Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Estudo de validação de braços oscilantes de motociclos

Álvaro Joel Rodrigues Pêgas

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Especialização em Produção, Concepção e Fabrico

Supervisor: Prof. José Manuel Ferreira Duarte

Orientador: Eng. Miguel Ângelo Nogueira da Costa Oliveira

Setembro 2021

© Álvaro Pêgas, 2021

"And I only adore the fact that we are the creators of our own lives" - Joe Duplantier

Resumo

A indústria dos motociclos é um ambiente competitivo em que se procura uma constante evolução das tecnologias e soluções construtivas utilizadas nos motociclos e suas peças. Este trabalho surgiu da necessidade da AJP, uma empresa portuguesa desta indústria, de atualizar o braço oscilante de dois dos seus motociclos, os AJP PR3 e PR4, através da adopção da solução construtiva fundamentalmente diferente do braço de outro dos seus motociclos, o AJP SPR 250. Surge assim a necessidade da validação estrutural destas peças.

A AJP forneceu os ficheiros de desenho a 3 dimensões dos braços atuais das AJP PR4 e AJP SPR 250. A validação estrutural destas peças foi feita através um trabalho interdisciplinar com recurso a ferramentas de desenho 3D, de análise de sistemas multi-corpos dinâmicos, a um método analítico de validação estrutural comum na indústria e seu acoplamento à ferramenta anterior, e um *software* de análise numérica pelo Método dos Elementos Finitos.

O método híbrido que combina a análise analítica e o *software* de simulação dinâmica referido anteriormente foi utilizado como um termo de comparação que permitisse a definição das simulações dinâmicas, sendo que estas contemplaram vários tipos e magnitudes de condições de carga. Tal permitiu obter um conjunto de resultados para a força de reação nos braços oscilantes para as várias situações testadas, que foram utilizados para a simulação numérica e consequente validação estrutural das peças.

Os resultados das simulações numéricas permitiram perceber que o braço oscilante da AJP PR4 terá uma integridade estrutural superior à da peça utilizada na AJP SPR 250. No entanto, e porque o plano da empresa é utilizar uma peça com solução construtiva semelhante à da AJP SPR 250 para as AJP PR3 e PR4, dois braços com algumas alterações geométricas em relação à peça original da SPR 250 foram testados. Estas peças modificadas revelaram não só um melhor desempenho estrutural que a peça original quanto a da peça utilizada na AJP PR4.

Abstract

The motorcycle industry is a competitive environment in which there is a constant search for the evolution of the technologies and constructive solutions used in motorcycles and their parts. This dissertation was born out of the necessity of AJP, a portuguese company of this industry, of the actualization of the swing arms of two of their models, AJP PR3 and PR4, by the adoption of the fundamentally different constructive solution of the swing arm of another of their motorcycles, the AJP SPR 250. Thus arises the need for the structural validation of these parts.

AJP provided the 3 dimensional drawings of the swing arms of both AJP PR4 and SPR 250. The structural validation of these parts was done by an interdisciplinary study that used a 3D drawing *software*, a multibody dynamics simulation tool, an analytic method very common in the industry and it's coupling to the dynamic simulation *software*, and a numeric analysis tool that uses the Finite Element Method.

The hybrid method that combines the analytical analysis with the dynamic simulation *software* that was previously mentioned was studied as a mean of comparison that would allow the definition of the dynamic simulations, which contemplated several types and severity of load conditions. A group of results were obtained for the reaction force that is transmited to the swing arms in the several tested situations, which were used for the numeric simulation and consequent structural validation of the parts.

The results from these last simulations showed that the swing arm of the AJP PR4 has a superior structural validity when compared to AJP SPR 250's part. However, since the company's plan is to use a swing arm with the same constructive solution of the SPR 250's on the AJP PR3 and PR4, two SPR 250's arms with some geometric changes were tested. These two modified parts showed not only a better structural performance when compared to the original one, but also when compared to AJP PR4's arm.

Agradecimentos

Começo por agradecer ao meu supervisor de dissertação, o Prof. José Ferreira Duarte, por todo o auxílio e disponibilidade que demonstrou ao longo da realização deste trabalho. Da mesma forma, agradeço ao Prof. José Luís Esteves, por todas as recomendações e sugestões que sem dúvida ajudaram a execução da dissertação.

Agradeço ainda à AJP Motos pela oportunidade de estudo de duas das peças da empresa, e ao meu orientador, o Engenheiro Miguel Oliveira, pelas informações e sugestões que forneceu ao longo do trabalho.

Um agradecimento especial ainda para todos os amigos que me ajudaram a superar esta etapa da minha vida académica.

Por último, um enorme agradecimento aos meus pais, avós e falecido avô, pelo incansável apoio, paciência e incentivo mostrados ao longo de todo o meu percurso académico; sem estas pessoas, a conclusão deste trabalho e mestrado não teriam sido de alguma forma possíveis.

Índice

Resumo iv

Abstract vi

Agradecimentos viii

Índice x

Índice de Figuras xii

Índice de Tabelas xvii

Abreviaturas e Símbolos xviii

1 Introdução 1

1.1 Nota Introdutória 1

1.2 Objetivos 1

1.3 Estrutura da Dissertação 3

2 A AJP Motos 5

2.1 A empresa 5

2.2 AJP PR3 e AJP PR4 7

2.3 A AJP SPR 250 9

3 Evolução dos veículos de duas rodas 11

3.1 História dos motociclos 11

3.2 Quadros de motociclo 13

3.3 Suspensão Traseira 19

3.3.1 Braço oscilante 20

4 Motociclos todo-o-terreno 27

5 Modelação do problema 32

5.1 Geometria das peças 32

5.2 Parâmetros do material 33

5.3 Condições de carga 34

5.4 Condições de fronteira 35

6 Validação estrutural **37**

7 *MSC Adams* **42**

7.1 Preparação das geometrias 42
7.2 Parametrização das simulações em *MSC Adams* 49
7.3 Simulações efetuadas 56
7.4 Resultados das simulações para a AJP PR4 65
7.5 Resultados das simulações para a AJP SPR 250 71
7.6 Considerações adicionais aos resultados 77

8 Análise numérica **80**

8.1 *Abaqus Unified FEA* 80
8.1.1 Método dos Elementos Finitos 80
8.1.2 Escolha da malha 83
8.2 Integridade estrutural do braço oscilante da AJP PR4 87
8.3 Integridade estrutural do braço oscilante da AJP SPR 250 94
8.4 Otimização do braço oscilante da AJP SPR 250 101
8.4.1 Eliminação dos furos 101
8.4.2 Alteração do local dos furos 105
8.5 Comparação dos dois braços oscilantes 111

9 Conclusões **114**

Referências **117**

A Especificações da suspensão traseira da AJP PR4 **123**

B Ligações virtuais entre componentes definidas recorrendo ao *SolidWorks* **124**

C Conjunto mola e amortecedor desenhado **125**

Índice de Figuras

1 O primeiro modelo de motociclo produzido AJP, a ARIANA 125 [1]. . . 5
2 A AJP Galp, que viria a conquistar oito títulos em campeonatos nacionais [1]. 6
3 A AJP PR7 de 2021, um motociclo de aventura [2]. 7
4 AJP PR4 240 Extreme [8]. 8
5 AJP SPR 250 [11]. 9
6 Motociclo inventado por Sylvester Roper [15]. 11
7 Primeiro motociclo com motor a 4 tempos, por Daimler e Maybach [16]. 12
8 A Indian de 1901, com quadro em diamante [20]. 14
9 Quadro em berço simples, o primeiro sucessor do quadro em diamante das bicicletas [19]. 14
10 Quadro em berço duplo, que surgiu pouco depois do quadro em berço simples [19]. 15
11 Quadro Francis-Barnett, com secções tubulares facilmente reparáveis devido à ligação por parafusos [19]. 15
12 Quadro Scott, cuja principal desvantagem seria a necessidade de recorrer à construção do motor para garantir a sua própria rigidez [19]. 15
13 BSA A7 Road Racer, um motociclo de 1951 desenvolvido para competição com quadro rígido [21]. 16
14 Motociclo de quadro rígido personalizado da construtora Jackman Custom Cycles [22]. 16
15 Motociclo Harley-Davidson Fat Boy™ 2021, com quadro rígido [23]. . . 16
16 Ducati Hypermotard de 2021 [25]. 17
17 KTM Super Duke 1290 R de 2021 [26]. 17
18 Um exemplo de um quadro com traves ou perimétrico [28] 18
19 Um exemplo de um quadro em espinha [27]. 18
20 Problemas de tensão nos extremos do curso de um sistema de suspensão telescópica [19]. 20
21 Braço oscilante da Moto Guzzi da década de 1930 [19]. 21
22 Braço oscilante plano da Velocette MK VIII KTT, lançado em 1939 pela construtora de motociclos britânica [19], [29]. 22
23 Quadro *featherbed* da Norton [19]. 22

24 Motociclo Norton Featherbed de 1955, com o famoso modelo de quadro característico da marca [30]. 22
25 Braço oscilante apoiado por mola desenvolvido pela BSA em 1952 [19]. 23
26 Sistema de suspensão direto posterior instalado na Suzuki RG500 [19]. . 24
27 Esquemas de suspensões progressivas propostas pela Suzuki e pela Yamaha [33]. 26
28 Sistema de suspensão progressiva apresentado pela KTM para os seus modelos de estrada mais recentes [34]. 26
29 Um motociclo de *motocross* de grande volume de vendas e de grande potência comercializada pela Yamaha Motors, a YZ450F de 2021 [38]. . 28
30 A AJP PR4 240 Supermoto [39]. 29
31 BMW R80G/S, lançada em 1981 e universalmente considerada como a primeira moto *ADV* [36]. 30
32 Braço oscilante da AJP PR4. 32
33 Braço oscilante da AJP PR4, em vista de corte. 32
34 Braço oscilante da AJP SPR 250. 33
35 Braço oscilante da AJP SPR 250, em vista de corte. 33
36 Vista cortada do braço oscilante antigo, mostrando as ligações à trave de alumínio e à biela. 36
37 Localização aproximada do centro de gravidade de um motociclo de *enduro* [43]. 38
38 Localização do centro de gravidade utilizado para medir a força no braço oscilante da AJP PR4 em situação estática. 39
39 Ficheiro de desenho 3D original providenciado pela AJP Motos. 42
40 Ficheiro de desenho 3D simplificado. 43
41 Forqueta desenhada para efeitos de simulação. 44
42 Detalhe do desenho da forqueta. 44
43 Desenho 3D do conjunto mola e amortecedor utilizado para simular o comportamento dinâmico do conjunto. 45
44 Uma das massas adicionadas aos pousa-pés para simulação dinâmica no *Adams*. 46
45 Desenho 3D simplificado e devidamente preparado para ser utilizado na simulação em *Adams*. 46
46 Desenho 3D do motociclo acoplado com a rampa. 48

47 Distâncias entre os eixos das rodas utilizados para a simulação da situação de queda do motociclo. 49
48 Aspeto do ecrã inicial do *MSC Adams*. 49
49 Introdução do conjunto mola e amortecedor traseiro na simulação. . . . 52
50 Outro ângulo do conjunto traseiro, com visualização mais realista. . . . 52
51 Introdução do conjunto mola e amortecedor dianteiro na simulação. . . 53
52 Outro ângulo do conjunto dianteiro, com visualização mais realista. . . 53
53 Simulação da queda de 1 metro de altura. 56
54 Posição do corpo de um motociclista de *enduro* após um salto de altura considerável [52]. 57
55 Centro de gravidade escolhido para a realização de simulações dinâmicas das situações de queda e salto. 58
56 Curva da força atuante no braço oscilante em função do tempo para a situação de queda de 1 metro de altura. 59
57 Simulação da situação de aterragem em terreno plano. 60
58 Simulação da situação de aterragem num plano inclinado a 45°. 60
59 Curva da relação da magnitude da velocidade do motociclo ao longo do tempo. 61
60 Parâmetros utilizados nas funções IF de movimento utilizados para uma das simulações efetuadas. 62
61 Gráfico da evolução da posição do centro de massa da roda dianteira no eixo vertical ao longo do tempo. 63
62 Função IF e gráfico do outro momento aplicados ao quadro do motociclo em função do tempo. 64
63 Função IF e gráfico de um dos momentos aplicados ao quadro do motociclo em função do tempo. 64
64 Resultados das forças de reação no eixo longitudinal da AJP PR4. . . . 66
65 Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno plano com altura máxima de 1.75 m. 67
66 Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno inclinado com altura máxima de 1.58 m. 67
67 Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno inclinado com altura máxima de 1.58 m, tendo em conta toda os eventos após a aterragem. 68
68 Resultados das forças de reação no eixo vertical da AJP PR4. 69

69 Resultados das magnitudes das forças de reação na escora da AJP PR4. 70
70 Resultados das forças de reação no eixo longitudinal da AJP SPR 250. 74
71 Resultados das forças de reação no eixo vertical da AJP SPR 250. . . . 75
72 Resultados das magnitudes das forças de reação na escora da AJP SPR 250. 76
73 Comparação dos resultados das magnitudes das forças de reação nas escoras das AJP PR4 e AJP SPR 250. 77
74 Evolução dos picos da força de reação no eixo vertical para a simulação de queda de 5 metros da AJP PR4. 78
75 Elemento tetraédrico com 10 nós, denominado de C3D10 [60]. 85
76 Malha desenvolvida para a análise numérica do braço oscilante da AJP PR4. 86
77 Malha desenvolvida para a análise numérica do braço oscilante da AJP SPR 250. 87
78 Distribuição das tensões de Von Mises para a simulação correspondente ao método semi-analítico para a AJP PR4. 89
79 Ponto mais crítico do braço oscilante da AJP PR4 para a situação de análise por método analítico adaptada. 89
80 Detalhe do local mais crítico do braço oscilante da AJP PR4 para a situação de análise adaptado por método analítico. 90
81 Ponto mais crítico das Tensões de Von Mises para a situação de queda de 5 metros de altura. 92
82 Distribuição das tensões de Von Mises nas nervuras estruturais para a situação de queda de 5 metros de altura, com vista em corte. 92
83 Localização do ponto mais crítico encontrado para as simulações correspondentes à aterragem em terreno inclinado. 93
84 Vista mais detalhada do local mais crítico encontrado para as simulações correspondentes à aterragem em terreno inclinado. 93
85 Pontos críticos perto do local de ancoragem para a simulação de aterragem em terreno plano à velocidade máxima testada. 94
86 Locais onde ocorre a maior concentração de tensões equivalentes de Von Mises no braço da SPR 250. 96
87 Concentração de tensões equivalentes de Von Mises no furo A da SPR 250. 97
88 Concentração de tensões equivalentes de Von Mises no furo B da SPR 250. 97

89 Concentração de tensões equivalentes de Von Mises na zona de ligação das pontas do braço à zona de ancoragem do braço às traves. 98
90 Concentração de tensões equivalentes de Von Mises na zona de ancoragem das bielas e do braço ao quadro. 98
91 Corte efetuado no braço oscilante da AJP SPR 250 para análise da distribuição de tensões de Von Mises sem influência do primeiro dos furos mais críticos. 99
92 Corte efetuado no braço oscilante da AJP SPR 250 para análise da distribuição de tensões de Von Mises sem influência dos furos A e B. . . . 99
93 Eliminação dos furos com maior influência na integridade estrutural do braço oscilante da AJP SPR 250. 102
94 Face superior do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B. . 103
95 Face inferior do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B. . 104
96 Duas das zonas de concentração de tensões do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B. 104
97 Comparação do posicionamento do furo B novo em relação ao original da peça. 106
98 Zona de intersecção de um furo adicional com o furo B, responsável pela acumulação considerável de tensões de Von Mises. 106
99 Comparação do posicionamento do furo A novo em relação ao original da peça. 107
100 Posição original do furo B, vista de baixo. 107
101 Comparação do posicionamento do furo A novo em relação ao original da peça. 109
102 Distribuição das tensões de Von Mises no braço oscilante alterado, com realce numa das zonas de ancoragem, local de acumulação de tensões consideráveis. 109
103 Distribuição das tensões de Von Mises nas zonas perto dos locais de ancoragem da peça. 110
104 Distribuição das tensões de Von Mises no local do furo A, e máximo encontrado na peça. 110
105 Distribuição das tensões de Von Mises nas zonas próximas dos furos alterados de posição. 111

Índice de Tabelas

1 Propriedades mecânicas do alumínio utilizado nas escoras [40], [41]. . . 33
2 Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP PR4. 65
3 Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250. 73
4 Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP PR4. 88
5 Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250. 95
6 Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 e para os cortes efetuados. 100
7 Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça sem os furos A e B. 102
8 Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça com os furos A e B alterados de posição. 108
9 Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça com os furos A e B alterados de posição. 113

Abreviaturas e Símbolos

Abaqus - *Abaqus Unified FEA*

Adams - *MSC Adams*

ADV - Motociclo da categoria *adventure*

c - Constante de amortecimento dinâmico

CAD - *Computer Assisted Design*

f - Fator dinâmico

g - Aceleração gravítica

k - Constante rigidez da mola

MEF - Método dos Elementos Finitos

α - Ângulo entre os eixos das rodas do motociclo

μ_s - Coeficiente de atrito estático

μ_c - Coeficiente de atrito cinético

1 Introdução

1.1 Nota Introdutória

A AJP Motos é uma empresa portuguesa que produz e comercializa vários tipos de motociclos com foco na utilização em *offroad*. Uma das categorias do mercado em que a empresa tem presença é a dos motociclos de *Enduro*, que estão sujeitos a esforços estruturais intensos devido à sua utilização como veículo recreativo ou de competição.

A indústria dos motociclos, e em particular dos veículos de *enduro*, é extremamente competitiva no que toca à procura de soluções construtivas e estruturais inovadoras que permitam a estes veículos ser o mais resistentes possível nas condições de carga extremas a que podem ser sujeitos. Uma das peças que tem um papel fulcral na integridade estrutural do motociclo, assim como o seu comportamento perante situações extenuantes, é o braço oscilante.

Outra particularidade desta indústria é o facto de os métodos de validação estrutural utilizados por cada empresa não serem de todo de acesso público. Como tal, e apesar das variadas ferramentas de análise dinâmica e numérica que existem atualmente, na literatura sobre o assunto é comum encontrar um método analítico de cálculo de um valor dito "crítico" para a peça em situações dinâmicas, com base na análise do seu comportamento em situação estática.

O problema colocado pela AJP foi a comparação do desempenho estrutural de dois braços oscilantes de dois motociclos diferentes da empresa, as AJP PR4 e SPR 250. Estes braços oscilantes têm dimensões semelhantes, mas soluções construtivas fundamentalmente diferentes - enquanto que o da AJP PR4 tem um desenho com nervuras, o da SPR 250 tem extremidades parcialmente ocas.

Assim, decidiu-se utilizar as ferramentas de análise de situações dinâmicas de multicorpos em comparação com o método analítico mais comum na indústria, na esperança de ter um método de aprovação estrutural mais completo. Depois da caracterização de várias situações de esforços com o *software* utilizado para este efeito, seria possível utilizar uma ferramenta de análise numérica de forma a validar estruturalmente os braços oscilantes da empresa.

1.2 Objetivos

O objetivo final deste trabalho é validar estruturalmente dois modelos de braços oscilantes produzidos pela AJP, e comparar a validade estrutural dos mesmos entre si.

Para chegar a este objetivo, foi necessário atingir os objetivos intermédios que se listam de seguida:

- Compreender o funcionamento e tecnologia de um braço oscilante;
- Compreender o comportamento dinâmico de um motociclo, assim como do seu piloto, em várias situações diferentes;
- Perceber o conjunto de situações típicas a que um motociclo da categoria *Enduro* está sujeito durante a sua utilização normal;
- Determinar o conjunto de situações mais extenuantes a que estes motociclos poderão estar sujeitos;
- Determinar um critério ou conjunto de critérios que permitam validar, com segurança e recorrendo a diferentes métodos de validação, a integridade estrutural dos braços oscilantes;
- Comparar o método analítico mais utilizado na indústria com outros métodos de validade estrutural, baseados em *softwares*;
- Analisar, simplificar e completar os desenhos 3D fornecidos pela empresa;
- Analisar o comportamento dinâmico do motociclo recorrendo a *softwares* de análise dinâmica de sistemas multicorpo;
- Estudar a interação entre o sistema de bielas, quadro, suspensão traseira e braço oscilante;
- Implementar o modelo dos motociclos nos *softwares MSC Adams* e *Abaqus*, de forma a fazer a análise dinâmica de várias situações e análise numérica dos braços, respetivamente;
- Criar um conjunto de situações dinâmicas, de forma a perceber as diferentes condições de carga que há em cada uma;
- Definir de forma adequada os parâmetros necessários à fiabilidade das simulações dinâmicas;
- Realizar análises numéricas dos dois braços a estudar, garantindo as suas validades estruturais;
- Definir devidamente os parâmetros das simulações numéricas, como a malha e tipo de elemento a utilizar, através do estudo do método dos elementos finitos;

- Determinar o conjunto de zonas mais críticas dos braços oscilantes quando sujeitos a cargas consideráveis, de forma a perceber quais os locais mais propensos a falhas estruturais.

Como será abordado no decorrer deste trabalho, numa fase final decidiu-se adicionar um objetivo ao estudo de validação, sendo este objetivo o estudo de como melhorar o desempenho estrutural do braço oscilante utilizado na AJP SPR 250.

1.3 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em nove capítulos. O primeiro e presente capítulo, intitulado como "Introdução", enquadra devidamente os objetivos e motivação para o estudo desenvolvido. De seguida, o capítulo 2 - "A AJP Motos" - inclui uma revisão da história da empresa que propôs o trabalho em questão, assim, como os motociclos cujas peças estarão em análise.

O capítulo 3, "Evolução dos veículos de duas rodas", faz um enquadramento histórico dos motociclos, tendendo para peças consideradas essenciais ao estudo, como o quadro e componentes de suspensão traseiras. Este capítulo foi elaborado com o objetivo de compreensão da geometria e interações entre partes, por forma a garantir que o estudo das situações dinâmicas simuladas se baseava nos princípios corretos.

No capítulo 4, "Motociclos todo-o-terreno", faz-se uma descrição das várias categorias de motociclos comercializados para este fim, com vista à compreensão do conjunto de esforços e situações a que os motociclos em estudo poderão estar sujeitos durante a sua utilização normal.

No capítulo 5, intitulado como "Modelação do problema", é feita uma revisão das geometrias a estudar, os parâmetros do material utilizado para as escoras, assim como das condições de carga e de fronteira a utilizar nos capítulos consequentes. Estas condições foram determinadas tendo em conta o estudo efetuado nos capítulos 2, 3 e 4.

O capítulo 6, "Validação estrutural", faz uma resenha do método mais comum de validação estrutural na indústria dos motociclos, assim como a apresentação do método híbrido desenvolvido pelo autor como meio de comparação com o método computacional a estudar ao longo do trabalho.

O método computacional referido é então apresentado no capítulo 7, denominado de "MSC Adams". Neste, é apresentado todo o processo de preparação das simulações, assim como resultados e conclusões definidos nesta fase do estudo.

O capítulo 8, chamado de "Análise numérica", faz uma apresentação do método numérico a estudar, assim como a definição de alguns critérios e parâmetros necessários para as simulações em *Abaqus*. São apresentados os resultados das distribuições de tensões equivalentes de Von Mises para cada uma das simulações dinâmicas estudadas, e, por fim, são feitas comparações entre os dois braços em estudo e duas sugestões de alterações geométricas que poderão melhorar o desempenho estrutural do braço oscilante da AJP SPR 250.

No capítulo 9, "Conclusões", são apresentadas finalmente as conclusões retiradas ao longo do estudo feito para a dissertação, assim como considerações críticas ao trabalho.

2 A AJP Motos

A AJP motos é uma empresa com uma gama de veículos de duas rodas direcionados sobretudo para uso *off road*. Faz-se de seguida uma apresentação breve da mesma, e dos motociclos cujas peças estarão em estudo no presente trabalho.

2.1 A empresa

Em 1981, António Pinto abre uma oficina de reparação de motociclos com especialização em modificação de veículos *Enduro* e *Off road*. A evolução deste negócio permitiria em 1987 a fundação da AJP Motos por uma parceria entre os sócios António Pinto e Jorge Pinto, e com tal evento a apresentação do primeiro veículo produzido pela marca foi possível - a AJP ARIANA 125 da figura 1, um motociclo equipado com um motor de 125 cm^3 de capacidade a dois tempos obtido da Casal. Este motociclo apresentou um conjunto de soluções tecnológicas que viriam a ser utilizadas em vários modelos futuros da empresa [1].

Figura 1: O primeiro modelo de motociclo produzido AJP, a ARIANA 125 [1].

Em 1991, uma parceria com a antiga Petrogal - atual Galp Energia - permitiu um desenvolvimento da AJP Galp, um motociclo com um motor de 50 cm^3 de capacidade a dois tempos que pode ser visto na figura 2. A AJP Galp viria a entrar no Campeonato Nacional de Enduro, conseguindo cinco títulos consecutivos na prova, entre 1996 e 2000, e ainda vitórias no Campeonato Nacional Baja nos anos de 1996, 1997 e 1999.

Figura 2: A AJP Galp, que viria a conquistar oito títulos em campeonatos nacionais [1].

Em 2001 a apresentação da AJP PR4, com um motor de 125 cm^3 a quatro tempos, marcou um ponto histórico da empresa, já que este foi o primeiro modelo a ser exportado para mercados europeus. Em 2004 nasce uma nova versão da AJP PR4, com um motor a quatro tempos de 200 cm^3 de capacidade, mas mantendo os componentes do modelo de 2001.

Em 2007 nasce a AJP PR3 200 MX, com um novo quadro desenvolvido pela empresa e caracterizado pela introdução de traves de alumínio aparafusadas a um berço de aço. Esta solução tecnológica simples e leve ajudou a melhorar o desempenho e o aspeto dos motociclos. Pouco mais tarde a versão PRO da PR3 seria lançada, com um conjunto de componentes de suspensão de alta qualidade que tornaram a PR3 o motociclo de *Enduro* com 200 cm^3 de capacidade mais leve do mundo à época, com apenas 89kg.

Pouco depois, em 2009, surgiria a AJP PR5, um modelo homologado para utilização em estrada, com um motor de 250 cm^3 e toda a tecnologia desenvolvida na empresa até à data.

Em 2016 nasceria a AJP PR7 da figura 3, uma nova mota de maiores dimensões e dedicada aos fãs de aventura, servindo como um modelo de *dual sport*. Este motociclo continuou o seu desenvolvimento até ao ano presente, e no ano de 2020 uma nova linha de veículos, a SPR, seria introduzida, com modelos dedicados a Enduro com motores

variando entre os 250 e os 500 cm^3 de capacidade [1].

Figura 3: A AJP PR7 de 2021, um motociclo de aventura [2].

Tendo como objetivo a evolução constante dos seus produtos, a AJP prevê a renovação dos atuais modelos PR3 e PR4. A AJP Motos considera que a sua capacidade de sobreviver no difícil e competitivo mercado europeu deriva sobretudo da capacidade de explorar e introduzir novas ideias, e pela qualidade final dos produtos - em termos de resistência, usabilidade e estética [1], [3].

Assim, a empresa revê-se na necessidade da atualização constante dos seus modelos a nível de atualizações tecnológicas. A adaptação da solução geométrica braço oscilante da AJP SPR 250 para as AJP PR4 e PR3 tem então o objetivo de acompanhar e conquistar cada vez mais o mercado de motociclos.

2.2 AJP PR3 e AJP PR4

No capítulo 2.1, foram abordados os modelos e alterações aos mesmos mais relevantes para o percurso da AJP Motos. No entanto, tal descrição não engloba toda a história da empresa, e no âmbito da dissertação em questão, foi feita uma pesquisa adicional e mais profunda sobre os modelos das linhas PR3 e PR4. Ambas estas linhas foram projetadas para serem utilizadas enquanto motociclos de *Enduro* ou *Supermoto*.

Como já foi referido, o lançamento de ambas estas linhas de modelos, concebidas para *Enduro*, mas com possibilidade de serem adaptadas para uso enquanto *Super-*

moto, foram pontos importantes na história da AJP Motos, tanto a nível de evolução tecnológica como comercial.

A linha PR3 tem motociclos com duas motorizações possíveis, uma com 125 cm^3 de capacidade e outra com 240 cm^3 - passível de ser alterada por escolha do cliente para 280 cm^3, com um *big bore kit*, que proporciona um aumento da cilindrada do motor através da substituição do pistão e do aumento do diâmetro do cilindro [4], [5].

A linha PR4 utiliza os mesmos motores que se vêem na PR3, mas com alterações sobretudo ao nível da suspensão e tamanho de alguns componentes, no caso as rodas e o braço oscilante. Os veículos desta linha têm uma posição de condução mais alta que permite a utilizadores mais altos mais conforto e agilidade na condução [6], [7].

A PR4 tem ainda um modelo com maior desempenho em situações de *off road*, a PR4 240 Extreme. O motor deste motociclo está configurado para maior potência a baixas e médias rotações, tornando-o o modelo mais adequado para utilização fora de estrada. Este veículo tem ainda um sistema de suspensão com maiores cursos em ambas as rodas, conferindo-lhe uma maior usabilidade em terrenos acidentados. Este modelo pode ser visto na figura 4.

Figura 4: AJP PR4 240 Extreme [8].

A massa anunciada para os motociclos da linha PR4, que estará em estudo ao longo do presente trabalho, é de 105 kg a seco [9]. Todos os modelos de ambas estas linhas de produção partilham um sistema de amortecimento semelhante e característico da AJP Motos, que se caracteriza por um amortecimento da roda traseira através de um conjunto mola-amortecedor ligado um sistema de bielas, que se explorará no subcapítulo

3.3.1. O braço oscilante deste motociclo é caracterizado pelo seu reforço estrutural com recurso a nervuras, e de momento os braços utilizados nas AJP PR3 e PR4 são dimensionalmente diferentes entre si, sendo o da PR4 ligeiramente maior de forma a acomodar as maiores rodas deste veículo.

A empresa encontra-se a estudar a substituição deste tipo de braço nervurado para um braço oco como o que se encontra noutros motociclos da sua gama. Este novo braço passaria a ser utilizado nas AJP PR3 e PR4, com o objetivo de melhorar a integridade estrutural dos motociclos e a homogeneização das peças da linha.

2.3 A AJP SPR 250

Além dos motociclos com a designação PR, a AJP comercializa ainda outros veículos destinados à utilização de *enduro*, a linha de modelos com o indicativo SPR. Esta engloba três motociclos com motorizações diferentes, a AJP SPR 250, SPR 310R e SPR 510R [10].

Tendo em conta que um dos braços oscilantes em estudo é aquele que é utilizado na AJP SPR 250, foi também feita uma pesquisa mais profunda sobre este motociclo.

A AJP SPR 250, retratada na figura 5 caracteriza-se por um *chassis* de baixo peso, um motor monocilíndrico de 250 cm^3 com injeção eletrónica e uma suspensão extremamente ajustável.

Figura 5: AJP SPR 250 [11].

No entanto, é considerado pela AJP como um motociclo com utilização mais universal que a PR4, sendo publicitado como perfeitamente ajustado tanto à sua utilização todo-o-terreno como para viagens curtas em ambiente urbano [11].

As grandes diferenças entre as AJP PR e as AJP SPR prendem-se sobretudo a nível do desenho do quadro do motociclo e do braço oscilante. As traves que reforçam os dois quadros são ligeiramente diferentes a nível do seu desenho nos dois motociclos, e, além disso, o braço oscilante das SPR não é nervurado para reforço estrutural. Em vez disso, caracteriza-se por uma construção parcialmente oca.

São no entanto motociclos mais pesados que os anteriores, por terem maiores motorizações, que chegam no caso da SPR 510R aos 501 cm^3, às rodas maiores e às diferenças geométricas dos quadros.

O motociclo específico em estudo será a AJP SPR 250, que tem um peso de 123 kg [12]. Tal significa à partida que o motociclo terá um comportamento mais estável em estrada, e que os seus componentes serão mais aptos a lidar com situações de carga mais extenuantes.

Como já referido, a AJP Motos quer começar a utilizar braços oscilantes como os que se vêem nos motociclos da linha SPR nas AJP PR3 e PR4. Assim, torna-se interessante comparar o comportamento dos braços oscilantes em condições de carga homólogas, de forma a validar esta decisão.

3 Evolução dos veículos de duas rodas

Além do estudo de contextualização feito à empresa e aos motociclos em questão, decidiu-se ainda fazer uma pequena pesquisa sobre a indústria dos motociclos e o conjunto de soluções estruturais que se costumam utilizar na atualidade, assim como suas vantagens e desvantagens.

Assim, faz-se neste capítulo um estudo que não pretende ser exaustivo sobre a história da indústria dos motociclos e a evolução dos seus componentes estruturais mais relevantes para o presente estudo, os quadros e os braços oscilantes.

3.1 História dos motociclos

Os primeiros veículos de duas rodas motorizados surgiram no final do século XIX, um pouco depois do nascimento dos veículos de duas rodas sem motorização, as bicicletas [3]. Os primeiros veículos motorizados seriam inspirados pelos modelos de bicicletas existentes à época, com características muito semelhantes mas com propulsão assistida pelos motores da época.

O primeiro motociclo propriamente dito seria então construído por Sylvester Roper, em 1868, consistindo numa bicicleta com um motor de dois cilindros de combustão externa a vapor - figura 6. Pouco depois, em 1871, Louis-Guillaume Perreaux inventaria um veículo semelhante cuja propulsão era possível pela combustão de etanol [3], [13], [14].

Figura 6: Motociclo inventado por Sylvester Roper [15].

Por esta altura os motores de combustão interna começavam a ganhar popularidade, devido a grandes evoluções tecnológicas, como a invenção do motor de combustão interna a 4 tempos por Otto, em 1876. Tal traduziu-se, eventualmente, na adaptação destes motores para motociclos, surgindo assim em 1885 a *Daimler Reitwagen* da figura 7, um motociclo inventando por Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach que constitui a primeira iteração de um motociclo como é conhecido na atualidade [13], [14].

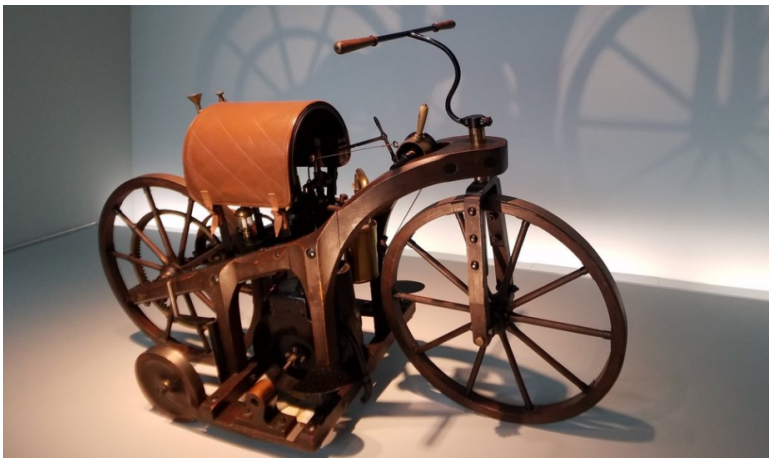

Figura 7: Primeiro motociclo com motor a 4 tempos, por Daimler e Maybach [16].

Desde então, o contributo de inúmeros engenheiros, inventores e empresas ajudaram o motociclo a chegar à sua iteração moderna. Sobretudo na Europa e mais especificamente na Inglaterra, o número de fábricas e construtores aumentaria de uma forma significativa no início do século XX.

A indústria britânica proporcionou ao mundo vários construtores de importância fulcral para a história dos motociclos, como a Norton, a BSA, a Vincent ou a Triumph, tanto para os veículos de estrada como para os de competição. Da Alemanha surgiram a NSU, a BMW e a Sachs, responsáveis por importantes soluções tecnológicas e a expansão do mercado dos motociclos às massas [17]–[19].

Por outro lado, marcas italianas como a Moto Guzzi deixariam marcas profundas na história durante o século XX, enquanto outras como a Ducati, a Aprilia e a MV Agusta entrariam apenas a meio do mesmo século na indústria dos motociclos, mas viriam a conquistar muitos motociclistas pouco tempo mais tarde pela estética, motorização e tecnologias de competição adaptadas para a estrada.

Nos Estados Unidos da América surgem fabricantes de grande renome como a Indian Motorcycles e a Harley-Davidson, enquanto que durante a prosperidade pós-guerra do

Japão os chamados "quatro grandes" nipónicos do mundo dos motociclos - Yamaha, Honda, Kawasaki e Suzuki - lançariam modelos de grande impacto na indústria, assim como importantes soluções tecnológicas que ajudaram a definir o setor dos motociclos como é conhecido na atualidade [13], [19].

Tendo em conta que o trabalho proposto se foca na validação de dois braços oscilantes, a história dos motociclos ficará por este resumo, partindo-se para a análise da evolução de elementos estruturais e de suspensão traseira.

3.2 Quadros de motociclo

Para compreender a história das suspensões utilizadas em motociclos, é necessário compreender também a evolução dos quadros. Um quadro de motociclo é uma peça que constitui o cerne da estrutura do motociclo, desempenhando um papel análogo ao dos *chassis* dos automóveis [3].

Os quadros servem funções que podem ser agrupadas em dois tipos fundamentais, estático e dinâmico. No sentido estático, o quadro tem que suportar o peso do condutor e de ancorar e suportar os diversos componentes do motociclo, tal como o motor, a suspensão, ou os depósitos de combustível. As funções dinâmicas passam pela responsabilidade em aderência à estrada, agilidade, direção precisa e conforto. Esta é assim uma peça que tem que ser projetada com cuidado e que foi sofrendo alterações significativas desde o advento dos motociclos.

Sendo componentes estruturais de alta responsabilidade, são normalmente construídos em aço, embora, num esforço de os tornar mais leves, tenha havido uma pequena insurgência de projetos em alumínio e titânio, sobretudo em modelos de competição. Também houve ao longo do tempo fabricantes que usaram quadros destas ligas leves em modelos de todo-o-terreno. Notoriamente, a BSA utilizou quadros de titânio em modelos deste setor na década de 1960 [19].

Os primeiros quadros utilizados em motociclos eram derivados daqueles que se utilizavam nas bicicletas da época, com uma forma de diamante. Estes quadros primitivos eram particularmente adequados na época dado que os motores eram monocilíndicos, de pequenas dimensões, mas altura considerável. Estes quadros caracterizavam-se por pouca rigidez estrutural e a completa inexistência de um sistema de suspensão traseiro [19].

Figura 8: A Indian de 1901, com quadro em diamante [20].

O primeiro veículo da Indian Motorcycles, que se vê na figura 8, é um exemplo clássico de um motociclo com quadro em diamante. Possuía ainda pedaleira e, como se pode conferir, tem um posicionamento de motor pouco convencional, por baixo do banco.

De facto, este modelo da Indian ilustra não só a influência das bicicletas nos primeiros motociclos como também a tendência que se observou nos finais do século XIX e início do século XX para tentar encontrar o local ideal para a motorização, surgindo muitas ideias de vários construtores diferentes antes da eventual fixação do motor na parte inferior do quadro [3], [19].

Mais tarde, surgiria o quadro em berço, com uma geometria em que a extremidade inferior dos tubos dianteiro e do banco se encontravam mais espaçados e rigidamente ligados a um berço de motor, da traseira do qual surgem tubos que alcançam o eixo da roda, como ilustrado na figura 9.

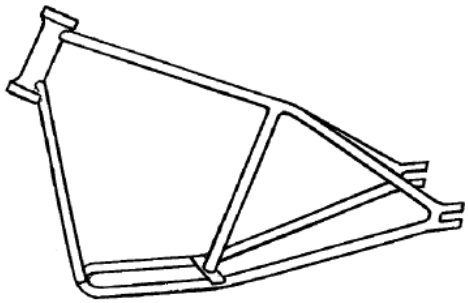

Figura 9: Quadro em berço simples, o primeiro sucessor do quadro em diamante das bicicletas [19].

Um desenvolvimento que surgiria pouco depois seria o quadro em berço duplo, em

que os tubos do berço são estendidos até à cabeça de direção - figura 10.

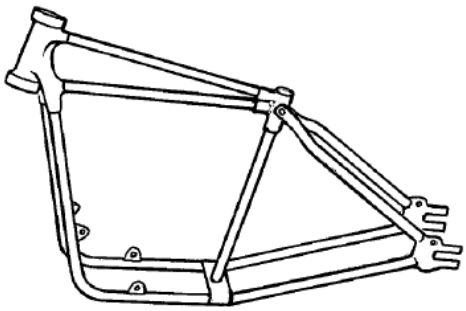

Figura 10: Quadro em berço duplo, que surgiu pouco depois do quadro em berço simples [19].

Estes desenhos de quadro seriam mais rígidos e permitiriam acomodar motores de maiores dimensões. No entanto, a rigidez torsional não era ainda uma preocupação dos construtores, e foi apenas entre 1920 e 1935 que se começaram a verificar esforços sérios para melhorar este aspeto da rigidez dos quadros, devido ao aumento da potência dos motores, maior secção dos pneus e consequente aumento das velocidades e aderência em curva.

Começam assim a surgir estruturas em treliça, que se apoiam largamente em estruturas triangulares para aumentar a rigidez torsional e o desempenho em curva. O posicionamento do motor ainda era algo variável, como se pode conferir nas figuras 11 e 12, e, como tal, os desenhos dos quadros variam ainda em função do seu fabricante [3], [19].

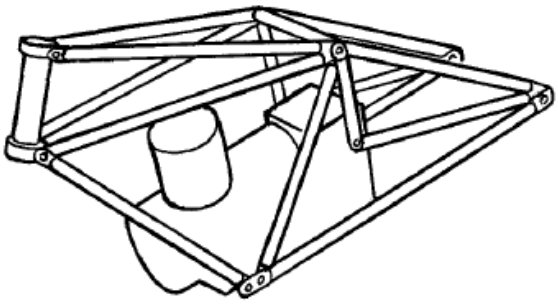

Figura 11: Quadro Francis-Barnett, com secções tubulares facilmente reparáveis devido à ligação por parafusos [19].

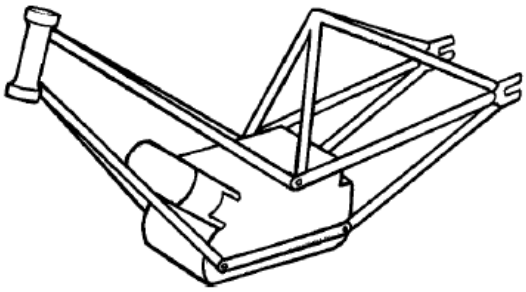

Figura 12: Quadro Scott, cuja principal desvantagem seria a necessidade de recorrer à construção do motor para garantir a sua própria rigidez [19].

Todos estes quadros têm então um acoplamento rígido à roda traseira, sem qualquer

sistema de suspensão, e são por essa razão designados na literatura por quadros rígidos [19]. Um exemplo real de um quadro rígido pode ser visto na figura 13. Neste veículo, e como é comum em muitos motociclos do género, o banco é apoiado por uma mola que permite absorver cargas dinâmicas do terreno, melhorando assim o conforto do condutor mas pouco o comportamento dinâmico do motociclo.

Figura 13: BSA A7 Road Racer, um motociclo de 1951 desenvolvido para competição com quadro rígido [21].

Refere-se que ainda existem alguns modelos atuais de motociclos com quadro rígido, tanto nos mercados de motociclos americanos de grande cilindrada personalizados e/ou renovados, tanto quanto por marcas que se focam na manutenção da tradição de motociclos do estilo *american muscle*, como a Harley-Davidson, como se pode verificar nas figuras 14 e 15.

Figura 14: Motociclo de quadro rígido personalizado da construtora Jackman Custom Cycles [22].

Figura 15: Motociclo Harley-Davidson Fat Boy™ 2021, com quadro rígido [23].

A limitação destes quadros a mercados tão restritos está sobretudo associada às limitações de desempenho do veículo e de conforto dos ocupantes dos veículos. Estas acabaram por obrigar os fabricantes a encontrar sistemas de suspensão traseiros mais adequados e quadros que se adaptassem a tais sistemas. Assim, os quadros rígidos quase desaparecem, e os quadros em berço simples e duplo nas suas iterações puras também [19].

Os sistemas de treliça persistiram até à atualidade, pela insistência de alguns fabricantes neste género de quadro que acabaria por permitir a instalação de suspensões mais modernas. Ainda hoje a Ducati e a KTM, por exemplo, usam treliças em modelos atuais, como é possível ver nas figuras 16 e 17.

A verdade é que os quadros em treliça têm grande capacidade estrutural pela construção em triângulos que permite a distribuição de esforços de tração e compressão de forma eficiente e equilibrada, sendo ao mesmo tempo uma construção barata e leve.

Por vezes, e como acontece nos dois exemplos apresentados, estes quadros combinam os elementos de treliça com motores estruturais, motores de grandes dimensões e construção robusta utilizados enquanto componentes estruturais do quadro. A solução pode reduzir o peso do motociclo enquanto se combina a capacidade estrutural proveniente da construção em treliça [19], [24].

Figura 16: Ducati Hypermotard de 2021 [25].

Figura 17: KTM Super Duke 1290 R de 2021 [26].

Outros fabricantes acabaram por criar quadros projetados diretamente para aceitar amortecedores traseiros, com grandes traves de aço ou alumínio que fazem a ancoragem da suspensão traseira, um sistema que acabaria por se tornar dominante nos motociclos de competição. Um exemplo deste tipo de quadro pode ser visto na figura 18. Estes quadros são por vezes denominados por quadros perimétricos e têm grande capacidade de aceitação de sistemas de suspensão com braço oscilante [3], [27].

Figura 18: Um exemplo de um quadro com traves ou perimétrico [28]

Um quadro derivado do perimétrico é o quadro em espinha dorsal que se pode ver na figura 19, que apesar do grande apelo estético e boa rigidez torsional, necessitam de elementos ou tubos adicionais para comportar todos os elementos do motociclo, e não permitem, de uma forma geral, acomodar motores de dimensões mais elevadas [24], [27].

Figura 19: Um exemplo de um quadro em espinha [27].

Outro quadro que não se referiu até aqui é o quadro *monocoque*, nascido na década de 1940, uma vez que está quase estritamente reservado para o sector das *scooters*. É

constituído por uma única peça rígida que acomoda todos os elementos do motociclo, e que como tal se torna caro, caso tais elementos sejam de grande dimensão; por essa razão, é difícil encontrar modelos com motores de alta cilindrada com quadros *monocoque*, sendo mais típicos em *scooters* de 50 ou 125 cm^3 de capacidade [3], [19], [27].

Note-se que estas soluções de quadro são muitas vezes combinadas entre si para poder aproveitar as suas vantagens enquanto as suas desvantagens são colmatadas - um exemplo é o quadro dos motociclos da AJP, que é de dupla trave, mas tem uma espinha dorsal, que na empresa é denominada de alma, e que tem ainda a sua parte inferior numa configuração de berço.

Porque a presente dissertação tem maior foco na suspensão do que no quadro propriamente dito, não se extenderá mais este assunto. Considerou-se no entanto relevante mostrar a história que levou aos primeiros sistemas de suspensão, assim como a referência das soluções de quadro atuais, de forma a contextualizar a análise das suspensões traseiras que será então feita no subcapítulo 3.3.

3.3 Suspensão Traseira

De uma forma geral, a suspensão dianteira de veículos de duas rodas evoluiu de uma maneira muito mais célere que a traseira, devido à sua maior responsabilidade pelo comportamento em curva e travagem. A suspensão traseira era inexistente na maior parte dos primeiros veículos de duas rodas, devido à grande popularidade dos quadros rígidos. As molas debaixo dos bancos ou bancos com espuma adoptadas por alguns construtores foram soluções que melhoraram o conforto dos motociclistas, mas não o comportamento dinâmico dos veículos [19].

O primeiro sistema de suspensão propriamente dito seria o sistema de suspensão telescópica, que se popularizou graças à BMW e à Norton. Os sucessos dos motociclos de competição destes dois construtores provaram que a introdução de suspensão traseira melhorava o comportamento do veículo. Era ainda fácil de adaptar a um quadro rígido, apesar de sofrer de desvantagens significativas.

Num sistema telescópico, a roda move-se sempre segundo uma trajetória retilínea, havendo um conjunto mola-amortecedor em cada lado do motociclo. A primeira limitação deste sistema era a falha dos apoios dos bancos e dos amortecedores por fadiga, que acontecia devido ao movimento independente de cada um dos amortecedores e provocava a flexão vertical dos mesmos. Essa mesma independência significava que em alguns momentos uma das molas estava mais tensionada que a outra, o que provocava

uma inclinação da roda e logo a instabilidade do veículo.

Por outro lado, e devido ao movimento estritamente linear do sistema, nos extremos dos cursos a corrente ficava extremamente tensionada, podendo originar a sua falha caso não se projetasse a mesma para uma grande folga na posição de repouso, como se pode subentender pela análise da figura 20.

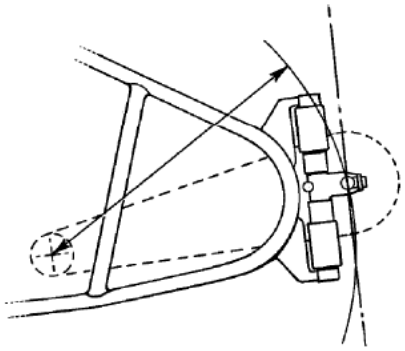

Figura 20: Problemas de tensão nos extremos do curso de um sistema de suspensão telescópica [19].

Pouco depois da introdução dos sistemas telescópicos, surgem variadas soluções tecnológicas, como a suspensão com amortecimento pneumático da ASL, conhecida por problemas de estanquidade do gás, ou o sistema de molas comprimidas por quadriláteros oscilantes da Matchless. No entanto, é de referir que após a Primeira Guerra Mundial, devido ao grande aumento da potência e binário dos motores usados, surge um regresso dos quadros fixos, que eram na altura mais rígidos que os quadros auxiliados por suspensões e logo providenciavam melhor desempenho aos motociclos [3], [19].

Na década de 1930 a Moto Guzzi reanima um sistema de suspensão traseiro revolucionário, que viria a ser adaptado e utilizado para quase todos os motociclos atuais - o sistema de braço oscilante, conhecido na gíria como escora [3], [19]. Os braços oscilantes coexistiram com as suspensões telescópicas até à década de 1950, altura em que novas soluções introduzidas pela Norton provocaram a ascensão quase incontestada das escoras na indústria [19].

3.3.1 Braço oscilante

Os braços oscilantes são considerados a melhor e mais popular solução de amortecimento das rodas traseiras na indústria dos motociclos atual.

A ideia dos braços oscilantes foi apresentada pela NSU e pela Indian Motorcycles no

início do século XX, ou seja, ainda antes das suspensões telescópicas. A sua integração na indústria foi lenta, numa fase inicial, tendo apenas começado a estabelecer-se com os desenvolvimentos da Moto Guzzi para este sistema, na década de 1930.

Os construtores tinham-se apoiado durante décadas em quadros rígidos e mostraram resistência em alterar de forma significativa a estrutura dos motociclos para acomodar o braço oscilante. Por outro lado, esta solução, sobretudo nos seus primórdios, era conhecida pela muito baixa rigidez torsional.

No entanto, após essa resistência inicial, a adaptação para os braços oscilantes foi rápida, quase eliminando os sistemas telescópicos a partir da década de 1950.

A Moto Guzzi introduziu braços oscilantes triangulados como o que se pode ver na figura 21 em vários dos seus modelos, alguns dos quais viriam a ganhar corridas de grande relevo, como os *Tourist Trophys* das categorias *Senior* e *Lightweight* organizados na Ilha de Man [19].

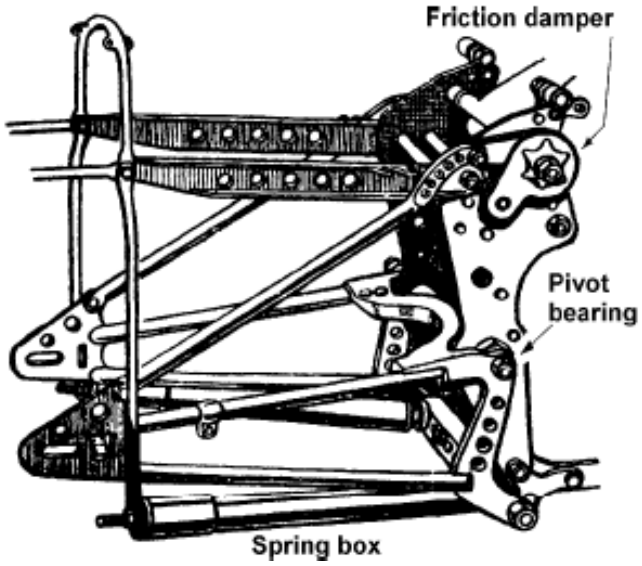

Figura 21: Braço oscilante da Moto Guzzi da década de 1930 [19].

Mais tarde, a mesma empresa viria a alterar os braços oscilantes que tinha usado até à época, para um garfo com desenho plano, com tubos de grande diâmetro soldados. Este teria alegadamente a mesma rigidez e resistência dos modelos anteriores, embora não tivesse uma rigidez torsional alta ou adequada. Um exemplo destes braços oscilantes planos é apresentado na figura 22.

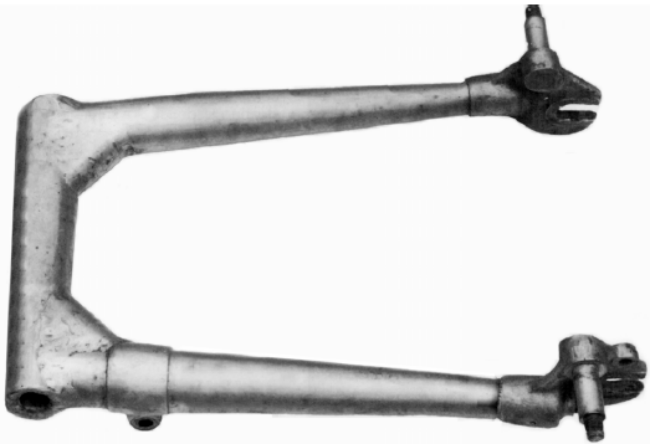

Figura 22: Braço oscilante plano da Velocette MK VIII KTT, lançado em 1939 pela construtora de motociclos britânica [19], [29].

A Norton desenvolveu em 1950 um quadro revolucionário com este tipo de braços oscilantes, comummente referido como quadro *featherbed* - figuras 23 e 24. Segundo Foale, a influência que este projeto viria a ter no desenvolvimento estrutural de motociclos é difícil de estimar [19]. Ainda é possível comprar motociclos modernos com descendência direta do mesmo. Este quadro caracterizou-se por apresentar um desempenho estrutural medíocre mas rigidez considerável, com uma distribuição de peso equilibrada e centro de gravidade baixo. O desempenho da suspensão também era superior ao de modelos anteriores, dada a maior estabilidade da secção traseira proporcionada por mais barras de apoio, o braço oscilante plano e a ligação do conjunto mola e amortecedor feita diretamente entre o braço e o quadro [19].

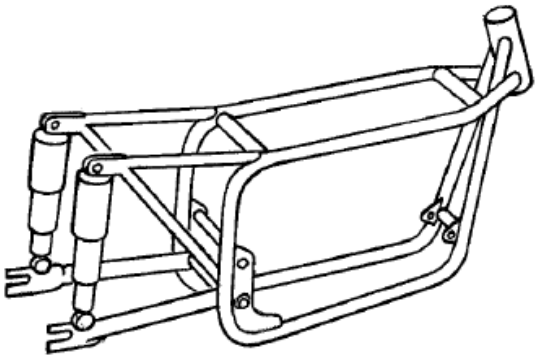

Figura 23: Quadro *featherbed* da Norton [19].

Figura 24: Motociclo Norton Featherbed de 1955, com o famoso modelo de quadro característico da marca [30].

A partir desta altura, as suspensões começariam a ser sobretudo derivadas dos modelos já conhecidos - ou telescópicas, ou com braço oscilante, à excepção dos raros casos de modelos com quadro rígido já abordados.

Em 1955 a Vincent substituiu os dois cartuchos que continham as molas presentes no quadro *featherbed* da Norton por um amortecedor *Armstrong* e outro amortecedor, separado, debaixo do banco. A Yamaha reanimou este sistema cerca de duas décadas mais tarde, designando-o por *cantilever* ou *monoshock*.

Outro sistema desenvolvido um pouco antes pela BSA para o campeonato de motociclos de 250 cm^3 tinha o vértice de um braço oscilante triangulado atuado por um amortecedor em posição horizontal num túnel construído através do reservatório de óleo, como pode ser conferido no esquema da figura 25.

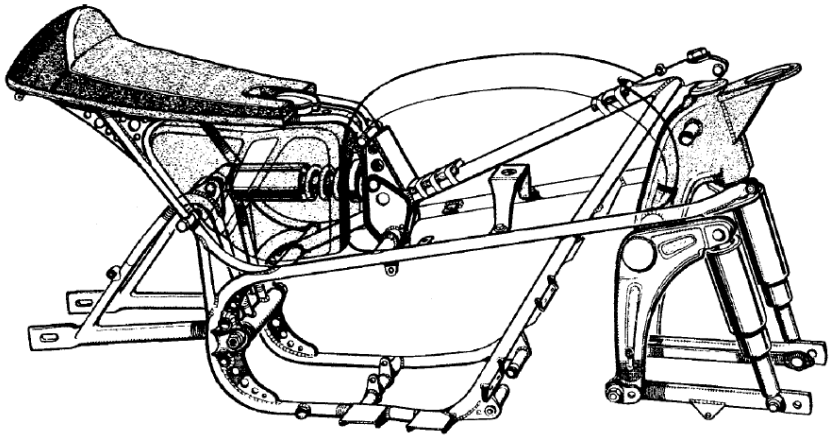

Figura 25: Braço oscilante apoiado por mola desenvolvido pela BSA em 1952 [19].

Nesta altura começam a demarcar-se diferenças entre as suspensões preferidas pelos fabricantes que eventualmente levariam à distinção entre duas categorias - sistemas diretos posteriores e diretos anteriores. Ambos os sistemas de suspensão são caracterizados pela existência de veios em treliça, ou seja, com configurações geométricas em triângulo, que aumentam as suas integridades estruturais.

Um exemplo de um sistema direto posterior pode ser visto na figura 26. Estes caracterizam-se pela ligação dos amortecedores - normalmente dois - ao braço oscilante num ponto muito próximo da roda traseira. Têm normalmente veios de reforço em treliça na parte inferior do braço oscilante, o que ajuda à rigidez e à baixa posição do centro de gravidade. Estes são no entanto caros e pesados, pelo que são normalmente reservados para suspensões com pequenos cursos.

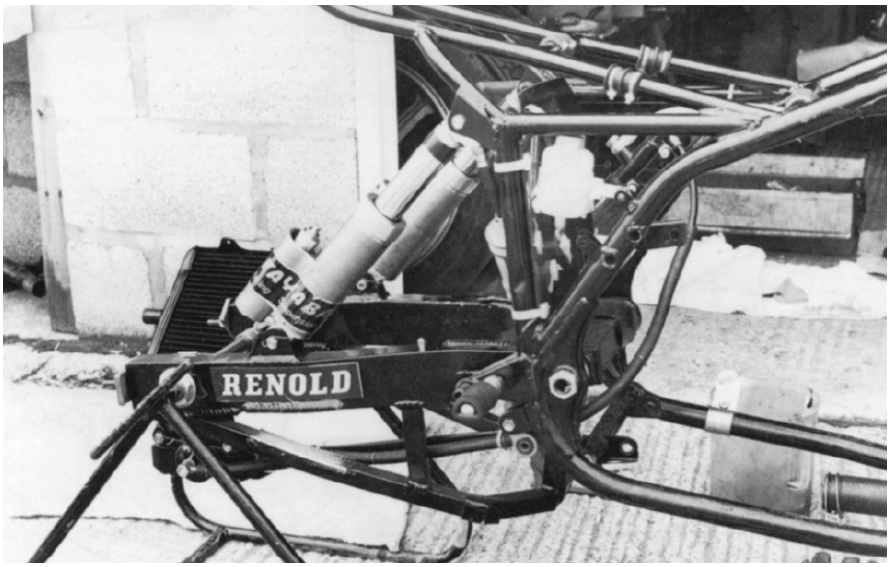

Figura 26: Sistema de suspensão direto posterior instalado na Suzuki RG500 [19].

Por outro lado, os sistemas diretos anteriores têm os veios de treliça por cima do eixo da roda traseira, e o amortecedor está ligado ao braço oscilante numa posição mais próxima do quadro do motociclo, como se pode observar no motociclo exibido anteriormente na figura 25 [3], [19].

Os dois sistemas perduraram até à atualidade, apesar do sistema posterior se ter tornado cada vez mais raro. Além de serem mais pesados e mais caros, requerem normalmente dois amortecedores, pela própria geometria do sistema - devido à sua posição tão próxima do eixo da roda, é na prática muito difícil fazer a conexão de um amortecedor a ambos os lados do braço sem interferir com a roda. Os cursos dos amortecedores são também maiores devido à posição de ancoragem. Estas características tornam a solução ainda mais cara.

Outras desvantagens são a diminuição da rigidez e aumento da inércia que advêm da fixação dos mesmos a pontos mais afastados do quadro, a impossibilidade da progressão da suspensão, e a diminuição da vida útil dos amortecedores - com um curso maior, haverá maior calor gerado por atrito e assim a perda das propriedades de amortecimento do sistema [3], [31].

Desta forma, e muito embora continue a ser aplicado em vários motociclos modernos, o sistema direto anterior acaba por progredir e eventualmente evoluir para a solução mais avançada e capaz que existe no mercado atual - o sistema de suspensão progressivo.

Todos estes desenvolvimentos se focavam no desenvolvimento de um sistema de suspensão cada vez mais rígido, capaz de sustentar a capacidade dos motores e de

manter a velocidade e estabilidade em curva. No entanto, nenhum destes sistemas de braço oscilante tinha progressividade da suspensão.

Os sistemas de suspensão tradicionais caracterizavam-se por conjuntos mola e amortecedor com característica linear - qualquer que seja a velocidade de solicitação ou a intensidade da mesma, a força de suspensão é-lhe proporcional. Assim, quer a mola esteja muito comprimida ou perto da sua posição de repouso, a força transmitida ao conjunto condutor e veículo é a mesma, o que implica uma escolha das molas a usar tendo em conta a utilização prevista.

Assim, para utilização em estrada será mais indicado escolher molas com baixa rigidez, para melhor conforto, mas para solicitações maiores, como aquelas que se encontram em todo-o-terreno e pista é necessário instalar molas mais rígidas com melhor comportamento quando as solicitações são elevadas. O mesmo se aplica ao amortecedor, sendo o coeficiente de amortecimento viscoso mais baixo para menores solicitações e maior para grandes solicitações. Esta escolha implica sempre um compromisso entre conforto e desempenho [3], [19], [32].

Assim, surge a ideia de criar um sistema de suspensão que apresentasse menor rigidez a menores velocidades de solicitação, para garantir o conforto nessas situações, mas que tivesse uma rigidez alta que garantisse um bom desempenho em condições mais extremas - um sistema progressivo. Tal é conseguido através de meios geométricos, normalmente com uma ligação por bielas entre o braço oscilante e o conjunto mola-amortecedor [3], [19].

Na década de 1970 os quatro gigantes da indústria japonesa adoptariam sistemas progressivos para os seus motociclos, sob diferentes nomes. Nenhuma das suas soluções é particularmente superior a outra, sendo as diferenças sobretudo geométricas, a nível de espaço utilizado e do local onde se fazem as ligações entre braço, biela e mola-amortecedor, e não propriamente de desempenho da suspensão em função de peso e rigidez estrutural [19]. Mais tarde, a Ducati adoptaria um sistema semelhante. Na figura 27 apresenta-se, à esquerda, o desenho da *Full Floater* da Suzuki e a suspensão atual das Yamaha R1 e R6.

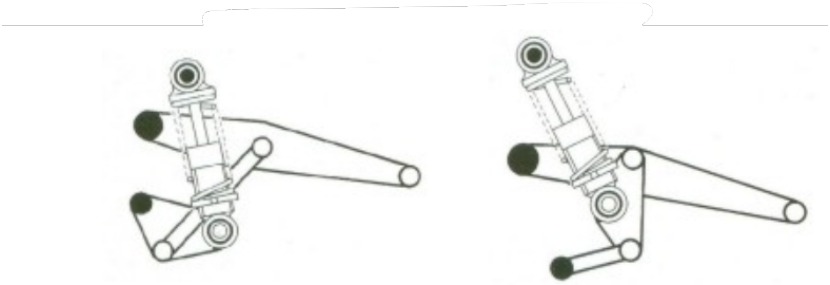

Figura 27: Esquemas de suspensões progressivas propostas pela Suzuki e pela Yamaha [33].

Na atualidade existem ainda algumas soluções que se desviam dos desenhos tradicionais, como o sistema de suspensão proposto pela KTM para a Super Duke 1290 GT, que se pode ver na figura 28. Este caracteriza-se pela ligação direta entre o braço oscilante e o amortecedor, o que permite progressão de suspensão sem necessidade de bielas.

Figura 28: Sistema de suspensão progressiva apresentado pela KTM para os seus modelos de estrada mais recentes [34].

No entanto, de uma forma geral, todos os fabricantes de motociclos começariam a utilizar suspensões progressivas de um tipo semelhante aos que foram retratados. É este tipo de suspensão que se utiliza nos motociclos da AJP Motos, dada a sua grande compatibilidade com as solicitações imprimidas pelo uso em todo-o-terreno e o conforto adequado para utilizações menos agressivas.

4 Motociclos todo-o-terreno

Como já foi referido, a AJP Motos especializa-se em motociclos para todo-o-terreno, de vários tipos. Torna-se assim interessante, no contexto da dissertação, fazer a distinção entre estes tipos, de forma a perceber o conjunto de solicitações a que estão sujeitos, tendo em conta a sua funcionalidade prática.

As três categorias de motociclos comercializados pela AJP são *Adventure*, *Enduro* e *Supermoto* [35]. Dar-se-à neste capítulo maior ênfase às soluções e características da categoria de *Enduro*, dado o âmbito do trabalho a desenvolver.

A categoria de *Enduro* compreende motociclos para utilização todo-o-terreno, com faróis, tanto dianteiro como traseiro, assim como luz de travagem. Tipicamente, utilizam pneus destinados para todo-o-terreno, têm uma transmissão com relações curtas e são projetadas para competições de longa duração. São normalmente legais para utilização em estrada, embora possam não o ser [36].

Tendo em conta o seu foco em competição, estes veículos são leves e despidos da maior parte dos equipamentos de conforto comuns em veículos de estrada, não só para serem ágeis e fáceis de manusear em terrenos acidentados mas também para serem fáceis de levantar, em caso de queda.

Têm normalmente um rácio de potência por kilograma pouco aquém do encontrado em motociclos de pista com 600 cm^3 de capacidade.

Os motores são normalmente mono-cilíndricos a 4 tempos. É possível encontrar também motores a 2 tempos, que têm no entanto maiores consumos e emissões poluentes. Devido a estas características, é difícil garantir que estes motores estejam em conformidade com as cada vez mais apertadas normas europeias sobre o assunto, reduzindo ligeiramente a sua presença no mercado. A sua afinação privilegia o binário a baixas rotações.

Têm ainda rodas e cursos de suspensão de elevadas dimensões para permitirem a ultrapassagem de obstáculos de grande porte, como rochas ou troncos de árvore, e ainda para absorver de forma eficaz a energia proveniente dessas manobras ou eventualmente da aterragem de saltos.

Sem surpresa, os motociclos desta categoria e, como se verá, os da categoria *motocross*, utilizam suspensões da vanguarda da tecnologia e elementos estruturais com grande resistência.

Assim, a maior parte dos quadros são de dupla trave, normalmente em alumínio pela leveza, e quadro tubular de aço soldado, solução que é utilizada pela AJP. A sus-

pensão traseira é quase exclusivamente do tipo braço oscilante fabricado em alumínio, normalmente auxiliado por sistemas de bielas e mono-amortecedor progressivos [3], [36], [37].

Uma imagem de um motociclo desta categoria comercializado pela AJP pode ser encontrada no capítulo 2.1, na figura 4.

Por vezes, os motociclos de *Enduro* de uma marca derivam dos seus modelos de *Motocross*, tornados mais dóceis para a utilização durante longos períodos de tempo. Um exemplo de um motociclo desta categoria pode ser encontrado na figura 29.

Figura 29: Um motociclo de *motocross* de grande volume de vendas e de grande potência comercializada pela Yamaha Motors, a YZ450F de 2021 [38].

Os veículos de *Motocross* são a versão mais extrema dos motociclos todo-o-terreno, sendo o mais despidos de acessórios, os mais potentes e os mais leves de todos. A suspensão tem grande curso e é muito rígida.

É raro encontrar modelos destes homologados para uso em estrada, dado que não só os acessórios de segurança não estão presentes como os motores muito potentes, a caixa de velocidades com relações muito curtas e a dureza da suspensão tornam a sua utilização em estrada de forma confortável quase impossível. Para além destes pontos, a natureza extrema da sua engenharia e da sua utilização obrigam a custos de manutenção elevados, sendo por vezes necessário substituir os pistões a cada 100 horas de utilização, por exemplo.

Assim, tratam-se de motociclos com utilização muito restrita e reservada quase sempre para pistas todo-o-terreno de pequenas dimensões [37].

Por outro lado, existem os motociclos da categoria *Supermoto*, que combinam elementos dos veículos das duas categorias explicadas anteriormente. Costumam ser de pequenas séries de produção, com motores de prestações muito elevadas e que necessitam de grandes esforços de manutenção, mas têm suspensões um pouco mais suaves que os de *motocross*, com pneus típicos para utilização em estrada de asfalto.

Estes veículos são feitos para competir em pistas pequenas e técnicas com porções de asfalto e porções de terra.

Os modelos das linhas PR3 e PR4 da AJP são projetados para a utilização como modelos de *Enduro* e *Supermoto*, através da mudança das suas rodas e pneus. Uma das PR4, devidamente adaptada para a categoria *supermoto*, pode ser vista na figura 30. Como se observar na figura referida, o motociclo tem instalados pneus de utilização em asfalto, ao contrário da PR4 da figura 4, esta destinada a *enduro*.

Figura 30: A AJP PR4 240 Supermoto [39].

A última categoria de motociclos comercializada pela AJP é a categoria *Adventure*. Esta também tem uma relação próxima da categoria de *Enduro*, embora exista ainda outra intermédia entre as duas - *Dual Sport*.

Para garantir a homologação para utilização em estrada destes motociclos, os fabri-

cantes dedicaram-se a criar modelos parecidos mas com os devidos componentes necessários à utilização em estrada, como pelo menos um espelho retrovisor, luz de travagem, indicadores de mudança de direção e buzina, assim como outras modificações, como um escape mais silencioso, que tornam a sua presença na estrada mais "civilizada" [36]. São assim um pouco mais pesadas, mas podem circular na estrada confortavelmente e mantendo parte da capacidade *offroad* das motos de *enduro*.

Nascem assim os motociclos de *adventure*, por vezes referenciadas pelo acrónimo *ADV*, que sacrificam alguma capacidade de todo-o-terreno em troca de maior conforto em viagens em asfalto de longas durações. O primeiro motociclo que adoptou esta descrição foi a BMW R80G/S, que se pode ver na figura 31.

Figura 31: BMW R80G/S, lançada em 1981 e universalmente considerada como a primeira moto *ADV* [36].

São dotadas de todos os equipamentos necessários à homologação para utilização em estrada, além de carenagens e muitas vezes pára-brisas para a tornar mais aerodinâmica e confortável a altas velocidades. Os motores utilizados são de dimensões elevadas, normalmente acima dos 600 cm^3, em contraste com os veículos das categorias anteriores, que raramente ultrapassam os 400 cm^3.

No entanto, caso o utilizador decida usá-la em terrenos acidentados pode fazê-lo, devido à genética derivada dos veículos de *enduro* - isto é, as suspensões com cursos longos, a posição de viagem alta e as rodas de elevado diâmetro [36]. A AJP comercializa

nesta categoria o modelo PR7 da figura 3.

5 Modelação do problema

O objetivo do presente trabalho é validar estruturalmente os braços oscilantes de dois motociclos da AJP Motos, as AJP PR4 e SPR 250. Estes braços são fundamentalmente diferentes no que se refere ao seu desenho, e, tendo em conta que se pretende passar a utilizar nas AJP PR3 e PR4 um braço com um desenho bastante semelhante ao da atual SPR 250, considerou-se interessante verificar se as diferenças visuais e de construção se traduzem em diferenças de validade estrutural.

Tratando-se de um problema de natureza estrutural, é necessário definir um conjunto de parâmetros dos componentes e do problema em si, nomeadamente:

- Parâmetros do material;
- Geometria da peça;
- Condições de carga;
- Condições de fronteira;

Estes parâmetros foram estudados na fase inicial do trabalho, e apresentam-se nos subcapítulos seguintes.

5.1 Geometria das peças

A geometria já se encontra definida e é diferente nos dois braços oscilantes a estudar, sendo a geometria da escora da AJP PR4 definida pela existência de nervuras e a da AJP SPR 250 por uma geometria oca.

Os desenhos dos braços oscilantes dos motociclos em estudo foram fornecidos para o presente trabalho enquanto ficheiros de desenho 3D. O correspondente ao braço da AJP PR4 é apresentado nas figuras 32 e 33.

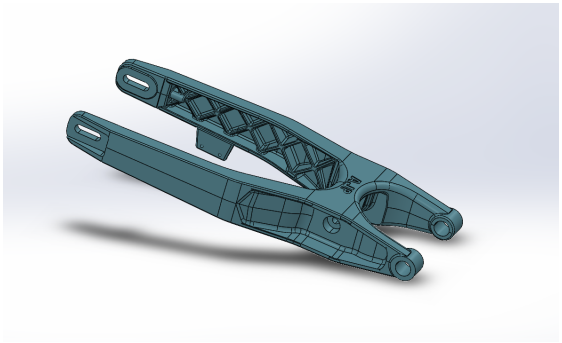

Figura 32: Braço oscilante da AJP PR4.

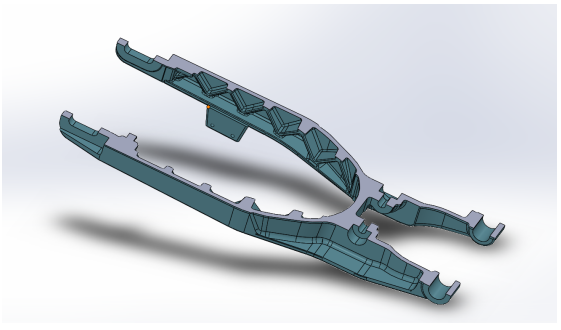

Figura 33: Braço oscilante da AJP PR4, em vista de corte.

Da mesma forma, a geometria da SPR 250 está representada nas figuras 34 e 35.

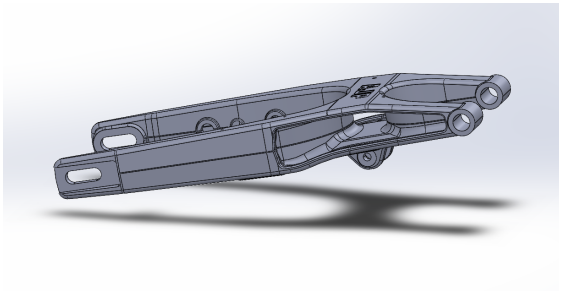

Figura 34: Braço oscilante da AJP SPR 250.

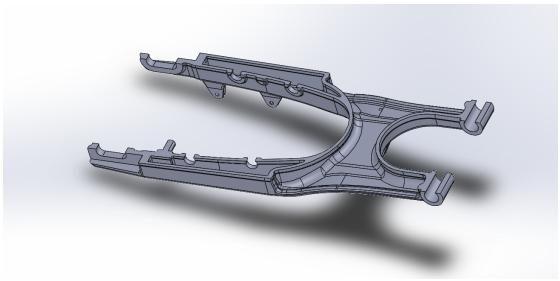

Figura 35: Braço oscilante da AJP SPR 250, em vista de corte.

5.2 Parâmetros do material

O material utilizado em ambos os modelos do braço oscilante é uma liga de alumínio com designação comercial *Calypso 67 B* e, pela norma europeia, de AlSiMg0.3, com tratamento térmico T6. As propriedades mecânicas deste material encontram-se na tabela 1. Trata-se de uma liga de alumínio para fundição, normalmente utilizada em areia [40], [41].

Esta liga tem sido frequentemente utilizada em motociclos da AJP, sobretudo nos braços oscilantes mas também na alma do quadro, por exemplo. Trata-se de uma liga com excelente maquinabilidade, boa resistência à corrosão, boa soldabilidade e propriedades mecânicas consideradas adequadas pela empresa para a utilização nos seus componentes estruturais, mesmo quando fundida em areia [3], [42].

Tabela 1: Propriedades mecânicas do alumínio utilizado nas escoras [40], [41].

Liga	**Tensão de cedência [MPa]**	**Tensão de rotura [MPa]**	**Alongamento após rotura [%]**	**Dureza [HV]**	**Densidade [kg/m^3]**	**Módulo de Young [GPa]**	**Coeficiente de Poisson**
Alumínio Calypso 67B	146 - 162	205 - 226	2.1 - 2.5	83 - 91	2660 - 2710	71.5 - 74.5	0.322 - 0.338

Para efeitos de validação estrutural, serão usados os valores mais baixos destes parâmetros, para que o processo se dê pelo lado da segurança. A densidade será considerada como 2710 kg/mm^3.

5.3 Condições de carga

Na vida de um motociclo de *Enduro*, a suspensão traseira está sujeita a esforços extremos. A utilização em terrenos planos implica esforços pouco significativos quando comparado com a ultrapassagem de obstáculos, sendo o exemplo mais extremo a aterragem de saltos. Assim, e por se considerar que, nesta categoria, a situação em que a escora será submetida a maiores esforços é um salto, a simulação e posterior validação serão projetados para esta situação.

Existem três formas de aterragem de um salto. Numa situação ideal, o motociclista tenta aterrar com as duas rodas ao mesmo tempo ou com a roda traseira, dependendo das condições do salto e do terreno disponível para aterragem.

A pesquisa sobre este assunto, tanto através da visualização de vídeos sobre o assunto e do diálogo com praticantes de *enduro*, permitiu perceber as tendências e as preferências dos pilotos numa situação de salto.

A situação mais anómala é a aterragem com a roda dianteira. Os pilotos costumam evitar este cenário por questões de instabilidade e dificuldade em controlar o motociclo durante a aterragem. Para além disso, esta traduz-se em esforços mais acentuados na forqueta da suspensão dianteira e no quadro, que são componentes que não se pretendem avaliar no presente trabalho. Por isso, esta situação não foi estudada.

A aterragem nas duas rodas em simultâneo significa que, de uma forma geral, as forças se irão distribuir de forma uniforme entre as duas rodas e logo sobre as duas partes da suspensão. Esta análise é no entanto ideal, dado que na realidade a distribuição uniforme não se irá verificar. O centro de gravidade do conjunto veículo e motociclista varia naturalmente durante um salto, em função da posição do corpo do motociclista. É natural o piloto colocar o seu peso na traseira da moto no ar, dado que desta forma há a redução do risco de aterrar na roda dianteira. Tal traduz-se num conjunto de esforços mais acentuado na suspensão traseira, mesmo que se verifique uma aterragem das duas rodas de forma simultânea.

A última situação é a aterragem na roda traseira. Esta é muitas vezes a forma preferida de aterrar pelos pilotos, pela maior estabilidade e suavidade de aterragem, que permitem uma passagem gradual à utilização das duas rodas. No entanto, esta situação é a mais crítica, no que se refere aos esforços transmitidos à peça em análise e à suspensão traseira.

Foi assim decidido verificar o comportamento estrutural da escora para várias situações de aterragem na roda de traseira com alturas e tipos de movimento diversos, para

analisar as diferenças em termos de transmissão de esforços e as suas consequências para a integridade do componente.

Esta decisão permite simular aquilo que acontece na grande parte das situações reais, e, ao mesmo tempo, garantir que o estudo se dá pelo lado da segurança. Ao garantir que o braço se encontra bem projetado para a situação mais crítica possível - o suporte de toda a energia de um salto pela roda traseira - garante-se que se a energia for distribuída por ambos os eixos o braço terá também, naturalmente, validade estrutural.

Os motociclos das linhas PR3 e PR4 têm uma massa a seco anunciada de 105 kg [9]. A este valor de massa foi adicionado 10% do mesmo para ter em conta o peso dos fluidos que o veículo necessita para o seu funcionamento, como óleo e gasolina. Por último, foi considerado um peso de motociclista de 75 kg. O peso foi calculado com a aproximação $g = 9.81$ m^2/s, sendo que este valor foi utilizado ao longo de todas as etapas do trabalho desenvolvido. O conjunto de equações 5.1, 5.2 e 5.3 mostram o raciocínio descrito no parágrafo.

$$m_{conjunto} = m_{motociclo} + m_{fluidos} + m_{motociclista} \tag{5.1}$$

$$m_{conjunto} = 105 + 105 * 0.1 + 75 \ kg \tag{5.2}$$

$$m_{conjunto} = 190.5 \ kg \tag{5.3}$$

Tendo em conta que a AJP SPR 250 tem uma massa com fluidos de 123 kg, a massa do seu conjunto será considerada como 198 kg, tendo em conta o mesmo piloto com 75 kg. Depois de estabelecidas estas condições de carga para a simulação, o trabalho passou pela procura de métodos que permitissem fazer a validação estrutural do braço para as condições escolhidas.

5.4 Condições de fronteira

O braço oscilante em estudo está ligado a quatro outros componentes do motociclo, como se pode observar na figura 36: a roda traseira, não representada na figura, uma das bielas e uma trave de cada lado.

Tendo em conta que a análise incide apenas sobre o comportamento do quadro oscilante, considerar-se-ão as traves e a biela como componentes rígidos, assim como todas as ligações entre componentes, de forma a simplificar a simulação.

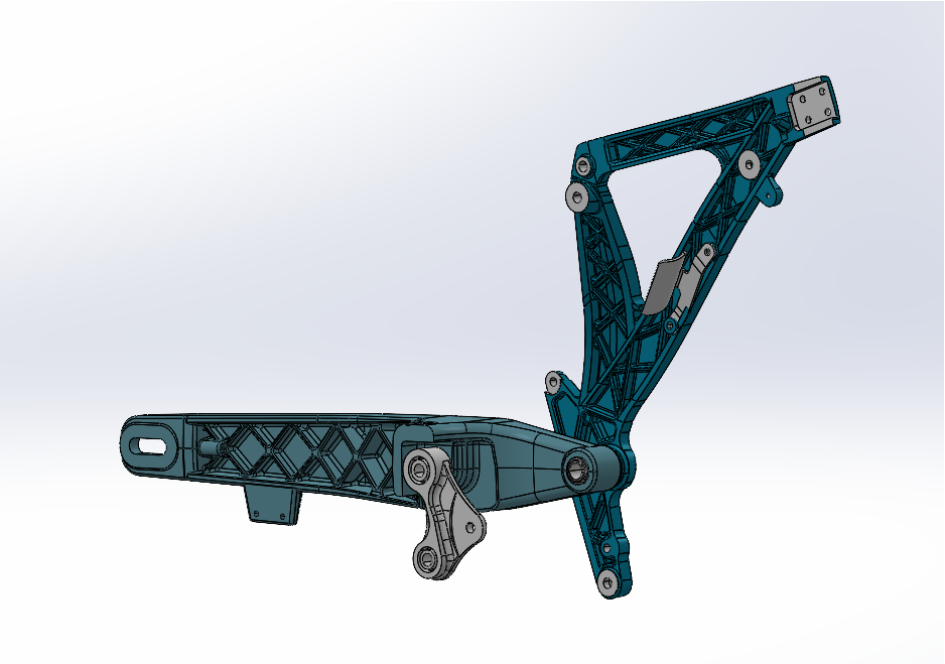

Figura 36: Vista cortada do braço oscilante antigo, mostrando as ligações à trave de alumínio e à biela.

Considerou-se que nos pontos de fixação à biela e às traves o movimento de translação segundo os três eixos espaciais será impedido ($x = y = z = 0$), sendo a rotação livre, para efeitos de simulação numérica.

A força de reação proveniente das situações dinâmicas simuladas será determinada, no *software* de análise dinâmica, e aplicada, no *software* de análise numérica, na ponta da escora, no local de ligação ao eixo da roda traseira. Garante-se assim que se simula a simulação mais crítica para a peça, e, logo, que o dimensionamento é feito pelo lado da segurança.

6 Validação estrutural

Um método comum na indústria e nos estudos de validade estrutural de componentes de veículos em situações dinâmicas é o cálculo da carga estática no componente e a sua multiplicação por um fator dinâmico de 4 [3].

Para ter um valor de comparação com as simulações dinâmicas que se fizeram com recurso ao *software MSC Adams*, começou-se o processo de validação estrutural dos braços por um método híbrido deste tipo de análise. Enquanto que tradicionalmente se calculam os esforços no ponto que se pretende analisar de forma completamente analítica, no presente estudo encontraram-se os esforços no braço oscilante na situação estática do motociclo com recurso a um dos *softwares* utilizados no âmbito do trabalho, o *MSC Adams*. Deve referir-se que este estudo foi paralelo ao que está detalhado no capítulo 7, e que alguns dos detalhes da formulação das simulações apresentadas de seguida só serão explicados no mesmo.

Como já foi referido, a massa do conjunto motociclo e motociclista foi considerada como $m_{conjunto} = 190.5$ kg na AJP PR4, e como $m_{conjunto} = 198$ kg na AJP SPR 250. Para obter o valor de força que está a ser aplicada ao braço oscilante na situação foi utilizado o *software* referido, e foi então aplicado a este valor o método analítico referido anteriormente.

Um dos pontos que é necessário definir para a situação estática é a localização do centro de gravidade do conjunto. Tal é difícil de fazer sem testes experimentais, e na extensa pesquisa que se fez sobre o assunto não foi possível encontrar direções no que se refere a este assunto, pelo que foram utilizadas aproximações para a simulação da situação estática.

Como se pode observar na figura 37, a localização do centro de gravidade de um motociclo sem condutor em situação estática está bastante próxima do local do motor e um algo acima dos eixos das rodas. No entanto, com o condutor sentado no veículo, é de esperar que o centro de gravidade se desloque para mais perto dos poisa-pés e ligeiramente para cima no eixo vertical. Desta forma, foram colocadas duas massas virtuais nos poisa-pés, para compensar o facto de o motor não estar incluído no desenho e para aproximar o centro de gravidade deste local. A densidade de outras peças, como o quadro, foram também alteradas para compensar esta diferença e para o deslocamento do centro de gravidade.

Figura 37: Localização aproximada do centro de gravidade de um motociclo de *enduro* [43].

Embora se pensasse que no início este processo de alteração da densidade das peças pudesse alterar o comportamento do veículo e a distribuição das cargas, acabou-se por aceitar a metodologia devido ao facto de em todas as simulações dinâmicas se considerarem todos os componentes como rígidos. Como tal, assumiu-se que a mudança do tipo de material dos componentes não afetaria a distribuição das cargas nas partes do veículo, desde que o centro de gravidade e a massa tivessem sido definidos fidedignamente.

Como já referido, todo o processo de validação estrutural assumiu que todos os componentes estruturais do motociclo teriam comportamento rígido, durante a análise dinâmica.

Embora seja possível argumentar que a análise de um sistema com componentes flexíveis daria resultados com melhor qualidade que a mesma análise com componentes rígidos, como foi feito ao longo de todo o estudo presente, o custo computacional de uma simulação deste tipo seria extremamente alto. Além disso, e na verdade, as simulações no programa utilizado têm comportamentos bastante semelhantes quando os componentes são considerados rígidos e quando são considerados flexíveis [42]. Apenas se assumiu que o braço oscilante teria comportamento flexível durante a fase de análise numérica detalhada no capítulo 8.

Assim, e depois deste se terem considerados todos estes fatores, o centro de gravidade

ficou definido na localização que se pode observar na figura 38. Refere-se no entanto que esta é uma localização aproximada e que a maneira mais fidedigna de encontrar o valor da força que está aplicada nas extremidades dos braços oscilantes seria medir a massa do motociclos nas rodas traseiras em ambiente experimental.

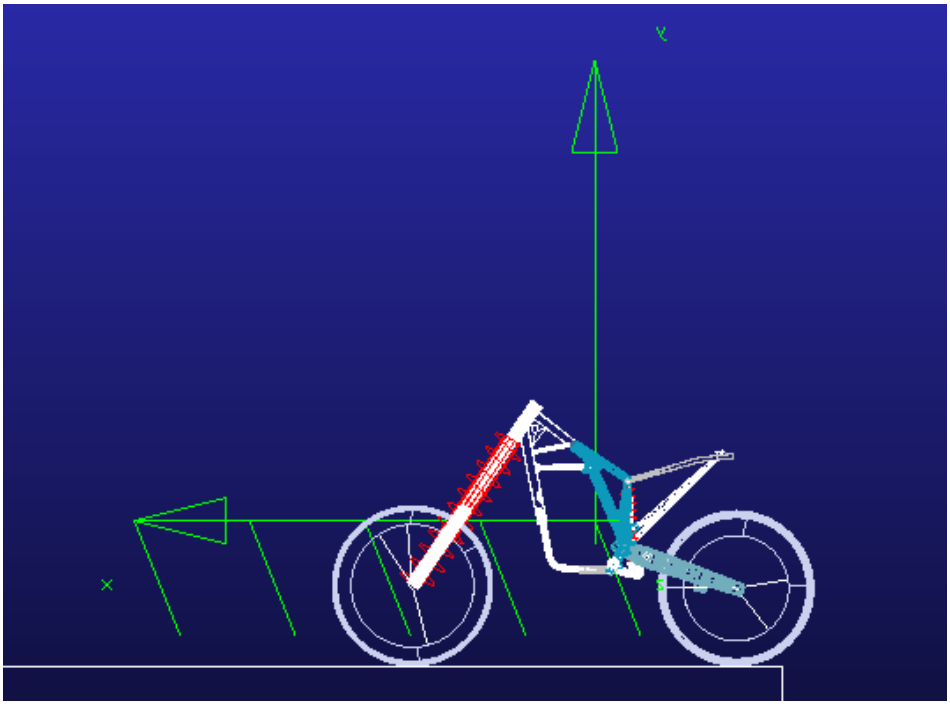

Figura 38: Localização do centro de gravidade utilizado para medir a força no braço oscilante da AJP PR4 em situação estática.

Depois de feita a simulação da situação estática com estes parâmetros de distribuição de massa, foram obtidos os valores de força nas ligações das rodas ao braço oscilante e à forqueta os seguintes:

- $F_{eixo\ traseiro\ PR4_y} = 942.66\ N$
- $F_{eixo\ dianteiro\ PR4_y} = 827.04\ N$

Note-se que estes valores de forças se traduzem numa massa de cerca de 180 kg, um valor inferior ao que está a ser considerado para a simulação. Esta diferença advém provavelmente do facto de a massa dos pneus que está abaixo dos eixos não contribuir para o esforço nos locais de apoio dos mesmos.

Infelizmente não foi possível obter valores de massa dos pneus e das rodas dos motociclos em estudo, mas estimou-se que um valor apropriado de cada um destes

conjuntos estaria entre os 10 e os 20 kg, através de uma pesquisa em fóruns de motociclos de *enduro* [44], [45]. Nesse caso, seria de esperar que cerca de metade do valor da massa dos conjuntos de ambos os eixos não aparecesse nos esforços em pontos de apoio, ou seja, que a massa acima dos eixos deveria estar acima dos 170 kg. De facto, os pneus definidos no estudo pesavam 10 kg cada um, e como tal, a massa abaixo dos eixos conjunto das duas rodas seria de 10 kg.

Garantiu-se assim uma análise pelo lado da segurança, pois havendo mais massa acima do eixo traseiro haverá mais esforços para o braço oscilante.

A mesma análise foi feita para a AJP SPR 250, à qual foram atribuídos valores de densidade de cada um dos seus componentes superiores em 3.9% aos seus valores na AJP PR4. Tal permite obter ter uma simulação com o peso correto do motociclo a estudar sem ter que alterar a geometria das peças e mantendo ainda a distribuição de peso consistente entre os dois modelos estudados. Embora muito provavelmente na prática a distribuição de pesos seja diferente nos dois motociclos, devido a diferenças geométricas entre os mesmos, decidiu-se que esta seria a opção mais célere de estudar, uma vez que foi impossível à empresa fornecer o desenho 3D da AJP SPR 250, embora esta aproximação se possa traduzir em ligeiras diferenças de resultados em relação à realidade.

As conclusões retiradas sobre a massa total do motociclo representada pelos valores das forças continuam a ser válidas, dado que o aumento da densidade das peças em 3.9% foi aplicado também às rodas do motociclo; tal considerou-se adequado, dado que devido às maiores solicitações a que a AJP SPR 250 é projetada para aguentar seria razoável esperar que as rodas e pneus fossem mais pesados.

Seguindo a mesma metodologia, chegou-se aos valores seguintes:

- $F_{eixo\ traseiro\ SPR\ 250_y} = 979.50\ N$
- $F_{eixo\ dianteiro\ SPR\ 250_y} = 859.48\ N$

Para continuar a análise, é necessário apenas utilizar a força obtida para os eixos traseiros dos motociclos, uma vez que essa carga é mais crítica para o braço oscilante.

Note-se ainda que se considerou que a força se reparte igualmente por ambos os seus pontos de apoio, ou seja, que a força aplicada pelo eixo da roda aquando da aterragem é suportada de igual forma por ambos os lados do braço oscilante. Este raciocínio resume-se nas equações 6.1 a 6.3.

Assim, e seguindo a metodologia sugerida anteriormente, vem o seguinte conjunto de equações:

$$\frac{F_{ponto\ eixo\ traseiro\ PR4_y}}{2} = 471.33\ N \tag{6.1}$$

$$F_{eixo\ traseiro\ dinamica\ PR4_y} = F_{ponto\ eixo\ traseiro\ PR4_y} * f \tag{6.2}$$

$$F_{ponto\ eixo\ traseiro\ PR4_y} * f = F_{ponto\ eixo\ traseiro\ PR4_y} * 4 = 471.33 * 4 = 1885.32\ N \tag{6.3}$$

E, da mesma forma, para a AJP SPR 250, vem:

$$\frac{F_{ponto\ eixo\ traseiro\ SPR\ 250_y}}{2} = 489.75\ N \tag{6.4}$$

$$F_{eixo\ traseiro\ dinamica\ SPR\ 250_y} = F_{ponto\ eixo\ traseiro\ SPR\ 250_y} * f \tag{6.5}$$

$$F_{ponto\ eixo\ traseiro\ SPR\ 250_y} * f = F_{ponto\ eixo\ traseiro\ SPR\ 250_y} * 4 = 489.75 * 4 = 1959.00\ N \tag{6.6}$$

Considerou-se que este método era, no entanto, possivelmente redutor. Como já foi discutido, os motociclos de *enduro* são sujeitos a vários tipos de solitações com diferentes graus de esforço estrutural para os seus componentes. Embora se reconheça que devido à prevalência deste método analítico na indústria e em vários outros trabalhos de validação estrutural de componentes em situações dinâmicas garanta que esta seja uma técnica adequada, considerou-se que seria interessante pesar a partir de que tipo de solicitações o método poderia deixar de ser adequado.

Outra limitação do método é o facto de apenas considerar o conjunto de esforços verticais a que a peça está sujeita. No entanto, é fácil identificar que numa situação de salto seria de esperar que existissem esforços ao longo do eixo longitudinal da peça.

Assim, e devido a estes dois problemas, decidiu-se analisar o problema recorrendo às capacidades de simulação dinâmica do *MSC Adams*, tentando-se assim descobrir a influência que a altura de salto, a trajetória do mesmo e a sujeição da peça a esforços longitudinais teria na validação da integridade estrutural das peças em estudo. Tal estudo é detalhado no capítulo 7.

7 *MSC Adams*

Para a simulação das situações dinâmicas estabelecidas, procurou-se usar o *software* *MSC Adams*, um programa cujo objetivo é a análise da dinâmica de corpos compostos por várias partes em movimento, através da criação e resolução das equações descritivas da estática, cinemática e dinâmica do sistema. Assim, é possível definir as forças que atuam sobre e entre as partes do sistema [46].

O objetivo da utilização deste *software* no presente trabalho foi caracterizar as forças que atuam no braço oscilante de uma forma o mais aproximada possível com a situação real.

7.1 Preparação das geometrias

A AJP Motos disponibilizou um desenho em 3D do quadro, traves, braço e suspensão traseira da AJP PR4, que se pode observar na figura 39. Este ficheiro não pôde ser lido diretamente pelo *MSC Adams*, devido a problemas geométricos provenientes provavelmente de erros no processo de conversão do formato original para o formato do *software*.

Assim, o processo de trabalho com o *MSC Adams* teve que ser acompanhado por uma constante modificação e melhoria de parâmetros através de outro *software*, no caso o *SolidWorks*.

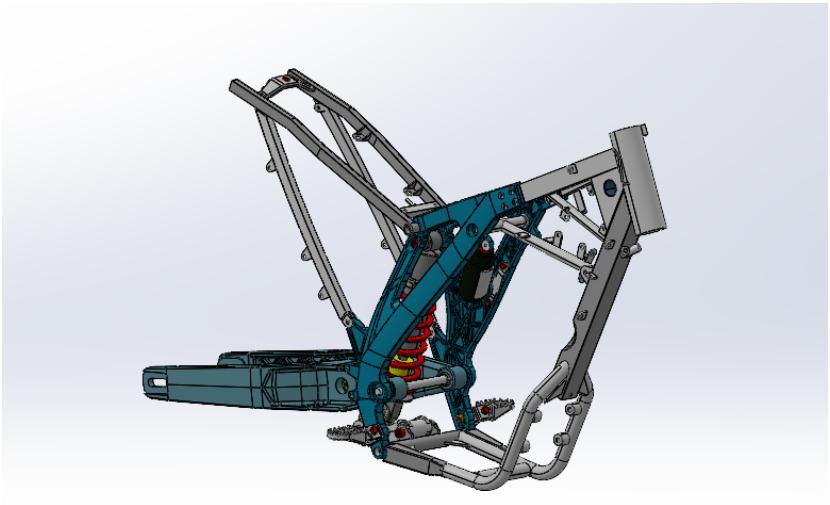

Figura 39: Ficheiro de desenho 3D original providenciado pela AJP Motos.

Este foi usado para a simplificação de geometria em alguns dos componentes e para a criação de peças complementares para o bom funcionamento da simulação em *MSC Adams*, além de ter sido a ferramenta utilizada para a conversão do ficheiro original para o *software* de análise dinâmica.

Estes passos serão explicados em maior pormenor, uma vez que a maior parte deles têm implicações no que se refere a simplificações do modelo e o próprio funcionamento da simulação.

A versão do *software MSC Adams* é uma versão de estudante gratuita disponibilizada pela empresa. Esta tem várias limitações de número de corpos e superfícies, pelo que após se ter feito a correção dos problemas geométricos do ficheiro convertido se passou para um processo de simplificação do desenho.

Este envolveu a eliminação de partes do quadro, das traves e da parte traseira do quadro que não se consideraram fundamentais para a integridade estrutural do conjunto nem para a exatidão da simulação, como patilhas de fixação, batentes, passadores, casquilhos e parafusos. Além disso, foi necessário apagar as superfícies roscadas de todos os locais que as tivessem dos componentes fornecidos pela empresa, já que estas superfícies colocariam problemas na exportação do ficheiro para o *software* de simulação.

De referir que devido às restrições geométricas impostas artificialmente através do *SolidWorks* a presença de parafusos é irrelevante para o processo de simulação. Após este processo, o desenho 3D ficou com o aspeto que se pode conferir na figura 40.

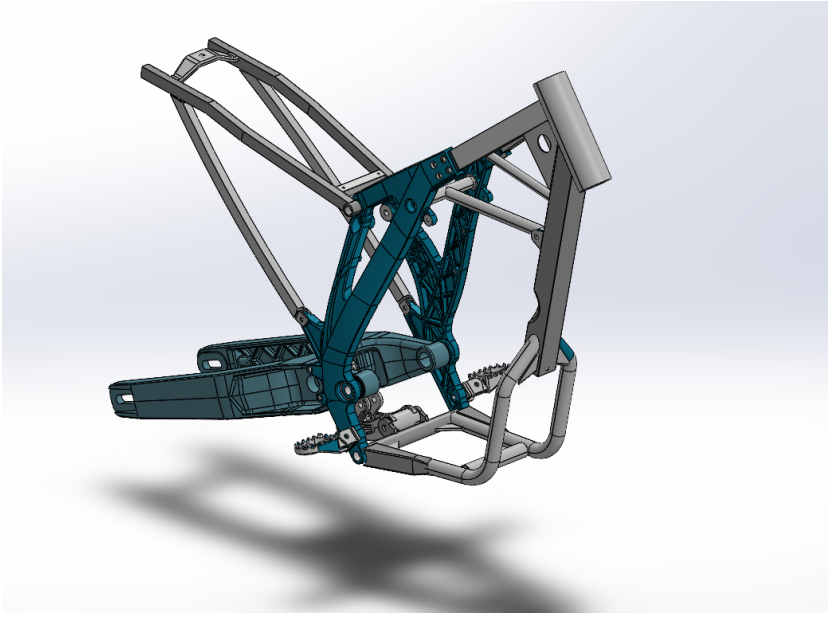

Figura 40: Ficheiro de desenho 3D simplificado.

De seguida, e porque a simulação do salto necessitaria desses elementos, adicionaram-se as rodas e também uma forqueta às partes que foram disponibilizadas pela empresa. As rodas foram construídas com base nos pneus indicados pela marca para os veículos da linha PR4, que são 120/90 - 18" no caso da roda traseira e 90/90 - 21" na roda dianteira [9], [47], [48].

As jantes foram construídas com base nos pneus desenhados, de uma forma muito simplificada. Considerou-se que aproximar mais a forma das jantes e dos pneus à geometria real não teria impacto relevante na exatidão da simulação.

Por outro lado, as dimensões da forqueta foram aproximadas com base em fotografias do modelo real. Por não se ter o desenho da peça utilizada e por não se considerar que a exatidão deste componente teria grande impacto na exatidão da simulação, dada a aterragem na roda traseira, não se procurou atribuir as dimensões exatas ao mesmo. O componente desenhado para a simulação pode ser visto na figura 41.

Deve no entanto referir-se que a geometria da forqueta foi pensada e desenhada com foco na garantia que seria possível a sua parte interior entrar na parte superior do quadro, de forma a simular a liberdade de movimento provocada pela existência de um componente de suspensão no local, como se pode verificar no desenho da figura 42. Tal veio a revelar-se essencial para os resultados finais da simulação, uma vez que uma forqueta rígida, com ligações rígidas e sem possibilidade de amortecimento da energia proveniente da aterragem da roda dianteira se traduzia numa transmissão dos esforços extremamente elevada e instantânea aos restantes componentes do motociclo e logo num conjunto de resultados pouco fidedigno.

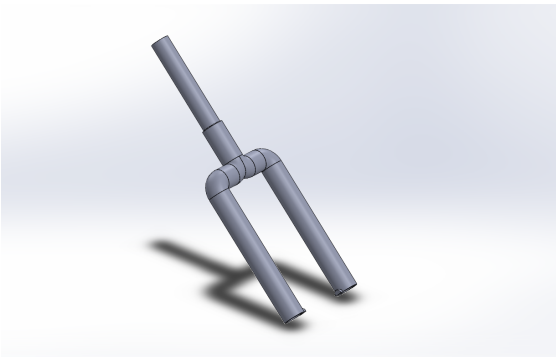

Figura 41: Forqueta desenhada para efeitos de simulação.

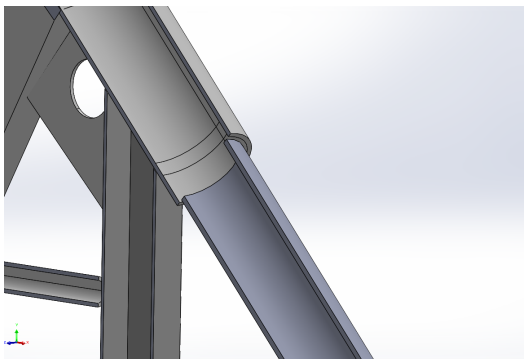

Figura 42: Detalhe do desenho da forqueta.

Embora o desenho do conjunto mola-amortecedor traseiro tenha sido providenciado, este não é considerado pelo *SolidWorks* como um componente flexível, este foi suprimido

do desenho. Se tal não fosse feito, o ambiente de trabalho do *Adams* consideraria este componente como rígido, e logo haveria uma ligação rígida entre traves e biela. Assim, a introdução de um elemento de amortecimento não seria possível.

Desta forma, foi decidido acrescentar um amortecedor de desenho rudimentar que permitisse a translação do sistema de amortecimento e que simulasse ainda a situação de fecho total do amortecedor - em que a parte inferior e a superior do sistema estariam apenas separados pelo batente.

Para o desenho desta parte do sistema, foram pedidas informações à AJP Motos para se saber quais as dimensões a usar, que estão disponíveis no anexo A.

Foi definida então a geometria das peças a utilizar para simular o comportamento do sistema de suspensão com recurso ao seu comprimento total, a altura do batente, o curso máximo do amortecedor e a pré-carga da mola. A pré-carga foi definida diretamente nesta fase do processo uma vez que se revelou bastante difícil de o fazer nos parâmetros de amortecedor do *MSC Adams*. O aspeto final deste conjunto de componentes está na figura 43 e um desenho técnico do conjunto desenhado que evidencia parte das informações providenciadas pela AJP, necessárias para esta parte da definição da geometria, pode ser encontrado no anexo C.

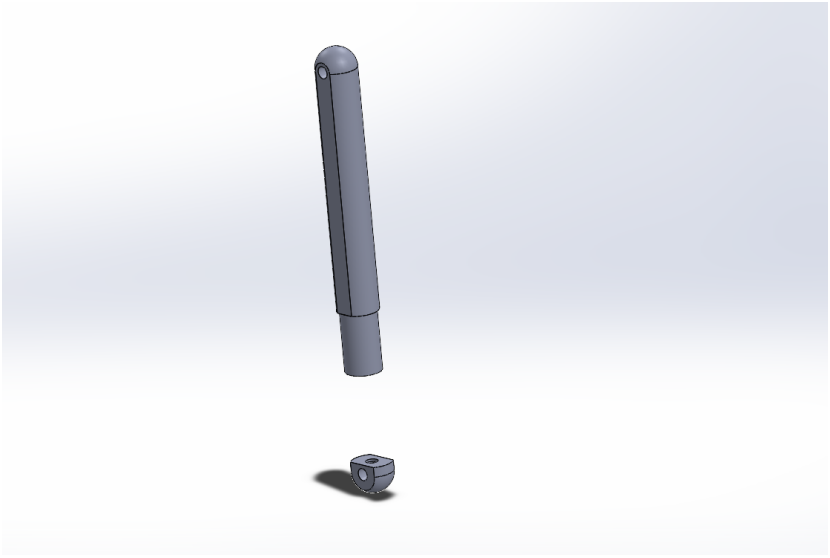

Figura 43: Desenho 3D do conjunto mola e amortecedor utilizado para simular o comportamento dinâmico do conjunto.

As últimas partes que foram adicionadas à geometria do conjunto foram duas esferas diretamente em cima dos pousa-pés, como pode ser aferido na figura 44, cujo propósito

seria simular a massa do motociclista que pousa neste componente. Foi colocada uma destas esferas em cada lado do motociclo. Além da simulação da massa do motociclista estes componentes permitiram ainda fazer a manipulação do centro de gravidade do conjunto motociclo e motociclista de uma forma mais expedita. O controlo da sua massa foi feito no *Adams* através da alteração da sua densidade.

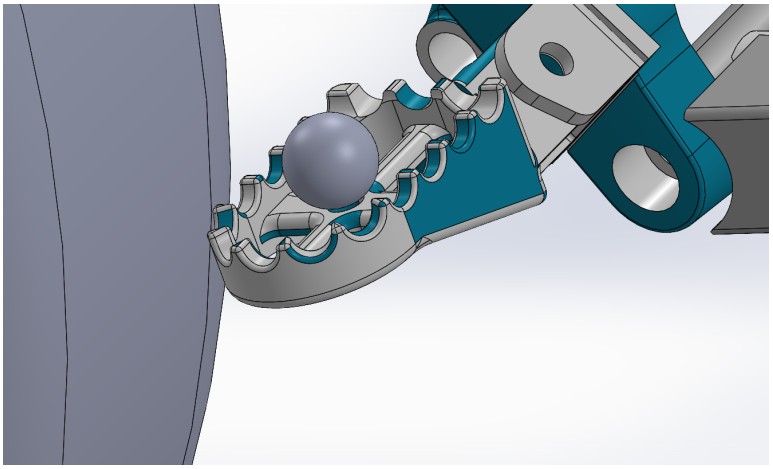

Figura 44: Uma das massas adicionadas aos pousa-pés para simulação dinâmica no *Adams*.

A estrutura completa depois de todas estas alterações e das ligações virtuais das rodas aos restantes componentes pode ser observada na figura 45.

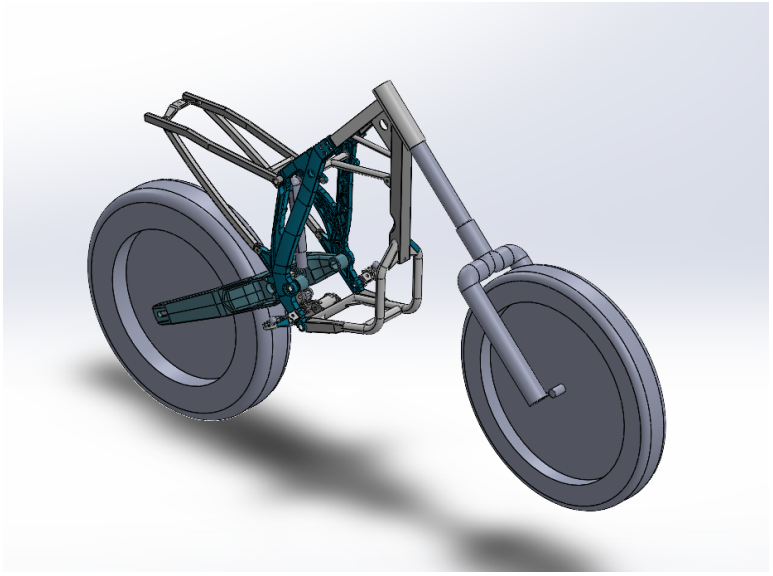

Figura 45: Desenho 3D simplificado e devidamente preparado para ser utilizado na simulação em *Adams*.

Ainda através do *SolidWorks* foram atribuídas ligações entre os diferentes componentes - os chamados "*Mates*", dada a maior facilidade de definição dos mesmos neste programa em relação ao *MSC Adams*. O tipo de ligação entre as rodas e o braço oscilante e a forqueta é o mesmo. Estas restrições virtuais feitas através do *SolidWorks* não afetam o desempenho da simulação, uma vez que estas ligações são consideradas pelo *Adams*, se assim for especificado. As ligações virtuais definidas e o seu tipo estão discriminadas no anexo B.

Por outro lado, e porque todas as partes são consideradas como rígidas, tomou-se a liberdade de "fundir" com recurso às capacidades do *software* algumas partes do motociclo que não estariam sujeitas a movimentos entre si, de forma a poupar tempo de computação das simulações. Estas partes foram as traves, os pousa-pés, a armação do depósito e o berço.

Depois de se terem feito as alterações ao ficheiro de desenho original, e ainda no *SolidWorks*, criou-se uma rampa com 1 metro de altura. As dimensões para a largura da estrutura foram escolhidas com o intuito de diminuir o tempo de computação das simulações, pelo que se definiu bastante estreita - 0.25 metros.

Por outro lado, o comprimento foi definido como 35 metros, para que a aceleração do motociclo até à velocidade desejada antes de se atingir a rampa fosse alcançada. Foram ainda atribuídos raios de concordância de 1 metro e 50 milímetros, respetivamente, no início e no fim da zona inclinada da rampa, que tem 30°de inclinação em relação ao plano do chão da estrutura.

Foi ainda desenhada uma superfície plana que foi utilizada para simular uma situação de queda sem velocidade longitudinal. As diferenças entre a modelação da situação de queda e da situação de salto serão explicadas no subcapítulo 7.3.

Após se terem feito todos os acoplamentos necessários com as funcionalidades do *SolidWorks*, ficando o conjunto de peças com o aspeto que se pode observar na figura 46 criou-se um estudo de movimento, denominado de *Motion Study*. Depois da criação deste estudo, é possível importar o mesmo para o *Adams*, ficando assim a simulação neste último *software* preparada.

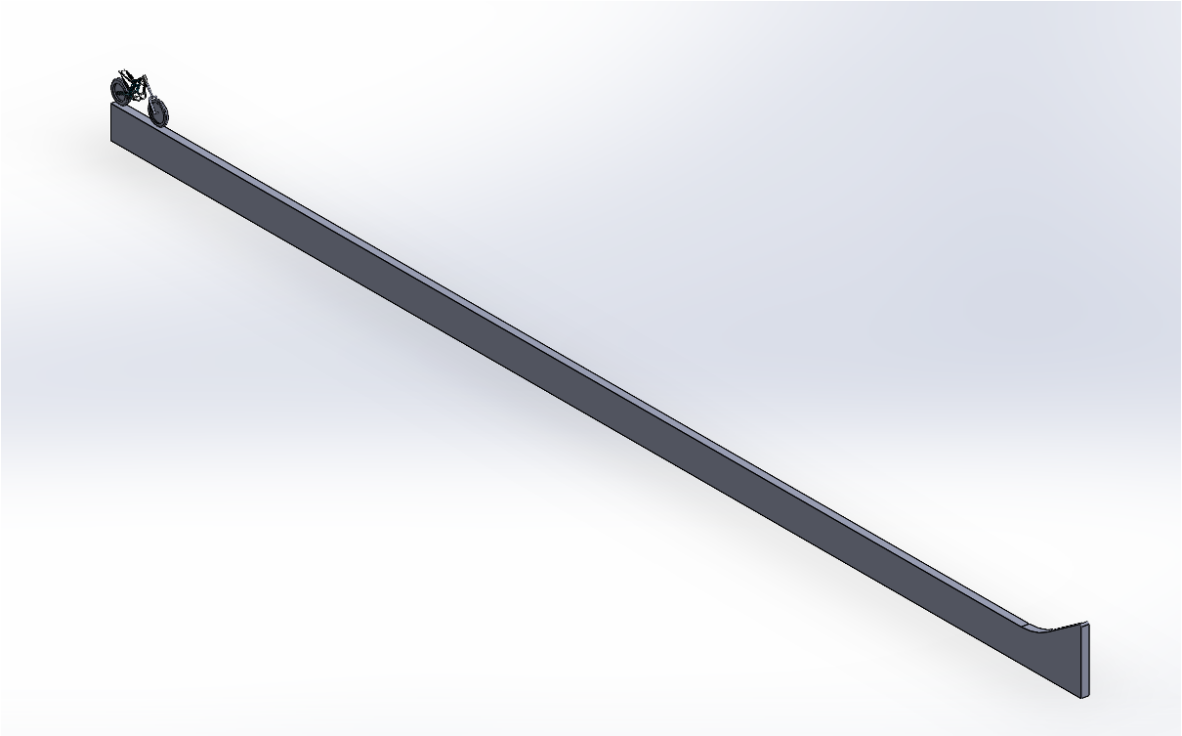

Figura 46: Desenho 3D do motociclo acoplado com a rampa.

Depois da importação do ficheiro criado através de *SolidWorks* para o *MSC Adams*, passa a ser necessário definir os parâmetros da simulação neste último programa.

Infelizmente, apenas foi disponibilizado para trabalho o desenho do quadro da AJP PR4 em conjunto com o seu braço oscilante, e a escora propriamente dita da SPR 250. Devido a este problema, a restrições temporais que tornariam impossível desenhar de raiz toda a estrutura da SPR 250, e dado que os motociclos têm fins de utilização semelhante e logo que as diferenças geométricas entre si não serão demasiado acentuadas, decidiu-se utilizar a geometria do quadro da AJP PR4 com uma massa ligeiramente mais elevada - de 123 kg [12]. Este aumento de massa de 3.9% foi conseguido através de um aumento dessa ordem da densidade de cada uma das peças do desenho da AJP PR4. Considerou-se que esta aproximação, embora não ideal, permitiria obter resultados fidedignos das simulações.

Note-se ainda que as simulações de situações de queda que se estudaram foram também preparadas em *SolidWorks*. Para este tipo de simulação, utilizou-se um ângulo α entre os eixos das rodas do motociclo, com um valor de 10.2°, sendo as distâncias entre cada um dos eixos aquelas que se podem observar na figura 47. Após a definição deste ângulo, a distância entre o eixo da roda traseira e a superfície de aterragem foi

definida em conformidade com a altura de queda pretendida.

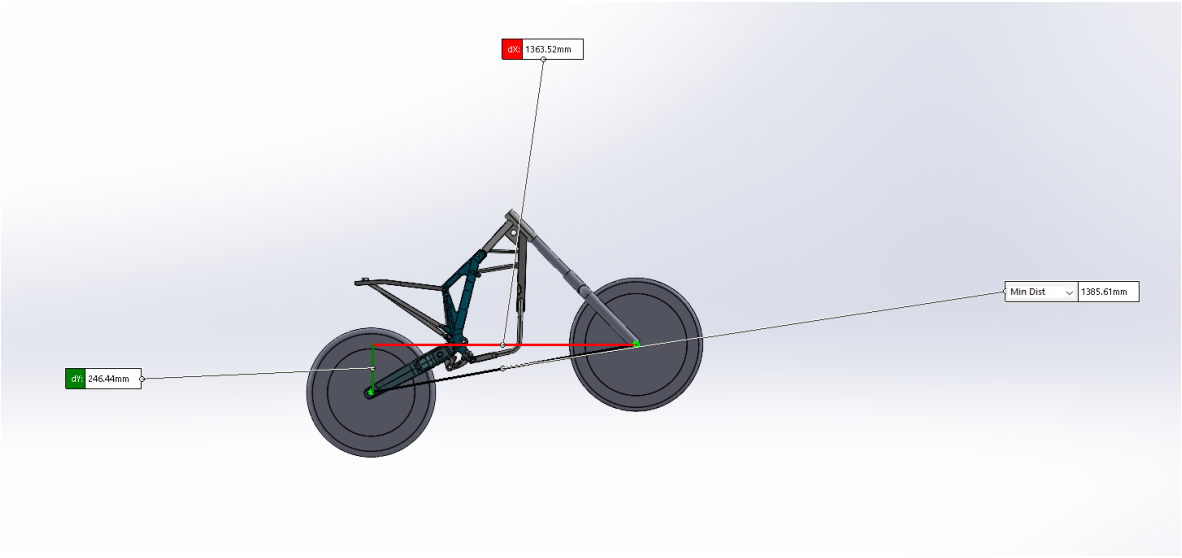

Figura 47: Distâncias entre os eixos das rodas utilizados para a simulação da situação de queda do motociclo.

7.2 Parametrização das simulações em *MSC Adams*

O aspeto inicial de uma das simulações feitas com a rampa referida anteriormente é aquele que se pode observar na figura 48.

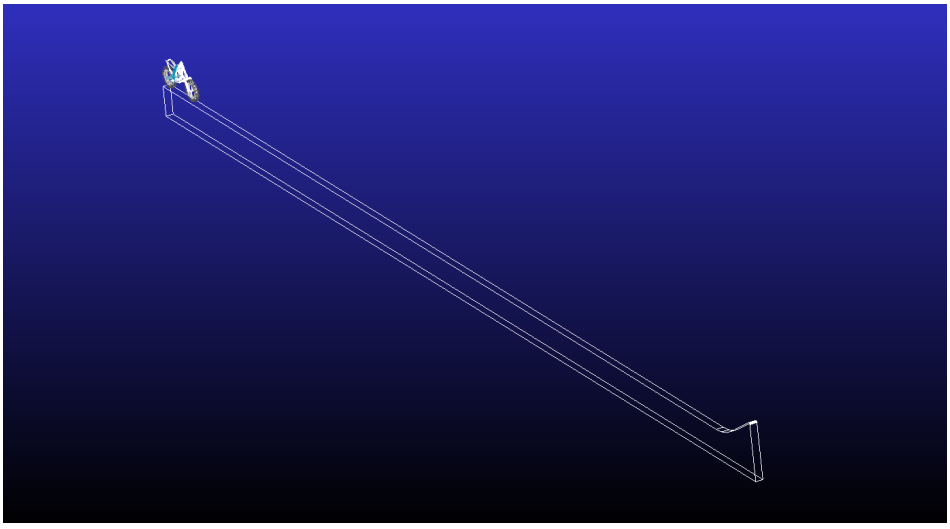

Figura 48: Aspeto do ecrã inicial do *MSC Adams*.

No entanto, a simulação em *MSC Adams* exige não só um ficheiro de 3D como

também um conjunto de parâmetros físicos que têm que ser devidamente definidos.

Em primeiro lugar foram definidos o valor e o vetor da aceleração gravítica, g. Foi utilizada a aproximação $g = 9.81$ m^2/s, dado que tal valor tinha sido utilizado anteriormente para o cálculo do peso do motociclo. O sentido da aceleração foi definido como o sentido negativo do eixo y, que, no *software*, tem a direção vertical da simulação.

Como explicado no capítulo anterior, foram definidos amortecedores nos locais do amortecedor traseiro original e na forqueta. O *software* permite a definição de um conjunto mola-amortecedor através das coordenadas de dois pontos, da constante de rigidez da mola e do quociente de amortecimento dinâmico do amortecedor.

Através das informações disponibilizadas pela AJP Motos, que se podem consultar mais uma vez no anexo A, foi possível definir fidedignamente a constante de rigidez linear da mola traseira utilizada nos motociclos das linhas PR3 e PR4 - $k_{mola\ traseira} = 55$ N/mm.

No entanto, para a definição completa do amortecedor, falta ainda o quociente de amortecimento dinâmico da unidade mola-amortecedor, que não está contemplada nas informações disponibilizadas pela AJP Motos. Foram feitas tentativas de contactar a empresa alemã Sachs, a fabricante da unidade, mas tal revelou-se infrutífero. Como tal, foi necessário procurar uma aproximação para o valor c da unidade.

Tal pesquisa procurou ainda encontrar valores típicos das constantes de rigidez e de quocientes de amortecimento dinâmico para a unidade mola-amortecedor dianteira. Infelizmente, a AJP Motos não foi capaz de providenciar quaisquer destas informações para este conjunto.

A pesquisa feita em vários artigos direcionados para a otimização de sistemas de suspensão de motociclos revelou-se relativamente infrutífera, não havendo informações sobre os valores específicos dos parâmetros que se procuravam. Deduziu-se que tal se devia ao secretismo dos fabricantes das unidades de suspensão perante a sua concorrência, algo que é corroborado pela falta de resposta às tentativas de contacto feitas à Sachs. Ainda assim, a pesquisa permitiu perceber que a maior parte dos amortecedores têm um quociente de amortecimento normalmente definido por uma curva de amortecimento que relaciona a força exercida pelo amortecedor com a velocidade da haste do mesmo [42], [49], [50].

Foi possível encontrar na bibliografia um documento redigido por Vittore Cosalter et al que procura definir quais os parâmetros dos conjuntos mola-amortecedores considerados ideais para o comportamento dinâmico de um motociclo [50]. Esta fonte debruça-se especificamente sobre a situação de travagem, e apresenta apenas os valo-

res de referência para estes parâmetros, não as curvas de amortecimento descritas no parágrafo anterior. Da mesma forma, e ainda que a maior parte das molas utilizadas para esta situação tenham uma curva descritiva do seu coeficiente de rigidez não linear, apenas foi possível encontrar valores de referência para a rigidez da mola dianteira, e não a sua curva [49], [50]. Assumiu-se que tal não teria demasiado impacto nos valores finais da simulação dado que o próprio fabricante do conjunto mola-amortecedor traseiro descreve a rigidez da mola do mesmo como um valor constante, e não uma curva.

Decidiu-se então utilizar estes valores encontrados, dado que, após um processo extenso de testagem do efeito que a mudança dos valores de amortecimento teria na transmissão de esforços à escora, apenas se notavam diferenças significativas - mais de 5% - quando o valor dos coecientes de amortecimento de uma das unidades sofria uma alteração da sua ordem de grandeza.

Os valores encontrados na literatura como os mais adequados para a suspensão traseira e dianteira foram então [50]:

- $k_{mola\ dianteira} = 14.000\ N/mm$
- $c_{amortecedor\ dianteira} = 2.000\ N * s/mm$
- $c_{amortecedor\ traseira} = 6.690\ N * s/mm$

Dada a escassez de mais fontes e o processo de teste destes parâmetros efetuado ao longo do trabalho, foi então decidido utilizar estes valores como referência, ainda que admitindo que os resultados das simulações pudessem variar ligeiramente se fossem utilizadas as curvas dos quocientes de amortecimento corretas e a verdadeira constante de rigidez da mola dianteira. Outra limitação dos valores apresentados é que estes se consideram os ideais para motociclos de estrada [50], mas não se considerou provável que os componentes utilizados em *enduro* diferissem dos utilizados em estrada por uma ordem de grandeza.

Os dois motociclos em estudo são bastante parecidos no que toca à sua utilização, e como tal foi assumido que os parâmetros dos conjuntos mola-amortecedor de ambos teriam valores bastante próximos uns dos outros. Assim, foi decidido utilizar os mesmos valores para todos os parâmetros destes componentes nos dois motociclos. Para garantir que esta decisão não provocaria erros significativos nos resultados finais, foi simulada uma situação de queda da AJP SPR 250 com os parâmetros das molas e amortecedores maiores que os utilizados para a AJP PR4 em 3.9%, para acompanhar o aumento

da mesma ordem da massa. Esta simulação teve resultados das forças de reação na escora praticamente iguais aos que se obtiveram para a mesma simulação com os valores utilizados para as simulações feitas para a AJP PR4.

Como já referido, observou-se que a diferença dos resultados em função dos parâmetros dos amortecedores só se mostrava significativa quando os seus valores eram modificados em uma ordem de grandeza ou mais, o que não é uma situação realista. Como tal, e para simplificar o processo da definição das simulações, foram utilizados sempre os mesmos parâmetros de rigidez das molas e quocientes de amortecimento dinâmico para ambos os motociclos.

Após se ter encontrado esta aproximação, o amortecedor traseiro foi aplicado na estrutura do motociclo recorrendo a marcadores de posição do *software*, correspondentes a detalhes geométricos das peças, ficando com o aspeto que se pode conferir nas figuras 49 e 50.

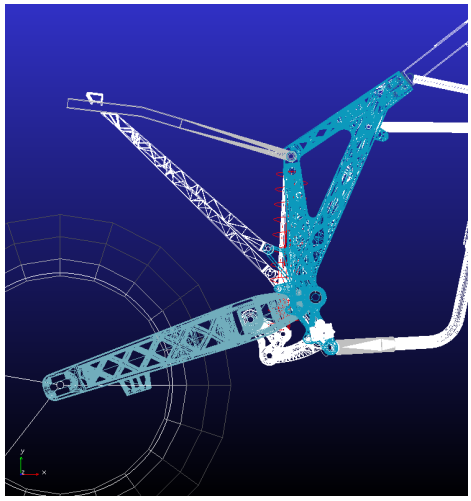

Figura 49: Introdução do conjunto mola e amortecedor traseiro na simulação.

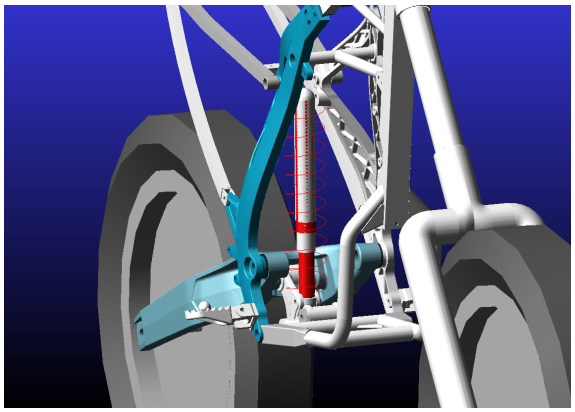

Figura 50: Outro ângulo do conjunto traseiro, com visualização mais realista.

Da mesma forma, foi definido o conjunto mola amortecedor que se pode encontrar nas figuras 51 e 52. O conjunto dianteiro foi definido como apenas um, quando na realidade é normal encontrar-se dois conjuntos, um de cada lado da roda. No entanto, os valores de quociente de amortecimento e rigidez de mola que foram encontrados na literatura como os ideais para motociclos referem-se ao amortecimento e rigidez proporcionadas pelo conjunto de dois amortecedores que se podem encontrar na situação real [50]. Assim e da mesma forma, decidiu-se colocar apenas uma unidade que simulasse

os parâmetros de dois conjuntos mola-amortecedor.

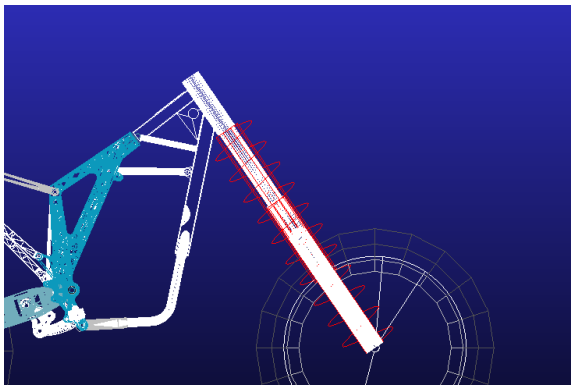

Figura 51: Introdução do conjunto mola e amortecedor dianteiro na simulação.

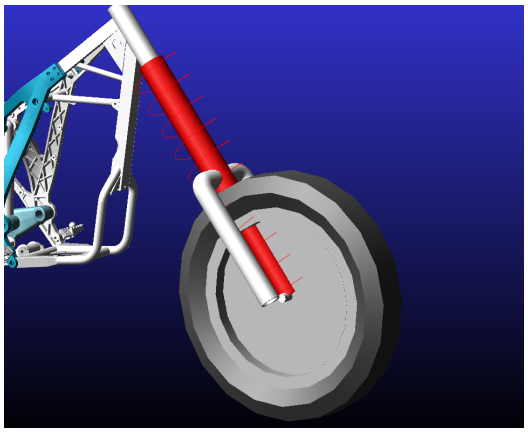

Figura 52: Outro ângulo do conjunto dianteiro, com visualização mais realista.

A simulação exige também que se definam parâmetros de contacto entre os corpos envolvidos. No caso, as interações entre partes estão apenas definidas pelas ligações virtuais provenientes do *SolidWorks* e pelos conjuntos mola-amortecedor. No entanto, é necessário definir a relação de contacto entre as rodas e a rampa e o batente e a parte inferior do conjunto mola amortecedor desenhado para simular a unidade de suspensão traseira. Não se definiu um contacto entre o batente e a parte superior do amortecedor porque se definiu uma ligação virtual de translação solidária através do *SolidWorks*. A primeira parte da definição das funções de contacto é a definição do atrito entre as peças consideradas.

Para que possa ser introduzido movimento no sistema, as forças entre o chão e as rodas exigem a introdução do coeficiente de atrito estático e atrito cinético, que variam conforme os materiais escolhidos para as rodas e para o chão da rampa. Considerou-se que a variação dos valores dos coeficientes de atrito não terão uma influência notável nos resultados de tensões e forças que se pretendem obter para a situação de aterragem, e, como tal, não foram feitas simulações diferentes para diferentes terrenos da rampa.

Por este motivo, foi considerado que a rampa teria a sua superfície em asfalto e que os pneus do motociclo seriam feitos em borracha, como é normal. Para a combinação de borracha com asfalto, o coeficiente de atrito estático costuma ser considerado como $\mu_s = 0.9$ e o coeficiente de atrito cinético varia entre 0.5 e 0.8, tendo sido considerado com o valor de $\mu_c = 0.65$.

Considerou-se atrito nulo entre as peças do amortecedor que entram em contacto entre si, dado que a introdução deste parâmetro aumentaria de forma considerável o tempo de computação de cada simulação, sem que tal se traduzisse em diferenças de resultados significativas.

As forças de contacto definidas no *MSC Adams* necessitam no entanto de mais parâmetros para ficarem definidas. É necessário definir qual o modelo utilizado para simular a força normal, de entre três opções possíveis - "Impacto" "Restituição" ou então definida pelo próprio utilizador. Devido aos limitados recursos e tempo disponíveis para pesquisa sobre este assunto, decidiu-se desde uma fase primitiva que a definição de raiz de um modelo de força normal estaria fora de possibilidades. Ainda assim, ficou necessário escolher qual dos restantes modelos se adaptaria melhor à situação que se pretende simular.

A função "Impacto" é derivada da teoria de contacto proposta por Hertz. Esta teoria depende de quatro parâmetros, que são [51]:

- Rigidez de contacto, k_c
- Expoente de força, e_c
- Quociente de amortecimento, c_c
- Profundidade de penetração, x_c

A rigidez do contacto, segundo Hertz, depende dos módulos de Young e quocientes de Poisson dos materiais dos objetos, assim como a profundidade de penetração de cada material no outro e força com que os objetos são pressionados contra si [51]. Esta rigidez de contacto depende largamente de quais os materiais que entrarão em contacto, dado a sua dependência dos módulos de Young dos mesmos.

É necessário ainda definir o expoente da força, dado que a força depende não linearmente da profundidade de penetração, segundo a teoria em estudo. Este valor deve ser superior à unidade, assegurando que a rigidez do contacto aumenta para penetrações maiores.

Sabe-se ainda que a função de impacto do *MSC Adams* tem em conta um quociente de amortecimento, que simula a dissipação de energia que ocorre no contacto devido à deformação das partes em contacto. É recomendado que o valor da dissipação seja um máximo de $c_{max} < 0.01 * k_c$, dependendo largamente dos materiais considerados na simulação. Este deve ser maior quando os materiais considerados são mais rígidos e mais pequeno quando os materiais são facilmente deformáveis. [51].

O *software* permite ainda a definição de uma função de restituição, baseada na teoria elástica de Poisson. Esta função não é recomendada para casos de estudo como o que se apresenta neste trabalho, sendo mais indicada para situações em que se pretenda determinar o comportamento elástico de dois corpos [51]. Como tal, esta função não foi considerada para o estudo.

Foi difícil encontrar recomendações claras para os valores que se deviam utilizar para todos estes parâmetros da simulação, sendo que grande parte dos autores recomendam um estudo cuidado dos resultados obtidos e a sua análise crítica [51].

Desta forma, foram feitas várias tentativas iniciais de encontrar valores dentro do espetro esperado para os resultados de forças entre componentes. Sabendo que o método analítico representado no capítulo 6 sugeria que a força atuante na extremidade da escora numa situação dinâmica seria da ordem dos 2000 N, foram testados vários valores de parâmetros que dariam valores desta magnitude para situações relativamente pouco extenuantes e que serão explicadas no subcapítulo 7.3.

Deve referir-se que apesar de se ter considerado que o contacto dos pneus na zona de aceleração seria entre borracha e asfalto, tal se fez apenas para permitir uma aceleração suave do motociclo. Na zona de aterragem, e porque os motociclos são ambos pensados para provas de *enduro*, foi considerado um contacto entre borracha e terra solta, menos rígido portanto que na zona de aceleração, para simular o que o veículo passaria na sua situação de utilização mais comum.

Os valores encontrados para os parâmetros referidos anteriormente, depois de se terem pesado então as opiniões de trabalhos dedicados às forças de contacto do *Adams*, os valores esperados para situações dinâmicas pouco extenuantes, e as opiniões dos orientadores do trabalho, foram os seguintes:

- k_c=$5 * 10^6\ N/m$
- e_c=1.8
- c_c=2050 $N * s/m$
- x_c=$1.0 * 10^4\ mm$

Por outro lado, e como já foi referido, é necessário ainda definir uma relação de contacto entre o batente e a zona inferior do amortecedor desenhado. Dada a menor complexidade desta relação, foram utilizados os parâmetros pré-definidos do *software*, tendo-se apenas aumentado a rigidez de contacto por uma ordem de grandeza, dado que, devido aos materiais do amortecedor, esta tem que ser bastante rígida, impedindo que

haja uma penetração do batente no amortecedor ou vice-versa durante as simulações. A definição desta força de contacto permite perceber se existe um aumento dos esforços sofridos pelo braço oscilante na situação de salto mais extrema possível, em que o amortecedor atinge o seu fim de curso e deixa de haver amortecimento pela unidade amortecedor e mola.

Assim, os parâmetros aplicados em todas as simulações para o contacto entre batente e amortecedor foram os seguintes:

- k_c=$1 * 10^9$ N/m
- e_c=2.2
- c_c=$1 * 10^4$ $N * s/m$
- x_c=$1.0 * 10^4$ mm

7.3 Simulações efetuadas

As primeiras simulações foram feitas para descobrir os parâmetros de contacto mais adequados basearam-se numa situação em que o motociclo cai sobre a sua roda traseira a partir de uma altura variável, como ilustrado na figura 53.

Figura 53: Simulação da queda de 1 metro de altura.

Outro fator que teve de ser ajustado nesta fase do processo foi a posição do centro de massa. Após algumas tentativas de obter resultados para a força no braço oscilante, observou-se que a curva da força resultante ao longo do tempo tinha dois picos de valores elevados, um dos quais ocorria quando a roda traseira embatia no solo e outro quando a roda dianteira fazia o mesmo. No entanto, o segundo pico tinha valores mais elevados que o primeiro, o que não parecia fazer sentido - a extremidade do braço oscilante deveria sentir mais esforço quando a roda traseira fazia o seu primeiro impacto no chão. Depois de se ter feito uma pesquisa sobre qual o motivo deste comportamento, reparou-se que em muitos vídeos de motociclistas profissionais desta categoria estes preferem colocar a maior parte do seu peso na dianteira do motociclo, ainda que aterrassem na roda traseira aproveitando o momento do conjunto desenvolvido durante o salto. Tal comportamento pode ser visto na figura 54. Ainda que em menor escala, o mesmo comportamento do motociclista pode ser observado ainda na figura 2.

Figura 54: Posição do corpo de um motociclista de *enduro* após um salto de altura considerável [52].

Deduziu-se assim que o centro de gravidade do conjunto motociclo e motociclista se deslocaria significativamente para a dianteira do veículo, e que muito da massa do motociclista estaria apoiada no guiador, e, logo, na forqueta do motociclo. Desta forma, reduziu-se a massa das esferas virtuais que foram colocadas nos poisa-pés, aumentando-se a massa da forqueta e, logo, deslocando o centro de gravidade para lá do centro gravítico do motociclo, como pode ser visto na figura 55.

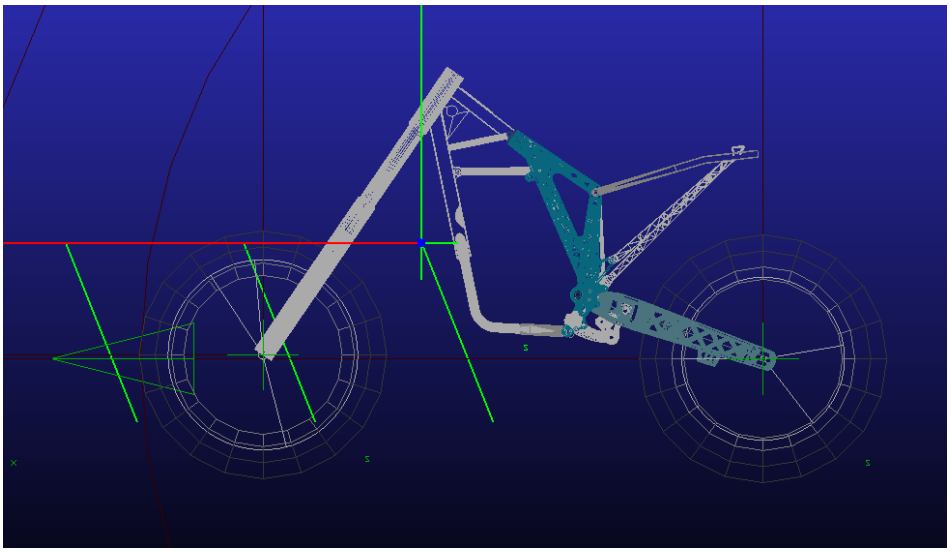

Figura 55: Centro de gravidade escolhido para a realização de simulações dinâmicas das situações de queda e salto.

Esta alteração ao centro de gravidade pareceu tornar a curva de força de reação no braço oscilante mais próxima daquilo que seria de esperar. Deduziu-se que tal aconteceria dado que o posicionamento de mais massa na dianteira do veículo permite que o conjunto mola-amortecedor dianteiro absorva uma parte maior do impacto no solo aquando do momento de aterragem da roda dianteira, o que se traduz num conjunto de esforços menos acentuado para o restante dos componentes do motociclo.

Parecendo então esta uma aproximação razoável, decidiu-se manter os parâmetros de massa dos componentes para todas as simulações da AJP PR4, não se descartando a possibilidade de esta aproximação poder colocar erros no conjunto de resultados obtidos. Devido à posição do corpo do motociclista, que se coloca de pé nos poisa-pés, o centro de gravidade foi também colocado numa posição mais alta. As simulações que foram feitas para a AJP SPR 250 utilizaram a mesma distribuição de massa, embora os valores de densidade de cada peça tenha sido aumentado em 3.9%, correspondente ao maior peso deste motociclo.

Depois de se terem feito estas alterações, o aspeto das curvas obtidas para a força de reação no braço oscilante, tanto no eixo vertical como longitudinal, apresenta dois picos, um no momento da aterragem do motociclo no solo e outro quando a roda dianteira faz o mesmo. No entanto, o segundo passa a ser menor que o primeiro, o que não acontecia antes da deslocação do centro de gravidade para o local ilustrado na figura 55. Assim, confirma-se que a colocação do corpo do motociclista sobre a forqueta ajuda a que os

esforços para o braço passem a ser menores quando a roda dianteira aterre.

Uma das curvas obtidas pode ser observada na figura 56. Este comportamento observou-se tanto para a direção vertical quanto para a direção longitudinal da simulação.

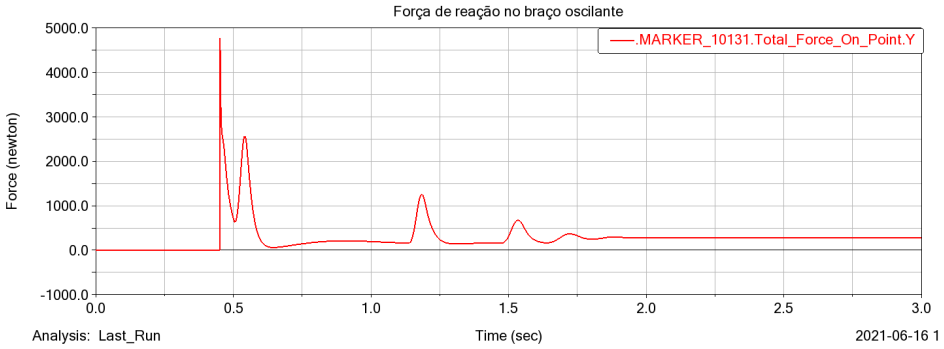

Figura 56: Curva da força atuante no braço oscilante em função do tempo para a situação de queda de 1 metro de altura.

Recorrendo às capacidades do *software* verificou-se ainda que a força imprimida pelo conjunto mola-amortecedor dianteiro tinha maiores valores com o centro de gravidade numa posição mais dianteira, reiterando não só a validade da aproximação feita como ainda a noção que a aterragem da roda dianteira tem esforços consideráveis para os componentes estruturais do motociclo, mesmo que estes não sejam aparentemente tão solicitados quanto os componentes que interagem mais diretamente com a situação em causa - especificamente, a forqueta e a suspensão dianteira.

Admite-se, naturalmente, que um motociclista com menos experiência que não utilize a técnica evidenciada por profissionais de colocar o seu corpo sobre o guiador, provoque então esforços significativos provenientes do menor amortecimento providenciado pela unidade dianteira.

Depois de se terem obtido os valores de referência para os parâmetros da simulação, sobretudo os parâmetros de contacto necessários para o modelo da função de impacto do *software*, decidiu-se que se poderiam fazer mais e mais tipos de simulações que pudessem confirmar a validade dos resultados e, no fundo, do método de validação estrutural.

Desta forma, foram feitas simulações adicionais da situação de queda, para 0.5, 2, 3, 4 e 5 metros.

Depois destas, foram ainda feitas simulações em que o motociclo aterrava numa superfície plana, como pode ser visto na figura 57.

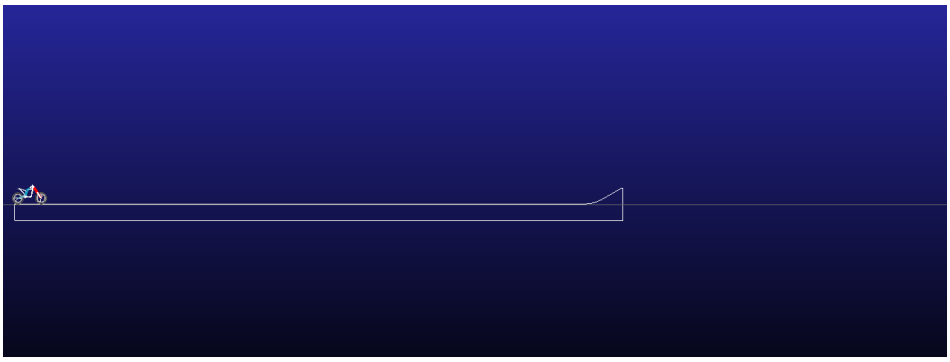

Figura 57: Simulação da situação de aterragem em terreno plano.

Foram simuladas ainda várias situações em que a aterragem se dava numa rampa com inclinação de 45°, como se pode observar na figura 58.

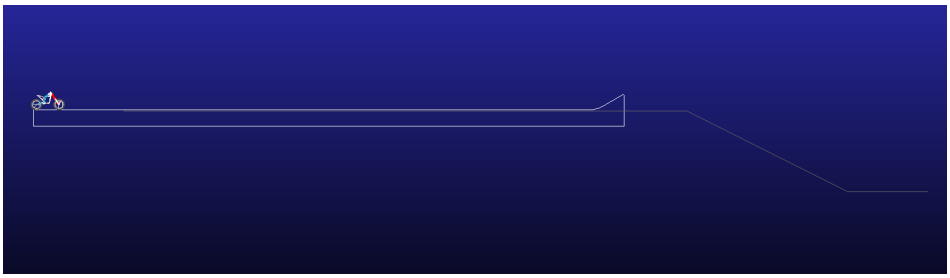

Figura 58: Simulação da situação de aterragem num plano inclinado a 45°.

Estas simulações foram também projetadas para que o motociclo caísse de alturas diferentes, tanto através da manipulação da velocidade de saída da rampa do motociclo como através da alteração da posição geométrica da rampa de aterragem.

Note-se no entanto que foi necessário imprimir uma condição de velocidade a ambas as rodas do motociclo, uma vez que se fosse colocada apenas velocidade na roda anterior a velocidade necessária para os testes não era atingida. Atribuiu-se este fenómeno ao facto de a maior parte da massa estar colocada perto da roda anterior, o que significa que o peso sobre a roda traseira era menor e logo que para o atrito escolhido para a simulação não ocorria deslocamento suficiente.

Para imprimir velocidade no motociclo foram assim atribuídas funções de aceleração à ligação do pneu ao braço e à forqueta, para as rodas dianteiras e traseira, respetivamente. É possível calcular de forma analítica a aceleração necessária imprimir à roda traseira e dianteira para se atingir a velocidade necessária, mas, devido ao facto de o atrito ter uma relevância preponderante para a velocidade máxima atingida, decidiu-se usar um método iterativo até se atingir a curva de aceleração desejada, que tem o

aspeto que se pode verificar na figura 59. Depois de tal, basta então fazer a conversão da velocidade máxima atingida pelo conjunto de metros por segundo para quilómetro por hora, de forma a ter uma noção mais prática das implicações das simulações. Esta curva refere-se à velocidade linear do motociclo, e foi encontrada para o centro de massa de um componente arbitrário, no caso a roda dianteira. Tendo em conta as ligações rígidas entre a maior parte dos componentes, e a própria experiência com o *software*, considerou-se que tal procedimento era adequado.

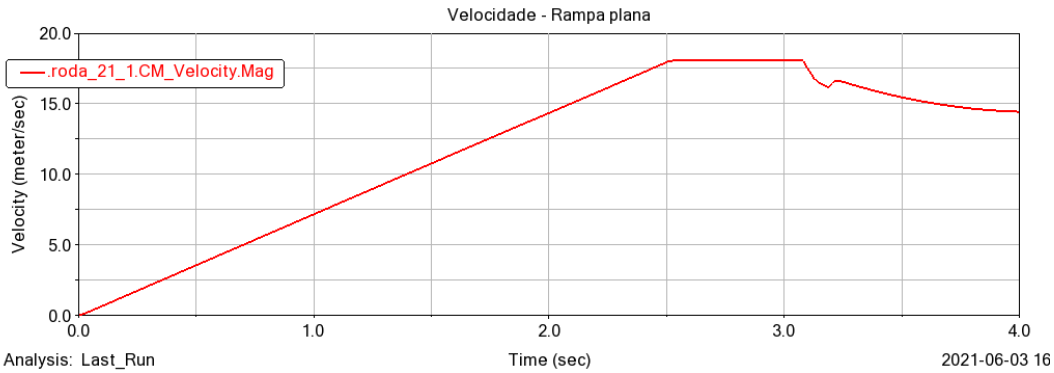

Figura 59: Curva da relação da magnitude da velocidade do motociclo ao longo do tempo.

A função utilizada para a manipulação dos parâmetros da aceleração e velocidade máxima do motociclo foi uma função "IF", que se pode verificar na figura 60. Esta função tem quatro parâmetros. O primeiro refere-se ao tempo em que a função de aceleração estará a ser impingida na roda. O segundo é a função matemática escolhida para a aceleração em si. O terceiro valor é a velocidade angular da roda quando se atinge o limite de tempo definido no primeiro parâmetro, e o quarto à velocidade angular após o limite de tempo ter sido atingido.

O operador negativo utilizado nos parâmetros da figura 60 refere-se apenas ao sentido de rotação do motociclo, que é de origem negativo ao sistema de eixos utilizado na simulação.

Figura 60: Parâmetros utilizados nas funções IF de movimento utilizados para uma das simulações efetuadas.

Os valores de velocidade máxima utilizados nas quatro simulações modeladas, antes da saída da rampa, foram:

- 35 km/h
- 50 km/h
- 58 km/h
- 65 km/h

Os valores de força de reação no braço oscilante em cada uma das simulações feitas para as velocidades referidas foram definidos nos eixos longitudinais e verticais. A análise destes valores foi feita em comparação com aqueles que foram atingidos na situação de queda do motociclo, para garantir que os resultados definidos se mostravam coerentes entre as duas situações em teste. A altura máxima de salto foi encontrada para cada um dos casos recorrendo, mais uma vez, às capacidades do *MSC Adams*. Um exemplo de um destes gráficos pode ser analisado na figura 61. Este gráfico foi definido para a variação de altura do centro de gravidade da roda dianteira, tal como se tinha procedido para a análise da velocidade linear do motociclo.

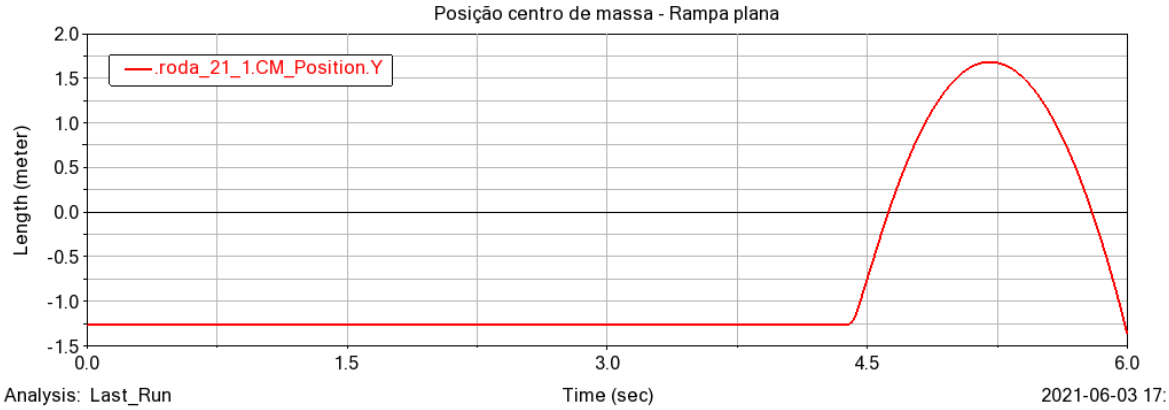

Figura 61: Gráfico da evolução da posição do centro de massa da roda dianteira no eixo vertical ao longo do tempo.

Por último foram então feitas simulações para a situação de queda numa rampa inclinada. O processo mais expedito neste caso foi simplesmente alterar a posição da rampa de aterragem para mais perto ou mais longe da saída da rampa de lançamento, mantendo-se a velocidade linear do motociclo nos 35 km/h. Com a alteração da posição da rampa garantiu-se que a altura de queda do motociclo era variável.

De referir que num grande número das simulações feitas para a situação de salto foi necessário aplicar dois momentos no quadro do motociclo que forçam o motociclo a aterrar com a roda traseira.

Estes momentos, aplicados na direção transversal do motociclo, foram modelados com o recurso à função IF do *software*, para que estes estivessem apenas a ser aplicados a partir do momento temporal imediatamente a seguir à saída da rampa e deixassem de fazer efeito imediatamente antes da aterragem.

A razão pela qual foram utilizados dois momentos foi a impossibilidade de manipular a função IF para esta estar inativa nos momentos iniciais e finais da simulação, mas ativa durante o momento de queda livre. Assim, foram aplicados dois momentos que se cancelavam mutuamente nos momentos temporais em que a sua aplicação era indesejável.

Os valores absolutos dos momentos foram escolhidos por iteração, ajustando-se em função da rotação observada no motociclo durante o salto.

As figuras 62 e 63 detalham a função IF utilizada para os dois momentos de uma simulação, assim como os seus gráficos dos seus valores em função do tempo.

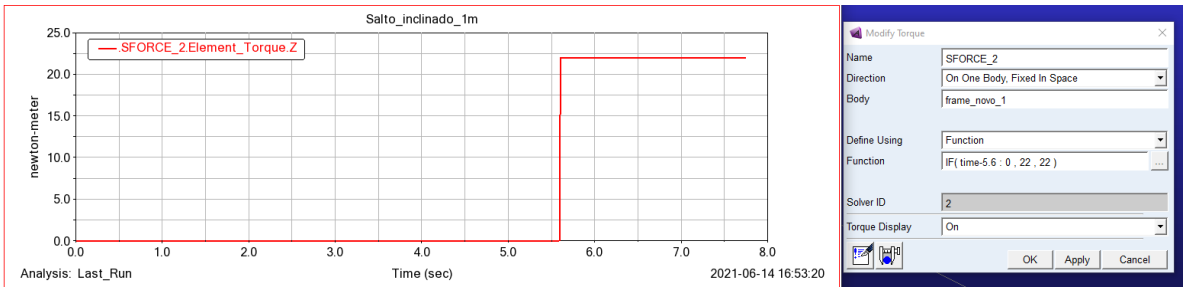

Figura 62: Função IF e gráfico do outro momento aplicados ao quadro do motociclo em função do tempo.

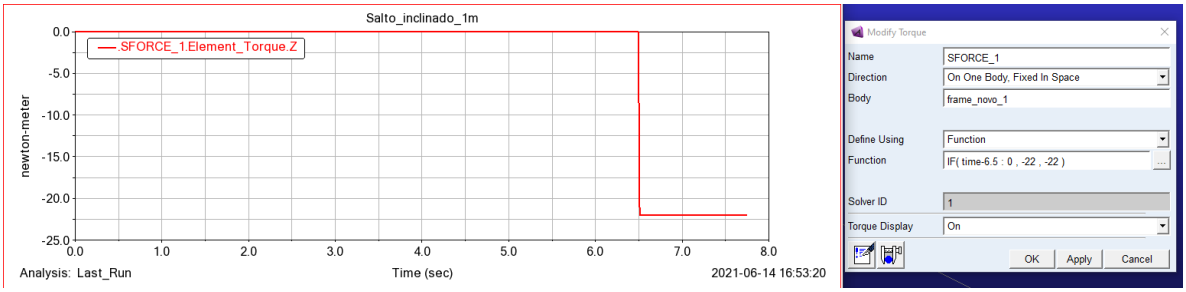

Figura 63: Função IF e gráfico de um dos momentos aplicados ao quadro do motociclo em função do tempo.

Ainda que não seja possível controlar de forma perfeita o ângulo a que o motociclo se encontra no momento de aterragem, foi feito um estudo visual cuidado para garantir que este era semelhante àquele que se verifica na situação de queda simulada. No fim deste processo iterativo, prosseguiram-se as simulações com os valores absolutos dos momentos externos encontrados.

Por último, é necessário definir o incremento de tempo da simulação. Quanto menor este for, melhor será a exatidão dos resultados e mais fluido será o gráfico de resultados, mas mais elevado será o tempo de simulação.

É no entanto necessário que os incrementos de tempo sejam pequenos o suficiente para a convergência dos resultados - ou seja, pequeno o suficiente para que mesmo que se reduza o incremento de tempo a diferença nas curvas dos gráficos de resultados seja negligível. Depois de várias iterações, chegou-se à conclusão que um incremento de $\Delta t = 0.0001\ s$ seria o suficiente para garantir a convergência dos resultados, dado que mesmo a sua redução para $\Delta t = 0.00001$ s resultava numa diferença sempre inferior a 1% dos resultados dos pontos consultados nos gráficos das simulações anteriores, embora tal exigisse até cerca de oito vezes mais tempo de computação.

7.4 Resultados das simulações para a AJP PR4

Depois do procedimento referido nos subcapítulos anteriores, foi utilizado o *software* para definir os esforços na ponta da escora, nos pontos médio das superfícies de ancoragem da roda traseira.

Na tabela 2 é possível conferir todas as simulações efetuadas para o braço da AJP PR4, em função da altura de queda, como foi referido no capítulo anterior, e os resultados das forças de reação na escora em cada uma.

Tabela 2: Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP PR4.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Força no eixo longitudinal [N]**	**Força no eixo vertical [N]**	**Magnitude [N]**	**Velocidade [km/h]**
Queda	0.50	1331.97	3430.18	3679.71	*N/A*
Queda	1.00	1913.22	4895.21	5255.81	*N/A*
Queda	2.00	2680.50	6879.50	7383.27	*N/A*
Queda	3.00	3308.71	8471.38	9094.61	*N/A*
Queda	4.00	3825.13	9788.81	10509.63	*N/A*
Queda	5.00	6283.63	10955.75	11763.42	*N/A*
Aterragem em terreno plano	1.75	2873.75	7228.12	7778.44	35
Aterragem em terreno plano	2.61	3418.08	8638.67	9290.31	45
Aterragem em terreno plano	3.54	3963.85	9955.69	10715.78	58
Aterragem em terreno plano	4.27	4178.44	10590.88	11385.35	65
Aterragem em terreno inclinado	1.58	2166.3	2080.06	3003.25	35
Aterragem em terreno inclinado	2.57	2879.43	2623.64	3895.46	35
Aterragem em terreno inclinado	3.19	3356.91	3033.50	4524.49	35
Aterragem em terreno inclinado	5.11	4123.33	4049.86	5779.57	35

Os resultados podem ainda ser vistos em forma gráfica e comparativa nos gráficos das figuras 64 a 69.

Será feita uma análise detalhada das conclusões que se podem tirar mais imediatamente da análise dos gráficos e das suas implicações no comportamento do motociclo, assim como as conjeturas que se encontraram para as curvas das forças de reação em função da altura.

A figura 64 evidencia que a aterragem em terreno plano é a mais extenuante das três situações que foram feitas, o que seria de esperar tendo em conta a tendência que os motociclistas e as próprias provas de *enduro* têm para evitar situações de aterragem em terreno completamente plano. Considerou-se que esta diferença viria principalmente do facto de além da energia potencial gravítica no momento da aterragem, é necessário também dissipar alguma da energia cinética do movimento.

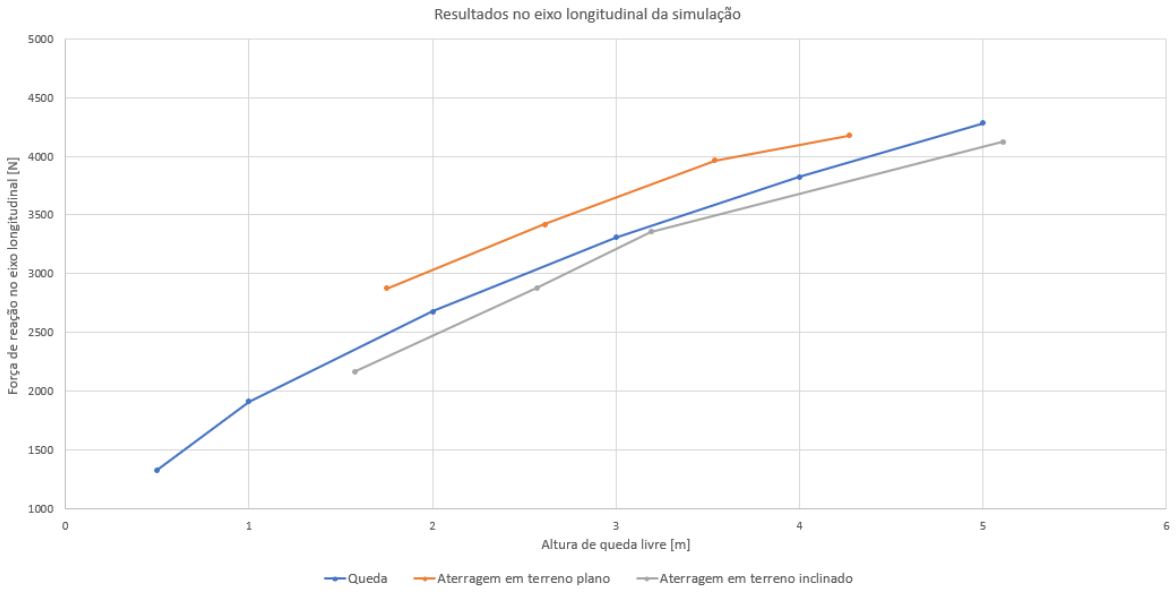

Figura 64: Resultados das forças de reação no eixo longitudinal da AJP PR4.

A aterragem em terreno inclinado apresentou uma curva relativamente parecida com a situação de queda, o que não se esperava, dado que na situação de queda não haveria dissipação de energia cinética na direção longitudinal. Seria portanto de esperar que as duas situações de aterragem com velocidade longitudinal fossem próximas e superiores à situação de queda.

No entanto, é possível conjeturar que na situação de aterragem em terreno inclinado a dissipação de energia será feita de forma mais gradual, o que implica que o pico da força de reação será mais baixo - ainda que se tenha dissipado mais energia nos eixos longitudinal e vertical, tal foi feito de um modo gradual com extremos mais baixos.

A consulta dos dados de força de reação ao longo do tempo através do *software* nas duas situações de aterragem com velocidade no eixo longitudinal permitiu confirmar esta conjetura, como se mostra nas figuras 65 e 66. Estas figuras referem-se à análise da magnitude da força de reação na escora aquando do momento da aterragem, mas é de notar que o mesmo comportamento foi observado nas curvas das forças de reação nos eixos longitudinal e vertical.

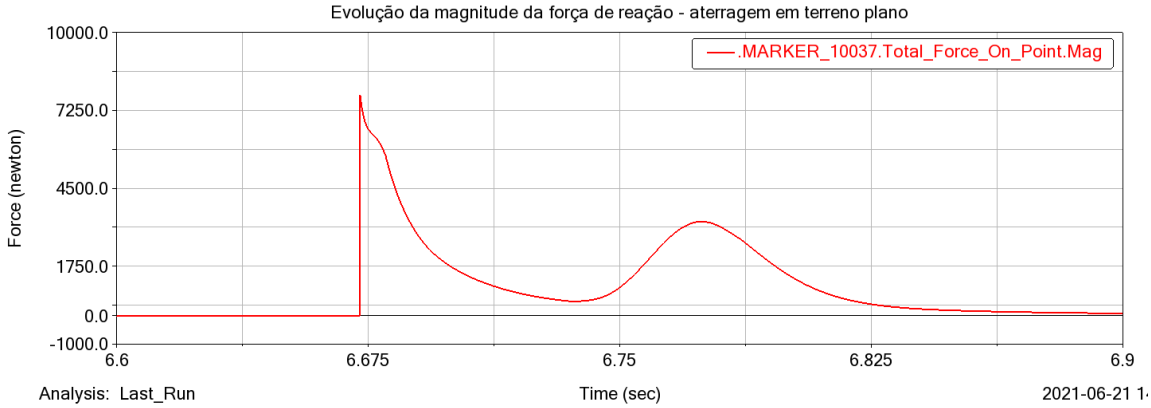

Figura 65: Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno plano com altura máxima de 1.75 m.

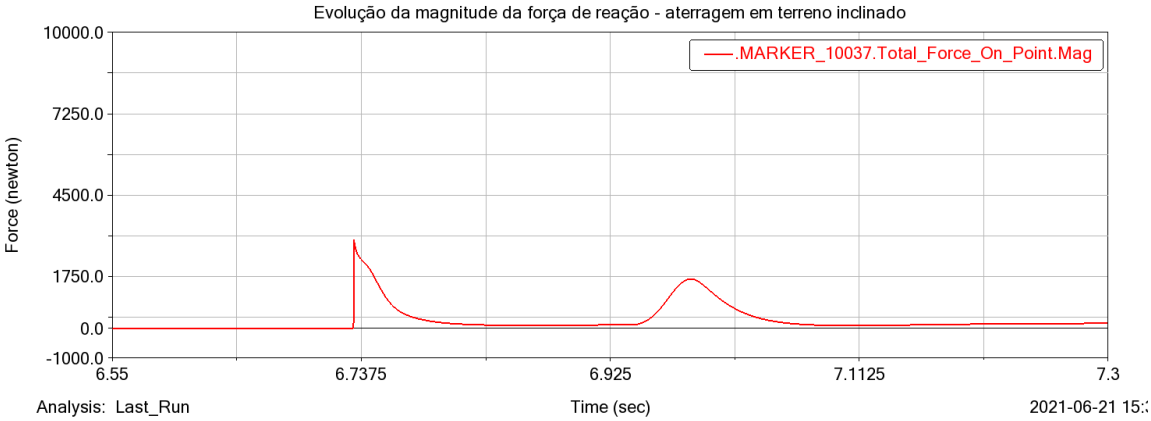

Figura 66: Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno inclinado com altura máxima de 1.58 m.

Apesar da comparação destes dois gráficos ocorrer entre alturas de queda diferentes, é possível observar que ainda que a aterragem em terreno inclinado tenha dissipação da energia cinética do movimento longitudinal e que a altura de queda do motociclo

seja maior, a situação de aterragem em terreno plano tem maiores valores de pico para os esforços no braço oscilante. Para o caso da aterragem em terreno inclinado, devido à transição mais suave desde o ponto de início da aterragem até à aterragem da roda dianteira, representada pelo segundo pico de ambos os gráficos, não haverão picos de grande magnitude - ainda que a quantidade de energia total dissipada tenha sido superior. Repare-se que enquanto que as duas curvas tenham aspetos extremamente semelhantes, os seus valores diferem de uma forma significativa nos seus valores máximos e também na escala temporal. Enquanto que a evolução da curva de magnitude ocorra em apenas 0.3 segundos no caso da aterragem em terreno plano, a curva que se refere à aterragem em terreno inclinado evolui da mesma forma em 0.75 segundos.

Note-se, por outro lado, que no momento da aterragem em terreno inclinado apenas parte da energia da queda é descarregada, sendo que a restante é transferida à escora de uma maneira bastante mais gradual ao longo do tempo quando a rampa volta a uma inclinação nula.

Infelizmente a avaliação total desta conjetura não pode ser comprovada através da manipulação dos parâmetros do *software*, devido às suas limitações; tendo em conta que a rampa inclinada deve ser inserida no mesmo recorrendo às suas capacidades, e não através da modelação de uma rampa em *softwares* de CAD, é impossível atribuir raios de concordância entre a zona inclinada da rampa de aterragem e a zona plana do fundo da mesma. No entanto, é possível observar dois novos picos de força no intervalo temporal em que o motociclo faz a sua transição desde terreno inclinado até terreno plano, como pode ser observado na figura 67.

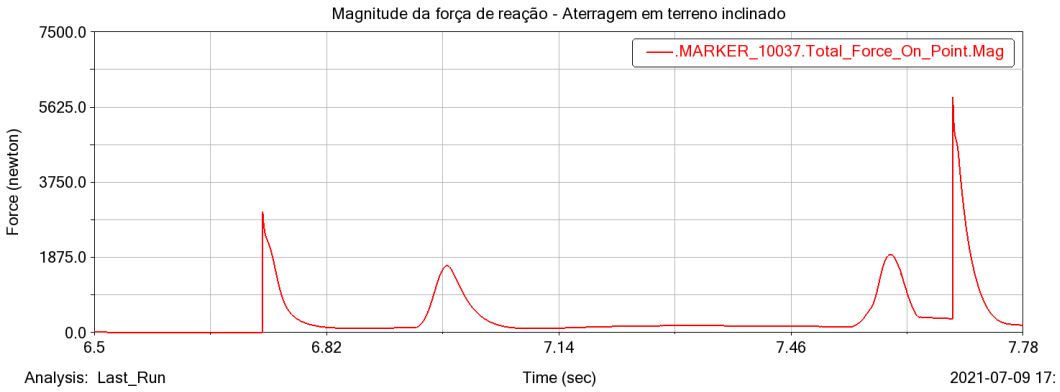

Figura 67: Curva da magnitude força de reação ao longo do tempo no caso da aterragem em terreno inclinado com altura máxima de 1.58 m, tendo em conta toda os eventos após a aterragem.

Note-se que os valores dos terceiro e quarto picos têm valores máximos superiores aos primeiro e segundo picos. Decidiu-se que tal não seria importante para a análise em curso, dado que numa situação real seria perto de impossível encontrar uma rampa utilizável numa prova de *enduro* sem qualquer raio de concordância, o que significa que num contexto prático seria extremamente difícil replicar a situação simulada. Logo, considerou-se que a decisão de considerar o primeiro pico como o valor máximo atingido na simulação não traria problemas à validade das simulações.

Refere-se ainda, como um detalhe, que as situações de queda apresentam apenas um pico de força de reação na direção longitudinal, ao contrário dos dois que se podem ver nas restantes situações. Tal dever-se-à, potencialmente, devido à falta de movimento no eixo longitudinal da simulação, que esforça menos os componentes estruturais do motociclo mas o faz de uma maneira mais brusca - o que explica ainda que a curva dos resultados de força de reação para a situação de queda seja superior à situação de aterragem em terreno inclinado. Dado o menor intervalo de tempo para descarga de energia, o seu pico será mais elevado.

No eixo vertical da simulação, cujo gráfico se pode observar na figura 68, as curvas de esforços estruturais da escora começam a apresentar resultados mais distintos do que na direção longitudinal.

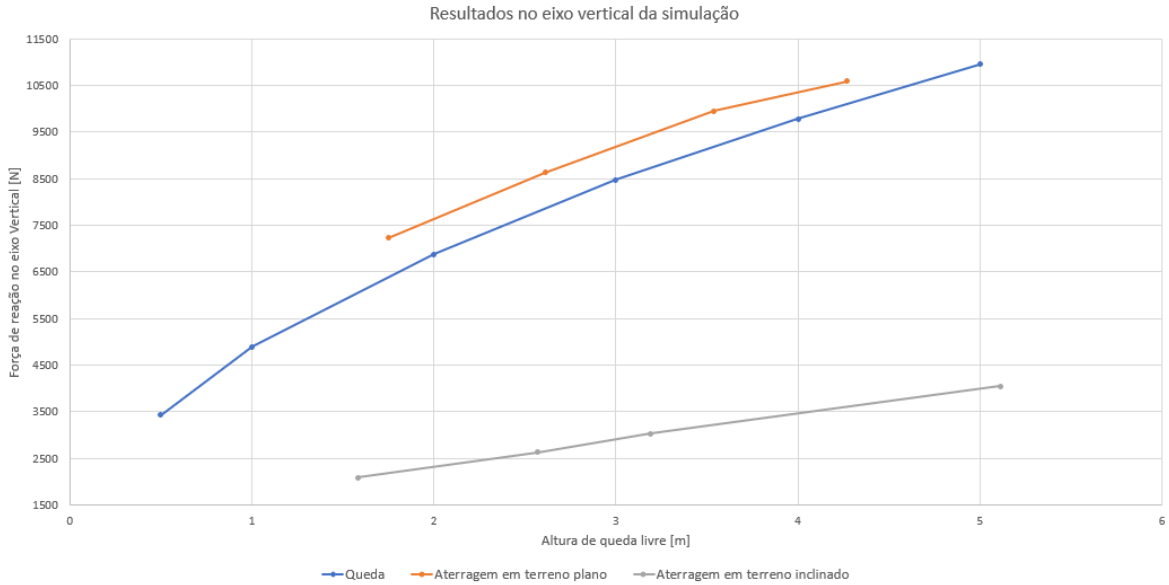

Figura 68: Resultados das forças de reação no eixo vertical da AJP PR4.

Enquanto que a situação de aterragem em terreno plano continua a ser a mais

extenuante por uma margem considerável, a situação de queda tem um conjunto de valores relativamente parecidos.

No entanto, a situação de aterragem em terreno plano tem valores extremamente mais baixos, pelos motivos já referidos na análise do gráfico da força de reação no eixo longitudinal.

O resultado mais interessante do gráfico da figura 69, que compara a magnitude da força de reação na escora para todas as situações testadas, foi que as curvas têm tendências parabólicas que demonstram que alturas de queda mais altas são comparativamente menos extenuantes para o braço oscilante. Tal poderá dever-se ao facto de maiores alturas de queda provocarem um movimento das unidades mola-amortecedor mais rápido, o que significa que o quociente de amortecimento será algo maior, dada a dependência deste parâmetro do tempo. Isto significará que o amortecedor imprimirá uma força maior no sistema, provocando uma menor força transmitida ao braço oscilante. Este comportamento não-linear é precisamente a característica que define o sistema de suspensão traseira com braço oscilante e bielas, pelo que as simulações confirmam a progressividade do sistema de suspensão.

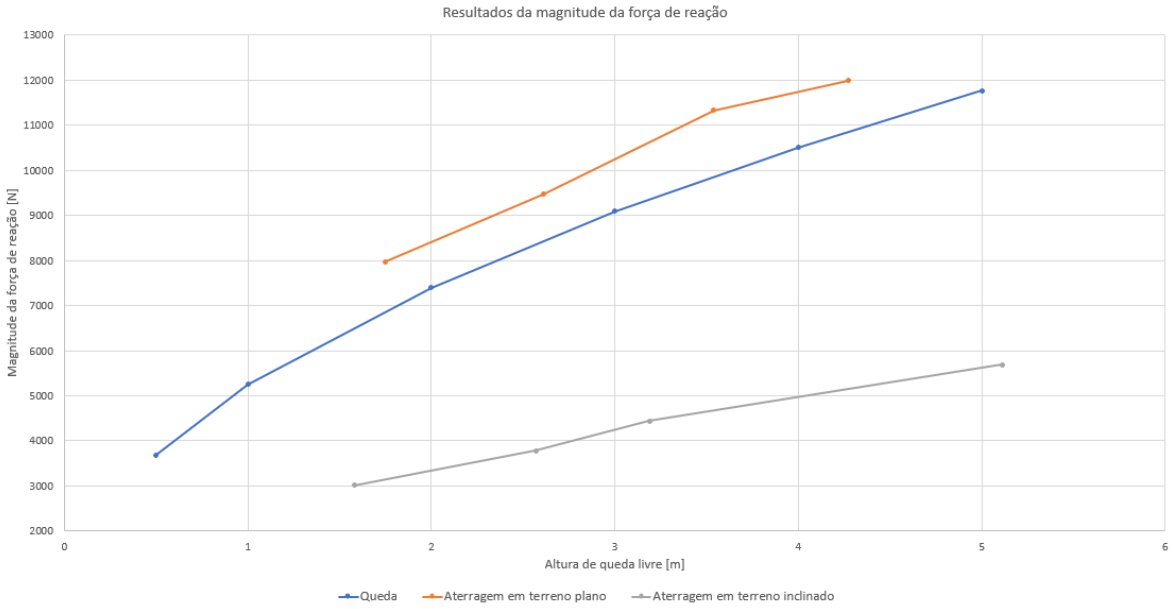

Figura 69: Resultados das magnitudes das forças de reação na escora da AJP PR4.

Por outro lado, e como esperado da análise do gráfico da figura 69, a magnitude da força transmitida ao braço na situação de aterragem em terreno inclinado é bastante menos elevada do que as outras duas situações, principalmente devido aos resultados

obtidos para o eixo vertical.

Outra conclusão que foi retirada desta fase do processo foi que, efetivamente, o comportamento do motociclista fará uma diferença significativa nos esforços transmitidos ao motociclo aquando da aterragem. A alteração do valor absoluto dos momentos exteriores, ainda que só atuasse enquanto o motociclo está no ar, teve um efeito significativo no comportamento do motociclo.

Na situação de aterragem em terreno inclinado para uma altura máxima de 3.19 metros da AJP PR4 - e, mais tarde, na SPR 250 - os valores da reação foram bastante próximos dos valores que seriam de esperar para a queda do motociclo a uma altura semelhante, provavelmente porque nesta situação o ângulo entre a roda dianteira e traseira no momento de aterragem terá sido um pouco diferente do que se simulou nas restantes simulações. Este terá sido um parâmetro impossível de conjugar com as capacidades do *software*, e a análise visual com que se aplacou este problema poderá ter resultado nestas variações.

7.5 Resultados das simulações para a AJP SPR 250

Como já foi referido, os resultados das simulações da AJP SPR 250 foram obtidos com as mesmas geometrias do quadro, das rodas, do braço oscilante e os mesmos parâmetros de suspensão que a AJP PR4. Sabe-se da pesquisa inicial que estes motociclos têm diferenças nestes parâmetros, mas, devido à impossibilidade da disponibilização dos ficheiros CAD da SPR, foram utilizados todos os parâmetros da simulação que foram utilizados para a AJP PR4, exceto a massa, que foi aumentada em todos os componentes em cerca de 3.9%, dado que o motociclo é mais pesado que o analisado no capítulo anterior por essa percentagem. Admite-se que a margem de erro proveniente desta aproximação não será significativa dado que os motociclos são construídos para o mesmo propósito e pela mesma marca.

Garantiu-se que a velocidade à saída da rampa era a mesma que aquela que foi utilizada para as simulações feitas para a AJP PR4, assim como a altura de queda do motociclo, medida na roda dianteira, como anteriormente. Verificou-se no entanto que esta altura tinha diferenças quase insignificantes perante as simulações feitas anteriormente. Onde necessário, foram ainda corrigidos os valores absolutos dos momentos externos utilizados para que a roda traseira aterrasse primeiro.

Os resultados obtidos para este conjunto de simulações estão retratados na tabela 3. Nesta tabela é possível perceber que, como esperado, devido à adição de peso em

que se manteve a geometria, os resultados foram extremamente parecidos com aqueles que foram obtidos para a AJP PR4. De facto, na situação de queda, que é a mais controlável devido ao reduzido número de fatores a controlar, as diferenças relativas entre as forças de reação entre as simulações correspondentes à AJP PR4 e a AJP SPR 250 não ultrapassaram 1%, e mesmo nas situações de aterragem em terreno plano e inclinado, em que o ângulo de aterragem das rodas é difícil de controlar, a diferença máxima que entre os resultados dos dois motociclos não ultrapassaram os 6.1%.

O facto de se terem observado estas discrepâncias confirma, no entanto, a teoria que a posição e comportamento do motociclista durante o salto terá influências importantes na força de reação transmitida aos componentes do motociclo, dado que a única diferença entre as simulações de aterragem em terreno plano e inclinado para as duas instâncias de motociclos, para além do peso, que como já referido tem influências de menos de 1% nos resultados das simulações de quedas, foi o ângulo entre o eixo da roda traseira e dianteira, controlado através dos momentos exteriores aplicados. Assim, uma pequena diferença entre o momento imprimido pelo motociclista no conjunto durante o salto pode provocar diferenças potencialmente bastante superiores aos 6.1% encontrados durante os processos de simulação.

Tabela 3: Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Força no eixo longitudinal [N]**	**Força no eixo vertical [N]**	**Magnitude [N]**	**Velocidade [km/h]**
Queda	0.50	1333.38	3432.30	3682.20	*N/A*
Queda	1.00	1913.22	4895.21	5255.81	*N/A*
Queda	2.00	2680.50	6879.50	7383.27	*N/A*
Queda	3.00	3308.71	8471.38	9094.61	*N/A*
Queda	4.00	3825.13	9788.81	10509.63	*N/A*
Queda	5.00	6283.63	10955.75	11763.42	*N/A*
Aterragem em terreno plano	1.75	2873.75	7228.12	7778.44	35
Aterragem em terreno plano	2.61	3418.08	8638.67	9290.31	45
Aterragem em terreno plano	3.54	3963.85	9955.69	10715.78	58
Aterragem em terreno plano	4.27	4178.44	10590.88	11385.35	65
Aterragem em terreno inclinado	1.58	2166.3	2080.06	3003.25	35
Aterragem em terreno inclinado	2.57	2879.43	2623.64	3895.46	35
Aterragem em terreno inclinado	3.19	3356.91	3033.50	4524.49	35
Aterragem em terreno inclinado	5.11	4123.33	4049.86	5779.57	35

No gráfico da figura 70 é então possível observar a força que atua no eixo longitudinal da simulação. Os resultados são muito parecidos com aqueles que foram obtidos para o motociclo anterior, o que se pode explicar pela pequena diferença que existe entre as simulações; a geometria dos componentes e do conjunto é igual, variando apenas a massa do sistema. Assim, é possível ver que a situação de aterragem em terreno plano continua a ser a que envolve mais esforços para a peça, devido à necessidade de dissipação de energia cinética.

Por outro lado, a aterragem em terreno inclinado apresentou uma curva próxima da curva da situação de queda, o que se explica, mais uma vez, pela maior gradualidade de

dissipação de energia que se verifica para a situação de aterragem em terreno inclinado, que por sua vez diminui o valor máximo de força de reação na peça em estudo.

Verifica-se ainda que para a simulação de aterragem em terreno inclinado para uma altura de 3.19 metros, a curva deste tipo de simulações se aproxima muito da curva da situação de queda. Assumiu-se, mais uma vez, que este comportamento se deveria a alguma falta de precisão na projeção da simulação no que toca ao ângulo entre os eixos das rodas no momento da aterragem.

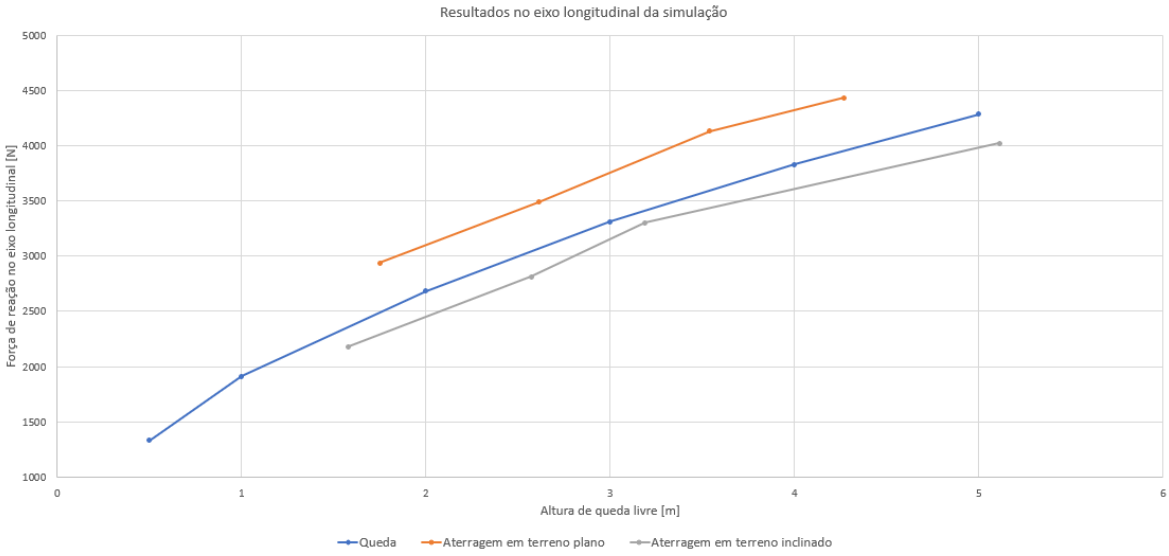

Figura 70: Resultados das forças de reação no eixo longitudinal da AJP SPR 250.

No gráfico da figura 71 é possível conferir as curvas dos resultados das forças de reação verticais no braço para as várias simulações estudadas. Mais uma vez, é possível perceber que os resultados não se afastam demasiado daqueles que foram obtidos para a AJP PR4. Verifica-se mais uma vez que a aterragem em terreno inclinado é muito menos extenuante para a peça que as situações de aterragem em terreno plano ou de queda. Observa-se no entanto que a simulação de aterragem em terreno plano com uma velocidade de saída da rampa de 58 km/h apresenta uma força de reação vertical na peça que se desvia um pouco da curva encontrada para a AJP PR4, tendo uma representação gráfica desviada daquela que seria de esperar. Atribuiu-se este comportamento, mais uma vez, à definição do ângulo entre os eixos das rodas aquando do momento de aterragem.

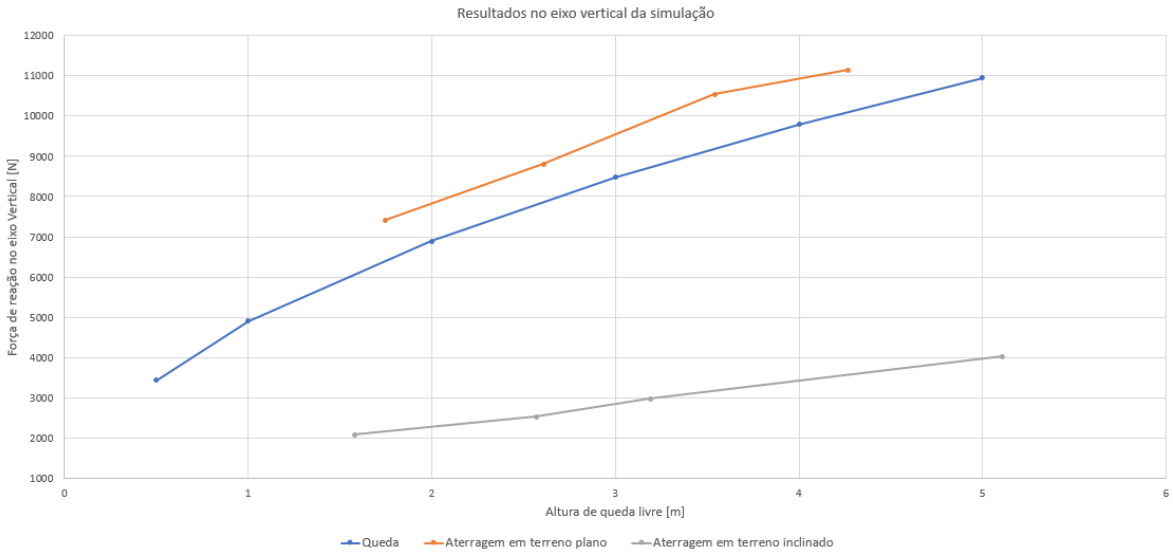

Figura 71: Resultados das forças de reação no eixo vertical da AJP SPR 250.

O gráfico da figura 72 reúne as ideias encontradas através da análise dos gráficos das forças de reação nos eixos longitudinal e vertical, sendo possível ver o comportamento divergente das situações de aterragem em terreno plano e em terreno inclinado para as alturas de 3.54 e 3.19 metros, respetivamente. É ainda possível ver, tal como na análise do motociclo anterior, que a magnitude das forças de reação é muito menor no caso da aterragem em terreno inclinado, como seria de esperar, pelas razões já explicadas.

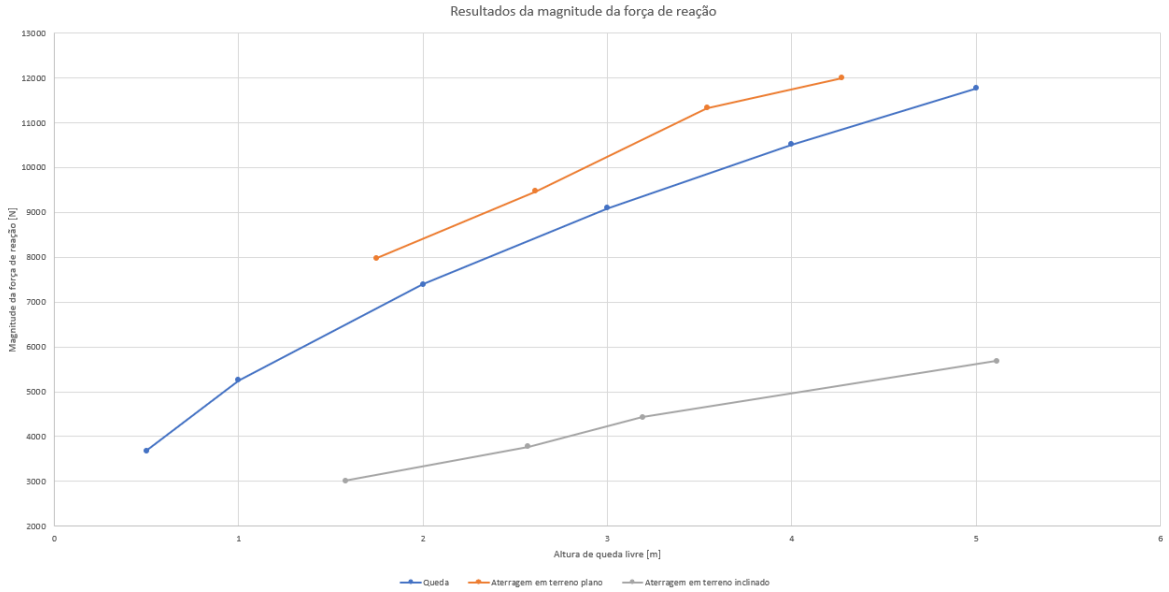

Figura 72: Resultados das magnitudes das forças de reação na escora da AJP SPR 250.

Devido às condições de carga e de fronteira extremamente parecidas que foram utilizadas para a análise dos dois motociclos em estudo, o restante das conclusões que podem ser tiradas destes gráficos já foram encontradas no capítulo anterior, e por essa razão, não serão repetidas nesta; apenas se reitera que mais uma vez a suspensão parece ter um comportamento progressivo, sobretudo na curva da situação de queda.

De facto, e como se pode observar no gráfico da figura 73 as curvas referentes aos vários tipos de simulações são extremamente parecidos, havendo até uma quase sobreposição das curvas referentes à situação de queda. No entanto, as curvas referente à situação de aterragem em terreno plano apresentam uma ligeira diferença entre si, o que se pode explicar pelas maiores solicitações que se verificam neste tipo de simulação, que podem exacerbar as diferenças entre os resultados obtidos, e também pela dificuldade em controlar o ângulo entre os eixos das rodas de forma a garantir que este seja sempre o mesmo para todas as simulações.

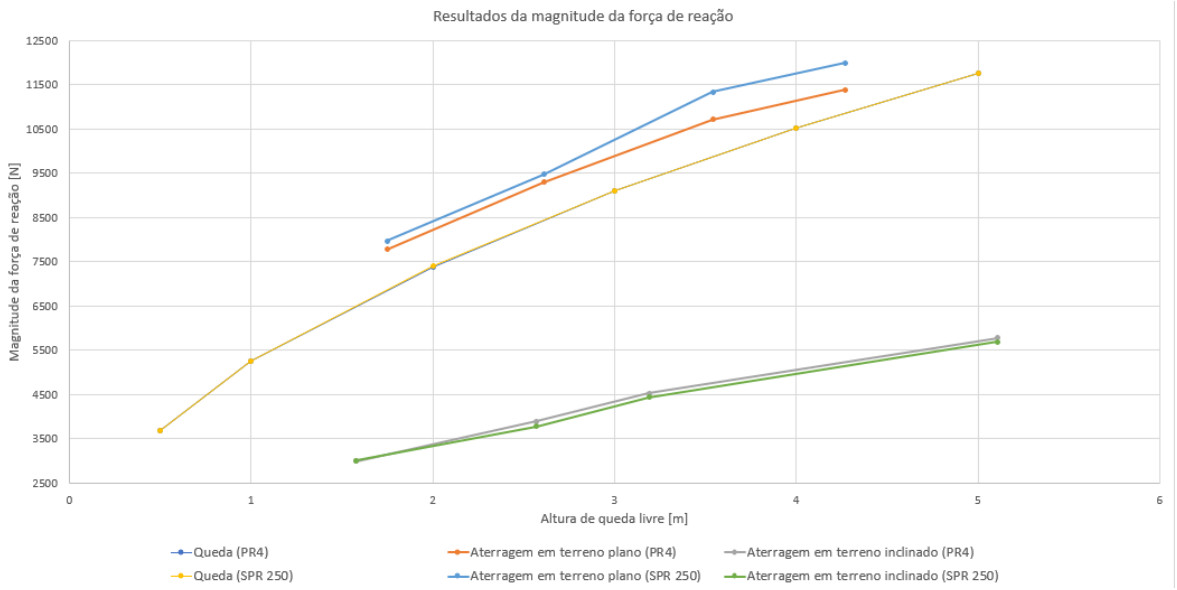

Figura 73: Comparação dos resultados das magnitudes das forças de reação nas escoras das AJP PR4 e AJP SPR 250.

7.6 Considerações adicionais aos resultados

Para além de todas as considerações referidas ao longo dos capítulos anteriores, considerou-se relevante mencionar um comportamento distinto das simulações cuja origem não foi totalmente possível explicar.

As curvas da força de reação no eixo vertical ao longo nas situações de queda têm um comportamento com dois picos, como já foi explicado e pode ser observado na figura 65. O primeiro pico ocorre no momento em que a roda traseira aterra no solo, enquanto que o segundo é uma consequência da aterragem da roda dianteira. Na maior parte das simulações, o primeiro pico tem um valor mais alto, por uma margem considerável, sendo essa margem maior para alturas de aterragem mais baixas. Esta tendência reversiva significa que, a partir de uma altura de 4 metros, o segundo pico passa a ter valores mais altos que o primeiro. Tal pode ser observado na figura 74 e este comportamento foi observado para as situações de queda a 4 e 5 metros de altura.

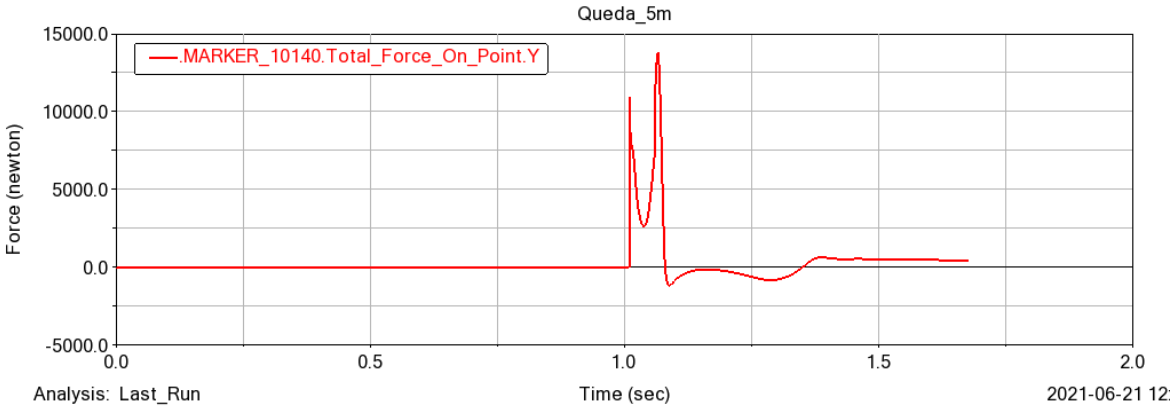

Figura 74: Evolução dos picos da força de reação no eixo vertical para a simulação de queda de 5 metros da AJP PR4.

No entanto, este comportamento não foi visível em nenhuma das outras simulações. Em ambas as situações de salto, mesmo com alturas de queda mais elevadas que 4 metros, o segundo pico tem valores mais baixos que o primeiro.

Não foi possível encontrar uma explicação definitiva sobre este comportamento, embora se teorize que uma das razões será o fecho total do conjunto mola-amortecedor no primeiro momento de aterragem. Na situação de queda, em que a roda dianteira aterra muito pouco depois da roda traseira, ao contrário das simulações em que existe velocidade no eixo longitudinal, o amortecedor pode não ter tempo para se distender novamente, ficando fechado desde pouco depois da roda traseira aterrar até alguns momentos após a aterragem da roda dianteira. Se tal for o caso, a unidade de amortecimento não terá influência nenhuma na absorção de energia proveniente dos esforços no quadro provocados pela aterragem da roda dianteira e, como tal, haverá uma maior transferência de energia à escora.

Outra explicação possível para este fenómeno deter-se-à com o ângulo α, que poderá não ser o ideal para minimizar os esforços sofridos pelas partes do motociclo. Apesar do cuidado tido com a análise visual do ângulo entre os eixos do motociclo durante todas as simulações, pode ter-se dado o caso de tal análise não ter estado completamente correta e que o ângulo durante a situação de queda seja diferente daquele que se provocou nas simulações de rampas. De facto, um dos dados empíricos encontrados através do trabalho com o *Adams* foi que o momento aplicado ao motociclo e logo o ângulo de aterragem terá uma influência significativa nos valores máximos nos seus picos, assim como qual terá maior valor absoluto.

Dado que o presente estudo pretende analisar o comportamento do braço oscilante

aquando de um momento de aterragem sobre a roda traseira, e porque o segundo pico provém indubitavelmente da aterragem da roda dianteira, decidiu-se fazer a análise numérica com os valores do primeiro pico. Decidiu-se ainda seguir este procedimento porque, como será mostrado no capítulo 8, para estas alturas de queda o braço oscilante cede apenas com as forças do primeiro pico, o que garante que haveria falha também se se usasse o valor máximo do segundo pico. Nas tabelas 2 e 3 são da mesma forma apresentados os valores dos primeiros picos em todas as simulações, ainda que para as simulações de queda de quatro e cinco metros de altura se tenham verificado valores máximos superiores aos que são apresentados.

Por último, achou interessante fazer-se um comentário às curvas referentes às simulações de queda sem movimento no eixo longitudinal que complementa a ideia de que as simulações permitiram confirmar a progressividade do sistema de suspensão com recurso a bielas. Em todos os gráficos de resultados de forças de reação apresentados nos subcapítulos anteriores, tanto para nos que se referem à AJP PR4 quanto à AJP SPR 250, as curvas das situações de queda apresentam um aspeto quase parabólico, apesar do ângulo entre os eixos das rodas, α, ser igual em todas as simulações. Desta forma, seria de esperar que estas curvas fossem lineares, dado que o parâmetro que mais parece afetar o comportamento das curvas é igual para todas as simulações em questão. No entanto, tal não se verifica. Assim, é possível concluir que na situação ideal em que α é igual em todas as simulações, o amortecedor apresenta um comportamento progressivo - o que se sabe corresponder à realidade, dado que a AJP utiliza braços oscilantes com sistema de bielas.

8 Análise numérica

Depois de se terem obtido o conjunto de resultados dos esforços que os braços oscilantes em estudo, foi decidido utilizar outro *software* para fazer a análise da integridade estrutural dos braços oscilantes, que tivesse maiores capacidades de análise numérica que o *MSC Adams*.

Embora este último tenha capacidades de análise estrutural, decidiu-se que utilizar o *SIMULIA Abaqus FEA*, uma ferramenta de grande renome na área, seria mais indicado. Refere-se ainda que mesmo antes da decisão de utilizar o *Adams*, a sugestão dos orientadores do trabalho para a resolução do problema foi precisamente a de utilizar o *Abaqus*.

8.1 *Abaqus Unified FEA*

O *Abaqus* é um *software* desenvolvido pela *Dassault Systèmes SIMULIA*. A extensão *SIMULIA* refere-se à família de programas em que o *Abaqus* está inserido e que tem o objetivo específico de permitir a simulação de um largo conjunto de situações com recurso a diferentes ferramentas numéricas.

O *Abaqus* tem capacidades de análise linear e não linear para situações de simulação de situações de deformação e contacto, análise térmica e elétrica, eletromagnética e hidrodinâmica. É portanto um programa utilizado de forma bastante difundida tanto em ambiente académico como industrial [53], [54].

Este *software* faz todas as análises referidas recorrendo ao MEF - Método dos Elementos Finitos. Este método surgiu no início da década de 1960 como uma técnica computacional para obter soluções aproximadas de problemas de valores próprios em engenharia, através da discretização de um meio contínuo num número finito de elementos, assumindo que as características do meio contínuo podem ser estimadas através da discretização de vários elementos com características semelhantes [55]. A análise dos conceitos fundamentais a este método será brevemente abordada de seguida, no subcapítulo 8.1.1.

8.1.1 Método dos Elementos Finitos

O MEF faz parte de um conjunto de ferramentas denominadas de métodos numéricos, que se baseiam no seu cerne na transformação de equações ditas "físicas" em sistemas de equações lineares ou não. Estes métodos são utilizados sobretudo para a

descrição de problemas físicos com domínios complicados, tanto no que diz respeito à geometria em análise ou o material em questão, e várias não-linearidades do modelo que tornam extremamente morosa a resolução do problema por meios analíticos. Assim, e utilizando um método numérico, é possível obter uma solução aproximada do problema de uma forma bastante mais expedita.

Normalmente os métodos numéricos são acoplados a um programa de computador que resolve um modelo matemático através da utilização de um método numérico. Existem vários métodos numéricos baseados em diferentes princípios matemáticos, como o Método das Diferenças Finitas, que utiliza a expansão de Taylor e a definição de derivada para obter soluções para problemas físicos [56]. O presente estudo focar-se-á no entanto no Método dos Elementos Finitos, que tem uma formulação diferente do anterior.

O MEF baseia-se em equações diferenciais parciais e na sua resolução para uma solução aproximada. Para resolver equações deste tipo, é necessário fornecer condições iniciais e/ou de fronteira ao problema. Outro dos princípios fundamentais do método é o princípio da minimização de energia.

A combinação das condições de fronteira com o princípio referido significa que, na prática, a aplicação de uma condição de fronteira a um corpo leva-o a várias configurações possíveis, em que apenas uma é realisticamente possível. Esta é uma consequência direta do princípio da minimização de energia, que refere que para um certo estado de um corpo, de todas as configurações possíveis, apenas a configuração na qual a energia total do sistema é mínima é a que se aproxima da realidade [57].

Para explicar os princípios matemáticos que estão na base do MEF, será considerado de seguida um problema de baixa simplicidade, com apenas uma dimensão.

Um dos primeiros passos do MEF é a identificação da equação diferencial parcial que está associada com o fenómeno a estudar. Esta é denominada frequentemente como a forma forte da formulação enquanto que a sua forma integral é considerada a forma fraca. A passagem da forma fraca à forma forte corresponde à passagem da equação 8.1 à equação 8.2.

$$u''(x) = f(x) \tag{8.1}$$

$$\int u''(x)v(x) = \int f(x)v(x) \tag{8.2}$$

Utilizando a integração por partes, a equação anterior pode ser transformada na

que se observa na equação 8.3.

$$u'(x)v(x)|_0^1 - \int u'(x)v'(x) = \int f(x)v(x) \tag{8.3}$$

A equação diferencial 8.1 era diferenciável pelo menos duas vezes, enquanto que a equação 8.3 é necessariamente diferenciável apenas uma vez. O mesmo se aplica a problemas com mais dimensões, passando-se de derivadas para gradientes [57].

Com a forma integral da equação devidamente definida, é possível passar ao próximo passo da análise: a sua discretização. Uma vez que a forma integral tem que ser resolvida por um método numérico, esta é convertida numa soma que pode ser calculada numericamente, o que passa a ser possível graças à conversão da forma fraca num conjunto de equações matriciais que podem ser resolvidas algebricamente.

O domínio espacial é dividido em porções denominadas de elementos, cuja forma e tamanho pode ser definido pelo utilizador. Os vértices de cada um destes elementos são denominados por nós, e o conjunto dos nós como malha. A equação a estudar é então aplicada a cada um dos nós, utilizando interpolações. A função desconhecida $u(x)$ passa assim a poder reduzida para a forma ilustrada na equação 8.4, em que ne é o número de nós no elemento, N_i é a função de interpolação e u_i as incógnitas associadas ao nó i.

$$u(x) = \sum_{n=1}^{ne} N_i u_i \tag{8.4}$$

Da mesma forma, as funções $v(x)$ e $f(x)$ podem também ser representadas na forma fraca, ficando-se então com as equações apresentadas em 8.5 e 8.6.

$$\left(\sum_{n=1}^{nen} N_i u_i\right)' \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i v_i\right)|_0^1 - \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i u_i\right)' \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i v_i\right)' = \int \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i f_i\right) \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i v_i\right) \tag{8.5}$$

$$\left(\sum_{n=1}^{nen} N_i' u_i\right)' \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i' v_i\right)|_0^1 - \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i' u_i\right)' \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i' v_i\right)' = \int \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i f_i\right) \left(\sum_{n=1}^{nen} N_i v_i\right) \tag{8.6}$$

Estas equações na sua forma matricial pode ser escrita como se mostra nas equações 8.7 e 8.8.

$$\sum_{n=1}^{nen} N_i f_i = [M]\{f\} \tag{8.7}$$

$$\sum_{n=1}^{nen} N_i' f_i = [M'] \{f\} \tag{8.8}$$

Pelo que a forma fraca pode finalmente ser reduzida numa forma matricial que se apresenta na equação 8.9 e posteriormente 8.10. Nesta, note-se que o operador de u é, efetivamente, a matriz de rigidez $[K]$, enquanto que o segundo membro da equação corresponde ao vetor residual $\{R\}$. Nesta última equação não existe ainda a função incógnita $v(x)$.

$$\{v\}^T \left[[M]^T [M'] \right] |_0^1 \{u\} - \{v\}^T \left[\int [M']^T [M'] \right] \{u\} = \{v\}^T \left[\int [M]^T [M] \{f\} \right] \tag{8.9}$$

$$\left[\left([M]^T [M'] \right) |_0^1 - \int [M']^T [M'] \right] \{u\} = \left[\int [M]^T [M] \{f\} \right] \tag{8.10}$$

Com as equações finalmente com este aspeto, é possível utilizar programas de computador que as resolvem para soluções aproximadas, em que o erro corresponde ao vetor $\{R\}$ [57].

Depois de percebidos estes conceitos chaves sobre o funcionamento da análise numérica e consequentemente do *software* escolhido para esse trabalho, as simulações começaram finalmente a ser preparadas. Os passos de criação das simulações são bastante simples e como tal decidiu-se não incluir uma descrição exaustiva do processo. Ainda assim, referem-se de seguida alguns dos parâmetros com mais influência na qualidade dos resultados, que são sobretudo os critérios da malha.

8.1.2 Escolha da malha

Para definir corretamente as condições de análise em *Abaqus*, é necessário definir um conjunto de parâmetros da malha a utilizar. Esta malha é um elemento necessário para a análise por MEF, e a sua definição uma das partes mais importantes da análise numérica. Os parâmetros de malha a definir são o tipo de elemento, sua família, forma e tamanho.

A família de elemento a escolher é necessariamente o de análise tridimensional de tensões, uma vez que este parâmetro é o que define o conjunto de resultados que se podem analisar após o processamento do problema pelo *software*. O tipo de elemento depende não só da família mas também da sua forma.

O *Abaqus* permite escolher elementos de várias formas para análise de peças tridimensionais. As opções admitidas pelo *software* são [58]:

- Elementos hexaédricos, os mais adequados a geometrias simples;
- Elementos predominantemente hexaédricos, em que os elementos são sobretudo hexaédricos mas é permitida a criação de prismas triangulares em zonas transitórias e de geometria ligeiramente mais complexa do que para elementos apenas hexaédricos;
- Elementos tetraédricos, que são mais adequados para a análise de peças com geometrias mais complexas;
- Elementos em cunha, em que todos os elementos terão a forma de um prisma triangular. Estes são adequados a peças com geometria de complexidade intermédia.

Dada a alta complexidade das geometrias das peças a estudar, decidiu-se escolher uma malha com elementos tetraédricos. Assim, com a família e a forma dos elementos escolhidos, é possível finalmente definir o tipo de elemento. Escolheu-se uma ordem geométrica quadrática, uma vez que os elementos lineares se caracterizam terem uma função de forma linear, resultando num deslocamento dos nós entre si com uma função linear também; tal significa que se a peça sofrer esforços significativos e curvar os resultados terão menor qualidade dado que a peça terá uma maior rigidez. Por outro lado, a escolha de um elemento quadrático permite o *software* utilizar uma fórmula não-linear para a definição da forma dos elementos, e como tal o deslocamento entre nós são interpolados recorrendo a um polinómio de maior ordem. Estes elementos têm nós intermédios, e como tal uma aresta terá 3 elementos em vez de 2. Os elementos com ordem quadrática são mais adequados para a representação de geometrias mais complexas e a resposta a condições de carga mais elevadas. A desvantagem de utilizar um elemento desta ordem é o maior custo computacional, mas decidiu-se que a utilização dos mesmos teria um impacto positivo o suficiente na qualidade dos resultados para justificar o sacrifício temporal [59].

Assim, ficou definido pelo software que os elementos seriam do tipo C3D10 - um elemento tetraédrico com 10 nós por elemento. Este elemento tem o aspeto que se ilustra na figura 75, e tem quatro pontos de integração.

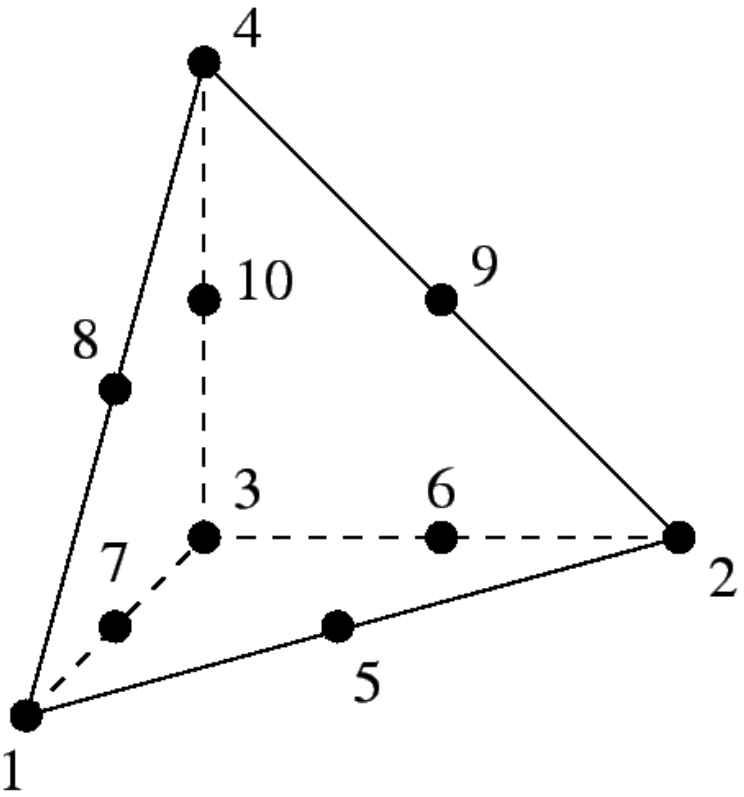

Figura 75: Elemento tetraédrico com 10 nós, denominado de C3D10 [60].

Este tipo de elemento é um dos mais utilizados para a análise de integridade estrutural por MEF, embora exista outro elemento, o C3D20R, que fornece resultados melhores para o mesmo número de graus de liberdade. No entanto, este último elemento tem uma forma hexaédrica que, como já foi discutido, é mais adequada a peças com geometria mais simples que as que se querem estudar. O *Abaqus* permite ainda criar uma malha de elementos do tipo C3D10 de forma totalmente automática mesmo para geometrias complexas, o que tornou o processo de definição de malha mais expedito [60]. Tendo em conta que a simplificação de certas partições da malha manualmente implicaria um investimento temporal que não seria necessariamente compensado pela diminuição do tempo de computação das simulações, decidiu-se utilizar a funcionalidade de definição automática da malha de forma a tornar o processo mais eficaz.

Após a escolha do tipo de elemento de análise para a malha e a forma dos mesmos elementos, escolheu-se um tamanho aproximado para cada elemento. A escolha do tamanho teve alguma ponderação para permitir uma boa relação entre tempo computacional e convergência dos resultados. Acabou por se decidir que esse tamanho seria

cerca de 6 milímetros, como solução de compromisso. O aspeto final da malha do braço oscilante da AJP PR4 pode ser observada na figura 76.

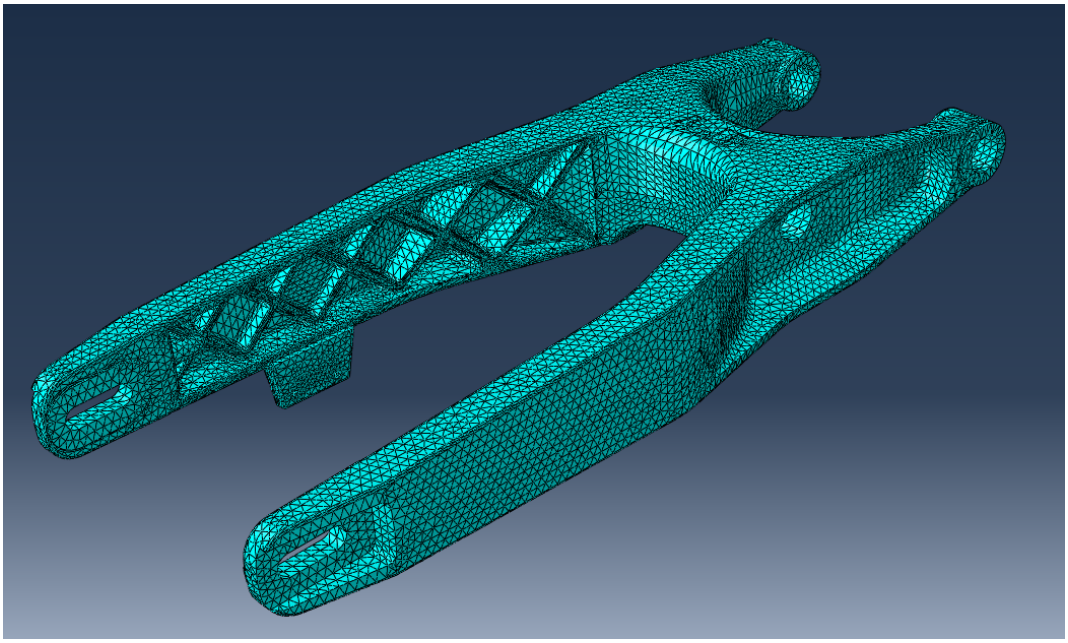

Figura 76: Malha desenvolvida para a análise numérica do braço oscilante da AJP PR4.

Tendo em conta que as duas peças em análise têm dimensões semelhantes, o mesmo tamanho de elementos de malha de 6 milímetros foi escolhido para o braço oscilante da AJP SPR 250, que se pode observar na figura 77. Como será descrito no subcapítulo 8.4, houve duas iterações com algumas alterações geométricas deste braço que foram testadas, o que implica que o *softwware* faça uma distribuição ligeiramente diferente dos elementos de malha. No entanto, e porque o aspeto é tão próximo daquele que se obteve para a peça original, decidiu-se não mostrar o aspeto destas peças por uma questão de redundância.

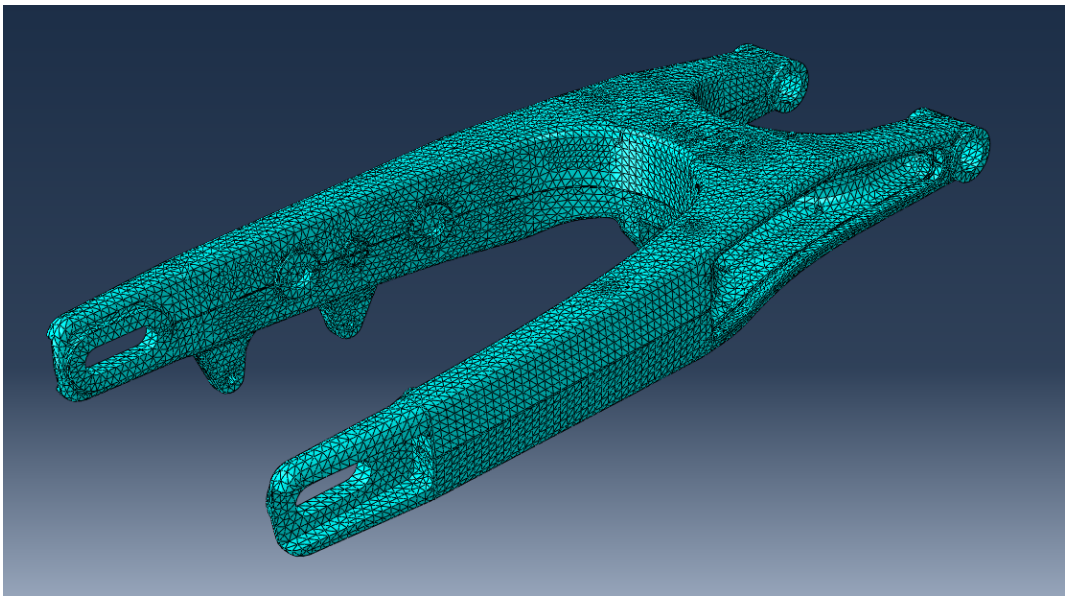

Figura 77: Malha desenvolvida para a análise numérica do braço oscilante da AJP SPR 250.

No entanto, é necessário referir que os números de elementos de malha das três iterações de braços da AJP SPR 250 foram diferentes entre si. O braço com a geometria original foi simulado com 123556 elementos, o que equivale a 208989 nós. Por outro lado, o braço testado sem dois furos que se determinaram ser pontos de acumulação de tensões ficou na sua fase final com 122477 elementos, e 207307 nós. A diminuição do número de nós necessário para a definição de malha para esta iteração de braço faz sentido uma vez que esta tem menos detalhes geométricos. Por último, a peça em que se alterou a posição dos detalhes geométricos problemáticos foi testada com uma malha de 123161 elementos e 208471 nós. O número de nós desta peça encontra-se entre o número necessário para as restantes iterações, o que mais uma vez parece aceitável uma vez que a alteração da posição foi feita com o objetivo de simplificação da geometria da peça e para a não interferência com outros detalhes geométricos.

8.2 Integridade estrutural do braço oscilante da AJP PR4

Os resultados obtidos para as simulações feitas em *Abaqus* com os valores definidos para cada uma das situações testadas no *Adams* podem ser encontrados na tabela 4.

Tabela 4: Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP PR4.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises máximas [MPa]**
Análise Analítica	*N/A*	92.9
Queda	0.50	84.7
Queda	1.00	121.3
Queda	2.00	171.4
Queda	3.00	211.9
Queda	4.00	245.7
Queda	5.00	275.9
Aterragem em terreno plano	1.75	180.2
Aterragem em terreno plano	2.61	215.6
Aterragem em terreno plano	3.54	250.1
Aterragem em terreno plano	4.27	266.5
Aterragem em terreno inclinado	1.58	54.0
Aterragem em terreno inclinado	2.57	69.1
Aterragem em terreno inclinado	3.19	80.3
Aterragem em terreno inclinado	5.11	105.6

Como referido no capítulo 1, a liga metálica utilizada para a construção da escora tem uma tensão de cedência entre 146 e 162 MPa. Por uma questão de segurança, decidiu-se considerar que o braço só teria validade estrutural caso a tensão máxima indicada pelo *Abaqus* fosse inferior a 146 MPa.

De uma forma geral, observou-se que as nervuras desempenham eficazmente a sua função enquanto reforços estruturais, dado que estas foram universalmente o local onde os valores máximos da tensão de Von Mises se verificaram. Por outro lado, a zona que apresenta mais esforços estruturais é a parte superior de cada um dos braços da escora, acima das nervuras e perto do local de ancoragem das bielas. A figura 78 refere-se à

simulação numérica para o método analítico adaptado e mostra de forma evidente o esforço estrutural suportado pelas nervuras.

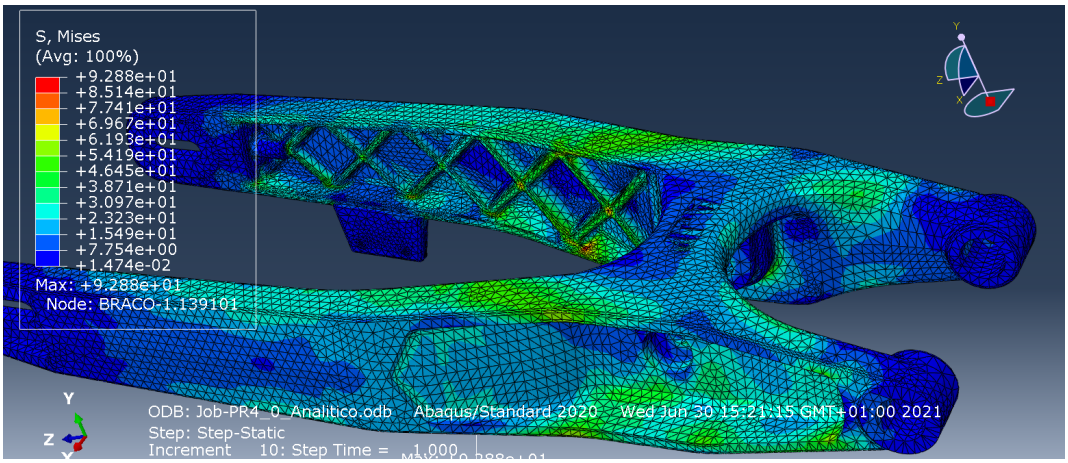

Figura 78: Distribuição das tensões de Von Mises para a simulação correspondente ao método semi-analítico para a AJP PR4.

Por outro lado, o outro lado da estrutura apresenta um valor mais alto de tensão máxima, o que sugere que os esforços não são suportados de forma simétrica pelo braço oscilante. A peça tem uma ligeira assimetria e como tal este facto pareceu justificável. Na figura 79 é possível observar a extremidade direita da escora.

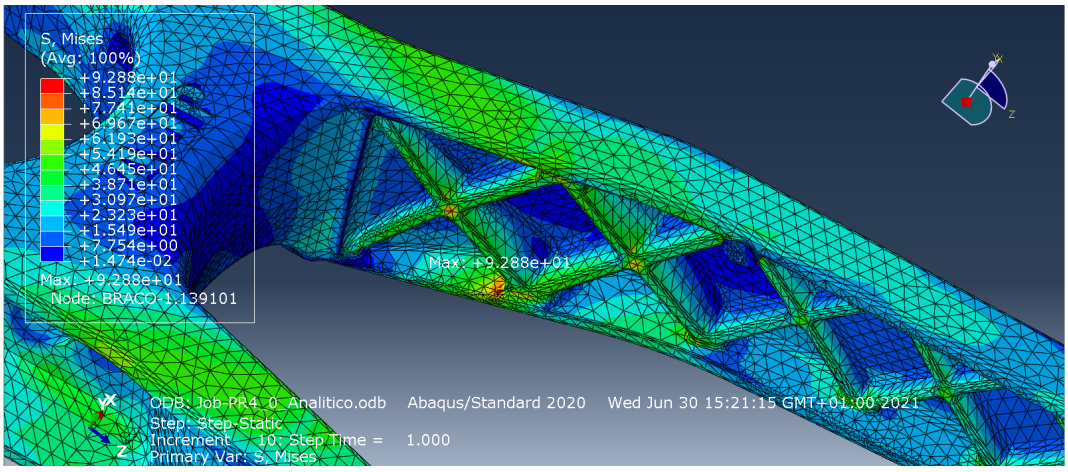

Figura 79: Ponto mais crítico do braço oscilante da AJP PR4 para a situação de análise por método analítico adaptada.

Por outro lado, e embora este também esteja representado na figura 79, na figura 80 é possível ver de mais perto a localização do elemento onde se regista o máximo de

tensão que ocorre no braço para a simulação da análise analítica.

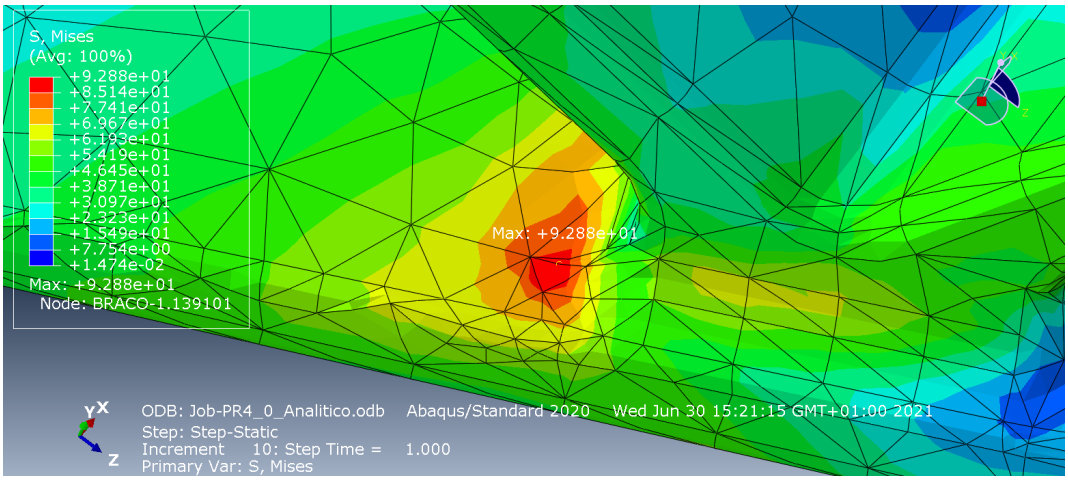

Figura 80: Detalhe do local mais crítico do braço oscilante da AJP PR4 para a situação de análise adaptado por método analítico.

Tendo em conta que a tensão máxima admissível considerada para este estudo foi de 146 MPa, é possível perceber que existe uma grande quantidade de situações que serão impossíveis de comportar pelo braço oscilante. A situação de queda livre torna-se incomportável acima de 1 metro de altura, enquanto que a aterragem em terreno inclinado tem uma severidade estrutural tão grande para a peça que mesmo para a altura mais pequena testada de 1.75 metros provocará a falha do componente.

Por outro lado, a aterragem em terreno inclinado tem valores de tensões de Von Mises máximas bastante mais pequenos que os que se tinham encontrado para os dois restantes cenários. Mesmo para uma altura tão extrema quanto 5 metros, o braço oscilante por si será capaz de aguentar o esforço, assumindo que existe um ângulo de 45° entre o plano da zona da aterragem e a horizontal.

Tendo em conta que a maior parte das rampas utilizadas em *enduro* têm um ângulo considerável na sua zona de aterragem que gradualmente passa a um terreno plano com um raio de concordância que permite a suavidade do salto, é possível compreender o porquê de esta situação ser consideravelmente mais suportável pela peça sem a sua falha estrutural.

A análise analítica feita no capítulo 6 mostrou, quando introduzida no *software* de análise numérica, uma tensão máxima de Von Mises de 92.9 MPa. Este valor é inferior ao que se verifica para as situações de queda de 0.5 metros de altura, e as situações de aterragem em terreno inclinado de até 3.19 metros. É assim possível concluir que pelo

menos para estas simulações dinâmicas, o critério analítico adaptado será válido.

Durante a vida útil da utilização de um motociclo destes será raro ter o mesmo numa situação que não esteja compreendida por este critério - situações de queda com sentido apenas vertical ou de aterragem em terreno completamente plano são normalmente evitadas pelos motociclistas. No entanto, é de referir que se considera relativamente redutor considerar que este critério seja abrangente o suficiente para se validar estruturalmente o braço.

Como se pode observar na tabela 2, existe uma grande quantidade de situações que se traduzem em esforços significativamente maiores do que os valores sugeridos pelo método analítico, e não é uma completa impossibilidade a AJP PR4 sofrer quedas em sentido vertical com mais de 1 metro, e, como tal, é possível argumentar que este critério deva provavelmente envolver um fator superior a 4, de forma a garantir que o projeto se mantenha do lado da segurança.

A situação de queda vertical a 5 metros de altura traduziu-se no maior valor de tensões de Von Mises, e decidiu-se analisar o resultado da distribuição de tensões tendo em conta que esta seria a situação mais extrema para o motociclo que foi testada ao longo do presente estudo.

De uma forma geral, a distruibuição das tensões de Von Mises é bastante semelhante para todas as simulações efetuadas com apenas o *Adams*, verificando-se apenas uma diferença na magnitude dos valores máximos.

A localização do ponto mais crítico foi diferente daquela que foi encontrada para simulações que representam menores esforços estruturais para a peça, como pode ser observado na figura 81. Deduziu-se que esta alteração no ponto mais crítico poderia acontecer não só por causa da maior magnitude da força vertical, como também pelo maior esforço de compressão a que a peça é sujeita devido à força no eixo longitudinal da peça. Tal hipótese foi confirmada através da análise de outras simulações. Para todas as simulações em que foram aplicadas forças tanto no eixo vertical quanto no eixo longitudinal, os pontos críticos encontram-se nas zonas superiores das nervuras, sendo o valor máximo das tensões de Von Mises maior tipicamente na sua extremidade direita, e um pouco menor do que isso na extremidade esquerda, verificando-se portanto uma distribuição de tensões quase simétrica. Apenas na simulação com aplicação exclusiva de forças no eixo vertical a zona crítica se encontrou na parte inferior do braço.

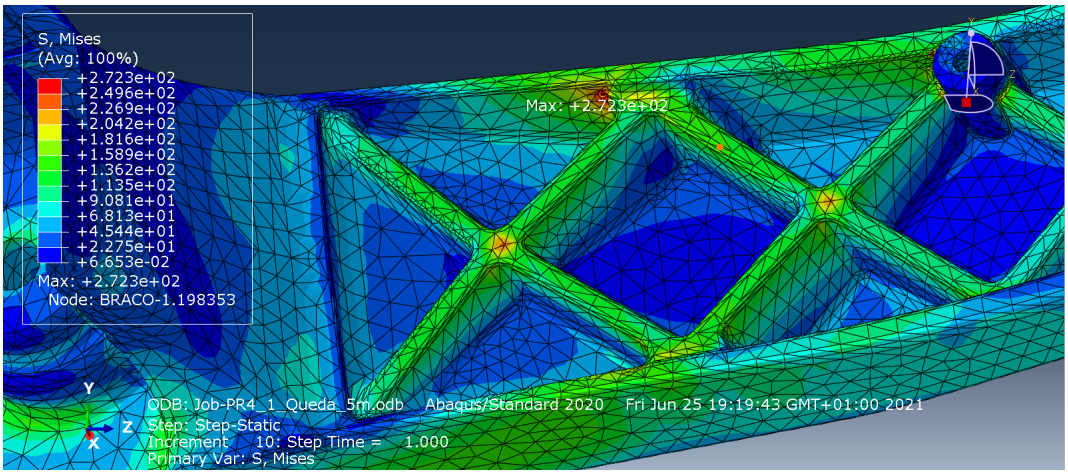

Figura 81: Ponto mais crítico das Tensões de Von Mises para a situação de queda de 5 metros de altura.

Reparou-se no entanto que além da zona das nervuras estruturais mais próxima do topo do braço oscilante começar a ter maiores valores de tensões de Von Mises para forças superiores, a zona de cruzamento entre as nervuras começa também a estar extremamente extenuada. Tal confirma a hipótese que estas nervuras são importantes para a integridade estrutural da escora em estudo. Na figura 82 é possível observar os factos descritos no presente parágrafo.

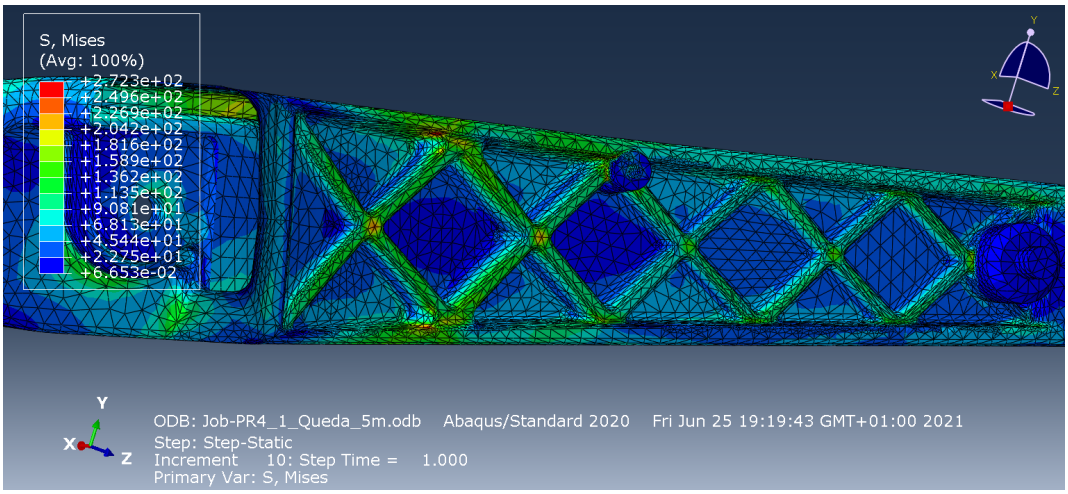

Figura 82: Distribuição das tensões de Von Mises nas nervuras estruturais para a situação de queda de 5 metros de altura, com vista em corte.

Refere-se ainda que a localização do ponto mais crítico para as simulações de aterragem em terreno inclinado é ligeiramente diferente daquele que foi observado para as

situações de queda e aterragem em terreno plano, assim como da simulação feita com valores obtidos analiticamente.

Embora os pontos mais críticos para as situações de aterragem em terreno inclinado aconteçam também nas nervuras e na parte superior do braço, a sua localização específica está mais longe do ponto de ancoragem das bielas, como pode ser observado na figura 83.

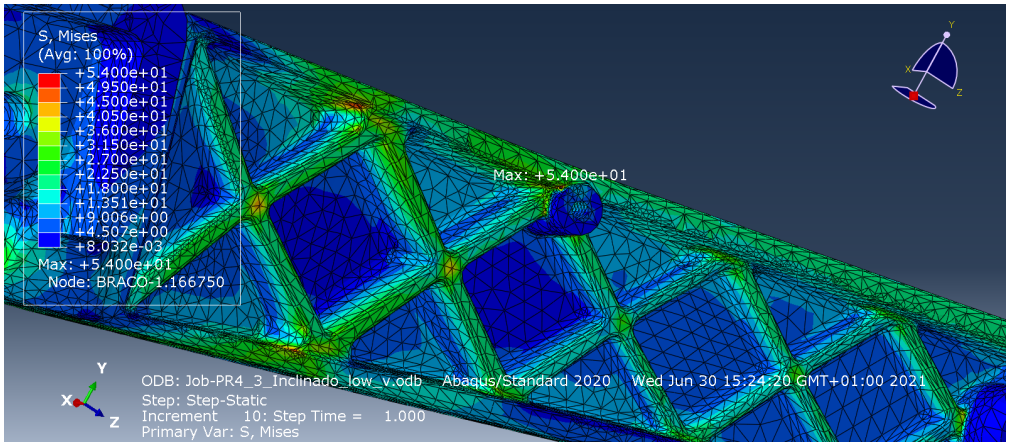

Figura 83: Localização do ponto mais crítico encontrado para as simulações correspondentes à aterragem em terreno inclinado.

Na figura 84 é possível ainda observar a localização do ponto crítico típico das simulações correspondentes à aterragem em terreno inclinado em mais detalhe.

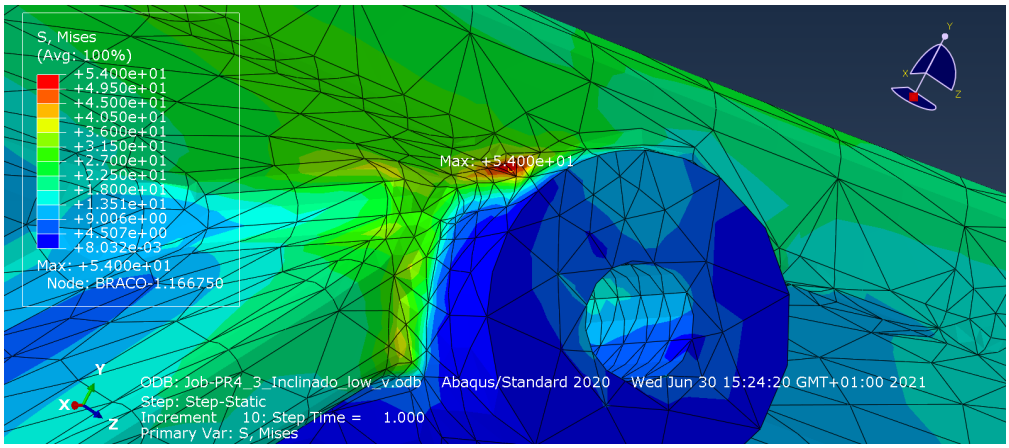

Figura 84: Vista mais detalhada do local mais crítico encontrado para as simulações correspondentes à aterragem em terreno inclinado.

Deduziu-se que esta alteração no local do ponto crítico se deveria à maior importân-

cia relativa da força aplicada no eixo longitudinal em relação à força aplicada no eixo vertical.

Percebe-se assim que as zonas mais sujeitas à possibilidade de falha estrutural são as nervuras de reforço do braço. No entanto, considerou-se importante referir que para situações mais extenuantes acontece falha estrutural perto da zona de onde se dá a ancoragem das bielas, como se pode observar na figura 85. Por outro lado, mesmo para as situações mais extenuantes, como a aterragem em terreno plano à maior velocidade testada, as tensões equivalentes de Von Mises não ultrapassam o limite do material, excetuando nas zonas que se referiram anteriormente.

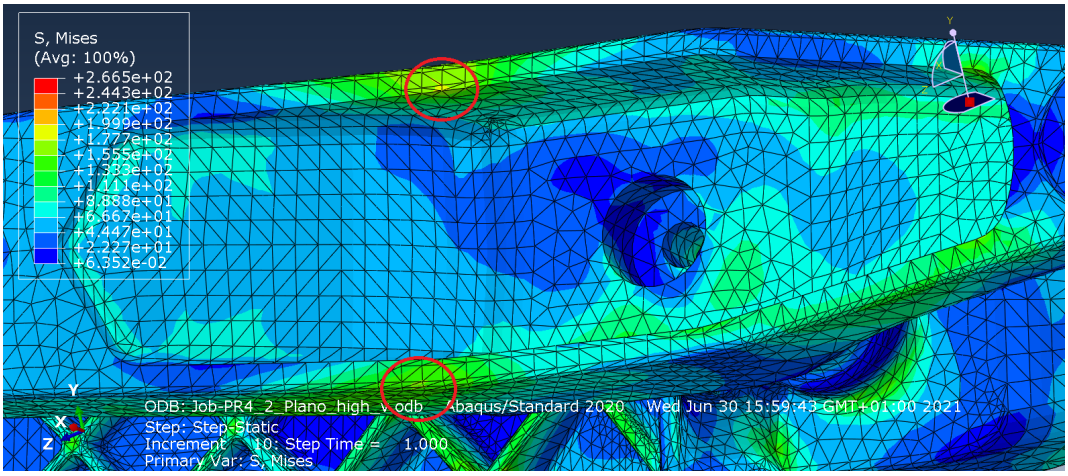

Figura 85: Pontos críticos perto do local de ancoragem para a simulação de aterragem em terreno plano à velocidade máxima testada.

Assim, seria provavelmente possível aumentar a integridade estrutural do braço através do reforço das zonas críticas, ou seja, aumentando a grossura das nervuras e reforçando com material a zona de ancoragem das bielas.

8.3 Integridade estrutural do braço oscilante da AJP SPR 250

Tal como no subcapítulo anterior, apresentam-se os resultados obtidos para as simulações feitas em *Abaqus* na tabela 4.

Tabela 5: Resultados detalhados das simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises [MPa]**
Análise Analítica	*N/A*	92.9
Queda	0.50	96.92
Queda	1.00	138.8
Queda	2.00	195.5
Queda	3.00	240.7
Queda	4.00	278.3
Queda	5.00	311.7
Aterragem em terreno plano	1.75	210.4
Aterragem em terreno plano	2.61	250.1
Aterragem em terreno plano	3.54	299.9
Aterragem em terreno plano	4.27	317.1
Aterragem em terreno inclinado	1.58	58.83
Aterragem em terreno inclinado	2.57	71.63
Aterragem em terreno inclinado	3.19	84.14
Aterragem em terreno inclinado	5.11	114.3

Na generalidade os valores das tensões de Von Mises máximas foram superiores àqueles que foram encontrados para a AJP PR4. No entanto, tal como no motociclo anterior, as situações que se consideraram estruturalmente aceitáveis para o braço oscilante foram as situações de queda de 0.5 e 1 metros de altura, e as aterragens em terreno inclinado. A análise analítica também se traduziu em resultados aceitáveis.

Assim, as aterragens em terreno plano não foram consideráveis estruturalmente aceitáveis, assim como as situações de queda iguais ou superiores a 2 metros.

A razão pela qual se vêm valores de tensões equivalentes de Von Mises neste modelo

de braço oscilante será, provavelmente, a existência de dois furos que comprometem de forma grave a integridade estrutural do braço. Estes dois furos estão retratados e realçados na figura 86, e servem para colocar guias de fixação do tubo do travão traseiro.

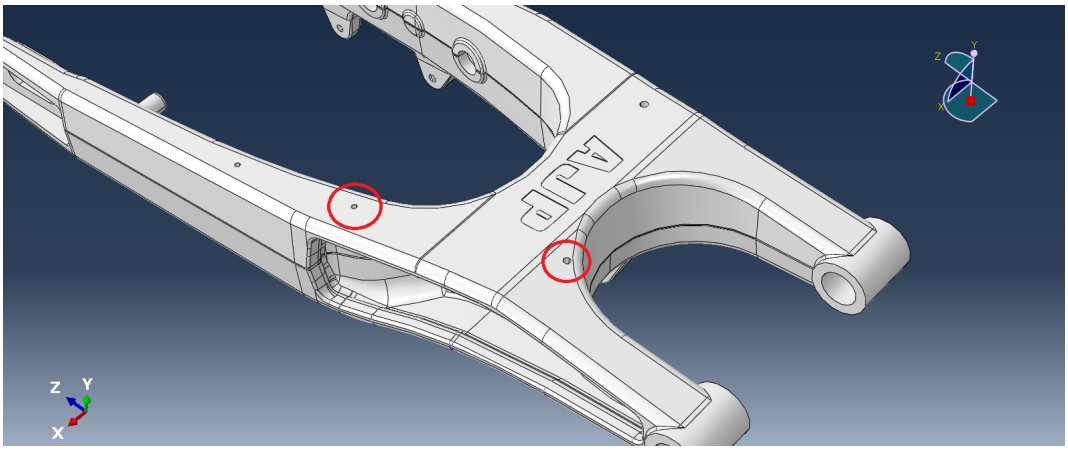

Figura 86: Locais onde ocorre a maior concentração de tensões equivalentes de Von Mises no braço da SPR 250.

Esta peça é produzida através de fundição com macho de areia, devido ao seu interior oco. Como tal, são necessários furos de extração do material cerâmico na parte interior das extremidades. No entanto, existem ainda quatro furos na face superior e ainda um outro na face inferior da escora, cuja função será então a de guiamento aos tubos do travão.

Geralmente, a existência de furos compromete a integridade estrutural da peça onde são feitos. Os furos realçados na figura 86 têm especial influência nesta diminuição de integridade, dado a sua proximidade das extremidades da peça. As figuras 87 e 88, referentes à simulação efetuada para a situação mais extrema, de aterragem em terreno plano à velocidade de 60 km/h, retrata este problema de forma evidente.

Para efeitos de simplificação do texto, doravante o furo que está contemplado na figura 87 será denominado como furo A, enquanto que o furo que se destaca na figura 88 será chamado de furo B.

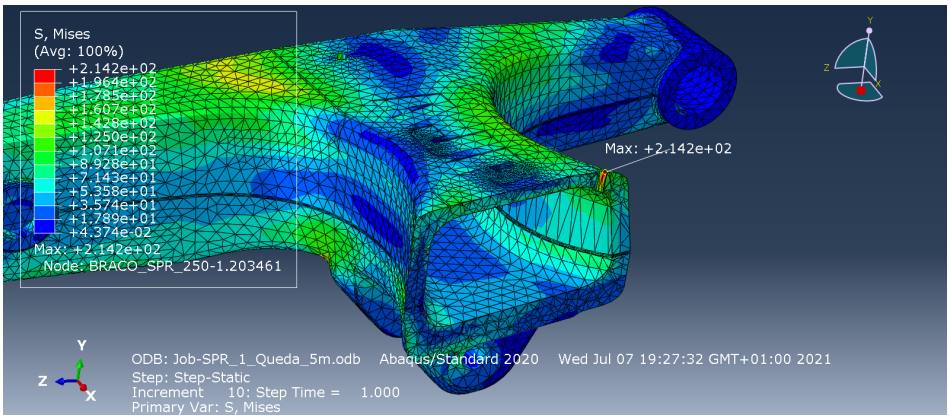

Figura 87: Concentração de tensões equivalentes de Von Mises no furo A da SPR 250.

O furo na ponta direita do braço provoca ainda mais problemas estruturais, com um dos elementos do braço a atingir, nesta simulação em particular, tensões de cerca 317.1 MPa, o que corresponde a mais de duas vezes a tensão máxima considerada aceitável para o material em questão.

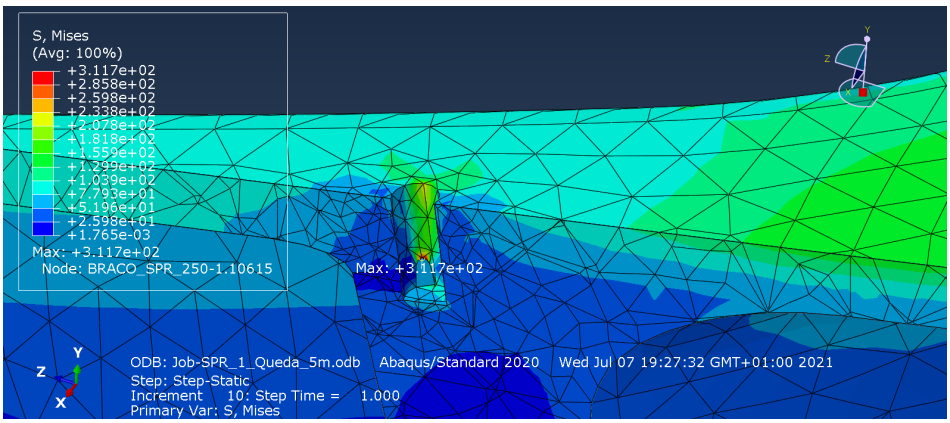

Figura 88: Concentração de tensões equivalentes de Von Mises no furo B da SPR 250.

Dado que é sobretudo nestes locais que se verificam tensões de Von Mises de maiores magnitudes, decidiu-se verificar se a remoção dos furos teria um efeito considerável nos resultados de integridade estrutural testados através do *Abaqus*.

Deve no entanto referir-se que existem duas zonas do braço que apresentam esforços inaceitáveis para algumas das simulações numéricas estudadas. Uma dessas zonas pode ser observada na figura 89 e representa o esforço estrutural suportado na zona de ligação das pontas do braço à localização do ponto de ancoragem das bielas. Nesta imagem é ainda possível observar o esforço estrutural de elevada magnitude que se desenvolve

perto da zona de ancoragem do braço ao quadro do motociclo.

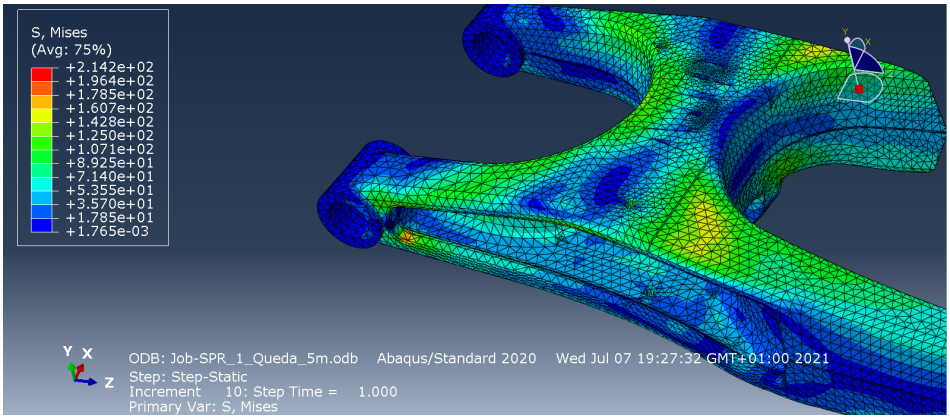

Figura 89: Concentração de tensões equivalentes de Von Mises na zona de ligação das pontas do braço à zona de ancoragem do braço às traves.

Por outro lado, o local onde as tensões de Von Mises são superiores no braço oscilante todo, exceptuando os furos, representa-se na figura 90. Esta zona apresentará provavelmente tensões de Von Mises elevadas devido a estar bastante próxima tanto da zona de ancoragem das bielas como do braço ao quadro, pelo que para reduzir a sua fragilidade estrutural para altas solicitações a solução mais simples seria a adição de material neste local.

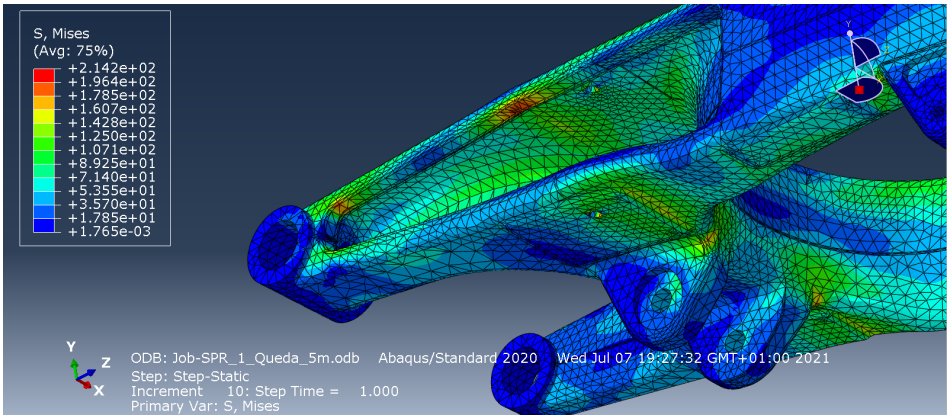

Figura 90: Concentração de tensões equivalentes de Von Mises na zona de ancoragem das bielas e do braço ao quadro.

Tendo em conta que as restantes partes da peça apresentam resultados de tensões equivalentes de Von Mises bastante inferiores àquele que se observa no ponto mais crítico, decidiu-se tentar perceber quais os valores máximos que aparecem na peça

sem considerar os furos A e B. Para tal, recorreu-se às capacidades do *software* para encontrar os valores máximos de tensão equivalente quando um ou ambos os furos não são considerados. Assim, assumiu-se que a distribuição de tensões de Von Mises ao longo da peça seria aproximadamente simétrica.

Efetuaram-se portanto cortes no braço oscilante da AJP SPR 250 então no modo de visualização de resultados do *Abaqus*. Na figura 91 é possível observar o corte que elimina a influência do furo B.

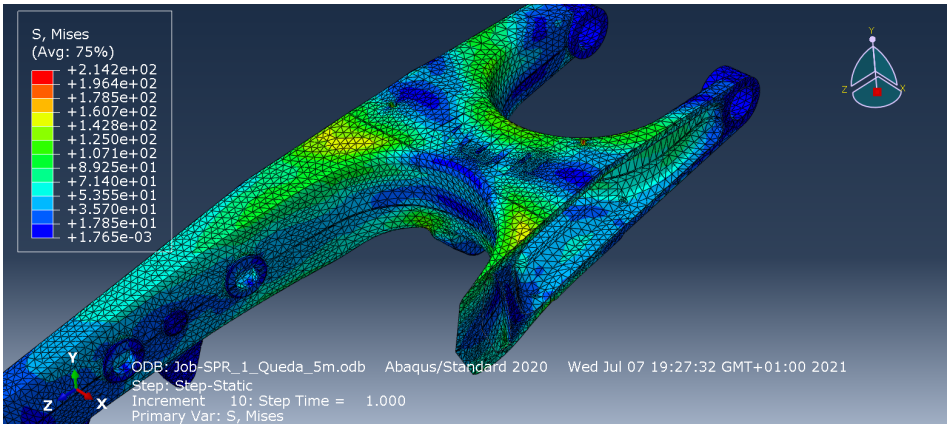

Figura 91: Corte efetuado no braço oscilante da AJP SPR 250 para análise da distribuição de tensões de Von Mises sem influência do primeiro dos furos mais críticos.

Na figura 92 é possível observar o corte que elimina a influência tanto do furo B quanto do A.

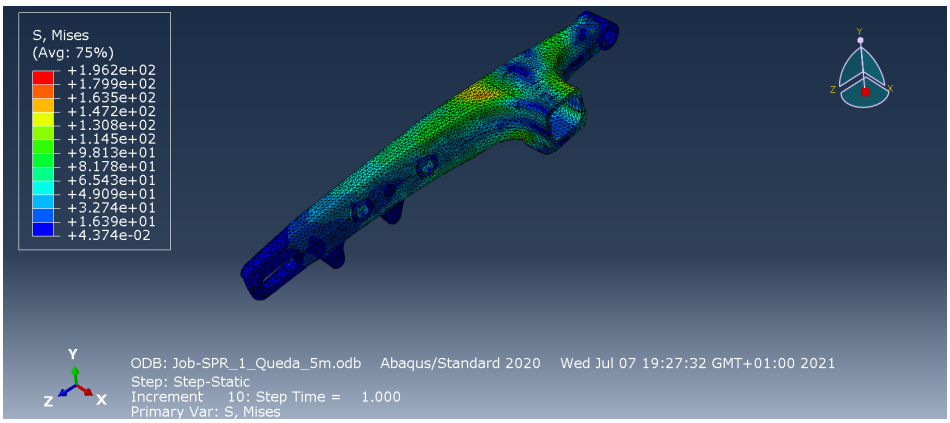

Figura 92: Corte efetuado no braço oscilante da AJP SPR 250 para análise da distribuição de tensões de Von Mises sem influência dos furos A e B.

Os resultados de tensões máximas de Von Mises para cada um dos cortes efetuados

podem ser observados na tabela 6.

Tabela 6: Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 e para os cortes efetuados.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises [MPa]**	**Tensões de Von Mises sem o furo B [MPa]**	**Tensões de Von Mises sem os furos A e B [MPa]**
Análise Analítica	N/A	110.8	74.14	67.8
Queda	0.50	96.9	66.3	60.0
Queda	1.00	138.8	95.0	86.2
Queda	2.00	195.5	133.9	121.9
Queda	3.00	240.7	165.1	150.7
Queda	4.00	278.3	199.1	174.7
Queda	5.00	311.7	214.2	196.2
Aterragem em terreno plano	1.75	210.4	144.3	131.5
Aterragem em terreno plano	2.61	250.1	171.7	156.8
Aterragem em terreno plano	3.54	299.9	206.0	188.6
Aterragem em terreno plano	4.27	317.1	218.0	199.9
Aterragem em terreno inclinado	1.58	58.8	41.6	39.2
Aterragem em terreno inclinado	2.57	71.6	50.9	48.2
Aterragem em terreno inclinado	3.19	84.1	59.8	56.6
Aterragem em terreno inclinado	5.11	114.3	80.7	76.1

Como se pode identificar através dos valores apresentados na tabela 6, a eliminação da influência dos furos na integridade estrutural da peça reduz significativamente a tensão máxima de Von Mises encontrada, ficando validadas mais situações que aquelas que se consideraram aceitáveis quando se teve em conta as tensões provocadas pelos furos, como as situações de queda a 2 metros de altura e a aterragem em terreno plano com uma altura de queda de 1.75 metros.

No entanto, considerou-se que esta análise poderia ser algo redutora e errónea, tendo em conta que o braço oscilante da AJP SPR 250 tem vários elementos que tornam a peça em questão assimétrica. Assim sendo, decidiu-se fazer um estudo adicional sobre

este aspeto, que será detalhado no subcapítulo 8.4.

8.4 Otimização do braço oscilante da AJP SPR 250

Tendo em conta que os resultados obtidos para as simulações através do *software* de análise de elementos finitos para o braço oscilante da AJP SPR 250, foi decidido que seria interessante e benéfico apresentar soluções e sugestões que pudessem melhorar a integridade estrutural da peça.

Uma vez que existem dois pontos flagrantes de acumulação de tensões, os dois furos referidos no subcapítulo 8.3, tentou-se perceber se seria possível melhorar de forma significativa o desempenho estrutural do braço quando estes são eliminados ou alterados de posição.

Assume-se que as soluções exploradas neste capítulo possam não ser exequíveis para a AJP devido à necessidade do posicionamento dos furos devido à sua funcionalidade, mas deixam-se ainda assim as sugestões apresentadas na esperança que as mesmas possam ser analisadas para implementação em iterações futuras dos braços oscilantes produzidos pela empresa.

Embora se possa referir que uma análise semelhante à que se pretende fazer neste capítulo foi feita quando se eliminou a influência dos furos através dos cortes efetuados com recurso ao *Abaqus*, cujo estudo se resume na tabela 6, considerou-se que uma análise mais detalhada seria benéfica para tentar perceber se a alteração destas características estruturais poderiam influenciar de formas não previstas os resultados das simulações pelo método dos elementos finitos.

Para este processo, decidiu-se, por uma questão de economia de tempo, escolher um conjunto de condições de carga daquelas que foram encontradas quando se produziram simulações em *Adams*. Tendo em conta os problemas referidos com simulações em que o motociclo tem uma altura de queda livre considerável, decidiu-se que as condições de carga mais adequadas para estes testes seriam as de queda de 2 metros de altura, a de aterragem em terreno plano a 45 km/h, a de aterragem em terreno inclinado com altura de queda de cerca de 2.57 metros, e por fim as condições de carga sugeridas pela análise analítica dos esforços dinâmicos em comparação com esforços estáticos.

8.4.1 Eliminação dos furos

A primeira solução que se explorou foi a eliminação total dos furos A e B do braço oscilante. Uma vez que estes furos têm uma funcionalidade clara e de alta importância

para o funcionamento do motociclo, esta poderá não ser uma solução exequível para a AJP Motos. Assim, esta análise foi feita sobretudo para determinar a influência que estes furos têm na integridade estrutural do componente.

Para atingir este fim, foi utilizado o *software SolidWorks* e suas funcionalidades novamente. O resultado das alterações feitas nesta fase está ilustrado na figura 93.

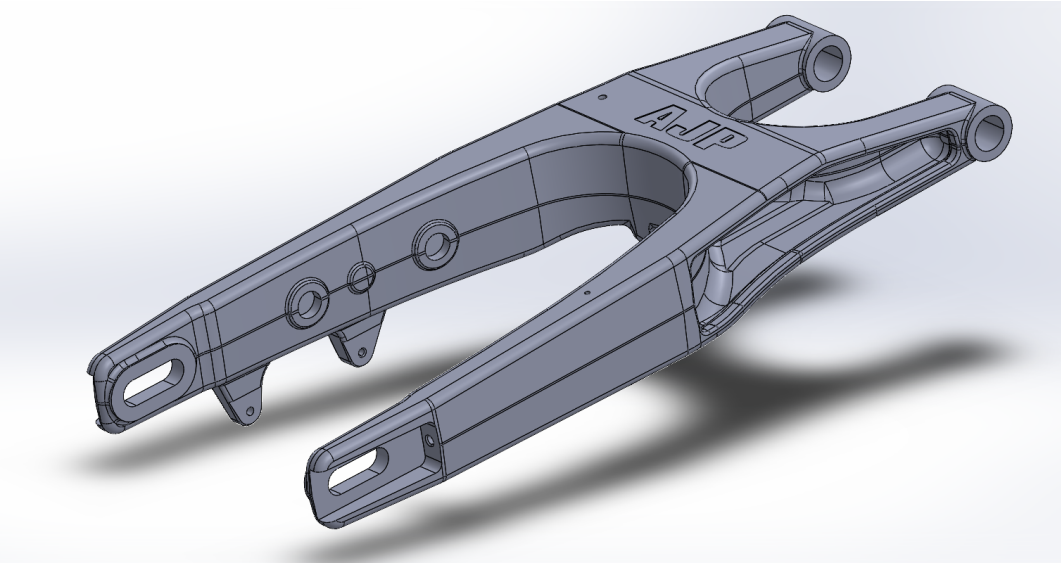

Figura 93: Eliminação dos furos com maior influência na integridade estrutural do braço oscilante da AJP SPR 250.

Nesta fase, passou-se para a inserção e preparação das simulações de *Abaqus* e, posteriormente, para a análise do comportamento da peça para as condições de carga referidas anteriormente. Esta análise permitiu encontrar os resultados de tensões de Von Mises que se observam na tabela 7.

Tabela 7: Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça sem os furos A e B.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises [MPa]**	**Tensões de Von Mises sem os furos A e B [MPa]**	**Diferença relativa entre peça original e peça modificada [%]**
Análise Analítica	N/A	110.8	71.49	37.2
Queda	2.00	195.5	122.7	36.9
Aterragem em terreno plano	2.61	250.1	157.8	32.3
Aterragem em terreno inclinado	2.57	84.14	48.44	35.5

A análise desta tabela permite perceber que as tensões de Von Mises são manifestamente menores quando os furos não são contemplados, embora sejam ligeiramente maiores do que aqueles que foram encontrados quando se utilizaram apenas as ferramentas de corte do *Abaqus*. Assim, concluiu-se que o processo de teste da peça sem furos contemplando o processo de alteração geométrica através do *SolidWorks* se revelou útil para garantir a maior fiabilidade do processo.

A tabela mostra ainda que em termos relativos entre condições de carga iguais a redução do valor da tensão máxima de Von Mises é consideravelmente menor, chegando, no caso da simulação da análise analítica, a 37.2%.

Como se pode observar na figura 94 a distribuição de tensões de Von Mises é quase integralmente simétrica na face superior do braço.

Observa-se ainda que na parte inferior da zona de ancoragem do braço ao quadro existe uma zona de concentração de tensões relevante, que se reflete ainda na parte superior da peça; tal não é visível na figura 94 mas está bem explícito na figura 96.

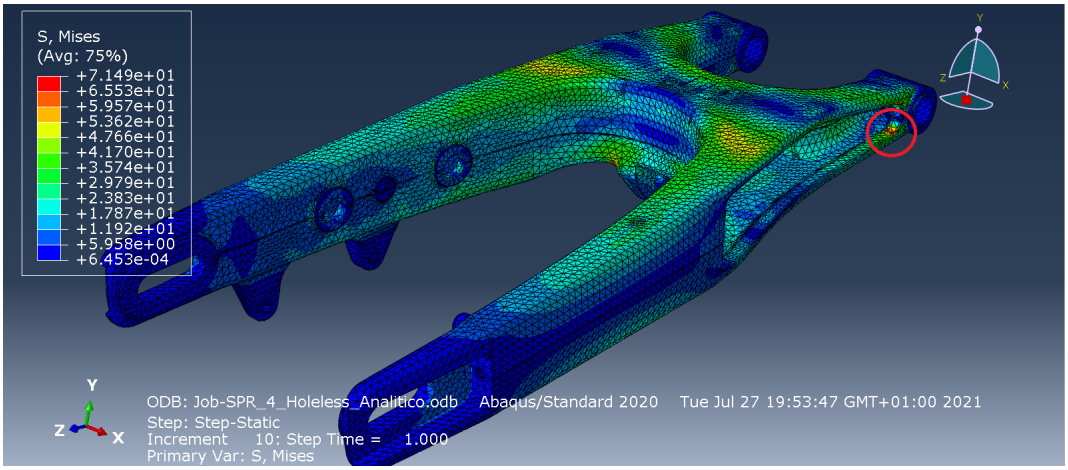

Figura 94: Face superior do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B.

Por outro lado, a figura 95 mostra ainda a simetria observável na face inferior do braço. Nesta face e perto da zona de ancoragem das bielas, há uma zona de concentração de tensões consideráveis, que estão realçadas na figura em questão; é ainda importante referir que existe ainda pelo menos uma zona de concentração de tensões que se torna não só relevante quanto a zona com tensões de Von Mises máxima quando se retiram os dois furos que se eliminaram para esta análise, como se realça também na figura 95. Assim, é possível conjeturar que seria necessário eliminar grande parte dos furos que a peça apresenta para garantir que a falha estrutural da peça aconteceria na zona de

ancoragem das bielas e do braço ao quadro, e não por uma zona de fragilidade estrutural devido aos furos.

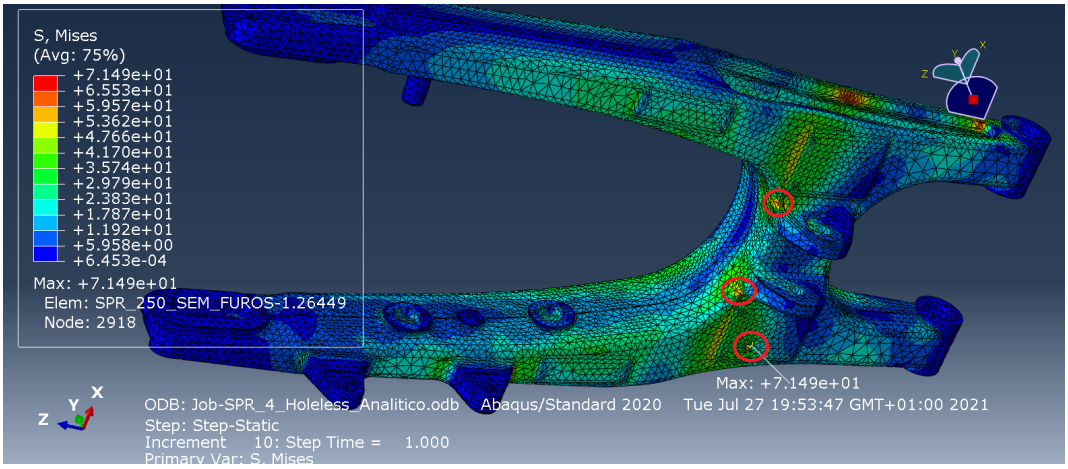

Figura 95: Face inferior do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B.

Por último, refere-se que as zonas com tensões de Von Mises máximas são parecidas com aquelas que se observaram na figura 90, sendo que há uma concentração de tensões na zona de ancoragem das bielas e do braço ao quadro, tal como se mostra, de seguida, na figura 96.

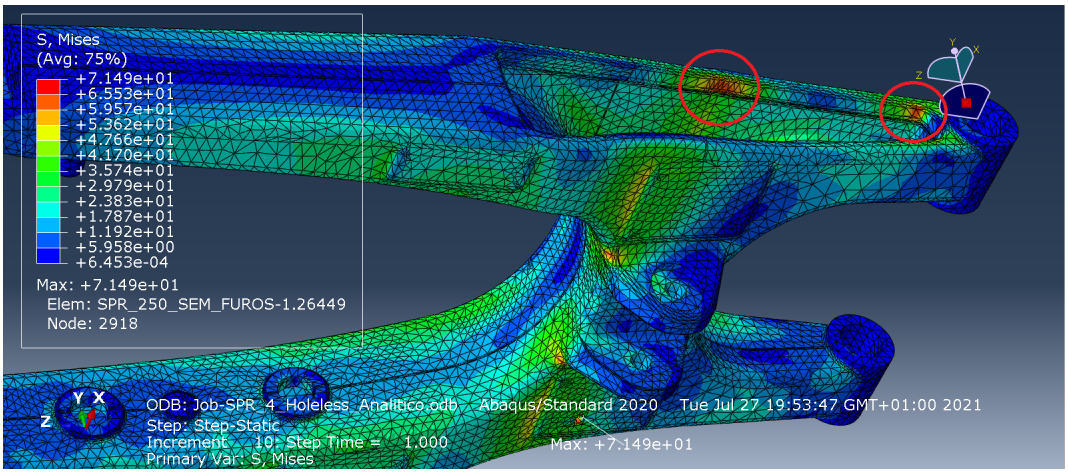

Figura 96: Duas das zonas de concentração de tensões do braço oscilante da AJP SPR 250 sem os furos A e B.

É possível então concluir que esta alteração geométrica tem um efeito bastante significativo na redução das tensões máximas observadas no braço oscilante para as mesmas condições de carga. A existência de outros furos em outras zonas das peças

provocam ainda zonas de concentração de tensões máximas, embora não tenham uma influência tão importante na falha da peça quanto aquela que foi observada para os furos A e B.

Refere-se por último que embora as imagens representadas neste capítulo se refiram à situação de análise analítica e que, como tal, não tenham em consideração nenhuma força no eixo longitudinal da peça, a distribuição de tensões de Von Mises ao longo da peça é muito parecida para todas as situações testadas nesta fase do trabalho e que, como tal, são representativas do comportamento da peça para as restantes condições de carga.

8.4.2 Alteração do local dos furos

Tendo em conta que o objetivo principal deste capítulo seria apenas perceber se a alteração da posição dos furos teria influência nos valores máximos das tensões de Von Mises para certas condições de carga da peça, não se procurou encontrar a posição ideal dos mesmos. Procurou-se, apenas, encontrar uma solução alternativa à eliminação dos furos que pudesse eventualmente ser utilizada pela AJP de forma a garantir que a integridade estrutural seja maior de uma forma comportável para a empresa.

Assim, o critério utilizado baseou-se no distanciamento dos furos, locais que tipicamente provocam concentração de tensões, das extremidades da peça. O processo foi semelhante àquele que foi utilizado para a eliminação total dos furos, tendo-se recorrido às capacidades do *SolidWorks*. Destaca-se apenas que este processo envolveu a eliminação dos furos e a posterior criação de outros, novos, com as mesmas dimensões que os originais.

O furo B foi alterado tal como está ilustrado na figura 97. A zona a cinzento mais escuro é o furo novo que se colocou na peça, e os centros do furo antigo e do furo novo ficaram distanciados por 1 milímetro no eixo transversal da peça.

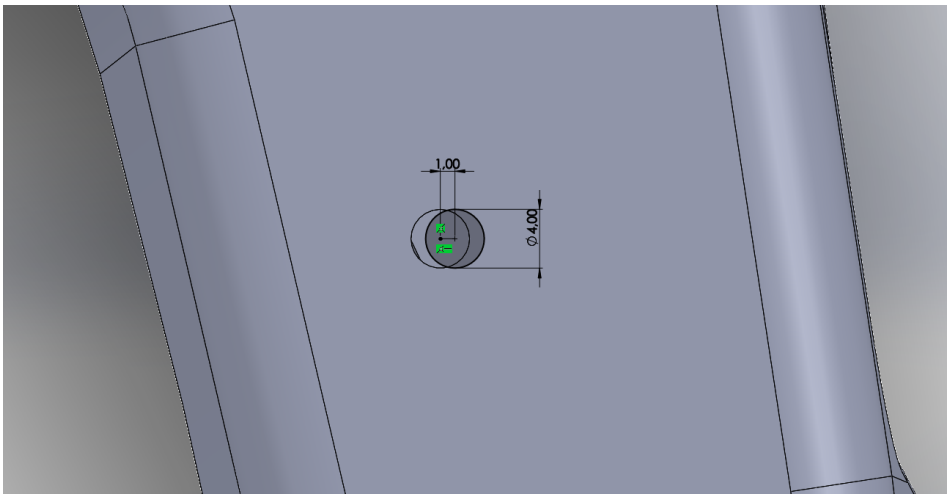

Figura 97: Comparação do posicionamento do furo B novo em relação ao original da peça.

Esta alteração provocou o desaparecimento da zona de concentração máxima que se verifica em toda a peça, que está realçado na figura 98. Esta situação é provavelmente devida à intersecção da parte oca da peça com o furo que se pretende estudar e, presumivelmente, será esta a razão para a grande disparidade dos valores de tensões máximas na peça quando este conjunto de detalhes geométricos é considerado.

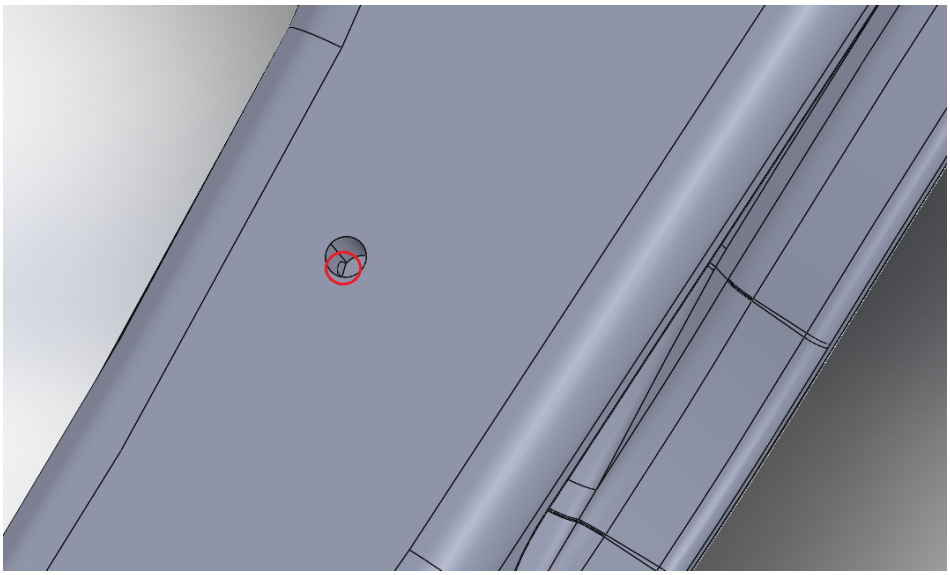

Figura 98: Zona de intersecção de um furo adicional com o furo B, responsável pela acumulação considerável de tensões de Von Mises.

O furo A, por sua vez, teve o seu centro alterado em 5 milímetro no eixo longitudinal

da peça. Esta alteração de posicionamento está explícita na figura 99, sendo, mais uma vez, o círculo a cinzento escuro representativo do furo novo.

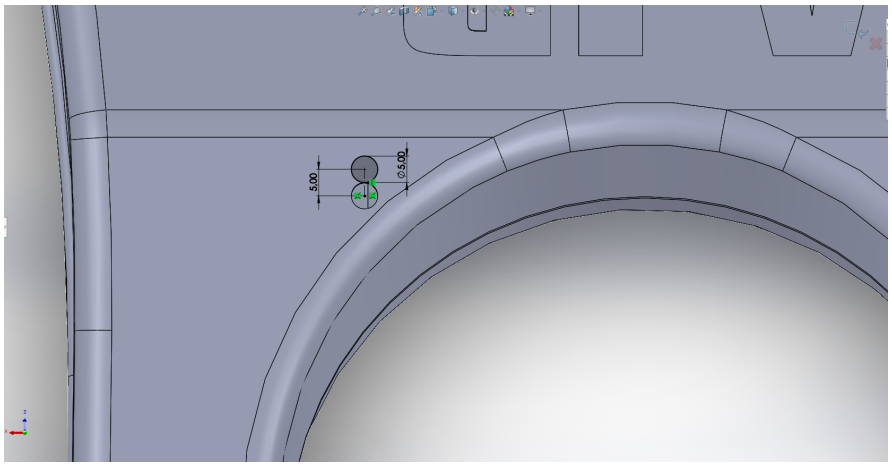

Figura 99: Comparação do posicionamento do furo A novo em relação ao original da peça.

A hipótese considerada para a alteração da posição do furo A foi a de que o afastamento do mesmo do limite geométrico da peça permitiria a redução das tensões máximas ali verificadas. Refere-se ainda que este furo não acaba numa superfície plana, e sim curva, como se pode observar na figura 100. Tal pode potencialmente provocar tensões locais elevadas. Embora na sua posição nova o furo continue a acabar em grande parte da superfície curva da peça, tal acontece numa zona com um declive mais pequeno e como tal, presumivelmente, melhorará o desempenho estrutural desta zona da peça.

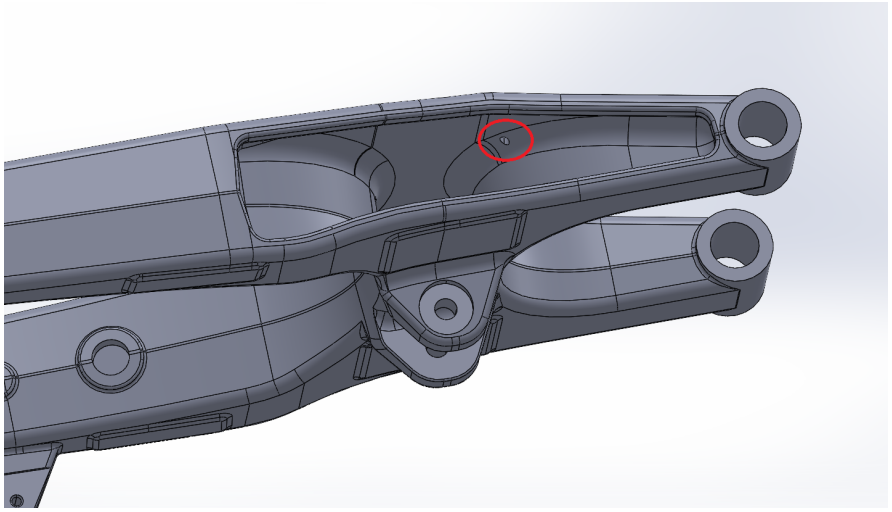

Figura 100: Posição original do furo B, vista de baixo.

Depois das alterações geométricas, a peça foi submetida às mesmas condições de carga que se aplicaram à peça sem estes furos, através do *Abaqus*. Os resultados provenientes desta análise estão explícitos na tabela 8. Como se pode observar na mesma, as diferenças relativas entre o resultados das tensões de Von Mises máximas para a peça original e para a peça modificada são menores que as que foram obtidas para o braço sem os furos, como seria de esperar. Apesar disto, é possível afirmar que esta pequena alteração de apenas 5 e 1 milímetros dos furos A e B, respetivamente, melhora de forma significativa - até 28.6% - os resultados das tensões máximas de Von Mises para as mesmas condições de carga. Tendo em conta a funcionalidade destes furos, é possível que esta solução seja plausível para a AJP Motos, assumindo que a pequena alteração do local das guias não será provavelmente problemático.

Tabela 8: Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça com os furos A e B alterados de posição.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises [MPa]**	**Tensões de Von Mises com furos críticos noutra posição [MPa]**	**Diferença relativa entre peça original e peça modificada [%]**
Análise Analítica	N/A	110.8	79.1	28.6
Queda	2.00	195.5	141.0	27.9
Aterragem em terreno plano	2.61	250.1	180.5	27.8
Aterragem em terreno inclinado	2.57	84.1	52.7	26.4

A distribuição das tensões de Von Mises para esta configuração geométrica do braço da SPR 250 é, mais uma vez, muito próxima de simétrica, como pode ser observado na figura 101. Nesta figura é realçada ainda uma das zonas com maior acumulação de tensões de Von Mises, na zona inferior do braço e perto do local de ancoragem da peça ao quadro. A parte superior do braço também tem zonas de tensões relevantes, que se podem observar mais facilmente na figura 103.

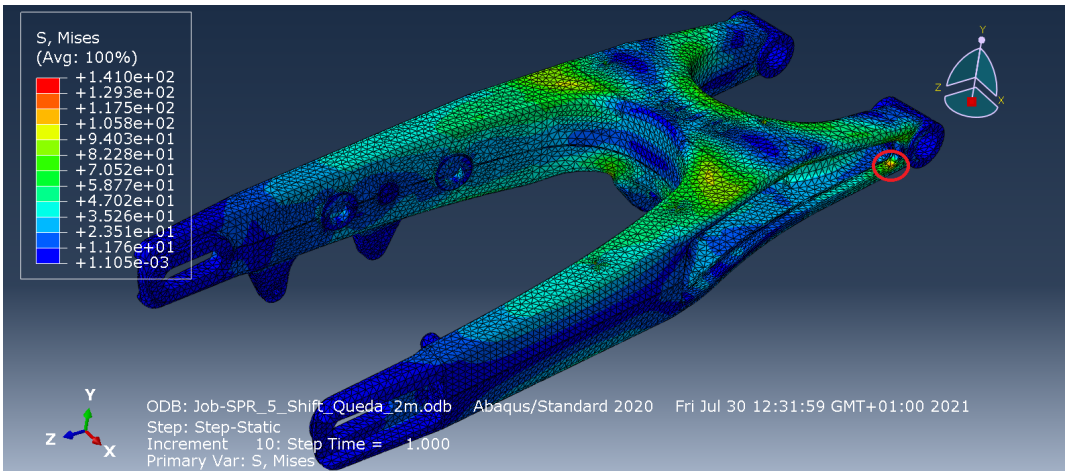

Figura 101: Comparação do posicionamento do furo A novo em relação ao original da peça.

Por outro lado, é ainda possível perceber que a parte inferior do braço se encontra relativamente menos extenuada que no caso do braço sem dois dos furos, como se pode perceber através da análise da figura 102 e da sua comparação com o aspeto da distribuição de tensões de Von Mises da figura 95.

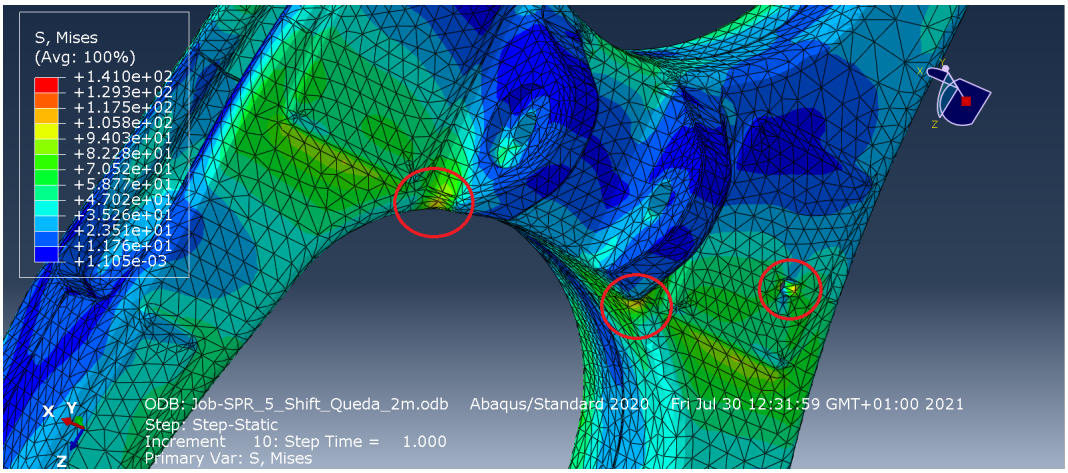

Figura 102: Distribuição das tensões de Von Mises no braço oscilante alterado, com realce numa das zonas de ancoragem, local de acumulação de tensões consideráveis.

Continuaram a aparecer as zonas de acumulação de tensões que foram observadas para o braço oscilante em que os furos A e B foram eliminados, perto das zonas de ancoragem das bielas e do braço ao quadro, como se pode observar na figura 103.

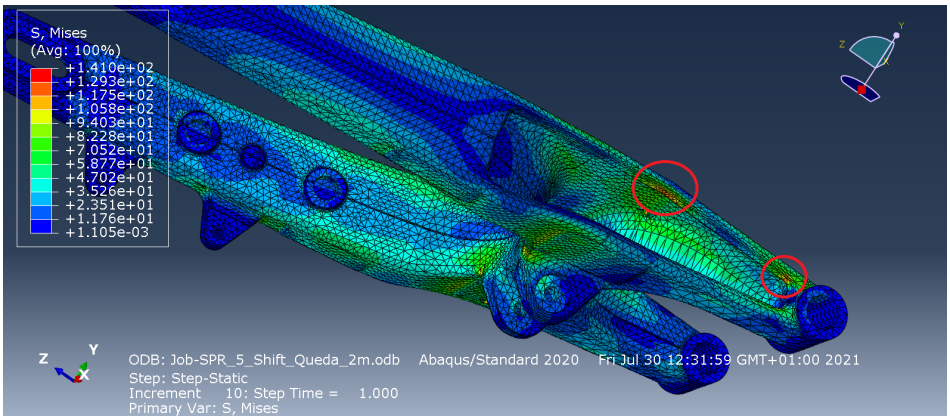

Figura 103: Distribuição das tensões de Von Mises nas zonas perto dos locais de ancoragem da peça.

No entanto, é necessário referir que o valor máximo de tensões passou a encontrar-se no local do furo A, apesar de este ter sido alterado de localização. A figura 104 ilustra esta ideia, tendo-se recorrido à ferramenta de corte do *Abaqus* e à funcionalidade de procura do valor máximo de tensão para obter esta figura. Como tal, é possível afirmar que poderia ser benéfico afastar ainda mais o furo A da extremidade da peça. No entanto, e porque na zona do furo A a espessura da peça é de dimensões reduzidas, pode conjeturar-se que a redução do valor máximo de tensão neste local poderá não ser muito significativa para outras configurações geométricas, a não ser que a espessura da zona seja aumentada.

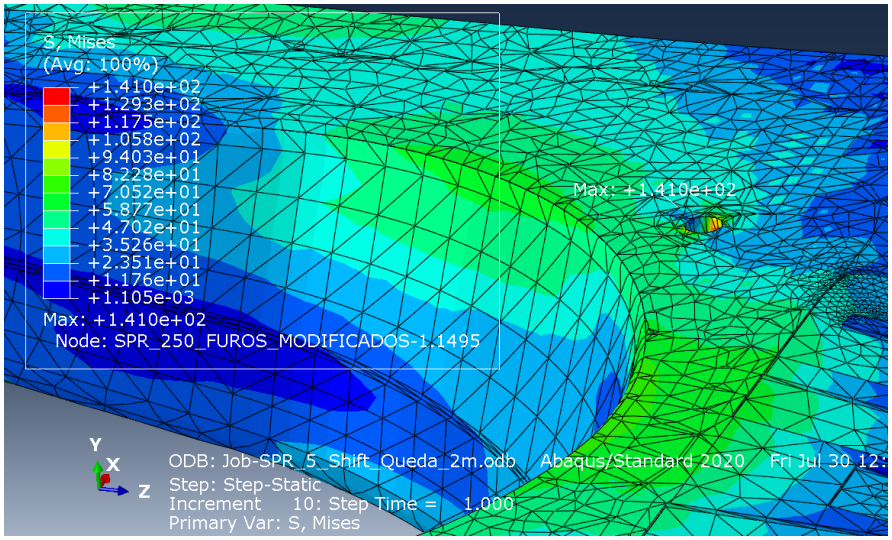

Figura 104: Distribuição das tensões de Von Mises no local do furo A, e máximo encontrado na peça.

A alteração da localização dos furos A e B foi o fator que permitiu então não só reduzir o valor máximo das tensões de Von Mises observadas para as mesmas condições de carga como alterar a sua localização. Como se pode conferir na figura 105, com esta configuração geométrica verificam-se tensões de valores menores nestes locais, muito embora o furo A seja agora o local com o valor máximo de tensões de Von Mises da peça.

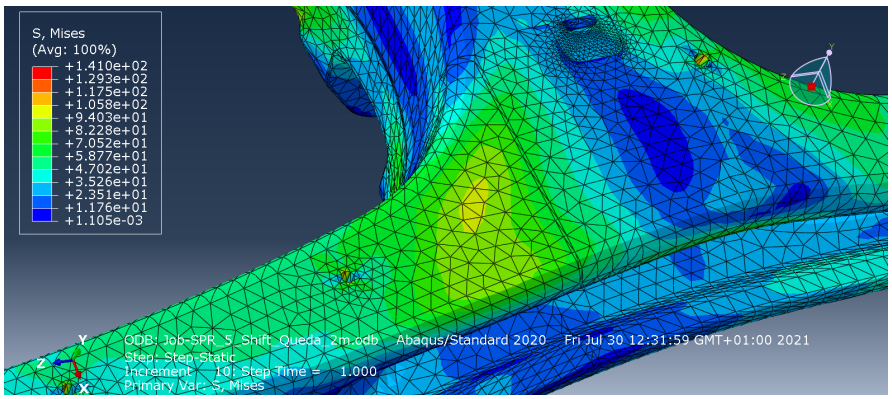

Figura 105: Distribuição das tensões de Von Mises nas zonas próximas dos furos alterados de posição.

Tal como aconteceu para a peça sem os dois furos, o comportamento da peça e a sua distribuição de tensões é geralmente parecida para as condições de carga que envolvem força tanto no eixo vertical quanto no longitudinal. Para as condições de carga propostas pela análise analítica, que só envolvem uma força no eixo vertical, a distribuição de tensões é muito semelhante, muito embora não existam forças compressivas em consideração neste caso. Embora todas as imagens apresentadas neste capítulo se refiram à situação de queda de 2 metros de altura, as situações de aterragem em terreno plano e inclinado tiveram distribuições de tensões bastante parecidas.

8.5 Comparação dos dois braços oscilantes

Nos subcapítulos anteriores foram analisadas as integridades estruturais dos braços oscilantes da AJP PR4 e SPR 250. Nesta análise foi constatado que o braço oscilante da PR4 tem uma integridade estrutural superior à que foi encontrada para a peça original da SPR 250, sendo grande parte dessa superioridade estrutural proveniente tanto das suas nervuras quanto da fragilidade do braço da SPR, que advém dos furos próximos das suas extremidades.

Apesar de se ter constatado que ambos os braços são capazes de suster as condições de carga que se verificam para as mesmas simulações dinâmicas de *Adams*, os valores de tensões máximas de Von Mises são menores para as mesmas simulações no caso do braço da PR4, o que permite afirmar que, nesse caso, este será o braço mais resistente.

No entanto, foram testadas duas alterações geométricas ao braço da AJP SPR 250 que procuraram diminuir a influência dos pontos de acumulação de tensões mais significativos de toda a peça. Estas alterações permitiram tornar este braço mais resistente que a sua versão original. Ainda assim, e não só porque estas iterações de braço oscilante são não só superiores estruturalmente à sua versão original quanto ainda do braço oscilante da PR4, para condições de carga equivalentes, é possível afirmar que o estudo de uma solução semelhante àquelas que foram propostas poderá ser interessante para a empresa, se esta estiver interessada em aumentar a resistência do braço sem alterar o seu material.

A verdade é que a utilização de uma liga de alumínio mais resistente poderia ter este efeito, assim como a alteração do processo de fabrico para outros métodos de fundição, como o processo de fundição por baixa ou contra pressão. Tanto uma quanto outra destas soluções poderão envolver custos de produção muito elevados e até despropositados, porém; a verdade é que o estudo apresentado se foca numa peça específica e que nada garante que a falha de outros componentes estruturais, como o berço ou as traves do quadro, falhem para condições de carga menores que as que foram consideradas críticas para os braços em estudo.

Na tabela 9 é possível ver um resumo da informação que se considerou mais relevante para o estudo feito neste subcapítulo.

Esta tabela pretende ainda apresentar um termo de comparação entre o braço da PR4 e não só a iteração original do da SPR quanto as que foram apresentadas como soluções para melhoria do desempenho estrutural desta peça.

Tabela 9: Resultados detalhados das tensões de Von Mises para simulações efetuadas para a escora da AJP SPR 250 para a peça com os furos A e B alterados de posição.

Simulação	**Altura de queda [m]**	**Tensões de Von Mises máximas da AJP PR4 [MPa]**	**Tensões de Von Mises máximas da AJP SPR 250 [MPa]**	**Tensões de Von Mises máximas da AJP SPR 250 sem furos [MPa]**	**Tensões de Von Mises máximas da AJP SPR 250 com furos alterados [MPa]**
Análise Analítica	N/A	92.88	110.8	71.5	79.1
Queda	0.50	84.7	96.9	N/A	N/A
Queda	1.00	121.3	138.8	N/A	N/A
Queda	2.00	171.4	195.5	122.7	141.0
Queda	3.00	211.9	240.7	N/A	N/A
Queda	4.00	245.7	278.3	N/A	N/A
Queda	5.00	275.9	311.7	N/A	N/A
Aterragem em terreno plano	1.75	180.2	210.4	N/A	N/A
Aterragem em terreno plano	2.61	215.6	250.1	157.8	180.5
Aterragem em terreno plano	3.54	250.1	299.9	N/A	N/A
Aterragem em terreno plano	4.27	266.5	317.1	N/A	N/A
Aterragem em terreno inclinado	1.58	54.0	58.8	N/A	N/A
Aterragem em terreno inclinado	2.57	69.1	71.63	48.4	52.7
Aterragem em terreno inclinado	3.19	80.3	84.14	N/A	N/A
Aterragem em terreno inclinado	5.11	105.6	114.3	N/A	N/A

9 Conclusões

Os processos de validação estrutural utilizados na presente dissertação permitiram concluir que ambos os braços em estudo têm validade estrutural para situações de aterragem em terrenos inclinados, e em situações de queda vertical até 1 metro de altura.

Devido à dificuldade na pesquisa sobre estes métodos, conclui-se que existirá algum secretismo por parte dos fabricantes de motociclos sobre os seus processos de validação estrutural, graças, provavelmente, à alta competitividade desta indústria.

Apesar de se ter considerado que o método analítico mais comum na indústria tem algumas limitações, o seu estudo foi fundamental para a obtenção dos parâmetros de simulação dinâmica em *Adams* corretos.

Considera-se que foram tomadas todas as precauções para garantir que as simulações se encontram dimensionadas pelo lado da segurança. Assim, e porque os resultados parecem estar de acordo com aquilo que seria de esperar nas situações simuladas, tanto na opinião do autor quanto do orientador do trabalho, considerou-se que a metodologia seguida será válida.

Admite-se no entanto que os valores das forças de reação reais no braço oscilante da AJP SPR 250 possam ser diferentes daqueles que foram obtidos, uma vez que foi utilizado o desenho do conjunto estrutural da AJP PR4 e não o da SPR 250. No entanto, tal hipótese não foi confirmada, uma vez que não houve acesso ao desenho do quadro da AJP SPR 250.

Através do *software* de análise dinâmica foi possível observar que dois dos fatores da simulação que mais alteram o resultado das forças de reação no braço são a posição do centro de massa do conjunto motociclo-piloto e a posição relativa dos eixos das rodas traseira e dianteira. Como tal, é de esperar que a experiência e habilidade do piloto permita em larga escala diminuir os esforços transmitidos aos componentes críticos do motociclo, uma vez que a alteração do corpo do motociclista altera também de uma forma significativa estes dois fatores.

Uma das ideias que não foi possível confirmar foi a noção de que o fecho do conjunto mola-amortecedor - ou seja, a sua chegada ao fim do curso - se dá a partir de uma altura específica. No entanto, e como referido no subcapítulo 7.6, é possível conjeturar que tal acontece, pelo menos na situação de queda vertical do conjunto, a partir de cerca de 4 metros de altura, dada a alteração do comportamento da curva de força de reação no braço oscilante em função do tempo que se analisou nesta parte do trabalho.

Conclui-se então que os parâmetros da suspensão traseira e dianteira são extremamente relevantes para o bom funcionamento do motociclo; não só se verifica que o presumido fecho do amortecedor provoca uma alteração nas forças de reação do braço oscilante, mas também que a introdução do sistema de suspensão dianteiro é importante para garantir a validade dos resultados, ainda que tal não fosse aparente na fase inicial do trabalho, dado que apenas se simularam situações de aterragem na roda traseira.

Foi ainda possível confirmar que o comportamento do sistema de suspensão é progressivo, o que está de acordo com a realidade dos sistemas de suspensão com braço oscilante e sistema de bielas, o que parece confirmar a validade do processo utilizado para a validação estrutural.

O estudo com a ferramenta de análise numérica permitiu concluir que o braço oscilante da AJP PR4 terá uma integridade estrutural maior que o da SPR 250, embora se verifique que ambas escoras têm problemas nas mesmas situações simuladas, uma vez que os resultados das tensões equivalentes de Von Mises para as mesmas situações são menores no braço da PR4.

A razão pela qual o braço oscilante da AJP SPR 250 terá menor validade estrutural é a proximidade e interação de dois furos com outros detalhes e limites geométricos da peça. Assim, decidiu-se tentar colmatar este problema, com a alteração do desenho 3D fornecido pela empresa.

Foram propostas duas alterações - a eliminação total destes furos e a alteração das suas posições geométricas. A eliminação dos furos estará provavelmente fora das possibilidades da empresa, dado as funções dos mesmos. No entanto, será de esperar que a alteração das suas posições seja exequível, ainda que envolva alguns custos extraordinários. A configuração geométrica com os furos alterados de posição permitiu a redução das tensões equivalentes de Von Mises desde cerca de 26 a 28%, dependendo da situação dinâmica estudada, o que se traduz numa melhoria significativa do desempenho deste componente em situações de carga elevadas.

A metodologia apresentada neste trabalho foi desenvolvida com base em aproximações e num estudo iterativo que recorre a ferramentas bem estabelecidas como o *Abaqus* e o *Adams*. Considera-se que a complementação do método mais comum de validação estrutural, o método analítico de cálculo de esforços dinâmicos críticos e a sua introdução num *software* de análise numérica, com um estudo cuidado através de ferramentas de análise dinâmica de sistemas multicorpo se poderá mostrar relevante e, eventualmente, mais completo. A verdade é que o método analítico não compreende a introdução de esforços no eixo longitudinal das peças, o que se poderá revelar como

uma limitação, uma vez que a distribuição das tensões equivalentes de Von Mises era diferente quando apenas eram introduzidas forças verticais e quando eram introduzidas forças com componentes longitudinais e verticais.

Sugere-se assim que o acoplamento das ferramentas mais comuns na indústria a novos métodos computacionais poderá ser considerado como uma mais valia que permita prever em que situações dinâmicas as peças em análise poderão deixar de ter um desempenho estrutural suficiente.

Referências

[1] AJP Motos. (2021). «About Us,» URL: https://ajpmotos.com/pages/about-us (acedido em 10/02/2021).

[2] ——, (2021). «PR7 2021,» URL: https://ajpmotos.com/collections/adventure/products/pr7-2021 (acedido em 11/02/2021).

[3] M. Oliveira, «Validação estrutural de um novo conceito de chassis de motociclo,» tese de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.

[4] AJP Motos. (2021). «The AJP PR3 125 Enduro,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro/products/pr3-124-enduro-pro (acedido em 11/02/2021).

[5] ——, (2021). «THE SPR 250,» URL: https://ajpmotos.com/pt-pt/collections/enduro/products/spr-250-enduro (acedido em 16/06/2021).

[6] ——, (2021). «The AJP PR4 125 Enduro Pro,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro/products/pr4-124-enduro-pro (acedido em 11/02/2021).

[7] ——, (2021). «The AJP PR4 240 Enduro,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro/products/pr4-240-enduro-pro (acedido em 11/02/2021).

[8] ——, (2021). «The AJP PR4 240 Extreme,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro (acedido em 11/02/2021).

[9] Andar de Moto. (2021). «AJP PR4 Enduro Pro,» URL: https://www.andardemoto.pt/motos-novas/p-720/ajp-pr4-enduro-pro-125/ (acedido em 07/04/2021).

[10] AJP Motos. (2021). «Enduro,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro (acedido em 11/02/2021).

[11] ——, (2021). «The AJP PR3 240 Enduro Pro,» URL: https://ajpmotos.com/collections/enduro/products/pr3-240-enduro-pro (acedido em 11/02/2021).

[12] Ultimate Specs. (2019). «AJP PR5 250 Enduro Specs,» URL: https://www.ultimatespecs.com/motorcycles-specs/ajp/ajp-pr5-250-enduro-2019 (acedido em 09/06/2021).

[13] Trotter. (2021). «The invention of the Motorcycle,» URL: https://www.timetoast.com/timelines/the-invention-of-the-motorcycle (acedido em 15/02/2021).

[14] Bicycle History. (2021). «History of Motorcycles,» URL: http://www.bicyclehistory.net/motorcycle-history/history-of-motorcycle/ (acedido em 15/02/2021).

[15] Pont Group. (2019). «Curiosidades sobre la primera motocicleta del mundo,» URL: https://www.pontgrup.com/blog/primera-motocicleta-del-mundo/ (acedido em 15/02/2021).

[16] The Bad Blonde. (2017). «1885 Daimler Petroleum Reitwagen,» URL: https://www.thebadblonde.com/motorcycles/mercedes/daimler/reitwagen/maybach (acedido em 15/02/2021).

[17] C. Nash. (2019). «Top 10 German motorcycle brands that aren't BMW,» URL: https://www.carolenash.com/news/bike-news/detail/german-classic-motorcycle-brands (acedido em 19/02/2021).

[18] The Rake Magazine. (2017). «The 10 greatest british motorcycle brands in the history,» URL: https://therake.com/stories/speed/the-10-greatest-british-motorcycle-brands-in-history/ (acedido em 19/02/2021).

[19] T. Foale, *Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science*, 2ª ed. Tony Foale, 2002, ISBN: 8493328634.

[20] The Rider Newsletter. (2012). «First Indian Motorcycle,» URL: http://theridernewsletter.org/wp-content/uploads/2012/11/122_1012_02_o+1901_indian_f_head_camel_back+.jpg (acedido em 19/02/2021).

[21] Mecum Auctions. (2015). «1951 BSA A7 ROAD RACER,» URL: https://www.mecum.com/lots/LV0117-263062/1951-bsa-a7-road-racer/ (acedido em 11/02/2021).

[22] Jackman Custom Cycles. (2021). «Rigid Frame Bobber for Lewis Jackman,» URL: https://www.jackmancustomcycles.com/gallery/68022 (acedido em 11/02/2021).

[23] Harley-Davidson, Inc. (2015). «Harley-Davidson Fat Boy™ 2021,» URL: https://www.harley-davidson.com/pt/pt/motorcycles/fat-boy.html (acedido em 11/02/2021).

[24] M. chassis analysis, «Diogo Rechena,» tese de mestrado, Instituto Superior Técnico, jul. de 2014.

[25] Ducati. (2021). «Hypermotard Series,» URL: https://ducati.pt/serie/hypermotard-series/ (acedido em 19/02/2021).

[26] KTM. (2021). «KTM 1290 Super Duke R 2021,» URL: https://www.ktm.com/en-int/models/naked-bike/ktm-1290-super-duker2021.html (acedido em 19/02/2021).

[27] Bikes4Sale. (2015). «Motorcycle Frame: a complete guide,» URL: https://www.bikes4sale.in/kb/motorcycle-frame.php (acedido em 19/02/2021).

[28] KTM Mad. (2013). «The 4 most used motorcycle frames,» URL: https://ktmmad.wordpress.com/2013/02/07/the-4-most-used-motorcycle-frames/ (acedido em 04/08/2021).

[29] Classic British Motorcycles. (2020). «Velocette Motorcycles,» URL: https://www.classic-british-motorcycles.com/velocette-motorcycles.html (acedido em 16/02/2021).

[30] Classic Driver. (2021). «1955 Norton Featherbed,» URL: https://www.classicdriver.com/en/bike/norton/other/1955/721544 (acedido em 16/02/2021).

[31] M. A. Paz, *Mecanica de Motocicletas*, 32ª ed. Editorial Dossat, 2005, ISBN: 9788495312730.

[32] M. Hinchliffe. (2017). «Progressive or linear suspension springs?» URL: https://motorbikewriter.com/progressive-linear-springs/ (acedido em 01/03/2021).

[33] G. Byrnes. (2006). «Leverage and Linkages,» URL: http://www.promecha.com.au/leverage_linkages.htm (acedido em 01/03/2021).

[34] J. Burnes. (2017). «The missing linkage,» URL: https://www.motorcycle.com/ask-mo-anything/the-missing-linkage.html (acedido em 01/03/2021).

[35] AJP Motos. (2021). «Collections,» URL: https://ajpmotos.com/collections/collections (acedido em 23/02/2021).

[36] J. Coffey. (2015). «Dual Sport vs Adventure Bike vs Enduro: What's the difference?» URL: http://www.bikebound.com/2015/08/26/dual-sport-vs-adventure-bike-vs-enduro-whats-the-difference/ (acedido em 23/02/2021).

[37] J. Clark. (2020). «What Is The Difference Between Dual Sport, Motocross, Enduro and Supermoto,» URL: https://motorcities.com/what-is-the-difference-between-dual-sport-motocross-enduro-and-supermoto/ (acedido em 23/02/2021).

[38] Yamaha Motor. (2021). «YZ450F,» URL: https://www.yamahamotorsports.com/motocross/models/yz450f (acedido em 23/02/2021).

[39] AJP Motos. (2021). «The AJP PR4 240 Supermoto,» URL: https://ajpmotos.com/collections/supermoto/products/pr4-240-supermoto-pro (acedido em 23/02/2021).

[40] B. Hussey e J. Wilson, *Light Alloys - Directory and Databook*, 1ª ed. França: Chapman&Hall, 1998, ISBN: 978-0-412-80410-6.

[41] GRANTA EduPack, *Aluminium, 356.0, sand cast, T6*, versão 2020, 3 de mar. de 2010.

[42] J. R. Couto, «Análise acoplada com dinâmica de multicorpo e com elementos finitos: Aplicação a uma estrutura de um motociclo,» tese de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, jul. de 2016.

[43] P. Olesen. (2020). «The fundamentals of dirt bike handling,» URL: https://www.diymotofix.com/blog/the-fundamentals-of-dirt-bike-handling (acedido em 07/06/2021).

[44] Motorcycle Brave. (2021). «The weight of rims,» URL: https://motorcyclebrave.com/motorcycle-tire-weight/ (acedido em 07/06/2021).

[45] D. B. World. (2010). «The fundamentals of dirt bike handling,» URL: https://www.dirtbikeworld.net/forum/forum/the-workshop/tech-talk/89479-the-weight-of-rims (acedido em 07/06/2021).

[46] MSC Software. (2021). «Adams Student Edition - Multibody Dynamics Simulation,» URL: https://www.mscsoftware.com/page/adams-student-edition (acedido em 07/04/2021).

[47] TacomaWorld. (2021). «Tire size calculator,» URL: https://www.tacomaworld.com/tirecalc?tires=90-90r18-120-90r18 (acedido em 10/03/2021).

[48] ——, (2021). «Tire size calculator,» URL: https://www.tacomaworld.com/tirecalc?tires=90-90r21-120-90r17 (acedido em 10/03/2021).

[49] J. J. Castillo, P. Giner, A. Simón e J. A. Cabrera, «Optimal Design of Motorcycle Rear Suspension Systems Using Genetic Algorithms,» *New Trends in Mechanism and Machine Science*, vol. 7, pp. 181–198, 2013.

[50] V. Cosalter, A. Doria e R. Lot, «Optimum Suspension Desing for Motocycle Braking,» *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 34, n.º 3, pp. 175–198, 2000.

[51] J. Giesbers, «Contact Mechanics in MSC Adams,» Bachelor's Thesis, Faculty of Engineering Technology of University of Twente, jul. de 2012.

[52] HOLESHOTV, *Motocross - Send It Compilation*, 2019. URL: https://www.youtube.com/watch?v=2m7c1wz4WIg (acedido em 11/06/2021).

[53] D. Systèmes, *Abaqus Unified FEA Brochure*, 2021. URL: https://www.3ds.com/fileadmin/PRODUCTS/SIMULIA/PDF/brochures/simulia-abaqus-unified-fea-brochure.pdf (acedido em 15/06/2021).

[54] Dassault Systèmes. (2021). «Abaqus Unified FEA,» URL: https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/ (acedido em 15/06/2021).

[55] K. K. Pradhan e S. Chakraverty, *Computational Structural Mechanics - Static and Dynamic Behaviors*, 1ª ed. EUA: Elsevier, 2019, ISBN: 978-0-12-815492-2.

[56] A. D. Santos, *Métodos Numéricos*, Apontamentos da U.C. de Simulação de Processos Tecnológicos de 2019/2020, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

[57] A. Harish. (2020). «Finite Element Method – What Is It?» URL: https://www.simscale.com/blog/2016/10/what-is-finite-element-method/ (acedido em 03/08/2021).

[58] MIT. (2021). «Choosing an element shape,» URL: https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAECAERefMap/simacae-t-mgnattributesshape.html (acedido em 02/08/2021).

[59] FEA tips. (2021). «Linear vs Quadratic FE Elements,» URL: https://featips.com/2019/03/29/linear-vs-quadratic-fe-elements/ (acedido em 02/08/2021).

[60] MIT. (2021). «Ten-node tetrahedral element (C3D10 and F3D10),» URL: https://web.mit.edu/calculix_v2.7/CalculiX/ccx_2.7/doc/ccx/node33.html (acedido em 02/08/2021).

A Especificações da suspensão traseira da AJP PR4

Amortecedor traseiro PR3/PR4 – PRO		**SACHS (c/ reservatório)**	-
Comprimento do amortecedor		365mm	-
Curso máximo do amortecedor		125mm	-
Altura do taco/batente curso		50mm	-
Comprimento da mola (sem carga)		245mm	-
Pré-carga da mola do amortecedor (standard)	ENDURO	210mm	-
	SUPERMOTO	205mm	-
	EXTREME	210mm	-
Constante da mola		55N/mm (5,6kg/mm)	-
Pressão do gás no reservatório		981KPa (10Kgf/cm^2)	-
Tipo de gás no reservatório do amortecedor		Azoto	-
Regulação do amortecedor em compressão e alta velocidade (afinador exterior no reservatório)		12 Cliques (após todo apertado)	-
Regulação do amortecedor em compressão e baixa velocidade (afinador interior no reservatório)		8 Cliques (após todo apertado)	-
Regulação do amortecedor em retorno/freio hidráulico (no afinador inferior junto à biela direita)		12 Cliques (após todo apertado)	-
Casquilhos de distância do amortecedor às traves		5x10x24	-
Parafuso da fixação inferior		M10x50	-

B Ligações virtuais entre componentes definidas recorrendo ao *SolidWorks*

Componentes	**Tipo de ligação**
Pneu traseiro - Jante traseira	Concêntrica (fixa)
Pneu dianteiro - Jante dianteira	Concêntrica (fixa)
Biela do braço - Braço oscilante	Concêntrica (livre)
Braço oscilante - Jante traseira	Concêntrica (livre)
Biela do braço - Biela do quadro	Concêntrica (livre)
Biela do quadro - Berço	Concêntrica (livre)
Parte inferior do amortecedor traseiro - Biela do braço	Concêntrica (livre)
Parte superior do amortecedor traseiro - Batente do amortecedor	Concêntrica (livre)
Parte superior do amortecedor traseiro - Traves	Concêntrica (livre)
Braço oscilante - Traves	Concêntrica (livre)
Parte inferior do amortecedor traseiro - Traves	Concêntrica (livre)
Suporte do depósito - Traves	Fixa
Traves - Berço	Fixa
Berço - Forqueta	Concêntrica (livre)
Forqueta - Jante dianteira	Concêntrica (livre)

C Conjunto mola e amortecedor desenhado