digital. Estes dispositivos funcionam de uma forma

diferencial. Antes de se proceder à medição é necessário colocá-lo a uma cota bem definida, podendo, para isso recorrer-se a blocos padrão. As medições recolhidas são relativas à referência estabelecida. Este instrumento tem uma resolução típica de 0.01 mm e uma gama de medição de 10mm.



Figura 26 - Comparador Mecânico

2.5 Processo de verificação de tolerâncias sem medição

A verificação de tolerâncias sem recurso a utilização de equipamentos de medição é possível se utilizarmos o método passa/não passa.

Verificação de rectitude de um veio

A verificação da tolerância de rectitude de um veio pode ser feita pelo método anteriormente descrito, com recurso à utilização de instrumentos de medição, ou pode ser feita pelo método passa/não passa que permite verificar a tolerância geométrica de rectitude sem utilizar instrumentos de medição.

O processo de verificação é bastante simples e consiste em passar por dentro do veio (figura 27) um calibre funcional de diâmetro igual ao diâmetro nominal do veio mais o valor da tolerância. Assim o máximo desvio de rectitude fica contemplado pelo do calibre.

Este método permite assegurar o funcionamento do mecanismo que incorpore este veio.

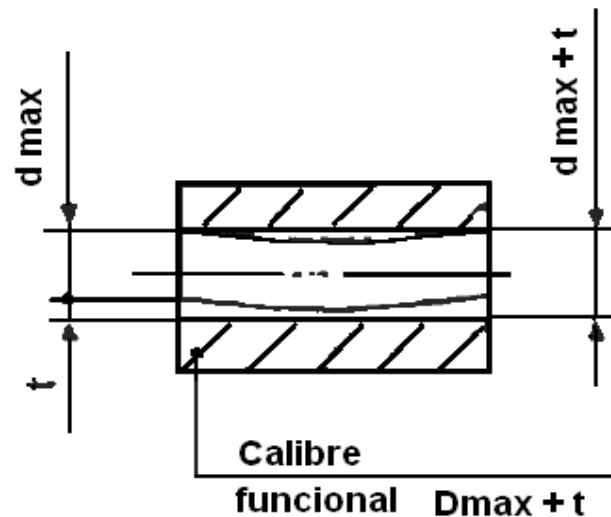


Figura 27 - Método passa/não passa para veio

Verificação da planeza com recurso a calibres

A determinação da planeza de uma superfície pode ser feita recorrendo a instrumentos de medição (neste caso é avaliada a planeza da superfície) ou pode ser feita por métodos de comparação com superfícies de controlo.

O método de comparação com superfícies de controlo é utilizado para efectuar o desempenho da superfície e para fazer a verificação de tolerância de planeza. Este método consiste no seguinte: sobre uma superfície de referência, que deve possuir uma planeza definida pela norma DIN 874, deve ser aplicada uma fina camada de tinta/pasta à base de óleo, uniformemente distribuída. De seguida, a superfície da peça que se pretende desempenar é encostada à superfície de referência, ficando sobre a superfície da peça marcas de tinta; em seguida, as zonas marcadas com tinta são removidas. Após ter-se repetido o processo descrito anteriormente várias vezes, quando a superfície da peça acabar por ficar toda marcada de tinta então poder-se-á concluir que a planeza está muito próxima da superfície de referência.

O procedimento descrito tem uma avaliação do estado de maior ou menor planeza, de acordo com a maior ou menor quantidade de pontos pintados sobre a superfície da peça.

A verificação da planeza sem recurso a medição é possível por um método aproximado. O método requer a utilização de dois tipos de acessórios, o primeiro constituído por quatro blocos calibrados, sendo o segundo constituído por uma régua padrão com uma tolerância de planeza muito apertada. A verificação da tolerância da superfície da peça é controlada apoiando a régua em cima de dois blocos calibrados do mesmo tamanho como mostra a figura 28. O terceiro bloco calibrado tem um tamanho menor do que os blocos de

assentamento da régua, com um decréscimo do valor igual à tolerância. Com este bloco tenta-se deslizar entre a superfície da peça e a régua, se este passar a peça está com o limite superior de tolerância dentro do especificado.

O quarto bloco padrão tem um tamanho maior do que os blocos de assentamento da régua, com um acréscimo do valor igual à tolerância. Com este bloco tenta-se deslizar por entre a régua e a superfície da peça. Se este procedimento for conseguido, a superfície da peça encontra-se com o limite de tolerância inferior fora do limite especificado.

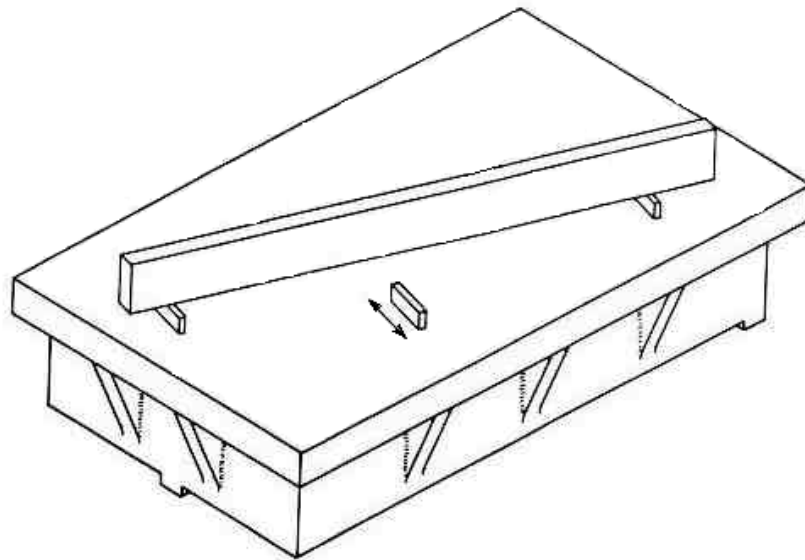


Figura 28 - Método de controlo de tolerâncias de planeza

Este método é do tipo passa/não passa, porque permite saber se a peça cumpre os planos limites de tolerâncias impostos pelo projectista.

O método é muito simples e substitui o método de medição de rectitudes em várias direcções.

Com este procedimento, apenas é possível averiguar se os limites de tolerâncias são cumpridos por uma peça.

3 Arquitectura do sistema de princípio adoptado e requisitos

3.1 Requisitos do sistema

No estudo realizado durante o decorrer do projecto, optou-se por implementação de um sistema baseado no método “passa/não passa” para controlar a tolerância de planeza. Este processo de verificação é aplicável desde que se esteja em presença de tolerâncias com valores relativamente elevados. Como o componente a ser controlado requer uma tolerância de planeza de 1mm nas suas abas, então é possível a utilização do método “passa/não passa”. O componente em questão é um perfil de reforço para a porta de um automóvel e destina-se a ser soldado a esta. Nas figuras 29, 30, 31, 32 são fotografias do perfil de reforço.

Para o desenvolvimento do equipamento de controlo, optou-se por recriar o processo manual de fixação da peça actualmente utilizado na empresa, que passa essencialmente por duas etapas: a inserção de três pinos posicionadores da peça em relação a uma superfície de apoio; e a fixação da peça à superfície com recurso a grampos mecânicos.



Figura 29 - Fotografia do perfil, fixo por grampos mecânicos



Figura 30 - Pormenor da fixação, com grampos mecânicos



Figura 31 - Pormenor da inserção do pino



Figura 32 - Pormenor da fixação e do pino

A peça, depois de posicionada e fixa à superfície de referência, está pronta para ser controlada. A peça, em seguida, é colocada numa máquina de medição de coordenadas. Esta máquina vai verificar as coordenadas de alguns pontos da peça pré-definidos. Em seguida compara-os com o modelo CAD e verifica se estes pontos estão dentro das tolerâncias impostas.

Todo o sistema desenvolvido foi pensado para cumprir os requisitos definidos nos objectivos deste trabalho: a máquina deve ser o mais universal possível e deve poder adaptar-se a diversas peças do mesmo género. A tabela 1 apresenta as dimensões da peça actual a testar e as dimensões máximas pretendidas para peças que possam vir a ser testadas.

Tabela 1 – Especificações das dimensões máximas dos perfis de reforço a testar

	Dimensões da peça actual [mm]	Dimensões máximas da peça [mm]
Comprimento	900	1200
Largura	70	200
Altura	25	75

3.2 Arquitectura do sistema adoptado

O processo de controlo de tolerâncias de forma incide em avaliar o desvio máximo que os elementos das peças reais (faces, arestas ou superfícies) podem ter em relação à forma geométrica ideal representada em desenho.

Este trabalho pretende desenvolver um equipamento para avaliação da tolerância de planeza de um componente da indústria automóvel. O componente é um perfil de aço com duas abas estruturais no qual a superfície superior deve ter uma dada planeza superficial.

Após um estudo das várias opções possíveis para controlar a tolerância de planeza, o sistema escolhido assenta no tipo “passa/não passa”. Sendo a tolerância exigida de 1mm, este processo de verificação pode ser aplicado.

O desenvolvimento do equipamento de verificação dos limites de tolerâncias baseia-se no método de avaliação qualitativo da tolerância do tipo “passa/não passa”. Para este fim é necessária a criação de uma superfície real com elevada planeza comparativamente com a superfície da peça (representado pela letra A na figura 33). Esta superfície quando colocada próxima da superfície da peça a verificar, com um afastamento igual ao valor da tolerância especificada no desenho, define um plano limite superior que não deve ser ultrapassado.

O equipamento de verificação dos limites de tolerâncias utiliza uma matriz compatível com a forma da peça que é colocada, afastada da peça a uma distância igual ao valor da tolerância especificada no desenho. O posicionamento desta matriz define um plano limite superior que não deve ser atingido por nenhum ponto da superfície da peça a testar, para permitir considerar que a peça está dentro do limite de tolerância superior.

De notar que com este processo, o limite de tolerância inferior não é avaliado. No entanto, atendendo ao modo de fixação da peça contra uma superfície, e à sua posterior utilização, pode ser dispensada esta avaliação.

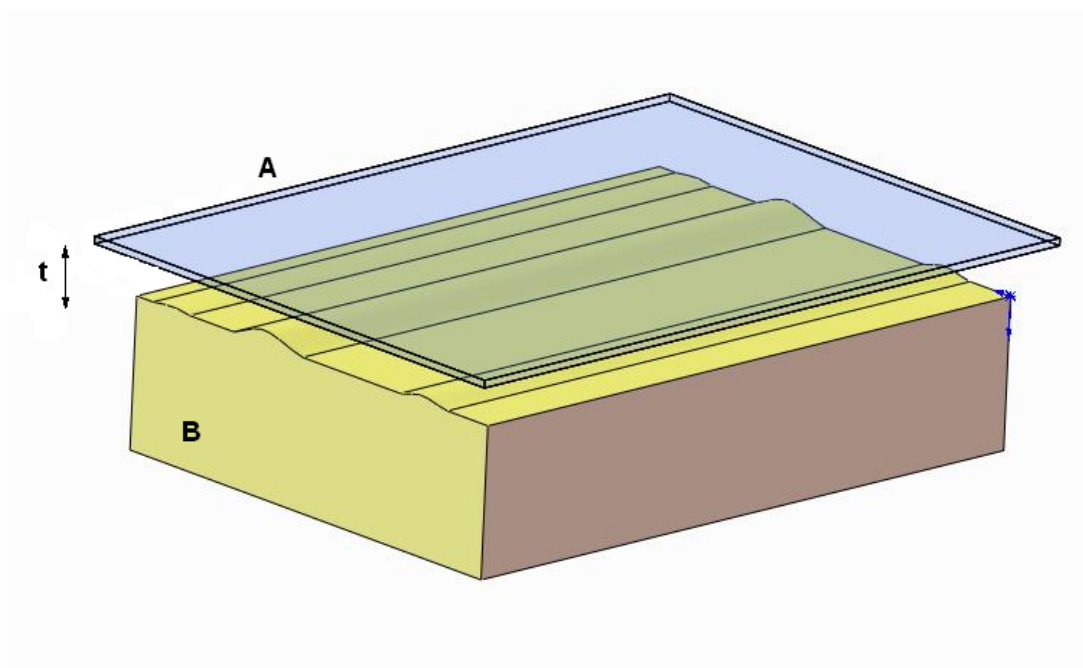


Figura 33 - Esquema da definição do plano limite

A arquitectura do sistema desenvolvido assenta em três elementos essenciais: a mesa plana de referência, blocos de referência e mesa móvel. Nesta mesa móvel é fixa uma matriz de geometria e dimensão compatíveis com a peça a testar.

A mesa plana de referência é uma superfície onde vai assentar a peça que se pretende testar. A mesa deve possuir uma superfície com muito boa qualidade, em termos de planeza e acabamento da superfície, devendo para isso ser rectificada.

Os blocos de referência servem de espaçadores entre a mesa plana de referência e a matriz móvel, quando esta se encontra em contacto com os blocos.

A matriz é maquinada de acordo com a forma da peça e com a zona onde se pretende avaliar a tolerância. Na figura 34 podem ver-se os diferentes componentes.

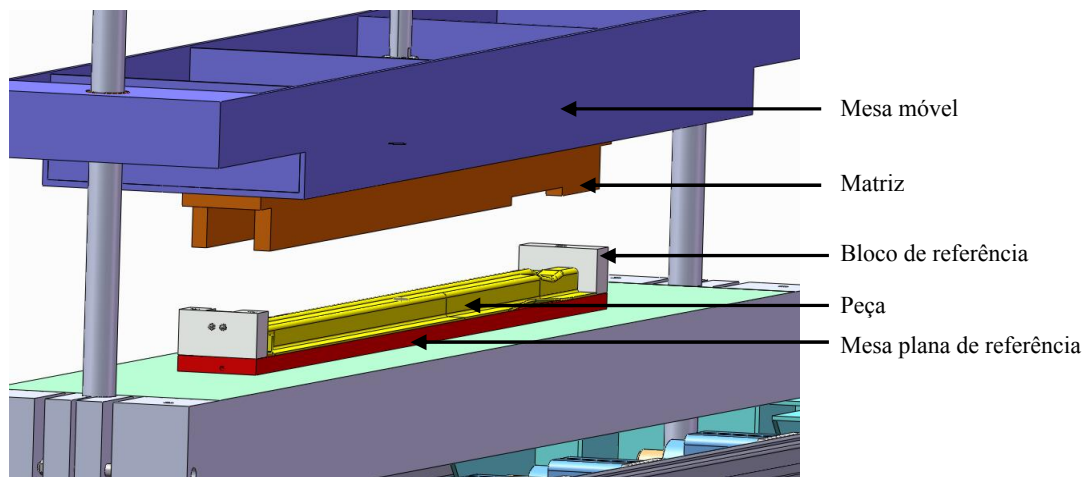


Figura 34 - Componentes principais do sistema

Quando a matriz se desloca e encosta aos blocos de referência, fica definido um plano limite, imposto pela tolerância de planeza. Se existir contacto entre a peça e a matriz isto significa que a planeza da peça está fora do limite superior da tolerância e a peça deve ser rejeitada.

Na figura 35 pode ser vista uma ampliação da matriz, dos blocos e da mesa plana evidenciando o plano limite. A folga existente entre a peça e a matriz é, então, igual ao valor da tolerância.

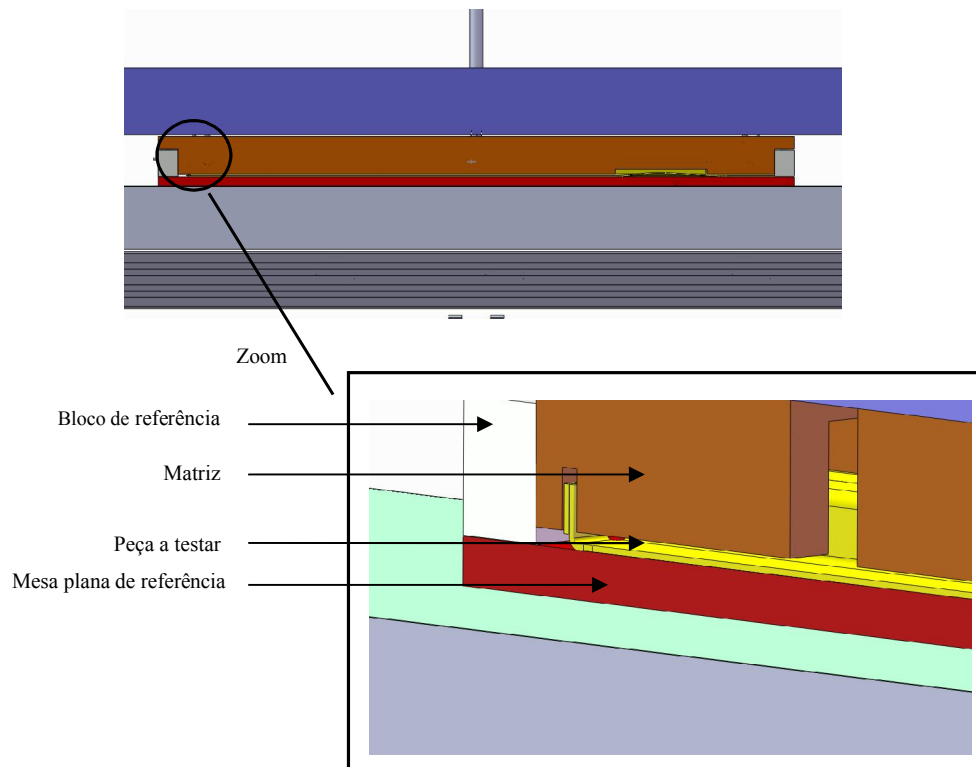


Figura 35 - Vista ampliada da definição do plano limite

A detecção da existência de contacto entre a matriz e a peça é determinada pelo fecho de um circuito eléctrico que se estabelece, entre a superfície da peça e a superfície da matriz, tirando partido das propriedades condutoras dos materiais em causa.

Muitas vezes, a indústria necessita de saber se as peças estão a ser rejeitadas sistematicamente ou esporadicamente, para poderem corrigir erros de fabrico e/ou para poder detectar a degradação das ferramentas de fabrico das peças.

A matriz pode ser concebida de modo a possuir diferentes zonas, isoladas electricamente, e com isso ser possível identificar, mantendo o mesmo sistema de detecção de contacto, a zona onde ocorre o desvio da tolerância. Esta configuração da matriz vai permitir um melhor conhecimento da qualidade das peças produzidas. A partir destes dados poderá ser possível identificar eventuais problemas no processo de produção ou sinalizar a degradação de ferramentas, sendo então possível implementar medidas de correcção. Assim, há a possibilidade de construir uma matriz com diversas zonas de contacto com a peça e avaliar qual das zonas é que contacta com esta obtendo, desta forma, um histórico das zonas mais afectadas.

O estabelecimento de um contacto eléctrico implica a criação de um circuito eléctrico que, por razões óbvias, deve ser isolado da restante máquina. Para isso é intercalado uma película polimérica entre a mesa plana de referência e a base de assentamento desta. O isolamento da matriz relativamente à mesa móvel é feito utilizando parafusos poliméricos.

O equipamento desenvolvido de verificação de tolerância divide-se em vários subsistemas:

- Sistema de pré-posicionamento do perfil de reforço;
- Sistema de prensão de pinos
- Sistema de inserção/extracção de pinos;
- Sistema de movimentação do carro insensor de pinos
- Sistema de batentes mecânicos para posicionar o carro;
- Sistema de fixação do perfil de reforço;
- Sistema de deslocamento da matriz de verificação de tolerâncias;

- Sistema de alimentação/extracção dos perfis de reforço.

O capítulo seguinte, incidirá na explicação das funções de cada um destes subsistemas bem como do seu projecto mecânico.

Conclusões

Neste capítulo foram apresentadas as ideias gerais do princípio de funcionamento do equipamento desenvolvido.

Foi adoptado um processo de verificação de tolerância baseado no método “passa/não passa” porque permite cumprir os objectivos do trabalho evitando o recurso a sistemas de sensorização dispendiosos. De qualquer modo, a arquitectura da máquina apresentada possui a flexibilidade para poder adaptar-se à incorporação de outro tipo de sistema de sensorização.

4 . Projecto do equipamento de controlo de tolerância de forma

Neste capítulo, é apresentado o funcionamento dos subsistemas que constituem a máquina, bem como a descrição de todo o seu funcionamento. É também abordado o dimensionamento mecânico da máquina, assim como a selecção dos diferentes componentes.

Esta máquina foi desenvolvida, para poder verificar/controlar peças até um limite máximo de dimensão: 1200mm, 200mm e 75mm (C x L x H).

Como a máquina foi desenvolvida para ter um funcionamento automático, foi implementado um sistema de alimentação que coloca a peça na superfície plana de referência. Um sistema de pré-posicionamento encaminha a peça até uma posição próxima da posição final. Segue-se, então, a inserção de três pinos de posicionamento que finalizam o posicionamento da peça. Posteriormente, um sistema de fixação irá fixar a peça em quatro pontos. Após a fixação, o sistema de deslocamento da matriz coloca-a na posição de controlo permitindo a verificação da tolerância da peça. O processo é invertido em seguida, ou seja, a peça é libertada do sistema de fixação, são-lhe retirados os pinos e, pelo sistema de remoção, a peça é retirada.

Antes da análise dos vários subsistemas é apresentado, na figura 36, o aspecto final do projecto desenvolvido, com o intuito de facilitar a compreensão do princípio de funcionamento e a localização dos diferentes subsistemas que constituem o sistema global.

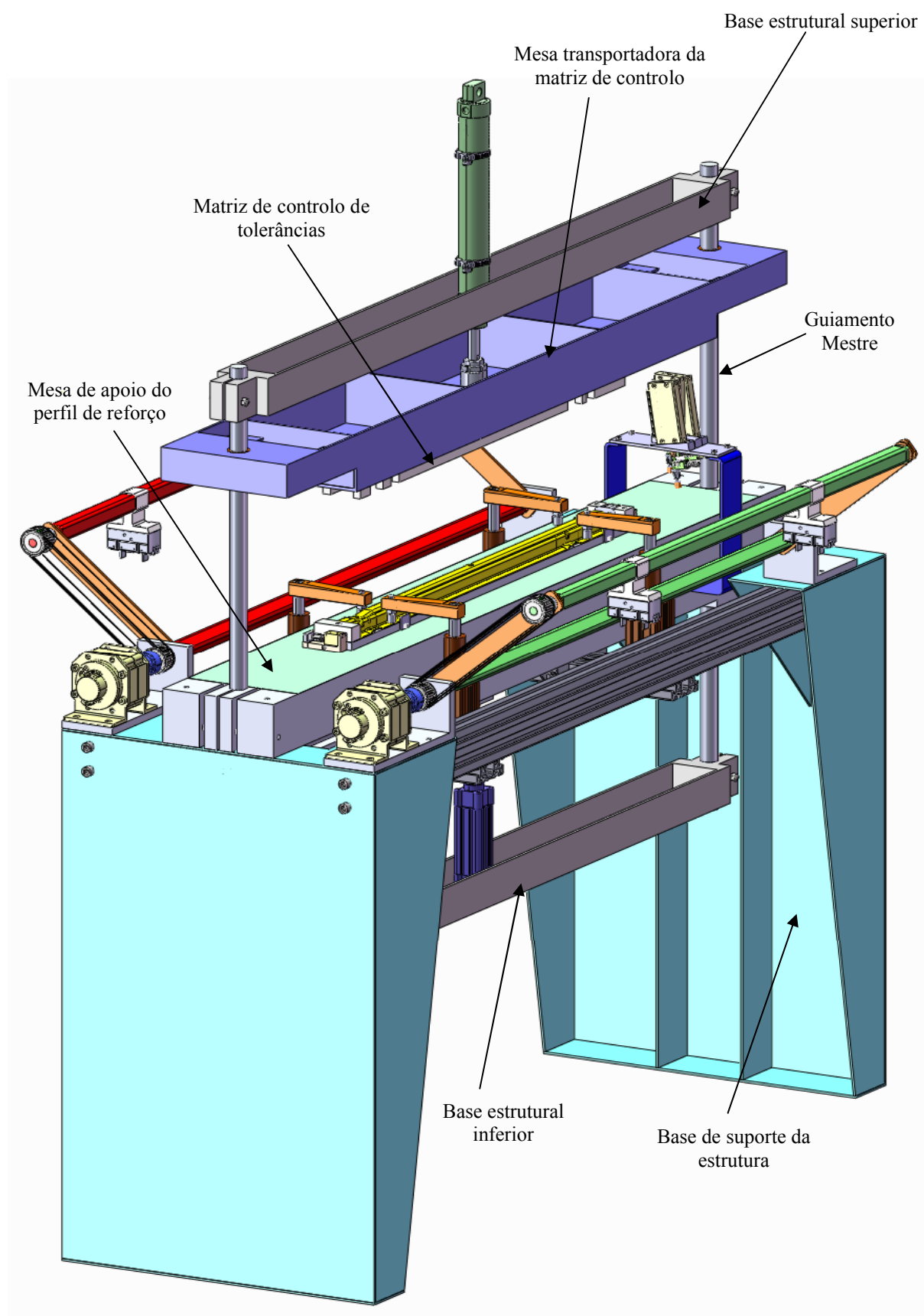


Figura 36 - Aspecto final da máquina de controlo de tolerâncias projectadas

4.1 Sistema de pré-posicionamento do perfil de reforço

A utilização do sistema de pré-posicionamento justifica-se porque, após a alimentação da peça, há que garantir a sua colocação na posição de ensaio. Assim, um eventual afastamento do perfil da sua posição de ensaio impede o funcionamento da matriz. Pode também provocar dificuldades acrescidas ao sistema de inserção de pinos uma vez que os furos onde vão ser inseridos os pinos podem ficar deslocados.

O posicionamento do perfil deve ser assegurado em duas direcções, sendo feito ao longo do comprimento e ao longo da largura do perfil. Para o posicionamento lateral é utilizado um mecanismo de alavanca que permite empurrar a peça contra um batente, garantindo o seu encosto. O esquema apresentado na figura 37 pretende ilustrar o funcionamento deste mecanismo.

A seta a azul pretende representar a força que é aplicada à barra do mecanismo de posicionamento. Esta força faz rodar a barra em torno de um ponto fixo, cuja rotação provoca o pré-posicionamento lateral da peça.

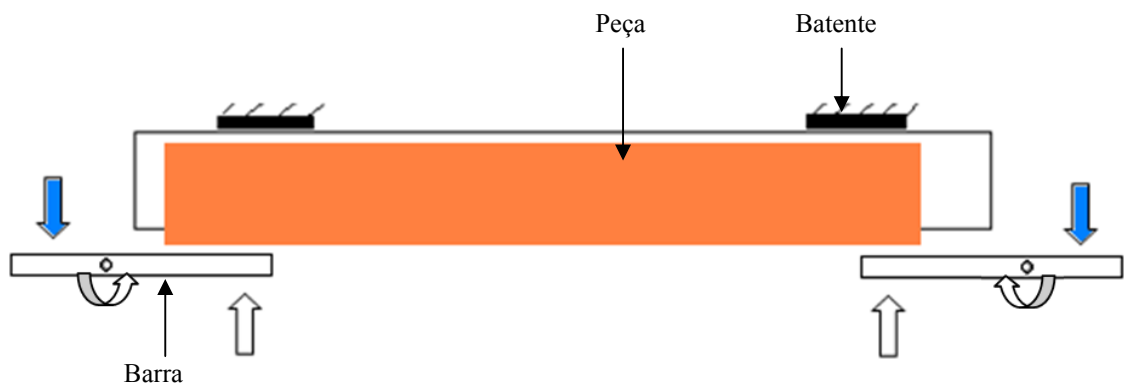


Figura 37 - Esquema de funcionamento do mecanismo de pré-posicionamento lateral

A articulação da barra é realizada recorrendo a um pino que encaixa no furo da barra (figura 38). Para facilitar a articulação do pino e da barra é utilizado um casquilho auto lubrificado da IGUS com flange de assentamento (referência do fabricante GFM-0506-15). Para bloquear a translação ao longo do pino de articulação é colocado, na sua extremidade, um anel elástico normalizado DIN 471-5-0.6.

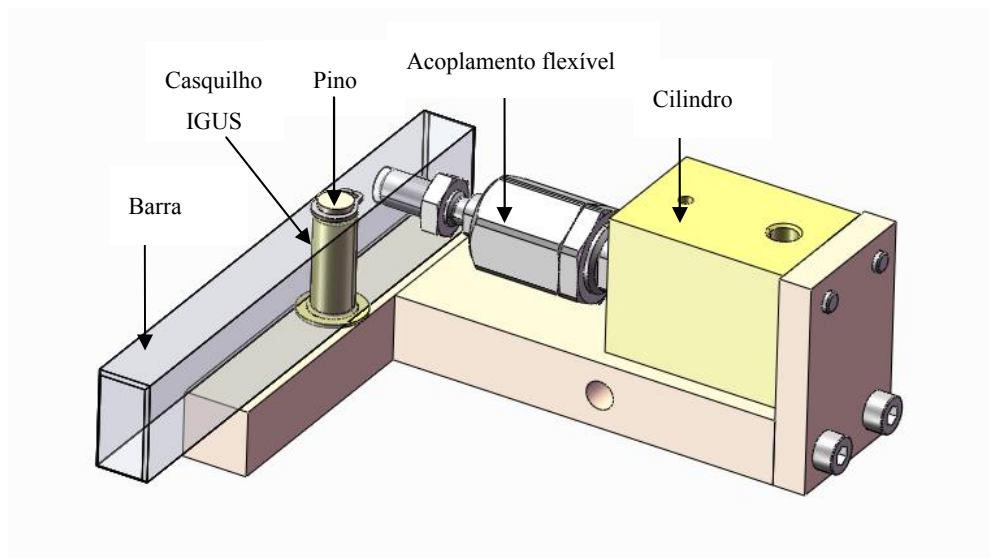


Figura 38 - Mecanismo de pré-posicionamento lateral

Para o sistema de accionamento deste mecanismo foi seleccionado um cilindro pneumático compacto da FESTO AEVC-12-10 ($\phi_{\text{embolo}} = 12 \text{ mm}$; $L = 10 \text{ mm}$) cuja força de avanço é 60 N à pressão de 6 bar. Tendo em conta que se trata de um sistema do tipo alavanca, com uma relação de braços de 1:3, resulta uma força que ronda os 20 N para arrastar a peça contra os batentes. A compensação angular entre o alinhamento da haste e da barra deste mecanismo, devido à transformação de um movimento linear num movimento angular, é conseguido recorrendo a um acoplamento flexível da FESTO de referência FK-M4-2-03.

O pré-posicionamento longitudinal da peça é realizado recorrendo também a um actuador pneumático. A figura 39 mostra o sistema, constituído por um cilindro pneumático da FESTO AEVC-10-10 ($\phi_{\text{embolo}} = 10 \text{ mm}$; $L = 10 \text{ mm}$) tendo na haste acoplado um batente que tem por objectivo aumentar a área de contacto com a peça. A peça é obrigada a deslocar-se até ser travada por um batente existente na outra extremidade da máquina ficando, desta forma, posicionada correctamente.

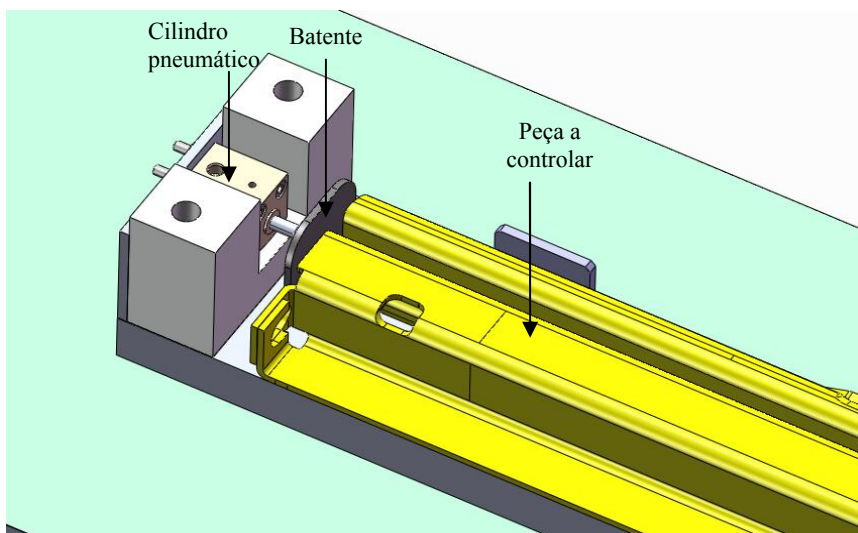


Figura 39 - Sistema de pré-posicionamento ao longo do comprimento

4.2 Sistema de inserção/extracção de pinos

A realização do teste de controlo da peça requer o correcto posicionamento desta. Para esse efeito são utilizados três pinos cuja colocação/remoção é assegurada por um actuador pneumático montado num carro de suporte móvel.

Um aspecto crítico desta operação prende-se com a necessidade de assegurar a correcta orientação do eixo do actuador com o eixo do furo e, ao mesmo tempo, permitir que um eventual desalinhamento, não impeça a operação de inserção do pino. Para acomodar este requisito optou-se pela colocação de um acoplamento flexível colocado no pino.

O processo de inserção dos pinos está dependente da força que é necessário realizar para se inserir o pino no furo respectivo. Esta força está dependente do deslocamento do pino relativamente ao furo e da força de atrito daí resultante. Para estimar a força de inserção tomou-se como razoável a força máxima que uma pessoa pode exercer a quando desta tarefa, visto que no processo de controlo manual actual os pinos são inseridos manualmente sendo o ajustamento entre pino e furo do tipo deslizante. A força considerada como limite humana na execução desta tarefa foi de 200 N sendo o dimensionamento realizado com base neste valor.

O sistema de accionamento deste sistema é baseado num cilindro pneumático da FESTO de referência DZF-25-50-A-P-A. Trata-se de um cilindro assimétrico de êmbolo rectangular, capaz de exercer uma força em recuo de 247 N a 6 bar. Estes cilindros são bastante estreitos sendo esta a razão que levou à sua selecção, em detrimento de cilindros convencionais que ocupariam demasiado espaço para a mesma capacidade de força (figura 40).

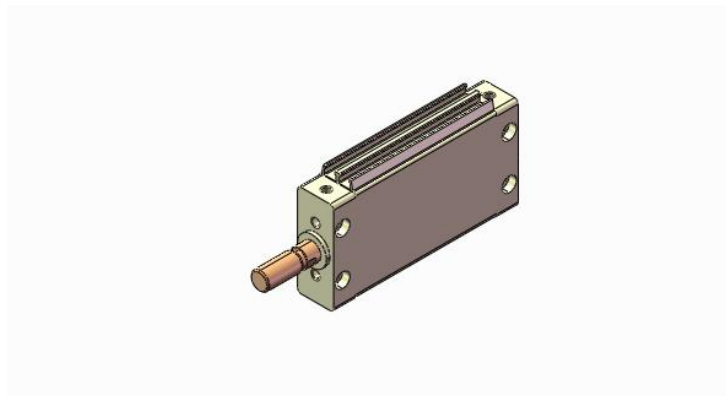


Figura 40 – Cilindro de êmbolo rectangular da FESTO referência DZF-25-50-A-P-A

A base de assentamento dos cilindros é formada por uma placa com umas superfícies inclinadas para que as hastes dos cilindros fiquem no alinhamento dos furos de inserção dos pinos (figura 41). Esta placa pode ser substituída facilmente para permitir a adaptação do sistema a outros perfis de reforço.

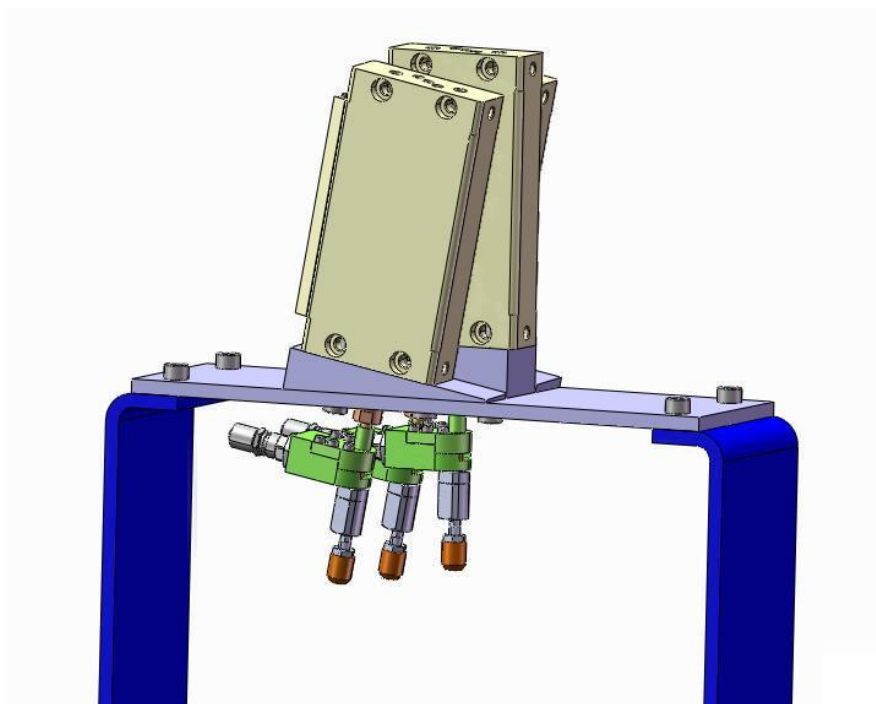


Figura 41 - Sistema de inserção/extracção e prensão dos pinos

O sistema de inserção de pinos requer um procedimento de montagem no “carro porta pinos” para configurar o sistema para um dado tipo de perfis de reforço. Só assim será possível garantir o alinhamento da haste do cilindro com o furo nas subseqüentes operações automáticas. Inicialmente deve ser colocado o pino no respectivo furo. Em seguida, deverá ser colocado o sistema de prensão do pino na extremidade deste. O sistema de prensão por sua

vez, deve ser fixo à haste do cilindro insersor de pinos. Com o carro e o cilindro insersor na posição correcta deve-se fixar o cilindro insersor ao carro com parafusos de aperto os quais devem ser apertados lentamente para que o cilindro se ajuste procurando o alinhamento com o furo do perfil de reforço; isto é possível pois existe folga entre os furos passantes da base de assentamento dos cilindros e os parafusos. Desta forma é garantida a correcta orientação do eixo de inserção do pino. O processo deverá ser repetido para os restantes pinos.

4.2.1 Sistema de prensão dos pinos

O processo de controlo de tolerâncias impõe que sejam inseridos três pinos ao longo do comprimento do perfil de reforço para posicionar correctamente a peça. Sendo assim a máquina deve conseguir inserir e extrair os pinos de forma automática sem grande esforço. Tentou-se procurar no mercado dispositivos que permitissem prensão dos pinos. No entanto todos os dispositivos encontrados não serviam devido, principalmente, às suas dimensões demasiado elevadas. Assim foi desenvolvido um mecanismo para esta função. Este deve ser de pequenas dimensões e não deve interferir com a peça enquanto o processo de inserção e extracção de pinos estiver a decorrer.

O pino de posicionamento não deve ser totalmente cilíndrico. Assim, num dos seus topos deve existir um entalhe a toda a volta para que este possa ser agarrado pelo dispositivo de prensão.

O sistema de prensão de pinos (figura 42) é constituído por:

- Mecanismo de prensão da cabeça do pino;
- Cabeça do pino;
- Dispositivo de acoplamento;
- Pino.

O mecanismo de prensão da cabeça utiliza um mini-cilindro pneumático (1.3), fixo ao dispositivo de prensão, que acciona um dispositivo de engate da cabeça do pino (1.5) ficando este aprisionado ao mecanismo de prensão. A existência de um acoplamento flexível (2.2) entre a cabeça do pino (2.1) e o pino (2.3) serve para compensar pequenos desvios de desalinhamento existentes entre a haste do cilindro e o furo de inserção. Assim evita-se a transmissão de esforços de flexão para haste do cilindro de êmbolo rectangular. O pino tem na sua extremidade uma forma cónica para facilitar a inserção deste.

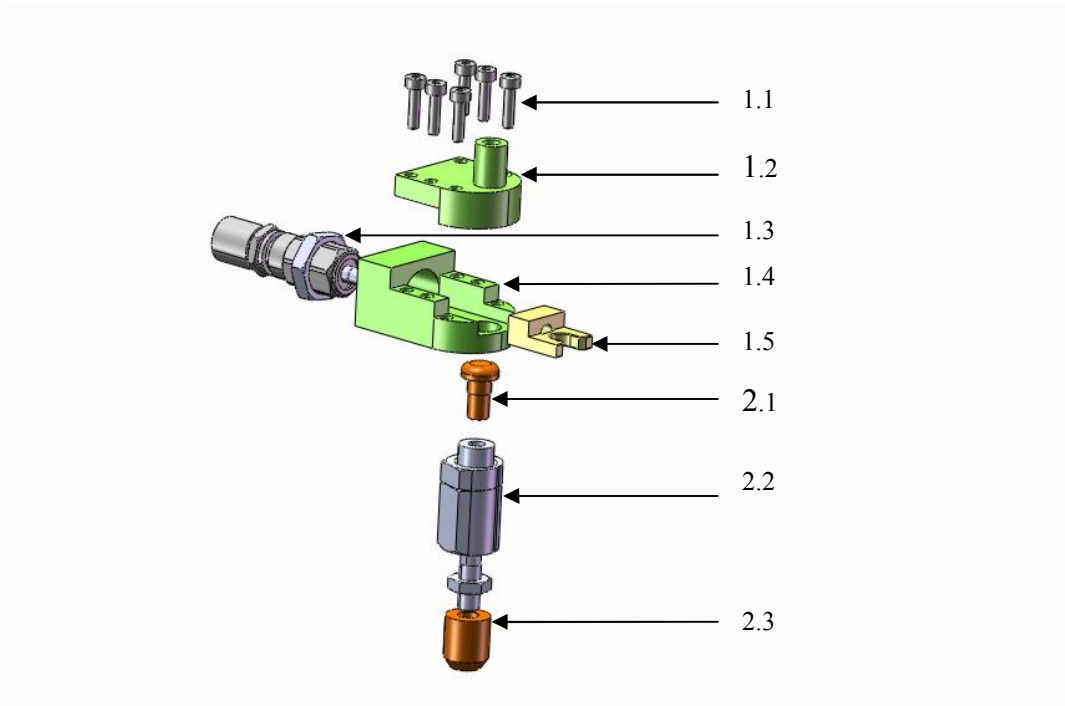


Figura 42 - Vista explodida do sistema de preensão de pinos

Tabela 2 - Lista de componentes do sistema de preensão de pinos

Nome	Nome do componente	Designação
1.1	Parafusos de fixação	
1.2	Tampa superior	
1.3	Mini-cilindro pneumático	SMC CJPB-4-5
1.4	Tampa inferior	
1.5	Peça de engate	
2.1	Cabeça do pino	
2.2	Acoplamento flexível	FESTO FK M4
2.3	Pino posicionador	

O sistema de preensão de pinos é fixo à haste do actuador pneumático através do furo roscado que existe na tampa superior.

A figura 43 apresenta o aspecto final do sistema de preensão dos pinos.

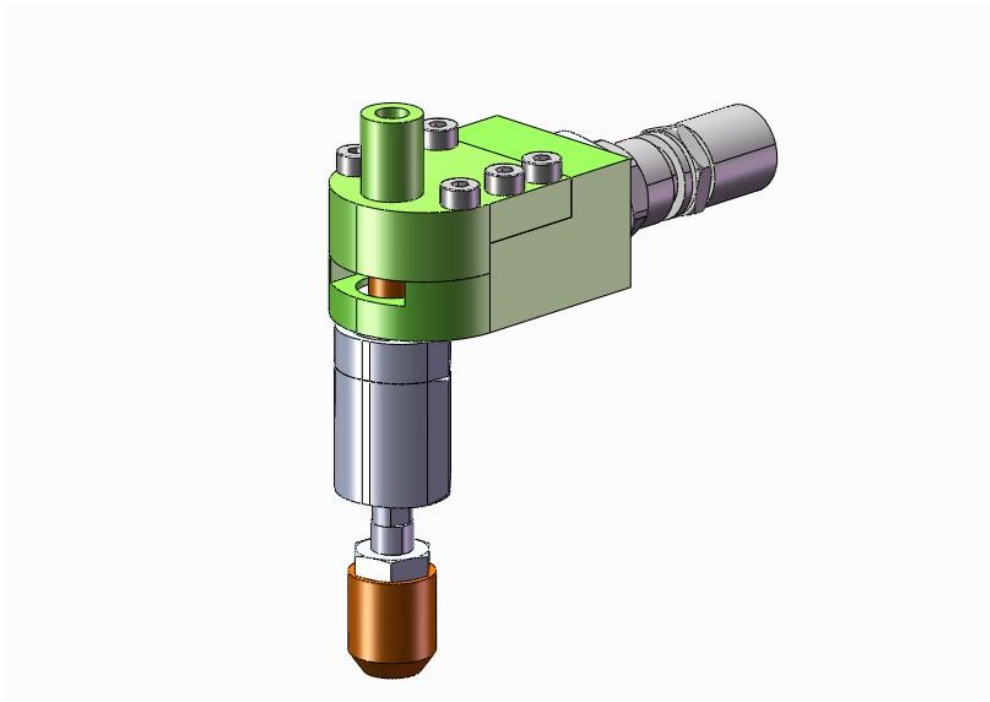


Figura 43 - Sistema de prensão dos pinos

4.2.2 Sistema de movimentação do carro insensor de pinos

O carro insensor de pinos deve ser posicionado em 3 posições distintas, uma vez que são necessários colocar três pinos. Desta forma criou-se um sistema que se desloca ao longo da peça e que pára nas três posições de inserção de pinos. Este sistema não pode interferir com nenhuma das partes móveis dos outros subsistemas. Os pontos de paragem são conseguidos pela colocação de uns esbarros mecânicos de accionamento pneumático (serão abordados no ponto 4.2.3).

A solução adoptada utiliza um carro que abraça toda a estrutura de apoio da peça transladando ao longo desta (figura 44), sendo guiado por dois veios de secção circular. No carro estão alojados dois rolamentos lineares da Bosch (referência R065822540) para diminuir o atrito entre as partes móveis. No sistema de accionamento do carro é utilizado um cilindro pneumático sem haste porque consegue ser mais compacto do que os convencionais para o mesmo curso de deslocamento (1340 mm). Para este efeito foi escolhido um cilindro da FESTO de referência DGO-20-1340-PPV-A-B.

As guias são presas pelos topos, por uma peça de aperto por pressão (figura 44), que por sua vez se fixa à estrutura de apoio do perfil de reforço.

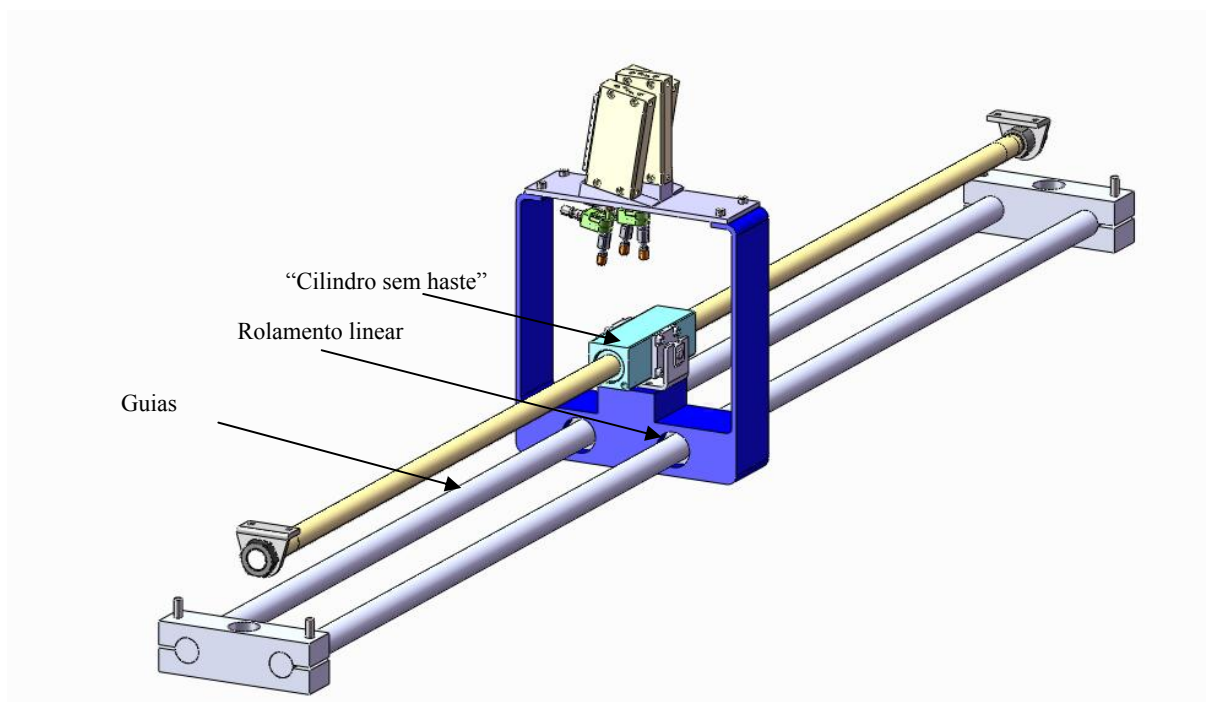


Figura 44 - Sistema movimentação do carro insensor de pinos

Para afinar o alinhamento do “cilindro sem haste” e tendo por objectivo evitar esforços de flexão desta deve-se ter especial atenção à sua montagem. Dever-se-á proceder à movimentação do carro para as diferentes extremidades e aí ser travada por pressão à peça de fixação, previamente aparafusada à estrutura da mesa de apoio do perfil de reforço, por intermédio da porca de aperto. A folga existente na peça de fixação do cilindro permite compensar desalinhamentos conseguindo-se assim, de uma forma simples, alinhar a haste do cilindro.

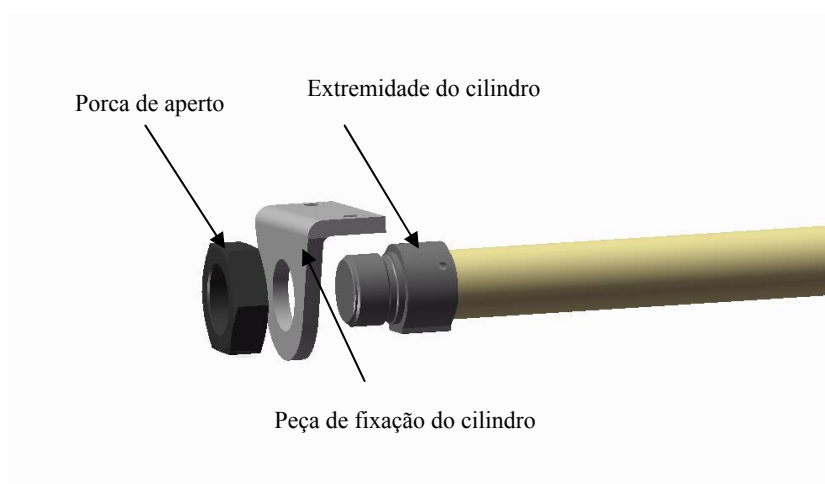


Figura 45 - Esquema de fixação do “cilindro sem haste”

Tendo por objectivo analisar estruturalmente o sistema foi efectuada a simulação computacional pelo método dos elementos finitos ao carro para verificar se este suporta as cargas geradas no processo de inserção/extracção de pinos. Foi considerada uma carga de 200 N na superfície de assentamento do cilindro que insere o pino. Pelos furos por onde se faz os guiamentos é restringido o deslocamento radial e axial do carro porque, quando este estiver a inserir ou extrair o pino o carro estará imóvel.

A figura 46 mostra as tensões instaladas no carro quando estiver sujeito às solicitações anteriormente descritas e durante o processo de extracção do pino. A tensão máxima instalada é de 20.9 MPa que é uma tensão baixa tendo em conta que o material utilizado é o aço AISI 1035 com 285 MPa de tensão limite de elasticidade.

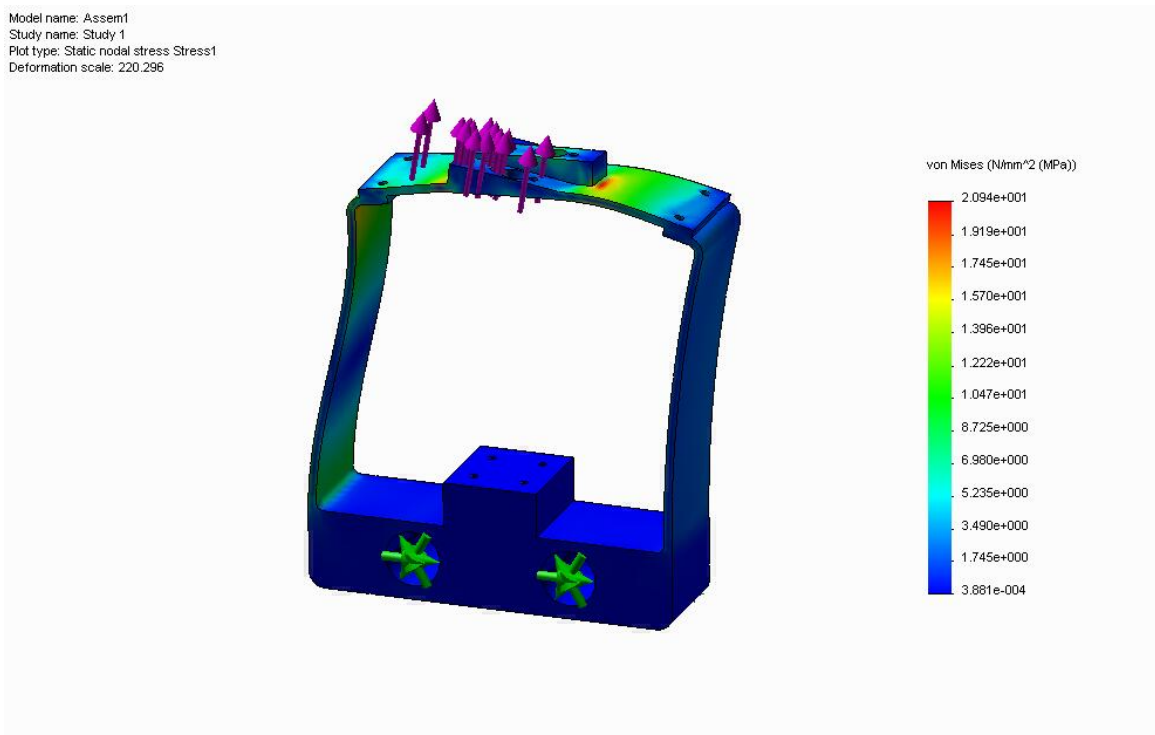


Figura 46 - Distribuição de tensões no carro

A figura 47 mostra a deformação do carro. A máxima deformação ocorre na parte superior do carro com um deslocamento de 0.13 mm; o que foi considerado como aceitável.

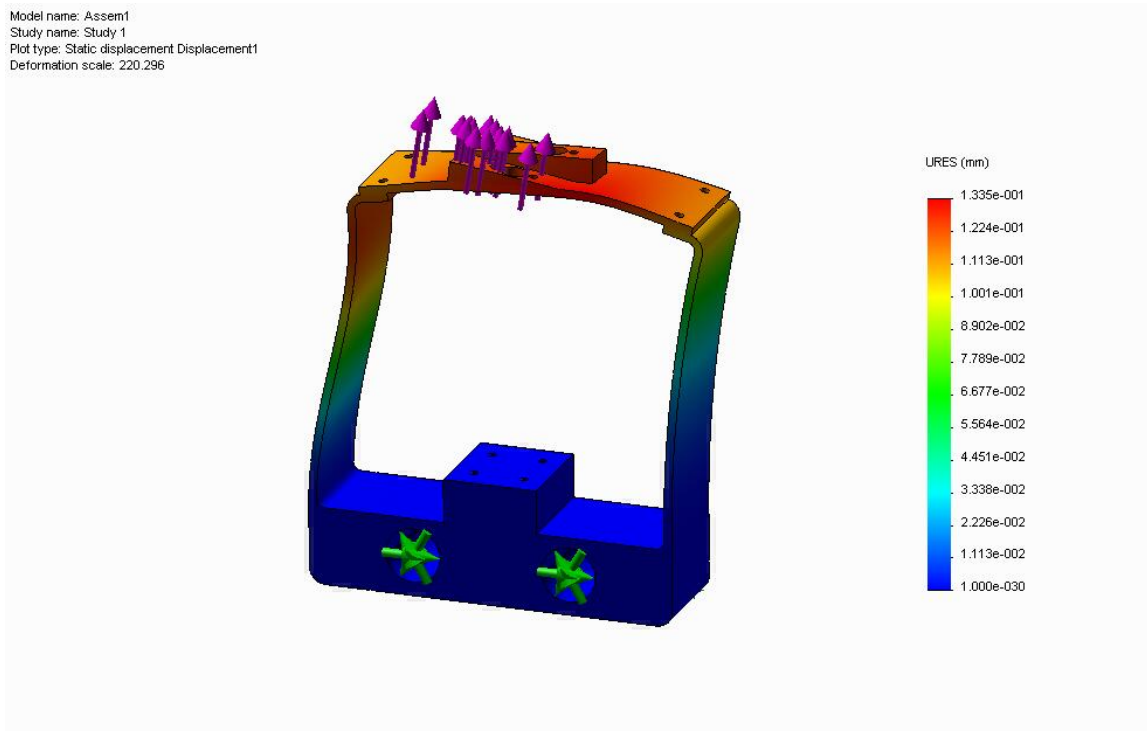


Figura 47 - Distribuição da deformação do carro

No sistema de movimentação foi tido em conta as deformações que a força de inserção de pinos tem sobre os guiamentos do carro. Para tal foi feito o estudo de deformações dos guiamentos. O carro foi colocado a meio dos guiamentos porque é este o ponto mais crítico a nível de deformações e foi aplicada a força máxima a que este estará submetido.

A figura 48 mostra a deformação calculada nos guiamentos e no carro. A máxima deformação é de 0.6 mm. A deformação apresentada não é significativa uma vez que, quando esta ocorre, o carro encontra-se parado e durante a inserção do pino esta deformação não é suficiente para impedir o processo.

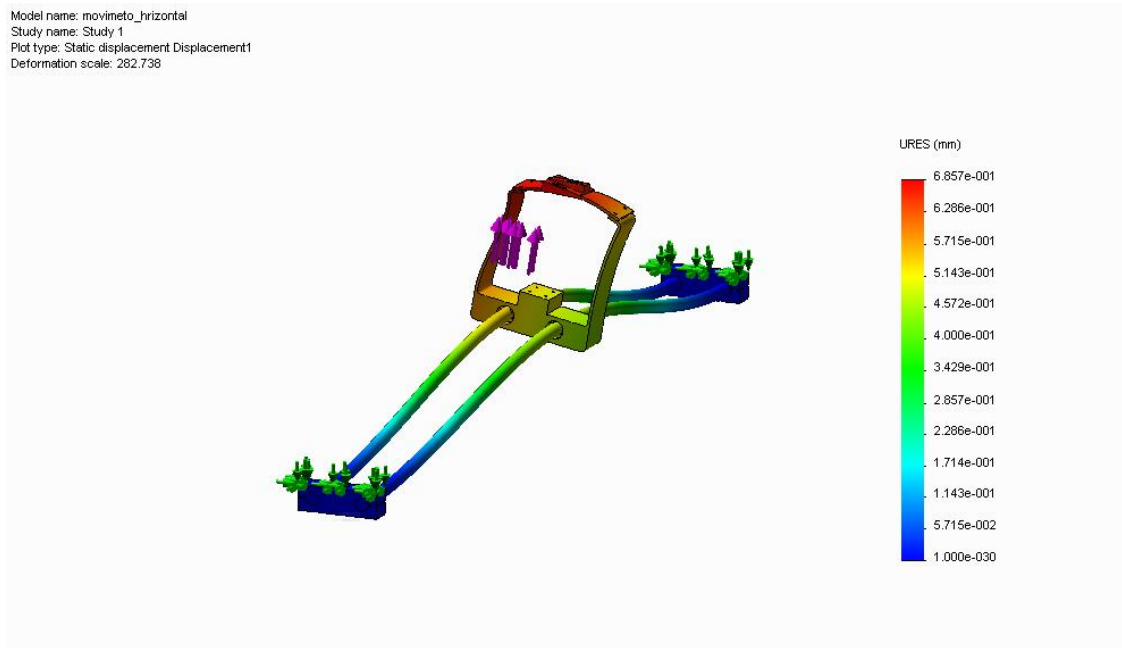


Figura 48 - Distribuição da deformação nos guiamentos do carro

4.2.3 Sistema de batentes mecânicos para posicionamento do carro

Para se fazer o posicionamento do carro, foram consideradas inicialmente duas alternativas; uma delas seria utilizar um sistema servo controlado, passando a outra pela utilização de um sistema de batentes mecânicos retrácteis colocados estrategicamente de forma a provocar a paragem do carro. Atendendo ao custo elevado que a solução de um sistema servo controlado acarretaria, optou-se pela solução de batentes retrácteis. Como os batentes têm de ser retrácteis foram escolhidos cilindros de paragem de cargas. Este tipo de cilindros é utilizado para parar cargas inerciais num ponto bem determinado. A paragem é feita com a haste do cilindro que, devido ao pequeno curso do cilindro e ao forte guiamento da haste, cumpre a capacidade de parar grandes cargas. A figura 49 pretende ilustrar o princípio de funcionamento destes cilindros.

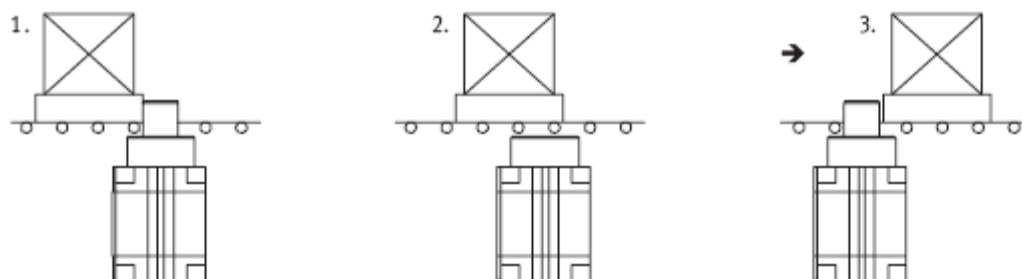


Figura 49 - Princípio de funcionamento dos cilindros de paragem de cargas

O tipo de cilindro seleccionado foi da FESTO com a referência STA-50-30-P-A. Este foi seleccionado recorrendo a um gráfico (figura 50), cujos parâmetros de entrada são a massa móvel em função da velocidade admitida. A massa do carro e dos respectivos cilindros de inserção é de aproximadamente 8 kg, sendo a velocidade máxima do carro limitada a 34 m/min.

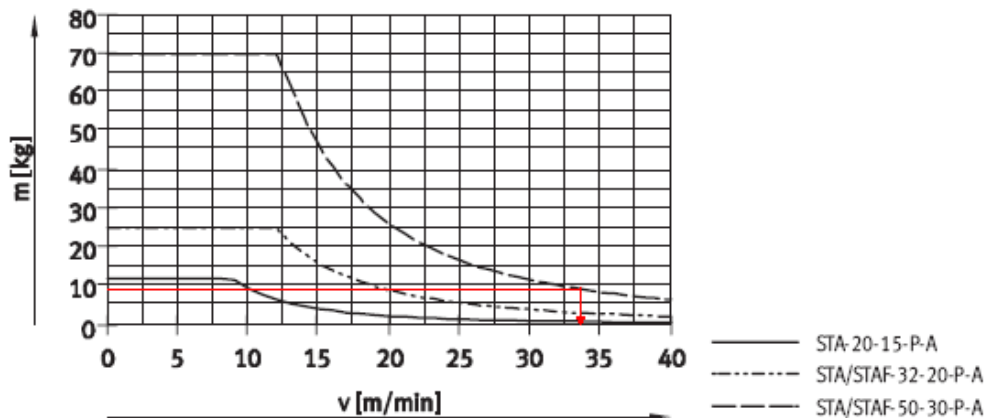


Figura 50 - Gráfico de velocidade máxima permitida em função da massa deslocada

Os cilindros são fixos a um perfil da Bosch 45 x 90 colocados ao longo do comprimento da máquina. A fixação a este perfil permite localizar os cilindros em qualquer ponto, bastando apenas desapertar os parafusos de fixação e transladar os cilindros ao longo dos rasgos. Este facto confere a este sistema a facilidade de se poder configurar a novos perfis de reforço a testar (figura 51).

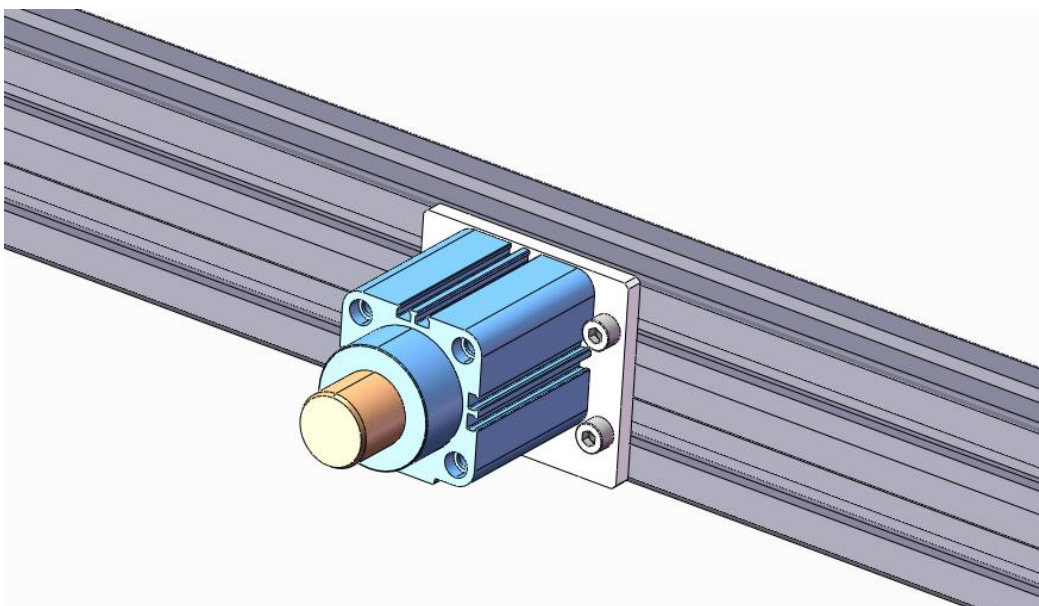


Figura 51 - Fixação do cilindro de paragem de cargas

A figura 52 apresenta um sistema de inserção travado por um dos batentes mecânicos de posicionamento do carro.

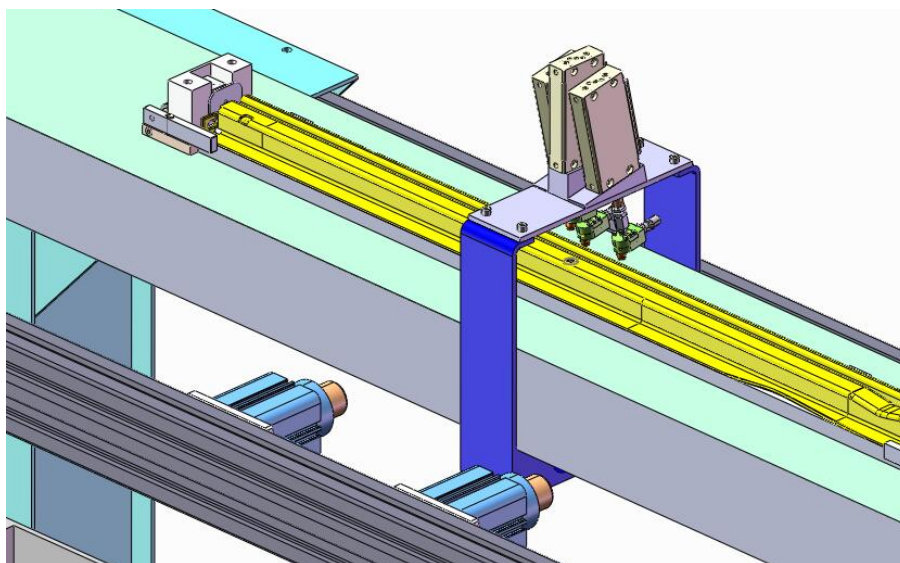


Figura 52 - Mecanismo de paragem do carro insersor de pinos

4.3 Sistema de fixação do perfil de reforço

O sistema de fixação é um mecanismo que permite prender a peça na posição correcta de verificação de tolerância. Durante o processo de verificação de tolerâncias o sistema deve manter a peça imobilizada para simular o processo de amarração que a peça irá sofrer, quando for soldada à estrutura da porta do automóvel, provocando uma deformação idêntica à provocada pelas garras de fixação entre a peça e porta do automóvel.

A existência de outros mecanismos que irão partilhar o mesmo espaço de trabalho do sistema de fixação, implica que este tenha a capacidade de desimpedir o espaço de trabalho.

Devido à falta de informação existente no que diz respeito à força necessária para se fixar a peça, assumiu-se que o valor da força de fixação deverá ser idêntica à força que os grampos mecânicos exercem. Após se ter analisado este tipo de mecanismos no mercado e verificado as suas características conclui-se que em média a força de fixação é cerca de 500 N. Assim, o sistema de fixação é dimensionado para poder exercer uma força equivalente à dos grampos mecânicos.

Depois de analisados vários sistemas de fixação existentes no mercado optou-se por uma solução com dois eixos (rotação e translação) que recorre a cilindros pneumáticos. Este tipo de cilindros, para além de poderem ter uma translação da haste, tem a funcionalidade de também rodarem 90°. Estes dois movimentos são dependentes um em relação ao outro. Na sua posição extrema o braço encontra-se paralelo à face longitudinal da máquina. Aquando do movimento de aperto o braço roda 90° seguido de um movimento de retracção da haste. Se na extremidade da haste montarmos um braço de fixação é então possível fazer o aperto com um afastamento relativo suficiente entre o eixo do cilindro e a extremidade do dedo de fixação, para que não haja interferência com a mesa de suporte da peça (figura 53).

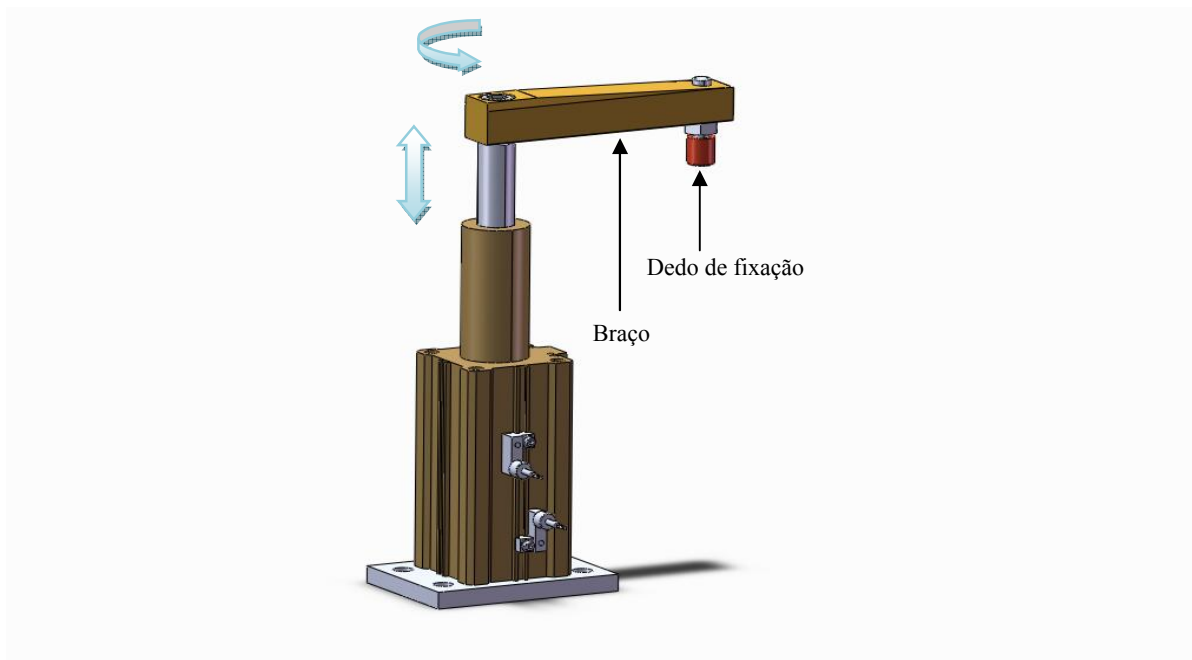


Figura 53 - Cilindro pneumático SMC referência MKA50TF-50R

Este sistema tem as seguintes características principais:

- Força teórica de aperto 825 N a 5 bar;
- Diâmetro de êmbolo 50 mm;
- Curso de rotação 19 mm (para rodar 90°);
- Curso de aperto 50 mm.

O comprimento do braço de fixação deve ser compatível com o momento máximo que o cilindro pode absorver. O fabricante fornece gráficos cujos parâmetros de entrada são a pressão de operação em função do comprimento do braço do cilindro (figura 54). Sabendo que são necessários 125 mm de comprimento de braço, por razões de funcionalidade, pode-se

deduzir que a pressão máxima de operação é de aproximadamente 4.5 bar, correspondente a uma força máxima de fixação de 742 N. Uma vez que se pretende uma força de aperto de 500 N os cilindros devem operar a 3 bar.

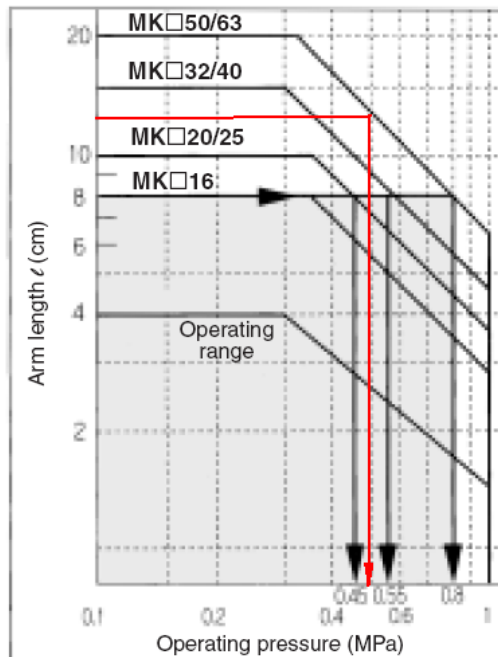


Figura 54 - Gráfico para selecção da pressão máxima de operação

O sistema de fixação da peça utiliza quatro cilindros de aperto. Estes cilindros são montados numa estrutura que possui um deslocamento vertical, permitindo assim desimpedir o espaço de trabalho, não interferindo com os restantes subsistemas. Esta estrutura move-se no guiamento mestre vertical possuindo, para o efeito, rolamentos lineares iguais aos utilizados no sistema da mesa transportadora da matriz (figura 55) e cujo curso é determinado por batentes mecânicos. A estrutura tem a capacidade de poder reconfigurar-se. Para esse efeito utiliza-se um perfil Bosch 45x45 da série pesada, que se fixa à estrutura de suporte em diferentes pontos (de 100 em 100 mm) por meio de parafusos M8x16 e porca de fixação ficando a junção feita por pressão, o que confere maior rigidez (figura 56). Este perfil é fixo à estrutura de suporte com acessórios da Bosch (referência 3 842 146 972). Os perfis de suporte dos cilindros de aperto (perfil Bosch 90x45) são fixos ao perfil 45x45 através de cantoneiras aparafusadas. Estas podem-se localizar em qualquer ponto ao longo do perfil, permitindo alterar os pontos de fixação da peça.

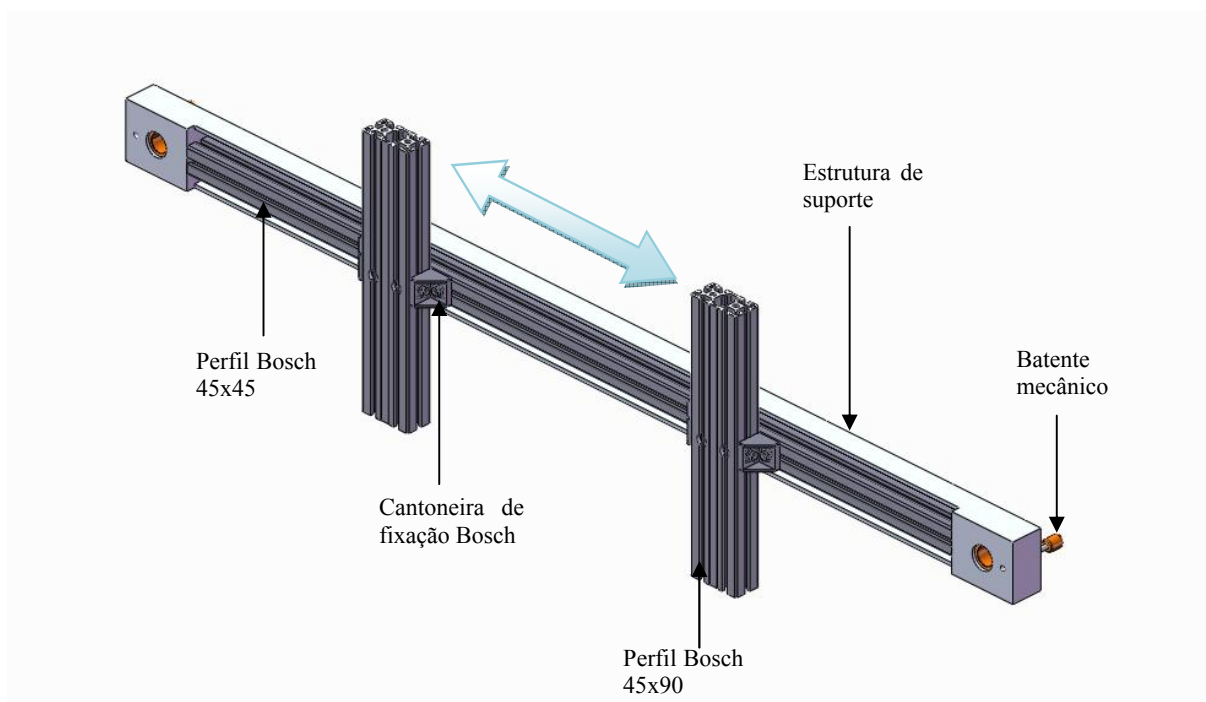


Figura 55 - Estrutura de suporte para os cilindros de fixação

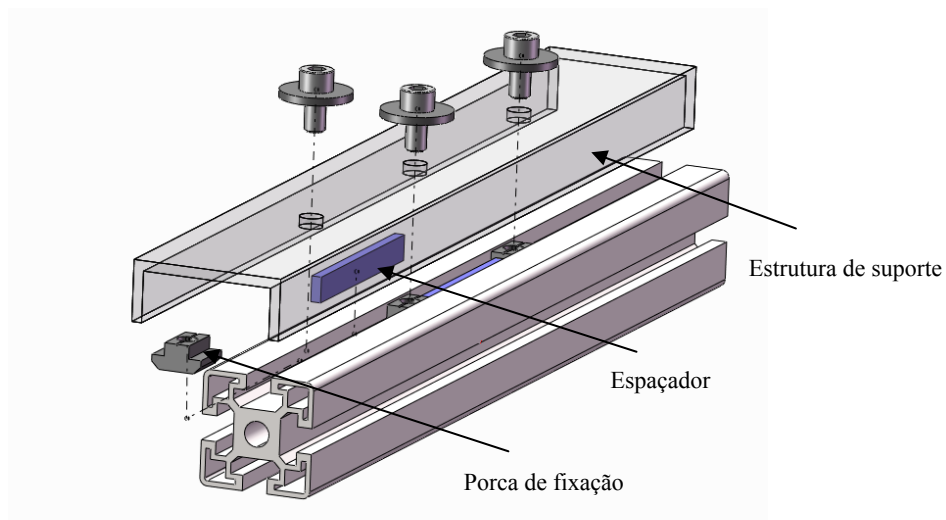


Figura 56 - Modo de fixação de perfis à estrutura de suporte

Os cilindros de fixação da peça são montados na estrutura concebida, ficando a sua localização dependente da posição de montagem dos braços da estrutura. A figura 57 mostra o conjunto cilindros de aperto na estrutura de suporte e o sistema elevatório.

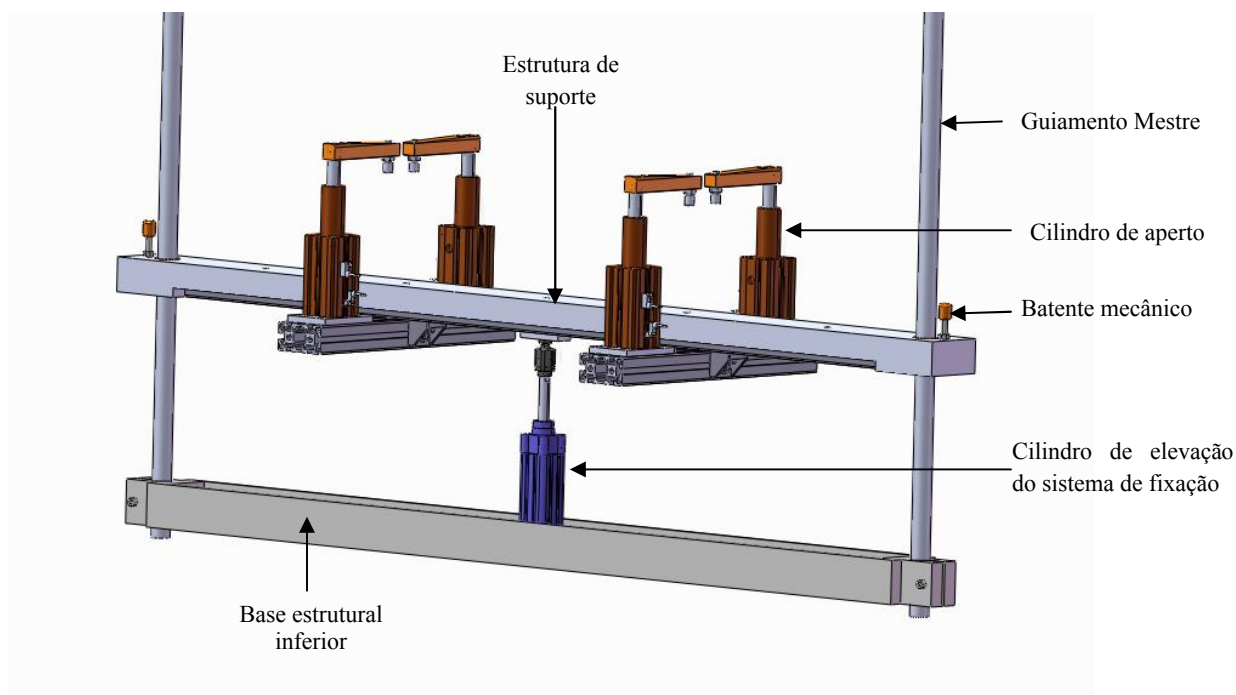


Figura 57 - Estrutura de suporte dos cilindros de fixação

Tratando-se de uma estrutura com solicitação de forças consideradas importantes, esta foi otimizada, através de um processo iterativo de convergência que assenta na análise de tensões e deformações. Para se proceder ao cálculo de resistência da estrutura foi necessário estimar as forças e as restrições ao movimento a que a estrutura estaria sujeita na pior das situações. As cargas aplicadas na estrutura foram consideradas como sendo as forças máximas (500 N por cilindro) exercidas pelos cilindros de fixação e estão aplicadas na base de assentamento dos cilindros. Para as restrições do movimento foi restringido o movimento radial nos dois guiamentos e a segunda restrição impede o deslocamento da estrutura quando esta atinge o ponto máximo de deslocamento e bate nos batentes mecânicos, ficando nesta situação, impedida de se deslocar na direcção axial aos guiamentos. Nas figuras 58 e 59 são apresentadas as distribuições de tensões e deformações que o modelo da estrutura apresenta. Os materiais utilizados para o cálculo das tensões são, no caso dos perfis da Bosch, alumínio AlMgSi0.5F25 com tensão limite de elasticidade de 195 MPa sendo a restante estrutura em aço AISI 1035 com tensão limite elástica 285 MPa.

A tensão máxima calculada pelo critério de Von Mises é de 37.9 MPa, que é uma tensão bastante baixa quando comparada com a tensão limite de elasticidade do material em causa.

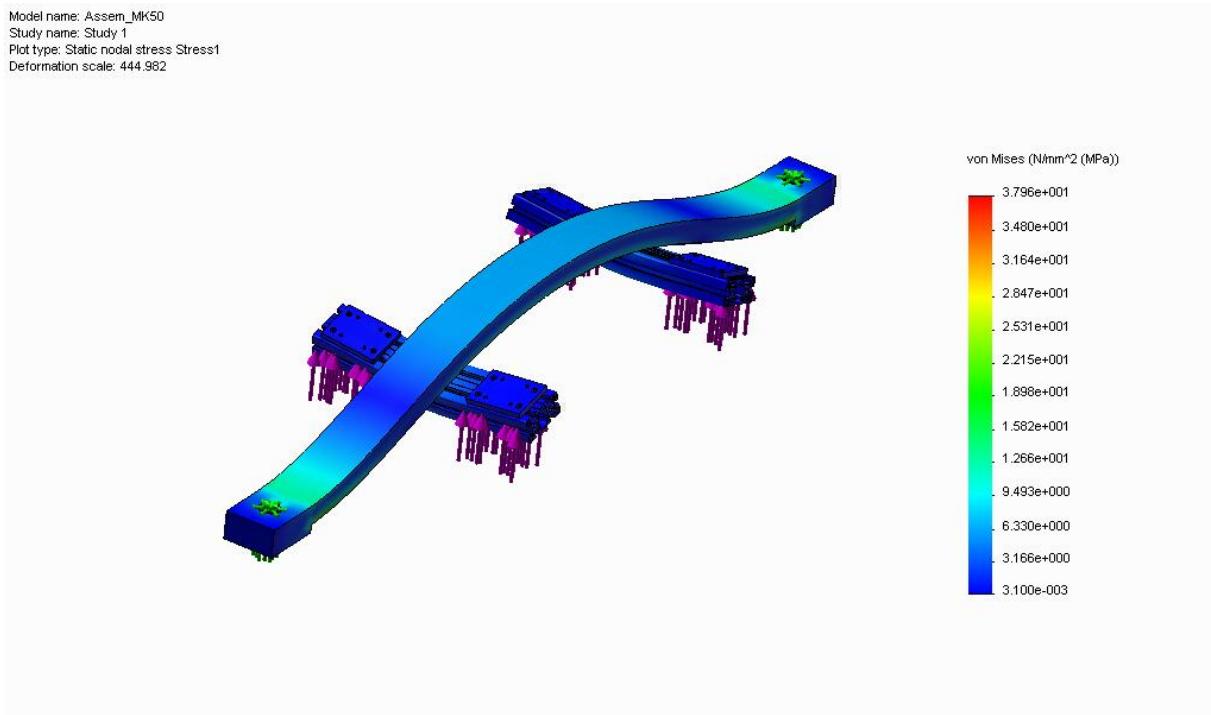


Figura 58 - Distribuição de tensões na estrutura de suporte dos cilindros de fixação

Para as mesmas sollicitações pode-se verificar que a deformação máxima apresentada pela estrutura é de aproximadamente 0.4 mm ocorrendo a meio da estrutura (figura 59).

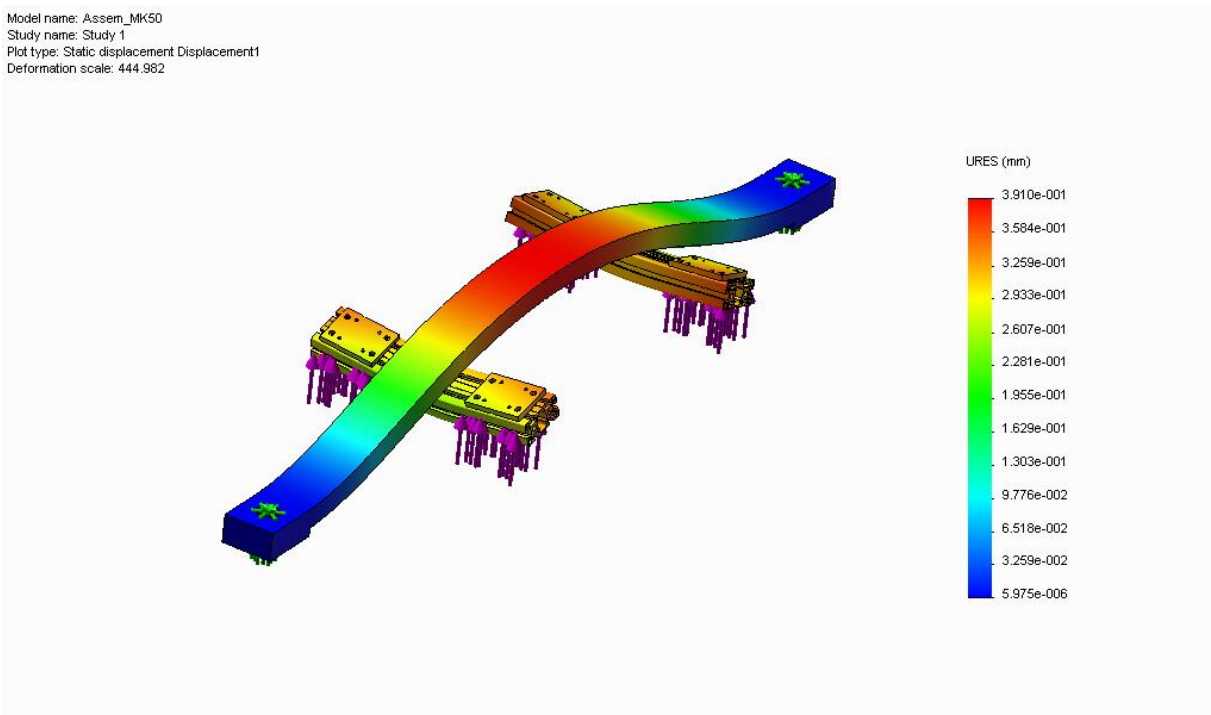


Figura 59 - Distribuição de deformações na estrutura de suporte dos cilindros de fixação

4.4 Sistema de deslocamento da matriz de verificação de tolerâncias

O sistema de deslocamento da matriz móvel foi projectado no sentido de se poder adaptar a diferentes matrizes de verificação de tolerâncias. Tendo uma velocidade de aproximação e de recuo bastante elevada (300 mm/s), o sistema de accionamento escolhido utiliza um cilindro pneumático. Este cilindro foi seleccionado tendo em conta as cargas a que vai estar sujeito (o peso da mesa transportadora e o peso da matriz) e a necessidade de possuir um baixo atrito.

O sistema de deslocamento deve garantir um movimento da matriz paralelo à base de apoio da peça. Assim, a mesa transportadora utiliza um guiamento por rolamentos lineares sendo utilizadas duas guias cilíndricas que se encontram localizadas nas extremidades da mesa. Foi inicialmente considerada a utilização de casquilhos em polímero de baixo atrito IGUS mas a grande distância existente entre os casquilhos podia não garantir um movimento uniforme. Optou-se então por uma solução recorrendo a rolamentos lineares de esferas que apresentam melhores capacidades de carga dinâmica. Os rolamentos lineares escolhidos foram da Bosch Rexroth cuja referência é R0658 230 40 (figura 60).



Figura 60 - Rolamento linear de esferas

A mesa transportadora da matriz de controlo deve possuir uma rigidez elevada de modo a minimizar a sua deformação. Este elemento deve ser obtido por construção soldada, tendo sido seleccionado o aço AISI 1035 para a sua construção. Os topos da estrutura são constituídos por dois blocos em aço da mesma liga soldados à restante estrutura. Estes blocos têm como função o alojamento dos rolamentos lineares de esferas (figura 61).

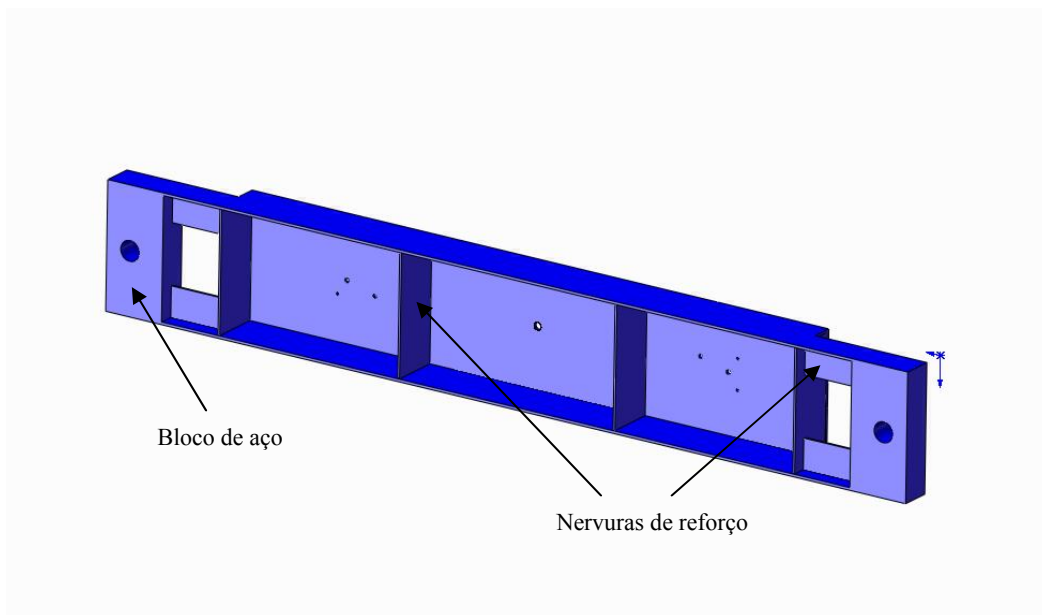


Figura 61 - Mesa transportadora da matriz de controlo

Um aspecto crítico da montagem da matriz de controlo à mesa transportadora é a sua fixação. Para isso foi previsto um sistema de fixação que para além de fixar a matriz à mesa permite compensar eventuais erros de paralelismo devido ao desalinhamento entre os guiamentos da mesa. Este sistema consiste em fixar as duas estruturas por parafusos em três pontos. Cada ponto de ajuste é constituído por um sistema que tende a aproximar a matriz da mesa e um outro que funciona como batente ajustável. Entre os parafusos e a mesa transportadora são colocadas anilhas elásticas cónicas do tipo Belleville que vão funcionar como anilhas espessadoras flexíveis que trabalham à compressão. Este sistema permite que a matriz de controlo possa ser ajustada relativamente à mesa transportadora por afinação dos batentes. O ajustamento é então imposto por três parafusos de passo fino (representados a amarelo na figura 62); estes parafusos são mantidos sempre em contacto com a superfície da matriz devido às molas pré-tensionadas. Assim, os três parafusos garantem a definição de um plano sendo à afinação feita com a matriz encostada aos blocos de referência.

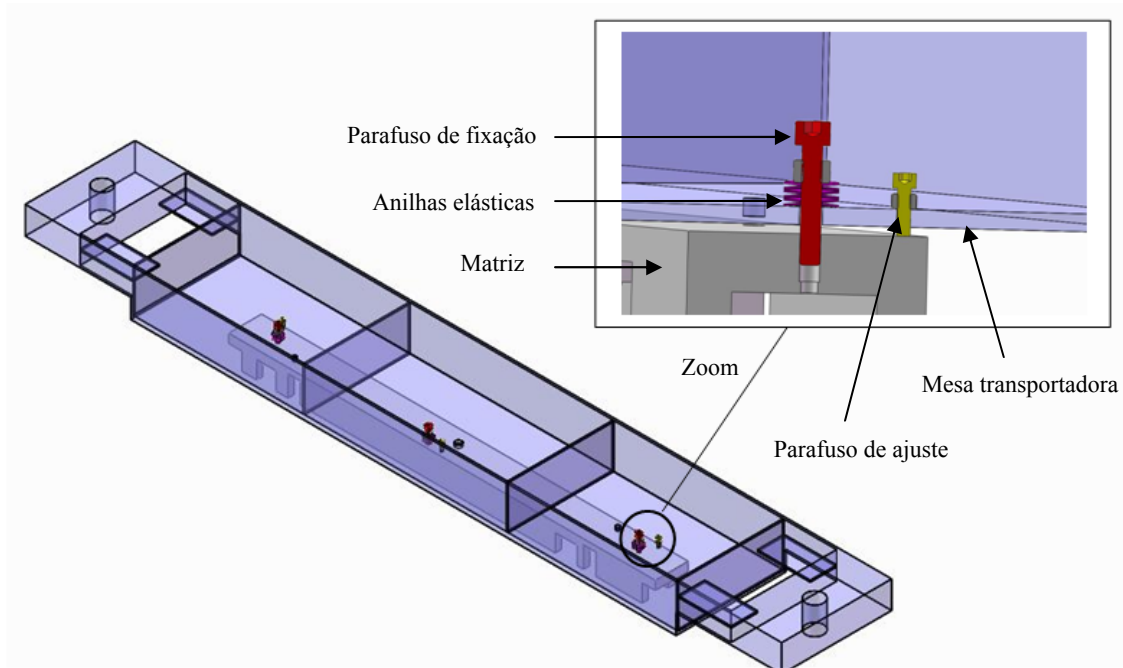


Figura 62 - Sistema de afinação do posicionamento da matriz na mesa transportadora

4.5 Sistema de alimentação/extracção dos perfis de reforço

O sistema de alimentação e extracção de peças foi projectado tendo em conta que as peças a testar serão fornecidas, sempre na mesma posição e orientação, num local junto da máquina bem definido.

Este sistema de alimentação/extracção deve poder reconfigurar-se para se poder acomodar a diferentes tipos de peças. Deve ter um atravancamento reduzido e poder funcionar sem qualquer interferência com os restantes mecanismos (carro e matriz móvel) para uma gama suficientemente alargada de novos perfis de reforço a testar.

Este sistema deve ainda apresentar uma cadência de alimentação compatível com o desempenho da restante máquina. Deverá também manter a orientação angular da peça durante o seu movimento de transporte.

O alimentador projectado baseia-se num manipulador angular que agarra a peça e a transporta sempre com a mesma orientação. A figura 63 pretende ilustrar este funcionamento. O rectângulo azul pretende representar a peça que se desloca do ponto 1 (ponto de recolha) para o ponto 4 (ponto de teste) por intermédio de dois braços.

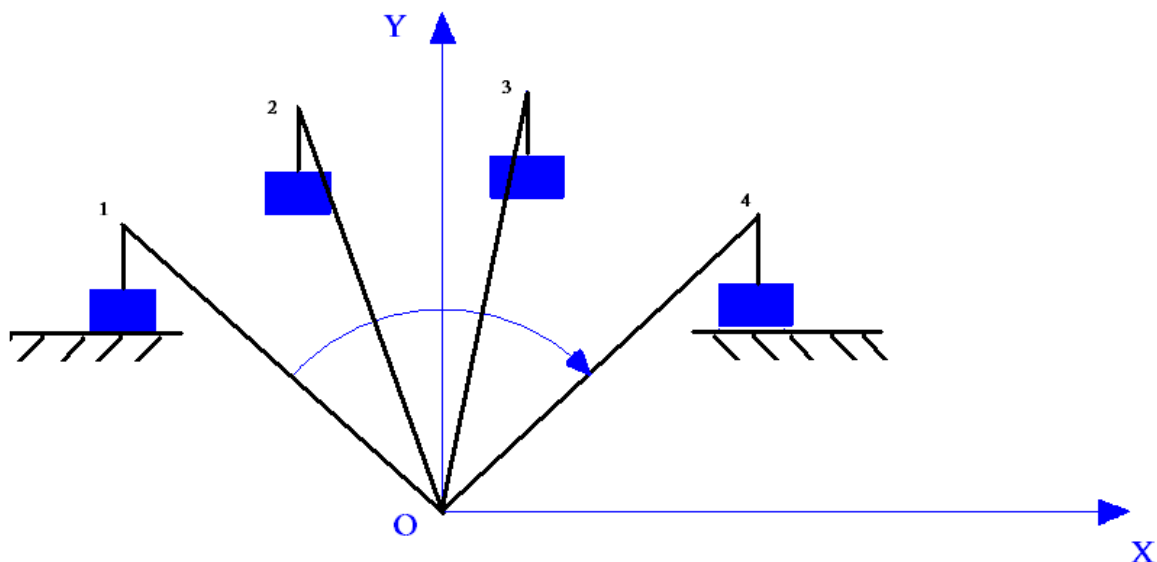


Figura 63 - Princípio de funcionamento do manipulador

O manipulador, para poder ter o comportamento descrito, necessita de ter uma actuação angular no ponto de origem fazendo a rotação do seu braço. Este movimento é por sua vez transmitido a uma segunda junta, que se encontra na extremidade do braço, por intermédio de uma correia que sincroniza o ângulo rodado em cada junta. A correia tem uma razão de transmissão de 1 : 1, assegurando que o ângulo rodado entre as duas juntas seja igual. Na figura 64 é mostrado o sistema de alimentação/remoção de peças em vista isométrica.

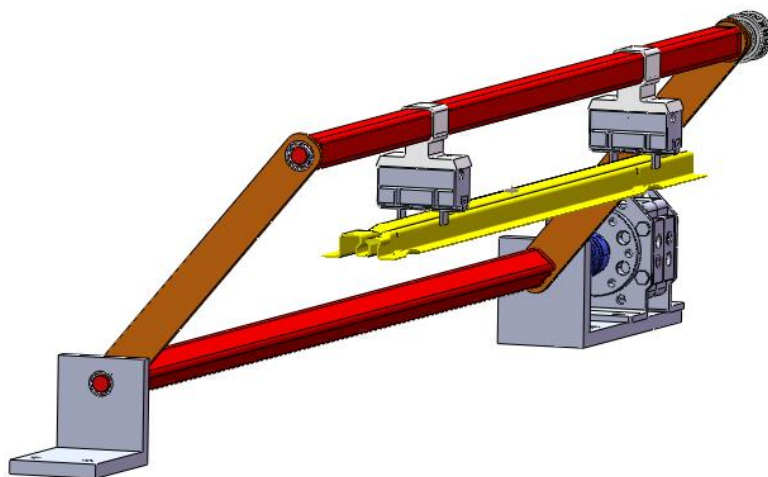


Figura 64 - Sistema de alimentação/remoção de peças

A figura 65 mostra o sistema de alimentação/remoção de peças a controlar em vista explodida. O manipulador possui um actuador angular (3) que transmite o seu movimento ao eixo de rotação primário (6) por intermédio de um acoplamento (2). O acoplamento tem a função de compensar desalinhamentos axiais e angulares existentes entre o eixo do actuador e o eixo de rotação primário. A polia do eixo primário (6) é fixa à base de assentamento (4) por parafusos, impossibilitando que esta rode. Assim, o eixo primário de rotação, ao ser rodado, arrasta toda a estrutura suportada pelos braços (5). A polia associada ao eixo secundário (9) tem outro tipo de restrições sendo esta fixa ao eixo de rotação. Estes braços (5) são fixos rigidamente com o eixo primário recorrendo a parafusos, ficando o eixo secundário (9) apenas apoiado sobre rolamentos alojados no braço, permitindo a rotação relativa entre as duas peças.

A polia existente do lado do veio de rotação secundário, sendo fixa a este, transmite-lhe, por intermédio da correia, uma rotação igual à rotação imposta pelo actuador ao eixo de rotação primário. Desta forma a peça a mover, solidária com as garras pneumáticas, não sofre qualquer tipo de rotação sobre si ficando unicamente sujeita a um movimento de translação.

As garras pneumáticas são componentes standard da FESTO que têm por função agarrar o perfil de reforço durante o processo de transporte. Para tal são utilizadas duas garras accionadas em simultâneo.

A estrutura do manipulador forma um paralelogramo, permitindo que os diferentes tipos de peça passem por dentro deste sem que batam nos braços de rotação (5). O espaçamento entre braços permite acomodar variações de comprimento da peça compatíveis com as dimensões máximas especificadas para as peças a testar.

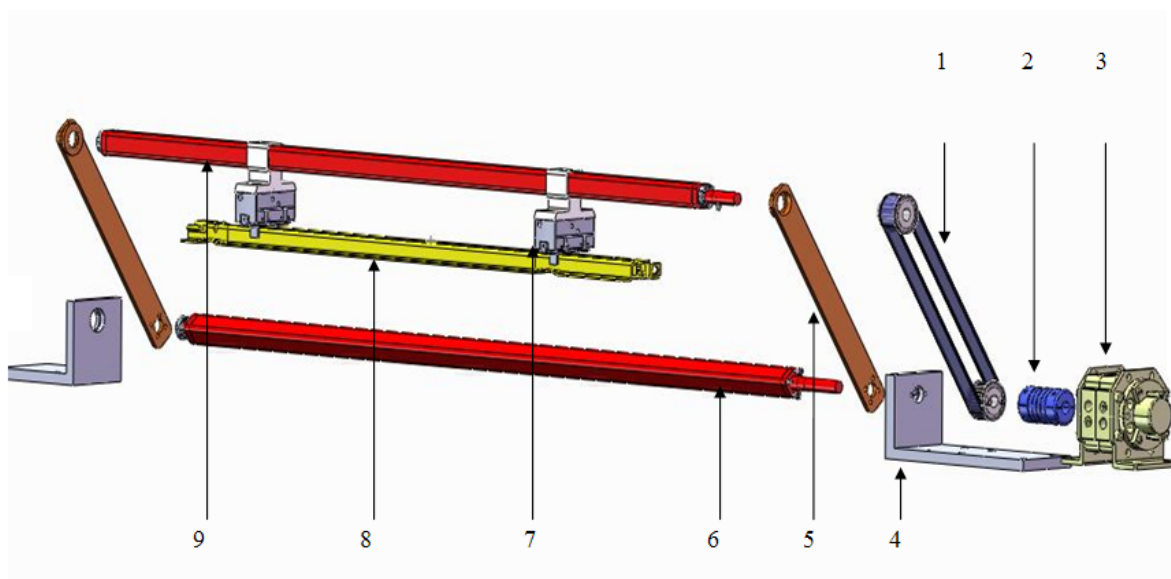


Figura 65 - Vista explodida do sistema de alimentação/remoção de peças

Tabela 3 - Lista de componentes do sistema de alimentação/extracção dos perfis de reforço

Número	Nome do componente	Designação
1	Conjunto correia e polias	
2	Acoplamento flexível	Hucos 703-44-42-42
3	Actuador angular	SMC CDRB1LW80
4	Base de assentamento	
5	Braço de rotação	
6	Eixo de rotação primário	
7	Garra pneumática	FESTO HGPP-16-G22
8	Perfil de reforço	
9	Eixo de rotação secundário	

No dimensionamento da estrutura e dos actuadores angulares do sistema de alimentação/extracção de peças foi necessário estipular o peso máximo da peça a verificar. Sabendo que para um perfil normal a sua massa é de aproximadamente 1 kg foi definido que o peso da peça nunca iria exceder em 10 vezes este valor (valor bastante confortável).

Para o cálculo do binário que o actuador angular deve ser capaz de disponibilizar, considerou-se a configuração do manipulador apresentada na figura 66. Esta configuração horizontal corresponde à pior das situações em termos de binário requerido ao actuador. Este terá de suportar o peso próprio da estrutura e o peso da peça a testar. O que para esta configuração resulta num binário máximo de 38.3 Nm. O actuador escolhido consegue exercer um binário de 45 Nm a 6 bar.

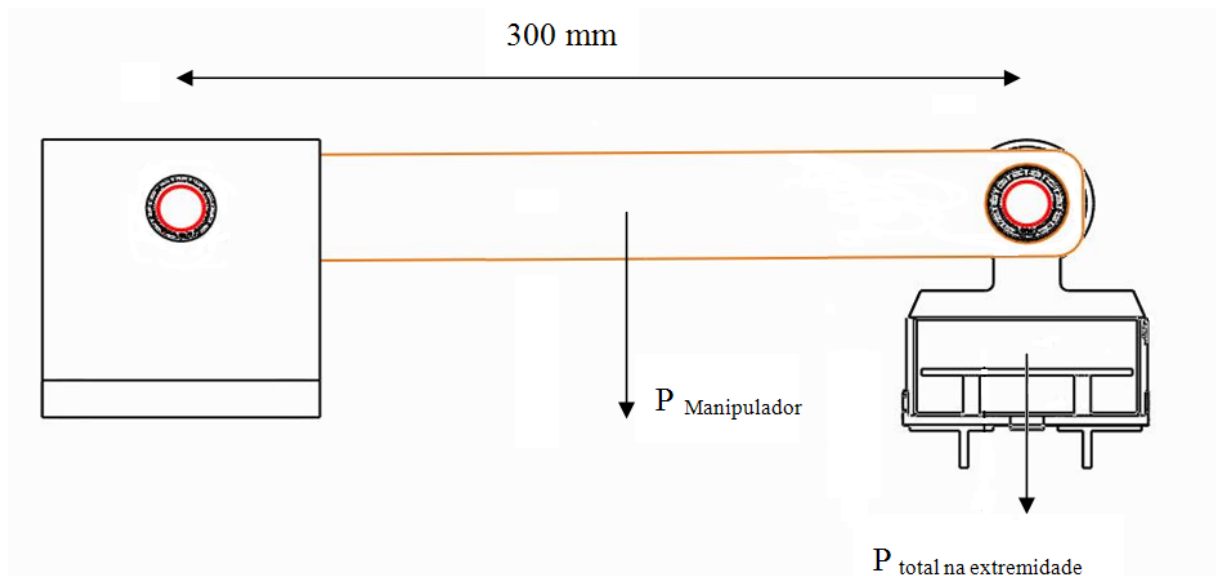


Figura 66 - Configuração do manipulador

Para os componentes mais críticos deste manipulador foi realizado um estudo da sua resistência e da sua deformação estrutural.

Aplicando as solicitações atrás descritas verificou-se pelo critério de Von Mises, que a tensão máxima é de 26 MPa, como se pode observar na figura 67. Esta tensão situa-se nos pontos de fixação do braço e tem um valor muito inferior ao da tensão limite de elasticidade do material que é de 280 MPa (AISI 1035).

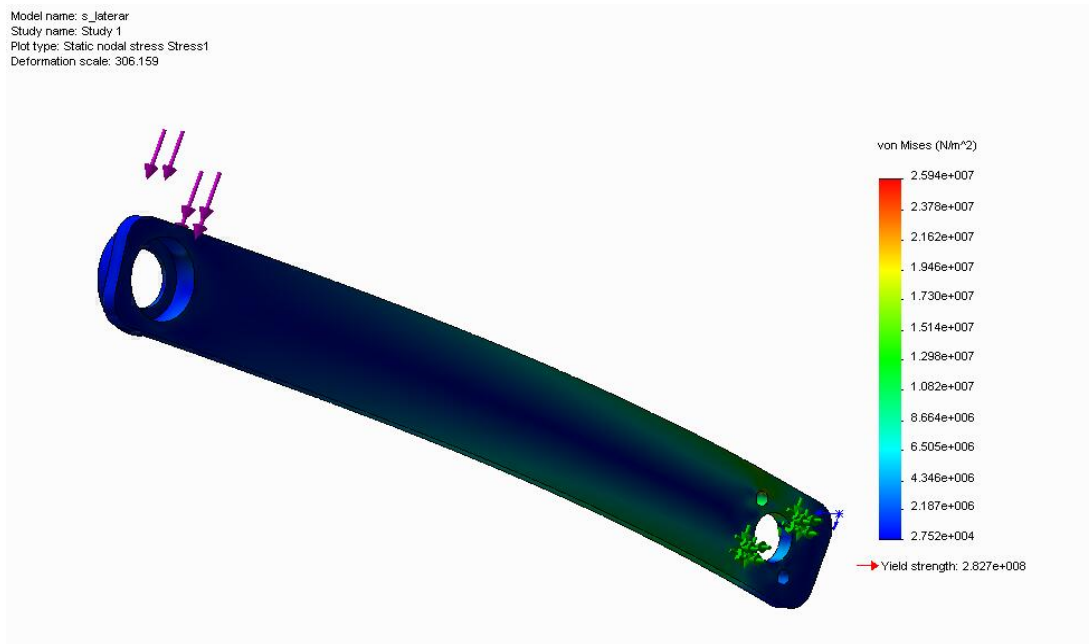


Figura 67 - Tensões instaladas no braço

O estado de deformações não é crítico pois a deformação máxima apresentada é 0.11mm, sendo este valor considerado desprezável para o objectivo em causa (figura 68).

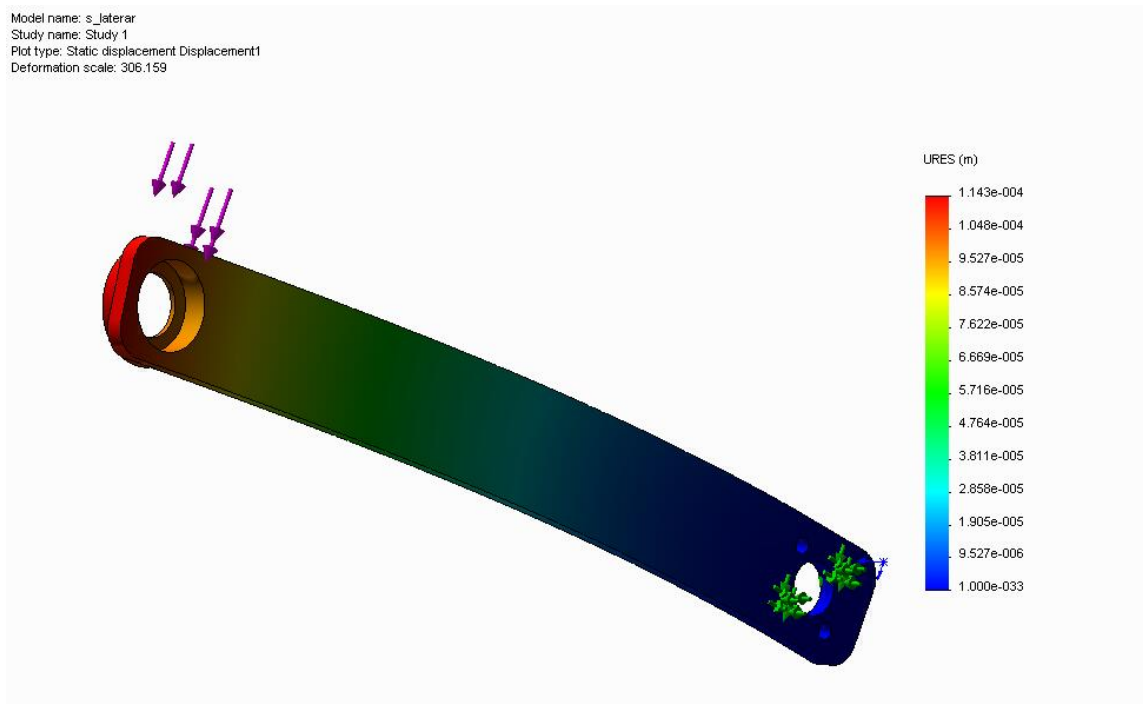


Figura 68 - Estado de deformações do braço

Os eixos de rotação foram sujeitos a um estudo de resistência mecânica. Estes são formados por um tubo de aço standard 30x30x2,6 quadrangular, ao qual são soldados uns bloco nas suas extremidades. Estes são maquinados para formarem uma ponta de veio. Para a simulação da resistência estrutural foi aplicado à ponta de veio um momento torsor de cerca de 40 Nm numa extremidade sendo a outra imobilizada. Para esta configuração a tensão máxima obtida é de 115 MPa sendo a evolução da distribuição de tensões mostrada na figura 69.

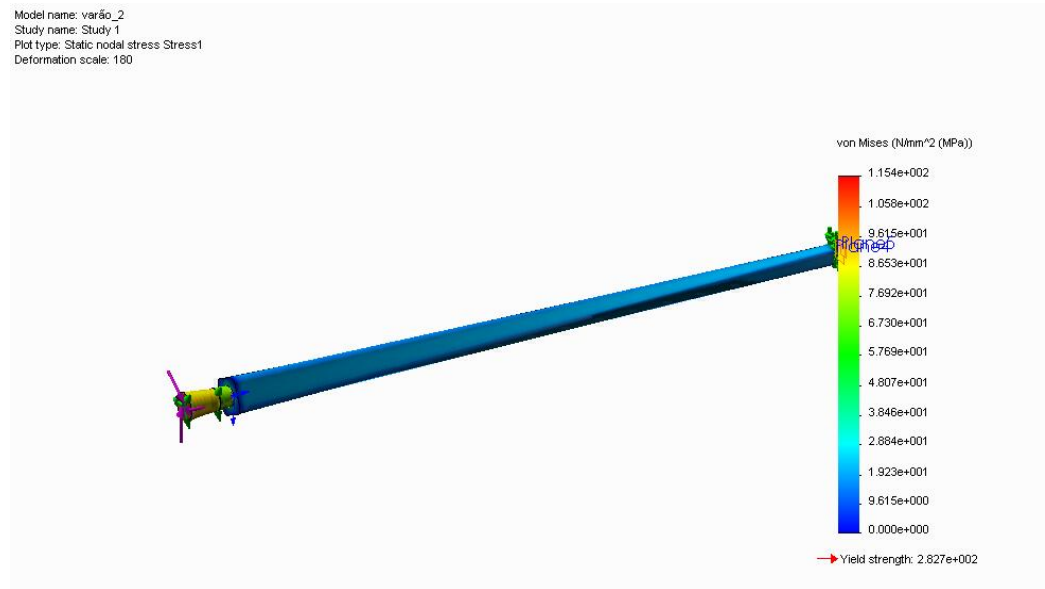


Figura 69 - Distribuição de tensões no eixo de rotação primário

A deformação máxima a que o eixo de rotação fica sujeito é de 0,2 mm. A figura 70 apresenta a distribuição da deformação da peça.

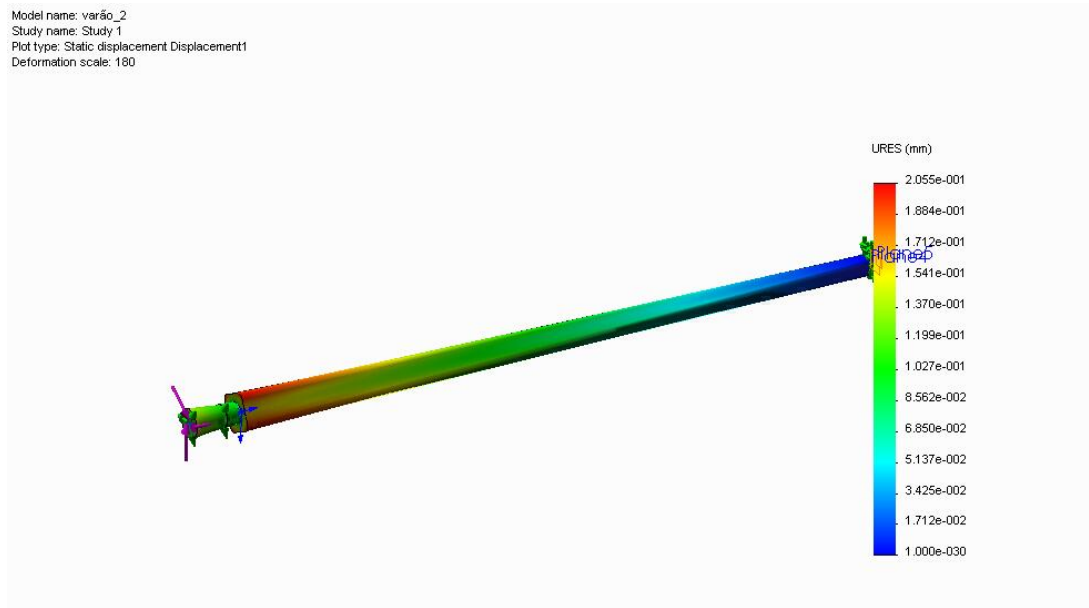


Figura 70 - Distribuição da deformação no eixo de rotação primário

Conclusão

Nesta secção foram apresentadas as soluções mecânicas para a realização de um equipamento de verificação de tolerâncias de forma e explicado o modo de funcionamento dos diversos subsistemas constituintes do equipamento.

A solução proposta foi dimensionada tendo em conta as cargas máximas a que o equipamento estará sujeito e pensado para se poder adaptar a diferentes tipos de peças tornando-a bastante flexível.

Foi feito o estudo mecânico de alguns elementos mais solicitados através de um programa de elementos finitos para averiguar se estes resistem as solicitações aplicadas. Todos os componentes críticos testados têm resistência suficiente. Alguns dos elementos estão sobredimensionados podendo ser alvo, futuramente, de um processo de optimização.

Os elementos de actuação do equipamento foram seleccionados e referenciados. A sua selecção foi pensada de modo a possuir um único tipo de tecnologia de accionamento que recaiu na pneumática.

5 . Projecto de accionamento e comando

5.1 Introdução

Este capítulo descreve o funcionamento lógico que os diversos componentes deverão ter para o correcto funcionamento da máquina desenvolvida.

5.2 Sistemas pneumáticos

5.2.1 Sensorização

Uma sensorização de toda a máquina desenvolvida é necessária para permitir o funcionamento de todas as partes móveis e seus constituintes.

A tabela 4 pretende descrever os diferentes sensores utilizados e qual a função a desempenhar por cada um.

Tabela 4 - Descrição da sensorização utilizada

Designação	Função
S1	Detecção de cilindro recuado da matriz móvel
S2	Detecção de cilindro avançado da matriz móvel para mudança de velocidade
S3	Detecção de cilindro rotativo nº 1 em posição rodado 90º
S4	Detecção de cilindro aperto nº 1 em posição rodado 0 º (em aperto)
S5	Detecção de cilindro aperto nº 2 em posição rodado 90º
S6	Detecção de cilindro aperto nº 2 em posição rodado 0 º (em aperto)
S7	Detecção de cilindro aperto nº 3 em posição rodado 90º
S8	Detecção de cilindro aperto nº 3 em posição rodado 0 º (em aperto)
S9	Detecção de cilindro aperto nº 4 em posição rodado 90º
S10	Detecção de cilindro aperto nº 4 em posição rodado 0 º (em aperto)

S11	Detecção posição avançado para a mesa elevatória com os cilindros de aperto
S12	Detecção posição recuado para a mesa elevatória com os cilindros de aperto
S13	Detecção posição de avançado para o cilindro insensor de pino nº1
S14	Detecção posição de recuado para o cilindro insensor de pino nº1
S15	Detecção posição de avançado para o cilindro insensor de pino nº2
S16	Detecção posição de recuado para o cilindro insensor de pino nº2
S17	Detecção posição de avançado para o cilindro insensor de pino nº3
S18	Detecção posição de recuado para o cilindro insensor de pino nº3
S19	Detecção da posição zero do carro insensor de pinos
S20	Detecção da posição fim de curso do carro insensor de pinos
S21	Detecção da posição de rodado para a direita do actuador angular de alimentação
S22	Detecção da posição de rodado para a esquerda do actuador angular de alimentação
S23	Detecção da posição de rodado para a direita do actuador angular de extracção da peça
S24	Detecção da posição de rodado para a esquerda do actuador angular de extracção da peça
S25	Detecção da posição da garra de alimentação
S26	Detecção da posição da garra de extracção da peça
S27	Detecção da 1ª paragem do carro
S28	Detecção da 2ª paragem do carro
S29	Detecção da 3ª paragem do carro
S30	Detecção da posição inicial do carro

Para evitar a intrusão de objectos ou pessoas no espaço de trabalho da máquina durante o processo produtivo são utilizados sensores de segurança do tipo barreira óptica. As barreiras serão colocadas posteriormente à instalação da máquina na fábrica e a sua localização deverá formar um anel fechado em torno da máquina.

A localização dos sensores no contexto da máquina pode ser vista na figura 71. Os quadrados cor de laranja são utilizados para indicar a localização do sensor. As barreiras ópticas não estão representadas no desenho.

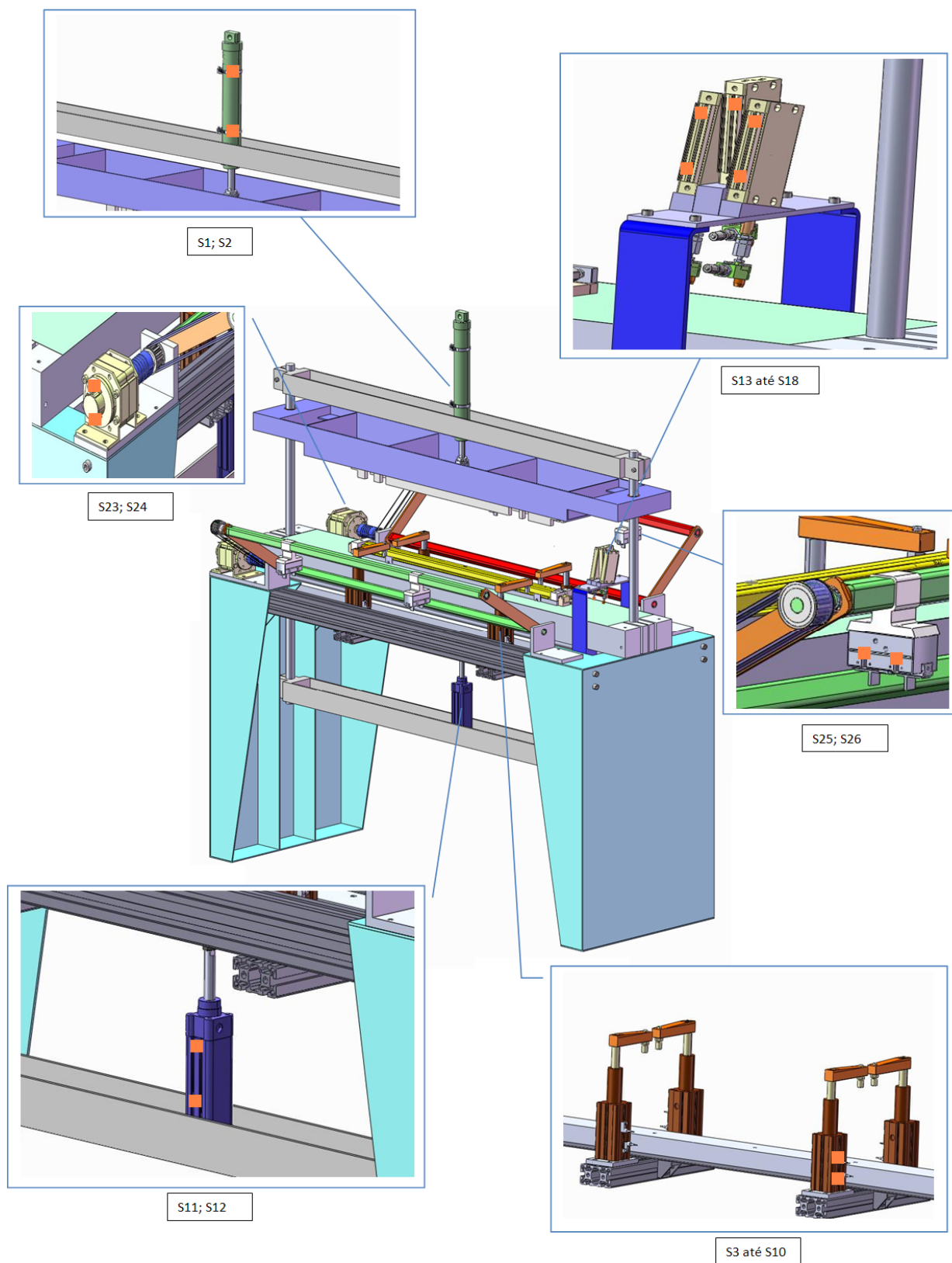


Figura 71 - Disposição espacial dos sensores utilizados

Os sensores utilizados são essencialmente do tipo fins de curso de cilindros. A tecnologia escolhida para estes sensores é de contacto magnético de dois fios. Estes sensores possuem um contacto eléctrico de accionamento magnético, pelo que os cilindros pneumáticos devem possuir êmbolo magnético. Os sensores podem ser ligados ao autómato programável directamente como mostra a figura 72 sendo alimentados a 24V DC. As ligações eléctricas dos sensores estão representadas no anexo B.

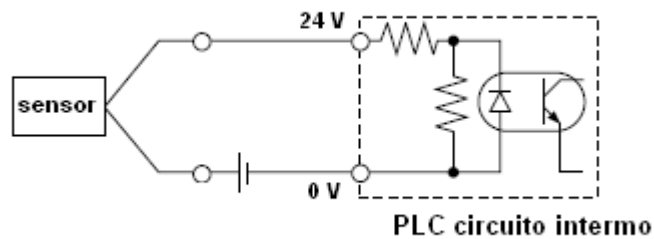


Figura 72 - Esquema de ligação com o PLC

Os diversos subsistemas da máquina irão interagir com o autómato programável através dos diversos sensores instalados ao longo desta e através das electroválvulas de comando dos actuadores pneumáticos. A figura 73 tem por objectivo mostrar a ligação entre os subsistemas da máquina e o autómato programável.

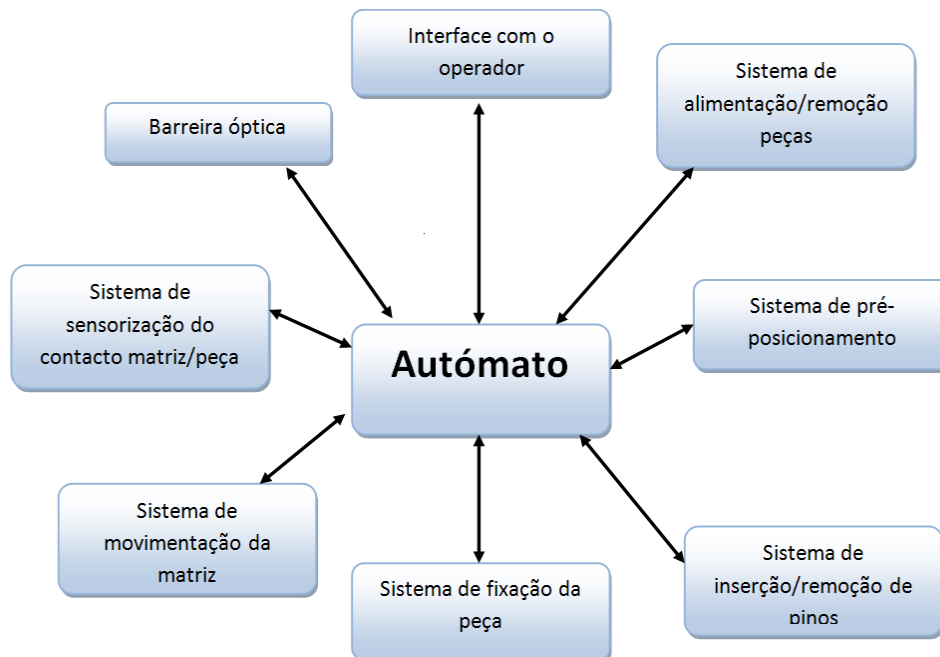


Figura 73 - Interação entre autómato e subsistemas da máquina

5.2.2 Esquemas pneumáticos

Os circuitos pneumáticos desenvolvidos tiveram em conta os requisitos de segurança necessários numa máquina deste género.

A segurança implementada baseou-se nas referências da directiva máquina que diz o seguinte:

- *Conter órgãos de comando claramente identificáveis, bem visíveis e rapidamente acessíveis,*
- *Provocar a paragem do processo perigoso num período de tempo tão reduzido quanto possível, sem provocar riscos suplementares,*
- *Eventualmente desencadear, ou permitir desencadear, determinados movimentos de protecção.*

“Quando se deixa de accionar o comando de paragem de emergência depois de ter disparado uma ordem de paragem, esta ordem deve ser mantida por um bloqueamento do dispositivo de paragem de emergência até ao respectivo desbloqueamento; não deve ser possível obter o bloqueamento do dispositivo sem que este provoque uma ordem de paragem; o desbloqueamento do dispositivo apenas deve poder ser obtido através de uma manobra apropriada e não deve repor a máquina em marcha, mas somente autorizar um novo arranque.”

Tendo em conta as citações da directiva máquina foi implementado um sistema de segurança de bloqueio dos mecanismos de movimentação mais perigosos, utilizando-se válvulas de corte de alimentação, sempre que necessário.

O equipamento desenvolvido tem várias funções a cumprir para realizar o processo de controlo de tolerância. Assim, foram realizados vários circuitos pneumáticos correspondentes a essas funções:

- Circuito de alimentação de ar comprimido;
- Circuito para movimentar a matriz (controlo de tolerância);
- Circuito de fixação da peça;
- Circuitos de deslocamento do carro;
- Circuito de inserção/extracção de pinos;

- Circuito de batentes mecânicos;
- Circuito de alimentação e extracção de peças.

Em seguida serão abordados algumas particularidades dos circuitos pneumáticos projectados assim como a função desempenhada por alguns componentes.

5.2.1.1 Circuito de alimentação de ar comprimido

Para a fonte de alimentação de ar considera-se a existência de uma rede de distribuição de ar comprimido nas instalações da fábrica.

Na entrada da máquina é utilizado uma válvula de corte de alimentação manual. Em seguida é montado um filtro e uma válvula reguladora de pressão. Todos os circuitos desenvolvidos terão a fonte de pressão à saída destes dispositivos.

Na figura 74 pode ver-se que na linha P1 é intercalada uma válvula direcciona. Esta válvula tem a função de segurança, pois permite fazer a despressurização dos cilindros. Esta segurança é aplicada aos cilindros que não estão sujeitos a acção da gravidade. A válvula monoestável permite também ao sistema entrar em modo de emergência (fazendo a despressurização) em caso de falta de alimentação eléctrica.

É utilizado um sensor de pressão para poder detectar a falha de pressão na rede de distribuição de ar e desta forma dar uma informação ao controlador para entrar no estado de emergência, caso tal falha ocorra.

A segunda linha P2 alimenta os actuadores que estão sujeitos a cargas gravíticas consideráveis. Nestes actuadores é instalado um sistema de segurança diferente que impede o deslocamento gravítico em caso de emergência.

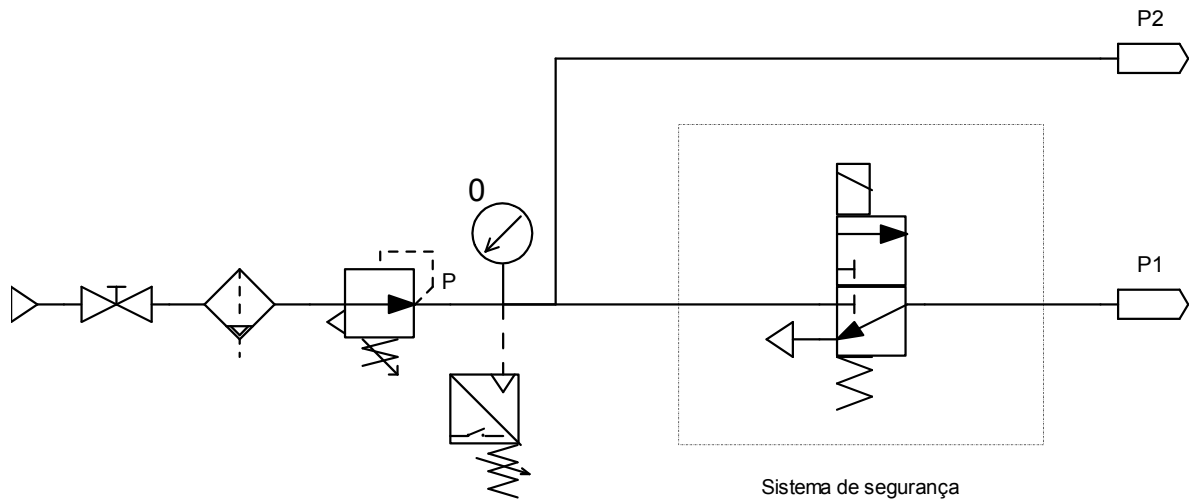


Figura 74 - Sistema de alimentação de ar comprimido

5.2.1.2 Circuito de movimentação da matriz

O circuito de movimentação da matriz (figura 75) foi desenvolvido para impor duas velocidades de avanço. O processo necessita de uma velocidade elevada de aproximação à peça, para minimizar o tempo de ciclo de trabalho, comutando para uma velocidade baixa a fim de minimizar o choque com os blocos de referência ou com a peça a testar.

Este circuito possui uma válvula pneumática direccional monoestável de duas posições e cinco orifícios comandada por solenóide, responsável por fazer o avanço ou o recuo do cilindro. O circuito possui uma válvula V2 também direccional, responsável pela mudança de velocidade do cilindro. No seu estado normal, de não actuada, a válvula deixa o ar da câmara secundária sair ou entrar livremente; quando esta é actuada o ar é forçado a passar num restritor VR1 com coeficiente de restrição maior que VR2.

Na subida do cilindro a velocidade é comandada pelo restritor VR3.

As válvulas VS1 são válvulas de segurança que evitam a queda livre da matriz. A válvula é monoestável e sempre que ocorrer falha na alimentação eléctrica, a válvula entra em modo de segurança, fechando as câmaras do cilindro.

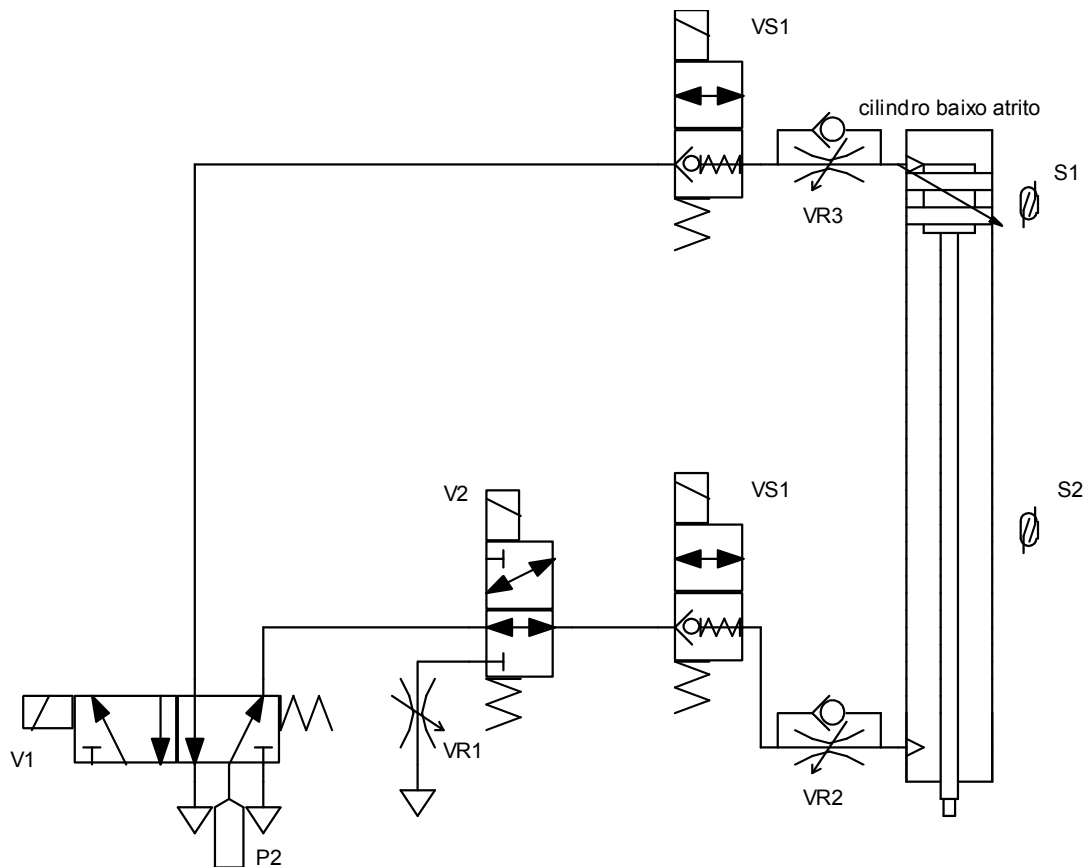


Figura 75 - Circuito pneumático para a movimentação da matriz

5.2.1.3 Circuito de fixação da peça

O circuito de fixação da peça possui quatro cilindros que devem actuar em simultâneo aquando da fixação da peça. Para isso foi utilizado uma única válvula direcciona que comanda os quatro cilindros. Foram também contemplados restritores unidireccionais nas duas linhas do cilindro para se proceder ao ajuste da velocidade em “meter-out”.

Para limitar a força de aperto dos cilindros foi incluída uma válvula reguladora de pressão na entrada da válvula direcciona (figura 76).

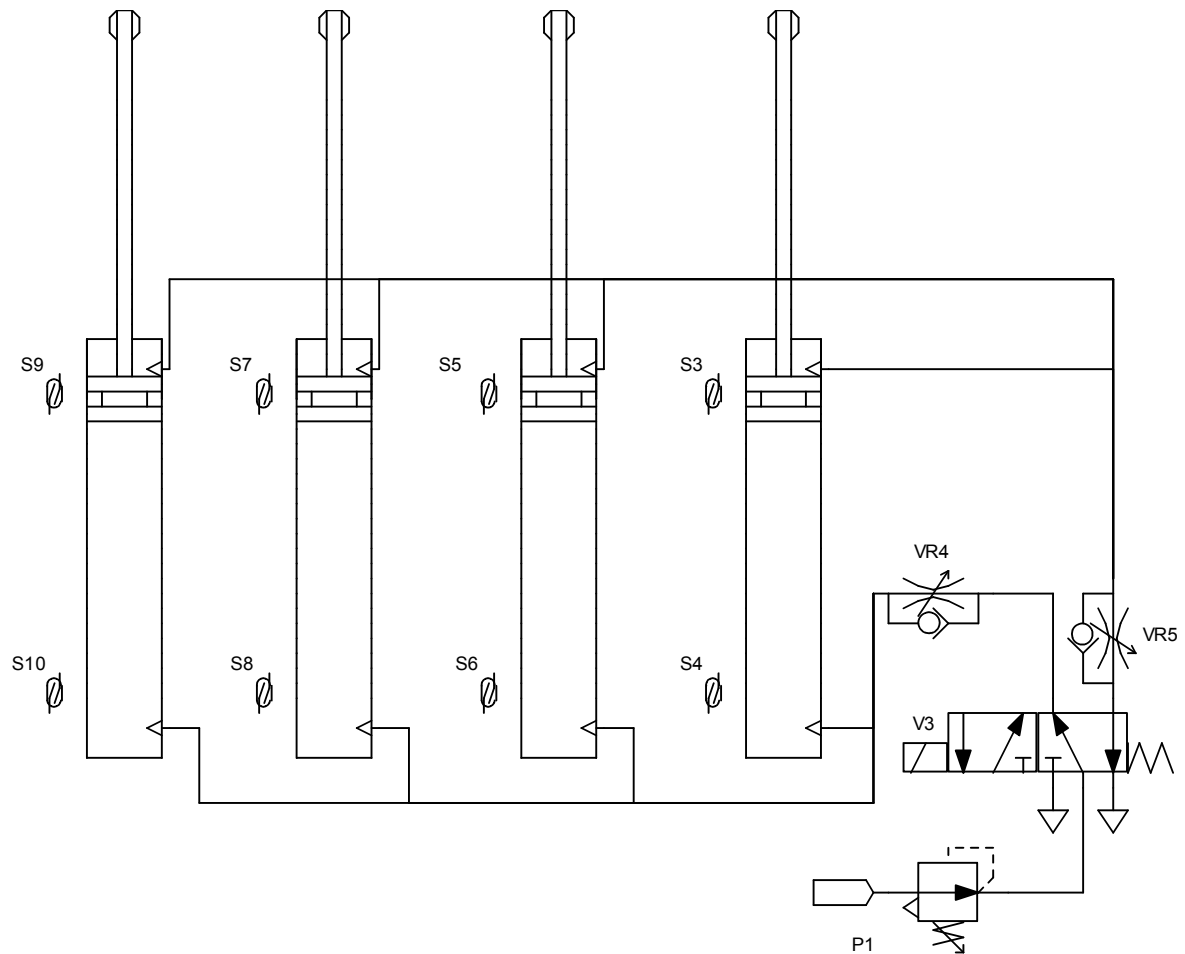


Figura 76 - Circuito pneumático para fixar o perfil de reforço

5.2.1.4 Circuito de inserção/extracção de pinos

No circuito pneumático de inserção/extracção de pinos são utilizados dois tipos de cilindros. Os cilindros utilizados para fazer a inserção do pino no seu furo e os utilizados para aprisionar ou libertar o pino no seu furo. Como existem três pinos a inserir/extrair vão existir seis cilindros, comandados também por seis válvulas (na figura 77 é representado este circuito).

A velocidade do cilindro insersor de pinos (representados na figura 77 na horizontal) é comandada por um restritor em “meter-out”. Para os mini-cilindros responsáveis pelo aprisionamento do pino são utilizados restritores, não com o objectivo de controlar a velocidade de avanço do cilindro, mas para reduzir a força de impacto.

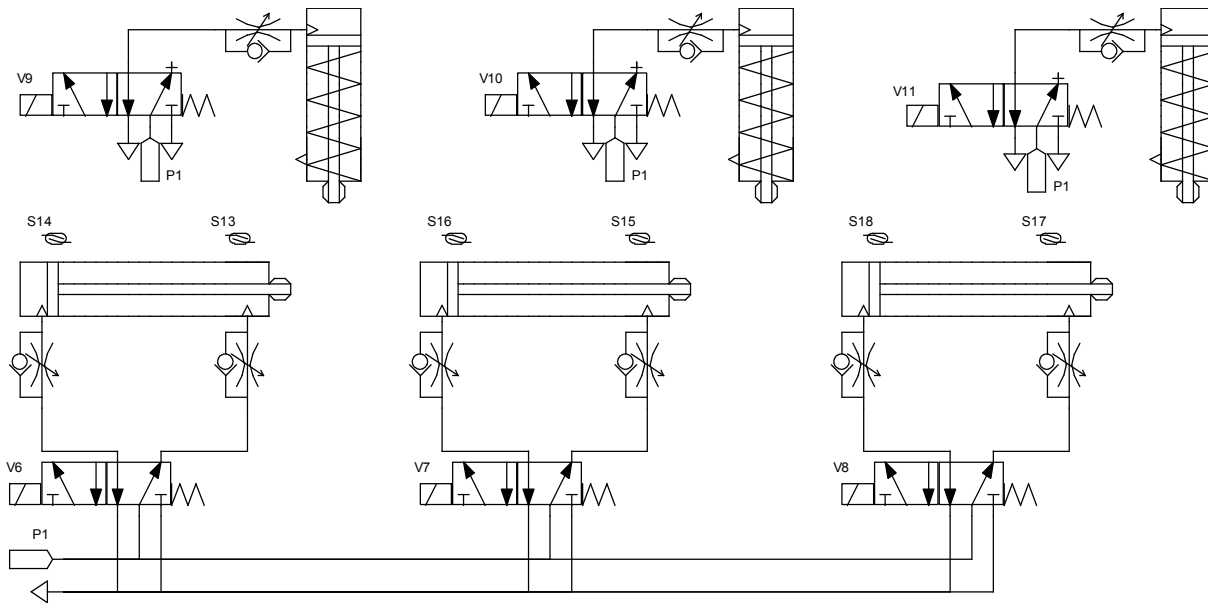


Figura 77 - Circuito pneumático para inserção/extracção de pinos

5.2.1.5 Circuitos de movimentação do carro de inserção/extracção de pinos

O deslocamento do carro é realizado por um cilindro sem haste comandado por uma válvula direccional monoestável.

O circuito pneumático de movimentação do carro foi desenhado para apresentar duas velocidades. Uma velocidade rápida de avanço que permite diminuir o tempo de ciclo da máquina, e uma velocidade lenta que permite ao carro embater nos batentes mecânicos de posicionamento de uma forma suave. A mudança de velocidade é feita pela válvula direccional V23 na figura 78 que força o ar a passar por um segundo restritor.

Este circuito está equipado com um sistema de segurança constituído por válvulas de assento axial monoestáveis. Estas permitem que, em caso de existência de um sinal de emergência, elas se desloquem para a posição que bloqueia o fluxo de ar numa das direcções. São utilizadas duas válvulas colocadas à saída do cilindro para permitir a paragem do cilindro caso este se desloque para a esquerda ou direita.

Em caso de falta de energia eléctrica, e sendo as válvulas monoestáveis, estas bloqueiam o cilindro. Quando a energia voltar as válvulas continuarão na posição de repouso e aí permanecem até que o PLC (autómato) dê ordens que possibilitam a movimentação do cilindro.

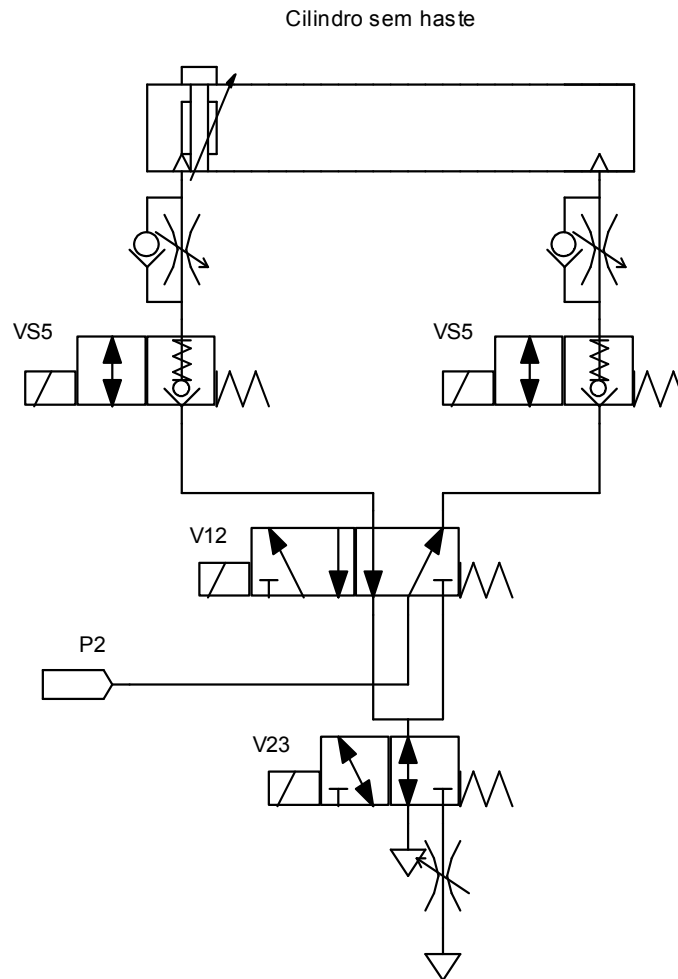


Figura 78 - Circuito de movimentação do carro

5.2.1.6 Circuito de alimentação e extracção de peças

O circuito de alimentação deste sistema é constituído por um actuador angular e por uma garra pneumática. A figura 79 representa o circuito de alimentação e o circuito de extracção de peças; na figura o cilindro de simples efeito representa a garra pneumática.

Os actuadores do circuito são comandados por válvulas direccionais 5/2 monoestáveis.

A imobilização do sistema é feita por válvulas de assento axial com a função idêntica à existente no circuito de movimentação da matriz.

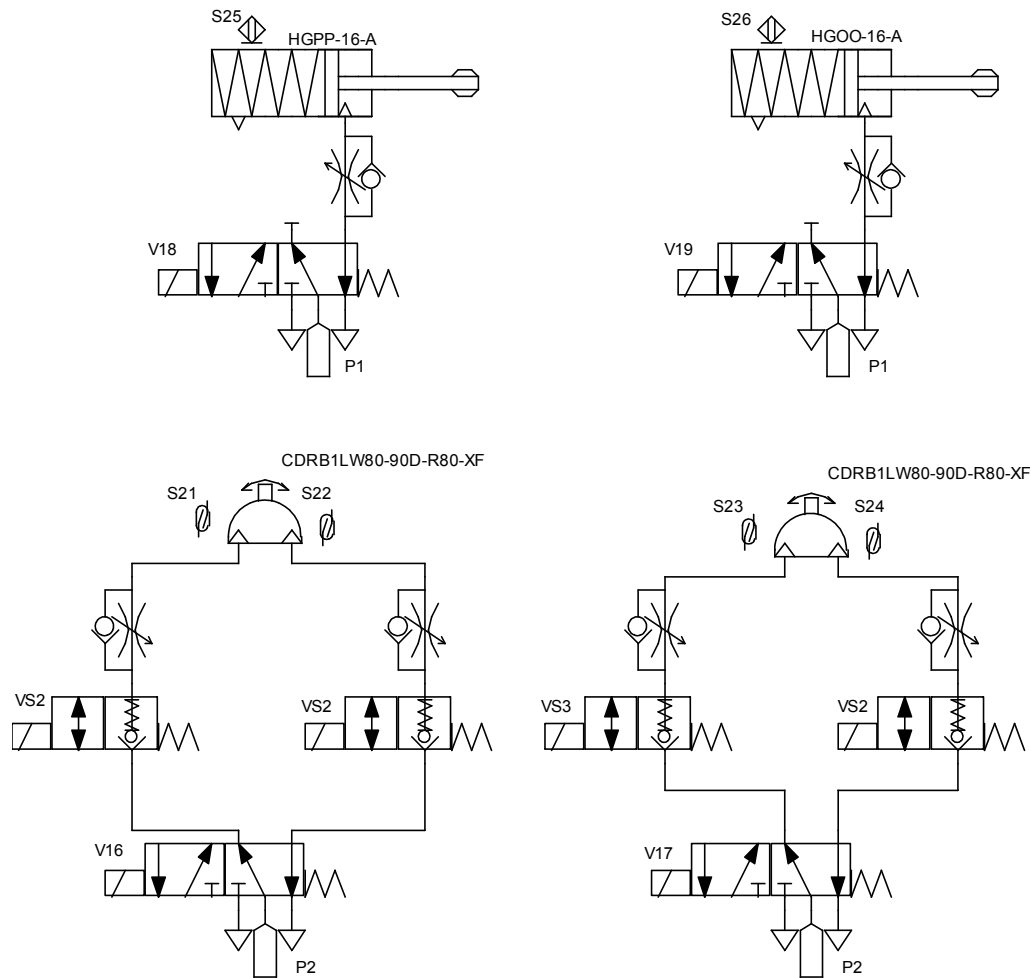


Figura 79 - Circuito do sistema de alimentação e extracção de peças

5.3 Sistema de Comando

A máquina desenvolvida é comandada por um autómato programável que assegura o funcionamento dos diversos mecanismos. É utilizado um “Grafcet” funcional para descrever o comportamento requerido para a máquina.

O dispositivo físico de comando de toda a máquina é um PLC (figura 80). O escolhido recaiu no Siemens Simatic S7-200 CPU 224. Este PLC foi escolhido devido às suas características técnicas e devido ao facto de o autor deste relatório estar familiarizado com o software de programação. As suas principais características são:

- CPU com 14 entradas e 10 saídas;
- Expansão até 114 entradas e 110 saídas;
- Alimentação 24 V DC;

- Consumo por entrada de 2,5 mA;
- Saídas por transístores (corrente Max 0.75 A, tensão 24V DC);
- Entradas por optoacopladores;
- *Software*: STEP 7-Micro/WIN (STL, Ladder, FBD).



Figura 80 - PLC e módulo de expansão S7-200 CPU 224

O painel de comando (figura 81) foi pensado para habilitar a máquina a entrar no seu estado de actividade laboral e também para a poder fazer entrar em estado de emergência quando necessário.

A máquina só começa a sua actividade produtiva quando o operador da máquina der ordem através do painel de comando para fazer o “Reset” à máquina e em seguida pressionar o botão de “Start”. O botão de “Reset” faz com que volte à posição de início de trabalho.

A máquina tem na consola um selector de duas posições on/off para permitir controlar a alimentação de energia eléctrica da máquina.

O arranque da máquina deve ser feito por uma acção voluntária do operador sobre a máquina. Assim, na máquina desenvolvida, é necessário pressionar o botão de “Reset” para que esta se desloque para a posição inicial de trabalho. Só depois de esta estar na posição inicial é que a actuação do botão “Start” desencadeia o reinício do ciclo produtivo de trabalho.

A botoneira de emergência deve ser colocada num local acessível. Quando pressionada faz com que a máquina páre todos os seus movimentos e entre em estado de emergência.

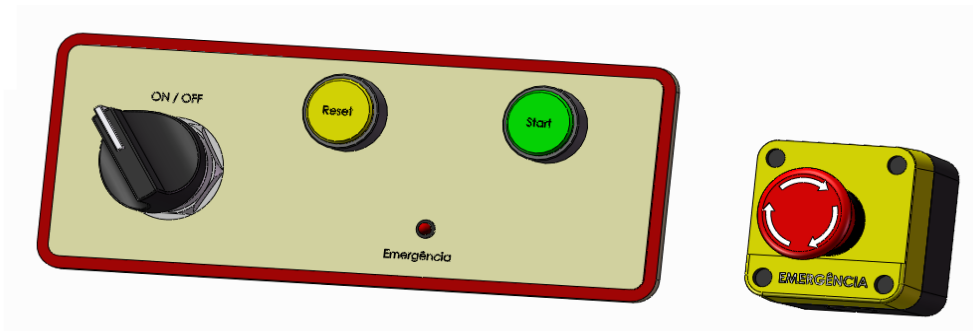


Figura 81 - Painel de comando

A máquina e o controlador do sistema devem poder respeitar a cadência de produção da unidade fabril. Assim, foi calculado o tempo de ciclo de trabalho de modo a respeitar uma produção diária de 1000 unidades (cerca de 29 segundos por peça).

A estimativa dos tempos teve por base a distribuição de tempos para as várias tarefas que a máquina deve realizar para que as velocidades atingidas pelos actuadores não ultrapassem a velocidade máxima de operação.

A tabela 5 apresenta o tempo estimado para cada operação e as velocidades associadas a cada mecanismo. É apresentado também o tempo total de cada ciclo de trabalho (sendo este função do tempo de operação e do numero de operações a realizar). O tempo estimado é inferior ao tempo de ciclo havendo uma folga de 1.1 segundo para se poder ajustar algumas operações na máquina. Desta forma a máquina consegue acompanhar a produção especificada.

Tabela 5 - Tempo de ciclo

	Tempo por operação [s]	Distância	Velocidade
Alimentação	2.5	180 °	72 graus/s
Pré posicionar	0.5	5 mm	10 mm/s
Preensão/libertação pino (6 operações)	6x2.7	330 mm	122 mm/s
Fixar	1	150 mm	150 mm/s
Controlar tolerâncias subida/descida (2 operações)	2x2	300 mm	150 mm/s
Remover fixação da peça	1	150 mm	150 mm/s
Remover peça	2.5	180°	72 graus/s
Tempo total	27.7		

5.3.1 Grafcet funcional

No desenvolvimento do sistema de controlo foi utilizado um Grafcet funcional, para descrever as sequências de actuação dos diversos mecanismos.

O sistema entra em funcionamento depois de premir a botoneira “Start” se o sistema estiver na posição inicial (posição é definida por um outro Grafcet). Após a ordem de “Start” o sistema inicia uma sequência de movimentos descritos na figura 82. As macroetapas deste Grafcet de definição podem ser consultadas no anexo do presente relatório.

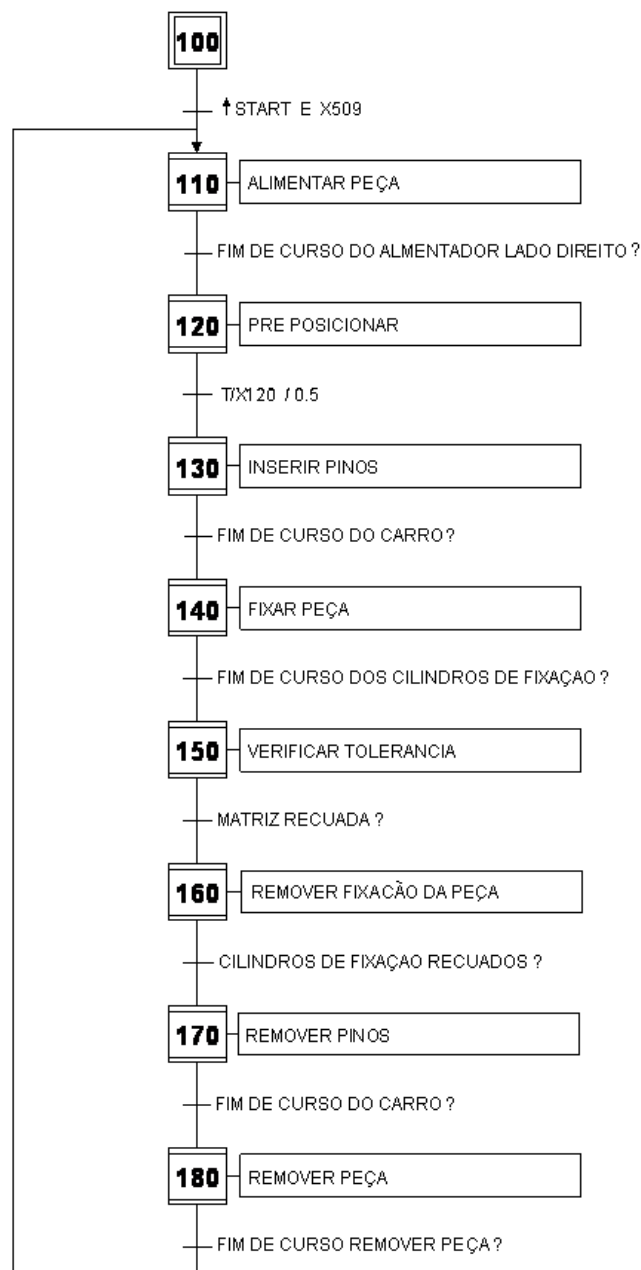


Figura 82 - Grafcet funcional de controlo do processo produtivo

5.3.2 Grafcet de “Reset”

É necessário definir uma posição inicial dos diversos actuadores para que, após uma situação de emergência ou em caso de falta de alimentação eléctrica, seja possível, por actuação de uma botoneira, voltar à posição inicial e poder retomar o ciclo de trabalho.

Para que a máquina retome a posição inicial é necessário premir o botão de “Reset” e que o estado X710 (referenciada na figura 85) esteja activo (estado de emergência activo). Este vai activar a sequência de movimento descrito pelo Grafcet da figura 83.

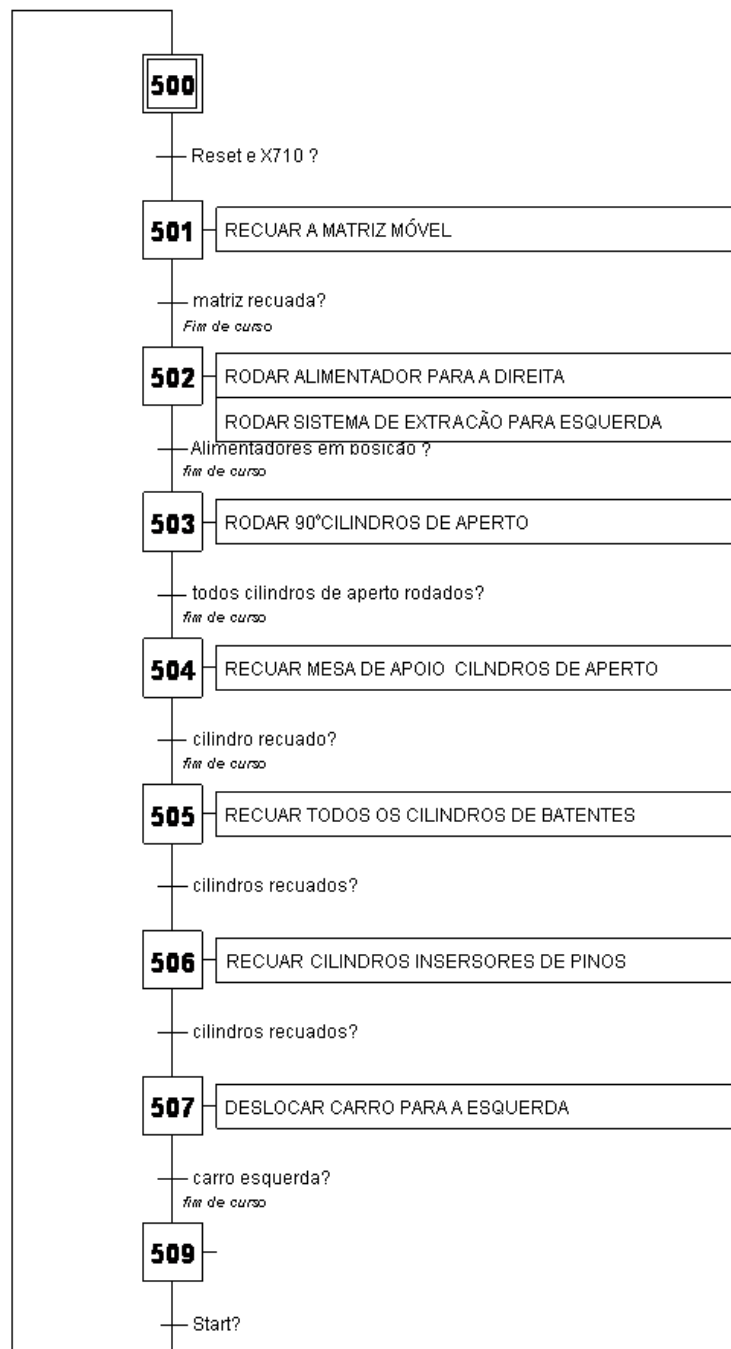


Figura 83 - Grafcet para o sistema retomar a posição inicial

5.3.3 Gafcet de erro e de emergência

No processo de inserção de pinos podem ocorrer encravamentos que impeçam a sua colocação. Assim, estipulou-se que, sempre que se der uma ordem de inserção de pinos e esta demorar mais do que um dado tempo, o sistema entra em “estado de emergência”. A figura 84 apresenta o Grafcet que implementa esta funcionalidade.

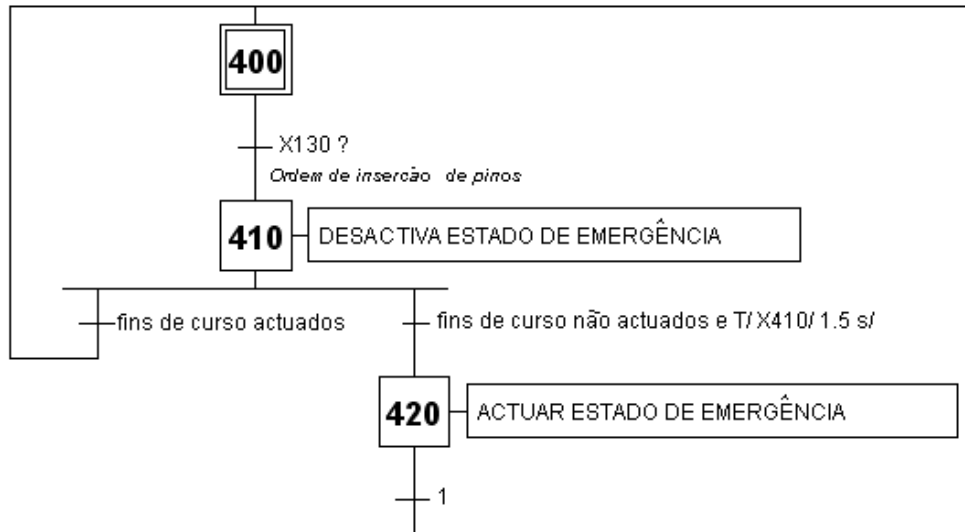


Figura 84 - Grafcet de erro na inserção de pinos

O estado de emergência é activado se a botoneira de emergência for pressionada ou então se tiver ocorrido erro ao inserir algum dos pinos (figura 85).

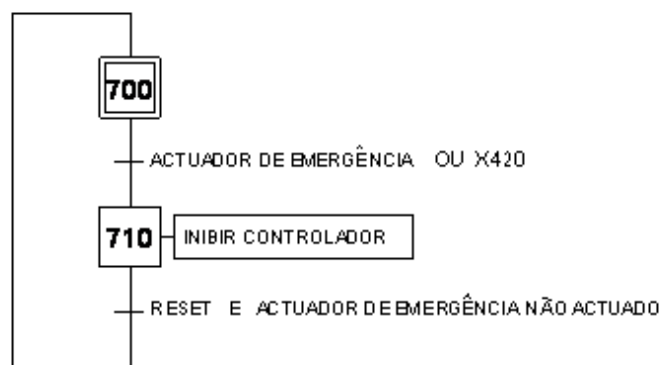


Figura 85 - Grafcet de Emergência

Conclusões

Os circuitos pneumáticos foram projectados para cumprirem as necessidades funcionais da máquina.

O sistema de controlo da máquina foi pensado tendo em conta que deve ser facilmente programável e poder integrar-se com os outros sistemas de controlo da unidade fabril. Assim, a escolha recaiu num autómato programável.

A segurança foi tida em conta neste projecto como um factor de grande importância. Assim, foram contemplados sistemas de corte de alimentação de ar comprimido e sistemas de bloqueio dos cilindros e implementados sensores do tipo “barreira óptica de segurança”.

6 . Conclusões e sugestões de trabalhos futuros

6.1 Conclusões

Este trabalho envolveu o desenvolvimento de um sistema automático para controlar tolerância de planeza de um componente para a indústria automóvel. Este componente é um perfil de reforço para a porta de um automóvel. Este objectivo foi cumprido, tendo sido realizadas as seguintes tarefas:

- Foi proposta uma metodologia para a verificação de tolerâncias de planeza;
- Foi desenvolvido o projecto para uma máquina automática de controlo de tolerâncias;
- Foram desenvolvidos os desenhos de conjunto e do subsistema constituintes da máquina;
- Foram projectados e seleccionados os componentes para os sistemas de accionamento;
- Foi definido um sistema de controlo baseado em autómato e apresentados Graficets e circuitos eléctricos.

A máquina desenvolvida apresenta as seguintes características:

- O sistema desenvolvido possuiu um atravancamento de:

Tabela 6 - Atravancamento da máquina

Altura	2040 mm
Comprimento	1750 mm
Largura	1230 ¹ mm

- Todos os mecanismos de actuação da máquina são pneumáticos;

¹ Com os braços do sistema de alimentação e remoção abertos

- Permite verificar tolerâncias associadas à matriz instalada na máquina. Se for pretendido verificar tolerâncias de peças esquerdas e direitas durante o mesmo turno de trabalho, devem ser utilizados dois equipamentos idênticos mas com matrizes diferentes;
- Possui uma configuração flexível, pois permite controlar tolerâncias em diferentes peças do mesmo género bastando apenas mudar a matriz de controlo e a base de assentamento da peça;
- A máquina incorpora um sistema de alimentação e extracção de peças;
- O tempo estimado de ciclo de trabalho é de aproximadamente 28s e é compatível com a produção de 1000 unidades diárias (cerca de 29 s por peças atendendo a 8 horas de trabalho/dia);
- O controlo da máquina é realizado por autómato, tirando partido da possibilidade de implementação de alterações ao funcionamento da máquina.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Futuramente, para implementação do sistema desenvolvido, deverão ser realizados os desenhos de fabrico dos componentes da máquina.

Poderão ser desenvolvidas novas funcionalidades para o controlo de produção para o tornar mais robusto.

Redesenhar o carro para permitir incorporar um instrumento de medição capaz de verificar tolerâncias mais apertadas como, por exemplo, um sistema de medição por laser 2D/3D que fará um levantamento completo da forma geométrica do perfil de reforço.

Desenvolver um sistema que coloque as peças na zona de acção da máquina passando, por exemplo, pela utilização de um sistema de tapete rolante.

Implementar um sistema de marcação/identificação de peças aprovadas/rejeitadas. Sugere-se uma marcação com tinta na peça com duas cores diferentes, ou então a utilização de um código de barras.

7 . Referências Bibliográficas

7.1 Livros

José Simões Morais, *Desenho Técnico Básico 3*. 24ª Edição, Porto Editora, Dezembro 2007.

Apontamentos da disciplina de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, 2006.

José Simões Morais e José António Almacinha, Apontamentos de Desenho de Construção Mecânica, 2005.

7.2 Catálogos

Catálogo IGUS, 2009

Catálogo FESTO, 2009

Catálogo SMC, 2009

Catálogo Bosch Rexroth, 2009

Catálogo Siemens, 2009

7.3 Páginas da *internet* em 2009

<http://www.micro-epsilon.com>

<http://omron.pt/>

<http://www.smcetech.com>

<http://pt.rs-online.com/web/home.html>

<http://www.destaco-ema.com.br/produtos/produtos.htm>

<http://www.industrialmetrology.com/>

Anexos

Anexo A – Grafcet

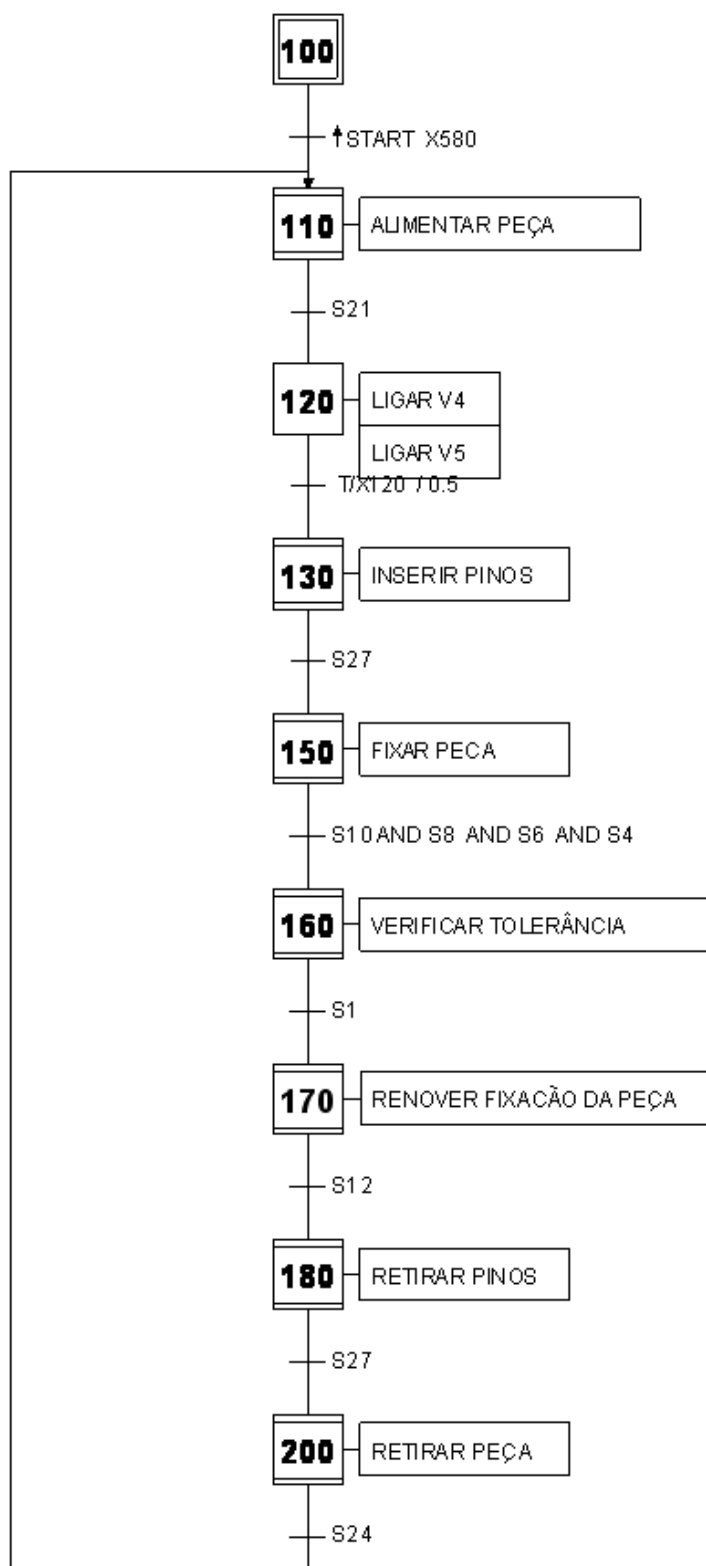


Figura 86 - Grafcet de definição do processo produtivo

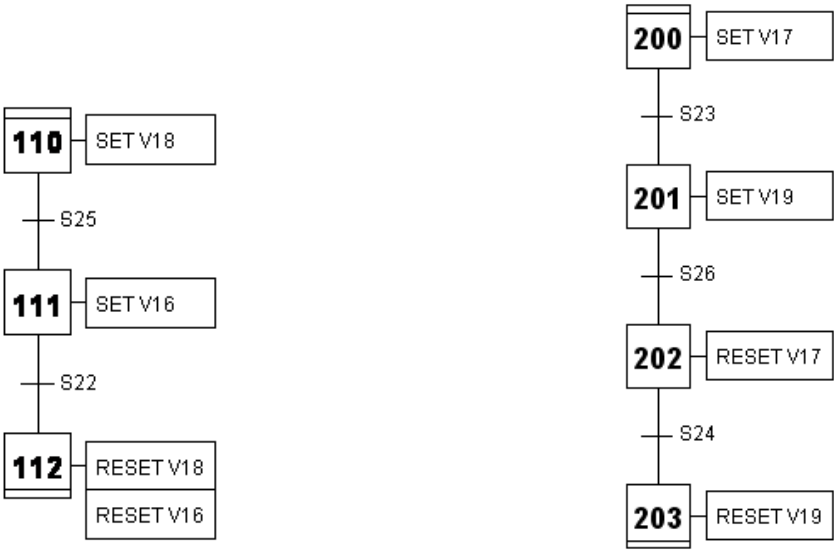


Figura 87 - Macroetapa de definição para “alimentar peça”

Figura 88 - Macroetapa de definição para “retirar peça”

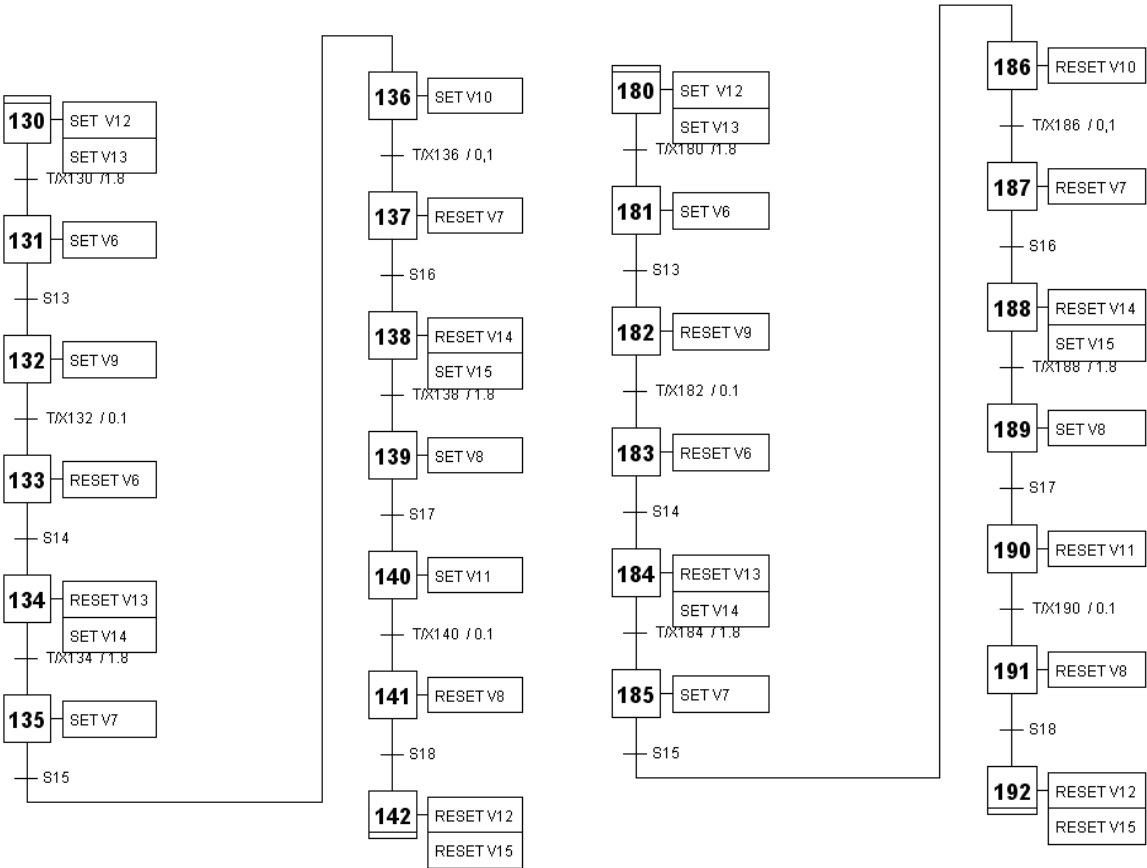


Figura 89 - Macroetapa “inserir pinos”

Figura 90 - Macroetapa “retirar pinos”



Figura 91- Macroetapa para “fixar peça”

Figura 92 - Macroetapa para “remover fixação da peça”

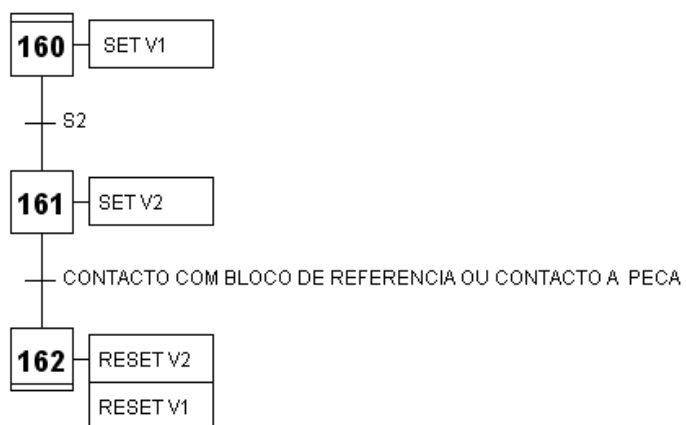


Figura 93 - Macroetapa para "verificar tolerância"

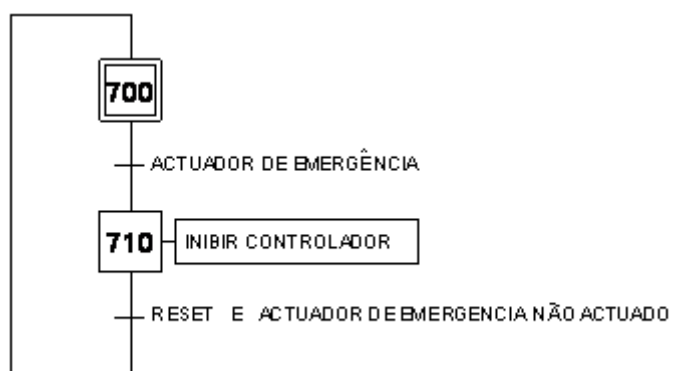


Figura 94 - Grafset de "emergência"

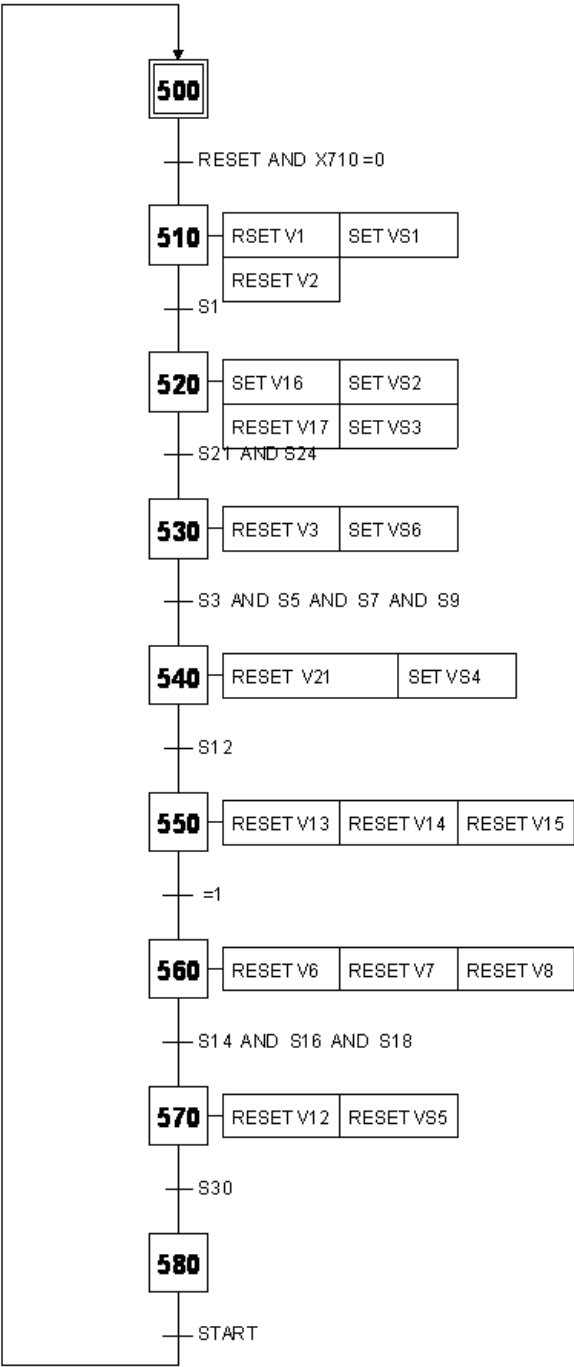
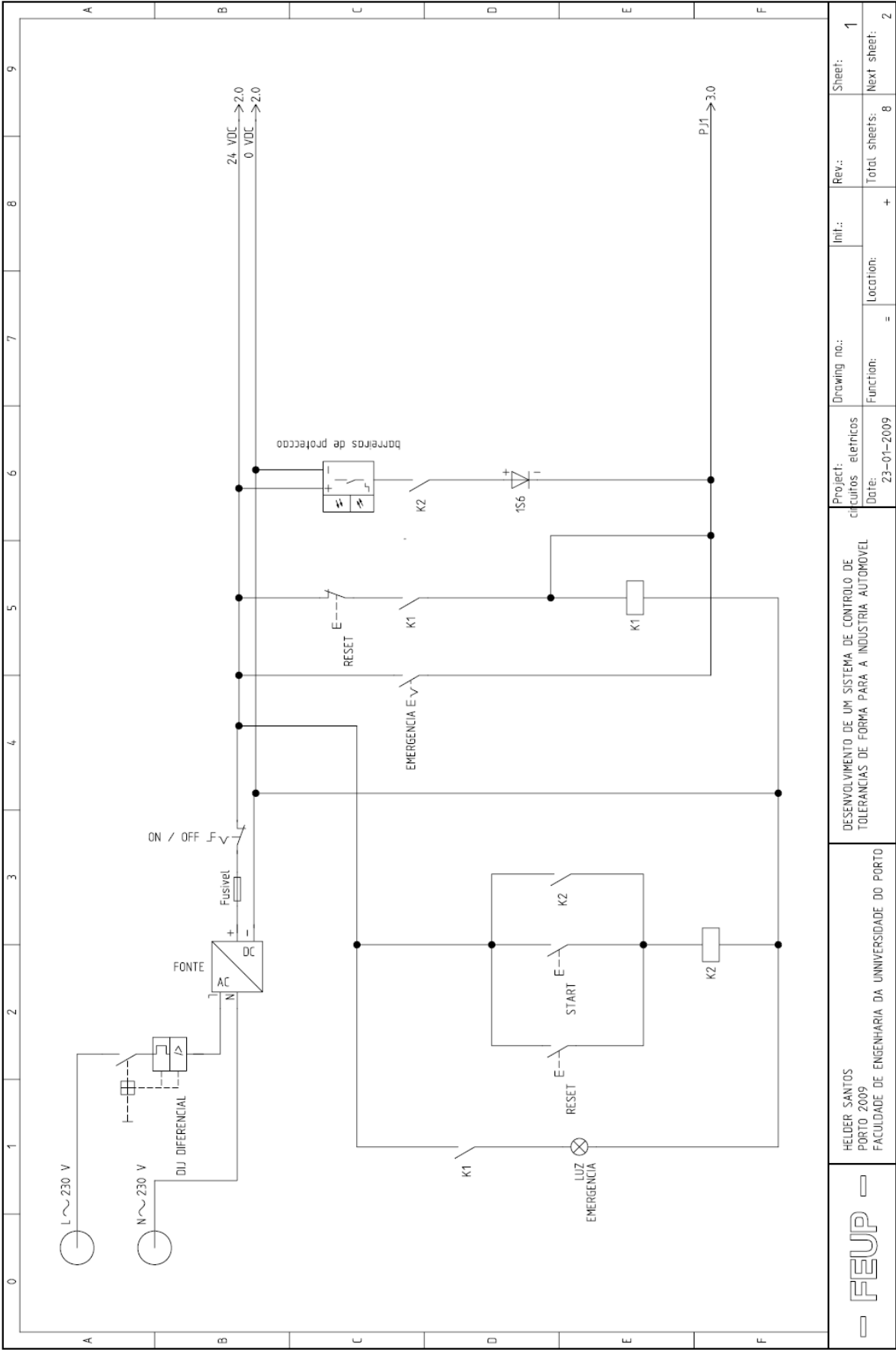
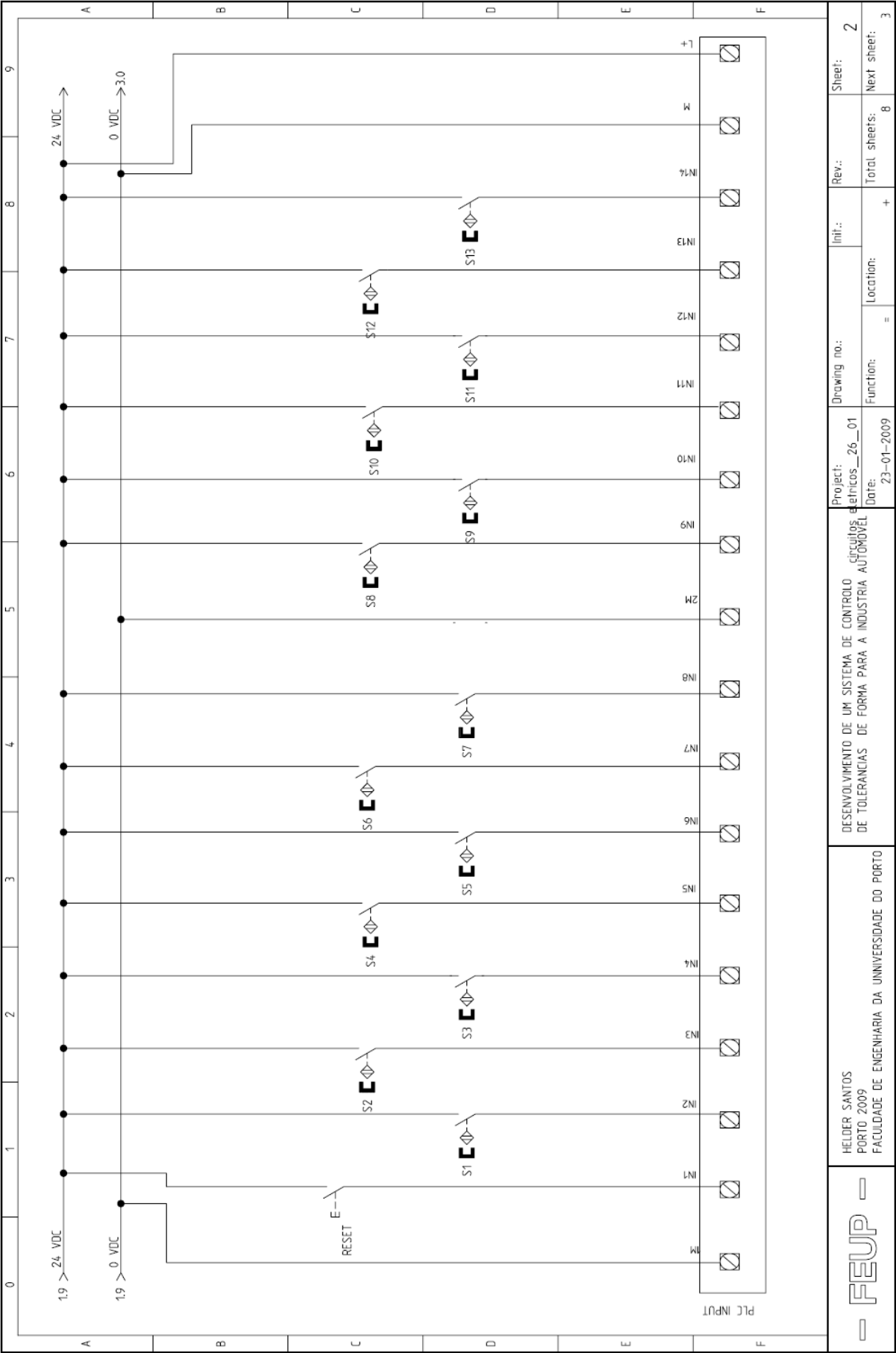
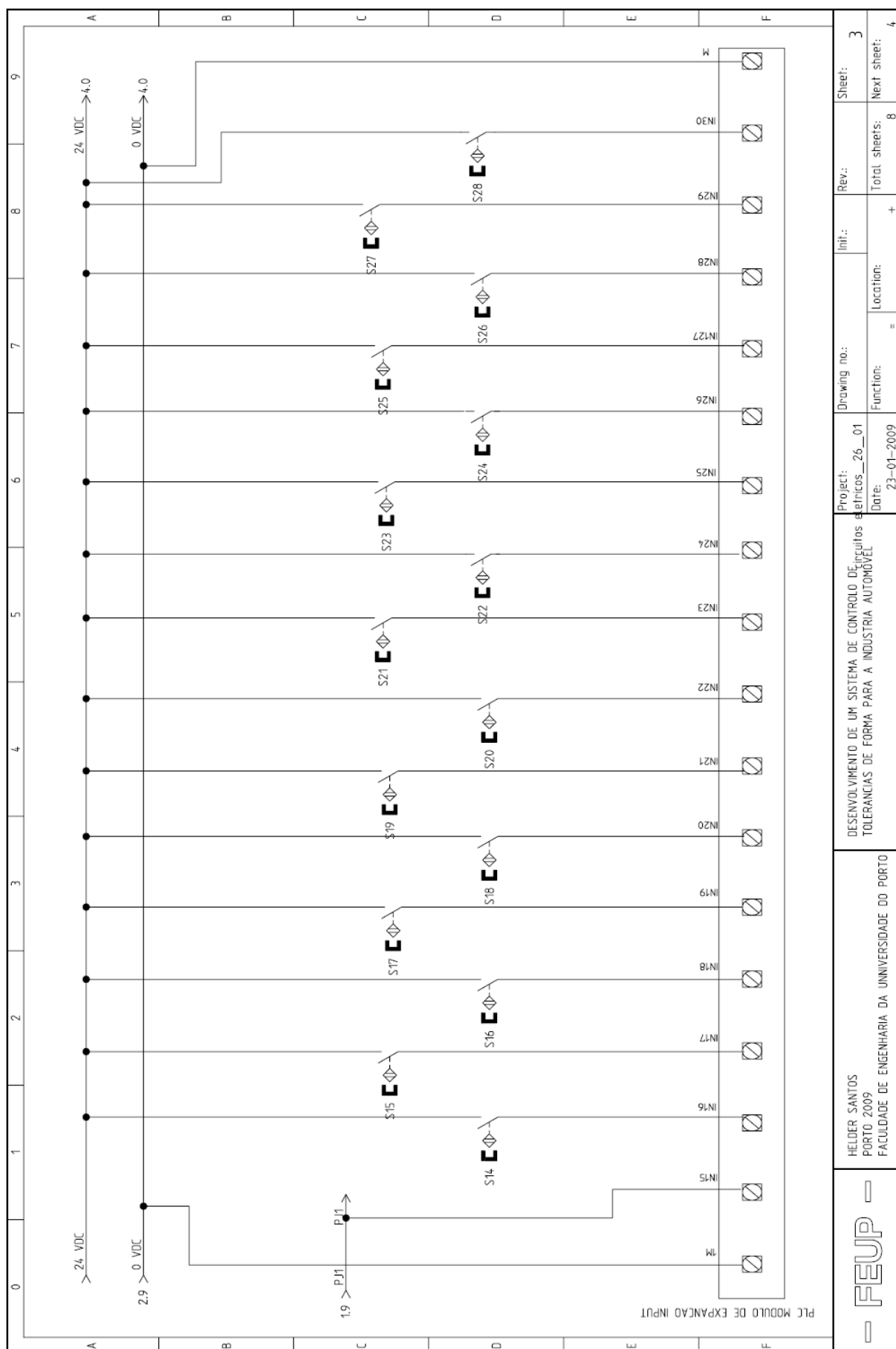


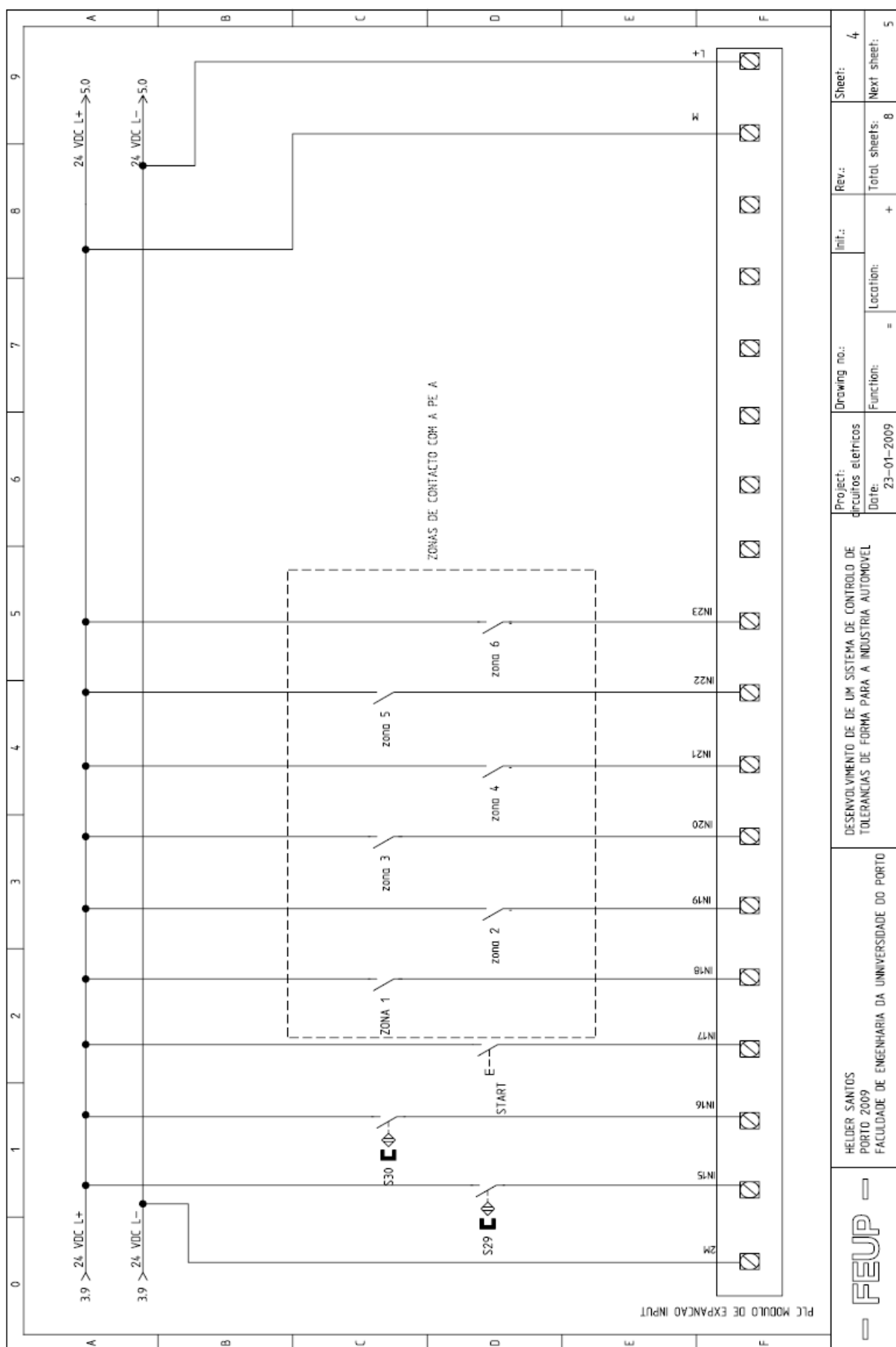
Figura 95 - Grafcet de definição para “reiniciar o sistema”

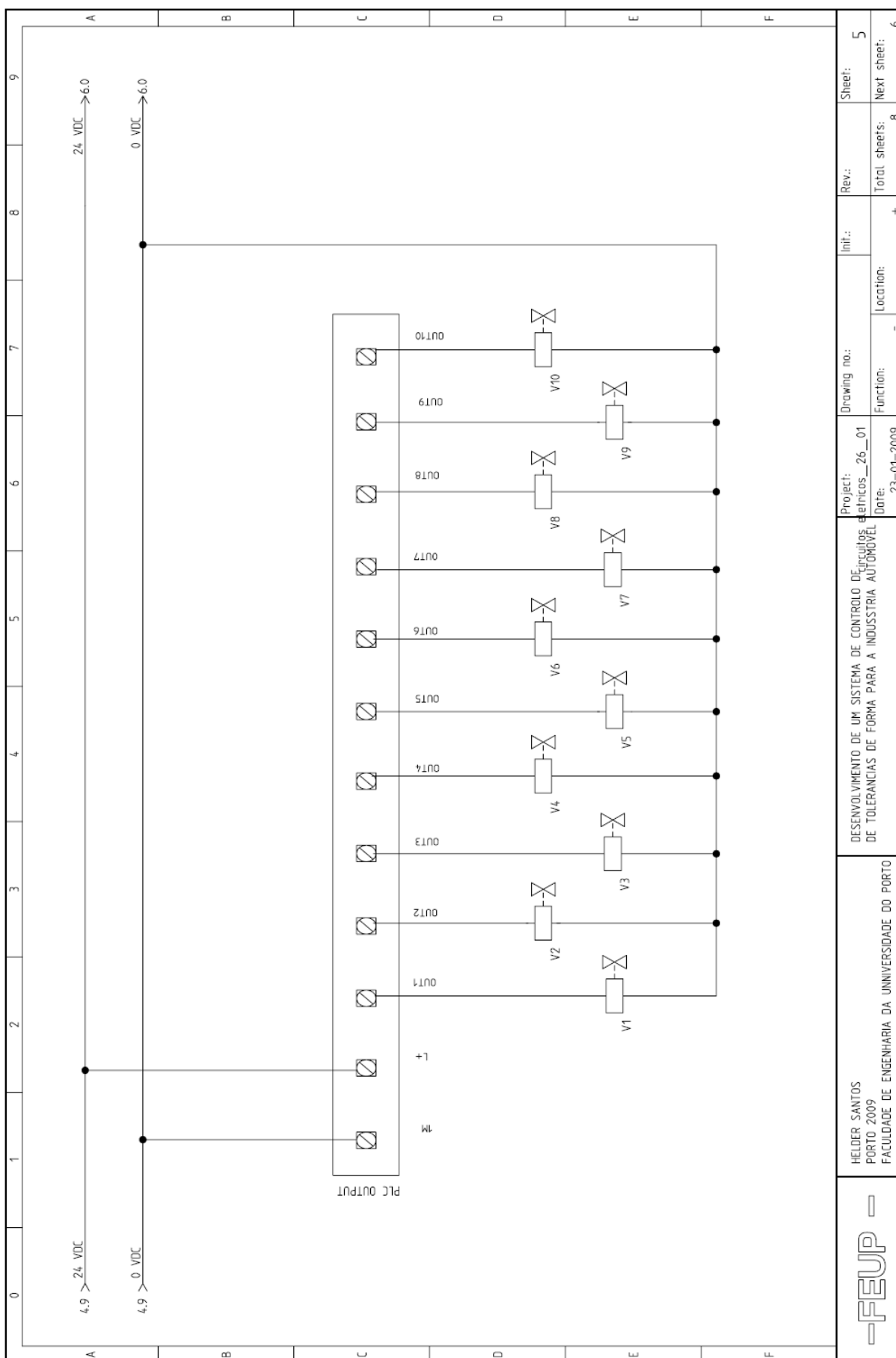
Anexo B - Esquemas eléctricos

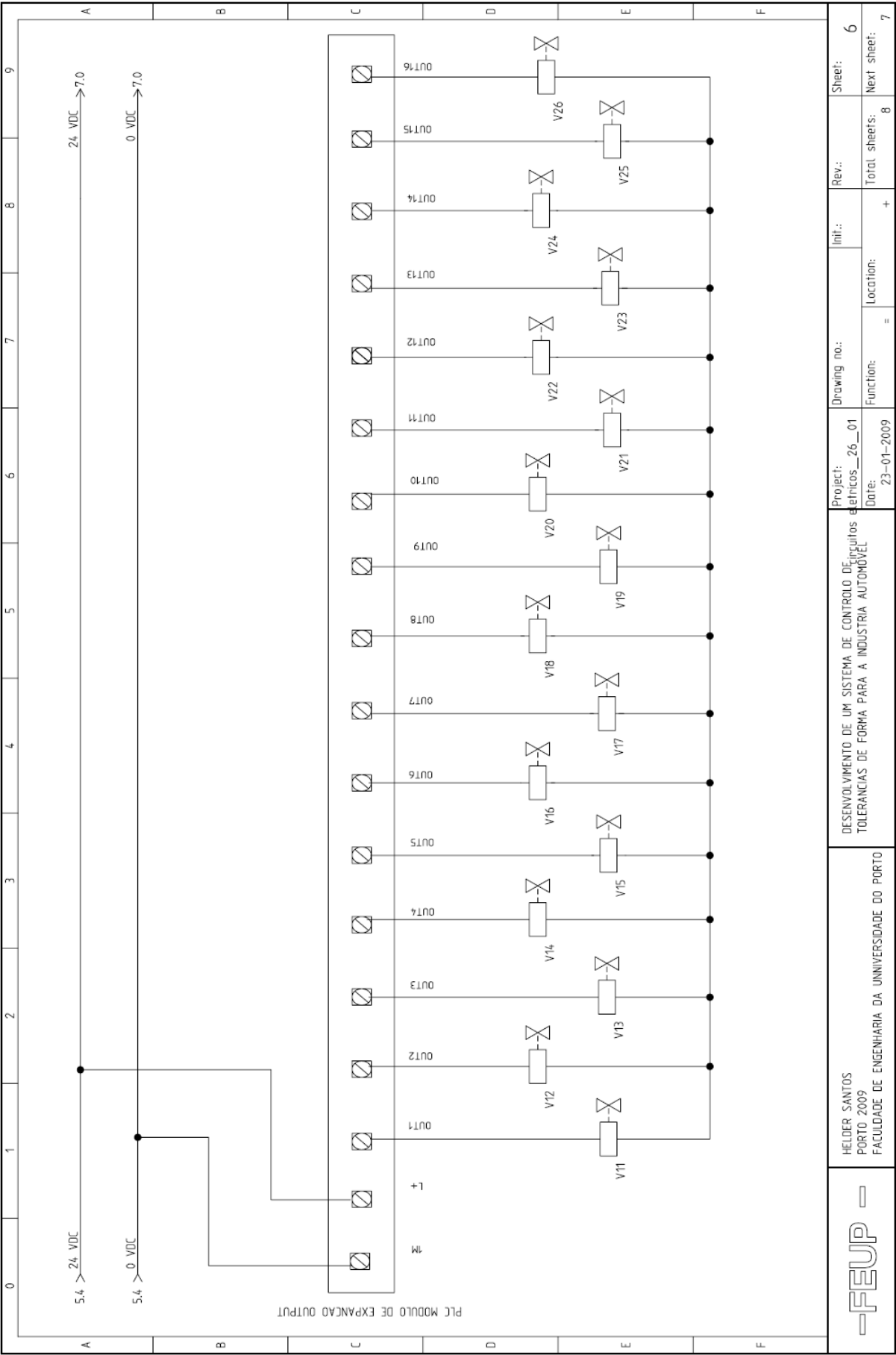


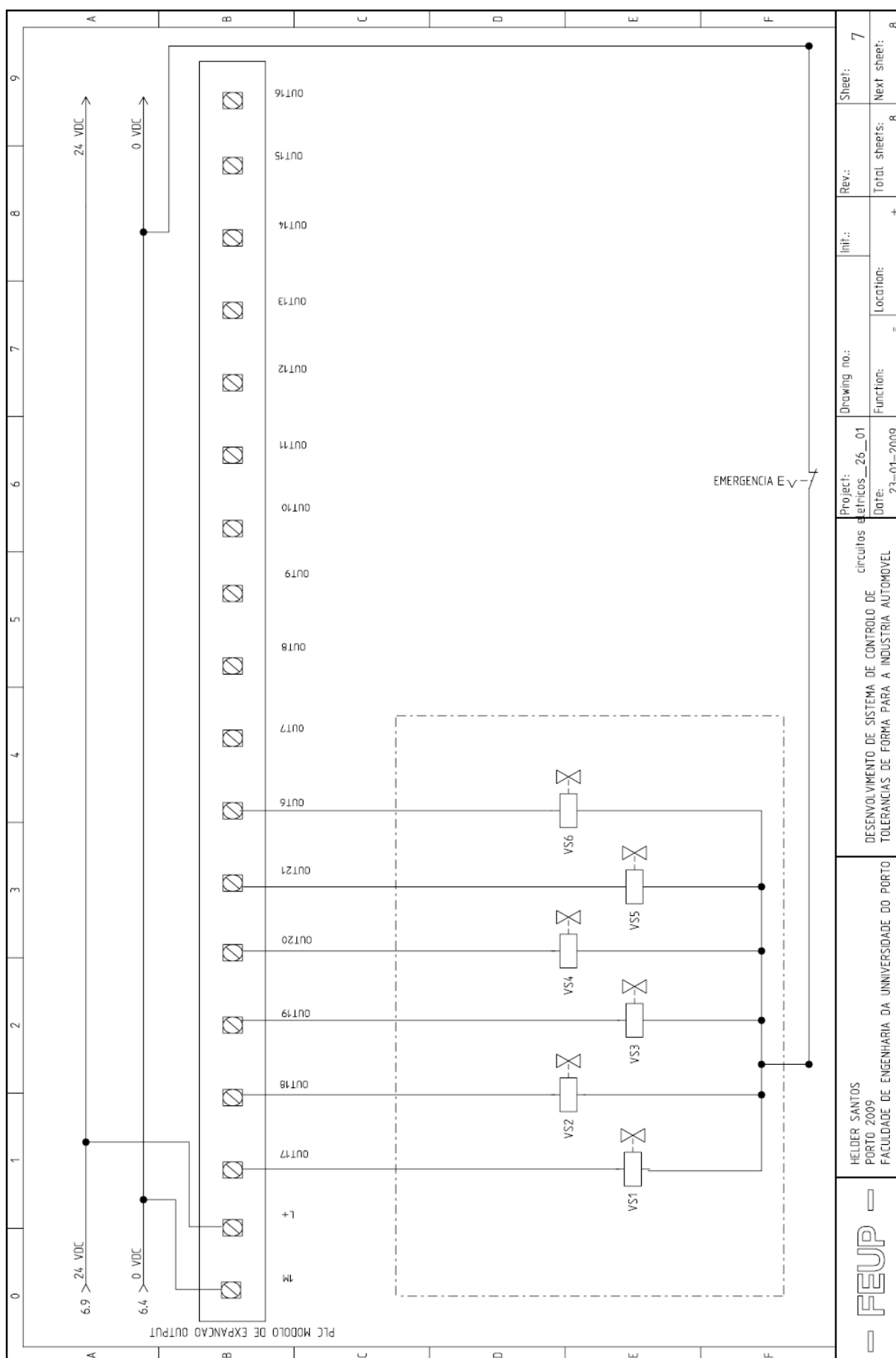












Anexo C – Orçamento da parte eléctrica e pneumática

Os preços apresentados na tabela 7 foram retirados de um revendedor dos produtos descritos. Embora este não tenha todos os componentes que foram seleccionados para a máquina, foram consultados preços de produtos semelhantes. O verdadeiro custo dos componentes adquiridos directamente ao representante do produto é seguramente mais baixos, assim, o preço apresentado está ligeiramente sobreavaliado.

Tabela 7 - Orçamento da parte eléctrica e pneumática

QUANTIDADE	DESIGNAÇÃO	Preço/Unitário	Total
		€	
7	VÁLVULA DIRECCIONAL 5/2 G1/4	83	581
12	VÁLVULA DIRECCIONAL 5/2 M5	57	684
7	VÁLVULA DIRECCIONAL 2/2	3	21
17	ESTRANGULADOR	30	510
1	FILTRO E REGULADOR	60	60
1	REDUTOR DE PRESSÃO	66	66
1	VÁLVULA DE CORTE	51	51
1	CILINDRO APERTO	250	250
2	ACTUADOR ANGULAR	340	680
1	CILINDRO SEM ATRITO	146	146
1	CILINDRO SEM HASTE	320	320
3	CILINDRO ANTI ROTAÇÃO	116	348
3	MINI CILINDRO	19	57
4	GARRAS PNEUMÁTICAS	300	1200
1	CILINDROS ELEVAÇÃO	76	76
3	CILINDROS COMPACTOS	35	105
22	SENSORES	20	440
1	AUTÓMATO	305	305
1	MÓDULO DE EXPANSÃO	324	324
TOTAL			6.224.00 €