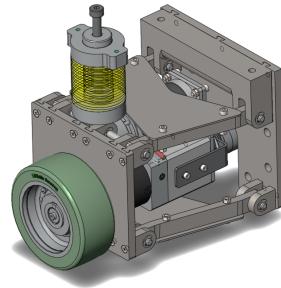




TÉCNICO
LISBOA



Projeto de Melhoria do Sistema de Suspensão de um AGV com vista à Redução dos Custos de Produção

Ana Luísa Marques de Carvalho

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientador(es): Prof. Luís Filipe Galvão dos Reis
Prof. Miguel António Lopes de Matos Neves

Júri

Presidente: Prof. João Orlando Marques Gameiro Folgado
Orientador: Prof. Miguel António Lopes de Matos Neves
Vogal: Prof. Luís Alberto Gonçalves de Sousa

Novembro 2019

Dedicado a Elisabete e Orlando Carvalho

Agradecimentos

Quero começar por agradecer aos Professores Luís Reis e Miguel Matos Neves por toda a disponibilidade, apoio e interesse que revelaram ao longo de todo o trabalho desenvolvido no âmbito desta dissertação. Obrigada por todos os conhecimentos e experiência transmitidos.

Agradeço também ao Engenheiro Fernando Simões, ao Engenheiro Abel Mendes e ao Engenheiro André Almeida da empresa *ActiveSpace Automation* pelo desafio que me lançaram e pela confiança, interesse e apoio que sempre demonstraram ao longo deste projeto.

Agradeço a todos os meus colegas e amigos que acompanharam o meu percurso académico, com especial destaque para o Núcleo de Apoio ao Estudante (NAPE), que me acolheu e onde construí uma segunda casa. Gostaria ainda de destacar a Patrícia Silva, a Raquel Martins e a Rita Fonseca, amigas que me acompanharam de perto, mesmo estando longe.

Ao Samuel Ramos, por toda a cumplicidade e apoio, carinho e inspiração, o meu muito obrigada. Obrigada por acreditar em mim em todos os momentos e por me motivar a chegar sempre mais longe.

Agradeço ainda a toda a minha família, em especial às minhas irmãs e ao meu cunhado, por me ajudarem, apoiarem e me incentivarem incondicionalmente.

Por fim, aos meus pais, a quem dedico este trabalho. Por toda a confiança que depositaram em mim e por todas as ferramentas que me proporcionaram para que conseguisse sempre chegar mais longe. Por me mostrarem o valor do trabalho, não por palavras, mas pelo exemplo. Pelo carinho, amor e interminável compreensão que me deram durante todo o meu percurso.

Resumo

O tempo de produção de um componente está intimamente ligado ao custo de fabrico do mesmo. Desta forma, é necessário manipular a geometria dos componentes, conduzindo a` redução do tempo de fabrico e, conseqüentemente, custo.

Neste contexto, surge a necessidade de realizar de um projeto de melhoria do sistema de suspensão de um AGV (*Automated Guided Vehicle*), para transporte de paletes, de carga elevada (2 ton), com o objetivo de reduzir o custo de fabrico.

Este sistema de suspensão é composto por um sistema de tração, mola e componentes mecânicos. A maioria dos componentes mecânicos são fabricados por maquinagem. Desta forma, recorreu-se a simulações, utilizando *softwares* de CAM (*Computer Aided Machining*). De forma iterativa, foi possível obter uma nova geometria que, cumprindo as mesmas especificações, tivesse um tempo de produção mais baixo.

Nesta dissertação apresenta-se a descrição do sistema de suspensão original, a pesquisa de patentes relevantes, o desenvolvimento da solução proposta e modelos CAD/CAM, como ferramenta de apoio a` decisão, fabrico e montagem da suspensão, e uma análise simplificada de custos. Nas notas de cálculo e feita uma análise dinâmica do sistema (análise de quarto-carro) e analisam-se os principais componentes estruturais e ligações aparafusadas. São também apresentados possíveis desenvolvimentos futuros do projeto. Em anexo estão presentes os ensaios realizados e os desenhos técnicos.

Os objetivos do projeto foram alcançados, verificando-se uma redução estimada do tempo de fabrico de 38% e uma redução de custos de 23%. Apresenta-se um novo sistema de suspensão que satisfaz os requisitos e constrangimentos especificados.

Palavras-chave: Sistema de Suspensão, AGV, Projeto Mecânico, Análise de um Quarto de Carro, Tempo de Maquinagem, Custos de Produção.

Abstract

The manufacturing time of a component is closely linked to its cost. Thus, it is necessary to manipulate the geometry of the components, leading to a reduction in manufacturing time and, consequently, cost. Within this scope, the need arises for a project to improve the suspension system of a high-load (2 ton) Automated Guided Vehicle (AGV), for pallet transport, with the aim of reducing its manufacturing cost.

This suspension system consists of electrical components (traction system), spring and mechanical components. Most mechanical components are manufactured by machining. Therefore, simulations were made using CAM (Computer Aided Machining) software. Iteratively, it was possible to obtain a new geometry that met the same specifications and had a shorter production time.

The following topics are present in this dissertation: the description of the original suspension system, relevant patent research, the development of the proposed solution and CAD / CAM models as a decision-support tool, manufacture and assembly of the suspension system, and a simplified cost analysis. In addition, a dynamic analysis of the suspension system (quarter-car analysis) was made and the main structural components and bolted connections were analysed. Possible future developments of the project are also presented. The tests performed and technical drawings can be found in the appendices.

The project objectives were fulfilled with an expected 38% reduction in manufacturing time and a 23% cost reduction. A new suspension system is presented that meets the specified requirements and constraints of the project.

Palavras-chave: Suspension system, AGV, Structural Project, Quarter-car Analysis, Machining Time, Manufacturing Cost.

Conteúdo

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Figuras	xv
Lista de Símbolos e Acrónimos	xix
1 Memória Descritiva e Justificativa	1
1.1 Motivação	1
1.2 Descrição do AGV ActiveOne XL	2
1.3 Descrição da suspensão original	3
1.3.1 Componentes Mecânicos	6
1.3.2 Componentes Elétricos	7
1.4 Especificações do Sistema de Tração	9
1.4.1 Especificações do Projeto do AGV	9
1.4.2 Requisitos do Projeto do Sistema de Suspensão	9
1.4.3 Constrangimentos do Projeto do Sistema de Suspensão	10
1.5 Soluções no Mercado e Pesquisa de Patentes	10
1.5.1 Patentes Relevantes	11
1.5.2 Observações	13
1.6 Desenvolvimento da Solução Proposta	13
1.6.1 Identificação dos componentes sujeitos a melhoria	13
1.6.2 Geração de conceitos	15
1.7 Modelos CAD/CAM da Solução Proposta	17
1.7.1 Especificações do <i>Software</i>	18
1.7.2 Verificação do Método de Avaliação de Tempos de Produção	21
1.7.3 Simulações para apoio à tomada de decisão	22
1.7.4 Resultados Finais e Descrição do conceito selecionado	28
1.8 Resposta Dinâmica do Sistema de Suspensão	30
1.8.1 Introdução	30
1.8.2 Procedimento	30
1.8.3 Resultados	32

1.9	Fabrico e Montagem do Sistema de Suspensão	33
1.9.1	Fabrico do Sistema de Suspensão	33
1.9.2	Montagem do Sistema de Suspensão	33
1.10	Análise Simplificada de Custos do Sistema de Suspensão	35
2	Notas de Cálculo	37
2.1	Introdução	37
2.2	Sistema de Suspensão Proposto	37
2.2.1	Identificação de Componentes Críticos	39
2.3	Propriedades dos Materiais	42
2.4	Análise Dinâmica do Sistema de Tração	42
2.4.1	Introdução	42
2.4.2	Modelo de 1/4 de Carro	43
2.4.3	Implementação do modelo	44
2.4.4	Resultados	48
2.4.5	Conclusões	49
2.5	Notas de Cálculo do Sistema de Tração	49
2.5.1	Definição do Carregamento	50
2.5.2	Notas de Cálculo do Componente - Veio do Redutor	51
2.5.3	Notas de Cálculo do Componente - Pino de Descarregamento da Mola	55
2.5.4	Notas de Cálculo de Verificação da Resistência Mecânica da Ligação Aparafusada	59
3	Considerações Finais e Desenvolvimentos Futuros	65
3.1	Considerações Finais	65
3.2	Desenvolvimentos Futuros	66
	Bibliografia	67
A	Dados do Fabricante - Redutor (PLHE60 Neugart)	70
B	Catálogo Mola (SWF)	73
C	Ensaio de Compressão	75
D	Tool crib	77
E	Desenhos Técnicos	78

Lista de Tabelas

1.1	Identificação de Componentes da Suspensão	5
1.2	Resultados para a verificação do método	22
1.3	Resultados para as diferentes configurações	23
1.4	Tabela de resultados para o braço sólido e dividido	24
1.5	Resultados para o braço original e o braço de espessura reduzida	25
1.6	Resultados para a geometria do reforço do braço, original e nova	26
1.7	Resultados para a geometria original e nova das placas traseira e frontal	28
1.8	Resultados de comparação entre o conceito original e final	29
1.9	Identificação dos componentes e das principais alterações implementadas.	30
1.10	Estimativa de custos dos componentes elétricos e complementares	36
1.11	Estimativa de custos de produção dos componentes a maquinar	36
2.1	Identificação dos componentes da suspensão proposta	39
2.2	Propriedades dos materiais dos componentes a analisar	42
2.3	Correspondência entre componentes e materiais	42
2.4	Tabela de valores utilizados no cálculos das tensões de Von Mises	53
2.5	Tabela de valores dos fatores modificadores para o cálculo da tensão limite de fadiga	54
2.6	Nomenclatura utilizada no cálculo de ligações aparafusadas	60
2.7	Valores das dimensões utilizadas no cálculo da rigidez da ligação.	63
D.1	Tool crib utilizado nas simulações CAM	77

Lista de Figuras

1.1	<i>Automated Guided Vehicle (AGV) ActiveOne XL</i> , fonte: ActiveSpace Automation. [3] . . .	2
1.2	Cotas de atravancamento do ActiveOne XL [4]	2
1.3	Sistemas de suspensão posicionados no chassis do ActiveOne XL [4]	3
1.4	Sistema de suspensão original do ActiveOne XL [4]	3
1.5	Vista explodida da Suspensão Original, com identificação dos componentes	4
1.6	Dimensões de atravancamento do sistema de suspensão do ActiveOne XL, em piso plano	6
1.7	Componentes Elétricos da suspensão do ActiveOne XL	7
1.8	Redutor Planetário PLHE, por Neugart [7]	8
1.9	2- Motor 3- Travão, fonte: Nanotec [9]	8
1.10	Esquemas da suspensão de um AGV de carga elevada, fonte: [10]	11
1.11	Esquema da suspensão de um AGV, com o objetivo de diminuição de dimensões do sistema, fonte: [11]	12
1.12	Esquemas da suspensão de um AGV com amortecedor hidráulico, fonte: [12]	12
1.13	a) Placa Traseira b) Placa Frontal, do sistema original	14
1.14	Braço da suspensão projetada pela Empresa	14
1.15	a) Configuração inclinada b) Configuração perpendicular	16
1.16	Braço do sistema de suspensão dividido em três componentes	16
1.17	Braço do sistema de suspensão com espessura reduzida	17
1.18	Conceito proposto para o reforço do braço	17
1.19	Sistema de coordenadas da placa frontal da suspensão	19
1.20	Simulação da maquinagem do braço da suspensão, não resultando na total remoção do material	20
1.21	Parâmetros apresentados pelo Solidworks CAM, para o olhal do chassis [14]	20
1.22	1 - Placa frontal simples; 2 - Placa traseira simples; 3 - Olhal simples; 4 - Olhal da mola; 5 - Olhal de ligação ao chassis, do sistema de suspensão original	21
1.23	1 - Olhal de Configuração inclinada; 2 - Braço de Configuração inclinada; 3 - Olhal de Configuração reta; 4 - Braço de Configuração reta	23
1.24	Suporte traseiro onde se pode ver o sistema de encaixe que permite a ligação do olhal de conexão ao chassis com a placa traseira	27
1.25	a) Classe de ajustamento transversal do sistema de encaixe b) Classe de ajustamento longitudinal do sistema de encaixe, no Suporte Traseiro	27

1.26 a) Dimensões e toleranciamento geométrico do olhal simples b)Dimensões e toleranciamento geométrico da Placa Traseira	28
1.27 Conceito final para o sistema de suspensão do AGV ActiveOne XL e identificação de componentes	29
1.28 Modelo da suspensão do AGV	31
1.29 Modelo simplificado da suspensão do AGV, para análise de um quarto de carro	31
1.30 Perfil simulado do piso - senoide (amplitude 35mm)	32
1.31 Perfil simulado do piso - degrau (amplitude 35mm)	32
1.32 Montagem dos olhais nas placas frontal e traseira, respetivamente	34
1.33 a) Montagem dos braços e suporte inferior da mola b) Identificação dos caquilhos auto-lubrificadas e <i>E-clips</i>	34
1.34 Sistema de suspensão com os reforços dos braços e a mola montada	35
2.1 Sistema de suspensão proposto para o AGV ActiveOne XL	37
2.2 Vista explodida da suspensão proposta, com identificação dos componentes	38
2.3 Forças aplicadas no sistema de suspensão	40
2.4 Identificação do veio de redutor do sistema de suspensão	40
2.5 Identificação do pino de descarregamento da mola, no sistema de suspensão	41
2.6 Vista lateral e frontal da ligação aparafusada a analisar	41
2.7 Esquema representativo de um modelo de quarto de carro, fonte: [28]	43
2.8 Diagrama de corpo livre dos dois corpos constituintes de um sistema de suspensão	43
2.9 Modelo da suspensão do AGV	45
2.10 Modelo simplificado da suspensão do AGV, para análise de um quarto de carro	45
2.11 Perfil simulado do piso - sinusoidal	47
2.12 Perfil simulado do piso - degrau	48
2.13 Perfil simulado do piso - degrau	48
2.14 Perfil simulado do piso - degrau	49
2.15 Representação das dimensões necessárias ao cálculo do deslocamento da mola, Apêndice B	50
2.16 Redutor PLHE60 da marca Neugart [7]	51
2.17 Diagrama indicativo do carregamento aplicado no veio do redutor	52
2.18 Pino de descarregamento da mola, com olhais e suporte inferior da mola	56
2.19 Diagrama ilustrativo simplificado do pino em carga e reações	56
2.20 Diagrama ilustrativo simplificado do pino em carga e reações	57
2.21 Malha com condições de fronteira e carregamento aplicado	59
2.22 Malha com condições de fronteira e carregamento aplicado	59
2.23 a) Ligação aparafusada com o carregamento aplicado e as reações dos parafusos b) Identificação dos parafusos pertencentes à ligação	60
2.24 Cone de pressão da ligação aparafusada entre o redutor e a placa frontal	62

2.25 Representação das dimensões necessárias ao cálculo da constante de rigidez da junta, numa ligação com porca e anilha [29]	63
C.1 Ensaio de compressão da roda, utilizando a máquina de ensaios INSTRON 5566	75
C.2 Gráfico obtido através dos dados extraídos do ensaio de compressão. Força vs Deslocamento	76

Lista de Símbolos e Acrónimos

σ_a	Tensão nominal alternada
σ_{esm}	Tensão de esmagamento
σ_{max}	Tensão máxima
σ_m	Tensão nominal média
τ_a	Tensão de corte alternada
τ_m	Tensão de corte média
n	Coefficiente de segurança
S_e	Tensão limite de fadiga do material
S_{ut}	Tensão de rotura do material
S_y	Tensão de cedência do material
AGV	Automated Guided Vehicle
BLDC	Brushless Direct Current Motor
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CNC	Computer Numerical Control

Capítulo 1

Memória Descritiva e Justificativa

Nesta Memória Descritiva apresenta-se o enquadramento do projeto, definem-se os seus objetivos e especificações, a metodologia seguida, analisa-se a sua exequibilidade e conclui-se com uma estimativa simplificada de custos.

1.1 Motivação

Um veículo autónomo, em inglês *Automated Guided Vehicle* (AGV), é um veículo automatizado capaz de percorrer superfícies de grande área, através de um conjunto de sensores, como ímanes, lasers, câmaras de visão, entre outros. A principal aplicação deste tipo de veículos é o transporte de cargas em unidades fabris de elevada dimensão. A utilização destes equipamentos permite o transporte de componentes na zona fabril, principalmente entre armazéns, ou entre armazéns e a linha de produção [1].

Uma vez que a principal aplicação deste tipo de veículos é o transporte de cargas, existe a necessidade de dimensionar os equipamentos às cargas a transportar. Por esta razão, existe uma multitude de AGVs, que na sua maioria são projetados de modo a irem ao encontro das necessidades das empresas que os adquirem [2].

A Empresa *ActiveSpace Automation* desenvolve AGVs de diversas dimensões, adequados a diferentes tipos de carga [3]. Atualmente, desenvolve um *Heavy Load AGV*, representado na Figura 1.1, que permite transportar uma carga máxima de 2000 kg, em duas euro-paletes. Este AGV é bi-direcional e tem um ângulo de viragem de 360°, atingindo uma velocidade máxima de 0.8 m/s. A sua navegação é controlada através de fitas magnéticas colocadas no piso, ou através de navegação natural.

Na fase de prototipagem do AGV ActiveOne XL, verificaram-se custos avultados para a produção do sistema de suspensão, tendo em conta as expectativas da empresa, devido a um número elevado de horas de maquinaria. A produção do protótipo, consistindo em dois sistemas de suspensão, teve um custo de 2400€, traduzido em 27 horas de maquinaria. De referir, no entanto, que os valores obtidos em fase de prototipagem não são realistas na transposição para a produção do sistema numa maior escala.



Figura 1.1: *Automated Guided Vehicle (AGV) ActiveOne XL*, fonte: ActiveSpace Automation. [3]

O objetivo deste trabalho é o projeto de melhoria do sistema de suspensão deste AGV, com vista a uma redução no tempo da sua produção, nomeadamente de maquinaria, sem alterar as especificações do AGV.

1.2 Descrição do AGV ActiveOne XL

O AGV ActiveOne XL é um AGV capaz de transportar uma carga de 2000 Kg, pesando este sensivelmente 500 Kg. Pode ser guiado através de uma fita magnética, ou através de navegação natural e é programado através de um *software* desenhado pela mesma empresa que o fabrica [3].

As suas dimensões são de 1600x1000x190 mm (Figura 1.2), permitindo o transporte de duas *Euro-paletes* simultaneamente. Consegue atingir a velocidade máxima de 0.8m/s.

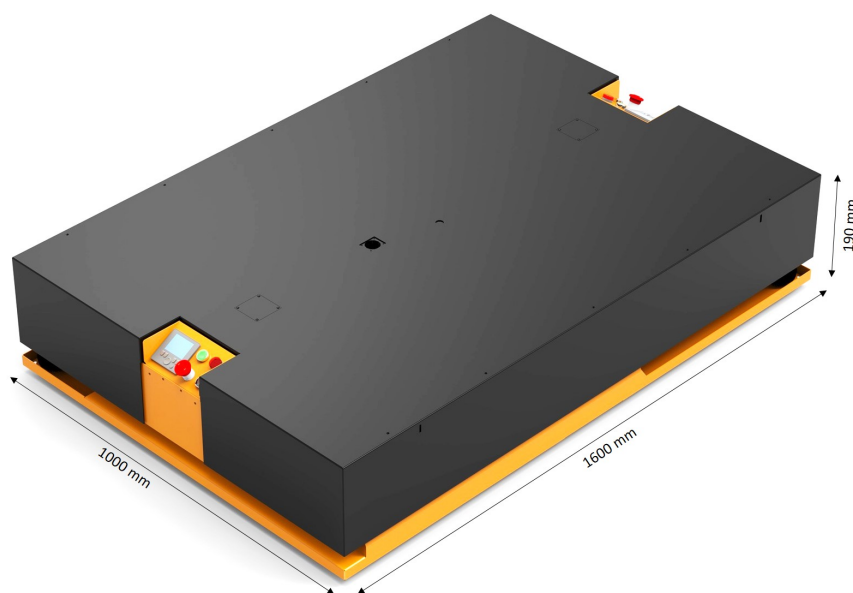


Figura 1.2: Cotas de atravancamento do ActiveOne XL [4]

O AGV possui seis rodas, sendo que apenas as duas rodas centrais são motrizes. Este veículo é

do tipo bi-direcional e consegue manobrar em espaços pequenos, uma vez que tem um baixo raio de viragem e a capacidade de virar sobre o seu próprio eixo vertical. Por esse motivo, utiliza um sistema de tração diferencial. Isto é, a rotação do veículo dá-se ao impor velocidades distintas nas duas rodas motrizes do veículo (Figura 1.3). As outras quatro rodas, posicionadas em cada canto do veículo, são rodas giratórias, fixadas num rodízio que acopla a roda ao chassis, dando estabilidade ao veículo e mantendo a sua direção [3].

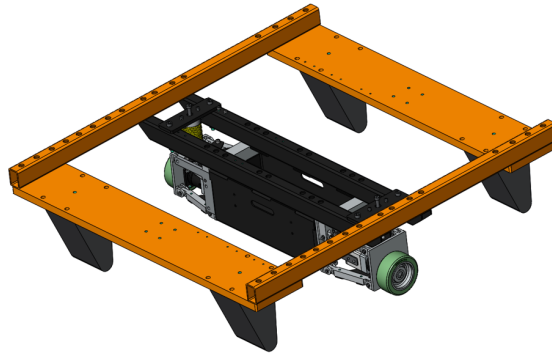


Figura 1.3: Sistemas de suspensão posicionados no chassis do ActiveOne XL [4]

Uma vez que o veículo apenas tem duas rodas motrizes, existem também apenas dois sistemas de suspensão, posicionados ao redor de cada uma das rodas, permitindo a fixação das mesmas ao chassis do AGV. Sendo a tração diferencial, existem dois motores separados que estão também acoplados ao sistema de suspensão e que permitem dotar as rodas de velocidades distintas.

1.3 Descrição da suspensão original

A suspensão é o sistema composto por molas, amortecedores e articulações que ligam o veículo às suas rodas e permite o movimento relativo entre os dois. O sistema de suspensão projetada pela empresa ActiveSpace Automation, para o AGV ActiveOne XL encontra-se representado na Figura 1.4.

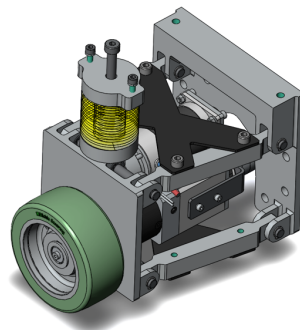


Figura 1.4: Sistema de suspensão original do ActiveOne XL [4]

Todos os componentes do sistema de suspensão estão representados e identificados na Figura 1.5 e Tabela 1.1, respetivamente.

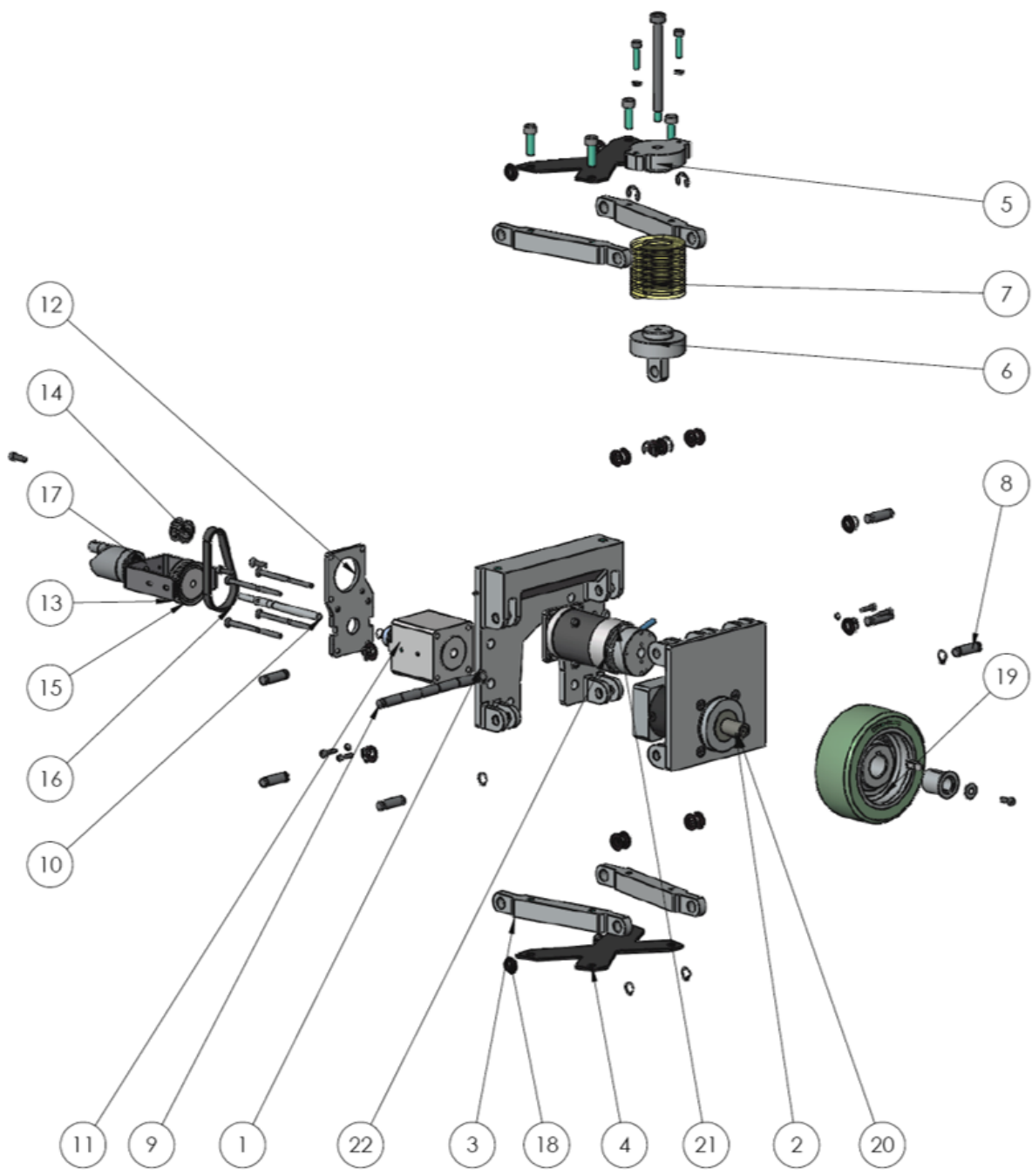


Figura 1.5: Vista explodida da Suspensão Original, com identificação dos componentes

Tabela 1.1: Identificação de Componentes da Suspensão

Nº	Descrição	Qtd	Material	Fornecedor	Referência
1	Suporte Traseiro	1	Aço AISI 1045	-	-
2	Suporte Frontal	1	Aço AISI 1045	-	-
3	Braço	4	Aço AISI 1045	-	-
4	Reforço do Braço	2	Aço S275JR	-	-
5	Suporte Superior da Mola	1	Aço AISI 1045	-	-
6	Suporte Inferior da Mola	1	Aço AISI 1045	-	-
7	Mola	1	-	Misumi	SWM60-100
8	Pino	6	Aço AISI 316	-	-
9	Pino Longo	1	Aço AISI 316	-	-
10	Veio - Redutor e Encoder	1	Aço AISI 316	-	-
11	Invólucro para veio	1	Alumínio 5050	-	-
12	Suporte para Motor e Redutor	1	Aço S275JR	-	-
13	Suporte para Encoder	1	Aço S275JR	-	-
14	Polia de Alto Torque - Motor	1	-	Misumi	HTPN44S3M100-A-P8
15	Polia de Alto Torque - Redutor	1	-	Misumi	HTPM44S3M100-A-P8
16	Correia de Super Torque	1	-	Misumi	100S3M225
17	Encoder	1	-	Ifm	RA3100
18	Casquilhos Autolubrificados	18	-	Igus	ZFM_1012.05_1
19	Roda	1	-	Blickle	GSTN-127-25H7
20	Redutor	1	-	Neugart	PLHE060
21	Motor	1	-	Nanotec	DB59C024035R-B3
22	Travão	1	-	Nanotec	BRAKE-BWA-1_5-6_35

O sistema de suspensão funciona como um filtro mecânico, uma vez que permite filtrar faixas de frequências do espectro da excitação do solo. Esta característica permite que o AGV transporte cargas elevadas de modo estável e seguro. Outro objetivo do sistema de suspensão é garantir aderência entre as rodas e o piso, de forma a manter um contacto constante entre os dois. Normalmente, um sistema de suspensão é constituído por uma mola e um amortecedor. A mola tem como função filtrar o perfil do solo e diminuir a amplitude de movimento do chassis. Porém, caso a energia no sistema massa-mola não seja dissipada, esta continua a transmitir movimento ao chassis por tempo indeterminado. Um amortecedor serve então para dissipar a energia da mola, fazendo com que o veículo retorne à posição inicial [5].

Na suspensão estudada, não existe amortecedor, embora haja algum amortecimento muito reduzido. Esta opção foi tomada, uma vez que o veículo é projetado para andar em pisos com perfis relativamente planos e sem grandes obstáculos. Uma vez que existem também constrangimentos dimensionais, a empresa tomou a opção de não incluir um amortecedor. A resposta dinâmica da suspensão

será estudada numa secção mais à frente.

Tal como foi referido na secção 1.2, o AGV conta com duas suspensões independentes, que permitem a ligação da roda ao chassis. Estas suspensões têm dois pontos de ligação ao chassis: uma placa traseira e uma interface que liga o topo da mola ao chassis, como se pode ver na Figura 1.3, da secção 1.2. Uma vez que o veículo tem tração diferencial, todos os componentes elétricos que dotam o AGV de movimento estão montados no interior da suspensão. É possível então categorizar os componentes do sistema de suspensão em mecânicos e elétricos:

1.3.1 Componentes Mecânicos

A suspensão inclui quatro braços paralelos dois a dois, que unem duas placas. Uma placa traseira, que liga a suspensão ao chassis, e uma placa frontal, que liga a roda à suspensão e ao redutor. Os componentes mecânicos da suspensão encontram-se representados na Figura 1.6, as suas dimensões de atravancamento são 300x262x188 mm.

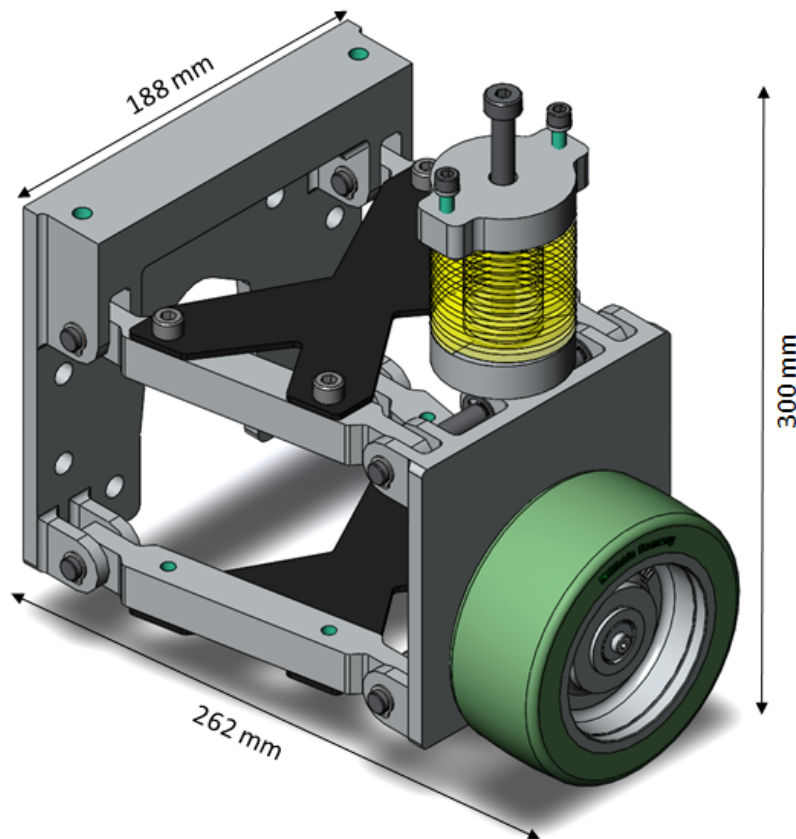


Figura 1.6: Dimensões de atravancamento do sistema de suspensão do ActiveOne XL, em piso plano

A mola encontra-se ligada à placa frontal, em baixo, e ao chassis, em cima, permitindo a absorção das mudanças no perfil do piso. Para fazer estas ligações, existem duas peças que seguram a mola e um pino que a atravessa, garantindo assim o seu posicionamento.

Os braços encontram-se ligados às placas através de um sistema de olhais e pinos dispostos em forma trapezoidal, com um ângulo de 8° , à normal das placas e quando os braços estão na horizontal.

Na placa frontal, o alinhamento dos braços superiores é garantido através de um pino que atravessa simultaneamente os dois braços e o suporte inferior da mola. Este sistema garante que os braços se movem paralelamente. Também na placa traseira, os braços superiores estão conectados a uma única peça, garantindo assim também o seu alinhamento. Existem ainda dois reforços colocados sobre cada par de braços, que garantem a posição correta dos braços e conferem maior rigidez ao sistema, impedindo que os braços sofram torção.

1.3.2 Componentes Elétricos

De forma a produzir e controlar o movimento do veículo, existem 6 componentes que se encontram localizados na suspensão, como é ilustrado na Figura 1.7.

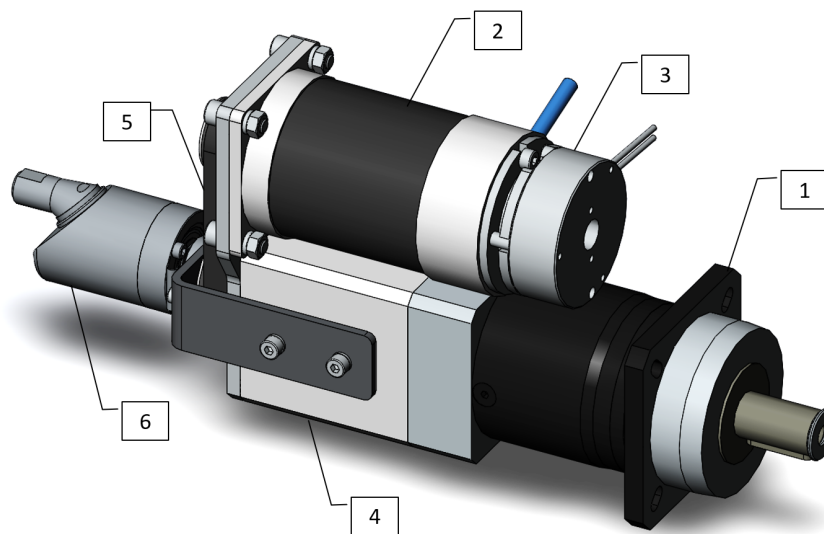


Figura 1.7: Componentes Elétricos da suspensão do ActiveOne XL

1. **Redutor:** É um conjunto de engrenagens acoplado ao motor com o objetivo de diminuir a velocidade, para o valor pretendido, e/ou aumentar o torque. Encontra-se também conectado à roda, propagando assim o movimento gerado pelo motor. Alguns detalhes deste equipamento encontram-se no Apêndice A.

O redutor utilizado é do tipo planetário, como se pode visualizar na Figura 1.8. Este tipo de redutores permite a transmissão de elevada potência e uma redução em volume significativa [6].



Figura 1.8: Redutor Planetário PLHE, por Neugart [7]

2. **Motor:** É utilizado um motor do tipo sem escovas (*brushless*) de corrente contínua. Este tipo de motores, abreviados de BLDC (*Brushless Direct Current Motor*), são máquinas síncronas trifásicas. Tem uma potência nominal de 220W e uma corrente nominal de 13.6 A [8].
3. **Travão:** Trata-se de um travão normalmente travado, ou seja, o seu principal objetivo é a imobilização do veículo. Para permitir a rotação do motor é necessário fornecer corrente ao travão. O travão eletromagnético atua sobre a peça preta representada na Figura 1.9 e esta funciona como interface de posicionamento e travagem [9].

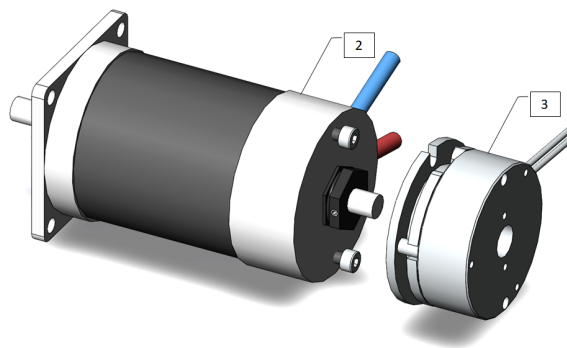


Figura 1.9: 2- Motor 3- Travão, fonte: Nanotec [9]

4. **Invólucro:** Este componente em alumínio serve como invólucro de proteção do veio que liga a polia ao redutor.
5. **Polias e Correia:** Este sistema de polias e correia permite a transmissão do movimento gerado pelo motor ao redutor e conseqüentemente à roda.
6. **Encoder:** Este dispositivo eletromecânico tem como funcionalidade transformar a posição do AGV num sinal elétrico digital. A utilização do *encoder* permite quantificar distâncias, controlar velocidades, realizar posicionamentos, entre outros. É, portanto, um componente essencial no controlo da trajetória do AGV.

1.4 Especificações do Sistema de Tração

As especificações do projeto foram inicialmente definidas pela empresa ActiveSpace Automation, aquando do projeto inicial da suspensão. Posteriormente, tendo em conta os objetivos do projeto de melhoria da suspensão, foram definidas novas especificações.

Desta forma, as especificações estarão divididas em especificações do projeto do AGV e requisitos e constrangimentos do Projeto de Melhoria da Suspensão. Note-se que neste Projeto apenas interessam os requisitos e constrangimentos referentes ao Projeto da Suspensão, mas não violando os outros.

As especificações consideradas no desenvolvimento do AGV estão apresentados na secção 1.4.1.

1.4.1 Especificações do Projeto do AGV

I **O AGV deverá conseguir subir um degrau de 35 mm.**

II **O AGV será bidirecional.**

Deverá ter a capacidade de andar em ambas as direções, para a frente e para trás.

III **O AGV terá uma capacidade de carga para transporte de 2000 kg.**

IV **A navegação deverá ser feita através de bandas magnéticas, ou de forma natural**

V **O AGV deverá ser capaz de manobrar em espaços reduzidos**

Deverá ter um raio de viragem baixa e a capacidade de girar sobre si mesmo.

VI **O AGV deverá atingir uma velocidade máxima de 0.8 m/s**

Os requisitos e constrangimentos considerados no desenvolvimento do Projeto da Suspensão estão apresentados na secção 1.4.2.

1.4.2 Requisitos do Projeto do Sistema de Suspensão

I. **Cada suspensão deverá ter a capacidade de carga total igual a 2/3 da carga máxima (2500 kg) da suspensão.**

Uma suspensão estará projetada para carregar 1666.67 kg.

II. **Deverá utilizar geometrias simples.**

As geometrias selecionadas para os componentes mecânicos da suspensão deverão ser simples, de forma a diminuir os tempos de produção.

III. **Deverá utilizar componentes normalizados.**

Componentes como parafusos, porcas, anilhas e casquilhos deverão ser normalizados, assim como outros componentes necessários ao projeto.

IV. Deverá permitir o acesso aos componentes elétricos.

A suspensão deverá estar projetada de forma a que haja um fácil acesso aos componentes elétricos, para manutenção.

V. A montagem da suspensão deverá ser simples.

VI. Todos os componentes deverão estar projetados para um coeficiente de segurança mínimo igual a 2 ($n = 2$)

Este coeficiente de segurança foi definido pela empresa.

1.4.3 Constrangimentos do Projeto do Sistema de Suspensão

I. Os pontos de ligação da suspensão ao chassis deverão manter-se inalterados.

A suspensão deverá continuar a ligar-se ao chassis através da interface da mola e a placa traseira.

II. As dimensões de atravancamento da suspensão não deverão exceder as originais.

De forma a que não seja necessário alterar o chassis do AGV, as dimensões de atravancamento da suspensão deverão ser $300 \times 262 \times 188mm$, sendo as dimensões críticas $300 \times 262mm$.

III. Os componentes elétricos não deverão ser alterados.

Uma vez que os componentes elétricos selecionados já cumprem as especificações do projeto requeridas pela empresa, estes não deverão ser alterados. Desta forma, o motor, redutor, travão, encoder e os componentes mecânicos que os acoplam deverão permanecer inalterados.

IV. A inclinação dos braços da suspensão deverá permanecer igual.

O formato da suspensão, do tipo trapezoidal, e a inclinação dos braços de 8° , em relação à normal à placa com os braços horizontais, deverá permanecer inalterada.

V. O custo de produção da nova suspensão deve ser menor que o custo de produção da suspensão original.

O custo do novo protótipo deverá ter um valor estimado inferior a 1200€.

VI. Os materiais dos componentes mecânicos não serão alvo de alteração

Os materiais dos componentes mecânicos deverão continuar a ser aço AISI 1045 e AISI 316.

1.5 Soluções no Mercado e Pesquisa de Patentes

O desenvolvimento ou melhoria de um produto requer como boa prática a realização de uma pesquisa de mercado. Esta pesquisa tem como objetivo conhecer no momento as soluções existentes na área e identificar patentes importantes relacionadas com o produto a desenvolver.

Uma vez que o presente projeto consiste num projeto de melhoria, tem como ponto de partida já um produto existente. A pesquisa de patentes enquadra-se no âmbito de conhecer outras soluções de

sistemas de suspensão para AGVs, dando a conhecer o funcionamento de sistemas distintos, porém com o mesmo objetivo.

1.5.1 Patentes Relevantes

Da pesquisa de registos de patentes efetuada, obteve-se alguns resultados relevantes, que correspondem a sistemas de suspensões utilizados em AGVs. De seguida, são apresentadas as patentes encontradas, cuja importância foi considerada mais relevante.

- **US5199524A**

A patente n.º US5199524A, com data de publicação de 06/04/1993, com autoria de Milan E. Ivanic, refere-se a um AGV com uma carga máxima de 100 ton, com 4 rodas, uma em cada extremidade do veículo. O sistema de suspensão deste veículo está projetado para sustentar o veículo contra as forças indesejadas aplicadas nas rodas, durante o carregamento [10] (Figura 1.10).

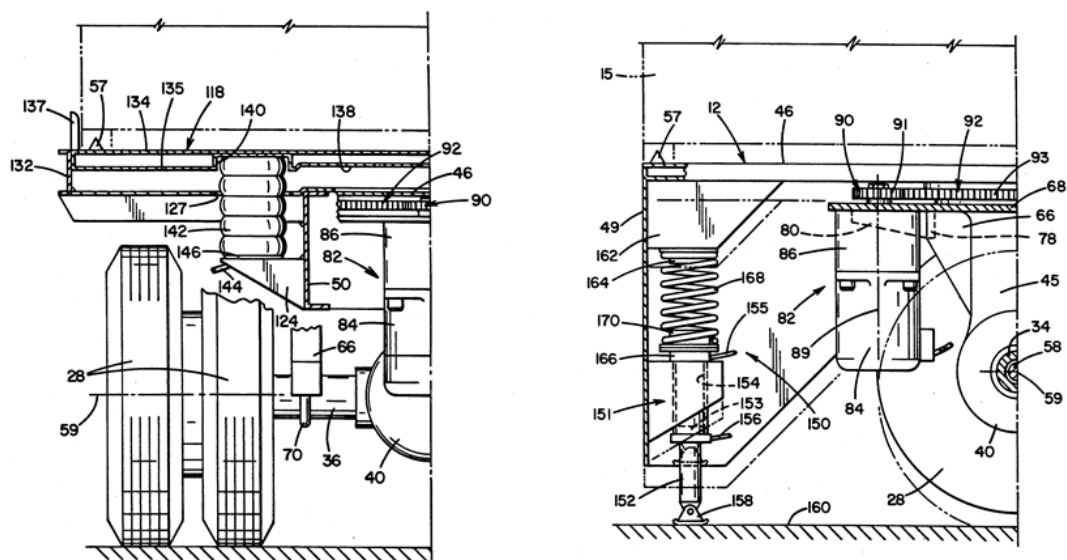


Figura 1.10: Esquemas da suspensão de um AGV de carga elevada, fonte: [10]

- **JP2007283958A**

A patente n.º JP2007283958A ("*Suspension device for automated guided vehicle*"), com data de publicação de 28/10/2009, com autoria de Akira Kaihara e Noria Oka, refere-se ao sistema de suspensão de um AGV.

Este sistema de suspensão é composto por um par de braços que são montados verticalmente ao chassis (14), onde são montadas as rodas motrizes (7) com motores elétricos (6). A mola está também montada nesses braços. Este sistema tem como objetivo diminuir o espaço utilizado pela suspensão e simplificar a sua montagem [11] (Figura 1.11).

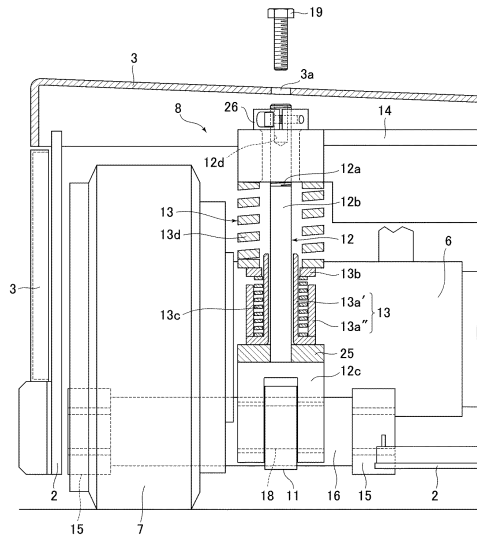


Figura 1.11: Esquema da suspensão de um AGV, com o objetivo de diminuição de dimensões do sistema, fonte: [11]

- **JP3157948U**

A patente nº JP3157948U ("*Automatic guided vehicle of the suspension device*"), com data de publicação de 03/04/2010, com autoria de Atsushi Saito, refere-se também ao sistema de suspensão de um AGV.

Este sistema de suspensão está projetado para aliviar o impacto quando a carga é transferida para a plataforma, suprimindo a amplitude de movimentos do AGV na direção vertical. Contrariamente aos modelos das outras patentes previamente descritas, este sistema inclui um amortecedor hidráulico [12] (Figura 1.12).

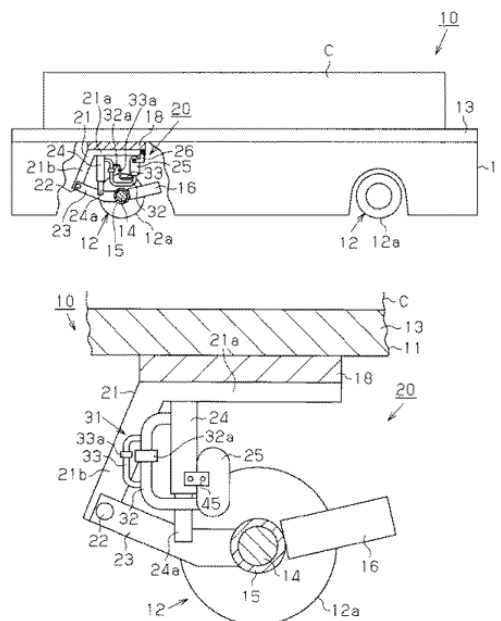


Figura 1.12: Esquemas da suspensão de um AGV com amortecedor hidráulico, fonte: [12]

1.5.2 Observações

Através da análise das patentes encontradas, é possível retirar algumas conclusões. A primeira é que a maior preocupação na projeção do sistema de suspensão de um AGV passa pelo momento de carga e descarga, pelo que a carga de um AGV deve ser considerada como o esforço mais crítico imposto aos componentes. É também possível verificar que a maior parte dos sistemas de suspensão deste tipo de veículos não possui amortecedor, pelo que a dissipação do movimento da mola não é uma preocupação relevante no projeto deste tipo de sistemas. Por último, existe uma preocupação com a redução do tamanho dos sistemas de suspensão, uma vez que são equipamentos que necessitam de vários componentes elétricos e que têm de ser acomodados no interior do chassis do veículo.

1.6 Desenvolvimento da Solução Proposta

O Projeto da Suspensão do AGV é um projeto de melhoria, com o objetivo de reduzir o tempo de produção dos seus componentes mecânicos, mantendo o desempenho do sistema. Desta forma, é crucial analisar os componentes da suspensão original. Só assim é possível compreender de que forma as alterações proposta poderão ter o maior impacto possível.

O tempo de maquinagem de uma peça depende de diversos fatores: o material e ferramentas utilizadas, a geometria da peça e a quantidade de material a retirar. Considerando que o material dos componentes mecânicos da suspensão não serão objeto de alteração e que as ferramentas utilizadas serão também as mesmas, conclui-se que, para este projeto, o fator crucial para a redução do tempo de maquinagem será a redução do volume de material a retirar [13].

1.6.1 Identificação dos componentes sujeitos a melhoria

Placa Frontal e Placa Traseira

Através de uma análise puramente visual aos componentes do sistema original, é possível discernir que os componentes mecânicos que necessitam de uma remoção de material em maior quantidade são as placas traseiras e frontais, representadas na Figura 1.13.

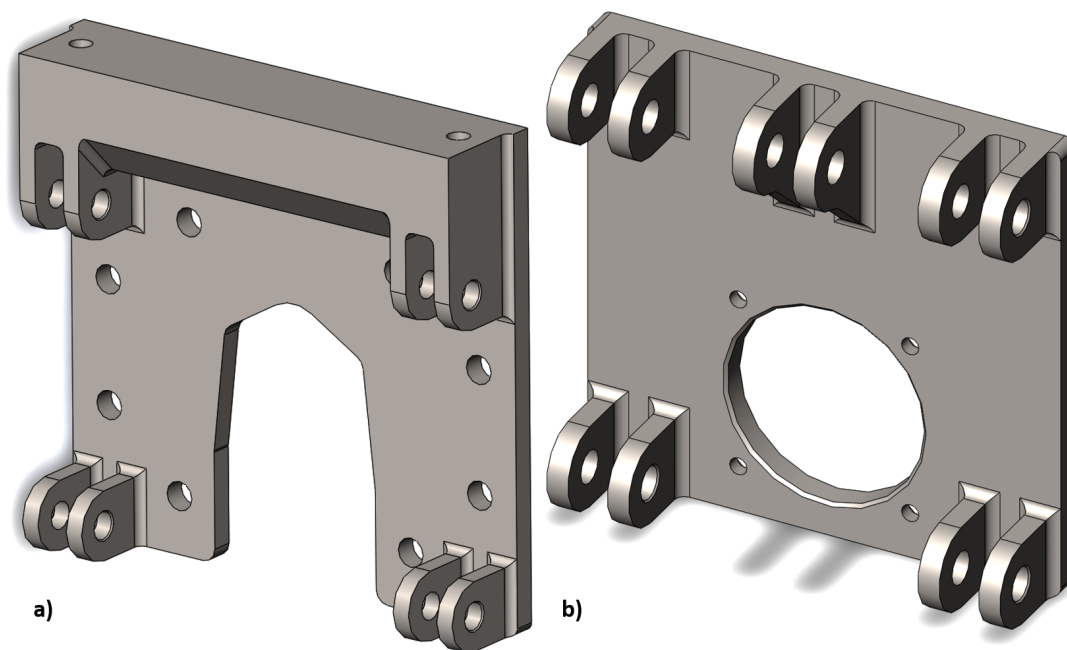


Figura 1.13: a) Placa Traseira b) Placa Frontal, do sistema original

Para o fabrico destas duas peças, cujo funcionamento e objetivo foi descrito na secção 1.3, é necessário não só retirar um elevado volume de material, de forma a obter os olhais, uma vez que têm um grande nível de detalhe. Tal significa que será necessário recorrer a ferramentas de diâmetros mais reduzidos, fator que aumenta assim o tempo de produção das peças.

Estas duas condições provocam o aumento do tempo de produção das peças e, por isso, são os dois componentes que serão sujeitos a melhoramento, com o objetivo da diminuição do tempo de maquinagem da peça.

Braço e Reforço

O sistema de suspensão tem uma forma trapezoidal que lhe é conferida através da geometria dos braços. O braço, representado na Figura 1.14, é mais estreito na zona de ligação às placas e apresenta uma maior espessura na zona central, permitindo a realização de dois furos roscados.

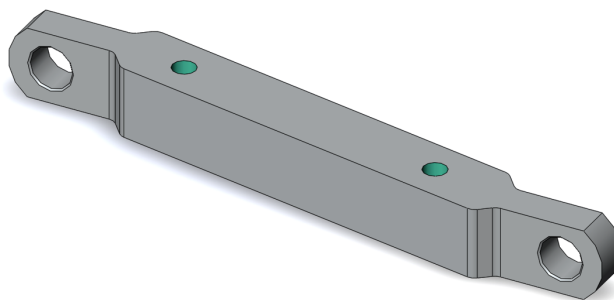


Figura 1.14: Braço da suspensão projetada pela Empresa

Esta alteração de espessuras no perfil do braço, obriga a que seja necessário remover muito material

para obter a geometria projetada. Por esta razão, os braços e, conseqüentemente, os reforços serão objeto do Projeto de diminuição do tempo de produção.

1.6.2 Geração de conceitos

Com base nas peças analisadas anteriormente, foram pensados alguns sistemas que poderiam conduzir à redução pretendida do tempo de fabrico dos componentes mecânicos.

Sistema de Encaixes

De forma a reduzir o tempo de produção da placa frontal e traseira da suspensão, foi estudado a possibilidade de implementar um sistema de encaixes para os olhais das placas.

A possibilidade de projetar um sistema de fixação dos olhais nas placas, permitiria a produção individual dos diferentes componentes, com conseqüente redução dos tempos de produção, pois não seria necessário remover tanto material nas placas.

No entanto, esta opção apresenta como constrangimento a necessidade de um sistema que proporcione um correto alinhamento entre os olhais, para que os braços mantenham sempre a mesma posição relativa.

A possibilidade em análise torna a montagem do sistema de suspensão mais complexa, uma vez que será necessário encaixar e garantir a posição de todos os olhais. Nestas circunstâncias, será necessário garantir que este novo sistema é vantajoso, quando comparado com o fabrico das placas já com os olhais.

Será ainda necessário garantir, através de cálculos, que o sistema de encaixes está corretamente dimensionado para a carga crítica da suspensão.

Geometria dos Braços

De forma a contornar o problema referente aos braços do sistema de suspensão foram considerados três cenários distintos, que serão avaliados posteriormente, utilizando um *software* de CAM (*Computer Aided Manufacturing*).

- **Configuração Inclinada:**

O primeiro cenário a considerar, para a diminuição do tempo de produção dos braços passa por inclinar os olhais, relativamente às placas frontal e traseira. Desta forma, os braços passariam a ser retos e existiria apenas uma variação de espessura para acomodar o reforço dos braços. Esta solução encontra-se representada na Figura 1.15.

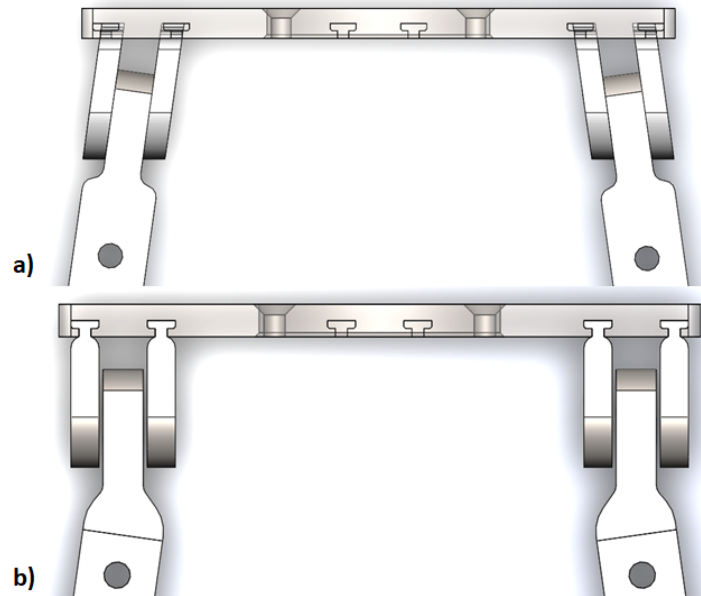


Figura 1.15: a) Configuração inclinada b) Configuração perpendicular

- **Divisão dos braços em diferentes peças**

De forma a diminuir a quantidade de material a remover, considerou-se também a possibilidade de dividir os braços originais em dois topos e uma peça central, que seriam montados com os parafusos que unem os reforços dos braços aos mesmos. Esta solução encontra-se representada na Figura 1.16.

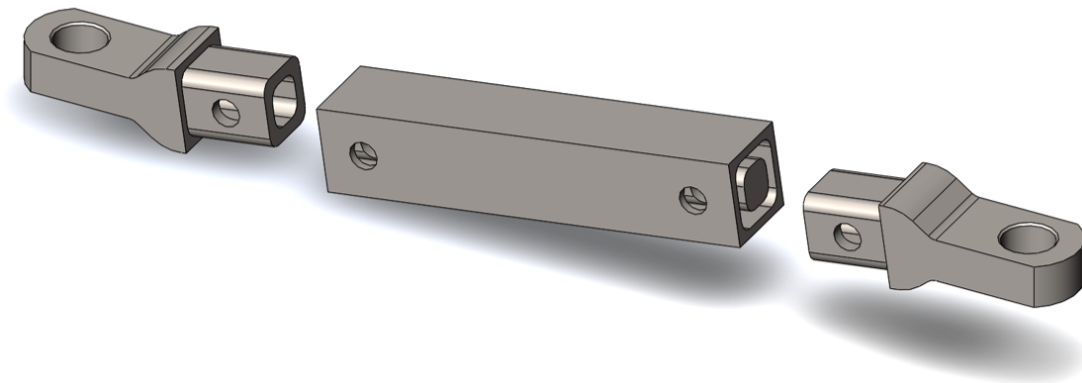


Figura 1.16: Braço do sistema de suspensão dividido em três componentes

Como constrangimento existe a necessidade de recorrer a ajustamentos mais exigentes, de forma a garantir que a rigidez dos braços se mantem. Desta forma, é importante perceber o tipo de cargas a que estarão sujeitos e se as suas dimensões são adequadas.

- **Diminuição da espessura dos braços**

Uniformizando a espessura dos braços é possível diminuir a quantidade de material a remover. Esta solução está representada na Figura 1.17. No entanto, é necessário diminuir o tamanho do

parafuso que une o reforço ao braço e, conseqüentemente, garantir que esta alteração cumpre os requisitos do projeto.

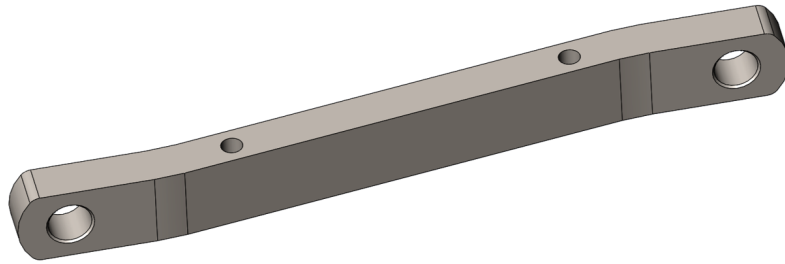


Figura 1.17: Braço do sistema de suspensão com espessura reduzida

Reforço dos braços

O reforço dos braços, tal como foi mencionado anteriormente, serve para conferir maior rigidez ao sistema e garantir um movimento síncrono entre os dois braços. De forma a reduzir o tempo de produção desta peça, considerou-se reduzir o tamanho dos rasgos na peça do reforço, mantendo apenas um superior e um inferior, para garantir o acesso aos componentes elétricos, sem que seja necessário remover esta peça. O conceito proposto encontra-se representado na Figura 1.18

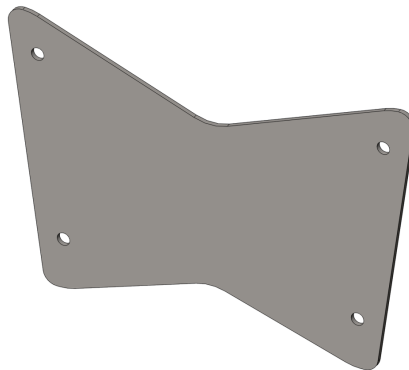


Figura 1.18: Conceito proposto para o reforço do braço

Olhais

É necessário proceder a alterações nos olhais para acomodar o sistema de encaixes. Desta forma, é necessário aumentar a largura das placas, frontal e traseira, para que possam acomodar o sistema.

Procedeu-se também à normalização dos olhais, com exceção dos dois olhais que suportam a mola, que terão as mesmas dimensões, para que a sua produção seja agilizada.

1.7 Modelos CAD/CAM da Solução Proposta

De forma a validar os conceitos propostos na secção 1.6, recorreu-se ao *software* SOLIDWORKS 2018 [14] para fazer a modelação geométrica em CAD (*Computer Aided Design*) e, posterior simulação do tempo de maquinagem em CAM (*Computer Aided Machining*).

Os *softwares* de CAM são utilizados com o objetivo de controlar as ferramentas de manufatura numa máquina de CNC (Controlo Numérico Computarizado). As máquinas de CNC realizam técnicas de fabrico como a fresagem, o torneamento e a furação. Desta forma, transformam um modelo digital num componente maquinado. Os *softwares* CAM geram o código utilizado nas máquinas de CNC, para controlo das ferramentas, definindo todo o processo de maquinagem, incluindo o trajeto da ferramenta.

Apesar do intuito tradicional deste tipo de *software* ser a criação de um código de controlo para a máquina CNC, é possível retirar informação útil e relevante sobre a performance dos componentes relativamente aos seus tempos de produção.

Os *softwares* CAD/CAM, quando são utilizados em contexto fabril, devem ter um *setup* o mais semelhante possível ao da máquina CNC que será utilizada para produzir as peças. Isto é, as ferramentas que são utilizadas na máquina, deverão estar presentes no *software*, assim como as outras configurações da máquina.

Neste projeto é preciso estabelecer um ponto comparativo entre os vários conceitos propostos, pelo que não é necessário simular o cenário de uma máquina CNC real. É, no entanto, imperativo garantir que as mesmas condições são cumpridas entre as diversas simulações.

1.7.1 Especificações do Software

Descrição do Software

Como foi mencionado anteriormente, o *software* utilizado foi o SOLIDWORKS 2018 [14]. Este programa já conta com um pacote de CAM, o que permite fazer a simulação de produção utilizando o mesmo ficheiro de CAD. Desta forma, é possível alterar a geometria do componente de forma iterativa, considerando as simulações de produção.

Uma vez que o programa de CAM funciona diretamente sobre o ficheiro CAD da peça, este consegue reconhecer automaticamente a maioria das características da peça e traçar o plano de operação e o percurso das ferramentas. Esta funcionalidade é particularmente útil no âmbito deste projeto, uma vez que o objetivo central não é estudar a produção de cada peça, mas sim melhorar a geometria dos componentes, com vista à diminuição do tempo de produção.

Procedimento

Para que as simulações possam ser comparáveis entre si, é necessário considerar o mesmo cenário de simulação para cada um dos componentes. Desta forma, o procedimento descrito nesta secção foi cumprido para os componentes e cenários analisados, de forma a manter a devida coerência entre os valores.

1. Definição do conjunto de ferramentas

Um dos primeiros passos a realizar é garantir que o mesmo conjunto de ferramentas (*Tool Crib*) é utilizado nas diversas simulações. No presente caso, visto que não há informação sobre a CNC que produzirá os componentes, não existe essa preocupação de configuração.

Desta forma, é necessário apenas garantir que as mesmas ferramentas estão disponíveis em todas as simulações e que existem ferramentas de dimensões adequadas para a produção de todas as peças. Selecionou-se ainda a opção "Tool Crib priority" que faz com que o software dê prioridade às ferramentas à disposição no *Tool Crib*. Porém, caso não haja ferramentas adequadas, inclua outras que não estejam contempladas. No Apêndice D é possível consultar o *Tool Crib* utilizado nas simulações.

2. Configuração da matéria prima

A configuração da matéria prima (*stock manager*) permite-nos definir e caracterizar o bloco de material que irá originar o componente a ser fabricado. Nesse sentido, é necessário definir a classe do material de que é feito o componente. Porém, é também fulcral configurar as dimensões originais do bloco.

Apesar de serem possíveis outras configurações, para as simulações foi selecionada a opção *bounding box*, que assume um bloco inicial com as dimensões de atravancamento do componente a maquinar.

3. Configuração do sistema de coordenadas

Ao definir o sistema de coordenadas é importante garantir que a coordenada z tem uma direção perpendicular e sentido positivo ao plano em que é construído o componente.

A origem do sistema de coordenadas para todas as simulações foi selecionada utilizando a opção *Part bounding box vertex*, que permite selecionar um vértice do bloco original definido no *stock manager*. O vértice selecionado foi o que garantia a direção correta do eixo z, como está representado na Figura 1.19.

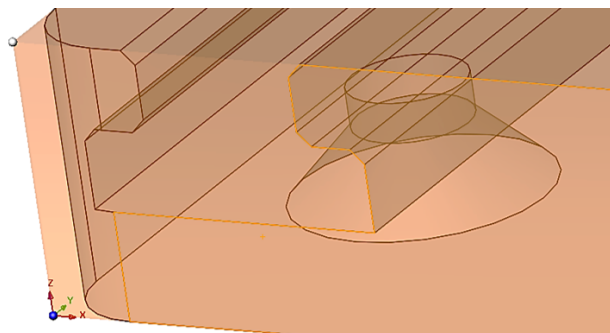


Figura 1.19: Sistema de coordenadas da placa frontal da suspensão

4. Simulação da produção CNC

Como foi explicado anteriormente, uma vez que o software de CAM corre sobre um ficheiro CAD do componente, este é capaz de reconhecer as características da peça e automaticamente definir o plano de operação e percurso das ferramentas para cada um dos componentes.

No entanto, este processo não é infalível, pelo que é necessário verificar através da simulação gráfica, se o material é todo retirado e se o percurso das ferramentas é adequado. Tal depende

que por vezes é necessário adicionar operações de maquinação manualmente em partes da peça que não são automaticamente reconhecidas pelo programa.

A verificação do sucesso da simulação é feita de forma visual, através da animação que simula o processo de maquinação. A Figura 1.20 representa uma simulação em que não ocorreu remoção total do material.

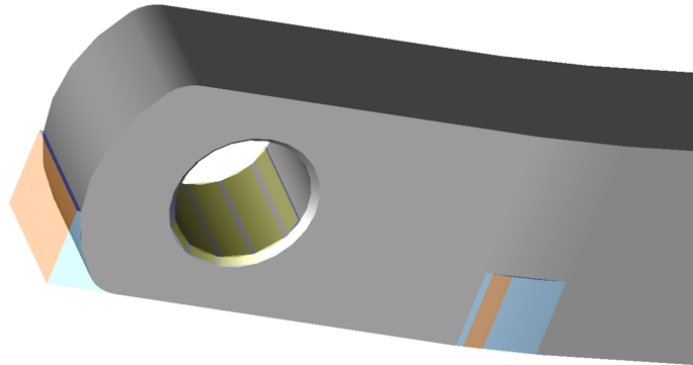
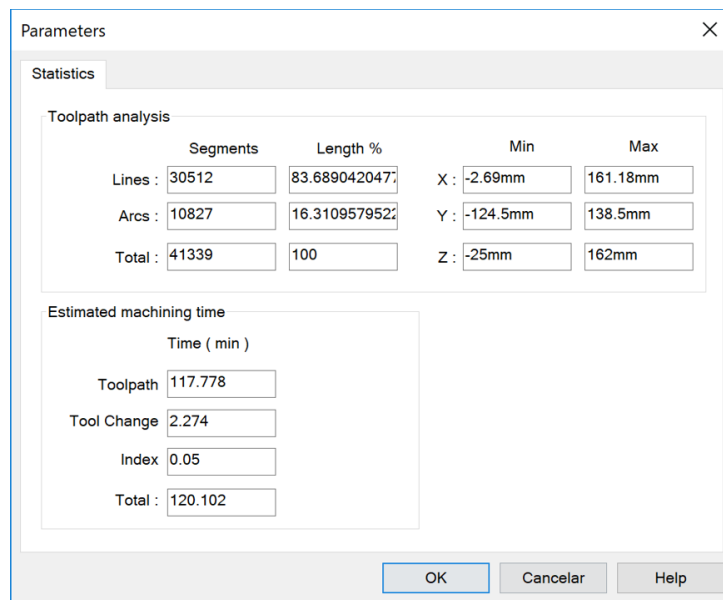


Figura 1.20: Simulação da maquinação do braço da suspensão, não resultando na total remoção do material

5. Tempo estimado de maquinação

Só depois de o programa determinar o percurso das ferramentas, é que é possível obter o tempo estimado de maquinação. A Figura 1.21 ilustra a informação que nos é apresentada pelo programa [14].



Parameters

Statistics

Toolpath analysis

	Segments	Length %	Min	Max
Lines :	30512	83.689042047	X : -2.69mm	161.18mm
Arcs :	10827	16.310957952	Y : -124.5mm	138.5mm
Total :	41339	100	Z : -25mm	162mm

Estimated machining time

Time (min)

Toolpath	117.778
Tool Change	2.274
Index	0.05
Total :	120.102

OK Cancelar Help

Figura 1.21: Parametros apresentados pelo Solidworks CAM, para o olhal do chassis [14]

O tempo simulado contempla não só o tempo que a ferramenta demora a fazer o seu percurso e a remover o material, como também é tido em conta o *setup* e a mudança de ferramenta. Estes

valores poderiam também ser alterados, tendo em conta a situação real de uma máquina CNC. Porém uma vez que o objetivo é apenas comparar valores, tal alteração não foi tida em conta.

1.7.2 Verificação do Método de Avaliação de Tempos de Produção

Procedimento

Antes de se proceder à alteração geométrica dos componentes originais, é necessário garantir que o método utilizado e descrito anteriormente é suficiente para avaliar o impacto dessas alterações. Desta forma, realizou-se o seguinte teste que consistiu em dividir a placa frontal e traseira nos seus diferentes componentes e simular o tempo de produção de cada um, do sistema de suspensão original. Esta simulação tem como principal objetivo garantir que é possível retirar conclusões das simulações CAM.

O resultado expectável será: o tempo de produção das placas como um único componente seja bastante maior que a soma do tempo de produção dos seus componentes separadamente, uma vez que não é necessário proceder à remoção do material central das placas.

Na Figura 1.22 estão representadas as placas separadas nos seus componentes, devidamente identificados.

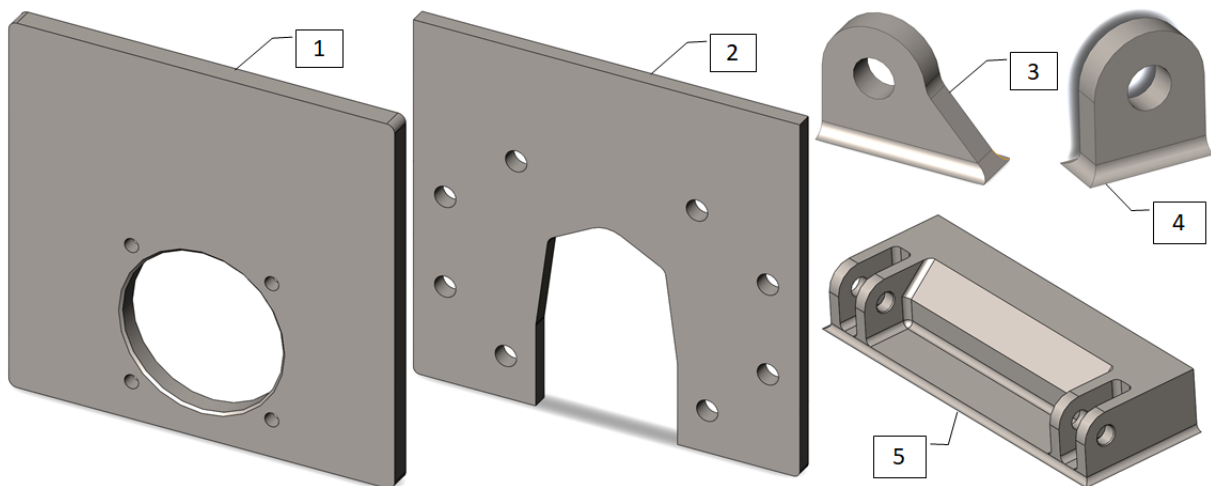


Figura 1.22: 1 - Placa frontal simples; 2 - Placa traseira simples; 3 - Olhal simples; 4 - Olhal da mola; 5 - Olhal de ligação ao chassis, do sistema de suspensão original

Resultados

Na Tabela 1.2 encontram-se os resultados das simulações dos tempos de produção dos vários componentes.

Tabela 1.2: Resultados para a verificação do método

Peça	t [min]	Componentes	Qt.	t/peça [min]	t total [min]
Placa Frontal	268,32	Placa	1	9,58	133,91
		Olhal Simples	8	12,42	
		Olhal Mola	2	12,50	
Placa Traseira	444,06	Placa	1	24,80	194,13
		Olhal Simples	4	12,42	
		Olhal Chassis	1	119,66	

Conclusões

Como é possível comprovar, o tempo de produção da soma dos vários componentes que compõem as duas placas é menor do que o tempo de produção da placa completa.

Desta forma, verifica-se que é possível estabelecer uma comparação satisfatória entre os tempos de produção dos componentes.

1.7.3 Simulações para apoio à tomada de decisão

Utilizaram-se as simulações de tempo de produção obtidas através do *software* de CAM como ferramenta de decisão entre os diferentes conceitos descritos na Secção 1.6 [14].

Configuração Inclinada vs Configuração Reta

Dos cenários descritos previamente, um dos mais importantes a definir era a configuração dos braços. Ou seja, decidir se se utilizariam braços retos com olhais inclinados, ou olhais inclinados com braços retos. Sendo a segunda hipótese a que era já utilizada no conceito original.

- **Procedimento**

Apesar de se considerarem constrangimentos relativamente a cada uma das configurações, que serão explorados mais à frente, do ponto de vista apenas do tempo de produção, é necessário saber qual dos conjunto de braços e olhais que terá o menor tempo de produção.

Desta forma, o braço para a configuração inclinada foi modelado, assim como os olhais inclinados e retos. O braço utilizado para a configuração reta provém do conceito inicial. Estes encontram-se representados na Figura 1.23.

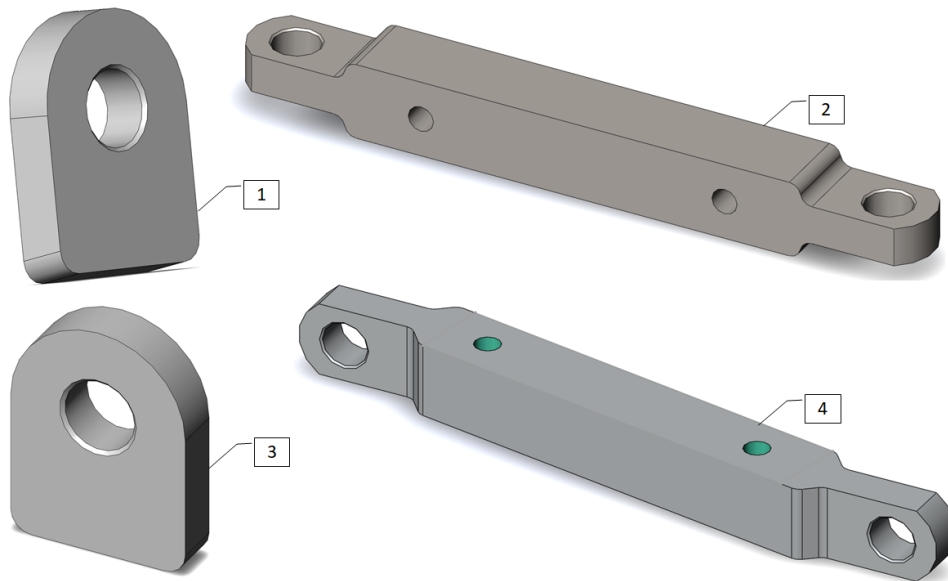


Figura 1.23: 1 - Olhal de Configuração inclinada; 2 - Braço de Configuração inclinada; 3 - Olhal de Configuração reta; 4 - Braço de Configuração reta

Os componentes foram simulados seguindo o procedimento descrito anteriormente na sub-secção 1.7.1.

• **Resultados**

Os resultados para cada conjunto de braços e olhais encontra-se descrito na Tabela 1.3

Tabela 1.3: Resultados para as diferentes configurações

Configuração	Componentes	Qt.	t peça [min]	t total [min]
Reta	Braço	4	72,97	374,48
	Olhal	16	5,16	
Inclinada	Braço	4	49,11	334,17
	Olhal	16	8,61	

• **Conclusão**

Como é possível verificar, os tempos para ambas as configurações são bastante semelhantes, tendo apenas um desvio percentual de 10%. Desta forma, as simulações de tempo de produção não são suficientes para tomar uma decisão informada sobre que configuração selecionar para o conceito final.

Assim, é necessário fazer um balanço de vantagens e desvantagens para cada um dos cenários.

Relativamente à configuração inclinada, apesar de ter um tempo de produção menor, esta apresenta os seguintes constrangimentos:

1. Os olhais não são todos iguais, impossibilitando a sua produção em série. Com esta configuração

é necessário dimensionar um olhal direito e outro esquerdo, de modo a garantir o alinhamento dos furos, aumentando assim os custos de produção.

2. A posição do furo não tem dimensões preferenciais. Tal como explicado no ponto anterior, a posição do furo varia consoante o lado do braço. Esta posição advém de uma relação trigonométrica com o ângulo dos braços. Desta forma, a produção destes componentes necessitará de ajustamentos precisos para serem fabricados, encarecendo assim a produção das peças.
3. A configuração inclinada dificulta o uso de componentes normalizados, tal como os casquilhos autolubrificadas. A face de encosto dos casquilhos autolubrificadas e o seu corpo são perpendiculares. Estes casquilhos deverão ser posicionados no interior dos olhais, para permitir a rotação do pino. No entanto, nesta configuração, o perfil do furo e a face dos olhais não são perpendiculares, tendo entre si um ângulo de 8° . Desta forma, seria necessário recorrer a componentes não normalizados, o que contribuiria para o aumento do custo de produção.

Tendo em conta todos os constrangimentos, e visto que o tempo de produção da configuração inclinada é apenas 10% menor, ou menos 40 min, decidiu-se optar pela configuração reta.

Divisão dos braços em diferentes peças

• Procedimento

Tal como foi mencionado anteriormente, uma das propostas para alteração da geometria dos braços foi a separação deste componente em três: dois topos e uma peça central. A ligação destas peças é feita através do parafuso que liga o reforço do braço ao braço.

Os três componentes foram simulados cumprindo o procedimento previamente descrito, com o objetivo de comparar a soma dos tempos de produção dos componentes com o tempo de produção de um único braço.

• Resultados

Os resultados das simulações encontram-se apresentados na Tabela 1.4.

Tabela 1.4: Tabela de resultados para o braço sólido e dividido

Braço	Peças	Qt	t/peça [min]	t total [min]
Sólido	-	1	72,97	72,97
Dividido	Topo	2	28,80	72,40
	Centro	1	14,81	

• Conclusão

A diferença de tempos entre as duas hipóteses é praticamente nula: 0,57 min.

A configuração do braço dividido em peças separadas requer ajustes mais exigentes, para conferir a mesma rigidez ao componente.

Por esse motivo e visto que as diferenças de tempo não são significativas, decidiu-se optar por apenas um braço rígido.

Redução da espessura dos braços

- **Procedimento**

Para testar a última proposta de alteração de geometria dos braços, recorreu-se simulações em que o braço tem uma espessura uniforme de 10 mm, enquanto que a espessura máxima do braço original era de 20 mm.

Para além disso, foi necessário diminuir o tamanho do parafuso que une o reforço do braço ao braço. Este passou de um furo M6 para um furo M5. Também foi alterado o tamanho do pino que une o braço aos olhais e, conseqüentemente, o furo. Este passou de um M10 para um M8.

- **Resultados**

Os resultados das simulações estão apresentados na Tabela 1.5.

Tabela 1.5: Resultados para o braço original e o braço de espessura reduzida

Braço	Qt	t/peça [min]	t total [min]
Original	4	72,97	291,88
Espessura Reduzida	4	46,98	187,92

- **Conclusão**

A diferença entre os tempos de produção é de 25,99 min. Uma vez que existem 4 braços na suspensão, resulta numa redução total de 103,96 min. Este valor é de elevada significância, pelo que foi selecionada esta nova geometria do braço.

Reforço do braço

- **Procedimento**

As alterações de geometria do reforço, descritas anteriormente, foram feitas com o objetivo de diminuir a quantidade de material a remover, permitindo ao mesmo tempo um fácil acesso aos componentes elétricos para a sua manutenção. Foi também necessário diminuir o tamanho dos furos, para que a peça estivesse em conformidade com os braços a que se vai ligar.

A simulação de tempo de produção foi realizada com o intuito de validar a geometria do componente e perceber se realmente existe uma melhoria face à geometria original da peça.

- **Resultados**

Os resultados das simulações estão apresentados na Tabela 1.6.

Tabela 1.6: Resultados para a geometria do reforço do braço, original e nova

Reforço do braço	Qt	t/peça [min]	t total [min]
Original	2	37,00	74,00
Novo	2	23,25	46,50

- **Conclusão**

A alteração de geometria deste componente resultou numa diminuição de 13,75 min por peça e de 27,50 min no total.

Estes valores validam assim a nova geometria do componente, que será utilizada no conceito final.

Sistema de encaixes

- **Procedimento**

Na secção 1.6 foi abordado o conceito de projeção um sistema de encaixes, que permitiria a produção individual de alguns componentes e a sua posterior montagem.

O teste de verificação do método de estimação de tempos de produção apresenta valores promissores para este conceito e uma elevada margem de redução de tempo.

O foco destas simulações é o de dimensionar um sistema de encaixes que promova uma redução do tempo de produção dos componentes, tendo em conta a sua geometria inicial.

Os componentes que serão alvo destas alterações são as placas frontais e traseira, Figura 1.13, que se irão dividir em placas de suporte e olhais, Figura 1.24. Será necessário considerar três tipos de olhais distintos denominados por: simples, 3 na Figura 1.13, de descarregamento da mola, 5 na Figura 1.13, e de conexão ao chassis, 5 na Figura 1.13. Estes três olhais cumprem funções distintas, justificando assim as diferenças entre si.

Os olhais simples permitem apenas a ligação dos braços às placas. Os olhais de descarregamento da mola estão acoplados à placa frontal e à interface inferior da mola. São, por isso, os olhais mais carregados e assim necessitam de uma geometria diferente que lhes confira maior robustez. Por fim, os olhais de conexão ao chassis encontram-se acoplados à placa traseira e permitem fazer a ligação entre a suspensão e o chassis.

Para que o sistema de encaixe pudesse ser robusto, foi necessário aumentar a espessura dos olhais. Para além disso, foi necessário incluir chanfros e boleamento das arestas vivas, de forma a reduzir o potencial desgaste do encaixe. A fixação dos olhais às placas é feito através de um parafuso M4 que é colocado no centro de cada encaixe. O sistema de encaixe encontra-se representado na Figura 1.24.

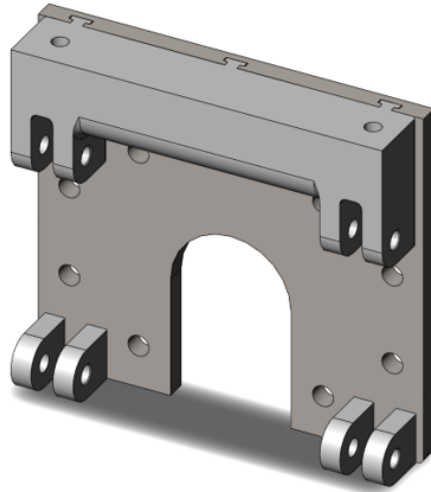


Figura 1.24: Suporte traseiro onde se pode ver o sistema de encaixe que permite a ligação do olhal de conexão ao chassis com a placa traseira

O sistema de encaixes foi dimensionado tendo em conta duas classes de ajustamento diferentes: uma para onde o olhal encaixa na calha das placas e outra para o comprimento das calhas. As cotas e classes de ajuste encontram-se representados na Figura 1.25.

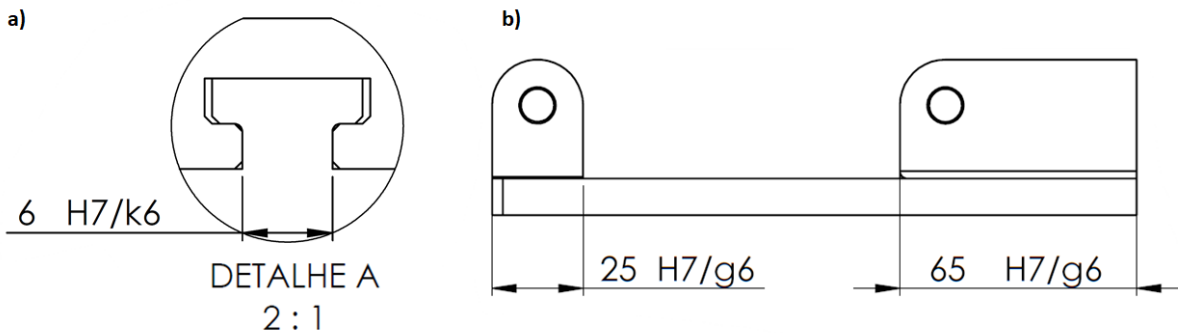


Figura 1.25: a) Classe de ajustamento transversal do sistema de encaixe b) Classe de ajustamento longitudinal do sistema de encaixe, no Suporte Traseiro

As dimensões seleccionadas para o sistema de encaixe encontram-se representadas na Figura 1.26. No entanto, cada tipo de olhal tem sistemas com comprimentos diferentes. Relativamente ao toleranciamento geométrico é necessário garantir a perpendicularidade e o paralelismo entre as arestas do sistema de encaixe, onde há contacto entre os componentes [15]. Os desenhos técnicos podem ser consultados no Apêndice E.

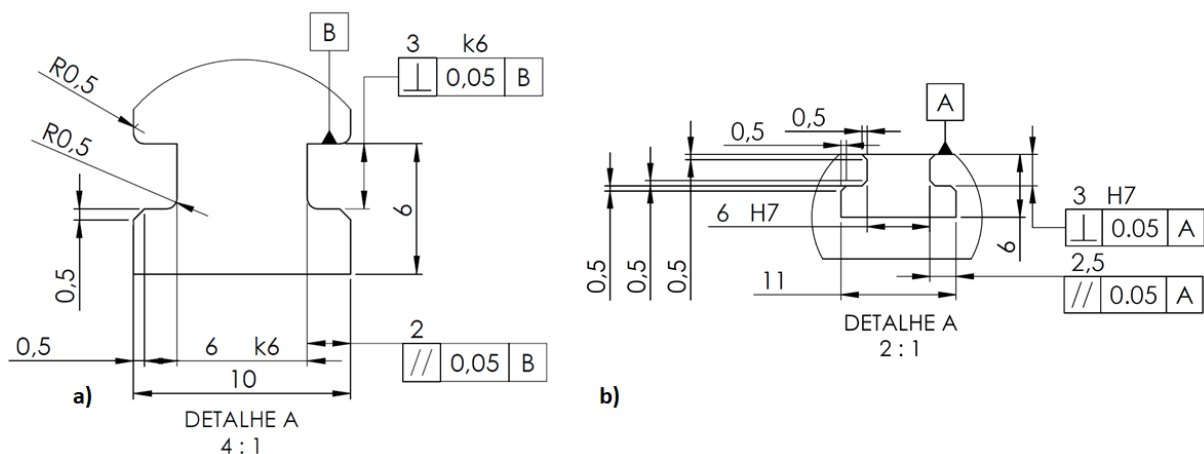


Figura 1.26: a) Dimensões e toleranciamento geométrico do olhal simples b) Dimensões e toleranciamento geométrico da Placa Traseira

• Resultados

Os resultados das simulações estão apresentados na Tabela 1.7.

Tabela 1.7: Resultados para a geometria original e nova das placas traseira e frontal

Placa	t original [min]	Componentes	Qt.	t/peça [min]	t total [min]	Δt [min]
Frontal	268,32	Olhal Simples	8	7,05	198,88	69,45
		Olhal Mola	2	12,37		
		Placa Simples Frontal	1	117,74		
Traseira	444,06	Olhal Simples	4	7,05	233,65	210,41
		Olhal Chassis	1	142,47		
		Placa Simples Traseira	1	62,97		

• Conclusão

Através dos resultados, é possível concluir que o sistema de encaixes é realmente vantajoso para a suspensão, relativamente aos tempos de produção.

Apesar de ser necessário maquinar as caixas de encaixe, este tempo de maquinagem acaba por ser menor que o tempo de produção das placas sólidas.

Desta forma, foi decidido incluir este sistema no conceito final da suspensão.

1.7.4 Resultados Finais e Descrição do conceito selecionado

Uma vez feitas todas as simulações relativas ao tempo de produção dos diferentes componentes é possível retirarmos algumas conclusões no que concerne à estimativa de redução de tempo.

Na Tabela 1.8 encontram-se discriminados os resultados obtidos:

Tabela 1.8: Resultados de comparação entre o conceito original e final

Peça	t_i/Pe [min]	Qt.	t_i [min]	Co.	Qt.	t_f/Co [min]	t_f [min]	Δt [min]
Braço	72,97	4	291,88	-	-	46,98	187,92	103,96
Reforço	37,00	2	74,00	-	-	23,25	46,50	27,50
Placa frontal	268,32	1	268,32	Olhal S	8	7,05	198,88	69,45
				Olhal M	2	12,37		
				Placa F	1	117,74		
Placa traseira	444,06	1	444,06	Olhal S	4	7,05	233,65	210,41
				Olhal C	1	142,47		
				Placa T	1	62,98		
							Δt_t [min]:	411,32

É possível observar que existe uma poupança total estimada de 411,32 min (6,85 h), que corresponde a uma poupança relativa de, aproximadamente, 38%.

Apesar das limitações do *software* previamente descritas, conclui-se que este valor é positivo e vai ao encontro das expectativas. Confirma-se desta forma que o novo projeto proposto conduzirá a uma redução real do tempo de produção dos componentes.

Descrição do conceito final

Na Figura 1.27 está representado o novo conceito para a suspensão do AGV ActiveOne XL, assim como a identificação de todos os componentes a produzir. Na Tabela 1.9 encontra-se a identificação de cada componente, assim como a descrição das principais alterações que cada componente sofreu, nas condições de produção

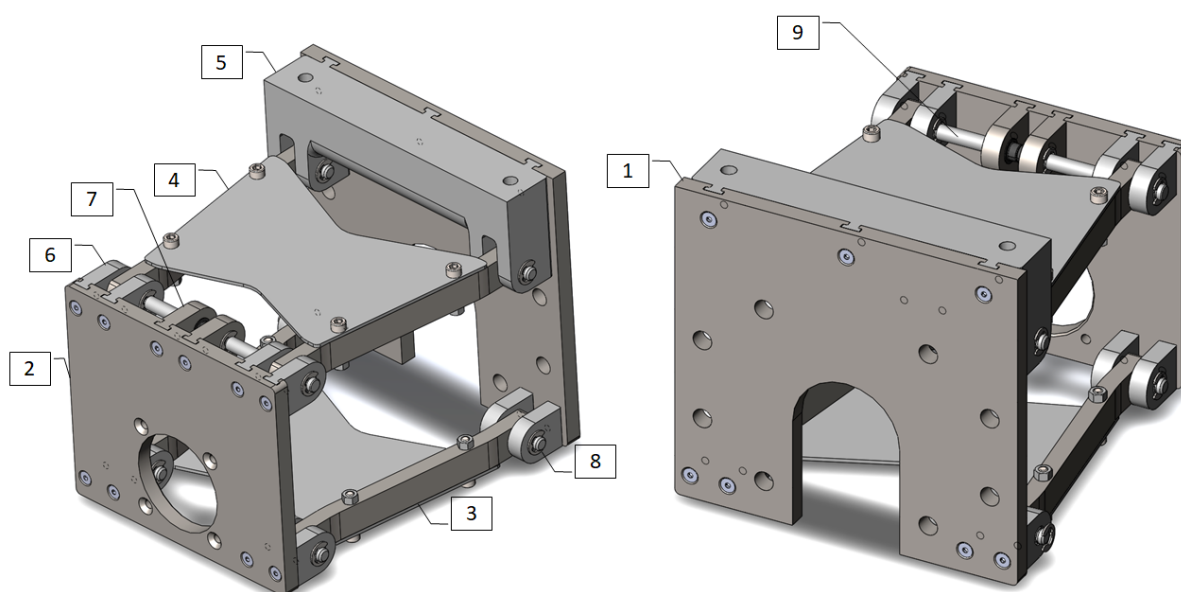


Figura 1.27: Conceito final para o sistema de suspensão do AGV ActiveOne XL e identificação de componentes

Tabela 1.9: Identificação dos componentes e das principais alterações implementadas.

No.	Nome	Qt.	Principais alterações
1	Placa Traseira	1	- Alteração do rasgo traseiro - Desacoplamento dos olhais (1,5) - Implementação do sistema de encaixe
2	Placa Frontal	1	- Aumento da largura, devido ao aumento da espessura dos olhais - Desacoplamento dos olhais dos olhais (2,6,7) - Implementação do sistema de encaixe
3	Braço	4	- Diminuição da espessura - Diminuição do furo para o parafuso de ligação ao reforço (4) - Diminuição do furo para o pino(9)
4	Reforço	2	- Alteração da geometria com diminuição dos rasgos - Diminuição da espessura(4)
5	Olhal Chassis	1	- Aumento da espessura, para uniformização - Implementação do sistema de encaixe
6	Olhal Simples	10	- Aumento da espessura - Uniformização da altura - Implementação do sistema de encaixe
7	Olhal Mola	2	- Aumento da espessura - Implementação do sistema de encaixe
8	Pino curto	6	- Diminuição do diâmetro
9	Pino longo	1	- Diminuição do diâmetro

1.8 Resposta Dinâmica do Sistema de Suspensão

1.8.1 Introdução

Um sistema de suspensão atua como um filtro mecânico, tendo como principal objetivo filtrar as vibrações do piso que se transmitem para o chassis [16].

Para um veículo como um AGV o conforto da viagem não é um parâmetro importante, porém é necessário garantir que a carga possa ser transportada de forma segura.

Considerou-se necessário realizar uma análise dinâmica da suspensão, através de uma simulação em MATLAB [17], recorrendo a um modelo de quarto de carro, de forma a avaliar a capacidade de resposta da suspensão a diferentes tipos de piso, garantindo que a carga não será afetada.

1.8.2 Procedimento

Para que esta análise pudesse ser realizada foi necessário chegar ao modelo da suspensão que está representado no Figura 1.28.

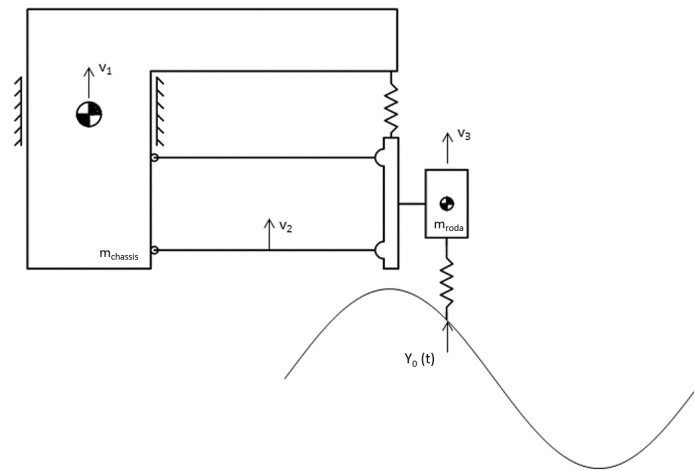


Figura 1.28: Modelo da suspensão do AGV

Através deste modelo, chega-se a um mais simples, semelhante aos modelos estudados neste tipo de análises. Verifica-se ainda que apesar dos braços e de toda a estrutura metálica dissiparem parte da energia da mola, neste estudo esse fenômeno é desprezado, e, portanto, considera-se que a suspensão estudada não tem nenhum componente de amortecimento.

O diagrama simplificado da suspensão utilizado na análise de um quarto de carro encontra-se na Figura 1.29.

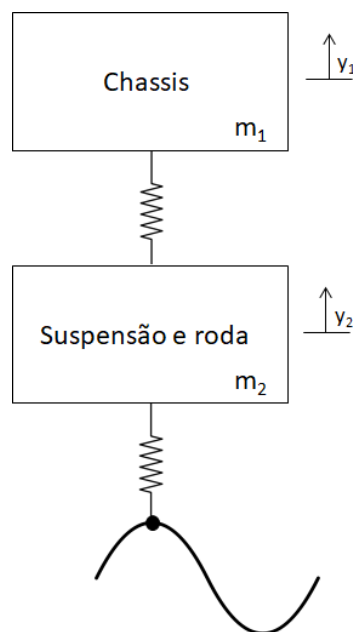


Figura 1.29: Modelo simplificado da suspensão do AGV, para análise de um quarto de carro

Os valores para as massas, do chassis e da roda, foram retiradas utilizando ferramentas do Solidworks; o valor da constante de elasticidade da mola foi retirada do Catálogo (Apêndice B) e a constante de elasticidade da roda foi ensaiada - o ensaio pode ser consultado no Apêndice C.

Foram utilizados dois perfis de piso diferentes: um sinusoidal, com período 2s e um do tipo *step*, ambos com uma amplitude de 35 mm, igual ao degrau máximo definido nas especificações do projeto.

1.8.3 Resultados

Os resultados da simulação utilizando a função sinusoidal e *step* encontram-se representados nas Figuras 1.30 e 1.31, respetivamente.

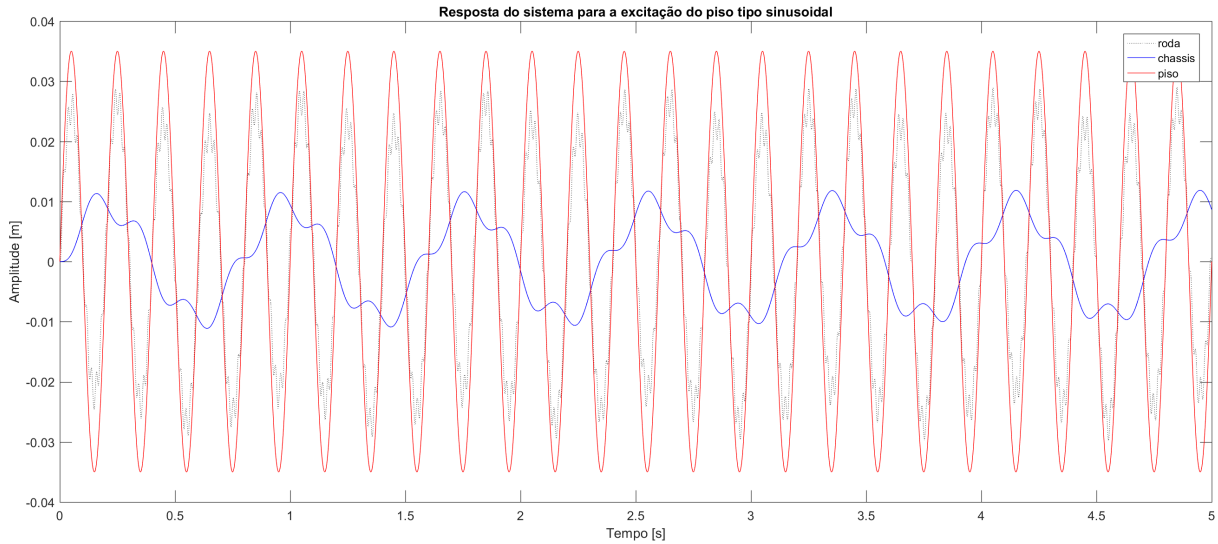


Figura 1.30: Perfil simulado do piso - sinusoide (amplitude 35mm)

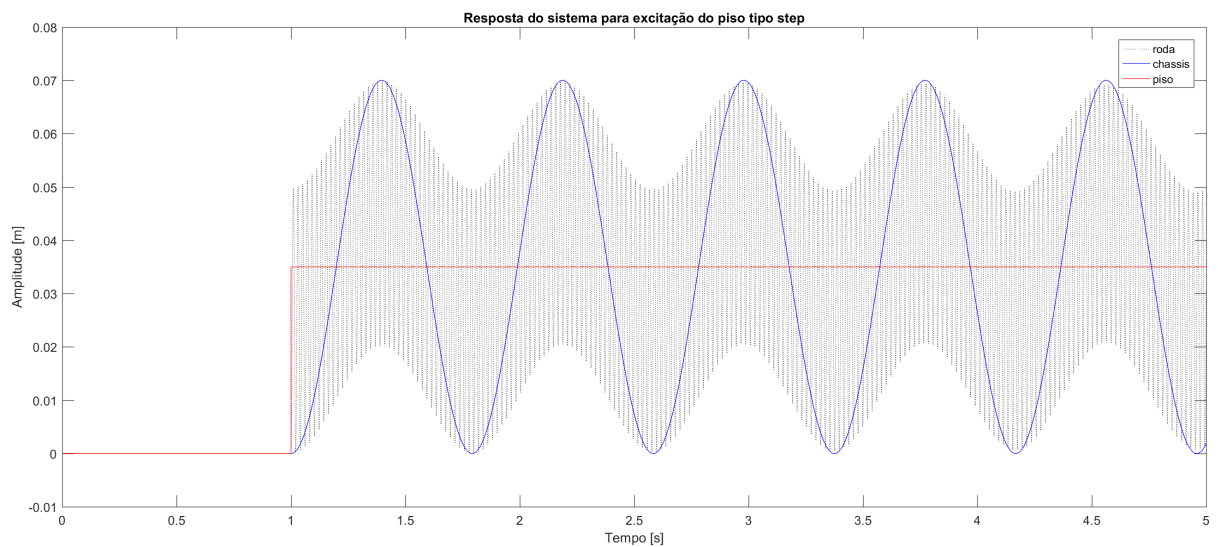


Figura 1.31: Perfil simulado do piso - degrau (amplitude 35mm)

Através destes resultados verifica-se que a amplitude dos movimentos do chassis é menor do que a amplitude dos movimentos da roda.

No caso do perfil sinusoidal, observamos que a amplitude dos movimentos do chassis é substancialmente menor que a amplitude dos movimentos da roda. Para o perfil do tipo *step*, apesar da amplitude dos movimentos da roda e do chassis ser igual, a frequência do movimento é menor. É possível ainda verificar que o movimento tanto da roda como do chassis não sofre nenhuma dissipação, devido à ausência de amortecedor.

1.9 Fabrico e Montagem do Sistema de Suspensão

Nesta secção são apresentados os métodos de fabrico do sistema de suspensão, assim como o procedimento de montagem dos componentes que sofreram alterações.

1.9.1 Fabrico do Sistema de Suspensão

Componentes Mecânicos

O fabrico dos componentes mecânicos do sistema de suspensão projetado, recorre a técnicas de maquinagem, fresagem e torneamento.

Apesar de existirem vantagens no uso de técnicas de produção em massa e no uso de componentes normalizados de fácil aquisição, optou-se pelo uso de tecnologias de maquinagem, uma vez que o número de AGVs produzidos pela empresa é relativamente pequeno.

As tecnologias de fabrico utilizadas em cada componente foram maioritariamente a fresagem de 3 eixos e o torneamento, no caso dos componentes cilíndricos, como os pinos.

Para os componentes com dimensões mais pequenas, ou com maior grau de detalhe, selecionou-se uma tolerância geral IT 7 e para os outros uma tolerância IT 8, seguindo a norma ISO 286-1 [15].

Relativamente aos acabamentos, selecionou-se uma classe de rugosidade N10 ou N9, para os componentes com maior grau de detalhe, de acordo com a norma ISO 1302 [15].

Componentes Elétricos

Todos os componentes elétricos são adquiridos de diversos fabricantes, tendo estes sido selecionados pela empresa ActiveSpace Automation. Os componentes mecânicos que servem de acoplação e ligação entre os componentes elétricos são também normalizados e adquiridos a fabricantes.

1.9.2 Montagem do Sistema de Suspensão

Nesta secção é descrito o processo de montagem da estrutura de suporte.

A montagem deste sistema de suspensão é relativamente simples, uma vez que apenas necessita de aparafusagens e anéis de retenção, não recorrendo a soldaduras ou outros processos de ligação.

A montagem dos componentes elétricos conjuntamente com a roda não serão descritos nesta subsecção uma vez que estes componentes não sofreram qualquer alteração, relativamente ao projeto original. Desta forma, depreende-se que o método de montagem também não se alterou.

1. **Montar os diferentes tipos de olhais nas placas frontal e traseira, utilizando parafusos cabeça cónica ISO 7046-1- M4×10 -Z-10N.** Representado na Figura 1.32.

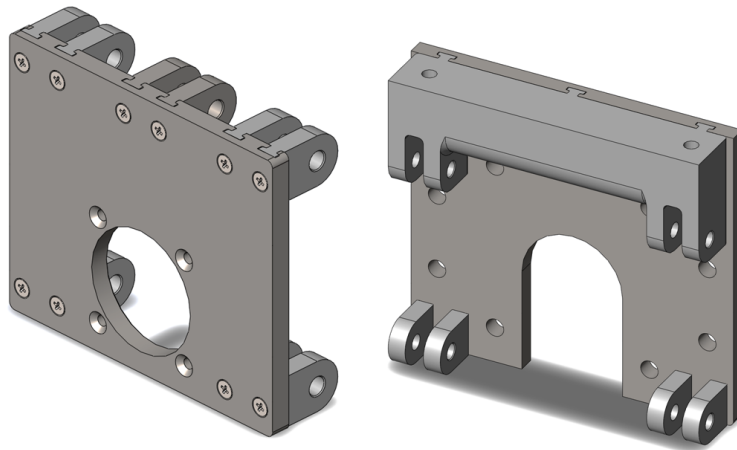


Figura 1.32: Montagem dos olhais nas placas frontal e traseira, respetivamente

2. Montar os braços e o suporte inferior da mola, à placa frontal e traseira, garantindo o posicionamento trapezoidal dos braços.

A montagem dos braços é feita com o auxílio de dois tipos de pinos distintos: Seis pinos curtos, que atravessam cada par de olhais em todos os olhais da placa traseira e nos olhais inferiores da placa frontal, e um pino longo que atravessa os seis olhais superiores da placa frontal. O suporte inferior da mola é também fixado entre os dois olhais superiores centrais da placa frontal.

De modo a auxiliar o movimento dos braços, são colocados dois casquilhos autolubrificados entre cada ligação dos olhais aos braços, um de cada lado dos braços. De seguida, colocam-se anéis de retenção (*E-clips*) em cada uma das extremidade dos pinos, de forma a bloquear o seu movimento transversal.

Este processo de montagem, assim como a identificação dos componentes auxiliares encontram-se representados na Figura 1.33.

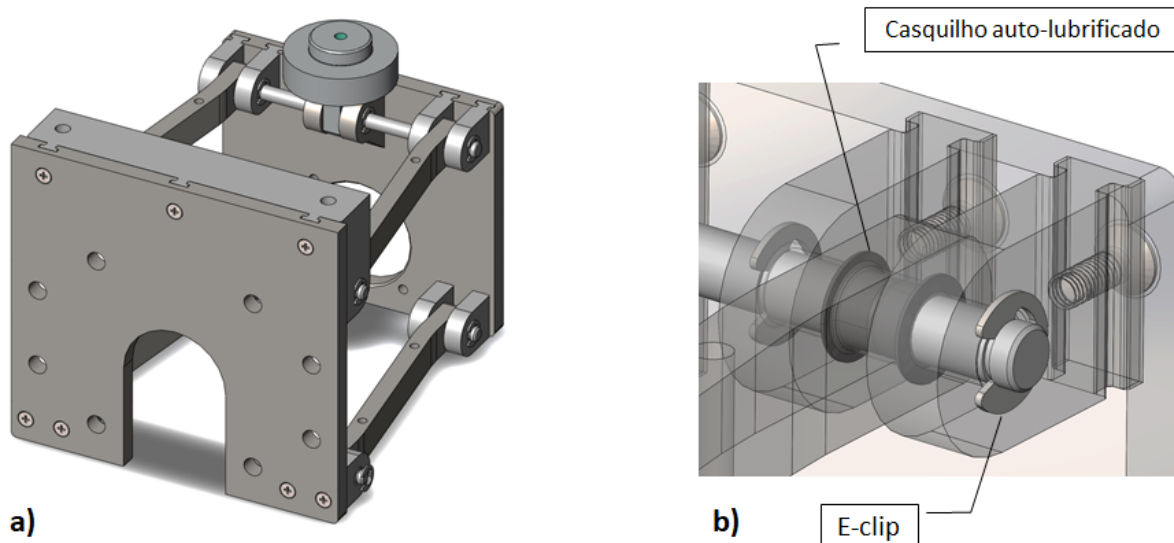


Figura 1.33: a) Montagem dos braços e suporte inferior da mola b) Identificação dos caquilhos auto-lubrificados e *E-clips*

3. Montar os reforços dos braços e a estrutura da mola

Os reforços são aparafusados aos braços através de 8 parafusos totais ISO 4762 M5×25 - 25N de cabeça hexagonal, cada um com uma porca de uma face plana.

A mola apenas pode ser completamente ligada aquando da montagem da suspensão ao chassis, uma vez que o sistema de fixação é um parafuso que atravessa o suporte superior e a própria mola, e se fixa no chassis pela parte superior.

O sistema de suspensão com os reforços e a mola montada encontra-se representado na Figura 1.34.

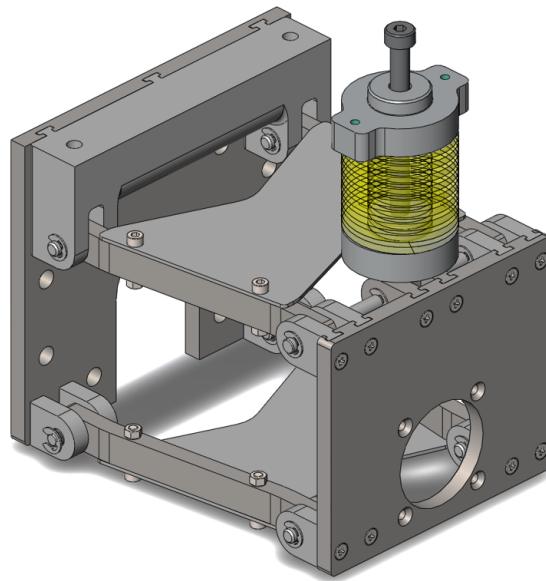


Figura 1.34: Sistema de suspensão com os reforços dos braços e a mola montada

1.10 Análise Simplificada de Custos do Sistema de Suspensão

Uma vez que este projeto se trata de um projeto de melhoria, com vista a uma redução de custos de produção deste sistema de suspensão é necessário realizar uma análise simplificada de custos. Esta análise permitirá concluir se a redução do tempo de produção representa um impacto monetário significativo.

Nesta análise iremos comparar os custos de produção do sistema original versus o novo sistema proposto. Apesar da empresa ActiveSpace Automation ter indicado como um valor de referência de 2400€ relativo ao custo de produção de 2 suspensões, este valor não pode ser considerado para fins de comparação, no que toca a uma redução de custos. Uma vez que as simulações de tempos de maquinagem realizadas, utilizando as ferramentas CAM, não dão valores exatos, ou aproximados à realidade produtiva da máquina CNC utilizada pela empresa. Pois que as simulações não utilizam os mesmos parâmetros ou ferramentas que a CNC a que a empresa recorreu.

Para os componentes elétricos e complementares foram consultados os catálogos dos fabricantes e obteve-se o custo detalhado de cada um dos componentes, apresentado na Tabela 1.10.

Tabela 1.10: Estimativa de custos dos componentes elétricos e complementares

Nº	Descrição	Qt	Fornecedor	Referência	€	Ref
14	Polia de Alto Torque - Motor	1	Misumi	HTPN44S3M100	26,00	[18]
15	Polia de Alto Torque - Redutor	1				
16	Correia de Super Torque	1	Misumi	100S3M225	10,22	[18]
17	Encoder	1	Ifm	RA3100	159,20	[19]
18	Casquilhos Autolubrificados	18	Igus	ZFM_1012_05_01		[20]
19	Roda	1	Blickle	GSTN-127-25H7	107,24	[21]
20	Redutor	1	Neugart	PLHE60	164,90	[22]
21	Motor	1	Nanotec	DB59C024035R-B3	123,50	[8]
22	Travão	1	Nanotec	BWA-1_5-6_35	52,90	[9]
TOTAL [€] :					662,50	

Para o cálculo dos custos de fabrico dos componentes mecânicos da suspensão, considerou-se o custo por hora de 40€/h.

Na tabela 1.11 estão apresentados os custos para a maquinagem dos componentes do sistema de suspensão original e o proposto:

Tabela 1.11: Estimativa de custos de produção dos componentes a maquinar

	Tempo de produção [h]	Custo total [€]
Suspensão original	17.30	692
Suspensão proposta	11.07	441.6

Desta forma, ao custo total original de 1354.5€ contrapõe-se um custo de 1104,1€ para o sistema proposto.

De referir, que esta estimativa não tem em conta os custos de mão-de-obra na montagem e instalação da suspensão, assim como os custos de aquisição da matéria-prima, uma vez que estes estão incluídos no valor do preço de maquinagem.

De forma aproximada, prevê-se assim uma redução do custo de produção na ordem dos 23%.

Capítulo 2

Notas de Cálculo

2.1 Introdução

Neste capítulo são apresentadas as análises efetuadas aos principais componentes mecânicos e respectivas ligações aparafusadas dos componentes da suspensão.

É ainda apresentada uma análise dinâmica, relativa à resposta da suspensão ao perfil do piso.

Os componentes e ligações aparafusadas analisados foram selecionados pela sua função crítica no desempenho da suspensão.

2.2 Sistema de Suspensão Proposto

As notas de cálculo constantes neste documento aplicam-se aos componentes mecânicos de um sistema de suspensão, para um AGV de carga elevada.

O sistema encontra-se representado na Figura 2.1.

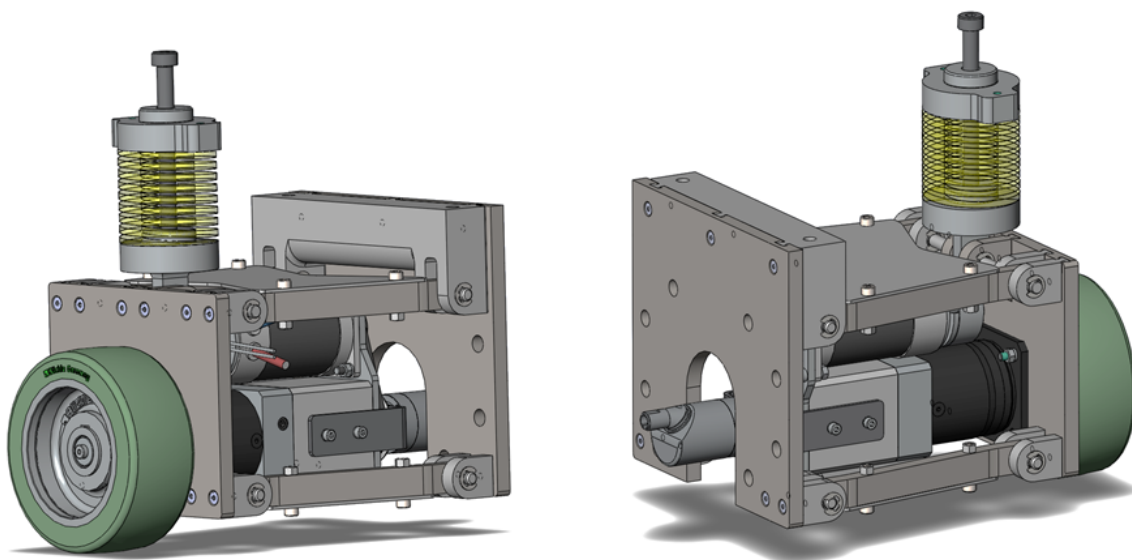


Figura 2.1: Sistema de suspensão proposto para o AGV ActiveOne XL

Os componentes da suspensão encontram-se representados e identificados na Figura 2.2 e Tabela 2.1.

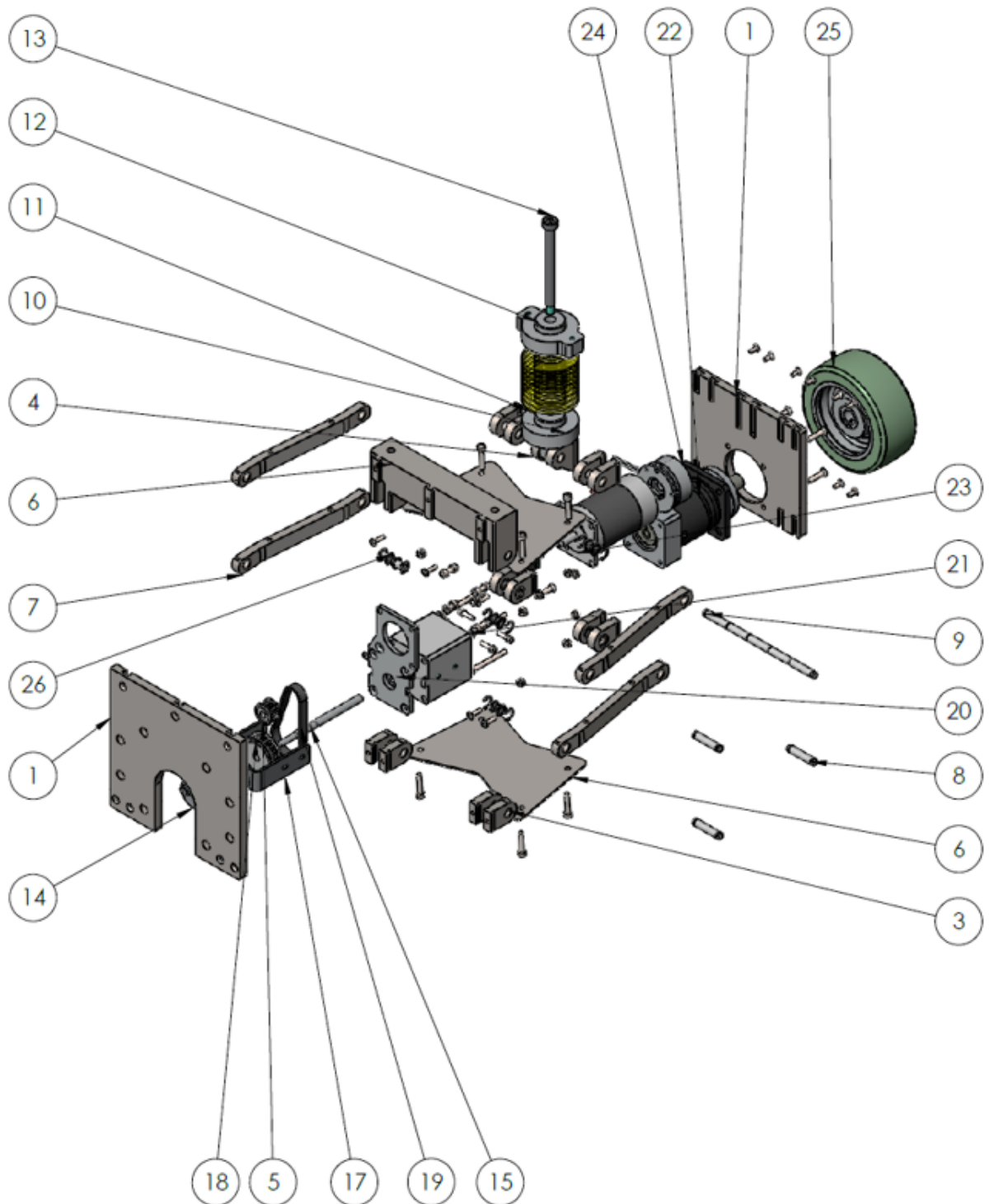


Figura 2.2: Vista explodida da suspensão proposta, com identificação dos componentes

Tabela 2.1: Identificação dos componentes da suspensão proposta

Nº	Descrição	Qtd	Material	Fornecedor	Referência
1	Placa Traseira	1	Aço AISI 1045	-	-
2	Placa Frontal	1	Aço AISI 1045	-	-
3	Olhal Simples	12	Aço AISI 1045	-	-
4	Olhal Mola	2	Aço AISI 1045	-	-
5	Olhal Chassis	1	Aço AISI 1045	-	-
6	Reforço do Braço	2	Aço S275JR	-	-
7	Braço	4	Aço AISI 1045	-	-
8	Pino Longo	6	Aço AISI 316	-	-
9	Pino	1	Aço AISI 316	-	-
10	Suporte Inferior da Mola	1	Aço AISI 1045	-	-
11	Mola	1	-	Misumi	SWM60-100
12	Suporte Superior da Mola	1	Aço AISI 1045	-	-
13	Veio de suporte da mola	1	Aço AISI 1045	-	-
14	Encoder	1	-	Ifm	RA3100
15	Veio - Redutor e Encoder	1	Aço AISI 316	-	-
16	Suporte para Encoder	1	Aço S275JR	-	-
17	Polia de Alto Torque - Motor	1	-	Misumi	HTPN44S3M100-A-P8
18	Polia de Alto Torque - Redutor	1	-	Misumi	HTPM44S3M100-A-P8
19	Correia de Super Torque	1	-	Misumi	100S3M225
20	Suporte para Motor e Redutor	1	Aço S275JR	-	-
21	Invólucro para veio	1	Alumínio 5050	-	-
22	Redutor	1	-	Neugart	PLHE060
23	Motor	1	-	Nanotec	DB59C024035R-B3
24	Travão	1	-	Nanotec	BRAKE-BWA-1_5-6_35
25	Roda	1	-	Blickle	GSTN-127-25H7
26	Casquilhos Autolubrificados	18			

2.2.1 Identificação de Componentes Críticos

Tendo em vista a identificação dos componentes críticos do sistema de suspensão, é necessário analisar e compreender a forma como as forças são propagadas através do sistema.

A excitação da suspensão advém do perfil do piso. Assim, a força exercida na suspensão é a reação da carga do AGV, na roda do sistema, tal como está representado na Figura 2.3. No cenário considerado, o veículo anda em linha reta e, por isso, não são consideradas forças de atrito de ação horizontal.

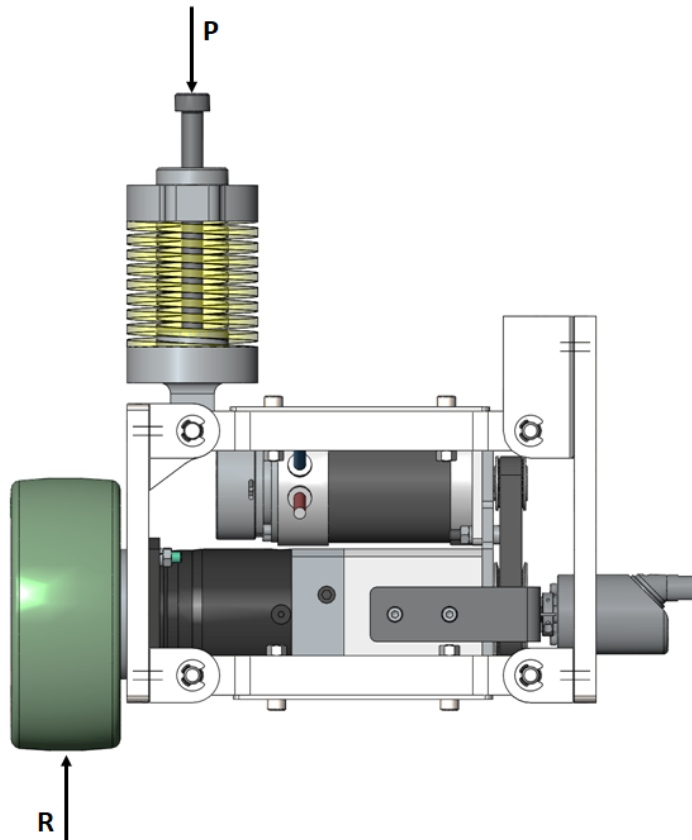


Figura 2.3: Forças aplicadas no sistema de suspensão

Assim, é possível identificar dois componentes críticos e uma ligação aparafusada de análise relevante:

Veio do Redutor

Tal como foi descrito na Secção 1.3, o redutor é o componente elétrico que se encontra diretamente ligado à roda e que a dota de movimento. Esta ligação é feita através de um veio de diâmetro reduzido, tal como está representado na Figura 2.4.

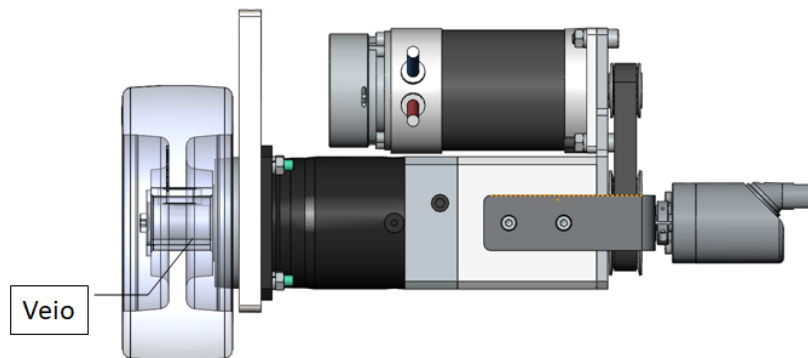


Figura 2.4: Identificação do veio de redutor do sistema de suspensão

Uma vez que este veio está diretamente acoplado à roda, absorvendo toda a carga que resulta da

alteração do perfil do piso. Por isso, torna-se necessário analisar este componente.

Pino de Descarregamento da Mola

A mola deste sistema encontra-se encastrada entre dois suportes, estando o suporte inferior ligado a um pino que serve de conexão entre a mola e a placa frontal e também, entre os braços e a placa. Este componente encontra-se representado na Figura 2.5

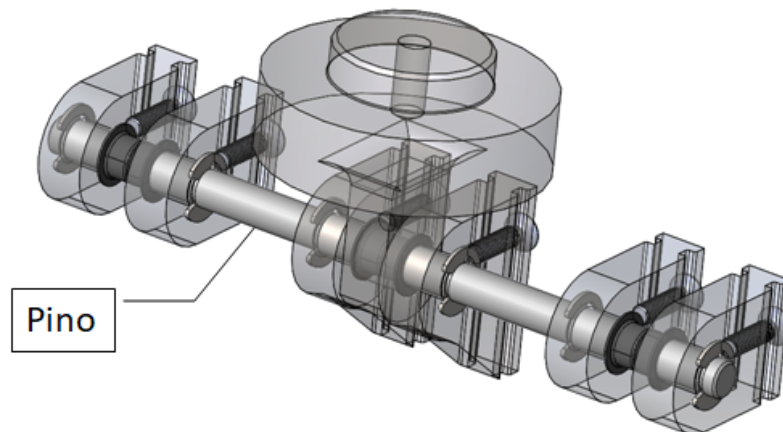


Figura 2.5: Identificação do pino de descarregamento da mola, no sistema de suspensão

Uma vez que a força exercida sobre a mola é diretamente descarregada neste componente, considera-se que se trata de um componente crítico e, por conseguinte, deverá ser alvo de análise.

Ligação Aparafusada de união entre a Placa Frontal, Roda e Redutor

Também é necessário analisar a ligação aparafusada representada na Figura 2.6. Uma vez que esta liga à placa frontal o redutor e, conseqüentemente, a roda.

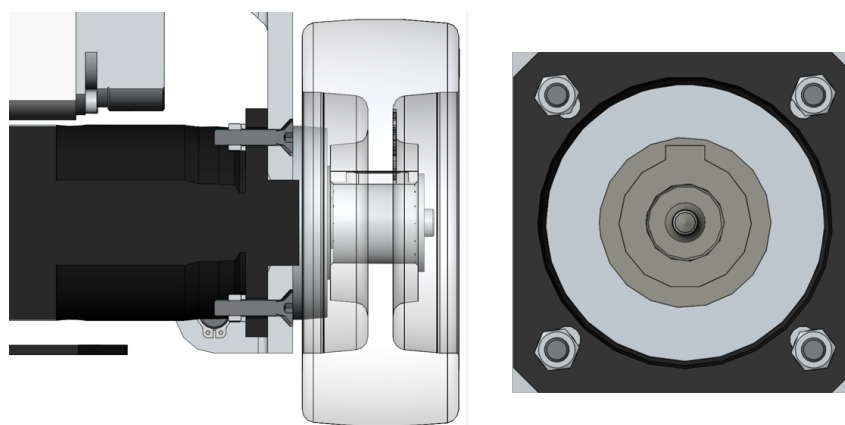


Figura 2.6: Vista lateral e frontal da ligação aparafusada a analisar

Esta ligação foi escolhida para análise, por motivos semelhantes aos do Veio do Redutor.

2.3 Propriedades dos Materiais

Tal como se refere nos constrangimentos do projeto, secção 1.4 do capítulo 1, os materiais dos componentes mecânicos não serão alvo de alteração.

Todos os materiais que constituem os componentes analisados são em aço, pelo que as propriedades específicas do material, retiradas são [23]:

- **Módulo de Elasticidade** $E = 207 \text{ GPa}$
- **Coefficiente de Poisson em regime elástico** $\nu = 0.3$

Os materiais referidos nas notas de cálculo são apresentados na Tabela 2.2, assim como a referência à documentação específica dos mesmos.

Tabela 2.2: Propriedades dos materiais dos componentes a analisar

	Geometria	S_y [MPa]	S_{ut} [MPa]	ρ [g/cm ³]	Especificação	Ref.
AISI 1045 Q&T	-	842	1343	7.85	Q&T to 390HB	[24]
AISI 1045 CD	16<t<100 mm	580	655	7.84	Normalized - Ck45	[25]
AISI 316	Barra	290	580	8	Annealed bar	[26]

Estes materiais compõem cada um dos três componentes a analisar. A relação está apresentada na Tabela 2.3:

Tabela 2.3: Correspondência entre componentes e materiais

Componente	Material
Veio do Redutor	AISI 1045 Q&T
Placas constituintes da ligação aparafusada	AISI 1045 CD
Pino de descarregamento da mola	AISI 316

2.4 Análise Dinâmica do Sistema de Tração

2.4.1 Introdução

Os sistemas de suspensão são projetados para reduzir os efeitos de cargas dinâmicas e proporcionando uma redução das forças de impulsão geradas no piso.

No caso de um veículo industrial, apesar do conforto não ser um critério relevante, é necessário garantir que o transporte da carga é realizado de forma segura e que esta não é danificada.

Existem dois métodos para avaliar a qualidade de viagem de um veículo – simulação computacional e experimentação. A simulação computacional se baseia no modelo matemático de vibração do veículo [16].

Desta forma, o modelo de um quarto de carro é utilizado para analisar a resposta de vibração de um veículo, isolando apenas uma suspensão.

2.4.2 Modelo de 1/4 de Carro

O modelo de veículo que é considerado neste estudo é o de um quarto de carro, que se encontra representado na Figura 2.7. Usualmente, este modelo é composto por um quarto da massa do veículo, uma roda e todos os componentes de uma suspensão [27].

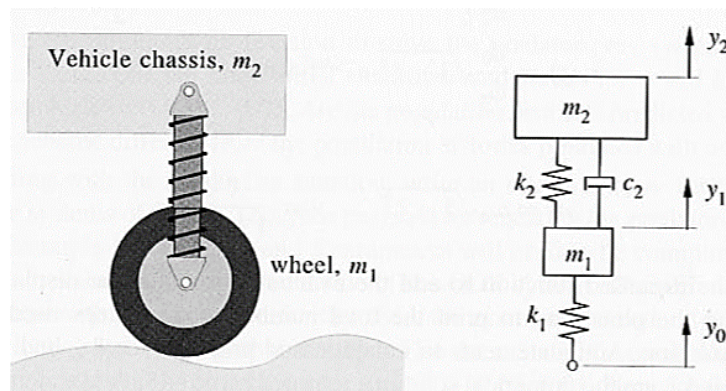


Figura 2.7: Esquema representativo de um modelo de quarto de carro, fonte: [28]

As premissas consideradas na implementação deste modelo são as seguintes:

- A roda, ou pneu, é modelada como uma mola linear sem amortecimento.
- Apenas é considerado o movimento vertical do sistema massa-mola
- A roda está sempre em contacto com o piso.
- Considera-se que a suspensão não dispõe de amortecimento viscoso e $c_2 = 0$.

Realizando um balanço de forças para as duas massas, representadas na Figura 2.8 e sabendo que a força exercida pela mola e roda e a força exercida pelo amortecedor são dados pelas relações lineares com o deslocamento $y(t)$:

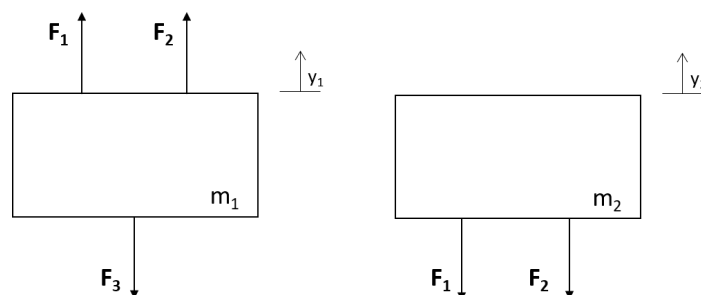


Figura 2.8: Diagrama de corpo livre dos dois corpos constituintes de um sistema de suspensão

$$F_{mola} = k \times y(t) \quad (2.1)$$

Sendo k e c coeficientes lineares de mola e amortecimento, respetivamente. $y_0(t)$ é o input do sistema, que corresponde às alterações de piso.

Aplicando as leis de Newton e o balanço de forças obtemos o seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} m_1 y_1''(t) + k_2(y_1(t) - y_2(t)) + k_1 y_1(t) = k_1 y_0(t) \\ m_2 y_2''(t) - k_2(y_1(t) - y_2(t)) = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

2.4.3 Implementação do modelo

Desenvolvimento da Função

Para que o sistema 2.2 seja implementado no MATLAB é necessário converter as suas equações diferenciais de segunda ordem em equações de primeira ordem.

A função desenvolvida em MATLAB [17] recebe um input de tempo, de posições y e as constantes massa, k e c . Para além disso, o sistema recebe um input como função $y_0(t)$.

A coluna de valores y é concebida de forma que:

$$y = \begin{bmatrix} y_1^{old} \\ y_2^{old} \\ y_1'old \\ y_2'old \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$y' = \begin{bmatrix} y_3 \\ y_4 \\ (k_1 y_0(t) - k_2(y_1(t) - y_2(t)) - k_1 y_1(t))/m_1 \\ k_2(y_1(t) - y_2(t))/m_2 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Para resolver estas equações utiliza-se a função de MATLAB de resolução de equações diferenciais *ode45* (integração no tempo pelo método de Runge-Kutta).

Modelo da suspensão

Tal como foi descrito no capítulo anterior, a suspensão estudada não possui amortecedor, possuindo também uma geometria ligeiramente diferente das suspensões mais comuns. Na Figura 2.9 encontra-se representado um esquema simples da suspensão a estudar:

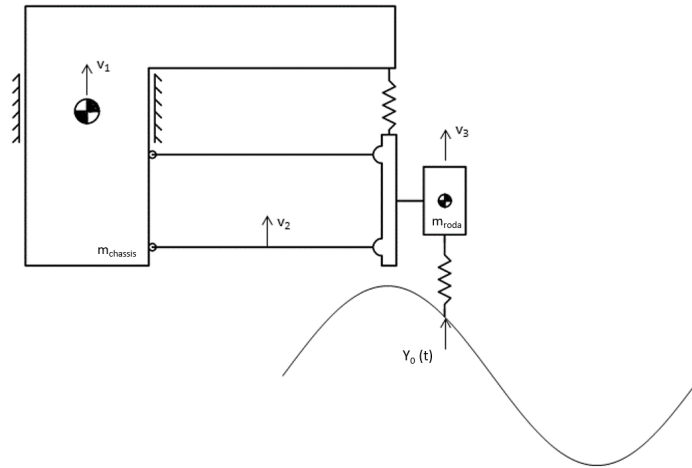


Figura 2.9: Modelo da suspensão do AGV

É assim possível traduzir este esquema para um mais simplificado, do tipo dos modelos estudados em análises de quarto de carro. Este está representado na Figura 2.10. Apesar dos braços e de toda a estrutura metálica dissipar parte da energia do sistema, neste estudo esse fenômeno é desprezado e, portanto, considera-se que a suspensão estudada não tem nenhum componente de amortecimento, no modelo.

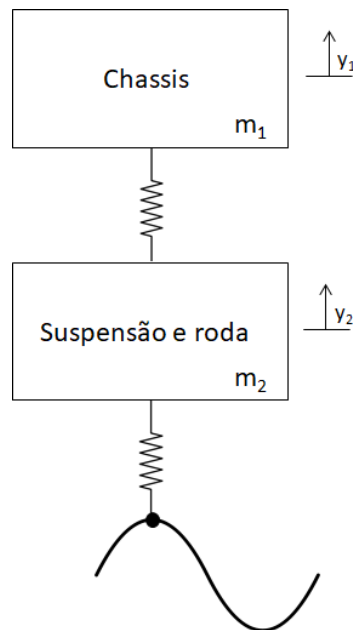


Figura 2.10: Modelo simplificado da suspensão do AGV, para análise de um quarto de carro

Definição de valores numéricos

Como foi mencionado anteriormente, é necessário definir valores para as massas e coeficientes de mola, assim como a função a utilizar, para descrever o perfil do piso.

- **Massa do chassis, m_1**

Uma vez que o AGV tem 6 rodas, consideramos que esta análise de um quarto de carro, acaba por ser uma análise de um sexto de veículo. Por este motivo, a massa do chassis corresponde a um sexto da soma da massa do veículo com a carga máxima, isto é:

$$m_1 = \frac{1}{6}(m_{chassis} + m_{carga}) \quad (2.5)$$

$$m_1 = \frac{1}{6}(500 + 2000) = 416.67 \text{ kg} \quad (2.6)$$

- **Massa da roda, m_2**

Para a massa da roda foi considerada não só a massa do pneu, mas também metade da massa do sistema de suspensão.

Tal consideração foi feita, uma vez que a parte do peso da suspensão está diretamente acoplado à roda e, portanto deverá ser tido em conta.

O peso da suspensão foi calculado utilizando a ferramenta *Mass Property* do SOLIDWORKS.

$$m_2 = m_{pneu} + \frac{m_{suspensao} - m_{pneu}}{2} \quad (2.7)$$

$$m_2 = 1.8 + \frac{14.56 - 1.8}{2} = 8.18 \text{ kg} \quad (2.8)$$

- **Constante da mola, k_1**

A constante da mola foi obtida através do catálogo do fabricante, Apêndice B.

$$k_1 = 221\,000 \text{ N/m} \quad (2.9)$$

- **Constante de elasticidade da roda, k_2**

Para determinar a constante de elasticidade da roda foi necessário realizar um ensaio em laboratório, que se encontra descrito no Apêndice C.

O resultado obtido foi:

$$k_2 = 548\,210 \text{ N/m} \quad (2.10)$$

Definição de função de piso

De forma a testar a resposta do sistema de suspensão ao perfil do piso, foram definidas duas funções descrevendo dois tipos de piso:

- **Função sinusoidal**

Esta função foi definida para simular um piso com irregularidades acentuadas.

A função definida foi:

$$y_0(t) = 0.035 \sin(10\pi t) \quad (2.11)$$

Ou seja, o piso terá um perfil que é descrito por uma curva sinusoidal com uma amplitude de 0.035 m e uma velocidade angular de 5π rad/s.

O perfil do piso encontra-se representado na Figura 2.11:

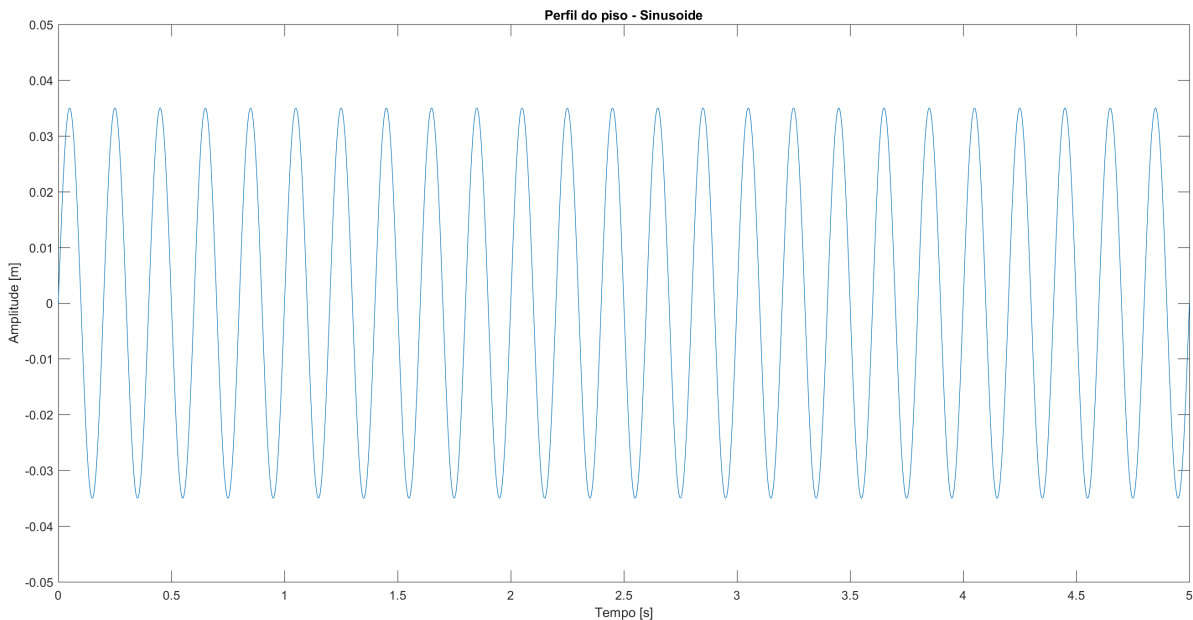


Figura 2.11: Perfil simulado do piso - sinusoidal

- **Função step**

Esta função do tipo *step* foi definida para simular uma das especificações do projeto, na qual o veículo tem de ser capaz de subir um degrau de 35 mm.

Desta forma, foi definida uma função de perfil de piso que corresponde a um degrau com a altura referida, utilizando a função *stepfun* do MATLAB.

A função definida foi:

$$y_0(t) = 0.035 \text{stepfun}(t, 1) \quad (2.12)$$

O perfil do piso encontra-se representado na Figura 2.12:

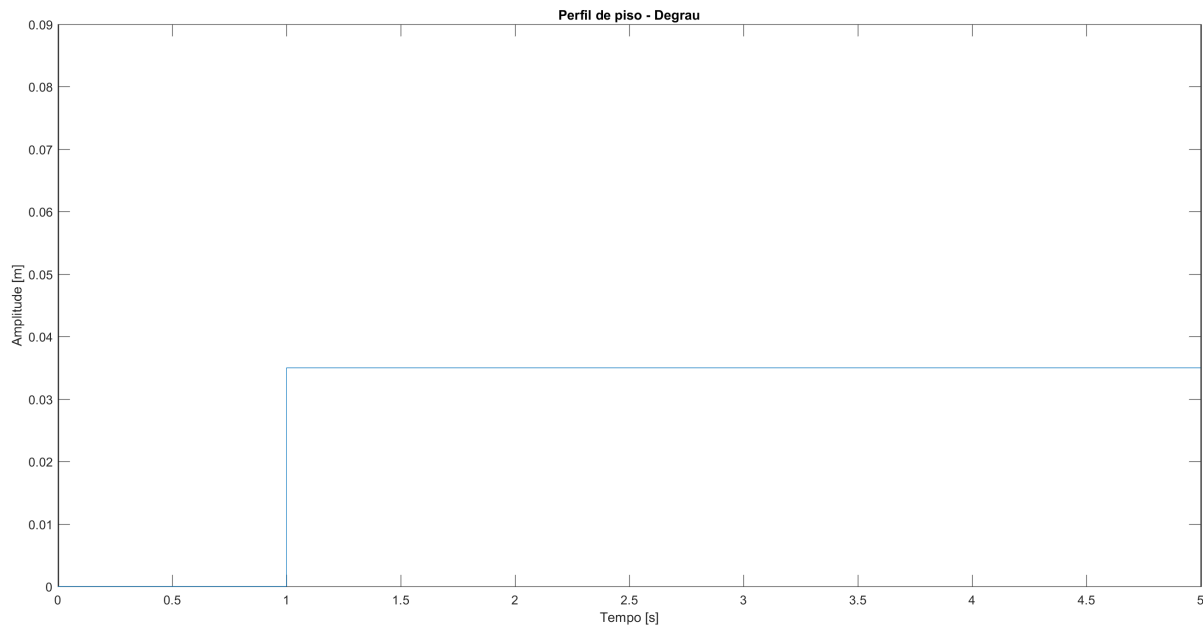


Figura 2.12: Perfil simulado do piso - degrau

2.4.4 Resultados

O que se pretende comprovar é que a amplitude de movimentos do chassis é menor que a da roda. Desta forma, verifica-se que a suspensão concebida funciona como um filtro mecânico para as rugosidades do perfil do piso.

Função sinusoidal

O resultado da simulação, utilizando a função sinusoidal descrita anteriormente, encontra-se representada na Figura 2.13:

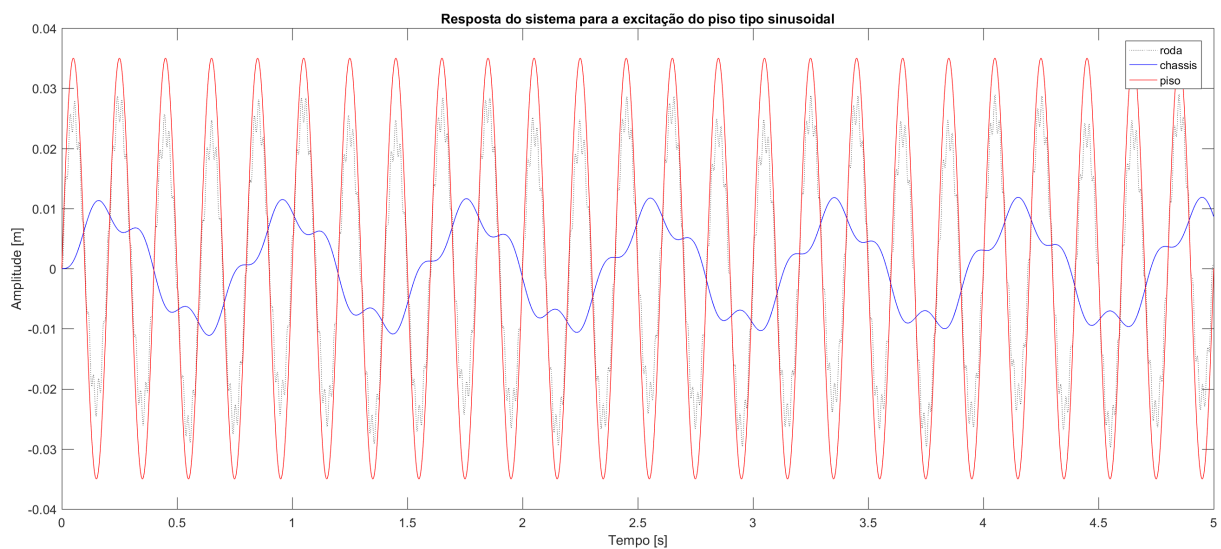


Figura 2.13: Perfil simulado do piso - degrau

Função *step*

O resultado da simulação, utilizando a função *step* descrita anteriormente, encontra-se representada na Figura 2.14:

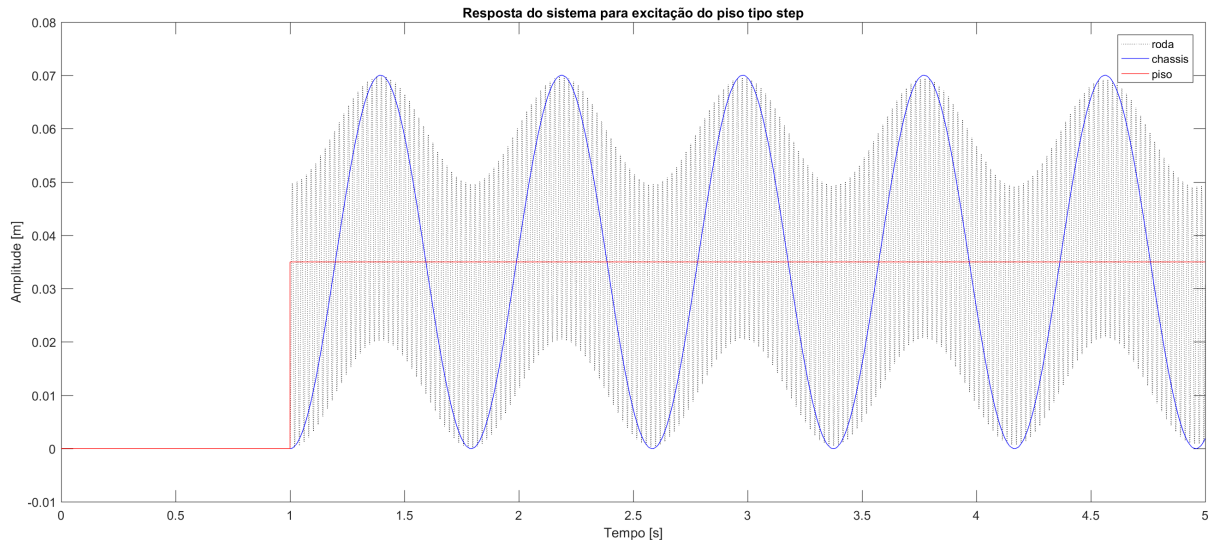


Figura 2.14: Perfil simulado do piso - degrau

2.4.5 Conclusões

Olhando para os resultados é possível concluir que o sistema tem um comportamento adequado às especificações do projeto.

No caso do perfil sinusoidal, observamos que a amplitude de movimentos do chassis é substancialmente menor que o da roda. Desta forma, é possível visualizar que a excitação gerada pelo perfil do piso é atenuada, na sua maioria, pela roda e o movimento não é passado para o chassis.

No caso do perfil com um degrau, apesar da amplitude de movimento do chassis e da roda ser igual, a frequência de movimento é substancialmente menor no chassis do que na roda.

Em ambos os casos, é possível observar que o movimento tanto da roda como do chassis não sofre nenhuma dissipação. Tal deve-se à ausência de amortecedor, que se estivesse presente dissiparia a energia. A situação de colapso da mola não é contemplada nesta análise, porém será estudada mais à frente.

2.5 Notas de Cálculo do Sistema de Tração

A maioria das equações utilizadas nas presentes notas de cálculo provêm do livro "Mechanical Engineering Design, 10th Edition" [29]. As equações retiradas da bibliografia mencionada encontram-se identificadas através da numeração utilizada na edição consultada.

2.5.1 Definição do Carregamento

Nas notas de cálculo deste documento é apenas considerado o cenário de carga do AGV, em que este anda em linha reta a velocidades moderadas. Por essa razão, considera-se que o carregamento é aplicado apenas na componente vertical do referencial.

De forma a considerar o cenário mais crítico, propõe-se a possibilidade da carga estar descentrada no AGV e, por isso, não poder ser dividida uniformemente entre as 6 rodas. Por essa razão, considera-se que cada metade longitudinal do AGV poderá carregar até 2/3 da carga máxima e que essa carga é distribuída de forma igual pelas 3 rodas de cada lado.

O carregamento, F_{max} , será então:

$$F_{max} = \frac{(m_{AGV} + Carga_{max}) \times 9.81}{3} \times \frac{2}{3} = \frac{(500 + 2000) \times 9.81}{3} \times \frac{2}{3} = 5450 \text{ N} \quad (2.13)$$

Em que:

- $m_{AGV} \equiv$ Massa do AGV
- $Carga_{max} \equiv$ Carga máxima do AGV

É necessário, no entanto, garantir que a mola não fecha completamente com a carga aplicada, pois, dessa forma, não é possível considerar que a carga é uniformemente distribuída pelas 3 rodas de cada lado. Na Figura 2.15 encontra-se a representação da mola retirada do catálogo (Apêndice B):

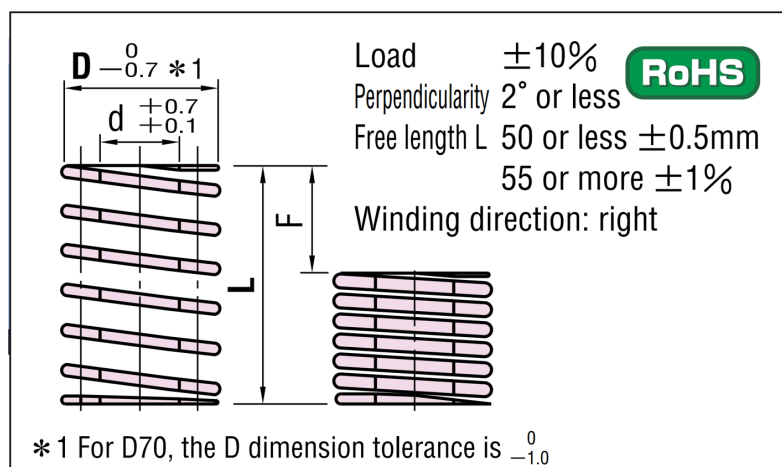


Figura 2.15: Representação das dimensões necessárias ao cálculo do deslocamento da mola, Apêndice B

Sabemos que o comprimento livre da mola é $F = 25.6 \text{ mm}$ e que a sua constante de rigidez $k_{mola} = 221 \text{ N/mm}$

Desta forma:

$$k_{mola} = \frac{F_{max}}{\delta} \Leftrightarrow \delta = \frac{5450}{221} = 24.66 \text{ mm} \quad (2.14)$$

Em que:

$F_{max} \equiv$ Carregamento

$\delta \equiv$ Deslocamento da mola, quando aplicada a carga

Uma vez que o deslocamento $F > \delta$, a mola não fecha completamente, ou seja, não há contacto entre os anéis, pelo que a estimativa para o valor do carregamento por suspensão é plausível.

2.5.2 Notas de Cálculo do Componente - Veio do Redutor

O veio do redutor é o componente que transmite o movimento à roda, conectando-se diretamente com ela. Este está fixado ao redutor através de dois rolamentos cónicos, em sentido oposto, e, posteriormente, a um rolamento central de um conjunto de rolamentos orbitais que permite a redução da rotação proveniente do motor. O redutor encontra-se representado na Figura 2.16.

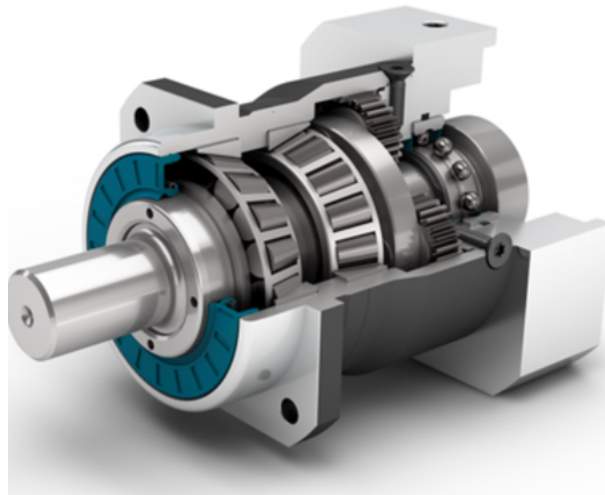


Figura 2.16: Redutor PLHE60 da marca Neugart [7]

Definição do Carregamento

O veio do redutor é afetado por dois carregamentos distintos: um momento torsor e um momento fletor.

- **Momento Fletor**

O momento fletor provém da reação exercida no contacto da roda com o piso, devido à carga aplicada no AGV. A representação desta força encontra-se na Figura 2.17.

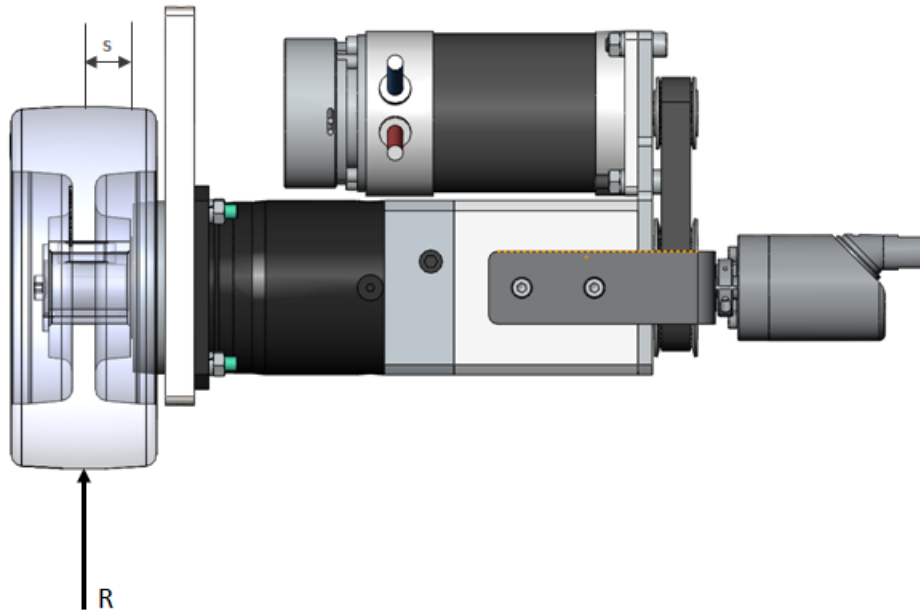


Figura 2.17: Diagrama indicativo do carregamento aplicado no veio do redutor

O momento fletor aplicado é dado por:

$$M_a = R \times s = 5450 \times 9 \times 10^{-3} = 49.05 \text{ N m} \quad (2.15)$$

Em que:

$M_a \equiv$ Momento fletor alternado

$R \equiv$ Força de reação

$s \equiv$ Distância da reação ao ponto de aplicação

• Momento Torsor

O momento torsor provém da rotação do redutor e o seu valor pode ser retirado da folha técnica, proveniente do fabricante (Apêndice A)

O fabricante apresenta diversos valores:

$$T = \begin{cases} 44 \text{ N m} - \text{Nominal não alternado} \\ 37 \text{ N m} - \text{Nominal alternado} \quad (10\,000\,000 \text{ Mudanças de carga}) \\ 29 \text{ N m} - \text{Nominal alternado} \quad (100\,000\,000 \text{ Mudanças de carga}) \\ 70 \text{ N m} - \text{Máximo} \quad (30\,000 \text{ Mudanças de carga}) \\ 88 \text{ N m} - \text{Paragem de emergência} \quad (1000 \text{ Mudanças de carga}) \end{cases}$$

Nestas circunstâncias foi considerado o valor $T_m = 37 \text{ N m}$, uma vez que é o valor mais crítico dentro dos alternados.

Cálculo das Tensões de Von Mises

Para proceder aos cálculos das tensões de Von Mises para um veio é necessário conhecer as suas dimensões. As dimensões do veio e os valores dos índices de concentração de tensões encontram-se apresentados na Tabela 2.4:

Tabela 2.4: Tabela de valores utilizados no cálculos das tensões de Von Mises

	Designação	Valor	Ref.
d	Diâmetro min veio	16mm	
D	Diâmetro máx veio	20mm	
r	Raio entalhe	1mm	
L	Comprimento veio	28mm	
D/d	Rácio diâmetro	1.25	
r/d	Rácio raio	0.0625	
K_t	Fator de concentração de tensões (nominal)	1.85	Fig A-15-9
K_{ts}	Fator de concentração de tensões (corte)	1.5	Fig A-15-8
q	Sensibilidade entalhe (nominal)	0.8	Eq 6-20
q_s	Sensibilidade entalhe (corte)	0.85	Eq 6-21

Desta forma é possível calcular o fator de concentrações de tensões à fadiga nominal e em corte (K_f e K_{fs} respetivamente):

$$\begin{cases} K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.8(1.85 - 1) = 1.68 \\ K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.85(1.5 - 1) = 1.425 \end{cases} \quad (2.16)$$

Sabendo que o veio é sólido e de perfil circular, sabemos que as tensões flutuantes de torção e flexão são dadas por (Eq 7-3 e 7-4):

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (2.17)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (2.18)$$

Desta forma obtemos que:

$$\begin{cases} \sigma_a = 1.68 \frac{32 \times 49.05}{\pi(16 \times 10^{-3})^3} \\ \sigma_m = 1.68 \frac{32 \times 0}{\pi(16 \times 10^{-3})^3} \\ \tau_a = 1.425 \frac{16 \times 0}{\pi(16 \times 10^{-3})^3} \\ \tau_m = 1.425 \frac{16 \times 37}{\pi(16 \times 10^{-3})^3} \end{cases} = \begin{cases} \sigma_a = 205.02 \text{ MPa} \\ \sigma_m = 0 \text{ MPa} \\ \tau_a = 0 \text{ MPa} \\ \tau_m = 65.69 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.19)$$

Em que:

- M_a ≡ Momento fletor alternado
- M_m ≡ Momento fletor médio
- T_a ≡ Momento torsor alternado
- T_m ≡ Momento torsor médio
- d ≡ Diâmetro do veio

É assim possível calcular as tensões equivalentes de Von Mises (Eq 7-5 e 7-6):

$$\begin{cases} \sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \\ \sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \end{cases} = \begin{cases} \sigma'_a = (205.02^2 + 3 \times 0^2)^{1/2} \\ \sigma'_m = (0^2 + 3 \times 65.69^2)^{1/2} \end{cases} = \begin{cases} \sigma'_a = 205.02 \text{ MPa} \\ \sigma'_m = 113.79 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.20)$$

Cálculo da Tensão Limite de Fadiga

O cálculo da tensão limite de fadiga, S_e , permite-nos estimar a vida do componente à fadiga. Esta tensão é calculada através da expressão (Eq 6-8):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.21)$$

Os valores estipulados para os fatores modificadores encontram-se na Tabela 2.5:

Tabela 2.5: Tabela de valores dos fatores modificadores para o cálculo da tensão limite de fadiga

Fator	Designação	Critério	Valor	Ref.
k_a	Fator de Superfície	Polido	1	T 6-2
k_b	Fator de Tamanho	$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	0.921	Eq 6-20
k_c	Fator de Carga	Torção e Flexão	1	Eq 6-26
k_d	Fator de Temperatura	Sem informação	1	Eq 6-28
k_e	Fator de Fiabilidade	Sem informação	1	T 6-5
k_f	Fator Diverso	Sem informação	1	

O valor para a tensão limite de fadiga para vigas rotativas, S'_e , é obtido sabendo que (Eq 6-8) (S_{ut} , tensão de rotura do material, provém da Tabela 2.2):

$$S'_e = 0.5 S_{ut}, \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} = S'_e = 0.5 \times 1343 = 671.5 \text{ MPa} \quad (2.22)$$

Desta forma, a tensão limite de fadiga é (Eq 6-18):

$$S_e = 671.5 \times 1 \times 0.921 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 618.45 \text{ MPa} \quad (2.23)$$

Coefficiente de Segurança à fadiga

Para conferir que o componente verifica à fadiga, utilizamos o critério modificado de Goodman (Eq 6-46), em que:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \Leftrightarrow \frac{205.02}{618.45} + \frac{113.79}{1343} = \frac{1}{n} \Leftrightarrow n = 2.4 \quad (2.24)$$

Em que:

- S_{ut} \equiv Tensão de rotura do material

- n \equiv Coeficiente de segurança

Uma vez que o coeficiente de segurança é superior a 2, o componente cumpre o requisito de projeto estabelecido e, portanto, conclui-se que verifica à fadiga.

Coeficiente de Segurança à cedência em fadiga

É ainda necessário verificar se o componente verifica à cedência. Nesse sentido, sabemos que (Eq 7-16):

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad (2.25)$$

Em que:

- S_y \equiv Tensão de cedência do material

- n_y \equiv Coeficiente de segurança à cedência

- σ'_{max} \equiv Tensão máxima de Von Mises

A tensão máxima de Von Mises σ'_{max} pode ser obtida através da expressão (Eq 7-15):

$$\sigma'_{max} = (\sigma'_m{}^2 + \sigma'_a{}^2)^{1/2} = (113.79^2 + 205.02^2)^{1/2} = 234.48 \text{ MPa} \quad (2.26)$$

Assim, obtém-se um coeficiente de segurança à cedência de:

$$n_y = \frac{842}{234.48} = 3.59 \quad (2.27)$$

Uma vez que este coeficiente é também superior a 2, conclui-se que o componente também verifica à cedência. Apesar do valor ser bastante maior que 2, não se procedeu a um redimensionamento do diâmetro do veio, devido aos constrangimentos definidos na Secção 1.4.

2.5.3 Notas de Cálculo do Componente - Pino de Descarregamento da Mola

Simplificações e diagrama ilustrativo

O pino de suporte, representado na Figura 2.18, foi já descrito na secção 2.2. Este atravessa no total 6 olhais, posicionados na placa frontal. A força exercida pela carga do AGV é descarregada através do suporte inferior da mola, no centro do pino.

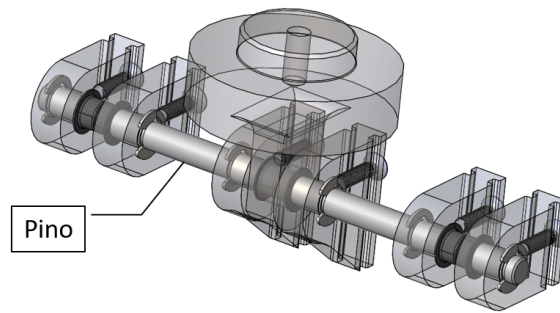


Figura 2.18: Pino de descarregamento da mola, com olhais e suporte inferior da mola

Desta forma, é possível considerar que o pino está sujeito a apenas uma força vertical, que corresponde ao carregamento anteriormente definido.

No interior de cada um dos olhais estão posicionados dois casquilhos autolubrificados e dois clips em "E". Assim, é possível considerar que cada um dos olhais se comporta como um apoio deslizante. O diagrama ilustrativo do pino encontra-se representado na Figura 2.19.

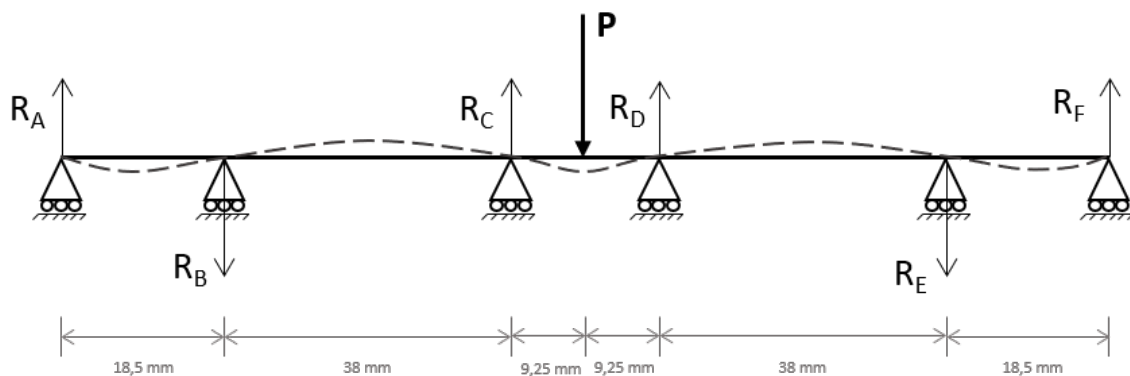


Figura 2.19: Diagrama ilustrativo simplificado do pino em carga e reações

De forma a estimar as reações nos apoios, consideraram-se as seguintes simplificações:

- Uma vez que a distância entre apoios é relativamente pequena, considera-se que:

$$\begin{cases} R_A + R_B = R_{AB} \\ R_E + R_F = R_{EF} = R_{AB} \\ R_C = R_D \end{cases} \quad (2.28)$$

- Considera-se apenas metade do pino, visto que na geometria do componente, os apoios e o carregamento são simétricos

Estimativa das reações nos apoios

Tendo em conta as simplificações consideradas, é possível obter uma estimativa das reações nos apoios, realizando o balanço de forças e momentos. O diagrama do pino com simetria, encontra-se representado na Figura 2.20.

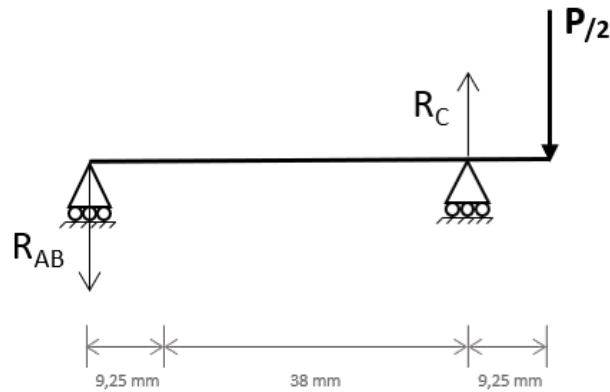


Figura 2.20: Diagrama ilustrativo simplificado do pino em carga e reações

$$\begin{cases} \sum F = 0 \\ \sum M_{AB} = 0 \end{cases} = \begin{cases} R_{AB} - R_C + P/2 = 0 \\ R_C \cdot (38 + 9.25) - P/2 \cdot (38 + 9.25 + 9.25) = 0 \end{cases} = \begin{cases} R_{AB} = 518.52 \text{ N} \\ R_C = 3240.74 \text{ N} \end{cases} \quad (2.29)$$

Verificação estática dos esforços

• Verificação ao Corte

O cálculo da tensão ao corte utiliza a área crítica correspondente à secção transversal do pino, que tem um diâmetro de 8 mm. Utiliza também o maior valor da reação dos apoios, neste caso R_C .

Desta forma a tensão média de corte, τ :

$$\tau = \frac{R_C}{A_0} = \frac{3240.72}{\pi(4 \times 10^{-3})^2} = 64.472 \text{ MPa} \quad (2.30)$$

Em que A_0 é a área crítica transversal do pino.

O coeficiente de segurança é (Eq 5-3):

$$n = \frac{S_y}{2\tau} = \frac{290}{2 \times 64.472} = 2.25 \quad (2.31)$$

Uma vez que o coeficiente de segurança é superior a 2, o pino verifica ao corte.

- **Verificação ao Esmagamento**

O cálculo da tensão ao esmagamento utiliza a menor área de contacto longitudinal no olhal do suporte inferior da mola, correspondendo a uma área de $12 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$. Utiliza também o valor do carregamento, P .

Desta forma a tensão de esmagamento, σ_{esm} (Eq. 8-55):

$$\sigma_{esm} = -\frac{P}{A_c} = -\frac{5450}{2 \times (4 \times 10^{-3}) \times (12 \times 10^{-3})} = -56.771 \text{ MPa} \quad (2.32)$$

Em que A_c é a área crítica longitudinal do pino.

O coeficiente de segurança é (Eq 7-16):

$$n = \frac{S_y}{|\sigma_{esm}|} = \frac{290}{56.771} = 5.11 \quad (2.33)$$

Uma vez que o coeficiente de segurança é superior a 2, o pino verifica ao esmagamento.

Verificação pelo Método de Elementos Finitos

O Método de Elementos Finitos permite a determinação de estados de tensão e de deformação de estruturas de geometria complexa sujeito a ações exteriores onde a utilização de métodos analíticos se revela morosa ou impossível.

O cálculo das reações nos apoios, através de métodos analíticos, sem recorrer a considerações simplistas, é um processo de elevada complexidade. Realizou-se uma análise estrutural recorrendo ao método de elementos finitos.

Neste projeto recorreu-se ao *software* Siemens Nx [30].

- **Definição da malha, condições de fronteira e carregamento**

Uma vez que este componente se comporta como uma viga, realizou-se uma análise 1D, com 10 elementos do tipo *PBEAM*. A peça foi definida utilizando a secção de tipo *ROD*, indicando o diâmetro do pino.

As condições aplicadas foram do tipo *User Defined*, de forma a que correspondam a apoios deslizantes, no local onde o pino conecta com os olhais.

O carregamento foi aplicado no nó central, com uma direção vertical e sentido para baixo, com o valor de 5450 N.

A análise selecionada foi *SOL 101 Linear Statics - Global Constraints*.

A malha, condições de fronteira e carregamento podem ser visualizados na Figura 2.21.

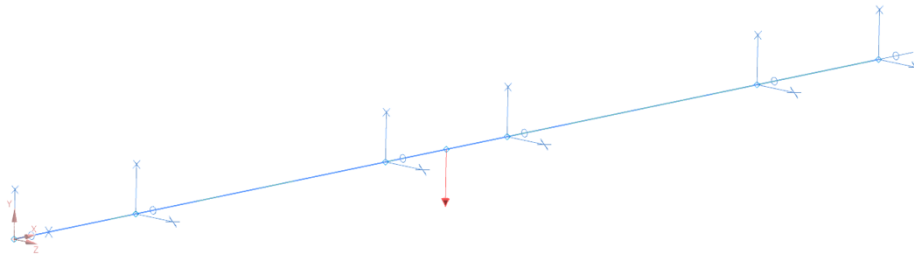


Figura 2.21: Malha com condições de fronteira e carregamento aplicado

• Resultados e Conclusões

Os resultados para as forças de reação na direção y encontram-se representadas na Figura 2.22.

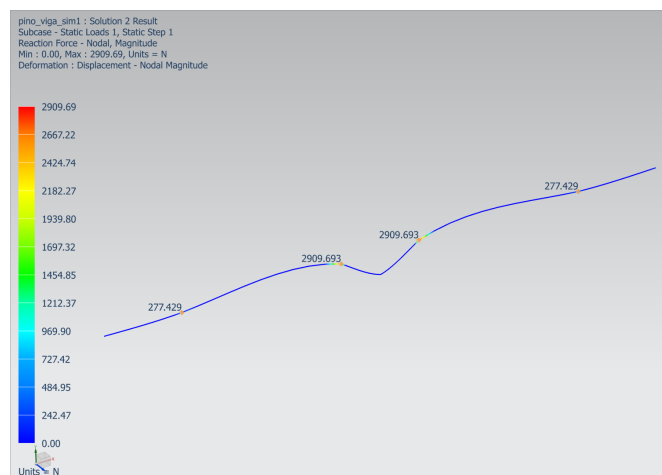


Figura 2.22: Malha com condições de fronteira e carregamento aplicado

Verifica-se que os apoios mais carregados são os mais próximos do carregamento aplicado. O valor é 2909,69 N

A variação percentual relativa entre o valor simulado e o estimado é de 11,38%, pelo que, neste caso, o cálculo estimado é conservativo.

2.5.4 Notas de Cálculo de Verificação da Resistência Mecânica da Ligação Aparafusada

A ligação aparafusada a analisar é a que conecta o redutor à placa frontal. O carregamento que atua sobre esta ligação é a força de reação proveniente do piso. Na Figura 2.23 encontra-se representado o diagrama da ligação, com a identificação das forças e a identificação dos parafusos.

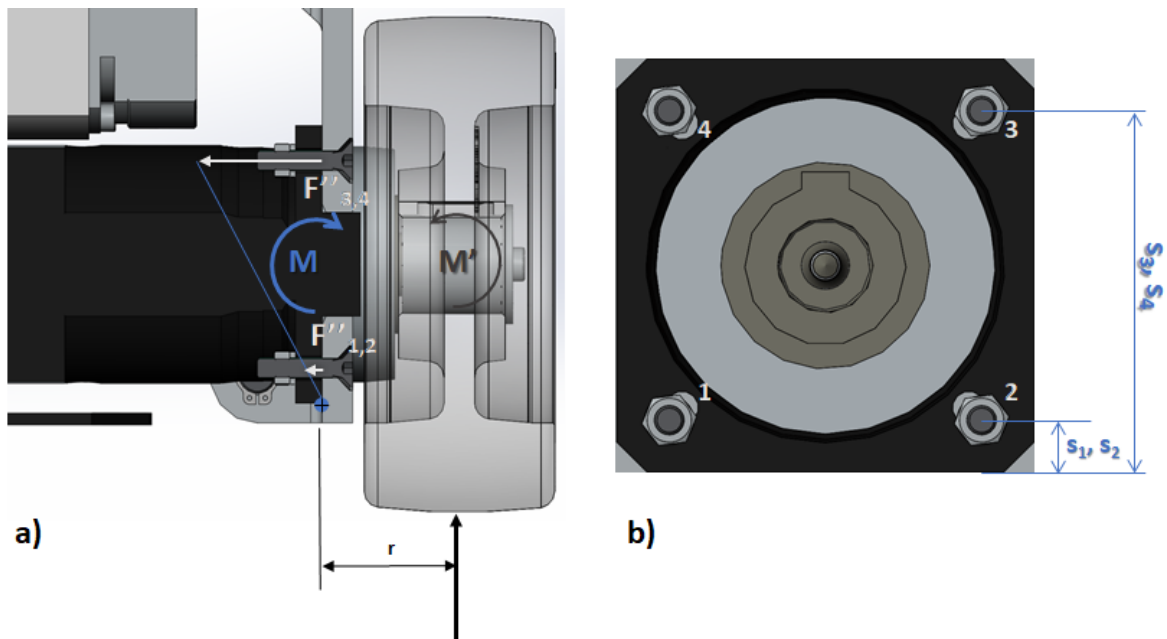


Figura 2.23: **a)** Ligação aparafusada com o carregamento aplicado e as reações dos parafusos **b)** Identificação dos parafusos pertencentes à ligação

Na Tabela 2.6 encontra-se a nomenclatura utilizada nos cálculos das ligações aparafusadas.

Tabela 2.6: Nomenclatura utilizada no cálculo de ligações aparafusadas

A_t – área de tração da espiga do parafuso	n_{esc} – coeficiente de segurança de escorregamento
E – módulo de Young	n_{sep} – coeficiente de segurança de separação
S_p – tensão de prova	n_{comb} – coeficiente de segurança combinado
NE – número de parafusos	n_b – coeficiente de segurança do parafuso
f_m – coeficiente de atrito entre peças ligadas	P_s – carga de sollicitação de corte
k_b – rigidez estimada do parafuso (totalmente roscado)	P – carga de sollicitação normal
k_m – rigidez das peças ligadas	F_i – pré-tensão recomendada
L – comprimento efetivo de aperto	F_p – força de prova
C – constante de rigidez da junta	F' – forças diretas
d – diâmetro nominal do parafuso	F'' – forças indiretas

Definição de carregamento

A ligação aparafusada é feita através de quatro parafusos ISO 10642 - M5×25 - 25N CR = 8.8, sendo os parafusos 3 e 4 os mais críticos, tal como pode ser visto na Figura 2.23.

O momento fletor, M , que atua na ligação aparafusada é dado através de:

$$M = R \times r = 5450 \times 36 \times 10^{-3} = 196.2 \text{ N m} \quad (2.34)$$

Em que:

$R \equiv$ Força de reação

$r \equiv$ Distância da reação ao ponto de aplicação

A distância dos parafusos à charneira da ligação aparafusada Figura 2.23 b) é:

$$s_{1,2} = 8.5 \text{ mm}, s_{3,4} = 61.5 \text{ mm}$$

A força indireta devido ao momento fletor é dada por (Eq 8-57):

$$F''_{3,4} = \frac{M \times s_i}{\sum s_i^2} = \frac{196.2 \times 61.5 \times 10^{-3}}{2 \times (61.5 \times 10^{-3})^2 + 2 \times (8.5 \times 10^{-3})^2} = 1304.35 \text{ N} \quad (2.35)$$

As forças diretas, devido às componentes do esforço transversal, são igualmente distribuídas por cada parafuso e são dadas por (Fig 8-27c):

$$F'_{3,4} = \frac{R}{NE} = \frac{5450}{4} = 1362.5 \text{ N} \quad (2.36)$$

Desta forma, $F''_{3,4}$ é a força normal que promove a eventual separação da junta no parafuso 3 e 4, P . A força $F'_{3,4}$ corresponde a P_s , ou seja, a carga de sollicitação de corte.

A carga de prova dos parafusos 3 e 4 é dada por (Eq 8-32):

$$F_p = A_t \times S_p = 14.2 \times 600 = 8520 \text{ N} \quad (2.37)$$

Tendo em conta que a classe do parafuso é $CR 8.8$, recomendada pelo fornecedor [22] (T 8-11).

A pré-tensão recomendada pelo fornecedor é (Eq 8-31):

$$F_i = X \times F_p = 0.9 \times 8520 = 7668 \text{ N} \quad (2.38)$$

Cone de pressão e rigidez da ligação aparafusada

É necessário conhecer a rigidez dos elementos ligados, de forma a determinar as condições de força de uma ligação aparafusada com pré-tensão.

O cone de pressão representa o material afetado pela pressão imposta através da conexão dos membros ligados. Na figura 2.24 encontra-se representado o cone de pressão da ligação aparafusada considerada:

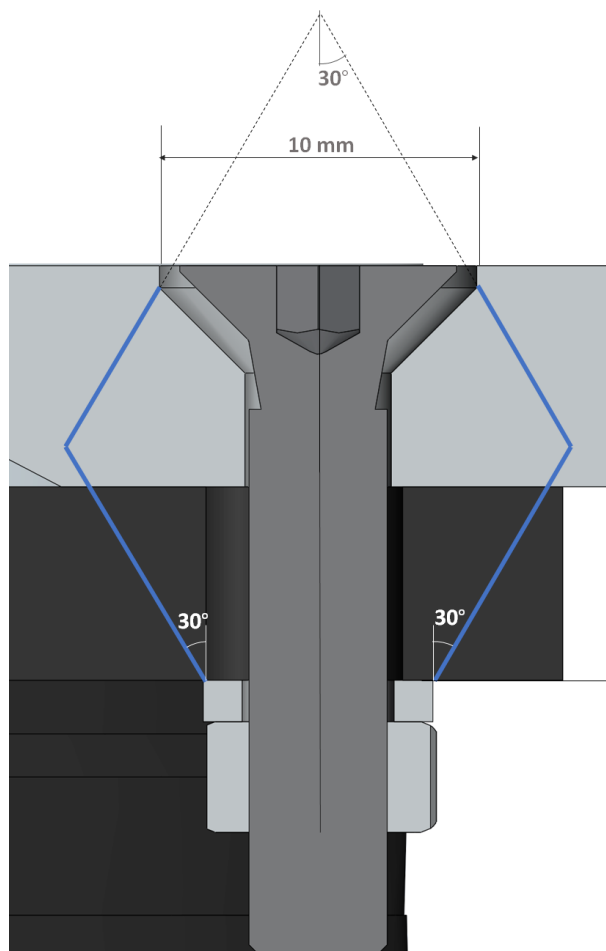


Figura 2.24: Cone de pressão da ligação aparafusada entre o redutor e a placa frontal

Os cálculos de rigidez da ligação são sempre baseados em diversos modelos teóricos, sabendo que (Eq 4-3 e 8-19):

$$d\delta = \frac{Pdx}{EA(x)} \quad \text{e} \quad k = \frac{P}{\delta} \quad (2.39)$$

Nos casos em que o cone de pressão não pode ser desenvolvido, *i.e.* quando não há material suficiente para a expressão do cone, seria de considerar uma análise de elementos finitos, onde se poderia observar a perturbação do cone e calcular simplesmente $k_m = \frac{P}{\delta}$ sendo P a pré-tensão e δ o encurtamento (na direção do furo) das peças ligadas.

Neste caso, a zona de pressão da Figura 2.24 desenvolve-se praticamente na totalidade, considerando apenas o facto do parafuso ser cónico, pois não estará a funcionar todo o tronco cone superior.

As implicações de um k_m mais baixo é este aumentar a contante de rigidez da junta (C), aumentando assim a porção da carga que recai sobre o parafuso (P_b), o que deverá ser feito dentro de limites. Os valores usuais de C variam entre 0.15 – 0.25, o que deve ser feito dentro de limites.

As dimensões para o cálculo da rigidez da ligação encontram-se identificadas na Figura 2.25 os valores das dimensões encontram-se na Tabela 2.7.

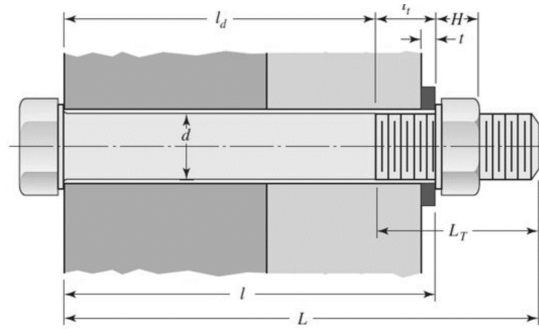


Figura 2.25: Representação das dimensões necessárias ao cálculo da constante de rigidez da junta, numa ligação com porca e anilha [29]

Tabela 2.7: Valores das dimensões utilizadas no cálculo da rigidez da ligação.

	Descrição	Expressão	Valor
l	Espessura do material entre as faces do parafuso e porca	-	17 mm
L	Comprimento do parafuso	-	25 mm
L_T	Comprimento roscado do parafuso	$2d + 6$	16 mm
l_d	Comprimento da porção lisa	$L - L_T$	9 mm
l_t	Comprimento da porção rosca na ligação	$l - l_d$	8 mm
A_d	Área da porção lisa	$\pi d^2 / 4$	19.63 mm ²
A_t	Área da porção rosca	-	14.2 mm ²

A rigidez do parafuso, k_b é dada por (Eq 8-17):

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{19.63 \times 10^{-6} \times 14.2 \times 10^{-6} \times 207 \times 10^9}{19.63 \times 10^{-6} \times 8 \times 10^{-3} + 14.2 \times 10^{-6} \times 9 \times 10^{-3}} = 202.57 \text{ GN m}^{-1} \quad (2.40)$$

Uma vez que todos os componentes conectados são de aço, é possível utilizar a seguinte expressão para a rigidez das peças ligadas (Eq 8-22):

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)} = \frac{0.5774 \pi \cdot 207 \times 10^9 \cdot 5 \times 10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 \cdot 18.5 \times 10^{-3} + 0.55 \times 10^{-3}}{0.5774 \cdot 18.5 \times 10^{-3} + 2.55 \times 10^{-3}} \right)} = 898.38 \text{ GN m}^{-1} \quad (2.41)$$

O valor da constante de rigidez adimensional da junta, C , é dado por (T 8-12):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k'_m} = \frac{202.57}{202.57 + 898.38} = 0.18 \quad (2.42)$$

O coeficiente de segurança do parafuso é dado por (Eq 8-29):

$$n_b = \frac{F_p - F_i}{CP} = \frac{8520 - 7668}{0.18 \times 1304.35} = 3.63 \quad (2.43)$$

O coeficiente de segurança de separação é dado por (Eq 8-30):

$$n_{sep} = \frac{F_i}{(1 - C) \times P} = \frac{7668}{(1 - 0.18) \times 1304.35} = 7.17 \quad (2.44)$$

O coeficiente de segurança de prova é dado por (Eq 8-51):

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} = \frac{600 \times 10^6 \times 14.2 \times 10^{-6}}{0.18 \times 1304.35 + 7668} = 1.07 \quad (2.45)$$

O coeficiente de segurança ao escorregamento é dado por:

$$n_{esc} = \frac{F_i - (1 - C)P}{\frac{P_s}{f_m}} = \frac{7668 - (1 - 0.18)1304.5}{\frac{1362.5}{0.25}} = 1.21 \quad (2.46)$$

O coeficiente de segurança combinado é dado por:

$$n_{comb} = \frac{F_i}{\frac{P_s}{f_m} + (1 - C)P} = \frac{7668}{\frac{1362.5}{0.25} + (1 - 0.18)1304.5} = 1.18 \quad (2.47)$$

Desta forma, verificamos que o coeficiente de separação e de segurança do parafuso são maiores que 2 e que o coeficiente de segurança de prova é maior que 1.

O coeficiente de segurança ao escorregamento e combinado são inferiores ao coeficiente de segurança especificado na secção 1.4.2, porém superiores a 1.

Esta análise foi realizada, apesar de estar fora do âmbito do projeto de melhoria. O carregamento aplicado foi conservativo, uma vez que se considera a possibilidade da carga se encontrar descentrada, tal como é referido na Secção 2.5.1, o que pode explicar o reduzido valor para estes coeficientes de segurança. De forma a contornar esta situação, poderia recorrer-se a um parafuso de classe superior, no máximo de $CR = 10.9$. O motivo desta limitação é que para parafusos de classe muito alta, como 12.9 e 14.9, a ductibilidade do material é insuficiente para que sejam utilizados com segurança em ligações estruturais normais [31].

Capítulo 3

Considerações Finais e Desenvolvimentos Futuros

3.1 Considerações Finais

Este projeto surgiu da necessidade de reduzir o tempo e, conseqüentemente, o custo de produção de um sistema de suspensão de um AGV, projetado originalmente pela empresa ActiveSpace Automation.

Ao longo da dissertação apresenta-se a descrição do sistema original, a pesquisa de patentes relevantes, o desenvolvimento da solução proposta, com o apoio de simulações de tempo de produção, o fabrico, montagem e uma análise simplificada dos custos.

Uma vez que o objetivo da presente dissertação se prende com a redução do custo de produção da suspensão, foi necessário estabelecer uma metodologia que permitisse o cálculo dos tempos de produção, uma vez que estes estão diretamente relacionados com os custos, pois todos os componentes mecânicos do sistema são maquinados.

Inicialmente, foram identificados componentes passíveis de alterações e que poderiam ter uma redução no seu tempo de produção. De seguida, foram apresentadas as propostas de alterações dos componentes identificados.

De forma a quantificar os tempos de produção recorreu-se ao *package* de CAM do software SOLIDWORKS 2018. Esta ferramenta permitiu a obtenção dos tempos de produção dos componentes originais e dos componentes alterados. Assim, foi possível avaliar o impacto das alterações de geometria dos componentes.

Deste modo, conseguiu-se chegar a uma geometria final, semelhante à original, mas com alterações fundamentais para a diminuição do tempo de produção. Sendo que as medidas mais impactantes consistiram na separação das duas placas, frontal e traseira, em diversos componentes, assim como na alteração da geometria dos braços.

Considerou-se ainda necessário realizar uma análise dinâmica da suspensão, de forma a compreender a resposta do sistema face a diversas alterações no perfil do piso. Esta análise, feita através do modelo de um quarto de carro, revelou que a resposta do sistema é adequada às alterações de piso expectáveis.

Foram também identificados 3 componentes críticos que necessitaram de verificação estática e à

fadiga, de forma a garantir que cumpriam com o carregamento definido. Recorreu-se ainda a análises de elementos finitos, de forma a confirmar estimativas de cálculo.

A pesquisa de patentes, que incidiu sobre sistemas de suspensão em AGVs, foi particularmente útil na definição do carregamento, uma vez que nos permitiu conhecer as preocupações fulcrais de outros produtores de sistemas idênticos.

As alterações essenciais resumem-se à produção do sistema de suporte frontal e traseiro separado em placas e olhais, que passam a ligar-se através de um sistema de encaixes. As alterações da geometria dos componentes conduziram a uma redução do tempo de produção total de 6.85h e relativa de 38%

Finalmente, através da análise simplificada de custos, verificou-se que a diminuição do tempo de produção dos componentes se traduziu numa redução de custos de cerca de 25%. Esta redução terá um impacto significativo no custo de produção da suspensão e, conseqüentemente, do AGV.

3.2 Desenvolvimentos Futuros

Em estudos futuros, as simulações em CAM poderão ser melhoradas, de forma a obter valores mais realistas. Esta otimização passa por caracterizar o *tool crib* do software com as mesmas ferramentas a utilizar pela empresa encarregue pela maquinagem dos componentes. Assim como a definição do *stock manager* dentro de valores normalizados. Estas alterações permitiram um melhor controlo sobre o impacto das alterações geométricas no tempo de produção dos componentes. Outra opção será também estudar outros métodos de fabrico, que poderão acarretar um menor custo.

O estudo de outras geometrias e formatos de sistemas de suspensão pode-se revelar vantajoso. Neste projeto, optou-se por trabalhar com a geometria e formato original, desenhado pela empresa ActiveSpace Automation. No entanto, poderão existir outros tipos de suspensão que tenham o mesmo nível de performance, mas com um custo de produção mais reduzido.

Embora fora do âmbito deste projeto, outro dos elementos que também poderá ser considerado é a utilização de componentes elétricos diferentes. Através da análise estimada de custos, observa-se que a aquisição dos componentes elétricos e complementares equivale a 50%-60% do custo total. A realização de um estudo de mercado que resultasse numa redução de custos de aquisição destes componentes poderia ser particularmente benéfica para este projeto e o seu impacto económico.

Existem ainda análises que poderão resultar num sistema de suspensão com uma melhor performance tais como estudos dinâmicos, estudos de fadiga e alterações de cenários para situações críticas, como travagens e curvas.

Bibliografia

- [1] I. Vis. Survey of research in the design and control of automated guided vehicle systems. *EJOR* 171, 2006.
- [2] J. Corporation. Types of AGVs. <https://www.jbtc.com/en/north-america/automated-systems/products-and-applications/products>. Online, acedido 21/08/2019.
- [3] A. Automation. ActiveOne XL. <https://www.activespaceautomation.com/agv/activeone-xl/>, . Online, acedido 19/07/2019.
- [4] A. Automation. ActiveOne XL. <https://www.activespaceautomation.com/>, . Cedido pelo autor.
- [5] R. S. SHARP and D. A. CROLLA. Road vehicle suspension system design - a review. *Vehicle System Dynamics*, 16(3):167–192, 1987. doi: 10.1080/00423118708968877.
- [6] V. Hillier. *Fundamentals of Motor Vehicle Technology*. Nelson Thornes, 4th edition, 2001.
- [7] Neugart. Redutor PLHE60. <https://en.nanotec.com/products/2148-db59c024035r-a/>. Online, acedido 05/05/2019.
- [8] BRUSHLESS DC MOTOR. https://en.nanotec.com/products/2148-db59c024035r-a/?tx_nanotec_shop%5Baction%5D=dispatch&tx_nanotec_shop%5Bcontroller%5D=Shop&cHash=8c71490d5a23576077e00e76245168bb, . Online, acedido 15/03/2019.
- [9] BRAKE. <https://en.nanotec.com/products/1938-brake-bwa-15-635/>, . Online, acedido 15/03/2019.
- [10] M. E. Invancic. Patente US5199524A. <https://patents.google.com/patent/US5199524A>. Online, acedido 20/09/2019.
- [11] N. O. Akira Kaihara. Patente JP2007283958A. <https://patents.google.com/patent/JP2007283958A>. Online, acedido 20/09/2019.
- [12] A. Saito. Patente JP3157948U. <https://patents.google.com/patent/JP3157948U>. Online, acedido 20/09/2019.
- [13] N. Qehaja, K. Jakupi, A. Bunjaku, M. Bruçi, and H. Osmani. Effect of machining parameters and machining time on surface roughness in dry turning process. *Procedia Engineering*, 100, 12 2015. doi: 10.1016/j.proeng.2015.01.351.

- [14] Dassault Systemes. Solidworks 2018. URL <https://www.solidworks.com/>.
- [15] Arlindo Silva, João Dias, Luís Sousa, Carlos Tavares Ribeiro. *Desenho Técnico Moderno*. LIDEL, 8ª edição edition, 2004.
- [16] G. R. Tiwari, Priti; Mishra. Simulation of quarter car model. *IOSR-JMCE*, 2014.
- [17] MathWorks. Matlab. URL <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>.
- [18] High Torque Timing Pulleys S3M Type. <https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110300405940/?PNSearch=HTPN44S3M100-A&HissuCode=HTPN44S3M100-A&searchFlow=suggest2products&Keyword=HTPN44S3M100-A>. Online, acedido 22/06/2019.
- [19] Encoder incremental com eixo oco. <https://www.ifm.com/pt/pt/product/RA3100>. Online, acedido 22/06/2019.
- [20] Iglidur M250, casquilhos autolubrificados com flange. <https://www.igus.pt/product/68>. Online, acedido 15/03/2019.
- [21] GSTN Heavy duty drive wheels. <https://www.rollen-raeder-shop.de/hub-fitting-wheels/gstn-series.html?language=en>. Online, acedido 15/03/2019.
- [22] Economy planetary gearbox. <https://www.neugart.com/en/products/planetary-gearboxes-with-output-shaft/plhe/>. Online, acedido 15/03/2019.
- [23] Steels, General Properties. <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?bassnum=MS0001&ckck=1>. Online, acedido 15/03/2019.
- [24] AISI 1045 Steel, Quenched and Tempered to 390 HB. <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=507031d65a684d96b1d6ee4d6d5d5cf3&ckck=1>, . Online, acedido 15/03/2019.
- [25] AISI 1045 Steel, Cold Drawn. <http://www.otaisteel.com/astm1045-carbon-steel-g10450-din-ck45-w-nr-1-1191-jis-s45c-sheet-plate/>, . Online, acedido 15/03/2019.
- [26] AISI 316 Stainless Steel, annealed bar. <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=dfced4f11d63459e8ef8733d1c7c1ad2>, . Online, acedido 15/03/2019.
- [27] N. D. J. Gao, Wei; Zhang. A stochastic quarter-car model for dynamic analysis of vehicles with uncertain parameters. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2008.
- [28] MAE 384 Advanced Mathematical Methods for Engineers. <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/car-suspension-system-traveling-bumpy-road-modeled-mass-spr> Online, acedido 22/05/2019.
- [29] M. C. B. R. Shigley, J. E. *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, 10th edition, 2015.

[30] Siemens. Siemens nx. URL <https://www.plm.automation.siemens.com/global/pt/products/nx/>.

[31] *Eurocode 3: Design of Joints : part 1-8*. BSI, London, 2010. Clausula 3.4.
Appendix (optional)

Apêndice A

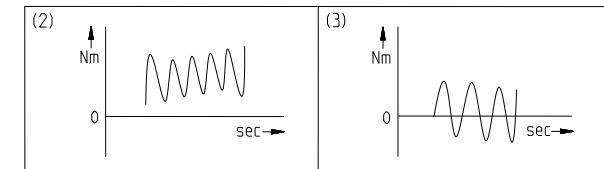
Dados do Fabricante - Redutor (PLHE60 Neugart)

Technical data	Character	Unit	
Planetary gearbox - gearing type	-	-	Straight teeth
Number of stages	Z	-	2-stage
Output shaft bearing	-	-	Tapered roller bearing
Seal	-	-	Radial shaft seal ring
Service Life (L10h)	t_L	h	30.000
Max. operating temperature	T_{min} / T_{max}	°C	-25 / +90
Protection class	-	-	IP 65
Lubrication (lifetime lubrication)	-	-	Standard lubrication (grease)
Installation position	-	-	Any
Max. bending moment based on the gearbox input flange (for motor weight) (1)	M_b	Nm	8
Motor flange precision	-	-	DIN 42955-N
Required motor shaft tolerance	-	-	j6; k6
Min. permissible motor shaft length	$L_{20 min}$	mm	16
Clamp screw tightening torque	$T_{A,K}$	Nm	4,5
Reference operating mode	-	-	S1
Reference operating factor	K_A	-	1
Reference speed	n_2	rpm	100
Reference ambient temperature	T_{Amb}	°C	20
Radial force for output bearing based on shaft center after L10h=20,000h with Fa=0N	$F_r 20.000h$	N	3200
Axial force for output bearing based on gearbox axis after L10h=20,000h with Fr=0N	$F_a 20.000h$	N	4400
Radial force for output bearing based on shaft center after L10h=30,000h with Fa=0N	$F_r 30.000h$	N	3200
Axial force for output bearing based on gearbox axis after L10h=30,000h with Fr=0N	$F_a 30.000h$	N	3900
Static radial force based on shaft center and T2=0Nm	$F_r Stat$	N	3200
Static axial force based on gearbox axis and T2=0Nm	$F_a Stat$	N	4400

Ratio-dependent data	Character	Unit	
Ratio	i	-	15
Nominal output torque No alternating torque (2)	T_{2N}	Nm	44
Nominal output torque Alternating torque permitted for 10,000,000 load changes (3)	$T_{2N 10Mio}$	Nm	37
Nominal output torque Alternating torque permitted for 100,000,000 load changes (3)	$T_{2N 100Mio}$	Nm	29
Max. output torque for 30,000 output shaft rotations	T_{2max}	Nm	70
Emergency stop torque permitted 1000 times	T_{2stop}	Nm	88
Idle torque for $n_1=3,000$ rpm and 20 °C gearbox temperature	T_0	Nm	0,15
Average thermal input speed at 50% T2N, S1, and T_Amb Operating temperature may not be exceeded!	$n_{IN 50\%}$	rpm	4500
Average thermal input speed at 100% T2N, S1, and T_Amb Operating temperature may not be exceeded!	$n_{IN 100\%}$	rpm	4500
Max. mechanical input speed Operating temperature may not be exceeded!	$n_1 Limit$	rpm	13000
Torsional backlash based on output shaft	j_t	arcmin	< 12
Torsional stiffness based on output shaft	c_g	Nm/arcmin	3
Efficiency at T2N, gearbox temperature 70 °C and $n_1=1,000$ rpm	η	%	95
Running noise at $n_1=3,000$ rpm without load at a distance of 1m	Q_g	dB(A)	58
Gearbox weight	m_G	kg	1,6
Mass moment of inertia based on clamping system diameter input	J	kgcm ²	0,081

$$(1) \text{ Max. motor weight* in kg} = \frac{0,2 * M_b}{\text{motor length in m}}$$

- * with symmetrically distributed motor weight
- * with horizontal and stationary mounting



Subject to modifications!



PLHE060-015-SSSA3AC-E8
/23/38,1/66,7/B5/M5

Sheet 2/2

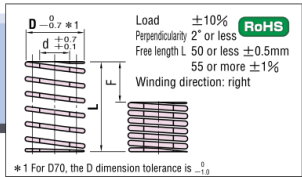
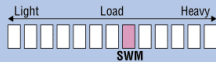
Revision status: C from: 03.03.2016

Apêndice B

Catálogo Mola (SWF)

COIL SPRINGS

—SWM—



Load $\pm 10\%$
Perpendicularity 2° or less
Free length L 50 or less $\pm 0.5\text{mm}$
55 or more $\pm 1\%$
Winding direction: right

D	d	L	Spring constant (N/mm / kg/mm)	F=LX25.6%			F=LX28.8%			F=LX32%			Catalog No.	Base unit price	
				Fmm	Load	Load	Fmm	Load	Load	Fmm	Load	Load			
Operation count															
				1,000,000	500,000	300,000							Type D—L	1~19 pieces	
6	35	8	15	20.4	2.08	3.8	4.3	4.8	5.1	5.4	5.7	6.0	SWM6—15	20	
			20	15.3	1.56	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	8.3	8.9			
			25	12.3	1.25	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4	11.2			12.0
			30	10.2	1.04	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5	12.5	13.5			14.5
			35	8.8	0.89	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4	14.5	15.6			16.7
			40	7.7	0.78	10.2	11.3	12.4	13.5	14.6	15.7	16.8			17.9
	5	79	10	10	10.1	1.02	11.2	12.3	13.4	14.5	15.6	16.7	17.8	SWM8—10	20
				15	8.8	0.89	12.4	13.5	14.6	15.7	16.8	17.9	19.0		
				20	7.7	0.78	13.5	14.6	15.7	16.8	17.9	19.0	20.1		
				25	6.8	0.69	14.6	15.7	16.8	17.9	19.0	20.1	21.2		
				30	6.1	0.63	15.7	16.8	17.9	19.0	20.1	21.2	22.3		
				35	5.6	0.57	16.8	17.9	19.0	20.1	21.2	22.3	23.4		
8	110	4	10	42.9	4.37	2.6	2.9	3.2	3.5	3.8	4.1	4.4	SWM10—10	20	
			15	28.6	2.91	3.8	4.3	4.8	5.3	5.8	6.3	6.8			
			20	21.5	2.18	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	8.3	9.0			
			25	17.2	1.75	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4	11.2			
			30	14.3	1.46	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5	12.5	13.5			
			35	12.2	1.25	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4	14.5	15.6			
	5	111	10	10	40.7	4.09	10.2	11.5	12.8	14.1	15.4	16.7	SWM12—15	20	
				15	9.5	0.97	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2	18.6			
				20	8.6	0.87	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	20.8			
				25	7.8	0.79	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2	23.0			
				30	7.1	0.73	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0	24.9			
				35	6.6	0.67	16.7	18.7	20.8	22.9	25.0	27.1			
10	157	5	10	61.3	6.25	2.6	2.9	3.2	3.5	3.8	4.1	SWM14—20	20		
			15	40.9	4.17	3.8	4.3	4.8	5.3	5.8	6.3				
			20	30.6	3.13	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	8.3				
			25	24.5	2.50	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4				
			30	20.4	2.08	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5	12.5				
			35	17.5	1.79	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4	14.5				
	5	161	10	10	15.3	1.56	10.2	11.5	12.8	14.1	15.4	16.7	SWM16—20	20	
				15	13.6	1.39	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2	18.6			
				20	12.3	1.25	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	20.8			
				25	11.1	1.14	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2	23.0			
				30	10.2	1.04	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0	24.9			
				35	9.4	0.96	16.7	18.7	20.8	22.9	25.0	27.1			
12	227	6	10	8.8	0.89	17.9	20.2	22.4	24.7	27.0	29.3	SWM18—25	20		
			15	7.8	0.83	19.2	21.6	24.0	26.4	28.8	31.2				
			20	7.1	0.78	20.5	23.0	25.6	28.2	30.8	33.4				
			25	6.8	0.69	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6	37.5				
			30	6.4	0.65	24.3	27.3	30.2	33.1	36.0	38.9				
			35	6.0	0.61	25.6	28.7	31.6	34.5	37.4	40.3				
	5	228	10	10	59.2	6.04	3.8	4.3	4.8	5.1	5.4	5.7	SWM20—20	20	
				15	44.4	4.53	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	8.3			
				20	35.5	3.63	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4			
				25	29.6	3.02	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5	12.5			
				30	25.4	2.59	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4	14.5			
				35	22.2	2.27	10.2	11.3	12.4	13.5	14.6	15.7			
14	306	7	10	19.7	2.01	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2	18.6	SWM22—25	20		
			15	17.8	1.81	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	20.8				
			20	16.2	1.65	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2	23.0				
			25	14.8	1.51	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0	24.9				
			30	13.7	1.39	16.7	18.7	20.8	22.9	25.0	27.1				
			35	12.7	1.29	17.9	20.2	22.4	24.7	27.0	29.3				
	5	311	10	10	11.1	1.13	20.5	23.0	25.6	28.2	30.8	SWM24—20	20		
				15	9.9	1.01	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6				
				20	9.8	0.99	24.3	27.3	30.2	33.1	36.0				
				25	9.4	0.98	25.6	28.7	31.6	34.5	37.4				
				30	9.1	0.96	26.9	29.9	32.8	35.7	38.6				
				35	8.8	0.94	28.2	31.1	34.0	36.9	39.8				

D	d	L	Spring constant (N/mm / kg/mm)	F=LX25.6%			F=LX28.8%			F=LX32%			Catalog No.	Base unit price
				Fmm	Load	Load	Fmm	Load	Load	Fmm	Load	Load		
Operation count														
				1,000,000	500,000	300,000							Type D—L	1~19 pieces
16	8	20	10	78.1	7.97	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	8.3	SWM16—20	20	
			15	62.5	6.38	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6	10.4			
			20	52.1	5.31	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5	12.5			
			25	44.7	4.55	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4	14.5			
			30	39.1	3.98	10.2	11.5	12.8	14.1	15.4	16.7			
			35	34.7	3.54	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2	18.6			
	5	41	25	10	31.3	3.19	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	20.8	SWM18—20	20
				15	28.4	2.90	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2	23.0		
				20	26.0	2.66	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0	24.9		
				25	24.0	2.45	16.6	18.7	20.8	22.9	25.0	27.1		
				30	22.3	2.28	17.9	20.2	22.4	24.7	27.0	29.3		
				35	20.8	2.13	19.2	21.6	24.0	26.4	28.8	31.2		
18	9	18	10	19.5	1.99	20.5	23.0	25.6	28.2	30.8	SWM20—20	20		
			15	17.4	1.77	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6				
			20	15.6	1.59	25.6	28.8	32.0	34.9	37.8				
			25	14.6	1.46	28.2	31.7	34.6	37.5	40.4				
			30	13.8	1.38	30.8	34.7	37.6	40.5	43.4				
			35	13.1	1.31	33.4	37.5	40.4	43.3	46.2				
	5	510	27	10	98.6	10.2	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	SWM22—25	20	
				15	79.7	8.13	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6			
				20	66.4	6.77	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5			
				25	56.9	5.80	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4			
				30	49.8	5.08	10.2	11.5	12.8	14.1	15.4			
				35	44.3	4.51	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2			
20	9	18	10	39.8	4.06	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	SWM24—20	20		
			15	36.2	3.69	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2				
			20	33.2	3.39	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0				
			25	30.6	3.13	16.6	18.7	20.8	22.9	25.0				
			30	28.5	2.90	17.9	20.2	22.4	24.7	27.0				
			35	26.6	2.71	19.2	21.6	24.0	26.4	28.8				
	5	628	27	10	24.9	2.54	20.5	23.0	25.6	28.2	30.8	SWM26—25	20	
				15	22.1	2.26	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6			
				20	19.9	2.03	25.6	28.8	32.0	34.9	37.8			
				25	18.3	1.85	28.2	31.7	34.6	37.5	40.4			
				30	17.1	1.74	30.8	34.7	37.6	40.5	43.4			
				35	16.1	1.64	33.4	37.5	40.4	43.3	46.2			
22	11	22	10	123	12.5	5.1	5.8	6.4	7.0	7.7	SWM30—25	20		
			15	98.0	10.0	6.4	7.2	8.0	8.8	9.6				
			20	81.7	8.33	7.7	8.6	9.6	10.5	11.5				
			25	70.0	7.14	9.0	10.1	11.2	12.3	13.4				
			30	61.3	6.25	10.2	11.5	12.8	14.1	15.4				
			35	54.4	5.55	11.5	13.0	14.4	15.8	17.2				
	5	64	30	10	49.0	5.00	12.8	14.4	16.0	17.6	19.2	SWM32—30	20	
				15	44.5	4.55	14.1	15.8	17.6	19.4	21.2			
				20	40.8	4.17	15.4	17.3	19.2	21.1	23.0			
				25	37.7	3.85	16.6	18.7	20.8	22.9	25.0			
				30	35.0	3.57	17.9	20.2	22.4	24.7	27.0			
				35	32.7	3.33	19.2	21.6	24.0	26.4	28.8			
24	11	30	10	30.6	3.13	20.5	23.0	25.6	28.2	30.8	SWM34—30	20		
			15	27.2	2.78	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6				
			20	24.5	2.50	25.6	28.8	32.0	34.9	37.8				
			25	21.9	2.23	28.2								

Apêndice C

Ensaio de Compressão

De forma a determinar o coeficiente de elasticidade da roda foi necessário realizar um ensaio de compressão.

Este ensaio consistiu em colocar a roda verticalmente na máquina universal INSTRON 5566 e realizar um teste de compressão. A máquina aplicou um carregamento uniaxial na roda e, ao mesmo tempo registou os valores de deformação da roda. O ensaio está representado na Figura C.1. Os valores registados estão apresentados em gráfico, na Figura C.2.



Figura C.1: Ensaio de compressão da roda, utilizando a máquina de ensaios INSTRON 5566

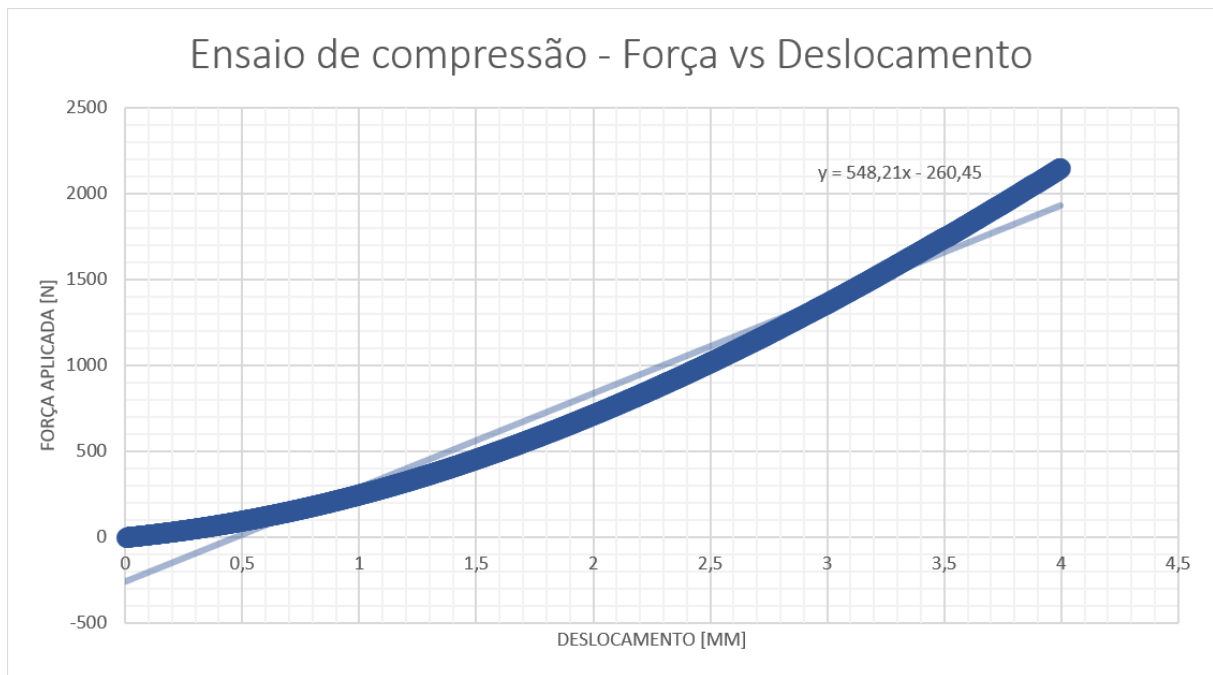


Figura C.2: Gráfico obtido através dos dados extraídos do ensaio de compressão. Força vs Deslocamento

Através dos dados obtidos no ensaio, é possível traçar uma reta de tendência linear, cujo o declive é igual à constante e rigidez da roda. Desta forma:

$$k_{roda} = \frac{F}{\delta} = 548\,210 \text{ N/m} \quad (\text{C.1})$$

Apêndice D

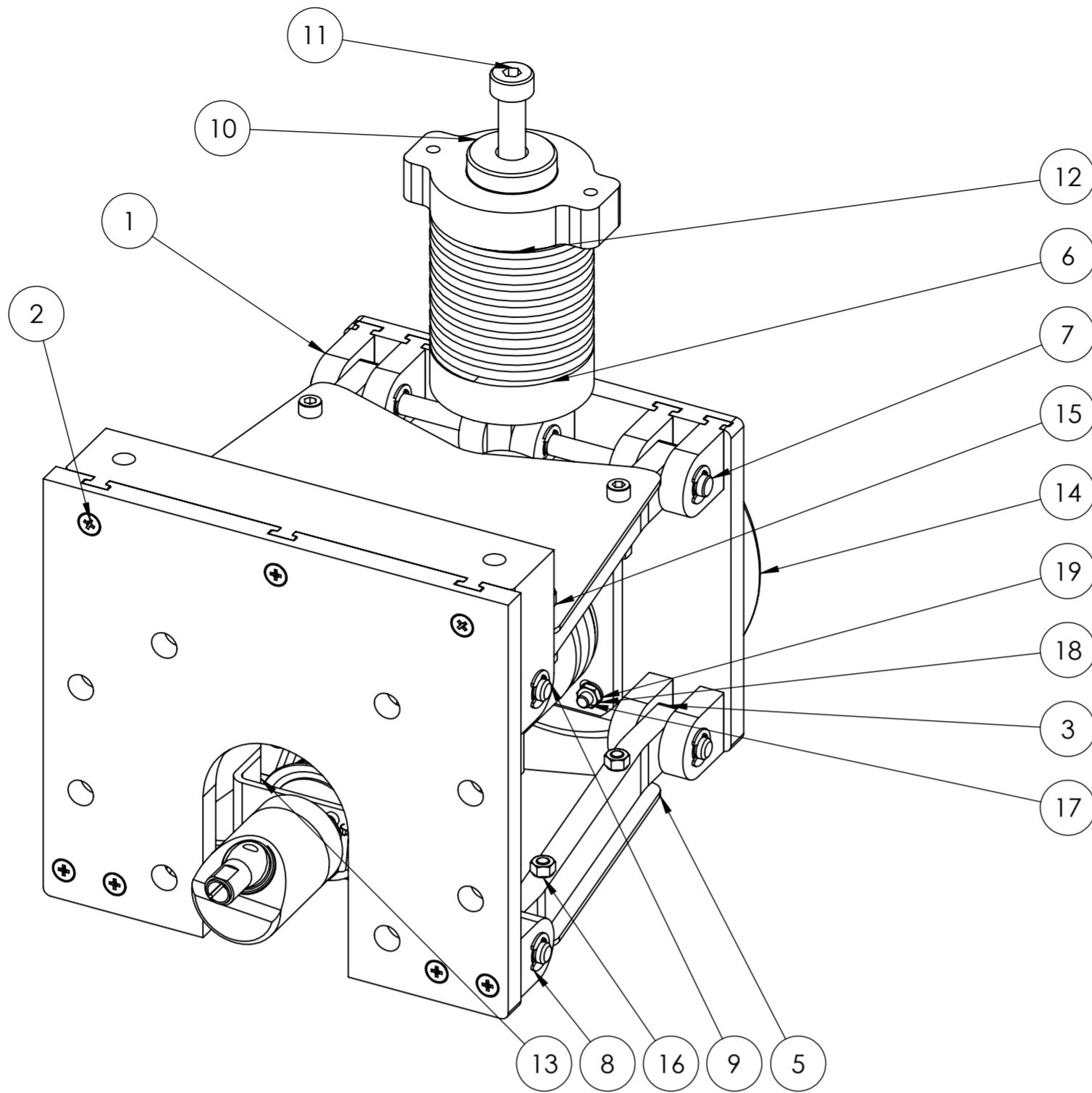
Tool crib

Tabela D.1: Tool crib utilizado nas simulações CAM

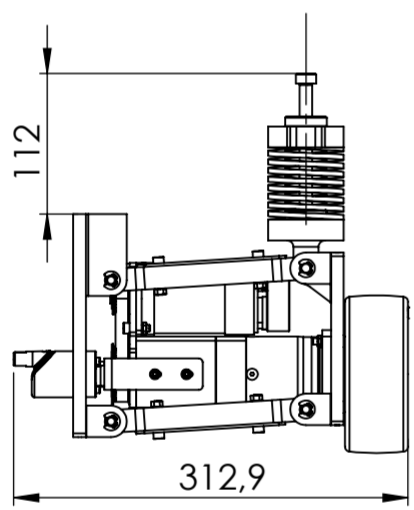
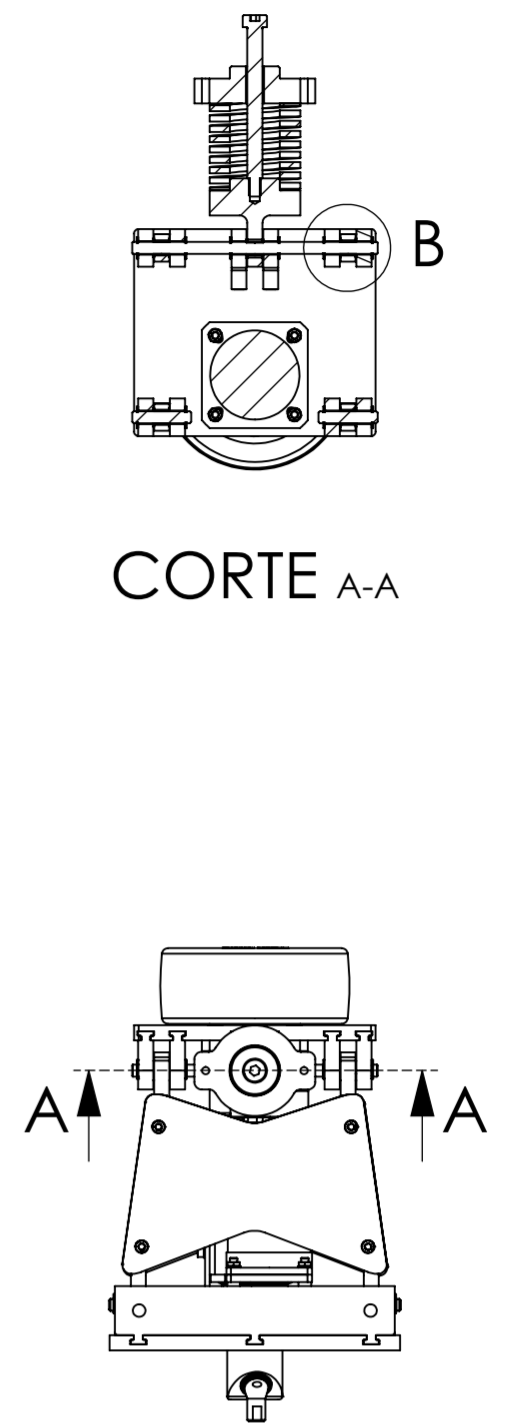
Tool Type	ID	Comment	D [mm]	R [mm]	Angle [°]	Class
Center Drill	4	6MM X 60DEG HSS CENTERDRILL	6	0	118	HSS
Countersink	9	5MM HSS 90DEG COUNTERSINK	5	0	90	HSS
Countersink	14	16MM HSS 90DEG COUNTERSINK	16	0	90	HSS
Drill	89	12.0mm JOBBER DRILL	12	0	118	Cobalt
Drill	35	6.6mm JOBBER DRILL	6.6	0	118	Cobalt
Drill	69	10.0mm JOBBER DRILL	10	0	118	Cobalt
Drill	19	5.0mm JOBBER DRILL	5	0	118	Cobalt
Flat End	10	6MM CRB 2FL 19 LOC	6	0	0	Carbide
Flat End	14	10MM CRB 2FL 22 LOC	10	0	0	Carbide
Flat End	16	12MM CRB 2FL 25 LOC	12	0	0	Carbide
Flat End	18	16MM CRB 2FL 32 LOC	16	0	0	Carbide
Flat End	24	20MM CRB 2FL 38 LOC	20	0	0	Carbide
Ball Nose	42	4MM CRB 4FL BM 14 LOC	4	2	0	Carbide
Ball Nose	64	10MM CRB 4FL BM 22 LOC	10	5	0	Carbide
Ball Nose	65	12MM CRB 4FL BM 25 LOC	12	6	0	Carbide
Bore	73	ADJUSTABLE BORE 1MM - 12.7MM	1	0	0	Carbide
Face Mill	2	50MM 5FL FACE MILL	50	0	0	Carbide
Flat End	3	2MM CRB 2FL 6.3 LOC	2	0	0	Carbide
Flat End	4	2MM CRB 4FL 6.3 LOC	2	0	0	Carbide
Flat End	5	3MM CRB 2FL 12 LOC	3	0	0	Carbide
Flat End	6	3MM CRB 4FL 12 LOC	3	0	0	Carbide
Center Drill	12	16MM X 90DEG CRB SPOT DRILL	16	0	90	Carbide
Countersink	46	20MM CRB 90DEG SPOT DRILL	20	0	90	Carbide
Center Drill	11	10MM X 90DEG CRB SPOT DRILL	10	0	90	Carbide

Apêndice E

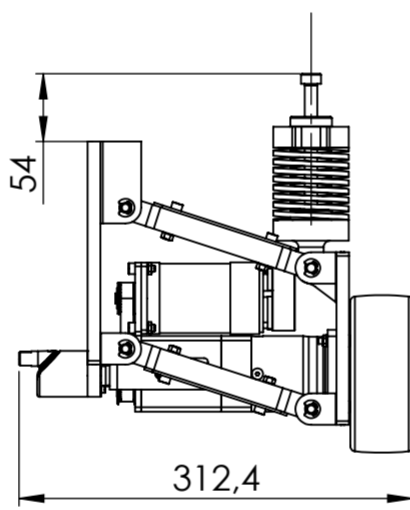
Desenhos Técnicos



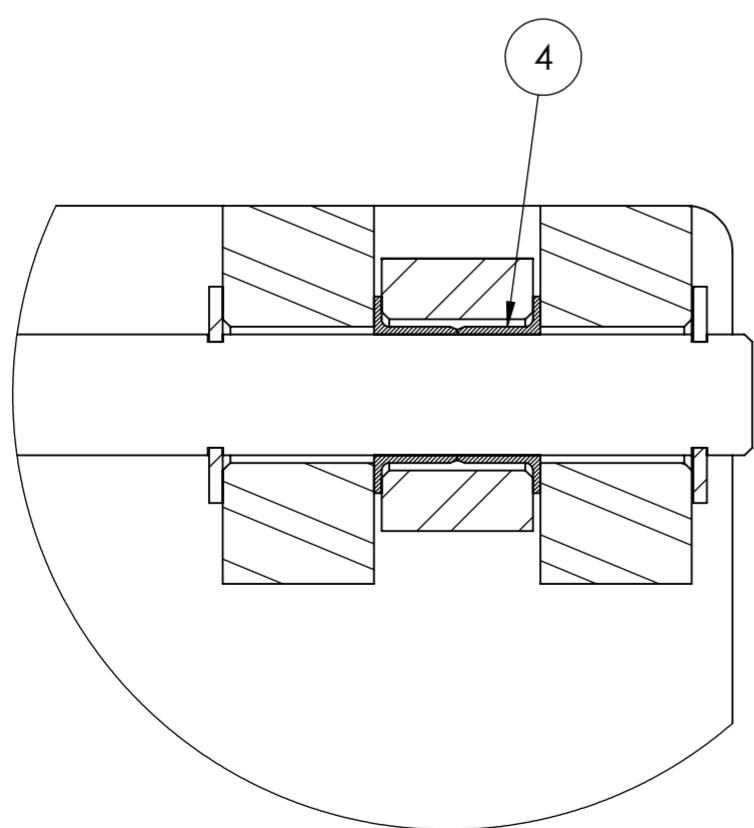
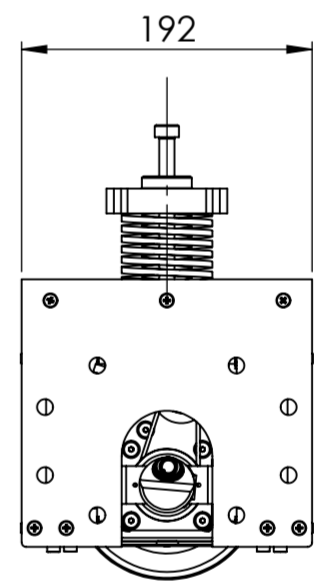
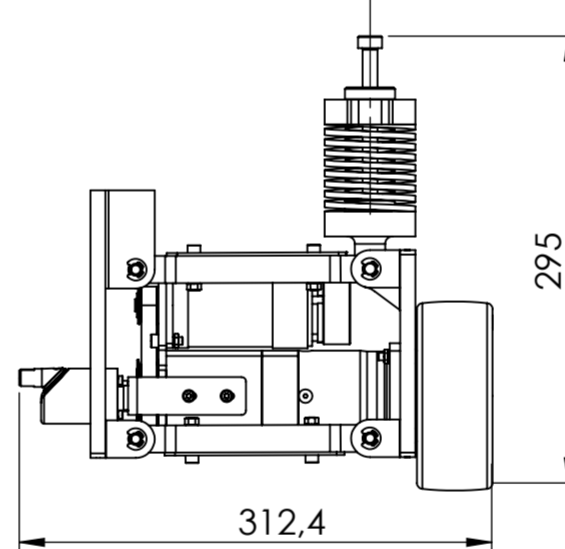
Vista isométrica
1:2



Amplitude máxima



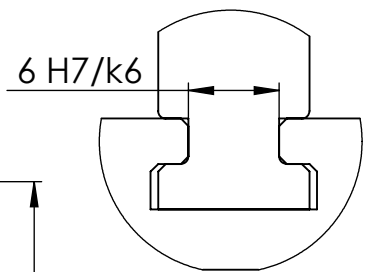
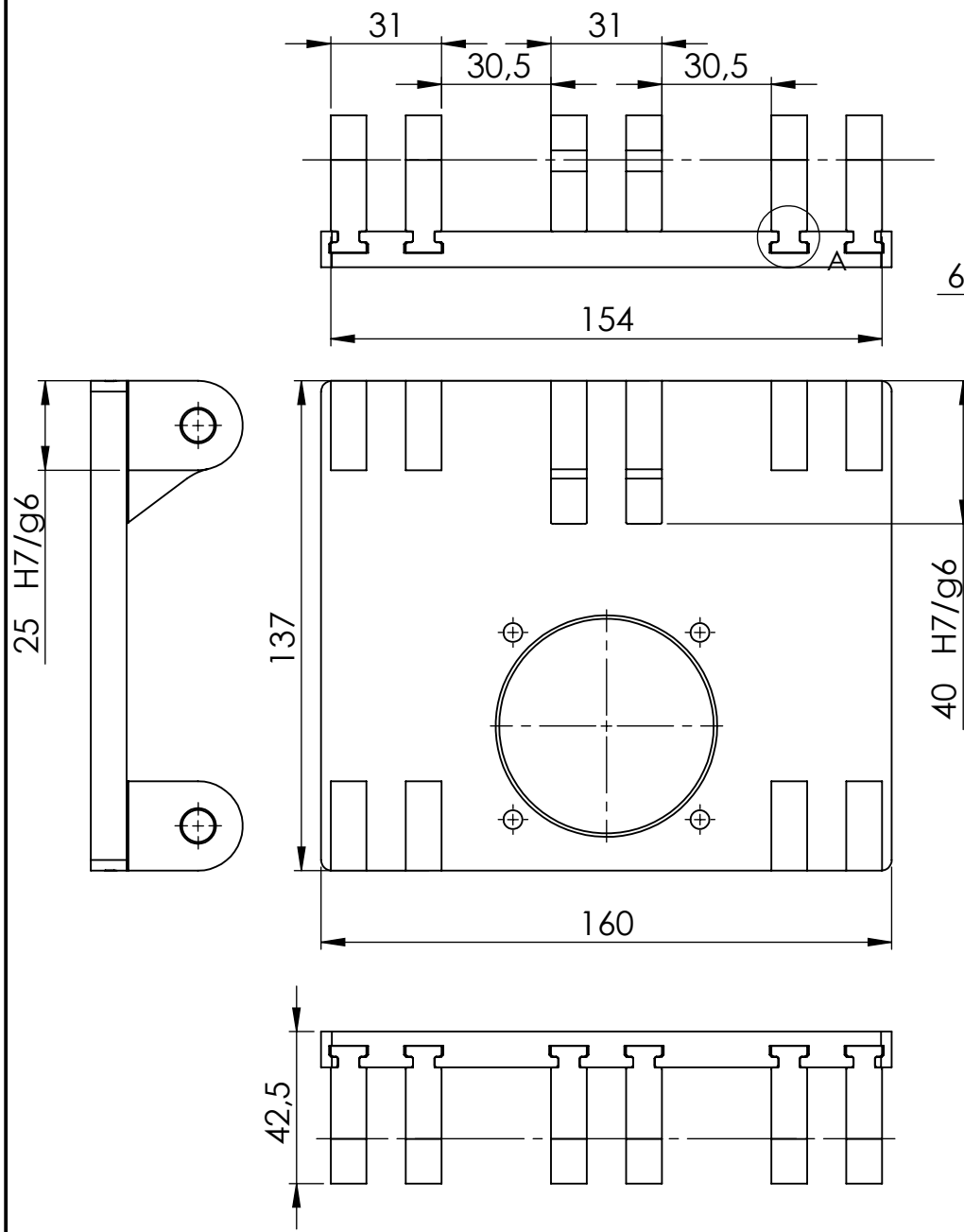
Amplitude mínima



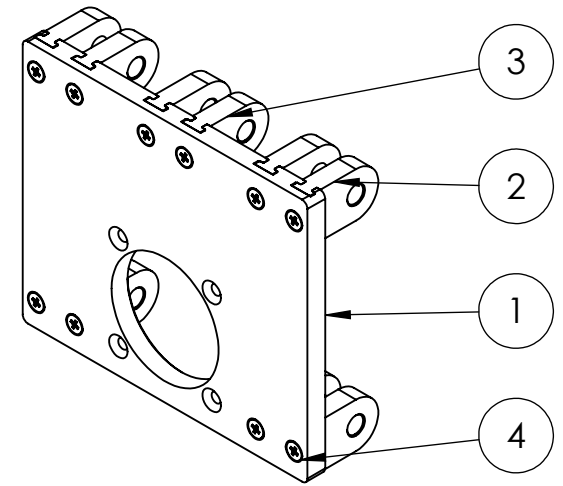
DETALHE B
2:1

Nº	Designação	QTY.	Norma Des. Nº	Material	Peso [Kg]	Obs.
1	Suporte Frontal	1	1_01			
2	Suporte Traseiro	1	1_02			
3	Braço	4	1_03	AISI 1045 CD	0.9	
4	Casquilho Autolubrificado	18				MFM-0810-05
5	Reforço do Braço	2	1_05	AISI 1045 CD	0.5	
6	Suporte Inferior Mola	1	1_06	AISI 1045 CD	0.3	
7	Pino Mola	1				
8	E-Clip	18				Fiks. ziedas DIN 6799 - 7
9	Pino Curto	6	1_09		0.1	
10	Suporte Superior Mola	1	1_10	AISI 1045 CD	0.3	
11	Pino Longo	1	1_11	AISI 316	0.3	
12	Mola	1				SWF 60x33x100
13	Sistema de Tração	1	1_13			
14	Roda	1				GSTN 127/25H7
15	ISO 4762 M5 x 25 - 25N	8				
16	ISO - 4032 - M5 - W - N	8				
17	ISO 10642 - M5 x 25 - 25N	4				
18	Washer ISO 7092 - 5	4				
19	ISO - 4035 - M5 - N	4				

Escala 1:5	Rubrica Data 25/10/2019	Dissertação em Engenharia Mecânica
	Desenhou Verificou Projectou Fabricou	
Material: Tolerância Geral: Acabamentos:	Notas:	Sistema de Suspensão
Folha 1 Desenho n.º 1 Folha 1 Peso: Revisto:		

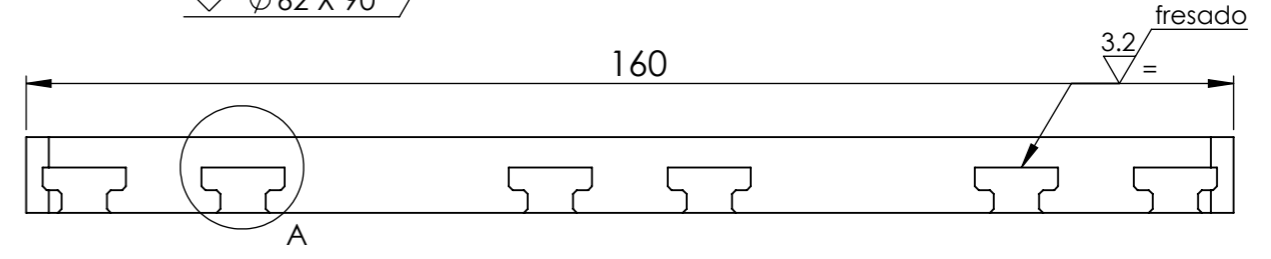
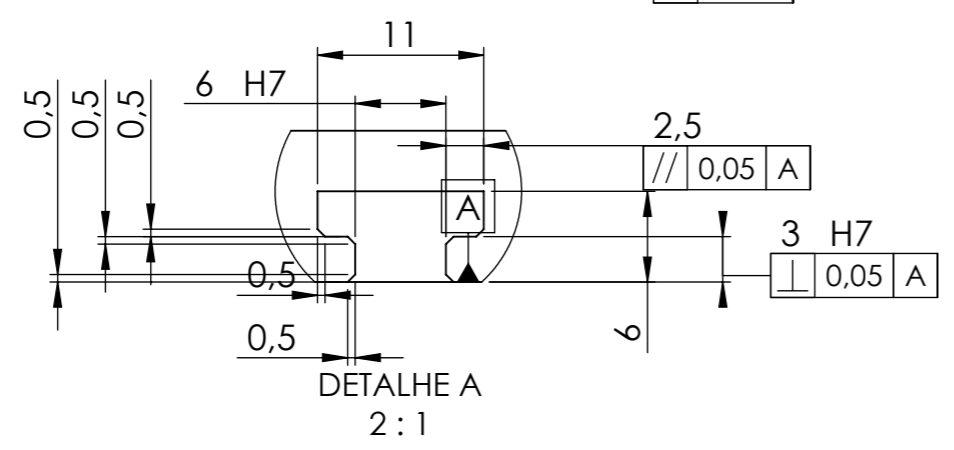
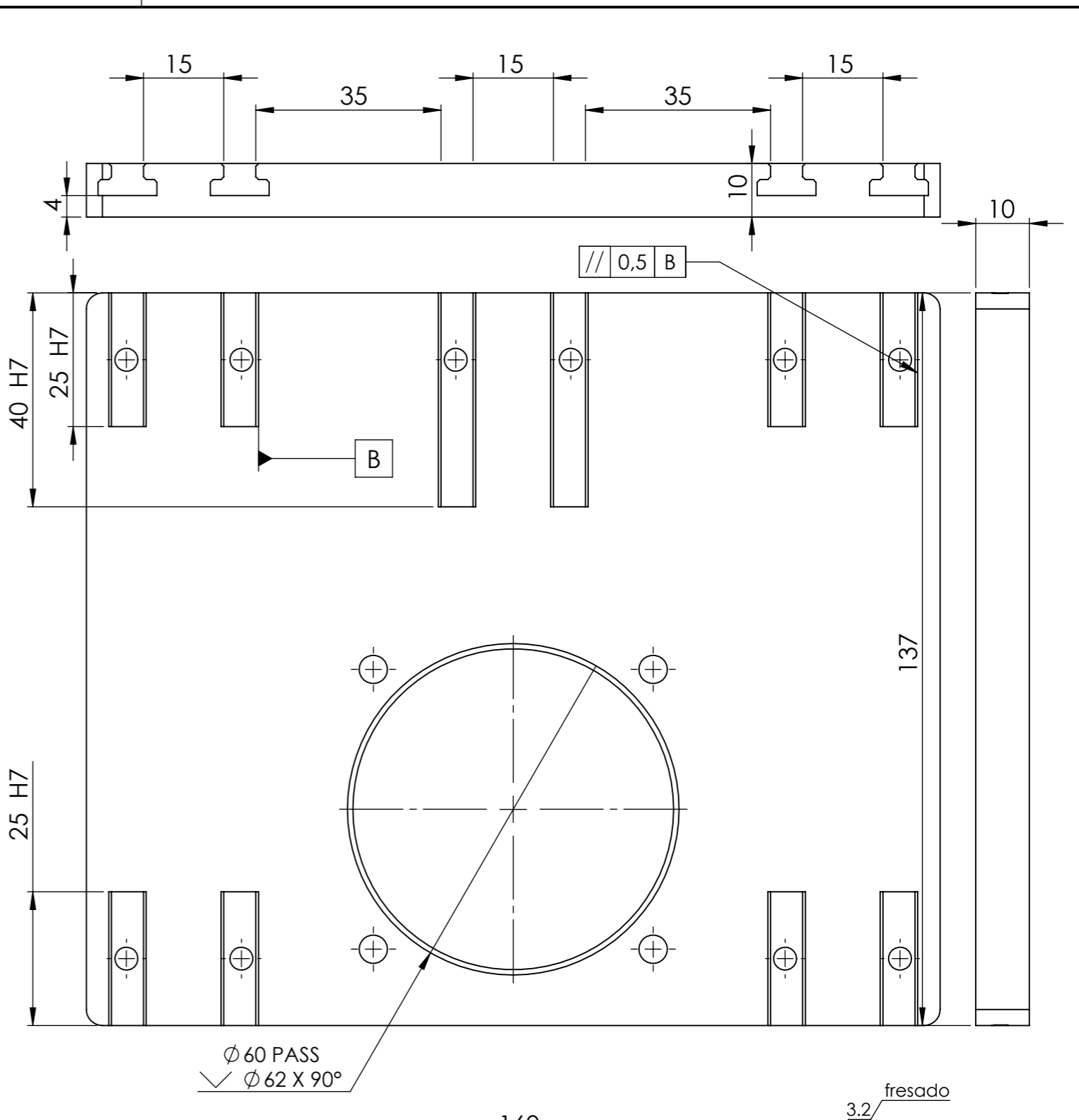
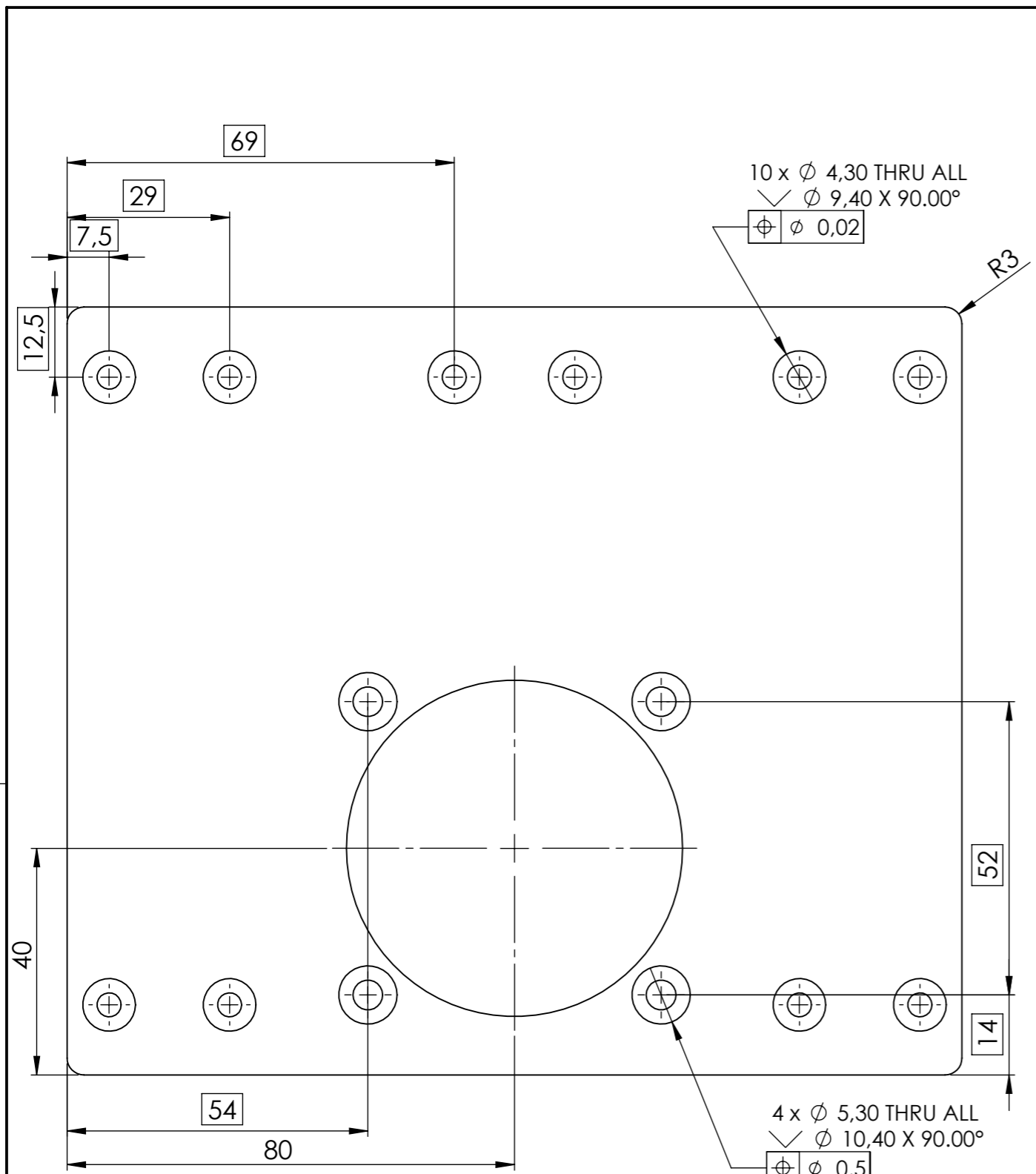


DETALHE A
2:1

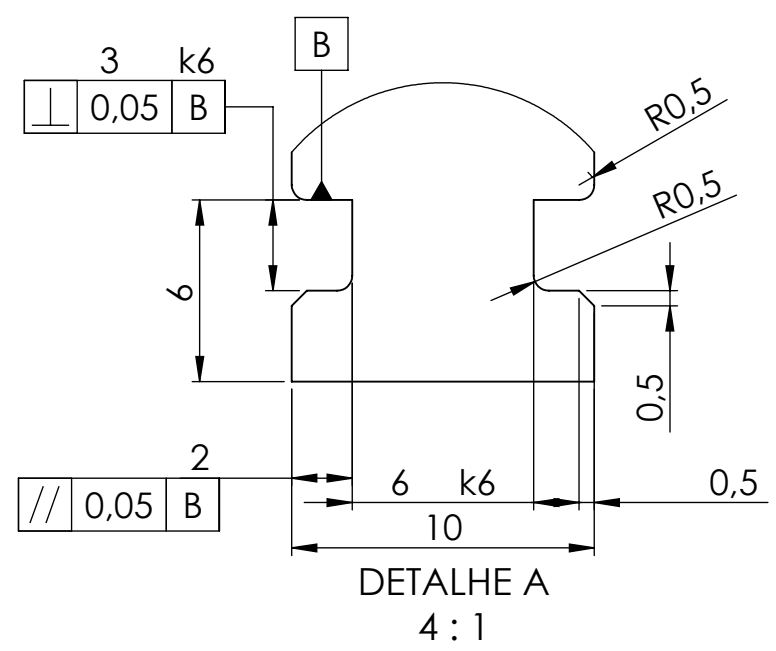
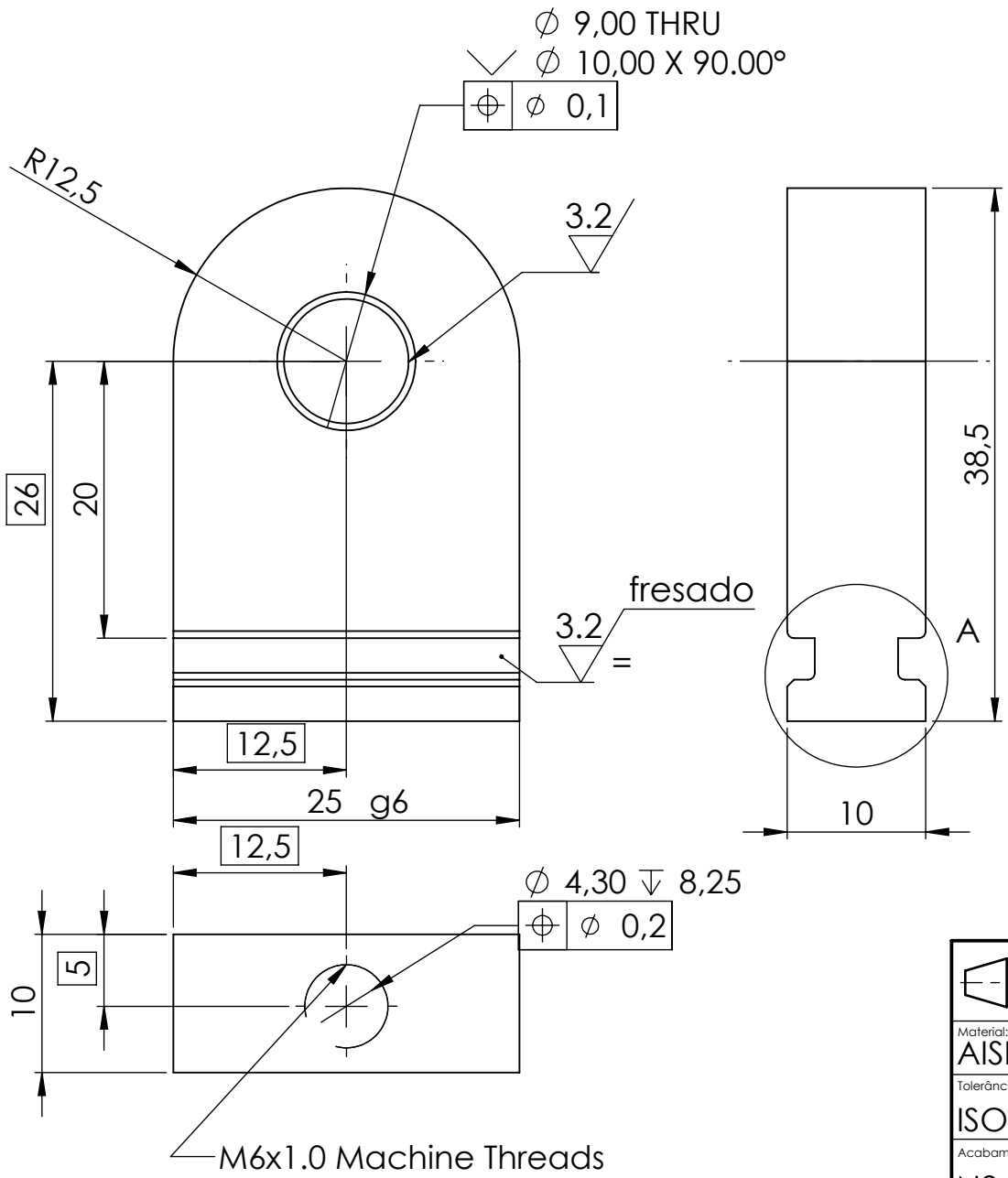


Nº	Designação	Qde	Norma Des. Nº	Material	Peso [Kg]
1	Placa Frontal	1	1_01_01	AISI 1045 CD	1.36
2	Olhal Simples	8	1_01_02	AISI 1045 CD	0.06
3	Olhal Mola	2	1_01_03	AISI 1045 CD	0.08
4	ISO 7046-1 - M4 x 10 - Z - 10N	10			

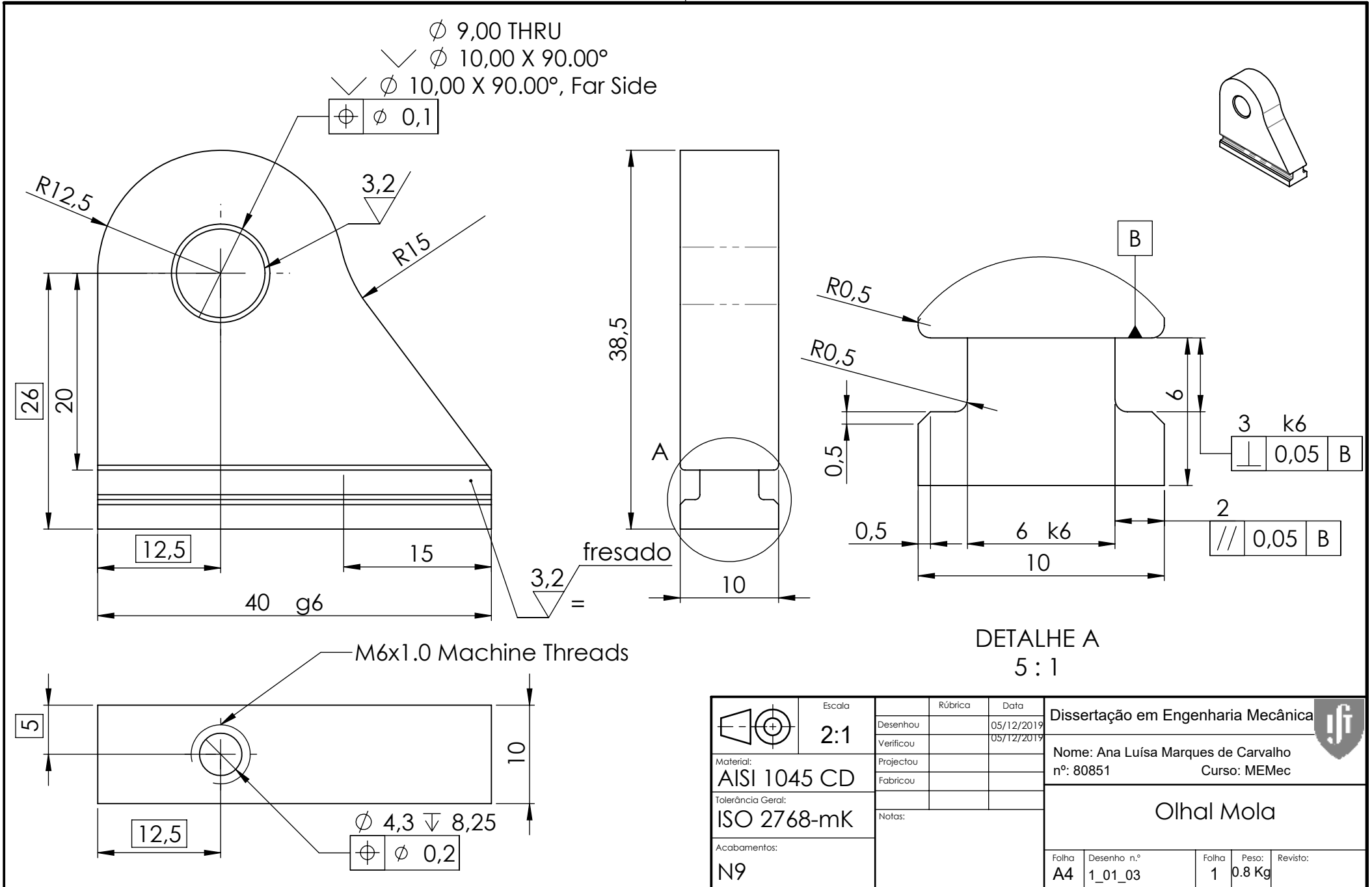
	Escala	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica
	1:2		05/12/2019	
Material:	Desenhou		05/12/2019	Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho nº: 80851 Curso: MEMec
	Verificou			
Tolerância Geral:	Projectou			Suporte Frontal
	Fabricou			
Acabamentos:	Notas:			Folha 1_01 Folha 1 Peso: Revisto:



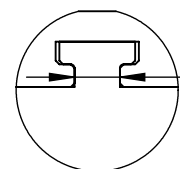
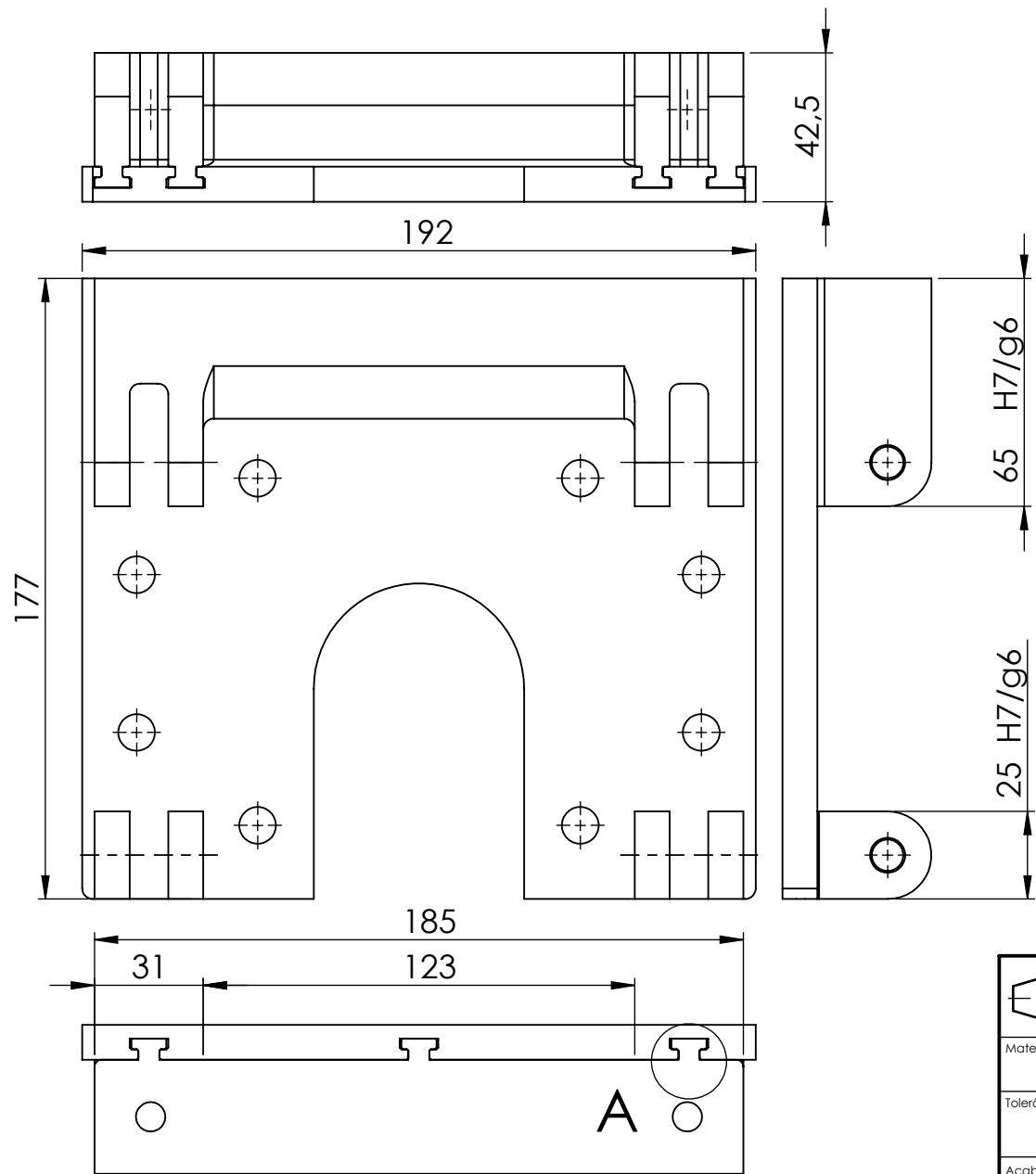
	Escala	1:1	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho nº: 80851 Curso: MEMec
	Material:	AISI 1045 CD	Desenhou	05/12/2019	
Tolerância Geral:	ISO 286 IT7	Verificou	Projectou		Placa Frontal
Acabamentos:	N9	Fabricou	Notas:		
Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:	Revisto:	
A3	1_01_01	1			



	Escala	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica
	2:1			
Material: AISI 1045 CD	Desenhou		05/12/2019	Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho n.º: 80851 Curso: MEMec
	Verificou		05/12/2019	
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Olhal Simples
	Fabricou			
Acabamentos: N9	Notas:			Folha A4 Desenho n.º 1_01_02 Folha 1 Peso: 0,6 Kg Revisto:

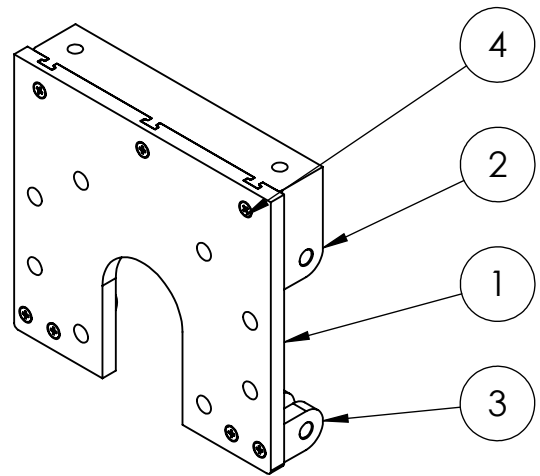


	Escala	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica
	2:1			
Material: AISI 1045 CD	Desenhou		05/12/2019	Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho nº: 80851 Curso: MEMec
	Verificou		05/12/2019	
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Olhal Mola
	Fabricou			
Acabamentos:	Notas:			
N9	Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:
	A4	1_01_03	1	0.8 Kg
			Revisto:	



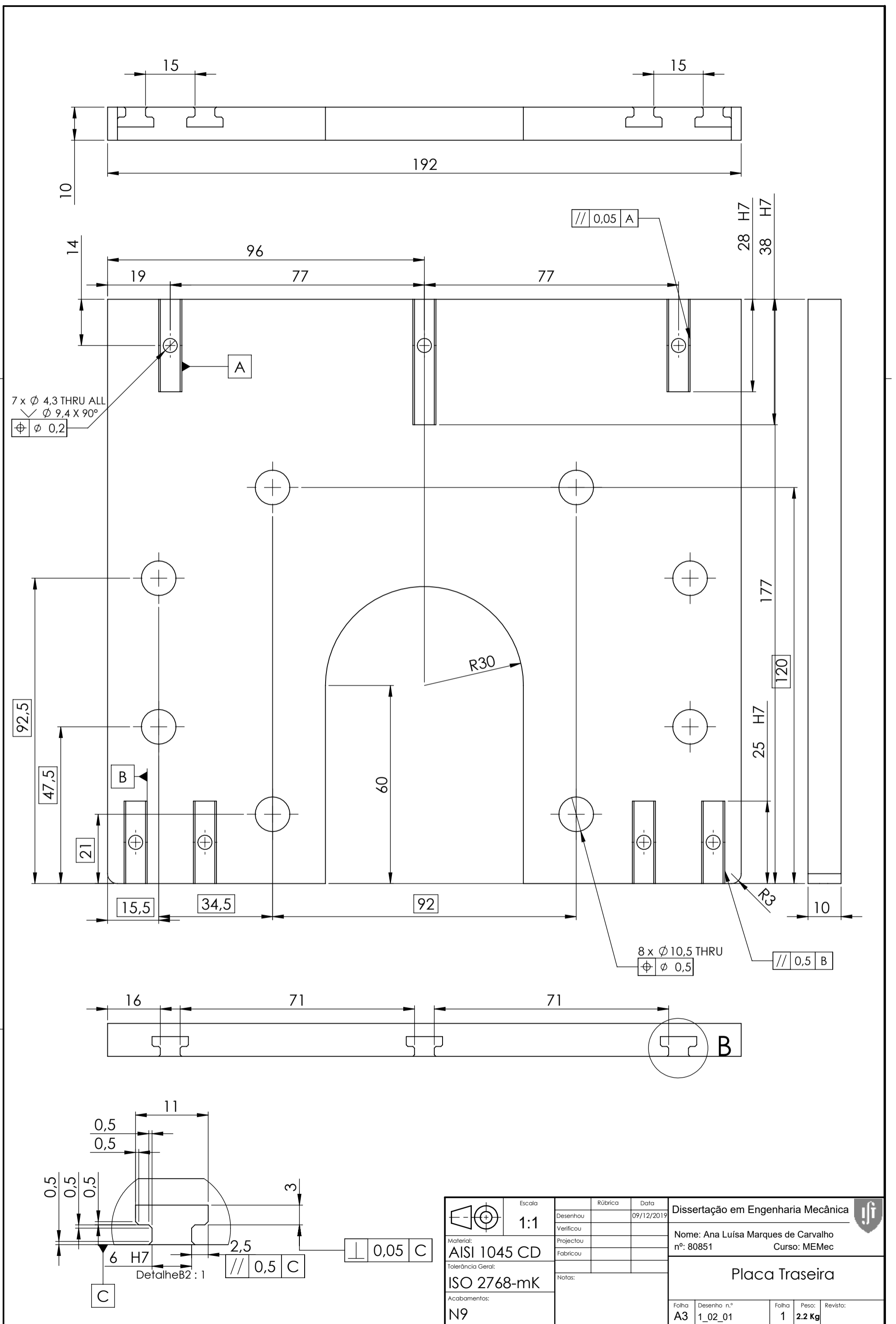
Detalhe A
1:1

6 H7/k6

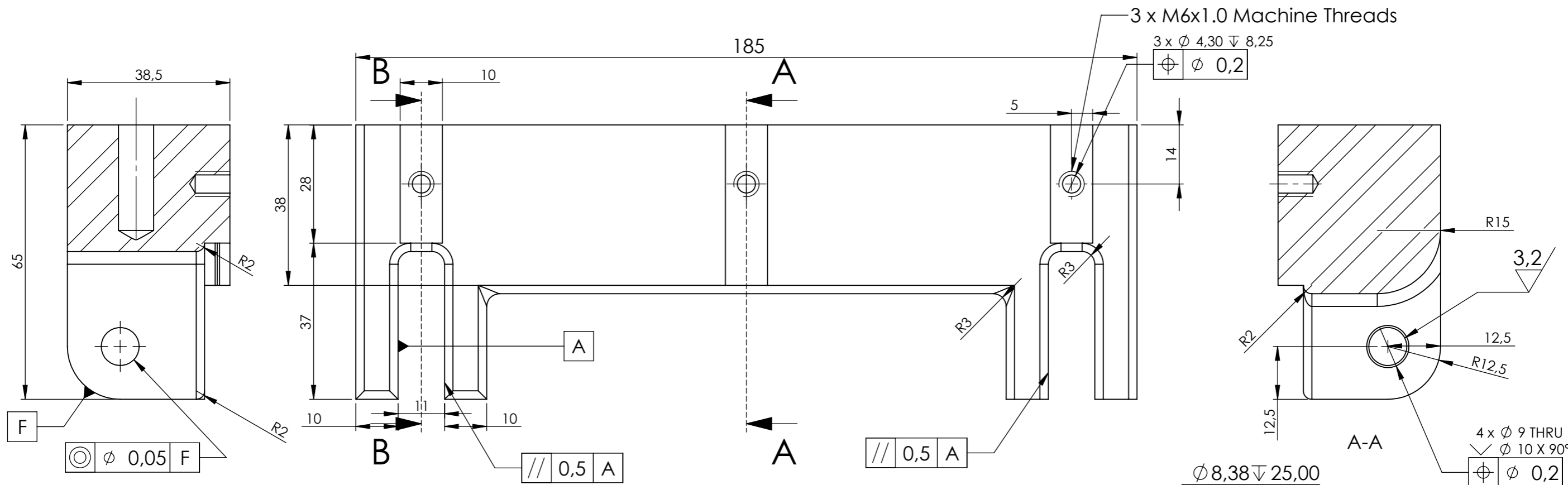


Nº	Designação	Qde	Norma Des. Nº	Material	Peso [Kg]
1	Placa Traseira	1	1_02_01	AISI 1045 CD	2.2
2	Olhal Chassis	1	1_02_02	AISI 1045 CD	2
3	Olhal Simples	4	1_01_02	AISI 1045 CD	0.06
4	ISO 7046-1 - M4 x 16 - Z - 16N	7			

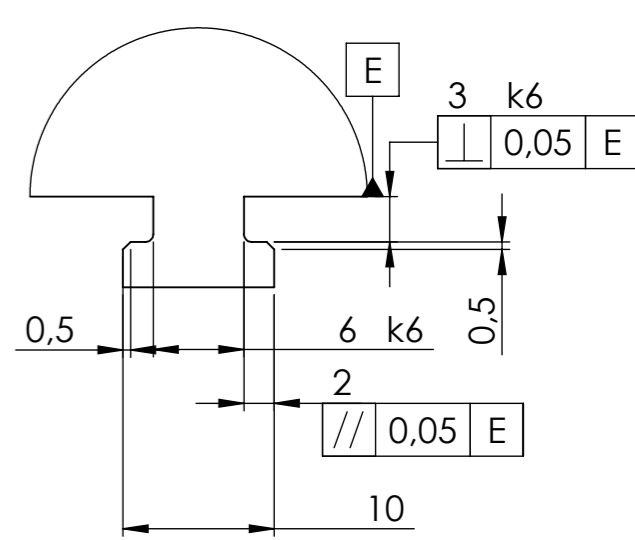
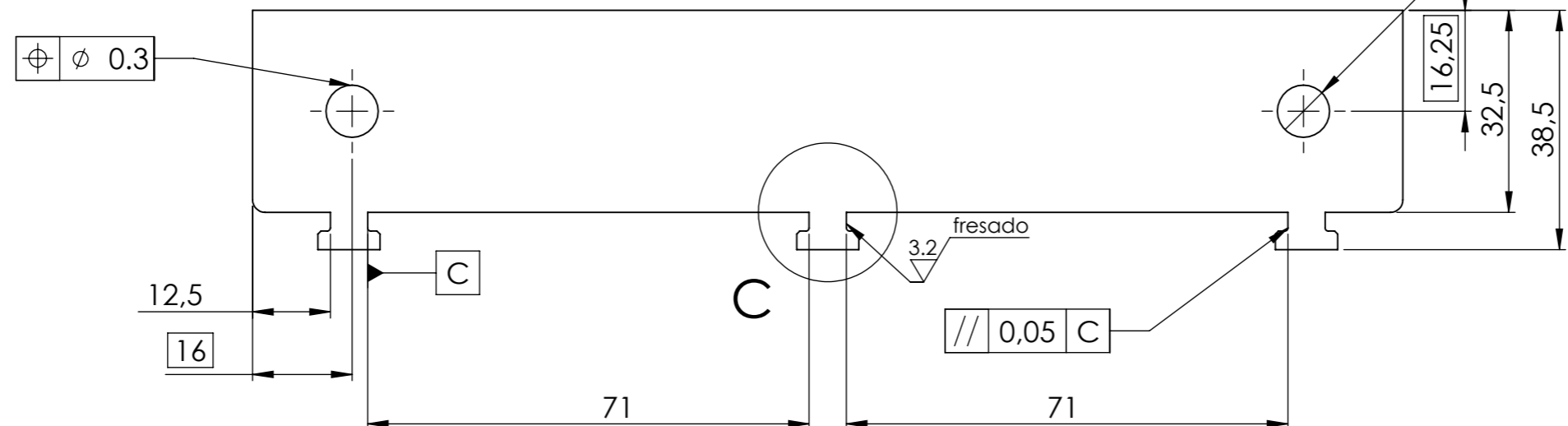
	Escala	1:2	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica			
	Desenhou			09/12/2019				
Material:	Verificou			09/12/2019	Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho nº:80851 Curso: MEMec			
	Projectou							
Tolerância Geral:	Fabricou				Suporte Traseiro			
	Notas:							
Acabamentos:				Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:	Revisto:
				A4	1_02	1		



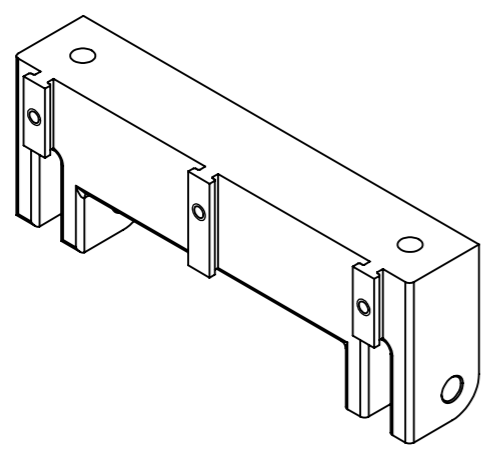
Escala		Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica
1:1			09/12/2019	
Desenhou				
Verificou				
Material:		Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho		Placa Traseira
AISI 1045 CD		n.º: 80851		
Tolerância Gerat:		Curso: MEMec		
ISO 2768-mK				
Acabamentos:		Notas:		
N9				
Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:	Revisto:
A3	1_02_01	1	2.2 Kg	



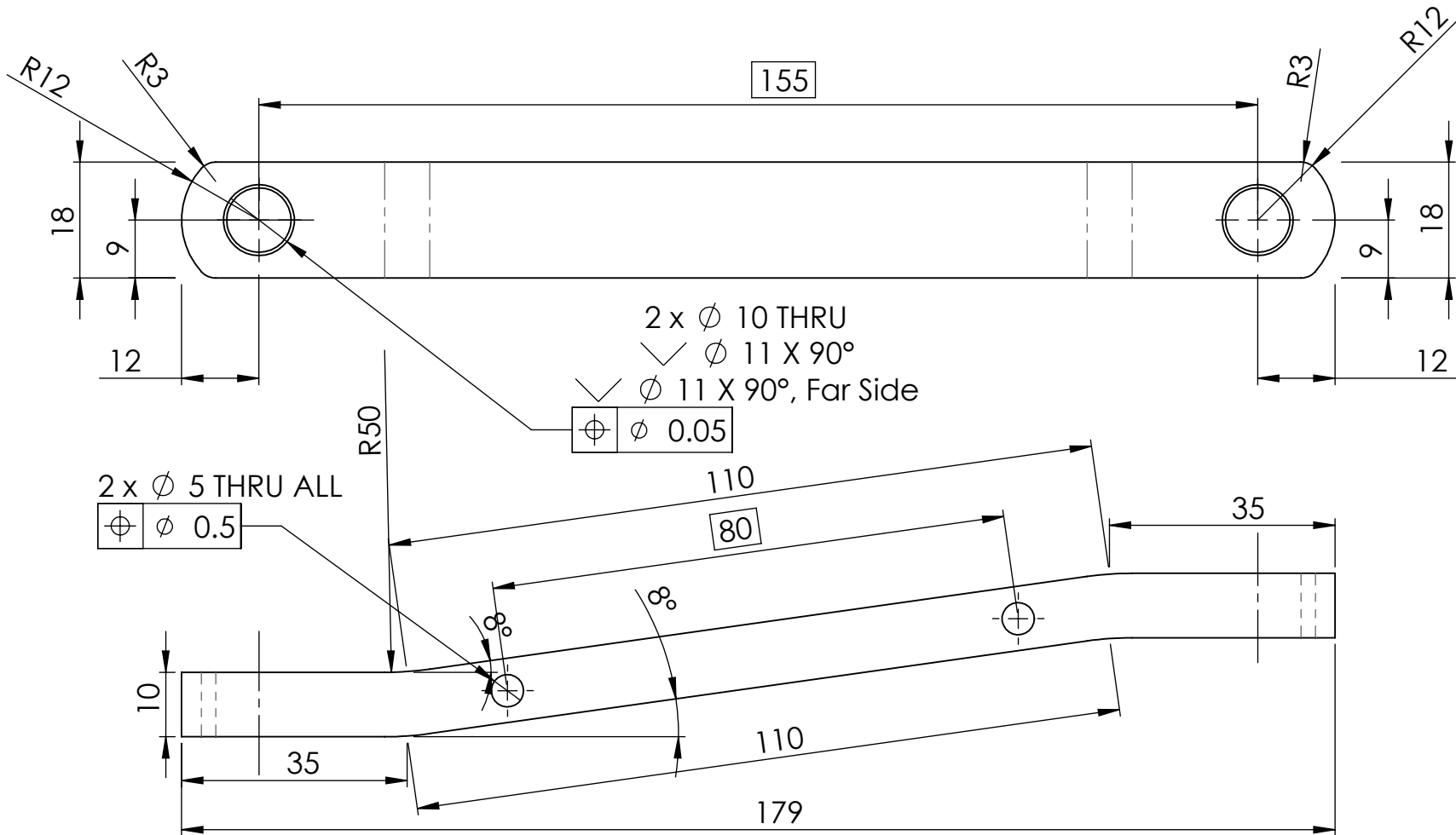
B-B



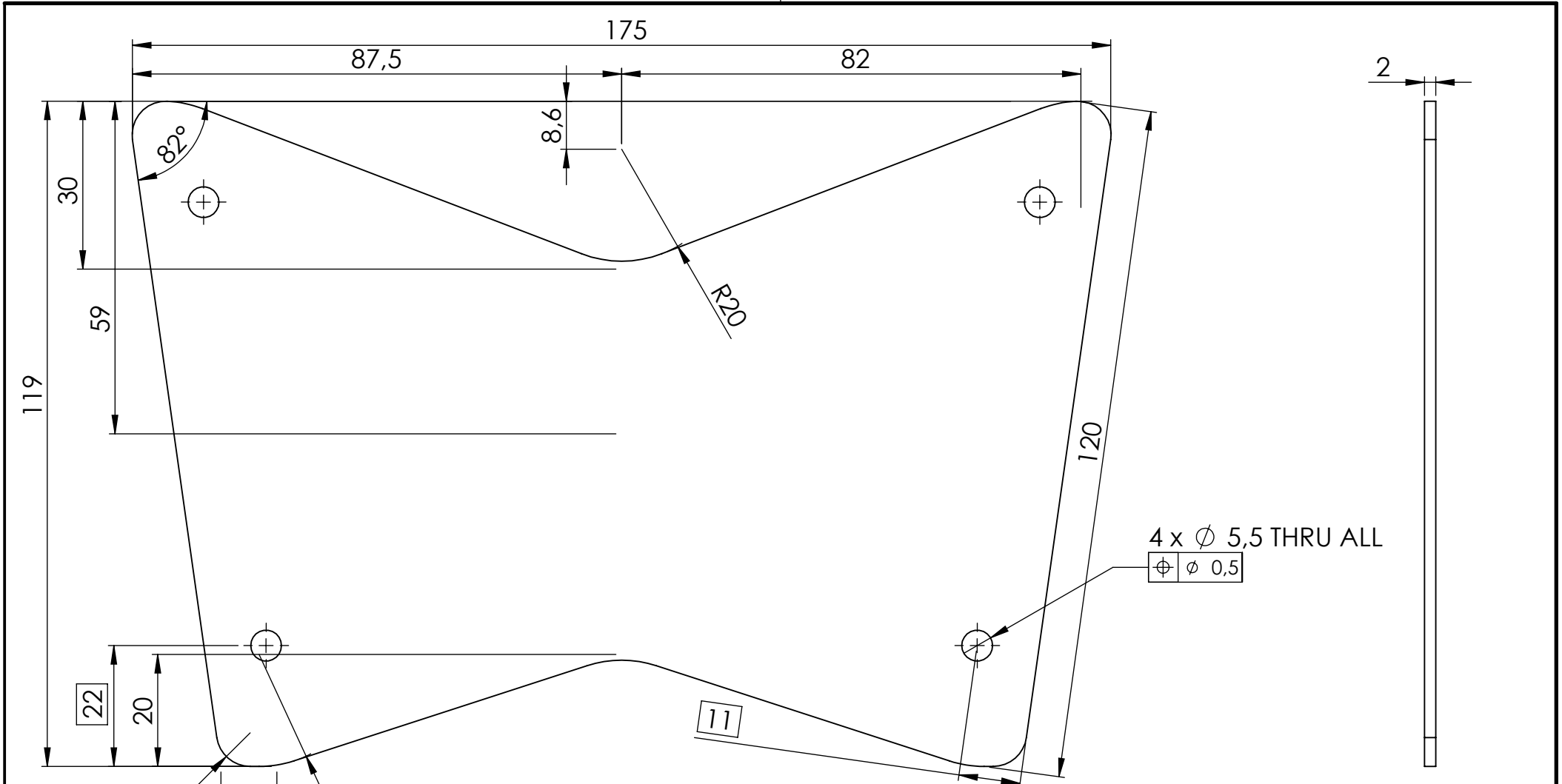
Detalhe C
2:1

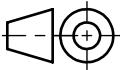



	Escala 1:1	Rúbrica _____	Data 09/12/2019	Dissertação em Engenharia Mecânica Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho nº: 80851 Curso: MEMec	
	Material: AISI 1045 CD	Desenhou _____	Verificou _____		
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Notas: _____			Olhal Chassis	
Acabamentos: N9	Folha A3	Desenho n.º 1_02_02	Folha 1		Peso: 2 Kg



	Escala	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica	
	1:1	Desenhou	05/12/2019		
Material: AISI 1045 CD	Tolerância Geral:	Verificou	05/12/2019	nº: 80851	
	ISO 2768-mK	Projectou		Curso: MEMec	
Acabamentos:		Fabricou		Braço	
N10	Notas:				
		Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:
		A4	1_03	1	0.9 Kg
		Revisto:			



	Escala	Rúbrica	Data	Dissertação em Engenharia Mecânica 				
	1:1							
Material: AISI 1045 CD	Desenhou		05/12/2019	Nome: Ana Luísa Marques de Carvalho n.º: 80851 Curso: MEMec				
	Verificou		05/12/2019					
Tolerância Geral: ISO 2768-mK	Projectou			Reforço do Braço				
	Fabricou							
Acabamentos: N10	Notas:			Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:	Revisto:
				A4	1_05	1	0,5 Kg	
