



TÉCNICO
LISBOA

Metodologias de Projeto em Reboques

Projeto Semirreboque Basculante Minas

João Madeira Dias

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. João Manuel Pereira Dias

Prof. Luís Alberto Gonçalves de Sousa

Júri

Presidente: Prof. João Orlando Marques Gameiro Folgado

Orientador: Prof. Luís Alberto Gonçalves de Sousa

Vogais: Eng. António Albano Freire de Carvalho

Prof. Virgínia Isabel Monteiro Nabais Infante

Novembro 2018

Agradecimentos

Gostaria de enaltecer o apoio de alguns colegas, professores e familiares sem os quais este trabalho não seria possível. Um imenso obrigado aos Professores João Dias e Luís Sousa pelo apoio prestado na orientação desta tese, à minha namorada Joana e aos meus pais por estarem sempre presentes e pela continua motivação ao longo destes 5 anos. Um especial agradecimento à empresa Galtrailer pelo acompanhamento, em particular ao Engenheiro António Carvalho pela orientação durante o projeto e pela oportunidade de participar num trabalho que considero interessante e desafiante, ao Engenheiro Miguel Martins pelo apoio técnico e pelas inúmeras deslocações às instalações da Galtrailer e aos colegas Diogo Rechená e Frederico Alves pelo apoio na modelação e simulação computacional.

Resumo

Neste trabalho apresenta-se o projeto de um semirreboque basculante com elevada capacidade de carga, destinado à indústria mineira. Numa primeira fase, faz-se uma análise de mercado onde se estabelece o enquadramento do produto, e apresenta-se uma lacuna existente no mercado para os camiões do tipo *dumpers*. Em seguida é apresentado o detalhe do projeto mecânico propriamente dito para o equipamento descrito. Este projeto está dividido em 5 áreas principais, designadamente pneus, jantes e eixos; suspensão; chassis; caixa basculante e sistema hidráulico de basculamento.

Dá-se especial atenção ao desenvolvimento do modelo das suspensões de lâminas e apresentam-se algumas metodologias recomendadas para o projeto destes componentes. São ainda apresentadas algumas simulações computacionais efetuadas a componentes estruturais recorrendo ao método de elementos finitos. Para além da análise estrutural, abordam-se vários subsistemas presentes no equipamento projetado fundamentais na integração de todos os subsistemas do veículo, tais como o sistema da travagem, sistema de basculamento, porta oscilante, entre outros, expondo o seu funcionamento e justificando as razões que levaram à escolha de um sistema em particular. Por fim, faz-se uma análise de estabilidade ao equipamento, nomeadamente ao comportamento em curva e em terrenos com inclinações severas.

Palavras Chave: semirreboque basculante, indústria mineira, suspensão de lâminas, análise estrutural, elementos finitos

Abstract

This work intends to present the project of an innovative semi-trailer with high payload capacity, destined to the mining industry. In a first stage a market analysis is performed and the goal of breaching a gap in the dumper trucks market is announced. It follows the presentation of the mechanical design which is divided in 5 main categories: tires, rims and axles; suspension; chassis; dumping container and hydraulic dumping system.

A special emphasis is given to the leaf suspension theory and some recommended project methodologies are presented. All major structural analysis was performed with finite element software and besides this structural analysis, all the important aspects of this equipment subsystems like the hydraulic system, brake system, dumping door, etc. are scrutinized and justified. To conclude, a stability analysis to the equipment's behaviour in a turn and in an inclined plane is performed.

Keywords: dumping semi-trailer, mining industry, leaf spring, structural analysis, finite element method

Índice

Agradecimentos.....	iii
Resumo	v
Abstract.....	vii
Lista de Tabelas	xi
Lista de Figuras	xii
Lista de Abreviaturas.....	xv
Nomenclatura	xv
Simbologia.....	xv
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Análise de Mercado.....	1
1.3 Especificações de Projeto	4
1.4 Vantagens da Solução Apresentada.....	4
1.5 Áreas de Projeto.....	5
2 Seleção e dimensionamento de sistemas.....	6
2.1 Pneus, Jantes e Eixos	6
2.1.1 Pneus.....	6
2.1.2 Jantes	7
2.1.3 Eixos	8
2.2 Suspensão.....	9
2.2.1 Casos de Carga.....	13
2.2.2 Feixe de Lâminas	14
2.2.3 Análise em Elementos Finitos	18
2.3 Mancais	27

2.4	Conjunto Balanceiro	30
2.4.1	Corpo Balanceiro	30
2.4.2	Eixo Balanceiro.....	31
2.5	Chassis	32
2.5.1	ISO 1726-1:2000	32
2.5.2	Dimensionamento do King Pin	33
2.5.3	Sapatas.....	34
2.5.4	Cálculos Estruturais.....	35
2.5.5	Análise em Elementos Finitos	36
2.6	Caixa.....	41
2.6.1	Caixa com Fundo Plano	42
2.6.2	Caixa com Fundo Inclinado	43
3	Sistema Hidráulico de Basculamento.....	45
4	Análise de Manobrabilidade e Estabilidade	48
5	Conclusões	51
6	Referências Bibliográficas	53
	Anexos.....	56
	Anexo 1 - Cálculo do binário de aperto no parafuso central do feixe de molas.....	56
	Anexo 2 - Procedimento adotado no cálculo de soldadura.....	57
	Anexo 3 - Especificações genéricas do equipamento	61
	Anexo 4 - Listagem de aços estruturais disponíveis (SSAB):.....	62
	Anexo 5 - Pneus 22.5 Continental.....	63
	Anexo 6 - Sapatas JOST Modul B	64
	Anexo 7 - Cilindros HYVA® FE A191.....	65
	Anexo 8 – Desenhos Técnicos.....	66

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Dumpers de capacidade média, Caterpillar © 2018 [1]	2
Tabela 2 - Dumpers de capacidade grande, Caterpillar © 2018 [2].....	2
Tabela 3 - Veículos integrais KOMATSU © [3]	3
Tabela 4 - Veículos articulados KOMATSU © [3]	3
Tabela 5 - Veículos integrais para transporte de minério TATRA © [4].....	4
Tabela 6 - Características técnicas do pneu escolhido (Continental Tyres 2015) [5].....	6
Tabela 7 - Carga suportada em função da velocidade de circulação (Continental Tyres © 2015) [5]	7
Tabela 8 - Tabela comparativa entre travões de disco e de tambor SAE-SMB [6]	8
Tabela 9 - Designação dos componentes da Figura 7	12
Tabela 10 – Resultados teóricos para a secção de 14 x 120 mm para uma carga de 12 toneladas	16
Tabela 11 - Valores de referência para a determinação da rigidez da mola [8]	17
Tabela 12 - Dados do modelo de simulação para a suspensão	21
Tabela 13 - Influência do coeficiente de atrito na rigidez da suspensão	25
Tabela 14 - Validação do modelo computacional	27
Tabela 15 - Resumo das análises aos mancais dianteiros e centrais	29
Tabela 16 - King Pins JOST [22].....	34
Tabela 17 - Dados do modelo de simulação para o chassis	37
Tabela 18 - Casos de carga considerados na análise ao chassis	38
Tabela 19 - Resumo dos resultados da simulação dos chassis	41
Tabela 20 - Características do cilindro selecionado HYVA® ALPHA SERIES [25].....	46

Lista de Figuras

Figura 1 – (a) Jante 14' com offset 248 (b) Montagem dupla	7
Figura 2 - (a) Montagem de travões de disco (b) Montagem de travões de tambor [6]	9
Figura 3 - Eixo SAE-SMB P20 4220 [6]	9
Figura 4 - (a) Suspensão mecânica de lâminas (b) suspensão pneumática [6]	10
Figura 5 - (a) Montagens tradicionais de suspensões de lâminas (b) Terminações das lâminas mestre [8]	10
Figura 6 - Suspensão pneumática SAF-Holland [12]	11
Figura 7 - Montagem da suspensão esquerda	12
Figura 8 - Cargas aplicadas na zona de contacto com o chão	13
Figura 9 - Viga de resistência uniforme (triangular)	14
Figura 10 - (a) Modelo equivalente à viga de resistência uniforme vista XZ (b) Modelo realista vista XZ	15
Figura 11 - Metodologia de projeto para suspensões de lâminas [8]	17
Figura 12 - (a) Conjunto de 3 lâminas (b) Condições de fronteira	19
Figura 13 - (a) Elemento tetraédrico linear (b) Elemento hexaédrico linear	19
Figura 14 - Convergência de malha para elementos tetraédricos (a) e hexaédricos (b).....	20
Figura 15 - Malha linear tetraédrica	20
Figura 16 - Modelo de 13 lâminas.....	21
Figura 17 - Resultado de deslocamento vertical para o conjunto de 13 lâminas (14x120 mm)	22
Figura 18 – Campo de tensões equivalentes de Von Mises para o conjunto de 13 lâminas (secção 14x120 mm).....	23
Figura 19 - Detalhe do furo na lâmina inferior (resultado de tensão Von Mises).....	23
Figura 20 - Efeito de penetração entre lâminas	24
Figura 21 - Ensaio experimental à suspensão 13L14x100	26
Figura 22 - Ilustração do apoio da suspensão nos balanceiros.....	27

Figura 23 - (a) Mancal dianteiro (b) Mancal central	28
Figura 24 - Resultado de tensão para o mancal central	29
Figura 25 - Mancal traseiro.....	30
Figura 26 - Condições de fronteira na análise ao corpo balanceiro	30
Figura 27 - (a) Campo de tensões VM [MPa] (b) Campo de deslocamentos [mm].....	31
Figura 28 - Condições de fronteira na análise do eixo balanceiro	31
Figura 29 - (a) Campo de tensões VM [MPa] (b) Campo de deslocamentos [mm].....	32
Figura 30 - Chassis	32
Figura 31 - ISO 1726 para semirreboques de 3 eixos (dimensões em mm) [20]	33
Figura 32 - Verificação da norma	33
Figura 33 - King pin KZ 1016 JOST [22]	34
Figura 34 - Conjunto de engrenagens das sapatas JOST [23]. (a) Altas (b) Baixas.....	35
Figura 35 - Distribuição de massa.....	35
Figura 36 - Modelo equivalente para o cálculo de reações	36
Figura 37 - Aplicação do carregamento resultante da aceleração lateral.....	39
Figura 38 - Campo de deformações em mm resultante do carregamento III	39
Figura 39 - Campo de tensões equivalentes VM em MPa resultante do carregamento III	40
Figura 40 - Deslocação do C.G. durante o basculamento [24]	42
Figura 41 - Detalhe quebra canto.....	42
Figura 42 - Caixa com fundo plano	43
Figura 43 - (a) Ponto de rotação (b) Trinco.....	43
Figura 44 - Caixa com fundo inclinado.....	43
Figura 45 - (a) Ângulo de escoamento livre para diferentes materiais (b) Ilustração do processo de descarga para um material com um ângulo de escoamento de 45° [24].....	45
Figura 46 - Montagem Cilindro HYVA® [25]	46

Figura 47 - Diagrama para análise de estabilidade lateral.....	48
Figura 48 - Sistema mecânico de eixos direcionais TRIDEC [26]	49
Figura 49 - Raios de curvatura mínimos	50
Figura 50 - Desenho conjunto do mancal central	57
Figura 51 - Representação dos cordões de soldadura	57
Figura 52 - (a) Dados fornecidos e parâmetros geométricos. (b) Cálculo de tensões resultante do esforço transversal e momento torsor. (c) Cálculo de tensões resultantes do esforço de flexão. (d) Tensão resultante.....	60

Lista de Abreviaturas

C.G	Centro de gravidade
FS	Fator de segurança
SF	<i>Stiffening factor</i> (fator de rigidez)
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> (Sociedade de Engenheiros Automóveis, USA)
Ton	Tonelada métrica
VM	Von Mises

Nomenclatura

<i>King Pin</i>	Pino de ligação entre o trator e o semirreboque
Sapata	Elemento de suporte do semirreboque quando este está desacoplado do trator
Quinta Roda (<i>Fifth Wheel</i>)	Conjunto de acoplamento entre trator e semirreboque que envolve o pino, bases de suporte e sistemas de trinco

Simbologia

μ	Coefficiente de atrito
-------	------------------------

1 Introdução

1.1 Enquadramento

A ideia inicial deste trabalho surge da colaboração entre a empresa Galtrailer que se dedica ao projeto e construção de semirreboques e o Instituto Superior Técnico. Esta empresa conta com 12 anos de experiência, ao longo dos quais produziram não só equipamentos convencionais, mas também equipamentos especializados destinados à utilização em transportes ocasionais com elevado carregamento.

O presente projeto consiste num semirreboque destinado principalmente ao transporte de minério a céu aberto e em estradas privadas. No mercado atual apenas existem soluções integrais (camião com caixa basculante integrada), mas não existe oferta de equipamentos rebocáveis (trator e semirreboque). É possível encontrar dois segmentos distintos no transporte de minério: os veículos com capacidade de carga média (geralmente articulados), e os de grande capacidade. Ambos são veículos de construção especial que apresentam custos muito elevados.

1.2 Análise de Mercado

Basta uma rápida análise de mercado para se constatar que a procura na indústria mineira é maioritariamente satisfeita por veículos de construção especial, que apresentam um custo de produção e de manutenção muito elevado. O que é oferecido no mercado divide-se em dois segmentos, os *dumpers* articulados, que são veículos versáteis na mobilidade em terrenos irregulares, mas têm uma capacidade de carga limitada (geralmente inferior a 40 toneladas), e os *dumpers* rígidos, que apresentam grande capacidade de carga (superior a 100 toneladas) mas, no entanto, estão associados a elevados custos de aquisição, operação e manutenção.

Existe ainda alguma oferta de veículos mais convencionais (no sentido que são de proporções e construção semelhante a um camião tradicional) projetados para o transporte do minério. Contudo, são integrais e não apresentam nenhuma alternativa trator/semirreboque.

Deste modo, pudemos constatar que existe escassez na oferta de veículos com uma construção convencional trator/semirreboque e elevada capacidade de carga. A questão que se coloca é o porquê desta lacuna no mercado? A resposta a este tipo de questões nunca é simples nem completa, mas algumas respostas podem emergir. Por um lado, apenas alguns fabricantes se dedicam a este tipo de veículos para a indústria mineira a nível mundial restringindo assim a diversidades de veículos oferecidos, incluindo a reparação e manutenção dos mesmos (necessidades de dispositivos e peças de substituição), por outro lado, em instalações mineiras de grande dimensão os investimentos totais são tão elevados que o custo dos veículos de transporte mineiro representa apenas uma fração do total investido. Assim, é

normal que a importância dada à grande capacidade de carga, fiabilidade e baixo tempo de paragem para manutenções/reparações seja superior em detrimento de uma gama mais alargada de oferta de veículos.

Nas imagens e dados da Tabela 1 à Tabela 5 encontram-se expostas as principais ofertas de mercado para este tipo de veículos de fabricantes de renome internacional.

Tabela 1 - Dumpers de capacidade média, Caterpillar © 2018 [1]



Potência [kW]	370	274	370
Torque Máximo [Nm]	2558	2120	2558
Carga Útil [ton]	41	28	38
Carga Total [ton]	74,4	54,4	73,7

Tabela 2 - Dumpers de capacidade grande, Caterpillar © 2018 [2]



Potência [kW]	1005	1193	1468
Carga Útil [ton]	129,7	164,8	225,2

Tabela 3 - Veículos integrais KOMATSU © [3]



	Potência [kW]	Carga Total [ton]	Carga Útil [ton]
HD325-7R	371	69,3	36,5
HD405-7R	371	75,1	41
HD465-7R	533	99,7	55
HD605-7R	533	110,2	63
HD785-7	879	163,8	91,7
HD1500-7	1048	249,5	144
7,30E-05	1388	324,3	184
830E-AC	1761	385,8	222
860E-1K	1902	454,4	254
9,30E-02	1902	502	292
930E-4SE	2558	505,8	290
9,30E+00	2495	576,1	327
960E-1K	2495	576,1	327

Tabela 4 - Veículos articulados KOMATSU © [3]

	Potência [kW]	Carga Total [ton]	Carga Útil [ton]
HM300-2R	246	51,4	27,3
HM400-3R	334	74,1	40

Tabela 5 - Veículos integrais para transporte de minério TATRA © [4]



10x10



8x8



6x6

Potência [kW]	375	340	300
Torque Máximo [Nm]	2500	2300	2000
Carga Útil [ton]	37,5	33,1	25
Carga Total [ton]	60	50	41

1.3 Especificações de Projeto

Do que se expôs anteriormente pretende-se desenvolver um semirreboque basculante de 3 eixos para uma carga útil de 84 toneladas (cerca de 100 toneladas de carga total), com suspensão mecânica de lâminas e travões de tambor. A construção deve ser robusta recorrendo a materiais de elevada qualidade e resistência a fim de suportar as condições adversas presentes na indústria mineira numa utilização permanente e duradoura.

Este semirreboque destina-se principalmente ao transporte de minério, no entanto, a sua estrutura base deve apresentar elevada versatilidade para que possa ser utilizada noutros mercados, incluindo como exemplo, o transporte de máquinas. Para o fim a que se destina, define-se 40 km/h como velocidade nominal adequada ao transporte de minério.

1.4 Vantagens da Solução Apresentada

Até então, as máquinas para transporte de minério (*dumpers*) utilizam pneus de construção especial para suportar as elevadas cargas. No projeto aqui apresentado pretende-se utilizar pneus de construção normal, mas com capacidade de carga elevada e em montagem dupla (inexistente até agora para o pneu selecionado) permitindo assim duplicar a capacidade de carga. Sendo que se entende por montagem dupla a utilização de 4 pneus por eixo, contrariamente, uma montagem simples supõe 2 pneus por eixo.

Como se trata de uma solução convencional trator/semirreboque com pneus normais surgem sérias vantagens económicas nos custos de produção, utilização e manutenção desde a aquisição e durante a vida útil do produto. Outra das vantagens apresentada é um aumento no nível de serviço do equipamento

pois quando for necessária a manutenção num trator, o semirreboque pode ser desacoplado e continuar a ser utilizado por outro trator (ou vice-versa).

As possibilidades de utilização do equipamento em diversas aplicações (indústria mineira, transporte de máquinas, etc.), valorizam a sua versatilidade com incremento na sua capacidade de comercialização e internacionalização.

Os tratores para semirreboques, destinados a este projeto, estão aptos a circular em vias públicas e, como tal, estão sujeitos às medidas ambientais impostas por Lei. Este controlo apertado tem feito evoluir os motores no sentido de reduzir o consumo de combustível e as emissões de gases poluentes associadas. Por outro lado, os *dumpers* para minas são de utilização restrita a estradas privadas e cumprem requisitos ambientais menos rigorosos (apesar da sua utilização ser intensiva). Deste modo, a solução descrita apresenta uma eficiência superior, promovendo um menor consumo de combustível e uma menor emissão de gases poluentes.

1.5 Áreas de Projeto

O projeto do semirreboque como anteriormente definido divide-se nos seguintes subconjuntos principais:

- Eixos: pneus, jantes e eixos;
- Suspensão;
- Chassis;
- Caixa;
- Sistema hidráulico basculante.

O primeiro subconjunto enunciado é aquele onde reside a maior inovação deste projeto. Numa situação normal seria apenas necessário efetuar o dimensionamento destes componentes, escolhendo de entre várias opções apresentadas pelos fornecedores. Neste caso em particular, para conseguir uma elevada capacidade de carga, utiliza-se um pneu em montagem dupla que até então estava exclusivamente destinado a montagem simples. Consegue-se assim duplicar a capacidade de carga do eixo, mas será necessário construir uma nova jante capaz de albergar esta configuração e que não está disponível em catálogo no fornecedor habitual.

2 Seleção e dimensionamento de sistemas

Neste capítulo apresentam-se e justificam-se as soluções para o projeto dos subsistemas que compõem o veículo, de acordo com a lista da secção 1.5.

2.1 Pneus, Jantes e Eixos

2.1.1 Pneus

Os pneus de um veículo são um componente de extrema importância. É através deles que se desenvolvem as forças de contacto com o chão influenciando, por isso, as características dinâmicas do veículo. Tipicamente são o primeiro componente a ser projetado/dimensionado pois limitam à partida a capacidade de carga do equipamento, ditando todas as escolhas subsequentes. Da oferta existente no fornecedor da empresa selecionou-se o pneu que apresentava maior capacidade de carga. No anexo 5 é possível encontrar características de outros pneus para comparação.

Tabela 6 - Características técnicas do pneu escolhido (Continental Tyres 2015) [5]

Dimensões do Pneu	Piso	Índice de Carga/ Índice de Velocidade	Largura da Jante [polegadas]	Dimensões Máximas do Pneu em Serviço [mm]		Dimensões Nominais [mm]			
				Largura	Diâmetro Exterior	Largura	Diâmetro Exterior		
445/65 R22.5	HTC 1	169/K	13	472	1174	454	1150		
			14	482		464			
Capacidade de Carga por Eixo [kg] em Função da Pressão nos Pneus [bar]									
4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
6660	7245	7820	8385	8940	9485	10025	10555	11080	11600

As cargas apresentadas na Tabela 6 são válidas para o índice de velocidade K, ou seja, 110 km/h. Nesta velocidade e com uma pressão de 9 bar a capacidade de carga é de 11600 kg por eixo. Com vista a adequar a velocidade de circulação ao transporte de minério e a maximizar a capacidade de carga, definiu-se 40 km/h como velocidade máxima (aceitável no transporte de minério).

Tabela 7 - Carga suportada em função da velocidade de circulação (Continental Tyres © 2015) [5]

Velocidade Máxima [km/h]	110	105	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55	50	45	40
Percentagem da Carga Nominal	100	100	100	101	102	103	104	105.5	107	108.5	110	111	112	113	115

Através dos dados da Tabela 7 podemos perceber que esta redução na velocidade de circulação se traduz num aumento de 15% relativamente à carga máxima nominal, ou seja, o valor passa a ser de 13340 kg por eixo. No entanto, todos os valores apresentados anteriormente são para uma montagem simples (2 pneus por eixo). A inovação apresentada na secção 1.5 passa por utilizar este pneu numa montagem dupla (4 pneus por eixo), duplicando assim a capacidade de carga. Podemos então considerar uma capacidade de carga de aproximadamente 25000 kg por eixo.

2.1.2 Jantes

Para cumprir os requisitos de projeto é necessário criar uma jante com um *offset* que permita a montagem dupla do pneu selecionado (ver Figura 1) e com resistência suficiente para suportar as elevadas cargas permitidas pelo pneu. A dificuldade presente nesta tarefa encontra-se no processo de construção (estampagem) do centro da jante.

Como se trata de uma carga muito elevada a espessura da chapa necessária para o disco central da jante também será elevada. A maioria das empresas produtoras de jantes para pneus “ditos convencionais” não possuem equipamento que consiga realizar uma estampagem muito profunda de centros de jante com espessura elevada. Esta é a razão pela qual os conjuntos de pneus e jantes para *dumpers* com elevada capacidade de carga, são considerados de construção especial e como tal apresentam custos mais elevados. Esta é também uma boa razão pela qual este pneu de elevada capacidade de carga nunca tenha sido utilizado em montagem dupla.

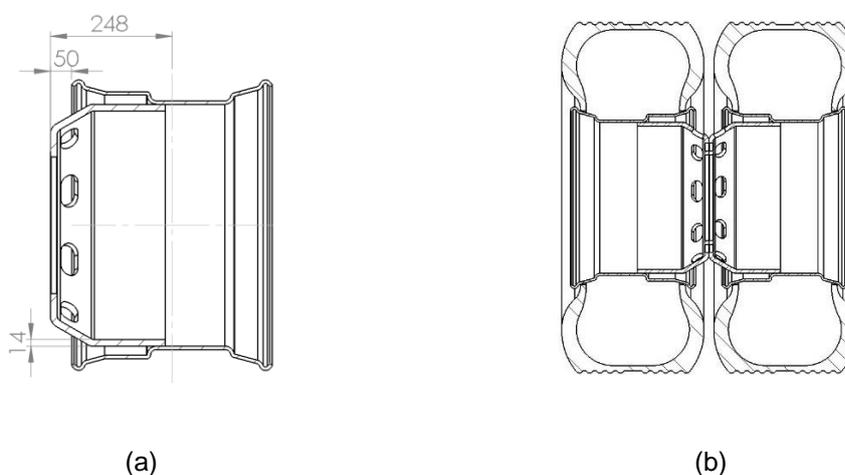


Figura 1 – (a) Jante 14" com offset 248 (b) Montagem dupla

Junto de outros fornecedores (igualmente parceiros da empresa) foi possível encontrar um com capacidade para produzir uma jante com centro de espessura 14 mm e *offset* de 248 mm (distância deste o centro da jante até à face exterior do centro). Esta geometria deixa uma margem reduzida de 30 mm entre pneus na montagem dupla, contudo, tendo em conta que já estão contabilizadas as dimensões máximas do pneu em funcionamento, considera-se suficiente.

2.1.3 Eixos

Na indústria dos reboques existem várias empresas dedicadas ao projeto e produção de eixos, suspensões, sapatas (sistema que suporta o reboque na ausência do trator) e quinta roda (sistema de acoplamento entre o trator e o reboque). No conjunto do eixo já está incluído o sistema de travagem.

Deste modo, cabe ao projetista do semirreboque selecionar um eixo com capacidade de carga compatível com os pneus previamente escolhidos. Tal como os pneus, o eixo condiciona a capacidade de carga do equipamento. Deste subconjunto obtemos ainda outro constrangimento para o projeto, na medida em que a largura de via do eixo define a largura máxima para a caixa do semirreboque.

Como possíveis sistemas de travagem temos travões a disco ou a tambor, na Tabela 8

Tabela 8 encontram-se resumidas as vantagens/desvantagens das duas soluções.

Tabela 8 - Tabela comparativa entre travões de disco e de tambor SAE-SMB [6]

	Travões de Disco	Travões de Tambor
Capacidade de travagem	5	4
Fadiga na travagem	5	3
Custo	3	3
Manutenção	3	3
Compatibilidade com um ambiente de funcionamento agressivo	1	5

Escala qualitativa de 5 níveis: 1 2 3 4 5 (fraco, baixo, moderado, bom e excelente)

Após a análise cuidada da informação presente na tabela 8, optou-se pelos travões de tambor dada a sua compatibilidade com ambientes adversos. Estes são tipicamente utilizados em aplicações de elevada carga e condições adversas pois são montados num conjunto fechado (ver Figura 2), ficando por isso protegidos de ambientes agressivos tais como o embate com rochas ou contaminação por poeiras. Pelo contrário, os discos estão expostos e podiam facilmente empenar na situação descrita anteriormente comprometendo a capacidade de travagem.



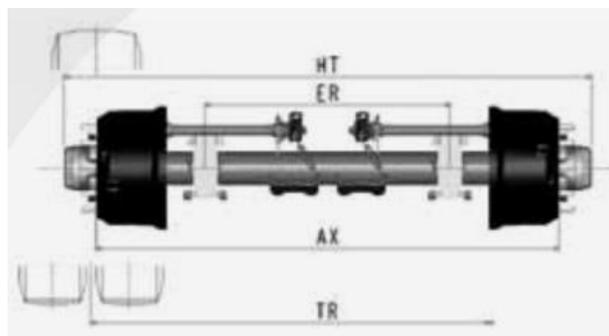
(a)



(b)

Figura 2 - (a) Montagem de travões de disco (b) Montagem de travões de tambor [6]

Selecioneu-se um eixo de secção quadrangular com 150 mm de lado (designação P20 4220CI) por ser aquele que apresenta capacidade de carga próxima do limite dos pneus seleccionados: 20000 kg a 105 km/h. Segundo o fabricante, ajustando a velocidade para 40 km/h obtemos um aumento de 20% na capacidade de carga resultando em 24000 kg por eixo, passando agora este valor a limitar a capacidade de carga do equipamento. Na Figura 3 encontram-se expostas as dimensões principais do eixo seleccionado.

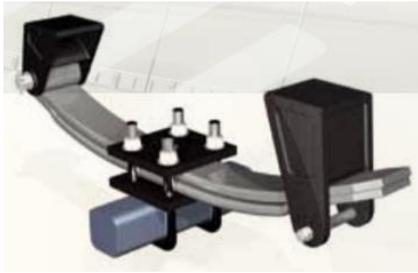


TR = 2200 mm; AX = 2172 mm; ER = 1000 mm; HT = 2660 mm

Figura 3 - Eixo SAE-SMB P20 4220 [6]

2.2 Suspensão

Antes de definir um tipo de suspensão para o equipamento em questão é importante perceber o enquadramento histórico destes subsistemas e quais as soluções típicas para veículos pesados. Podemos afirmar que existem dois tipos de suspensão geralmente aplicados aos semirreboques: suspensões mecânicas (molas de lâminas) e suspensões pneumáticas. Estas duas soluções encontram-se representadas na Figura 4.



(a)

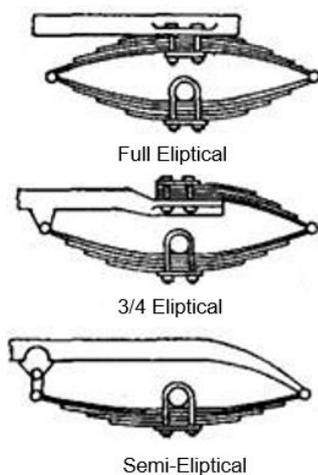


(b)

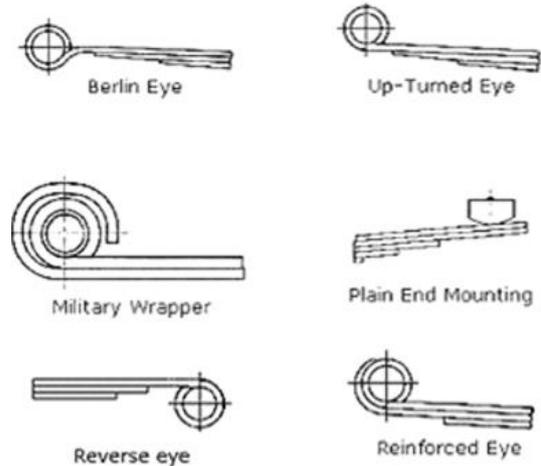
Figura 4 - (a) Suspensão mecânica de lâminas (b) suspensão pneumática [6]

Nas suspensões de lâminas a energia é absorvida com a deformação elástica em flexão de um conjunto de barras (lâminas) tipicamente em aço. Estas são menos eficientes do ponto de vista da energia absorvida por unidade de peso quando comparadas com as molas helicoidais ou barras de torção, mas apresentam vantagens na globalidade da ligação eixo-chassis pois podem ser utilizadas como membros estruturais.

É difícil atribuir a invenção da suspensão mecânica de lâminas a um nome em particular. No entanto, pode-se apurar que o seu design atual deriva da patente do inventor britânico Obadiah Elliot que no ano de 1804, concebeu a montagem de uma suspensão de lâminas elíptica diretamente no eixo de uma carruagem [7]. Nesta altura, os veículos mais leves utilizavam lâminas de madeira, enquanto que os mais pesados utilizavam lâminas em aço. Na década de 1970 este tipo de solução deixou de se tornar popular nos automóveis, mas, devido à sua elevada capacidade de carga e simplicidade de funcionamento, continuou a ser amplamente utilizada em veículos pesados (camiões, semirreboques e comboios). Na Figura 5 podemos ver diferentes tipos de suspensões de lâminas. Para além dos modelos apresentados, nos veículos ligeiros pode utilizar-se suspensões de apenas uma lâmina com espessura variável (maior no centro e menor nas extremidades).



(a)



(b)

Figura 5 - (a) Montagens tradicionais de suspensões de lâminas (b) Terminações das lâminas mestre [8]

Desde a sua invenção, estas suspensões têm vindo a ser continuamente melhoradas no que toca à sua geometria, método de construção e na qualidade dos materiais constituintes. Atualmente, a investigação tem evoluído no sentido de melhorar as propriedades de resistência à fadiga, uma vez que esta é a principal causa de falha nestes componentes.

Sendo este um componente crítico utilizam-se aços de elevada qualidade com elevada dureza e tensão de cedência (superior a 1000 MPa). Na produção de uma mola com elevada qualidade aplica-se um acabamento superficial conhecido como “*shot peening*”, onde se impacta a superfície do material com esferas metálicas ou cerâmicas que vão provocar uma pequena deformação plástica e induzir tensões compressivas que dificultam a propagação de fendas, aumentando a resistência à fadiga e prolongando a vida da peça [9].

Quanto às suspensões pneumáticas, estas surgiram muito depois das mecânicas sendo a ideia patenteada pelo Americano William Humphreys no ano de 1901 [10]. A partir de 1920 o Francês George Messier comercializou esta solução na sua linha de automóveis, consideravelmente mais confortáveis que os restantes [11]. Este sistema utiliza ar pressurizado dentro de um fole como elemento de mola. Adicionalmente, é necessário a introdução de um amortecedor para absorver a energia do sistema enquanto nas suspensões mecânicas este papel é desempenhado, parcialmente, pelo atrito entre as lâminas. As suspensões pneumáticas têm como vantagens diretas uma maior redução das vibrações e uma melhor distribuição de carga pelos eixos já que a pressão em cada fole pode ser ajustada independentemente. No entanto, apresentam uma durabilidade inferior e um custo superior. Na Figura 6 ilustra-se uma montagem de suspensão pneumática em que o corpo cilíndrico (a preto) é o fole onde se acumula o ar.



Figura 6 - Suspensão pneumática SAF-Holland [12]

Para este equipamento optou-se por uma suspensão mecânica de molas em lâmina pois possui uma grande capacidade de carga e apresenta um funcionamento simples com necessidades de manutenção reduzidas. Torna-se assim evidente a escolha deste tipo de suspensão para um semirreboque com grande capacidade de carga projetado para condições adversas.

Podemos identificar 5 subconjuntos principais na suspensão deste veículo:

- Feixes de 13 lâminas;
- Bases de apoio às lâminas e ao eixo;

- Balanceiros;
- Mancais;
- Braços de suspensão.

A Figura 7 ilustra a montagem esquerda da suspensão. Os feixes de lâminas (4) estão ligados entre si por intermédio dos balanceiros (8) que podem rodar em torno de um eixo (3). Deste modo, quando existe um eixo sobrecarregado, o feixe de lâminas sofre um deslocamento vertical que obriga o balanceiro a rodar distribuindo a carga pelos restantes eixos. Os braços de suspensão (7) constroem os eixos, impedindo que estes se movimentem na direção longitudinal. Existem dois tipos de braços, os ajustáveis e os fixos. Os primeiros permitem um ajuste na posição do eixo com o objetivo de corrigir eventuais desalinhamentos/folgas que possam surgir na vida útil do equipamento. Os segundos não permitem qualquer tipo de afinação e estão presentes na montagem do lado direito. Os mancais (1, 2 e 5) são o ponto de apoio da suspensão no chassis.

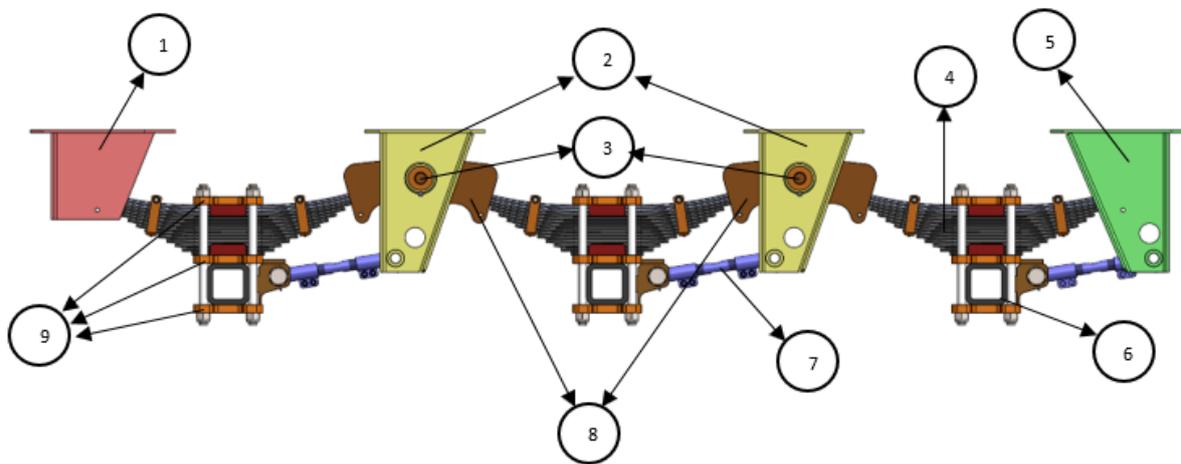


Figura 7 - Montagem da suspensão esquerda

Tabela 9 - Designação dos componentes da Figura 7

Referência	Designação
1	Mancal traseiro
2	Mancal central (x2)
3	Cavilha (x2)
4	Feixe de lâminas (x3)
5	Mancal dianteiro
6	Eixo (x3)
7	Braço ajustável (x3)
8	Balanceiro (x2)
9	Bases de apoio

2.2.1 Casos de Carga

Durante a circulação do semirreboque, são transmitidas para a suspensão forças verticais e horizontais, provenientes de situações de travagem e aceleração. No projeto deste tipo de equipamentos, é usual utilizarem-se fatores de carga aplicados à carga vertical nominal (P) para contabilizar efeitos dinâmicos e garantir que se cumprem os requisitos de segurança à resistência e à fadiga. Estes fatores foram determinados nos trabalhos de Grubisic e Fischer [13] e Grubisic [14] e estão associados a uma localização geográfica específica.

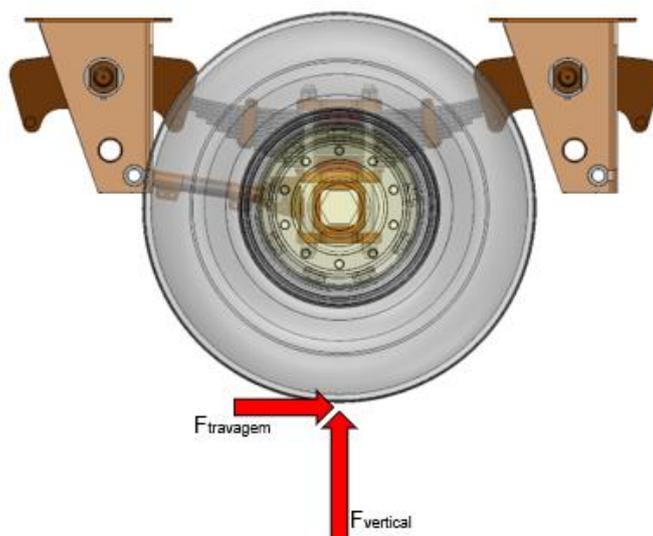


Figura 8 - Cargas aplicadas na zona de contacto com o chão

No caso de condução regular e sem travagem:

$$F_{vertical} = a \cdot P \quad (1)$$

Em que a é o fator de carga considerado para a força vertical e P o carregamento vertical nominal (tipicamente metade da capacidade de carga por eixo).

No caso de uma travagem agressiva acompanhada de carregamento vertical:

$$F_{vertical} = b \cdot P \quad (2)$$

$$F_{horizontal} = c \cdot P \quad (3)$$

Em que b e c são os fatores de carga considerados para a carga vertical e horizontal, respetivamente, no caso de coexistirem estes dois tipos de esforços.

A força horizontal vai criar um binário sobre as bases de aperto das molas e provocar uma deformação em formato de “S”. Este tipo de esforços denomina-se por “wind up”. Com base nos trabalhos citados anteriormente, podemos considerar que na Europa Ocidental temos $a = 2.5$, $b = 2$ e $c = 1.6$. Nas estradas

onde este equipamento será utilizado não existem dados para estes coeficientes. No entanto, para este projeto considera-se a utilização destes fatores demasiado conservadora pois apesar das estradas destinadas a este semirreboque serem mais irregulares, as velocidades praticadas serão muito inferiores (por um fator superior a 2). Adicionalmente tratam-se de estradas privadas onde não existe a interação com outros condutores que se verifica na via pública. Passa-se então a utilizar $a = 2$, $b = 1$ e $c = 0.8$. Estes fatores de carga são definidos com base na experiência obtida em projetos anteriores e devem ser aplicados a todos os componentes estruturais sujeitos aos esforços transmitidos pela carga, sempre que se pretenda efetuar uma simulação estrutural.

2.2.2 Feixe de Lâminas

2.2.2.1 Modelo Teórico

A suspensão de lâminas parte do conceito de viga com resistência uniforme, que ao possuir uma secção variável, com maior rigidez à flexão (2^o momento de área, vulgarmente chamado de momento de inércia) na zona onde existe maior momento fletor, pode exibir uma tensão uniforme ao longo do seu comprimento e assim esforçar todo o material ao seu limite elástico de tensão. Com esta geometria há um melhor aproveitamento de material, pois este apenas existe onde é necessário.

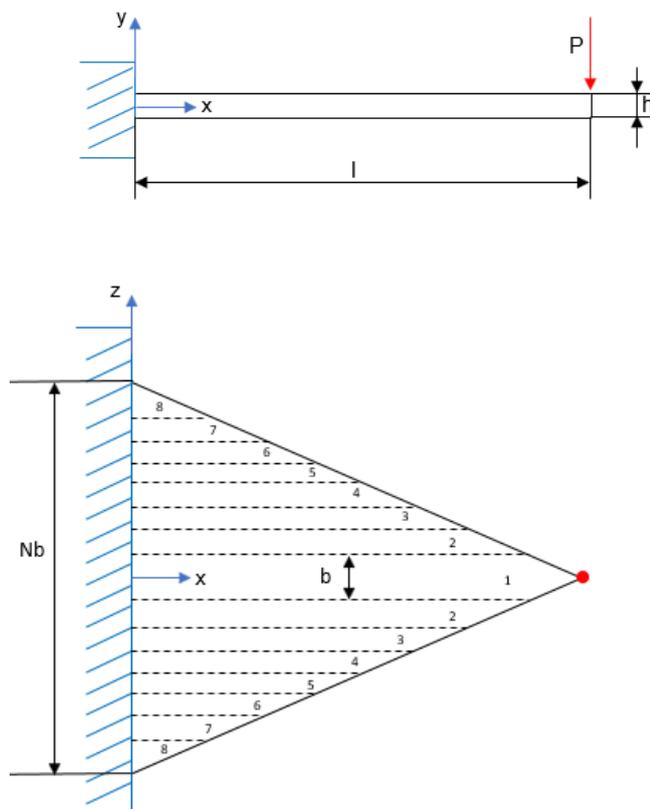


Figura 9 - Viga de resistência uniforme (triangular)

Numa viga triangular, a tensão máxima e a deformada na extremidade livre podem ser obtidas através equações 4 e 5, respetivamente.

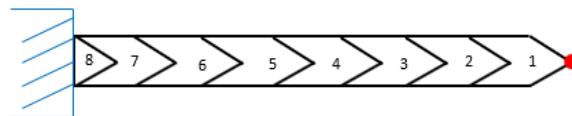
$$\sigma = \frac{P \cdot l \cdot h}{2 \cdot I} \quad (4)$$

$$\delta = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot I} \quad (5)$$

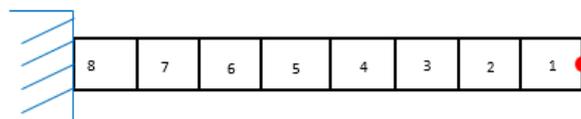
$$I = \frac{Nb \cdot h^3}{12} \quad (6)$$

Em que l é o comprimento do vão, h a espessura da viga, E o módulo de Young do material constituinte, I a inércia da secção e P o carregamento exterior aplicado.

A geometria presente na Figura 9 não tem aplicação prática, principalmente, porque seria necessária uma largura despropositadamente grande na zona central, como tal, dividimos esta viga triangular em N lâminas de largura b , pelos cortes representados a tracejado na Figura 9, onde a lâmina 1 denomina-se lâmina mestra por exibir o comprimento total da viga triangular (l). As duas secções com o número 2 vão formar uma lâmina de ponta triangular que se junta à zona inferior da lâmina mestra de onde resulta um empilhamento de lâminas sucessivamente mais curtas representado na Figura 10 (a).



(a)



(b)

Figura 10 - (a) Modelo equivalente à viga de resistência uniforme vista XZ (b) Modelo realista vista XZ

Na maior parte dos casos, a geometria da ponta da lâmina não será triangular, mas sim reta como ilustra a Figura 10 (b). Para além desta divergência para o modelo idealizado, em suspensões destinadas a suportar grandes cargas é comum utilizarem-se várias lâminas com o comprimento total, ou seja, com o comprimento da lâmina mestra. Todas estas variações introduzem erro na utilização das equações anteriores. Para corrigir estas diferenças deve introduzir-se um fator de rigidez (SF). Os cálculos apresentados neste projeto baseiam-se no manual de projeto de molas elaborado pela SAE (*Society of Automotive Engineers, Inc.*) [8]. Segundo este manual e no caso particular deste equipamento, como

existem 3 lâminas com comprimento total, utiliza-se $SF = 1.25$. Os valores máximos da tensão de flexão e deformada podem então ser calculados pelas equações 7 e 8, respetivamente.

$$\sigma = \frac{P \cdot l \cdot h}{2 \cdot \sum I} \quad (7)$$

$$\delta = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot SF \cdot \sum I} \quad (8)$$

$$\sum I = N \cdot \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (9)$$

Aqui aplica-se o somatório à inércia apenas para reforçar a ideia que se trata da inércia conjunta de um feixe de N lâminas, no entanto, esta inércia é igual à apresentada na equação 6. Note-se que este modelo de viga encastrada é equivalente a considerar uma viga de comprimento $L = 2l$ e com uma carga duas vezes superior a meio vão.

É importante referir que esta suspensão parte de outra já projetada pela empresa e que se encontra em circulação. O conjunto existente possui 13 lâminas de espessura 14 mm e largura 100 mm. Por questões relacionadas com a montagem, pretende-se alterar o mínimo possível a sua geometria e, como tal, procurou-se manter o mesmo número de lâminas alterando apenas a secção da lâmina.

Define-se o valor 2 como fator de segurança global do projeto. Este valor foi estabelecido com base na experiência obtida pela empresa em projetos semelhantes e pretende englobar quaisquer efeitos de fadiga ou incertezas no carregamento. No entanto, em alguns casos particulares apresentados ao longo do trabalho, é necessário repensar este valor pois nos casos em que se aplica uma carga consideravelmente sobrevalorizada pode-se considerar aceitável uma redução no fator de segurança.

Com as equações (7), (8) e (9) e um fator de segurança com o valor 2, obtemos uma secção de 14 mm x 120 mm. Na Tabela 10 encontram-se os resultados obtidos.

Tabela 10 – Resultados teóricos para a secção de 14 x 120 mm para uma carga de 12 toneladas

Secção [mm]	Tensão de Flexão [MPa]	Tensão de Windup [MPa]	δ [mm]	K [N/mm]	FS
14 x 120	684	532	66.3	1775	2

No caso de o projeto começar sem outros constrangimentos, deve-se seguir a abordagem descrita no manual SAE (Figura 11).

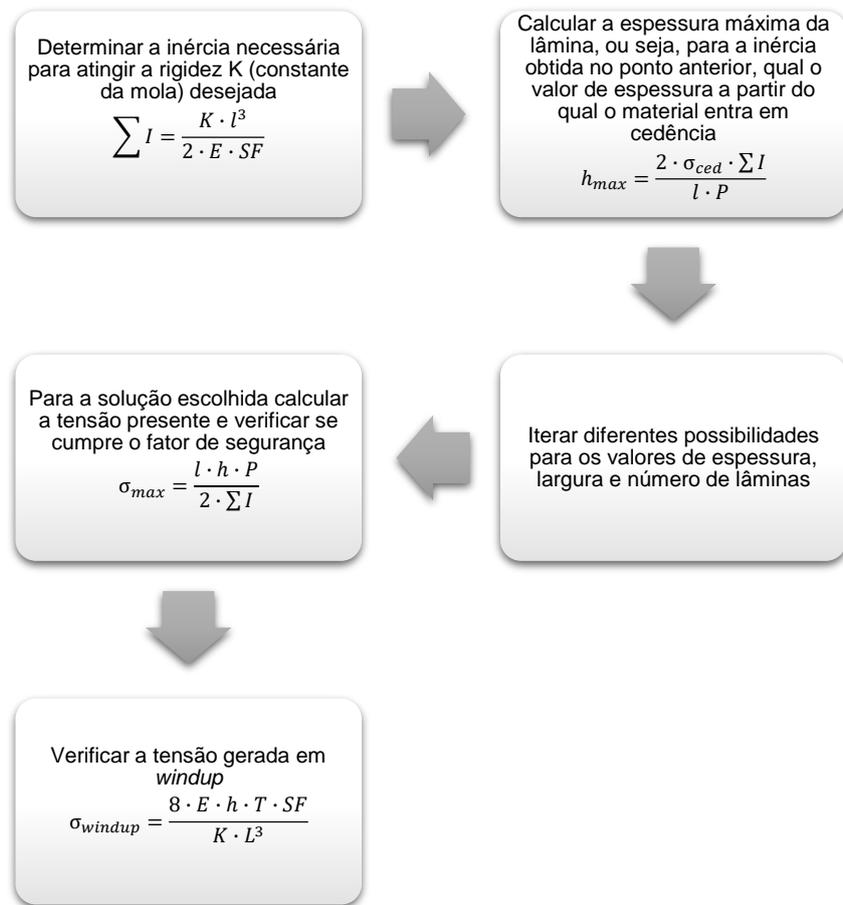


Figura 11 - Metodologia de projeto para suspensões de lâminas [8]

A rigidez necessária pode ser determinada por constrangimentos geométricos e por questões de conforto (tipicamente quanto menor a rigidez maior o conforto). Na Tabela 11 encontram-se valores recomendados para a deflexão estática da mola, ou seja, com a carga nominal. Adicionalmente, apresentam-se também valores para a margem adicional de deslocamento que é necessária devido às cargas dinâmicas.

Tabela 11 - Valores de referência para a determinação da rigidez da mola [8]

	Deflexão Estática (mm)	Margem para Cargas Dinâmicas (mm)
Veículos de Passageiros em Geral	100 – 300	75 – 125
Autocarros	100 – 200	50 – 125
Camiões (estradas de alcatrão)	75 – 200	75 – 125
Camiões (off road)	25 – 175	50 – 125

Todos os cálculos anteriores apresentam diversas incertezas, pois o modelo considerado é simplificativo e não entra em conta com alguns aspetos tais como o atrito entre as lâminas, não linearidades geométricas e o binário de aperto do parafuso central que mantém o feixe de lâminas unido.

O atrito, em particular, é um parâmetro de extrema importância, pois neste caso a sua ação é benéfica. Nas suspensões de lâminas projetadas para cargas elevadas é comum não se utilizarem amortecedores para dissipar a energia acumulada na mola e evitar a sua oscilação indefinida. Nestes casos, o atrito entre as lâminas é suficiente para conferir esse fator de amortecimento. Podemos então afirmar que a rigidez da suspensão é produto da combinação de dois fatores: a rigidez geométrica conferida pela secção das lâminas e a rigidez conferida pelo atrito entre as lâminas. Torna-se então necessária a criação de ferramentas de análise que permitam modelar a suspensão de um modo mais realista e perceber qual é o nível de contribuição destes dois fatores anunciados para a rigidez da suspensão.

2.2.3 Análise em Elementos Finitos

Para compreender com melhor precisão qual a verdadeira distribuição de tensões nas lâminas e qual o seu deslocamento máximo, recorreu-se à criação de um modelo em elementos finitos usando o software *Siemens NX 12*.

O propósito desta análise é, em primeiro lugar, obter a de rigidez da suspensão e com este parâmetro perceber se, para a gama nominal de carga, a suspensão do equipamento apresenta uma deformação aceitável. Tal como indicado na Tabela 11, este é um parâmetro importante que nos indica qual a folga que deve existir entre a suspensão e o chassis, a fim de acomodar a deformação da mola. Adicionalmente, pretende-se fazer a verificação dos valores máximos de tensão e analisar a influência de parâmetros como o atrito entre as lâminas, a variação do binário de aperto nos sistemas de fixação das lâminas e a variação no comprimento efetivo da mola.

Pelos trabalhos de Karditsas, *et al.* [15] e Tank e Kurna [16] sabe-se que, com os parâmetros adequados, é possível obter uma excelente aproximação da realidade com modelos de elementos tridimensionais e atrito entre as lâminas.

2.2.3.1 Modelo de simulação

Numa fase inicial, para poupar tempo de simulação e ganhar experiência com o modelo, utilizou-se um modelo simplificado com apenas 3 lâminas (Figura 12). Com este modelo definiu-se o tipo e tamanho de elemento a utilizar e os parâmetros a considerar nas análises subsequentes.

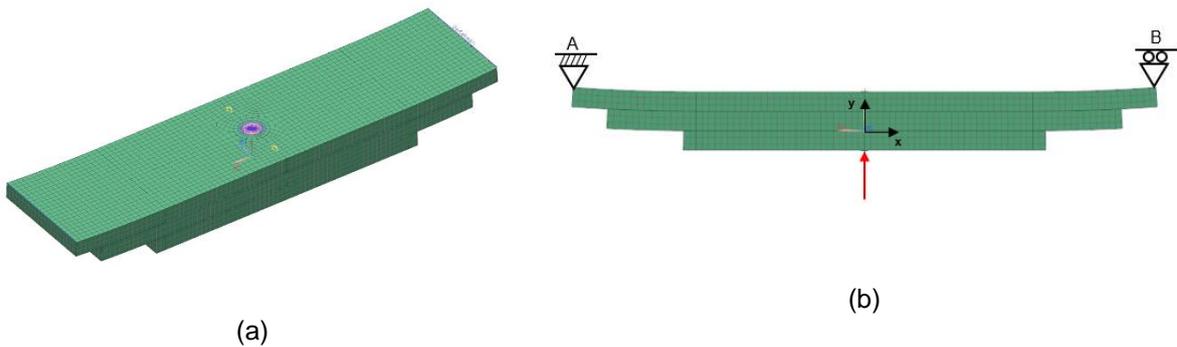


Figura 12 - (a) Conjunto de 3 lâminas (b) Condições de fronteira

No apoio A estavam constrangidos todos os graus de translação e a rotação é livre no eixo z (perpendicular à figura), no apoio B apenas a translação ao longo do eixo x e a rotação sobre o eixo z estavam livres. O parafuso central foi simulado com um elemento de barra (unidimensional) ligado às superfícies na mola definidas pelas anilhas. Aplicou-se a força no nó inferior do elemento de barra, como indicado na Figura 12. No elemento que representa o parafuso aplicou-se uma pré-carga de 50 kN. No anexo 1 apresenta-se nota de cálculo para a pré-carga aplicada.

Considera-se atrito de Coulomb por se ter concluído ser o mais adequado a este tipo de simulações [17]. Neste modelo de atrito não se diferencia atrito estático de dinâmico (esta aproximação é realista quando as velocidades de escorregamento são reduzidas), sendo apenas necessário um coeficiente (μ) para calcular a força de atrito em cada nó. No caso das suspensões de lâminas fabricadas em aço, análises experimentais mostraram que podemos considerar $\mu = 0.3$ [18]. De um modo simplificado, a simulação considera duas situações possíveis, ou existe escorregamento ou adesão entre dois nós adjacentes. Estas condições são determinadas pelas expressões seguintes, onde F_t representa a força tangencial e F_v a força vertical.

$$F_t - \mu F_v \leq 0 \text{ (condição de adesão)} \tag{10}$$

$$F_t - \mu F_v > 0 \text{ (condição de escorregamento)} \tag{11}$$

Com este modelo procedeu-se a uma análise de convergência de malha para elementos tetraédricos e outra para elementos hexaédricos, ambos de primeira ordem.

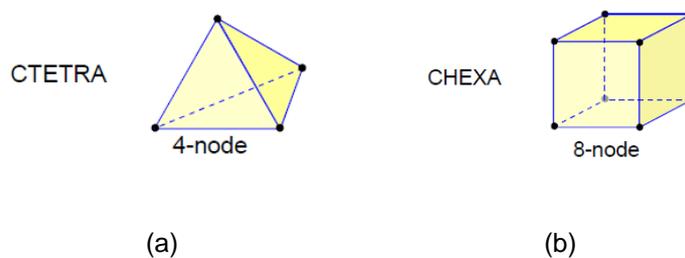


Figura 13 - (a) Elemento tetraédrico linear (b) Elemento hexaédrico linear

Os resultados dessa análise de convergência de malha estão presentes nos gráficos da Figura 14.

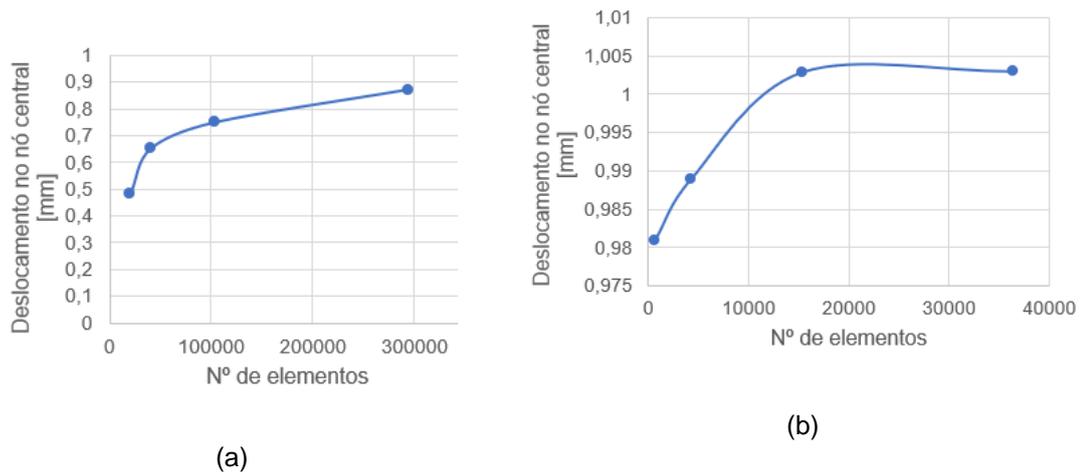


Figura 14 - Convergência de malha para elementos tetraédricos (a) e hexaédricos (b)

Como se pode observar, os elementos tetraédricos apresentam uma rigidez superior “artificial” da estrutura pois para o mesmo tamanho de elemento apresentam deslocamentos inferiores. Este comportamento é bem conhecido na modelação em elementos finitos e deve-se ao facto destes elementos possuírem um número menor de nós (menos graus de liberdade) e, conseqüentemente, as funções de forma são de grau inferior. Os elementos hexaédricos convergem com mais facilidade (repare-se que a variação do eixo vertical no gráfico (b) é mínima). Adicionalmente, com estes últimos elementos obtemos um número total de elementos muito inferior o que reduz drasticamente o tempo de simulação.

Foi ainda possível perceber que não existe diferença significativa na utilização de elementos de segunda ordem (diferença inferior a 2% no deslocamento). Na literatura é possível encontrar várias referências que recomendam a utilização de elementos de interpolação linear (4 a 8 nós) em problemas de contacto [19], sendo então de esperar a sua adequabilidade. Com este modelo simplificado foi ainda possível concluir que 2 elementos ao longo da espessura das lâminas são suficientes para modelar com precisão a geometria das lâminas. Assim, com base nestes resultados, daqui em diante utilizam-se sempre elementos hexaédricos com 8 nós e um tamanho de elemento de 7 mm (2 elementos ao longo da espessura).

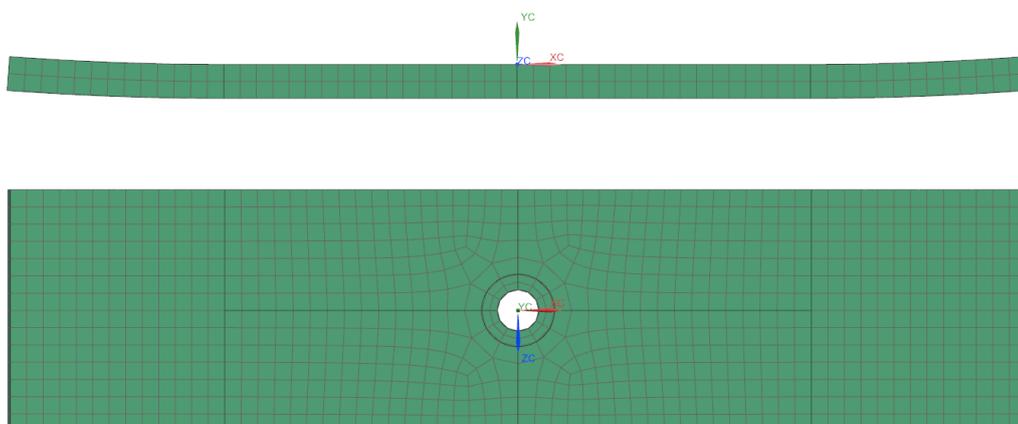


Figura 15 - Malha linear tetraédrica

2.2.3.2 Análise Linear

Com um modelo equivalente ao descrito no ponto anterior, mas desta vez completo com o número total de 13 lâminas, procedeu-se à realização de uma análise linear estática. Note-se que, apesar de se tratar de um *solver* linear (SOL101), este é capaz de suportar fenómenos de atrito não lineares resultantes do contacto entre os corpos.

Neste modelo existe um número significativamente superior de superfícies de contacto, talvez por essa razão verificou-se alguma dificuldade em obter uma solução (dificuldade de convergência) com as condições de fronteira descritas anteriormente. Procedeu-se então, a uma ligeira alteração das mesmas, no apoio A permitiu-se o deslocamento no eixo x e no furo central das lâminas acrescentou-se um constrangimento cilíndrico. Adicionalmente, constrangeu-se o deslocamento em z de alguns nós nas extremidades das lâminas afim de impedir a rotação das mesmas em torno do eixo y (5). Com estas novas condições de fronteira foi possível obter um campo de deslocamentos idêntico ao modelo de 3 lâminas e a convergência da solução foi facilitada.

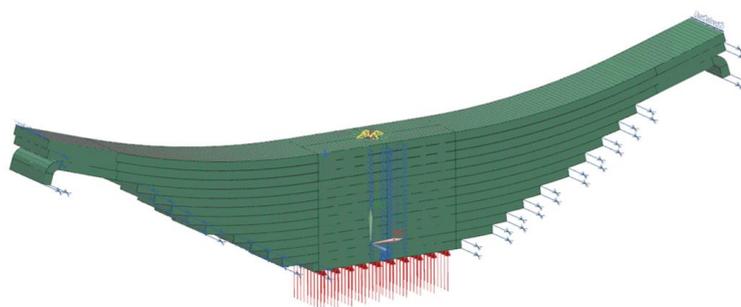


Figura 16 - Modelo de 13 lâminas

Tabela 12 - Dados do modelo de simulação para a suspensão

Tipo de elemento	CHEXA (linear hexaédrico)
Tamanho do elemento [mm]	7
Elementos ao longo da espessura	2
Número total de elementos	49864
Número total de nós	79932
Material	AISI_Steel_1005

Tendo em conta que a carga máxima suportada pelos eixos anteriormente selecionados é de 24000 kg, considera-se que cada feixe de lâminas suporta metade da carga, ou seja, 12000 kg. Com o carregamento

nominal aplicado na base das molas, um coeficiente de atrito $\mu = 0.3$ e uma pré-carga no parafuso central de 50kN, obtiveram-se os resultados de deslocamento e de tensão apresentados nas Figuras 17 e 18, respetivamente.

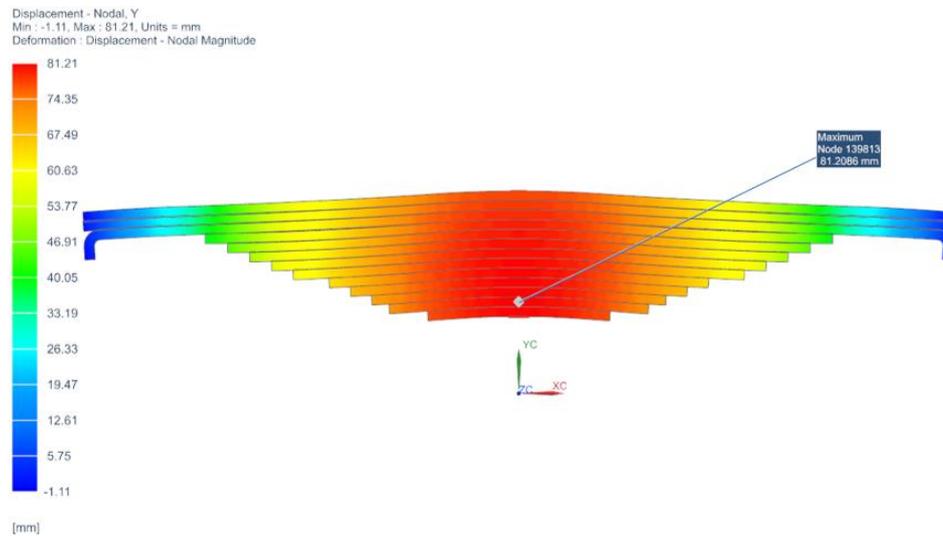


Figura 17 - Resultado de deslocamento vertical para o conjunto de 13 lâminas (14x120 mm)

Pode observar-se um campo de deslocamentos coerente, com transições uniformes e com o valor máximo a meio vão. Apesar do valor máximo de deslocamento vertical surgir numa das lâminas inferiores (81.21 mm) devemos estar interessados no valor do nó central da lâmina superior (77.77 mm), pois como as lâminas exibem raios de curvatura diferentes existem pequenas folgas entre as mesmas. Conforme o conjunto se deforma, estas folgas vão sendo progressivamente eliminadas e, por esta razão, as lâminas inferiores apresentam um deslocamento superior. Na realidade estas folgas não estão presentes sendo eliminadas com o aperto no parafuso central. O feixe de lâminas exibe uma rigidez vertical de 1514 N/mm.

Para verificar a tensão máxima aplica-se um fator de carga de 2 ao valor nominal de onde resulta um carregamento vertical de 24000 kg. Na Figura 18 e seguintes apresentam-se os resultados do campo de tensões obtido para este valor de carga.

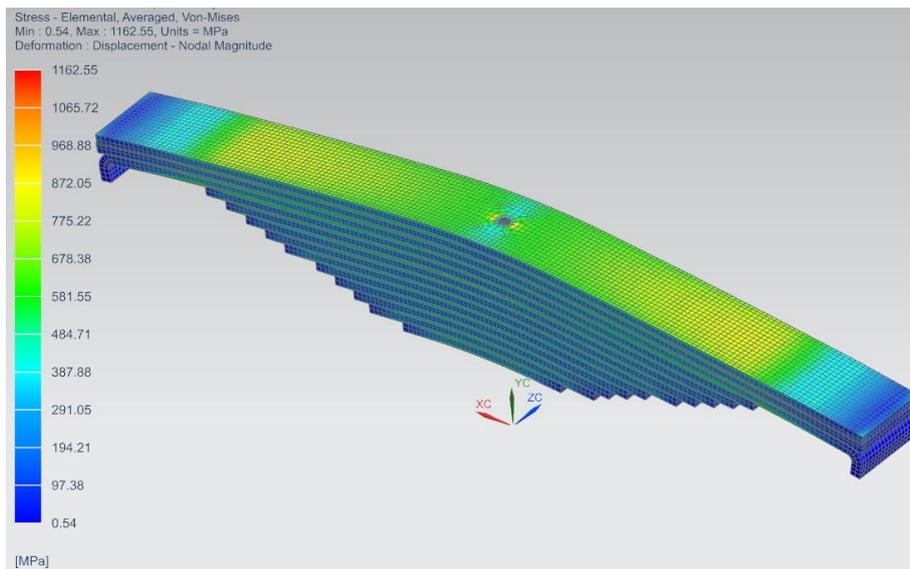


Figura 18 – Campo de tensões equivalentes de Von Mises para o conjunto de 13 lâminas (secção 14x120 mm)

Nos resultados da tensão equivalente de *Von Mises* podemos ver que em cada lâmina temos o resultado típico de flexão com uma tensão praticamente nula no centro (superfície neutra) e máxima na superfície exterior. Seria de esperar que a tensão máxima se verificasse na lâmina superior pois é a que está sujeita à maior deformação. No entanto, o valor máximo de 1163 MPa surge na interface de contacto entre as lâminas no furo central como se pode ver na Figura 19.

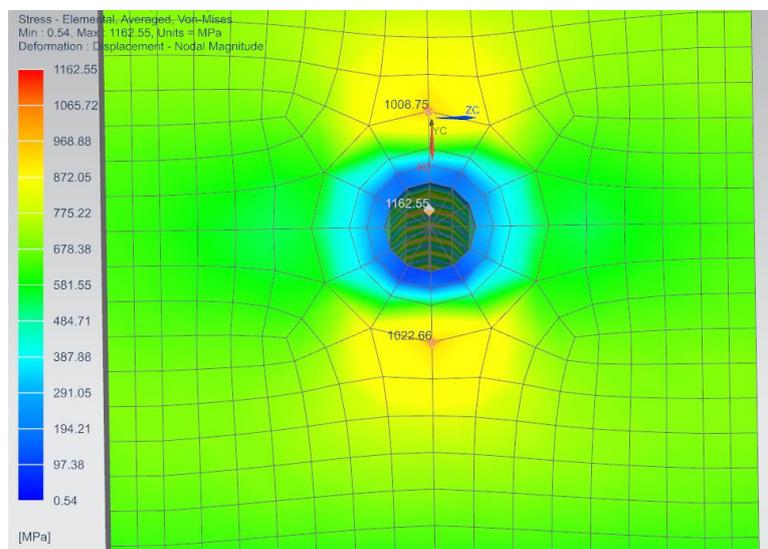


Figura 19 - Detalhe do furo na lâmina inferior (resultado de tensão Von Mises)

Estes resultados não parecem realistas e devem ser provocados pelos elevados carregamentos aplicados, quer o binário de aperto no parafuso central quer a carga vertical de 24 toneladas. Estas cargas vão impor uma elevada força de contacto entre as lâminas e em alguns casos ocorre penetração entre as lâminas (ver Figura 20) que se agrava à medida que a carga aplicada aumenta e induz erro computacional. Como tal, não podemos garantir que se tratam de valores realistas sendo necessário proceder a ensaios experimentais junto do fabricante para obter validação destes resultados.

Na sequência deste trabalho sugere-se explorar outros algoritmos de contacto que lidem melhor com cargas elevadas. O aço constituinte das lâminas é uma liga com Silício e Manganês e apresenta uma tensão de cedência de 1400 MPa. Na região onde seria expectável o valor máximo de tensão, ou seja, ao longo do corpo da lâmina superior, verifica-se uma tensão máxima de 844 MPa o que representa um fator de segurança de 1.7. É importante relembrar que estes resultados dizem respeito a uma sobrecarga considerável (duas vezes superior ao valor nominal de 12 toneladas) e como tal, pode ser aceitável utilizar um fator de segurança inferior.

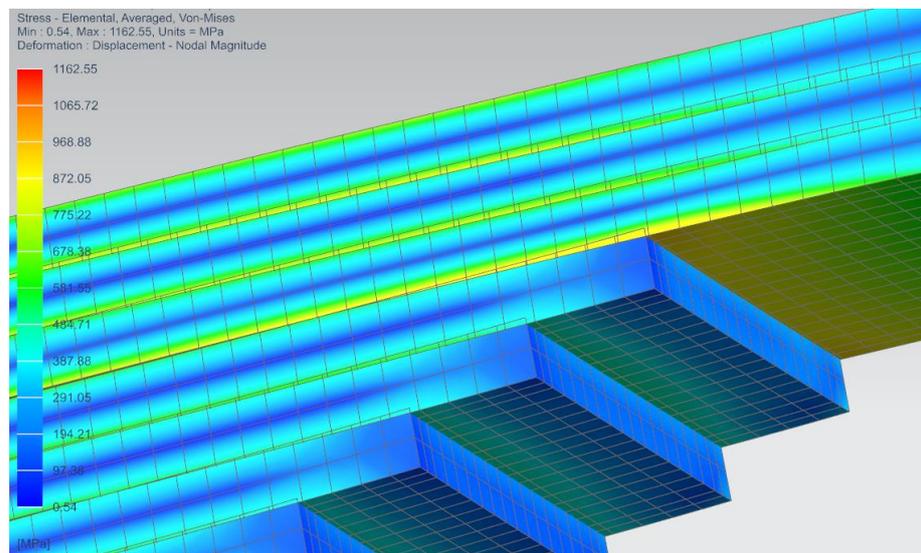


Figura 20 - Efeito de penetração entre lâminas

Como referido anteriormente, sabe-se que neste tipo de suspensões a rigidez vertical é resultado de duas componentes: a rigidez geométrica proporcionada pela inércia conjunta do feixe de lâminas e o atrito entre as lâminas. Para perceber qual a contribuição do atrito para esta rigidez efetuaram-se várias análises onde se variou este parâmetro. Os resultados obtidos encontram-se resumidos na Tabela 13.

Tabela 13 - Influência do coeficiente de atrito na rigidez da suspensão

Coeficiente de Atrito	Deslocamento [mm]	Tensão Máxima [MPa]	Rigidez [N/mm]	Incremento de Rigidez [%]
0	82,24	889,00	1431,34	0
0,1	80,16	867,61	1468,56	2,6
0,2	78,94	857,95	1491,19	4,1
0,3	77,77	844,43	1513,64	5,7
0,4	77,07	837,68	1527,36	6,7
0,5	76,28	831,07	1543,19	7,8
0,6	74,58	830,79	1578,49	10,3

Para um coeficiente de atrito de 0.3 o atrito entre as lâminas representa cerca de 6% da rigidez da suspensão. Trata-se, portanto, de uma contribuição bastante reduzida, razão pela qual se tem considerado aceitável desprezar o atrito nos modelos teóricos. O valor da tensão máxima reduz-se à medida que o coeficiente de atrito aumenta, pois o deslocamento é progressivamente menor. Percentualmente, esta redução é idêntica à variação da rigidez.

2.2.3.3 Análise Não Linear

Um dos objetivos desta análise era verificar a influência da não-linearidade geométrica provocada pelas grandes deformações a que a mola está sujeita, com recurso a uma análise não linear (modelo de *solver* SOL601). No entanto, como se trata de um modelo complexo com um elevado número de superfícies de contacto, tornou-se muito difícil obter convergência nos resultados e quando esta convergência se verificava, o tempo de computação exigido era demasiado elevado (em alguns casos superior a uma semana) e a solução não era satisfatória. Uma vez que se pretende testar variações de alguns parâmetros tais como o coeficiente de atrito e o binário de aperto, seriam necessários alguns meses para obter todos esses resultados. Como este tempo de espera não pôde ser tolerado optou-se por excluir este tipo de simulação. Podemos apontar as seguintes causas para a dificuldade na obtenção de resultados viáveis com o *solver* não linear:

- Elevado número de superfícies de contacto, o que torna a solução instável

- Valor elevado da pré-carga aplicada ao parafuso central e da carga nominal que dificultam a convergência

Uma das hipóteses a explorar para obter melhores resultados será considerar uma abordagem 2D com tensão plana. Por outro lado, as cargas deveriam ser aplicadas gradualmente e poderiam ser explorados parâmetros de convergência no *solver* que melhorariam a solução.

2.2.3.4 Validação dos Resultados

Tendo em conta que esta suspensão em particular ainda não foi produzida e não se possuem dados experimentais, procedeu-se à modelação do feixe de lâminas já existente, com menor largura (100mm). Para este feixe existem dados provenientes de ensaios experimentais efetuados pelo fabricante.

Podemos então utilizar a curva de rigidez da mola para validar o modelo de elementos finitos. Na Figura 21 apresenta-se a curva obtida no ensaio efetuado pelo fabricante. Contudo, não se conhecem as condições do ensaio, ou seja, como foi fixo o feixe de lâminas e como se aplicou a carga. Este aspeto traz dificuldades aquando da comparação destes resultados com os apresentados anteriormente.

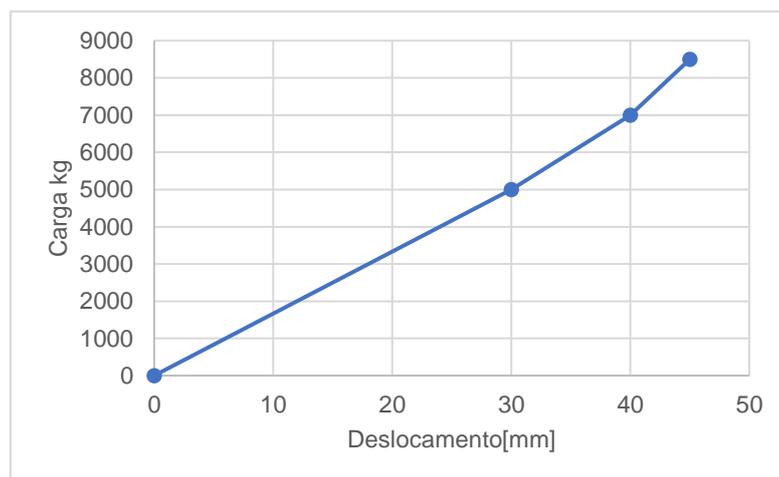


Figura 21 - Ensaio experimental à suspensão 13L14x100

No gráfico de carga da mola podemos notar que para valores superiores a 5000 kg se verifica um desvio do comportamento linear. Este fenómeno pode dever-se aos dispositivos de fixação das molas que ao reduzirem o comprimento ativo da mola aumentam a sua rigidez.

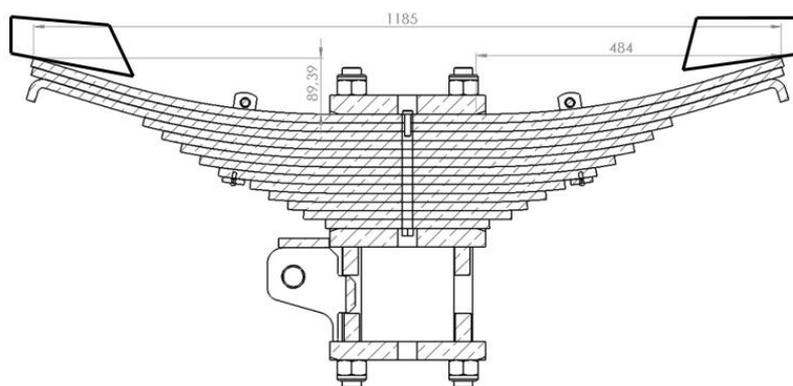


Figura 22 - Ilustração do apoio da suspensão nos balanceiros

Como podemos observar na Figura 22, o feixe de lâminas assenta sobre uma face inclinada do balanceiro que, à medida que aumenta a carga e ocorre deformação, entra progressivamente em contacto com a lâmina superior reduzindo o comprimento ativo da suspensão. Como o modelo computacional não integra este fenómeno, optou-se por efetuar a validação numa região linear e escolheu-se o ponto de carga com 5000 kg. Na Tabela 14 podemos ver a comparação entre o ensaio experimental, os resultados do modelo computacional e o modelo teórico apresentado na secção 2.2.3.2

Tabela 14 - Validação do modelo computacional

	Carga [kg]	Deslocamento Vertical [mm]	Rigidez [N/mm]	Tensão Máxima [MPa]
Ensaio Experimental	5000	30	1635	-
Modelo Computacional	5000	37	1325	372
Modelo Teórico	5000	34	1443	342

Face ao ensaio experimental, o modelo computacional apresenta um desvio de 23% no deslocamento vertical e de 19% na rigidez. Já o modelo teórico apresenta um desvio de 13% no deslocamento vertical e de 12% na rigidez. O modelo computacional e o modelo teórico diferem em 8% no deslocamento e 9% na rigidez. O modelo computacional apresenta menor rigidez.

2.3 Mancais

Os mancais são elementos estruturais de suporte que fazem a ligação entre a suspensão e o chassis. O topo destes componentes é soldado ao chassis e, no caso dos mancais dianteiros e traseiros, na zona central encontra-se a região de suporte às molas, já nos mancais centrais na zona central encontra-se a ligação ao balanceiro. Na zona inferior dos mancais dianteiros e centrais está ligado o braço da suspensão (ver Figura 7). É por este último elemento que se vão transmitir os esforços resultantes da travagem. No

modelo em elementos finitos dos mancais utilizaram-se elementos 3D (tetraédricos) pois resultaram numa malha mais regular, com menos distorção e, portanto, maior qualidade. Optou-se por elementos quadráticos pois com os elementos lineares verificava-se um acréscimo de rigidez na estrutura, resultando em deslocamentos e tensões consideravelmente inferiores.

Quanto à carga suportada por estes elementos, não é possível obter um valor fixo e bem definido. No entanto, se considerarmos uma carga de 24 toneladas por eixo uniformemente distribuída por 8 mancais (4 em cada lado) obtemos 9 toneladas em cada mancal. No entanto, a distribuição da carga pode não ser uniforme, conseqüentemente, por razões de segurança considera-se que cada mancal suporta metade da carga do eixo, ou seja, o carregamento vertical nominal é de 12 toneladas. Na verdade, será sempre um valor inferior a este pois cada eixo é suportado por um conjunto de 4 mancais. É importante lembrar que quando se pretende efetuar uma verificação dos valores de tensão, aplica-se ao carregamento nominal definido, os fatores de carga referidos na secção 2.2.1.

Os mancais dianteiros e centrais suportam os esforços provenientes das situações de travagem através dos braços da suspensão. Nestes dois componentes verificou-se que o caso crítico é o carregamento vertical em conjunto com a travagem (cujo valor se definiu como 80% do carregamento vertical). Na simulação computacional aplicam-se os esforços de travagem através de elementos unidimensionais rígidos (RBE2), na Figura 23 podem observar-se essas ligações com a cor roxa. A carga vertical é aplicada no suporte da mola para o mancal dianteiro e no suporte do balanceiro no mancal central (zonas a vermelho). Ambos os mancais centrais e dianteiros estão constrangidos pela base do chassis onde estão fixos por uma ligação soldada (representada a azul).

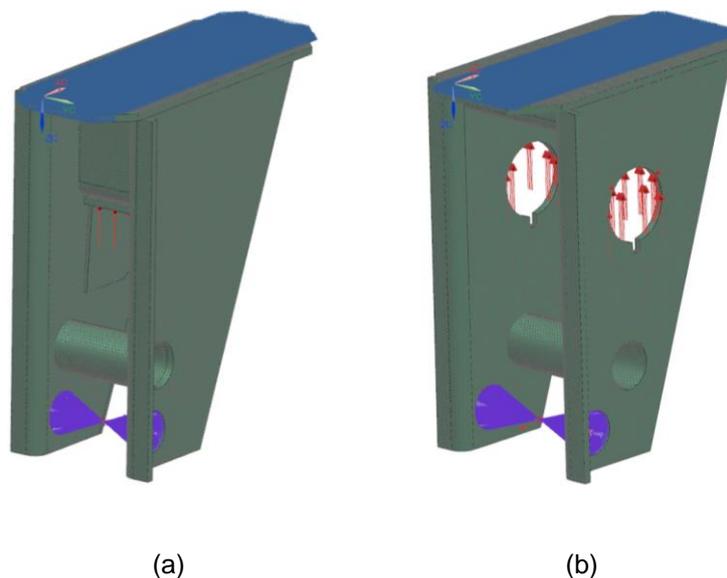


Figura 23 - (a) Mancal dianteiro (b) Mancal central

Na Tabela 15 podemos encontrar resumidos os resultados das simulações efetuadas.

Tabela 15 - Resumo das análises aos mancais dianteiros e centrais

	Tensão VM Máxima [MPa]	Deslocamento Máximo [mm]	FS¹
Mancal Dianteiro	208	0,5	3,6
Mancal Central	516	0,8	1,4
Mancal Traseiro	274	0.4	2.8

Constatou-se que o mancal dianteiro está em segurança, contrariamente, o mancal central não respeita o fator de segurança de projeto (definido com o valor 2). Na Figura 24 podemos observar que este valor máximo de tensão surge apenas num elemento localizado na região da condição de fronteira fixa com o chassis. Nos elementos seguintes a tensão desce para o valor de 380 MPa (que corresponde a um fator de segurança de cerca de 2). Por este motivo, e ainda tendo em conta que o carregamento considerado é sobrevalorizado, consideram-se aceitáveis estes resultados.

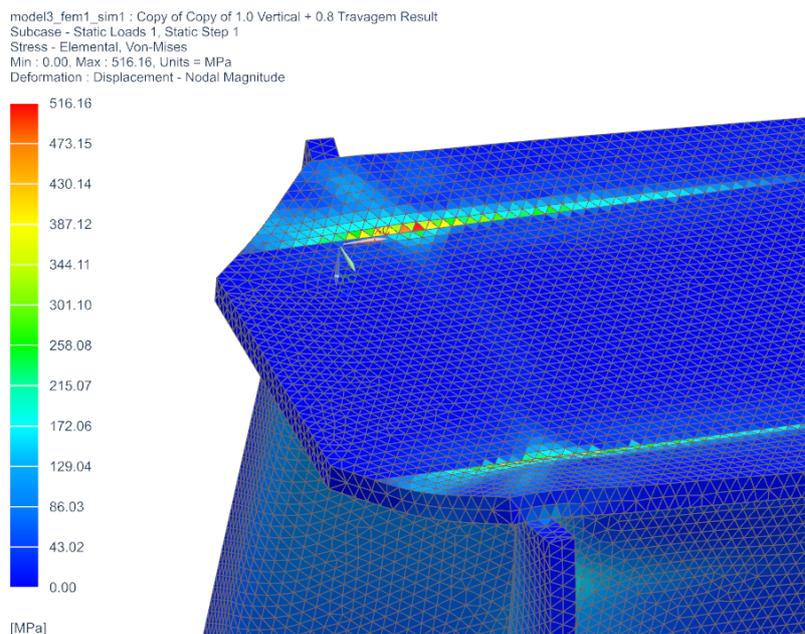


Figura 24 - Resultado de tensão para o mancal central

O mancal traseiro difere dos restantes pois não suporta esforços de travagem, apenas suporta o carregamento vertical (ver Figura 25). As condições de fronteira consideradas são semelhantes às dos restantes mancais: um apoio fixo na ligação à base do chassis (zona azul) e a carga é aplicada na zona de suporte da mola (zona a vermelho). Neste componente obteve-se um valor de tensão máximo de 274

¹ Fator de segurança (FS) obtido considerando o material STRENX™ 700 apresentado em anexo

MPa e um deslocamento máximo de 0.4 mm e, como tal encontra-se dentro da região de segurança (FS 2.8).

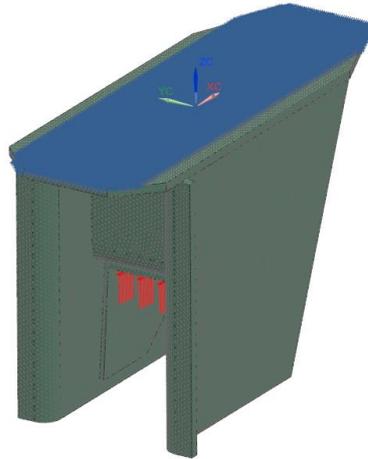


Figura 25 - Mancal traseiro

2.4 Conjunto Balanceiro

Tal como nos mancais pretende-se verificar que no conjunto balanceiro as tensões não atingem valores demasiado elevados, tendo estes componentes sido modelados para análise em elementos finitos. Para este caso também se utilizaram elementos tetraédricos (3D) pois a razão de aspeto dos componentes não permite considerar válida a aproximação 2D, ou seja, existem três dimensões que são de uma ordem de grandeza semelhante.

2.4.1 Corpo Balanceiro

Para o corpo balanceiro considera-se que a carga nominal é de 12000 kg. Esta carga foi distribuída uniformemente na superfície de contacto com as molas (zona a vermelho), adicionalmente aplicou-se um constrangimento fixo no contacto com o eixo de rotação (zona a azul).

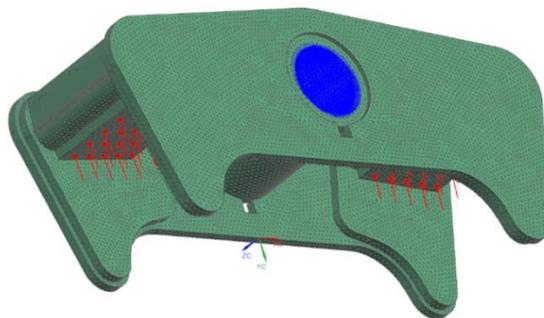


Figura 26 - Condições de fronteira na análise ao corpo balanceiro

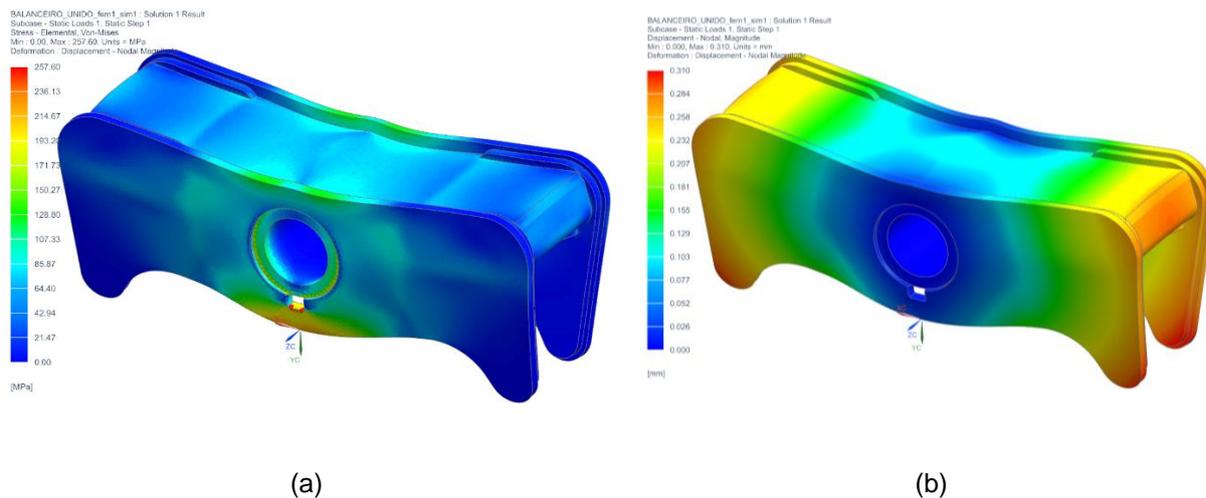


Figura 27 - (a) Campo de tensões VM [MPa] (b) Campo de deslocamentos [mm]

Com base nos resultados apresentados na Figura 27 observa-se uma tensão e deslocamento máximos de 257 MPa e 0.3 mm, respetivamente. Pode-se concluir que este componente está em segurança (FS=3).

2.4.2 Eixo Balanceiro

O eixo do balanceiro é uma cavilha que faz a ligação do corpo balanceiro com o mancal. Também para este componente se considerou o carregamento nominal de 12000 kg. A carga foi aplicada na zona de contacto do balanceiro. O modelo apresentado na Figura 28 estava constrangido na cabeça do eixo na direção longitudinal (zona A) e, na região de contacto com o mancal (zonas B e C) considerou-se um apoio cilíndrico que constrange o “crescimento” radial e a rotação em torno do eixo longitudinal, mas que permite deslocamento na direção longitudinal.

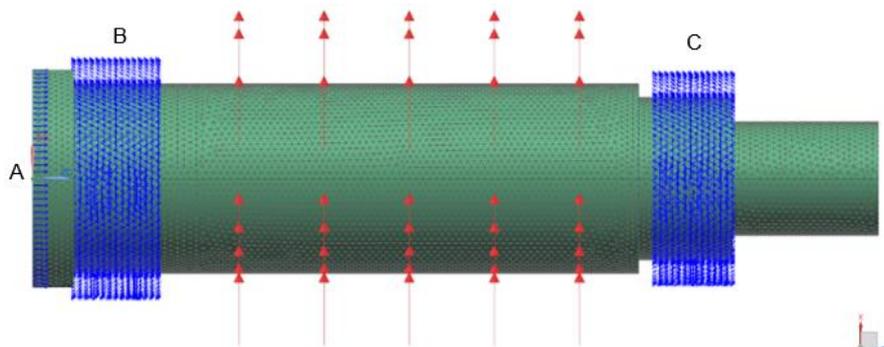


Figura 28 - Condições de fronteira na análise do eixo balanceiro

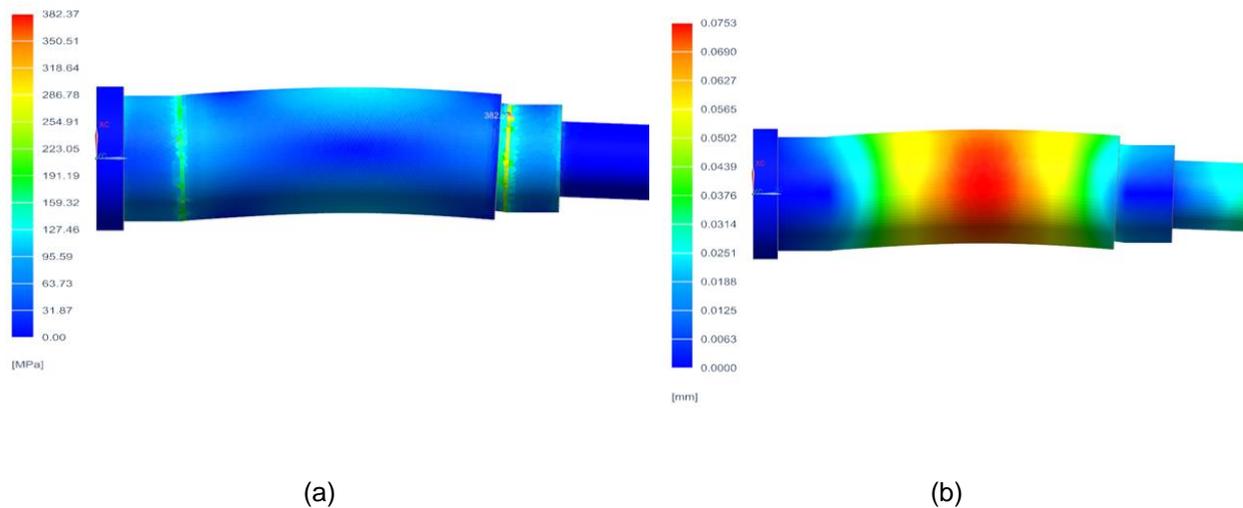


Figura 29 - (a) Campo de tensões VM [MPa] (b) Campo de deslocamentos [mm]

Como se pode concluir da Figura 29, verifica-se um deslocamento e tensão máximos de 0.075 mm e 382 MPa, respetivamente, e como tal, o componente está em segurança (FS=2).

2.5 Chassis

Entende-se como chassis (Figura 30) uma estrutura metálica de suporte onde se fixam o conjunto da suspensão (mancais incluídos) e sobre a qual a caixa onde se transporta a carga assenta. Nesta estrutura estão ainda incluídos elementos adicionais tais como o *king pin* e as sapatas, pelo que nesta secção, para além de se apresentar a verificação estrutural do chassis propriamente dito (vigas principais e reforços) numa análise em elementos finitos, apresenta-se também os critérios de seleção e dimensionamento para estes componentes periféricos.

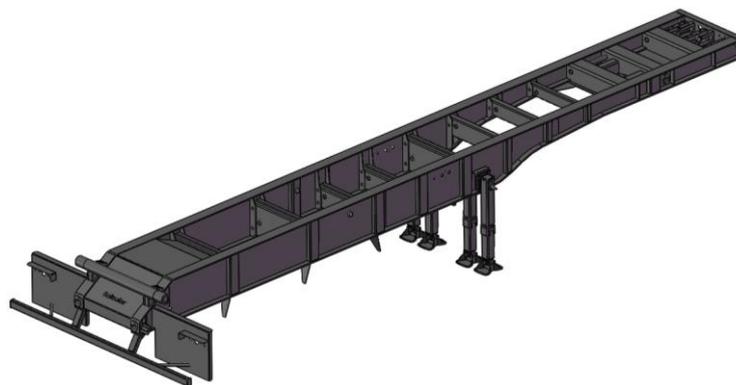


Figura 30 - Chassis

2.5.1 ISO 1726-1:2000

Na construção de um semirreboque é importante garantir que este pode ser utilizado pela maior variedade de tratores possível. Este semirreboque foi projetado em concordância com a norma ISO 1726 (ver Figura

31) que regula o formato do chassis na zona do *king pin* e garante que este pode ser acoplado com a generalidade dos tratores [20].

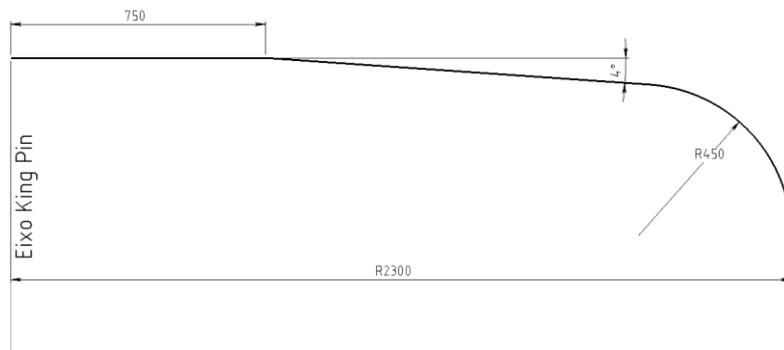


Figura 31 - ISO 1726 para semirreboques de 3 eixos (dimensões em mm) [20]

A norma define que nenhuma parte do semirreboque pode intersectar um sólido gerado pela revolução do perfil da Figura 31 em torno do eixo do *king pin*. A zona plana com comprimento 750 mm deve assentar no prato onde se fixa o *king pin*. Na Figura 32 apresenta-se a verificação do formato do chassis de acordo com a norma.

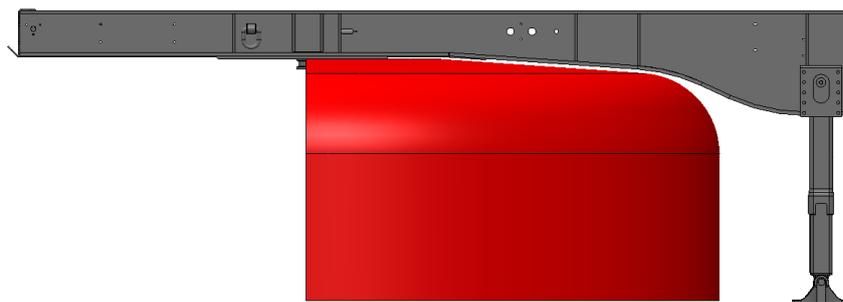


Figura 32 - Verificação da norma

2.5.2 Dimensionamento do King Pin

O pino que estabelece a ligação entre o trator e o semirreboque designa-se por *king pin* e é caracterizado por um fator de carga denominado “*D-Value*”. Este fator é definido na diretiva Europeia ECE-R55 (28-08-2010), anexo 7 [21]. Em seguida apresenta-se a fórmula que permite o cálculo do valor D:

$$D = 0.6 \cdot g \cdot \frac{T \cdot R}{T + R - U} \quad (12)$$

Onde,

T – Capacidade de carga do trator em toneladas

R – Capacidade de carga do semirreboque em toneladas

U – Carga imposta pelo semirreboque no trator em toneladas

Considerando T = 60 ton, R = 95 ton e U = 41 ton obtemos um valor de D = 294 kN. Tendo em conta o valor obtido procedeu-se à seleção do pino no catálogo do fornecedor. Este indica que, no caso de

existirem cargas dinâmicas causadas, por exemplo, pela circulação em estradas irregulares deve selecionar-se um pino com valor D superior ao obtido através da fórmula.

Tabela 16 - King Pins JOST [22]

Kingpin	D Value [kN]
KZ 1312	105
KZ 1108-1112	152
KZ 2816	152
KZ 1006-1012	162
KZ 1410-1412	162
KZ 1416	170
KZ 1516	170
KZ 1116	260
KZ 1016	320

Analisando os dados da Tabela 16 selecionou-se o pino KZ 1016 que apresenta um valor D = 320 kN. Os últimos dois dígitos na designação do *king pin* indicam a espessura que deve ser utilizada para a chapa onde se irá fixar o *king pin* (dimensão A na Figura 33). Neste caso será necessária uma chapa de 16 mm.

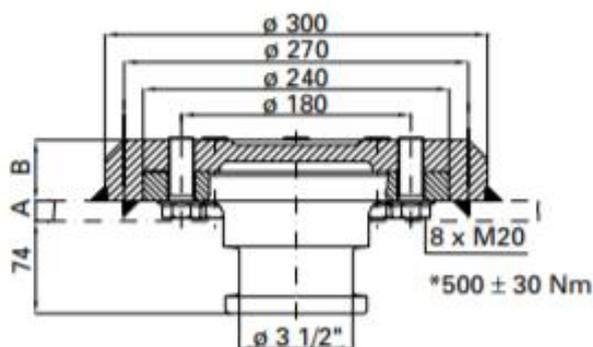


Figura 33 - King pin KZ 1016 JOST [22]

2.5.3 Sapatas

As sapatas são elementos de suporte que garantem o equilíbrio do semirreboque quando este não está acoplado ao trator. Para este equipamento selecionou-se uma sapata standard *Modul B* do fabricante *JOST* [23], esta possui uma capacidade de carga estática de 50 toneladas e, em operação, ou seja, quando

se aumenta o comprimento da sapata para levantar o semirreboque, apresenta uma capacidade de 24 toneladas. Tendo em conta o peso total de 95 toneladas é necessário utilizar 4 sapatas. Para facilitar a sua atuação estes componentes estão equipados com um conjunto de engrenagens que permite reduzir o binário que o utilizador terá de aplicar (ver Figura 34). No anexo 6 é possível encontrar todas as especificações da sapata escolhida bem como os diferentes pés que podem ser seleccionados consoante o tipo de solo a que se destina o equipamento (areia, rocha ou terreno plano).



Figura 34 - Conjunto de engrenagens das sapatas JOST [23]. (a) Altas (b) Baixas..

2.5.4 Cálculos Estruturais

O comprimento do chassis deve ser adequado ao comprimento da caixa e, para além disso, a localização do *king pin* e dos eixos deve ser adequada consoante a localização do centro de massa da carga. Caso não se verifique uma distribuição de carga uniforme entre o *king pin* e os eixos podemos correr o risco de sobrecarregar um destes elementos. Nos casos em que o centro de gravidade da carga esteja numa posição demasiado afastada do *king pin*, o trator pode não conseguir ter tração por falta de carga vertical nas rodas motoras. A Figura 35 mostra a localização dos centros de massa resultantes de uma carga uniformemente distribuída pelo volume da caixa (dimensão A) e da tara do veículo com o valor de 17 ton (dimensão B).

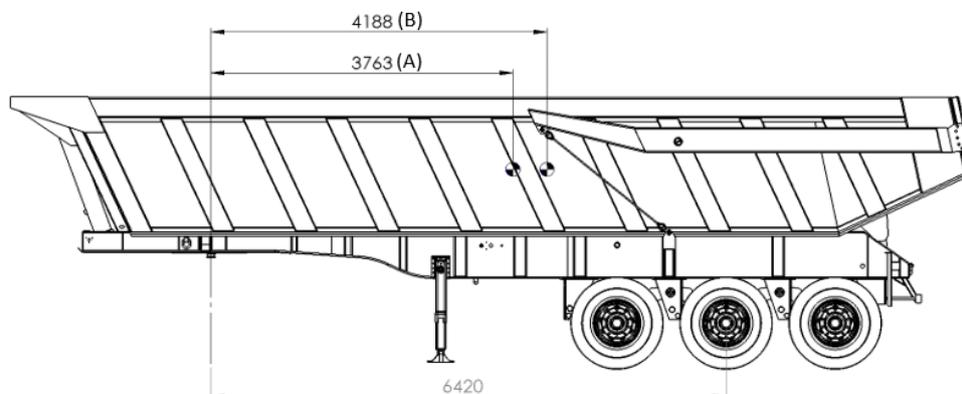


Figura 35 - Distribuição de massa

Para o cálculo das reações nos eixos e no *king pin* assume-se que a carga se distribui uniformemente pelos eixos. Esta hipótese é válida pois estes estão ligados pelos balanceiros que distribuem a carga pelos três eixos. Deste modo, o modelo simplificado equivalente é o de uma viga bi-apoiada (ver Figura 36), do qual se podem obter as reações nos suportes (equações 13 e 14).

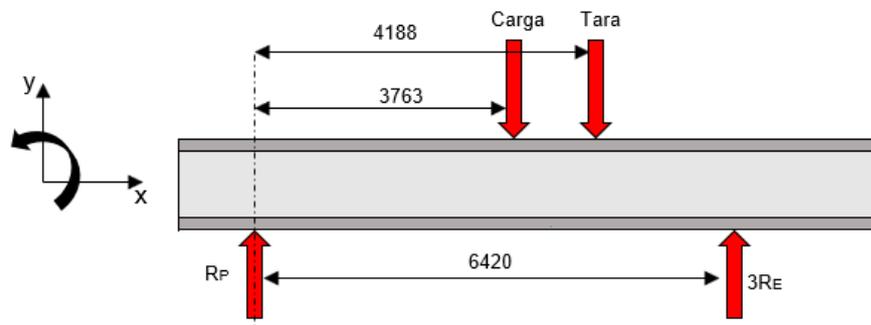


Figura 36 - Modelo equivalente para o cálculo de reações

$$\sum M_p = 0 \Leftrightarrow 3 \cdot R_E = \frac{C \cdot 3.763 + 17 \cdot 4.188}{6.42} \quad (13)$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_p = C + 17 - 3 \cdot R_E \quad (14)$$

Considerando a carga estimada inicialmente de 84 ton obtemos uma reação por eixo (R_E) de 20 ton e a reação no pino (R_p) de 41 ton. A aceitabilidade destes valores depende da capacidade de carga dos eixos. Quanto aos eixos do semirreboque, vimos anteriormente que estes exibiam uma capacidade de carga de 24 ton cada, pelo que estão em segurança.

A reação no *king pin* vai ser equilibrada pela reação nos eixos do trator. Para um semirreboque destas dimensões é necessário um trator de grande capacidade, tipicamente 6x4 (3 eixos com 4 rodas motrizes) ou 8x4 (4 eixos e 4 rodas motrizes). De uma forma geral os tratores para estas utilizações são de construção especial, ou seja, não estão presentes numa gama *standard* e o seu projeto é adequado às necessidades de um cliente em particular. Tipicamente, podemos considerar que estes apresentam capacidades de carga superiores a 20 ton por eixo, sendo que é sempre necessário que o cliente selecione um trator adequado ao semirreboque em questão. É importante relembrar que estes cálculos são aproximados e a carga na caixa pode estar concentrada numa região específica sobrecarregando os eixos do semirreboque ou do trator.

2.5.5 Análise em Elementos Finitos

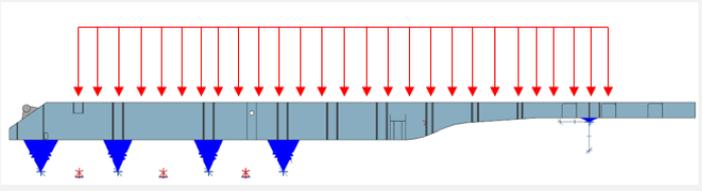
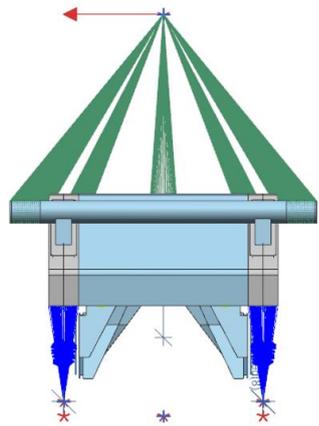
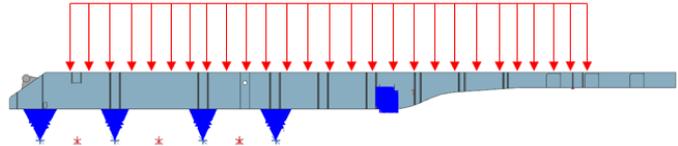
Para verificar a integridade da estrutura do chassis procedeu-se à criação de um modelo computacional em elementos finitos. Dada a relação entre as dimensões gerais dos componentes presentes no chassis optou-se por utilizar elementos 2D lineares. Estes, para além de representarem melhor a estrutura neste tipo de problemas, reduzem drasticamente o tempo de computação. O tamanho utilizado para os elementos foi de 10 mm e permite-nos garantir que se trata de uma malha convergida com base na

experiência previamente obtida pela empresa em análises efetuadas a outros equipamentos semelhantes. A Tabela 17 resume o modelo utilizado na simulação do chassis e os casos de carga considerados encontram-se resumidos na Tabela 18.

Tabela 17 - Dados do modelo de simulação para o chassis

Tipo de elemento	CTRIA3 e CQUAD4 (linear triangular e quadrangular)
Tamanho do elemento [mm]	10
Número total de elementos	370896
Número total de nós	1479664
Material	AISI_Steel_1005

Tabela 18 - Casos de carga considerados na análise ao chassis²

	Cargas	Suportes	Esquema
I – Carregamento Vertical	95 ton aplicadas na zona de contacto da caixa com o chassis	Suporte em rótula no <i>king pin</i> e elementos de mola na suspensão	
II – Aceleração Lateral	0.6g de aceleração lateral aplicada com RBE3 no moente, chumaceira de cilindro e apoio de estabilizador lateral	Suporte em rótula no <i>king pin</i> e elementos de mola na suspensão	
III – Carregamento Vertical + Aceleração Lateral	95 ton vertical + 0.6g lateral	Suporte em rótula no <i>king pin</i> e elementos de mola na suspensão	(Combinação dos dois casos anteriores)
IV – Suporte nas sapatas	20 ton	Constrangimento fixo no suporte das sapatas e elementos de mola na suspensão	

² Os suportes estão representados a azul escuro e as cargas a vermelho

De entre os casos apresentados na Tabela 18, podemos afirmar que os casos II e III demonstraram-se críticos. Por esta razão são alvo de especial atenção. O caso III é uma combinação do carregamento vertical, imposto pelo peso da carga transportada e pela tara da caixa, em conjunto com a aceleração lateral resultante de uma atitude de curva. O valor 0.6 g foi definido num cálculo estático, através de equilíbrio de momentos, sendo o valor a partir do qual o equipamento pode capotar.

A estrutura foi constrangida por elementos de mola (CELAS2) aplicados entre a base dos mancais e o centro do eixo. A rigidez a aplicar a estes elementos foi determinada na simulação efetuada no ponto 2.2.3.2, onde se concluiu que a rigidez de um feixe de lâminas é de 1514 N/mm. Como os elementos de mola são aplicados na base de cada mancal, dividiu-se a rigidez de todo o sistema de suspensão (6 feixes de lâminas) pelos oito mancais, resultando em 1136 N/mm aplicados a cada mancal. Para além deste constrangimento, aplicou-se um apoio rotulado no *king pin*. O carregamento vertical foi distribuído pela região de contacto da caixa com o chassis, incluindo o moente na traseira (eixo sobre o qual a caixa roda durante o basculamento).

O carregamento resultante da aceleração lateral foi aplicado apenas nas regiões que podem transmitir o momento que resulta desta força, ou seja, o eixo moente na traseira, o apoio do estabilizador lateral na região central e a chumaceira que suporta o cilindro hidráulico de basculamento (ver Figura 37 e Figura 44). A região onde a caixa basculante assenta não permite a transmissão deste tipo de esforços.

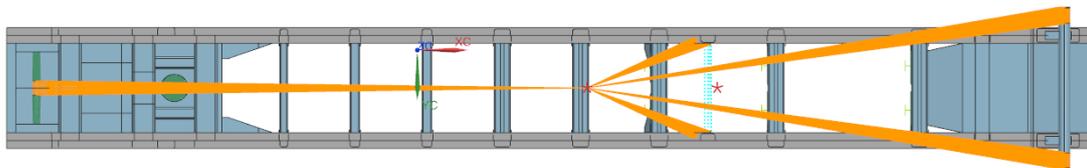


Figura 37 - Aplicação do carregamento resultante da aceleração lateral

Na Figura 38 podemos observar o campo de deslocamentos, numa representação exagerada, resultante deste carregamento.

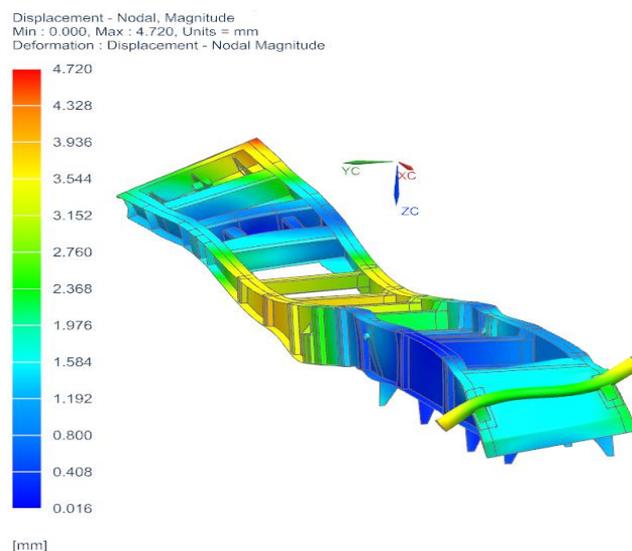


Figura 38 - Campo de deformações em mm resultante do carregamento III

Podemos constatar que a torção do chassis é mais exagerada na zona frontal (pescoço) e na zona traseira. A maior deformação global observada foi de 4.72 mm e esta ocorreu na zona frontal do chassis.

Quanto às tensões equivalentes obtiveram-se os resultados graficamente apresentados na Figura 39.

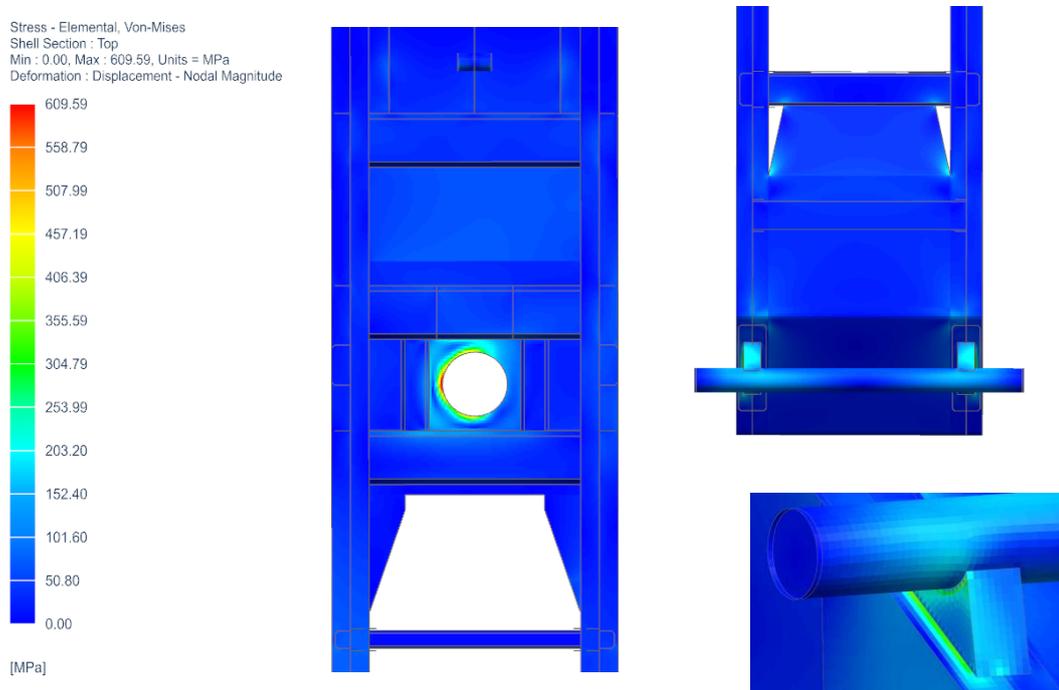


Figura 39 - Campo de tensões equivalentes VM em MPa resultante do carregamento III

O valor máximo de tensão surge na aresta onde se aplica o constrangimento do *king pin*. Podemos considerar este valor elevado (610 MPa) mas a que não deve dada especial relevância pois trata-se de uma concentração de tensões artificial, resultante da aplicação da condição de constrangimento na aresta circular. Adicionalmente, o material constituinte da chapa do *king pin* onde se verificam estes valores de tensão é um aço com resistência ao desgaste (elevada dureza) que apresenta elevados valores de tensão de cedência. O segundo valor mais elevado (318 MPa) surge no apoio do moente como se pode constatar no canto inferior direito da Figura 39. Daqui resulta um fator de segurança de 1.6, aceitável tendo em conta que a aceleração lateral aplicada é exagerada. No caso de carga II, onde se aplica apenas a aceleração lateral, foi possível constatar que a torção é o elemento crítico, pois os valores de tensão máximos para este caso eram idênticos aos apresentados no caso III, sendo que também ocorriam no apoio do moente.

O caso IV pretende simular uma situação em que o semirreboque está sem carga e desacoplado do trator. Como tal, o suporte na zona do pescoço é feito pelas sapatas em vez do *king pin*.

A Tabela 19 resume os valores obtidos nas análises efetuadas.

Tabela 19 - Resumo dos resultados da simulação dos chassis

Caso de Carga	Deformação Máxima [mm]	Tensão VM Máxima [MPa]	FS³
I	3.75	210	2.2
II	4.55	318	2.0
III	4.72	318	2.0
IV	9.16	90	5.2

2.6 Caixa

Definiu-se 3200 mm como a dimensão para a largura da caixa. Como foi referido anteriormente, este valor foi definido de modo a que a caixa não exceda a largura de via dos eixos.

A análise estrutural da caixa é uma tarefa de extrema complexidade uma vez que o carregamento crítico não é a carga útil do equipamento numa situação estática, mas sim o violento embate de rochas durante a deposição do minério. Estimar estas forças não é tarefa fácil e envolvia simulações dinâmicas complexas bem como ensaios experimentais que se alterariam o foco desta dissertação e ocupariam grande parte do seu tempo útil. Deste modo, o projeto deste componente tem por base a experiência obtida pela Galtrailer ao longo de anos no projeto e construção de semirreboques. Em comparação com outras caixas semelhantes produzidas pela empresa, esta será contruída num aço de maior resistência e reforçaram-se todas as vigas principais (aumento de espessura e da secção).

A geometria da caixa é um parâmetro importante pois esta influencia a estabilidade do veículo durante o basculamento. Para evitar o aprisionamento de material durante a operação de basculamento, o fundo da caixa não deve apresentar ângulos retos na transição com as paredes laterais. Quando a caixa está numa posição elevada e caso o material fique preso, quer pelo ângulo de basculamento ser insuficiente, quer pelo mau *design* do fundo da caixa (ou até ambas as situações), o centro de gravidade do conjunto fica mais alto e numa posição mais recuada ao longo do comprimento do semirreboque (ver Figura 40). Esta é uma situação de instabilidade muito perigosa onde o semirreboque pode capotar e provocar graves danos.

³ Fator de segurança (FS) obtido considerando o material um aço estrutural EN S 355 na generalidade do chassis exceto no apoio do moente onde se considera STRENGTHTM 600 (ver anexo 4).

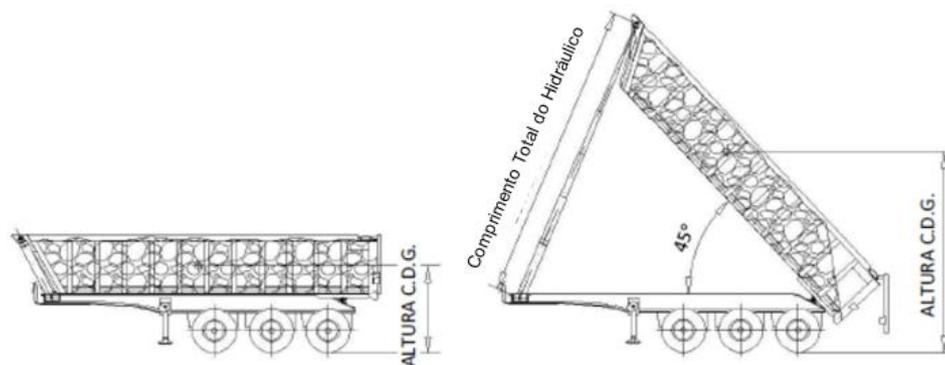


Figura 40 - Deslocação do C.G. durante o basculamento [24]

Para evitar esta situação podem utilizar-se fundos cónicos, ou então, quebra cantos como apresentado na Figura 41. Neste projeto optou-se por esta segunda opção por apresentar maior integridade estrutural.



Figura 41 - Detalhe quebra canto

Apresenta-se ao cliente duas opções de caixa com formatos distintos. A primeira possui um fundo plano e uma porta traseira e destina-se ao transporte de materiais finos (baixa granulometria). A segunda apresenta um fundo inclinado na zona traseira e destina-se ao transporte de rochas de grandes dimensões (elevada granulometria). Como tal, pode ou não existir necessidade de uma porta traseira. Como esta última opção é utilizada para o transporte de rochas de grandes dimensões, se existir uma porta traseira, é importante que esta fique longe da trajetória de escoamento da carga durante o basculamento. Caso contrário verificar-se-ia o embate violento do material a transportar com a porta o que poderia danificar gravemente este componente. Para evitar esta situação projetou-se um sistema oscilante que levanta a porta durante o basculamento.

2.6.1 Caixa com Fundo Plano

Como referido no ponto anterior, este tipo de caixa destina-se ao transporte de materiais com baixa granulometria (Figura 42). A sua geometria permite transportar 47 m³ de material. A porta possui um ponto de rotação na sua parte superior permitindo que esta abra progressivamente por ação gravítica durante o basculamento (Figura 43 (a)). Durante a circulação, a porta mantém-se fechada por dois trincos situados na parte inferior (Figura 43 (b)).



Figura 42 - Caixa com fundo plano

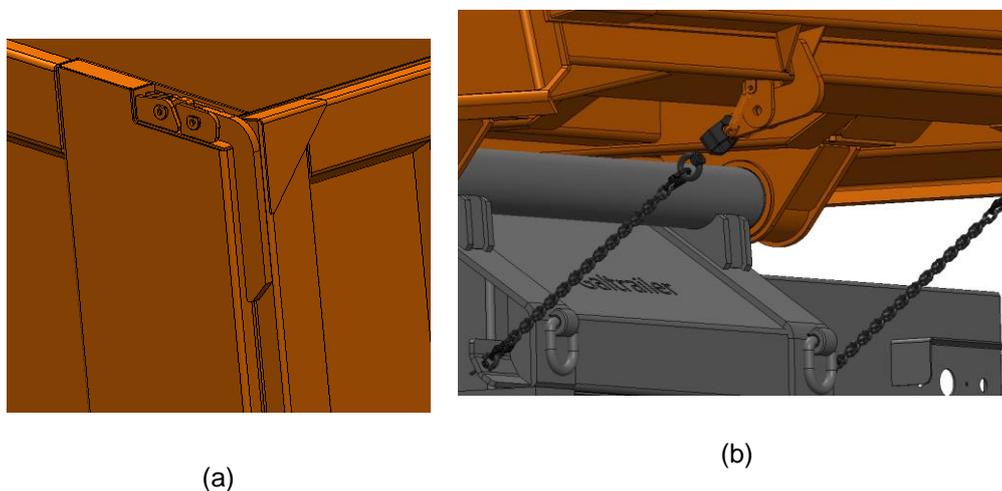


Figura 43 - (a) Ponto de rotação (b) Trinco

2.6.2 Caixa com Fundo Inclinado

A caixa de fundo inclinado destina-se ao transporte de grandes rochas e é capaz de transportar 46 m³ de carga. A porta está ligada à caixa por um braço fixo num eixo de rotação. Este braço prolonga-se para lá do eixo e, nessa extremidade, um cabo de aço conecta o braço ao chassi. Durante o basculamento o cabo fica progressivamente sobre tensão obrigando a porta a abrir.

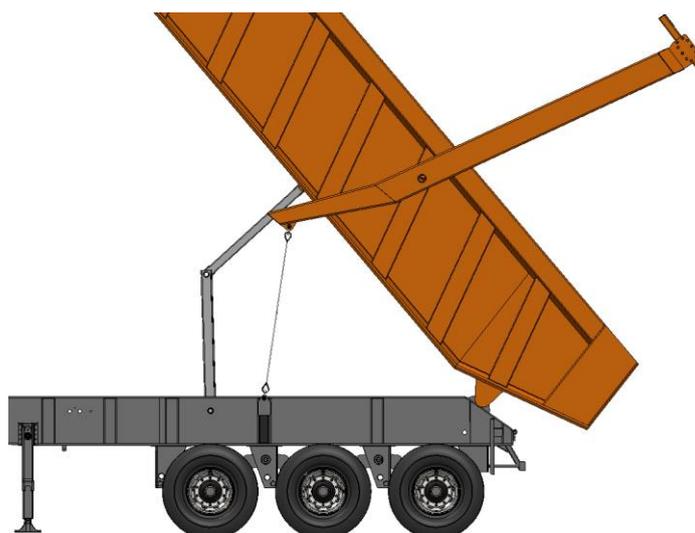


Figura 44 - Caixa com fundo inclinado

O braço oscilante foi dimensionado de modo a que a porta inicie a sua abertura num instante praticamente coincidente com o início do basculamento e, para que quando se atinja o ângulo de basculamento máximo, a porta esteja na posição mais afastada possível da caixa (Figura 44).

3 Sistema Hidráulico de Basculamento

De uma forma resumida o sistema hidráulico de basculamento é constituído por uma bomba, um cilindro, uma válvula e um controlador. É necessário seleccionar um sistema que tenha capacidade de carga suficiente e comprimento de atuação necessário para perfazer o ângulo de basculamento desejado. Este ângulo deve ser determinado em função do material que se pretende transportar. Se o ângulo de basculamento for inferior ao ângulo de escoamento livre do material, não será possível remover a totalidade da carga presente na caixa. Na Figura 45 apresentam-se ângulos de escoamento para diferentes materiais [24].

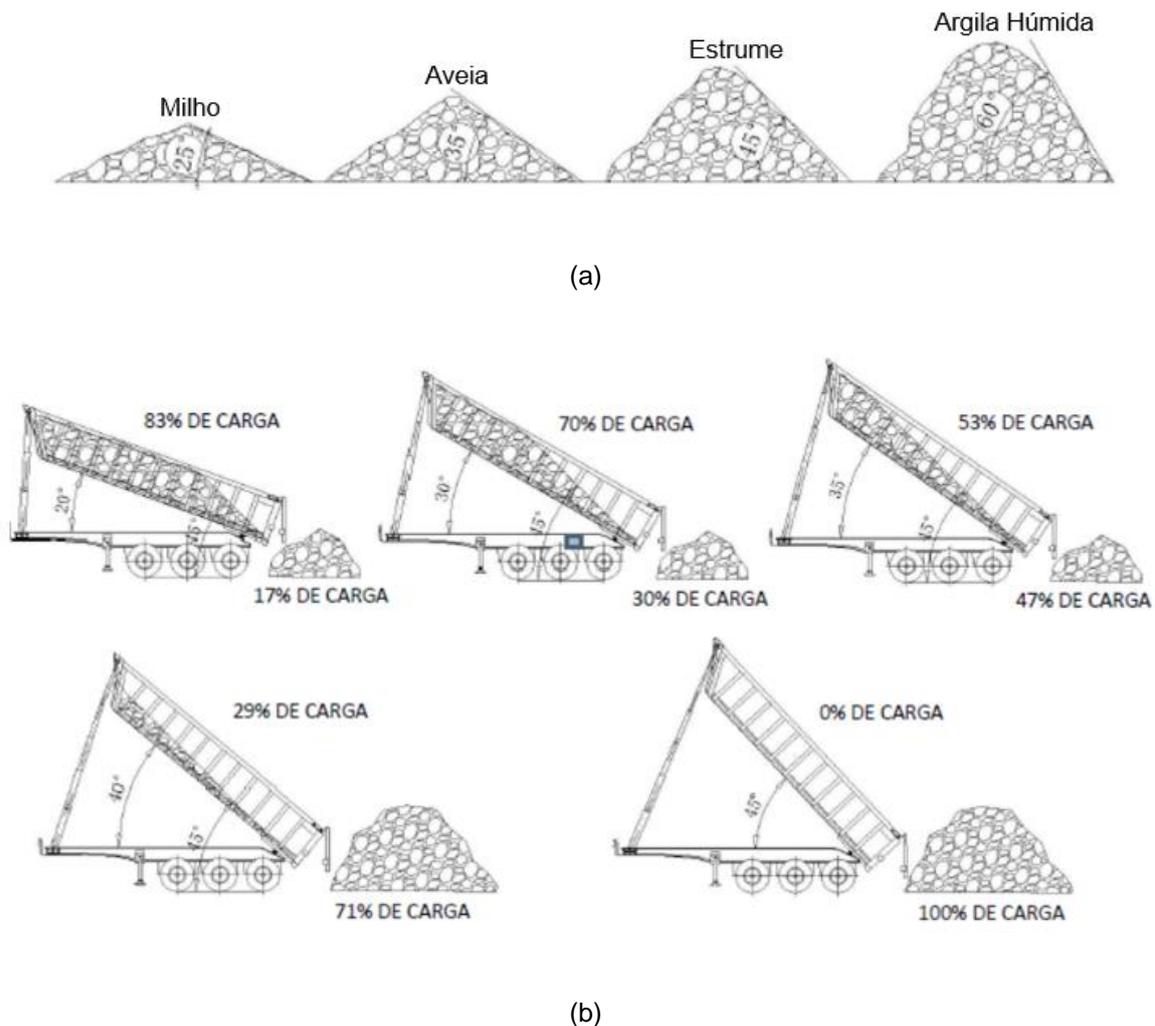


Figura 45 - (a) Ângulo de escoamento livre para diferentes materiais (b) Ilustração do processo de descarga para um material com um ângulo de escoamento de 45° [24]

Para os materiais passíveis de serem transportados por este equipamento devemos ter um ângulo de basculamento de, no mínimo, 47°. Como tal devemos seleccionar um sistema de basculamento com comprimento de atuação que permita atingir esse ângulo e que possua capacidade de carga compatível com as especificações definidas anteriormente. Com a geometria de caixa e chassis definidas constatou-se que é necessário um comprimento total de 9450 mm de modo a obter o ângulo desejado. Entende-se como comprimento total a altura do cilindro fechado mais o comprimento de atuação. De entre os cilindros

disponíveis selecionou-se aquele com comprimento total mais próximo cujo valor é de 9872 mm, resultando em 50° de basculamento. No anexo 7 é possível encontrar as especificações de outros cilindros da mesma série. A Tabela 20 mostra as características do cilindro escolhido.

Tabela 20 - Características do cilindro selecionado HYVA® ALPHA SERIES [25]

Referência	Carga de Basculamento [ton]	Altura com Cilindro Fechado [mm]	Comprimento de Atuação [mm]	Pressão Máxima [bar]	Caudal Recomendado para a Bomba [L/min]
FE A 191-6-08200-011-K1672	24-33	1672	8200	135	137

Sendo a massa conjunta da carga e caixa cerca de 100 toneladas são necessários dois cilindros em paralelo para realizar a atuação pretendida. Neste tipo de montagem é necessário garantir que há equilíbrio entre os dois cilindros, ou seja, garantir que o caudal que alimenta os cilindros é dividido conforme a resistência oferecida por cada um. Esta função é assegurada por uma válvula divisora de caudal. No caso de esta não existir, qualquer desequilíbrio de carga entre os cilindros implicava que o caudal apenas era distribuído para o cilindro que oferecesse menos resistência, levando a consequências potencialmente perigosas. Na Figura 46 ilustra-se a montagem de um sistema hidráulico simplificado com apenas um cilindro.

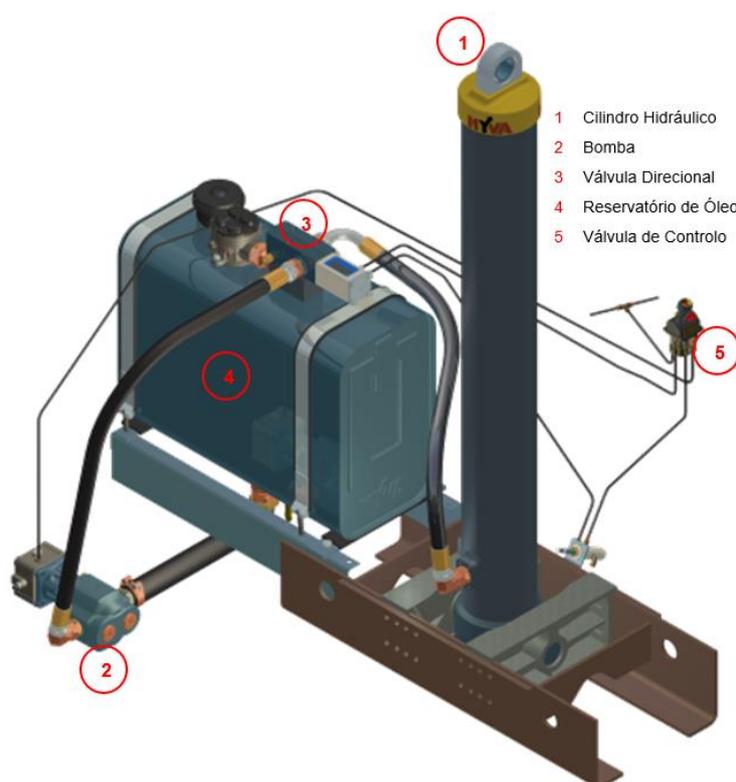


Figura 46 - Montagem Cilindro HYVA® [25]

Os componentes numerados de 2 a 5 são exteriores ao reboque e encontram-se posicionados no trator. O veio da bomba é alimentado pela tomada de força do trator estando, por isso, acoplado na caixa de velocidades do mesmo. A válvula de controlo (5) pode ter uma atuação pneumática ou puramente eletrónica e é responsável por ativar a válvula direcional (3). Esta última, quando está na sua posição neutra direciona o caudal da bomba para o reservatório. Durante o basculamento esta válvula passa para uma posição onde o caudal é dirigido para o cilindro. Na descida, a bomba fica novamente a bombear óleo para o reservatório e o peso da caixa é suficiente para fazer retornar o óleo que se encontra no interior do cilindro e respetivas tubagens para o reservatório. Neste projeto em concreto, como são necessários dois cilindros, é ainda preciso acrescentar uma válvula divisora de caudal à entrada dos cilindros.

4 Análise de Manobrabilidade e Estabilidade

É importante advertir o cliente quanto às limitações do equipamento a fim de evitar acidentes graves. A estabilidade lateral de um veículo de carga numa situação estática é relativamente simples de calcular. Para perceber qual é a máxima inclinação lateral que o equipamento pode estar sujeito nesta situação, podemos fazer um simples equilíbrio de momentos no ponto de rotação (Figura 47). Esta estabilidade é influenciada pela altura do C.G. (h_{CG}) e pela largura de via nos eixos (l) do equipamento.

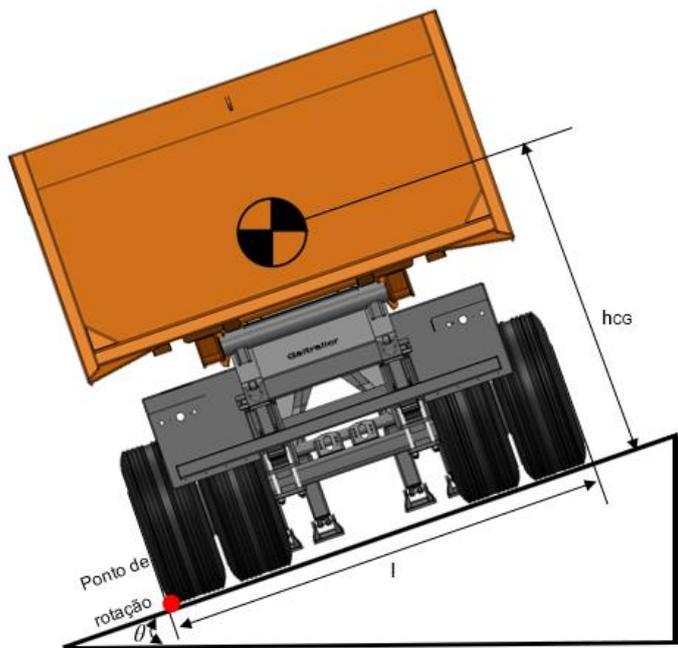


Figura 47 - Diagrama para análise de estabilidade lateral

$$\theta_{max} = \tan^{-1}\left(\frac{l}{h_{CG}}\right) \quad (15)$$

Admitindo uma carga útil de 84 toneladas, uniformemente distribuída pelo volume da caixa, obtemos uma altura de C.G. de 2.584 m. Como a largura de via é 3.160 m a inclinação máxima a que o equipamento pode ser submetido, sem que ocorra capotamento, é de 50 graus. Conclui-se, então, que a altura do centro de gravidade do equipamento, aparentemente excessiva, se trata de uma configuração estável.

No entanto, numa situação dinâmica, a aceleração lateral produzida numa curva pode ser suficiente para fazer tombar o veículo. Para este caso também é possível efetuar um simples balanço de momentos com a força produzida pela aceleração lateral em curva e, com as dimensões apresentadas na figura anterior, chegamos à conclusão que é necessária uma aceleração lateral superior a 0.6 g para capotar o veículo. Esta aceleração representa sensivelmente o raio de curvatura mínimo do semirreboque (7.5 m) prescrito a uma velocidade de 24 km/h. Note-se que estes valores são indicativos e foram obtidos sem ter em conta a suspensão do veículo e considerando apenas o semirreboque a deslocar-se isoladamente. Na realidade este é movido pelo trator e constringido pelo *king pin*, fatores estes que vão contribuir para a estabilidade global em curva.

A situação de estabilidade em curva é notoriamente problemática no transporte de cargas suspensas ou de materiais líquidos, pois sem o condutor esperar, o deslocamento destas cargas em curva muda a localização do centro de massa para uma situação mais instável [25]. Contudo, este equipamento destina-se a velocidades muito reduzidas e cargas sólidas pelo que não se tem este efeito em conta.

Entende-se por manobrabilidade a capacidade de o veículo percorrer um determinado raio de curvatura mínimo. Este parâmetro depende da configuração dos eixos e do trator em questão. Numa atitude de curva, um semirreboque com mais de um eixo vai sofrer arrastamento no contacto dos pneus com o chão. Este arrastamento é tanto maior quanto maior o número de eixos e o seu efeito é sempre mais dramático nas rodas mais afastadas do eixo central. Para minimizar este problema e aumentar a manobrabilidade dos equipamentos, é comum utilizarem-se eixos direcionais para equipamentos com um número elevado de eixos (tipicamente igual ou superior a 4 eixos). Estes eixos podem ter uma atuação mecânica ou hidráulica. Na Figura 48 representa-se um sistema de eixos direcionais com ligação mecânica ao trator.



Figura 48 - Sistema mecânico de eixos direcionais TRIDEC [26]

No entanto, o equipamento projetado possui 3 eixos pelo que não se justifica a utilização deste tipo de sistemas. Adicionalmente, tendo em conta o ambiente onde o equipamento se irá inserir, valoriza-se a simplicidade com o objetivo de aumentar a fiabilidade. Os raios de curvatura mínimos que o conjunto trator + semirreboque são capazes de prescrever dependem do trator utilizado. Considerando um trator Mercedes-Benz Arocs 3363K 6x4 obtemos um raio de curvatura exterior mínimo de 12.5 m e interior de 5.9 m. Podemos observar na Figura 49 que o equipamento está praticamente todo inserido na trajetória da curva excetuando uma pequena região no canto (expectável pois o equipamento apresenta uma largura muito grande). Considerando ainda a utilização a que destina o equipamento (minas a céu aberto) podemos afirmar que este apresenta um comportamento aceitável em curva.

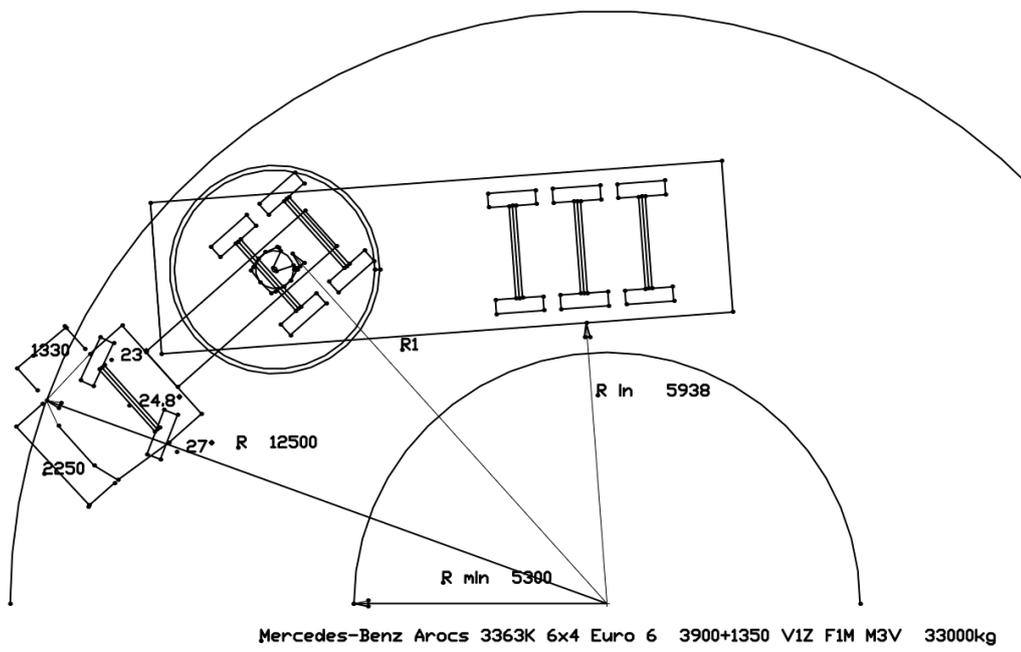


Figura 49 - Raios de curvatura mínimos

5 Conclusões

O equipamento descrito neste trabalho apresenta um elevado grau de especialização, abrangendo diversas vertentes de engenharia e demonstrando um vasto leque de vantagens face à oferta existente no transporte de minério. Ao apresentar uma construção dita convencional, é possível reduzir os custos de manutenção e operação. Adicionalmente, o facto de se tratar de uma solução trator/semirreboque permite a rotação de equipamentos em caso de manutenção, aumentando assim o nível de produtividade.

No projeto mecânico apresentado ao longo deste trabalho utilizaram-se fatores de segurança com uma margem positiva considerável. No entanto, podemos justificar a sua utilização pelo facto de não se ter em conta efeitos de fadiga. Este importante fenómeno é particularmente difícil de contabilizar, uma vez que os carregamentos a que a estrutura vai estar sujeita não apresentam uma variação uniforme e previsível. Numa extensão deste projeto poderiam ser feitos estudos para determinar o efeito deste fenómeno e tê-lo em conta no projeto mecânico. Para considerar fadiga seria necessário instrumentar um veículo, monitorizar a amplitude de esforços em condições particulares do seu funcionamento e fazer a contagem dos ciclos de fadiga. Esta tarefa, para além de complexa, torna-se também inviável pois envolve a existência de um semirreboque já construído, ou pelo menos de algo equivalente, e a sua instrumentação nos locais de funcionamento característicos, fazendo disparar os custos de projeto. No entanto, como se utiliza uma abordagem conservativa já testada em equipamentos projetados anteriormente que se encontram em circulação, considera-se que o equipamento aqui apresentado está em segurança.

Na análise do sistema de suspensão foi possível concluir que a abordagem analítica apresenta uma precisão aceitável devendo ser utilizada numa fase inicial. Seria de esperar uma maior precisão nos resultados da simulação computacional, uma vez que esta pode ter em conta fenómenos tais como o atrito entre as lâminas e o binário de aperto no parafuso central. No entanto, como se trata de uma simulação complexa com várias superfícies de atrito torna-se difícil obter um modelo que produza resultados aceitáveis, num período de tempo razoável. Adicionalmente, as condições de fronteira reais da suspensão do equipamento são demasiado complexas exigindo uma simplificação no modelo computacional. Os dados apresentados para o ensaio experimental do feixe de lâminas não estão acompanhados de documentação que possa indicar as condições do ensaio. Assim, não podemos afirmar com certeza que estes dados invalidam as simulações efetuadas. Na fase de produção do feixe destinado a este equipamento (14 lâminas 120x14 mm), será sempre necessário efetuar um ensaio experimental para garantir que o seu deslocamento máximo está dentro do valor esperado. Esta é a prática corrente no projeto deste tipo de componentes. Adicionalmente, pode-se aprofundar a simulação numérica não-linear mas desta vez numa vertente 2D para tentar obter mais facilmente convergência nas soluções.

No projeto do chassis é típico criar-se um modelo equivalente de viga simplesmente apoiada onde um dos apoios é o *king pin* e o outro a resultante dos eixos do reboque. É claro que se trata de uma aproximação grosseira, quer pelo facto de admitir que a carga é igual em todos os eixos quer por se considerar a carga uniformemente distribuída pela caixa. No entanto, é prática corrente neste tipo de equipamentos e com resultados aceitáveis numa primeira aproximação. É também importante referir que o sistema de balanceiros vai equilibrar a carga entre os eixos contribuindo positivamente para a precisão deste modelo.

Na análise computacional do chassis foi possível constatar que o carregamento mais crítico é a aceleração lateral produzida em curva.

Por fim resta afirmar que uma grande parte das decisões tomadas ao longo deste projeto provém da experiência acumulada pela empresa Galtrailer. Foram adotadas metodologias aplicadas pela empresa ao longo dos seus anos de existência e privilegiaram-se soluções modulares que possam ser utilizadas em diversos equipamentos, como tal, os projetos passados servem de referência para as futuras encomendas, reduzindo tempo de projeto e os seus custos associados. Esta é uma situação comum em projetos desta dimensão. Criar um equipamento sem quaisquer referências anteriores requer sempre muito mais trabalho de investigação na validação de resultados.

6 Referências Bibliográficas

- [1] – Caterpillar – Equipment, articulated trucks. Assessed in 03/2018, available from: https://www.cat.com/en_US/products/new/equipment/articulated-trucks.html
- [2] – Caterpillar – Off Highway Trucks, Mining Trucks. Assessed in 03/2018, available from: https://www.cat.com/en_US/products/new/equipment/off-highway-trucks/mining-trucks.html
- [3] – Komatsu – Construction & Mining Equipment, Dump Trucks. Assessed in 03/2018, available from: http://www.komatsu.com/ce/products/asia-a/dump_trucks.html
- [4] – Tatra Customer segment catalog – Mining Tatra for the mining industry. Assessed in 03/2018, available from: <https://www.tatratrucks.com/trucks/customer-segment-catalog/mining/>
- [5] – Continental - Commercial Vehicle Tires Technical Data Book 2015. Assessed in 03/2018, available from: <https://blobs.continental-tires.com/www8/servlet/blob/370368/2d793559a8b2b0010db6dfc196d68249/technical-data-book-2015-en-data.pdf>
- [6] – SAE-SMB Catalog – Move With Us 2016. Available from: <http://www.sae-smb.com/pdf/sae-smb-catalogue.pdf>
- [7] – Ryder, J. M. The Carriage Journal, Vol.53, No.2. March 2015
- [8] – Society of Automotive Engineers – Spring Design Manual AE-11 – p. 61-81
- [9] – Kumar K, Aggarwal ML. Optimization of Various Design Parameters for EN45A Flat Leaf Spring. Materials Today: Proceedings [Internet]. 2017;4(2):1829–36. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.026>
- [10] – Humphreys, W. W. Pneumatic Spring for Vehicles. USA, Illinois; No. 673,682, 1901
- [11] – Nicholson, T. R. The Vintage Car, 1919-1930 – p. 161
- [12] – SAF HOLLAND – AIR SUSPENSIONS SAF INTRA. Assessed in 02/2018, available from: <http://www.safholland.co.uk/gb/en/products/trailer-axles-and-suspension-systems/air-intra>
- [13] – Grubisic, V.; Fischer, G. Automotive Wheels, method and procedure for optimal design and testing SAE Technical Paper Series 830135 (1983), Michigan USA
- [14] – Grubisic, V. Determination of Load Spectra for Design and Testing. International Journal of Vehicle Design (1994), Vol. 15, p. 8-26
- [15] – Karditsas, S.; Savaidis G.; Mihailidis, A. Leaf Springs – Design, calculation and testing requirements. 35th Int. Symposium on Mechanics and Materials, June 5 -11, 2014, Greece

- [16] – Tank, R.; Kurna, S. Investigation of Stresses and Deflection in Multi Stage Leaf Spring of Heavy Duty Vehicle by FEM and Its Experimental Verification. VE Commercial Vehicles, 2015 India
- [17] – Kong, Y. S.; Omar, M. Z.; Chua, L. B.; Abdullah, S. Explicit Nonlinear Finite Element Geometric Analysis of Parabolic Leaf Springs under Various Loads. The Scientific World Journal vol. 2013, article ID 261926, 11 pages, 2013
- [18] – Younesian, D.; Fallahzadeh, M. S. Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of Freight Cars. International Journal of Automotive Engineering, vol. 4, Number 3, Sept 2014
- [19] – NX Nastran 10 Advanced Nonlinear Theory and Modeling Guide – 2014
- [20] – International Organization for Standardization. (2000). Road VEHICLES – Mechanical coupling between tractors and semi-trailers – Interchangeability. ISO 1726:2000(E)
- [21] – Official Journal of the European Union EN. Acts Adopted By Bodies Created By International Agreements. Off J Eur Union. 2012;(55):44–7
- [22] – JOST – Kingpin Installation and operating instructions. Assessed in 02/2018, available from: https://www.jostinformationcentre.com/static/upload/pdf/trailer/Koenigszapfen_MUB005004M01_REV--_01-2017_EN.pdf
- [23] – JOST – Trailer Products Catalog. Assessed in 04/2018, available from: <https://www.jostinternational.com/wp-content/uploads/2016/02/SL-TP-001.pdf-Trailer-Parts-Catalog.pdf>
- [24] – Olesa Oleohidraulica Española, S.A – CAUSAS DEL PANDEO COMPORTAMIENTO DE UN CILINDRO AL PANDEO – March de 2017
- [25] – HYVA – Hydraulics for tipper - trucks, supplied with hydraulic cylinder. Assessed in 05/2018, available from: <https://www.hyva.com/dub/en/hydraulics-for-tipper--trucks-supplied-with-hydraulic-cylinder-1.htm>
- [25] – Land transport safety authority – Heavy vehicle stability guide – New Zealand
- [26] – TRIDEC, Transport industry development centre – Product Overview, Mechanical and hydraulic steering systems and axle suspensions. Assessed in 06/2018, available from: https://www.tridec.com/fileadmin/user_upload/pdf/Flyers2016/2016_eng_SCREEN_KAFT2016.pdf
- [27] – Shigley JE, Mischke CR, Budynas RG. Shigley's Mechanical Engineering Design - 9th Ed. Vol. New York, Mechanical Engineering. 2002. 410-439 p.

Anexos

Anexo 1 - Cálculo do binário de aperto no parafuso central do feixe de molas

Os dados fornecidos pelo fabricante indicam que o parafuso central M16 deve ser apertado com um binário de 160 Nm. Sabe-se que é possível relacionar o binário de aperto (T) do parafuso com o valor da pré-carga (Fi) correspondente, através da equação 16 [27].

$$F_i = \frac{T}{K \cdot D} \quad (16)$$

O parâmetro K designa-se por coeficiente de binário e pode ser calculado recorrendo à equação 17 [27].

$$K = \frac{\frac{0.5p}{\pi} + \frac{0.5\mu_t(D - 0.75p \cdot \text{sen}(\alpha))}{\text{sen}(\alpha)} + 0.625\mu_c \cdot D}{D} \quad (17)$$

Onde,

p (passo de rosca) = 2 mm

D (diâmetro exterior) = 16 mm

μ_t e μ_c (fatores de atrito) = 0.15

α (ângulo de inclinação de rosca) = 60°

Com os valores apresentados obtemos um valor de $K = 0.2$, de onde resulta uma pré-carga de 50 kN.

Anexo 2 - Procedimento adotado no cálculo de soldadura

Para demonstrar a metodologia utilizada na verificação das ligações soldadas, apresenta-se o cálculo efetuado para a soldadura no mancal central, que une as paredes laterais com o topo. Na Figura 50 é possível observar a representação do desenho de conjunto.

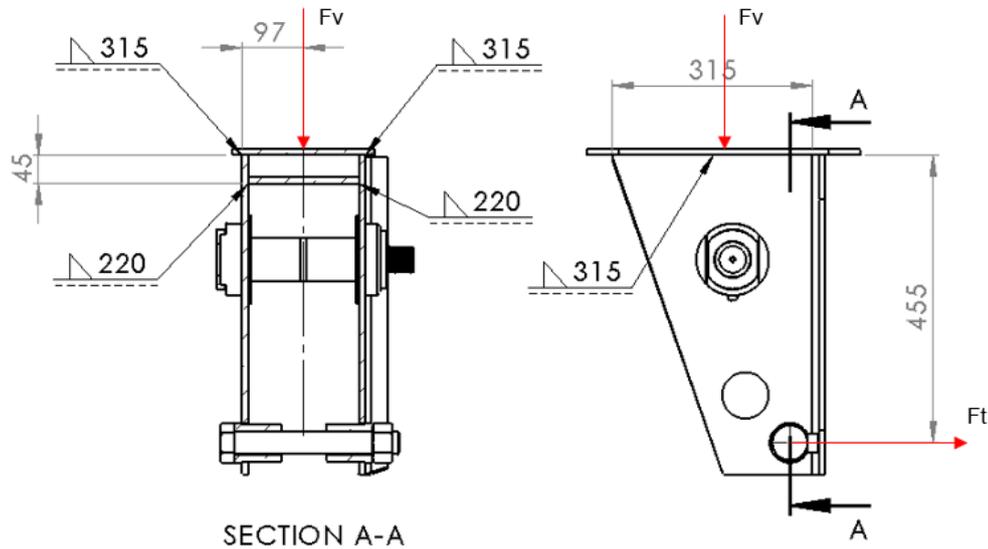


Figura 50 - Desenho conjunto do mancal central

Considerou-se que as forças que vão solicitar os cordões de soldadura são a carga vertical de 12000 ton (F_v) e o esforço de travagem (F_t) cujo valor se considera ser 80% da carga vertical. A abordagem de cálculo seguida é a recomendada em Shigley JE, Mischke CR, Budynas RG. Shigley's Mechanical Engineering Design - 9th Ed. Vol. New York, Mechanical Engineering. 2002. 478-491 p. Dada a complexidade dos cálculos, estes foram efetuados com recurso a uma folha de cálculo que permite a rápida iteração de espessuras para os cordões de soldadura. Na Figura 51 representa-se a geometria simplificada para os cordões de soldadura, sendo que a zona retangular apresentada é uma projeção da área da garganta.

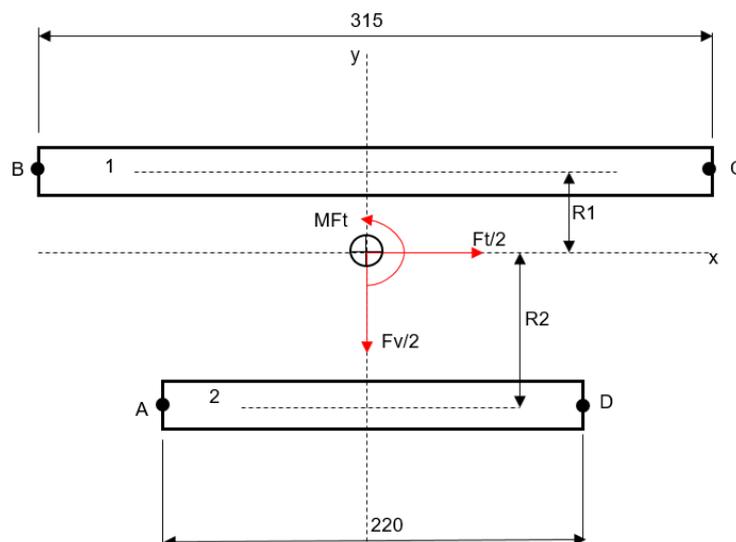


Figura 51 - Representação dos cordões de soldadura

O primeiro passo passa por calcular o centroide do conjunto de cordões:

$$\bar{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A} \quad (18)$$

Em seguida procede-se ao cálculo do momento polar de inércia resultante:

$$J = J_1 + A_1 R_1^2 + J_2 + A_2 R_2^2 \quad (19)$$

Com estes dados podemos efetuar o cálculo das tensões nos pontos críticos A e B, resultantes do esforço transversal da carga vertical e de travagem e do corte provocado pelo momento torsor da força de travagem:

$$V_x = \frac{F_t}{2A} \quad (20)$$

$$V_y = \frac{F_V}{2A} \quad (21)$$

$$T_{Mt} = \frac{M_t \cdot R}{J} \quad (22)$$

Onde R é a distância do centroide ao ponto sobre o qual se está a efetuar o cálculo de tensões.

Nesta junta soldada temos ainda presentes esforços de flexão quer sobre o eixo X (provocados pela força vertical) quer sobre o eixo Y (provocados pela força de travagem). Para este cálculo é necessário encontrar a inércia do conjunto de cordões sobre ambos os eixos:

$$I_{1x} = \frac{315t^3}{12} \quad (23)$$

$$I_{2x} = \frac{220t^3}{12} \quad (24)$$

$$I_{1y} = \frac{t \cdot 315^3}{12} \quad (25)$$

$$I_{2y} = \frac{t \cdot 220^3}{12} \quad (26)$$

As tensões resultantes de corte resultantes da flexão podem ser obtidas através das equações 27 e 28, respetivamente.

$$T_{Fv} = \frac{M_{Fv} \cdot R_2}{I_x} \quad (27)$$

$$T_{Ft} = \frac{M_{Ft} \cdot \frac{315}{2}}{I_y} \quad (28)$$

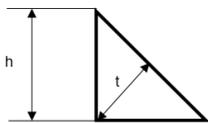
Onde M_{Fv} e M_{Ft} são os momentos de flexão provocados pela força vertical e de travagem, respetivamente. I_x e I_y são os momentos de inércia do conjunto de cordões sobre o eixo x e y, respetivamente. As tensões resultantes foram obtidas através da regra do paralelogramo e depois comparadas com a tensão de corte admissível que, segundo a norma AWS, é dada pela expressão:

$$\tau_{adm} = 0.4S_y \quad (29)$$

Onde S_y é a tensão de cedência do metal de adição.

Na Figura 52 é possível observar os resultados obtidos numa folha de cálculo criada para este efeito:

DADOS:					
h [mm]	12,00				
t1 [mm]	8,48				
t2 [mm]	8,48				
A1 [mm ²]	2672,46				
A2 [mm ²]	1866,48				
r1 [mm]	18,50	MOMENTO POLAR:			
r2 [mm]	26,50	JG1 [mm ⁴]	22113933,54		
Alfa [RAD]	0,12	JG2 [mm ⁴]	7539331,50		
Beta [RAD]	0,90	JG [mm ⁴]	31878649,96		



(a)

PLANO XY:		PONTO A:		PONTO B:	
Ft [N]	47088,00	Ra [mm]	113,15	Rb [mm]	158,58
Fv [N]	58860,00	Vx [MPa]	10,37	Vx [MPa]	10,37
MFt [Nmm]	21425040,00	Vy [MPa]	12,97	Vy [MPa]	12,97
		Txy [MPa]	76,04	Tm [MPa]	106,58
		Tv [MPa]	16,61	Tv [MPa]	16,61
		RES [MPa]	92,65	RES [MPa]	117,58

(b)

PLANO YZ:			
MFv [Nmm]	2560410,00		
MFt [Nmm]	2048328,00		
I1x [mm ⁴]	16029,92		
I1y [mm ⁴]	22097903,63		
I2x [mm ⁴]	11195,50		
I2y [mm ⁴]	7528136,00	TFv [MPa]	30,12
Ix [mm ⁴]	2252610,33	Tft [MPa]	10,13
Iy [mm ⁴]	31851424,54	RES [MPa]	31,77

(c)

Tensão de corte resultante [Mpa]	
	121,80
Fator de Segurança (Életrodo E120xx)	
	2,04

(d)

Figura 52 - (a) Dados fornecidos e parâmetros geométricos. (b) Cálculo de tensões resultante do esforço transversal e momento torsor. (c) Cálculo de tensões resultantes do esforço de flexão. (d) Tensão resultante.

É ainda importante referir que a soldadura considerada é uma versão simplificada pois não apresenta a mesma geometria que no componente real. Dada a geometria complexa do cordão inferior, considerou-se apenas a sua zona linear com comprimento 220mm. No entanto, trata-se de uma abordagem conservadora pois considera-se menor comprimento de cordão.

Anexo 3 - Especificações genéricas do equipamento⁴

Tara [kg]	17000
Carga útil [kg]	84000
Peso total máximo [kg]	101000
Dimensões máximas [mm]:	
Comprimento	11987
Largura	3200
Altura	3394
Largura entre eixos [mm]	1360
Designação dos pneus	445/65 R22.5 HTC1
Sistema de travagem	Tambor
Suspensão	Mecânica de 13 molas [14x120mm]
Volume da Caixa [m ³]	(a) – 47 (b) – 46
Largura interior da caixa [mm]	2970
Comprimento plano da caixa [mm]	(a) – 10458 (b) – 8849
Ângulo de basculamento	50°
Raio de curvatura exterior mínimo [m] ⁵	12.5
Raio de curvatura exterior mínimo [m] ⁵	5.9
Máxima inclinação lateral (estática)	50°

⁴ (a) - Versão com fundo plano (b) - Versão com fundo inclinado

⁵ Trator Mercedes Arocs 3363K 6x4 3900 + 1350

Anexo 4 - Listagem de aços estruturais disponíveis (SSAB):

	Tensão de Cedência ($\sigma_{0.2}$) [MPa]	Tensão de Ruptura [MPa]
EN S 355	355	470
STREX™ 600	600	650-820
STREX™ 700	700	780-930
STREX™ 900	900	940-1100
STREX™ 1100	1100	1250-1550

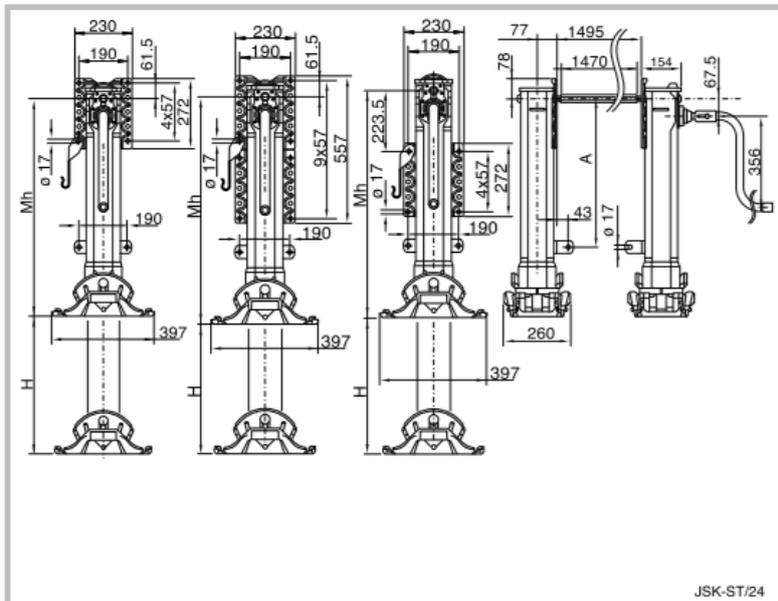
Listagem de aços resistentes ao desgaste disponíveis (SSAB):

	Dureza Brinell EN ISO 6506-1	Tensão de cedência aproximada [MPa]
HARDOX® 450	425-475	1250
HARDOX® 500	470-530	1400
HARDOX® 600	550-640	-

Anexo 5 - Pneus 22.5 Continental

Tire size	Operating code				EU tire label		Rim		Tire dimensions				Load capacity (kg) per axle at inflation pressure ^(b) (bar) (Psi)															
	Pattern	L/SJ ⁽¹⁾	PR	Speed Index and ref. speed (km/h)	TL ⁽²⁾	TL ⁽²⁾	Rim-width	Min. distance between rim centers	Max. standard value in service	Actual value		Stat. radius	Rolling circumference	Tire fit-ment	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0				
										Width +1%	Outer-Ø ±1%														Width	Outer-Ø	4.5 (65)	5.0 (73)
385/65 R 22.5	HSW 2 SCAN	160/-K (158/-L)	20	K 110 (L 120)	TL	D	C	73	11.75	405	1092	389	1072	495	3267	164	S	5740	6245	6740	7225	7705	8175	8640	9100	9550	10000	
	HTW 2 SCAN	160/-K (158/-L)	20	K 110 (L 120)	TL	D	C	73	12.25	410		394				158	S	5165	5620	6065	6505	6935	7360	7775	8190	8595	9000	
425/65 R 22.5	HTR 2	165/-K	20	K 110	TL	B	C	73	13.00	447	1146	430	1124	514	3405	165	S	6190	6735	7270	7795	8310	8815	9315	9810	10300		
	HTR	165/-K		K 110	TL	B	C	70	14.00	457		440																
	HTC	165/-K		K 110	TL	C	C	74																				
445/65 R 22.5	HTR 2	169/-K		K 110	TL	C	C	73	13.00	472	1174	454	1150	524	3485	169	S	6660	7245	7820	8385	8940	9485	10025	10555	11080	11600	
	HTC 1	169/-K		K 110	TL	C	C	74	14.00	482		464																
	HCS	169/-K	20	K 110	TL	D	C	78																				
255/70 R 22.5	HSR 2 SA	140/137 L		L 120	TL	C	C	69	6.75	257	944	251	935	434	2835	142	S	3185	3465	3740	4010	4275	4535	4795	5045	5300		
	HSR 1	140/137 M (142/140 L)		M 130 (L 120)	TL	C	B	73	7.50	265		255				140	S	3155	3430	3700	3970	4230	4490	4745	5000			
	HDR	140/137 M (142/140 L)		M 130 (L 120)	TL	E	C	75	8.25	273		263				137	D	6010	6540	7055	7565	8065	8560	9045	9525	10000		
275/70 R 22.5	Conti Hybrid HS3	148/145 M	18	M 130	TL	C	B	69	7.50	279	974	267	968	447	2920	152	S	4075	4435	4785	5130	5470	5805	6135	6460	6780	7100	
	Conti Hybrid HD3*	148/145 M	16	M 130	TL	**	**	**	8.25	287		282				151	S	3960	4310	4650	4985	5315	5640	5960	6275	6590	6900	
	HSR 1	148/145 M		M 130	TL	D	B	70								150	S	3845	4185	4515	4840	5160	5475	5790	6095	6400	6700	
	HDR	148/145 L	16	L 120	TL	D	C	78									148	S	3615	3935	4245	4550	4855	5150	5440	5730	6015	6300
	HTC	148/145 J		J 100	TL	E	C	76									148	D	7235	7870	8495	9105	9710	10305	10885	11465	12035	12600
	HSW SCAN	148/145 L (152/148 E)		L 120 (E 70)	TL	D	C	73									145	D	6660	7245	7820	8385	8940	9485	10025	10555	11080	11600
HDW 2 SCAN	148/145 M	16	M 130	TL	E	C	75																					
HSU 1 M+S	148/145 J (152/148 E)		J 100 (E 70)	TL	D	C	73																					

Anexo 6 - Sapatas JOST Modul B



Subject to changes in dimensions and design!

Order number	Mh	H	A
Module B 01 01	900 mm	560 mm	630 mm
Module B 02 01	850 mm	520 mm	580 mm
Module B 03 01	800 mm	470 mm	530 mm
Module B 04 01	750 mm	430 mm	480 mm
Module B 05 01	700 mm	400 mm	430 mm
Module B 06 01	650 mm	350 mm	380 mm
Module B 01 02	900 mm	560 mm	630 mm
Module B 02 02	850 mm	520 mm	580 mm
Module B 03 02	800 mm	470 mm	530 mm
Module B 04 02	750 mm	430 mm	
Module B 05 02	700 mm	400 mm	
Module B 06 02	650 mm	350 mm	
Module B 01 03	900 mm	560 mm	630 mm
Module B 02 03	850 mm	520 mm	580 mm
Module B 03 03	800 mm	470 mm	530 mm
Module B 04 03	750 mm	430 mm	
Module B 05 03	700 mm	400 mm	
Module B 06 03	650 mm	350 mm	

Lifting load	24 t
Stat. test load	50 t
	35 t with roller
Lift per turn of crank handle	
Low gear	0.9 mm
High gear	15 mm
Crank force with 16 t lifting load	210 N

Terminais de sapatas (pés)

FOOT „TC“
(Flat sand shoe)



Foot „T“
(Sand shoe)



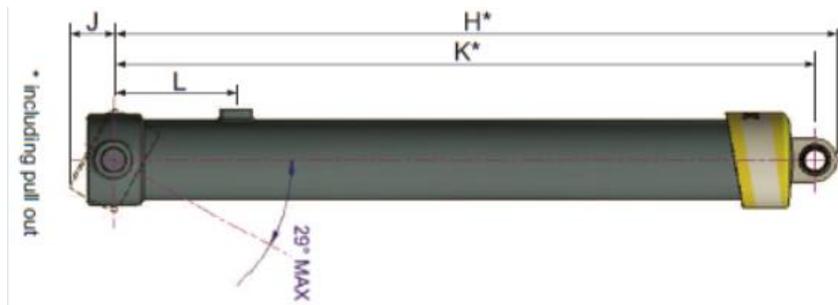
Foot „A“
(Rocking foot)



Anexo 7 - Cilindros HYVA® FE A191

FE A191

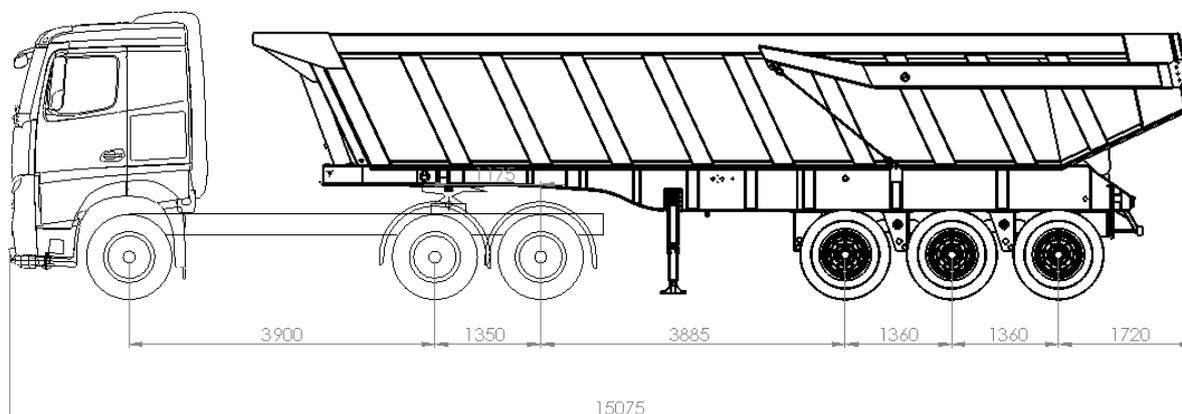
Part no.	Description	Press (bar)	Tipping weight (ton)	Weight (kg.)	Vol. (ltr.)	Oil Inlet	H* (mm)	J (mm)	K* (mm)	L (mm)
705 47 400	FE A191-5-05405-011-K1367	250	67 - 81	253	106	4/4BSP	1420	115	1367	290
705 47 434	FE A191-6-05590-019-K1367	250	46 - 56	244	98	4/4BSP	1420	115	1367	290
705 47 474	FE A191-5-05830-019-K1532	250	66 - 78	269	114	4/4BSP	1585	115	1532	700
705 47 484	FE A191-6-06040-019-K1367	220	40 - 57	257	106	4/4BSP	1420	115	1367	290
705 47 536	FE A191-5-06230-019-K1562	220	57 - 79	282	122	4/4BSP	1615	115	1562	290
705 47 538	FE A191-6-06460-079-K1452	250	45 - 56	288	119	4/4BSP	1505	115	1452	190
705 47 540	FE A191-6-06600-019-K1532	220	40 - 56	287	120	4/4BSP	1585	115	1532	700
705 47 544	FE A191-5-06480-011-K1602	150	39 - 65	294	127	4/4BSP	1655	115	1602	290
705 47 550	FE A191-5-06830-011-K1672	190	49 - 78	306	134	4/4BSP	1725	115	1672	700
705 47 582	FE A191-6-07000-078-K1452	190	34 - 50	288	122	4/4BSP	1505	115	1452	190
705 47 602	FE A191-5-07130-011-K1732	170	43 - 61	316	139	4/4BSP	1785	115	1732	290
705 47 650	FE A191-5-07430-011-K1792	150	38 - 53	326	145	4/4BSP	1845	115	1792	700
705 47 684	FE A191-4-07620-011-K2282	150	51 - 67	376	167	4/4BSP	2335	115	2282	700
705 47 784	FE A191-6-08200-011-K1672	135	24 - 33	327	144	4/4BSP	1725	115	1672	700
705 47 836	FE A191-5-08530-019-K2282	110	27 - 36	380	167	4/4BSP	2335	115	2282	290
705 47 860	FE A191-5-09030-011-K2182	110	27 - 36	394	177	4/4BSP	2235	115	2182	290



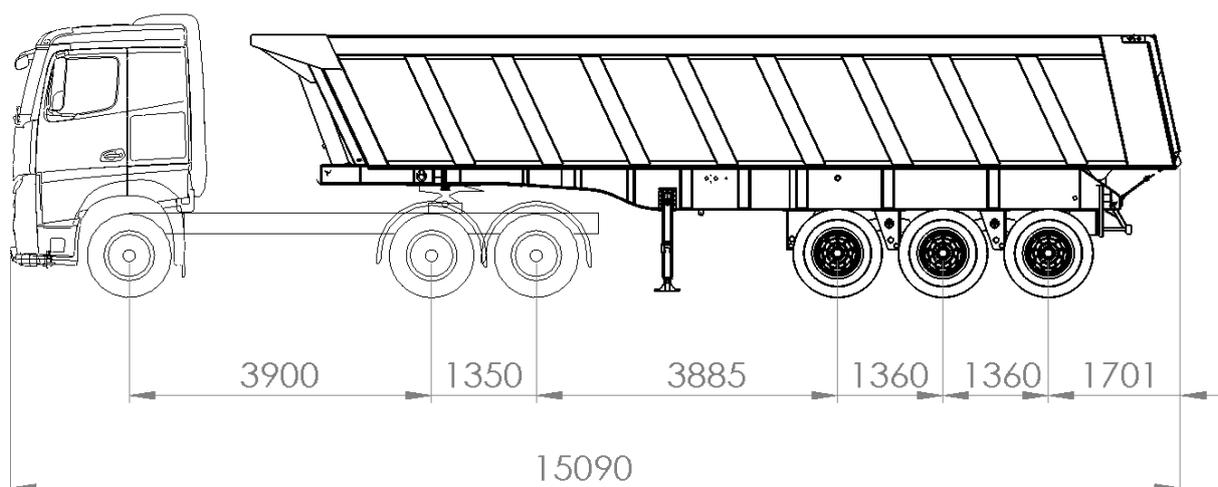
Anexo 8 – Desenhos Técnicos

Nesta secção apresentam-se alguns desenhos técnicos que se consideram importantes para uma melhor compreensão das secções anteriores.

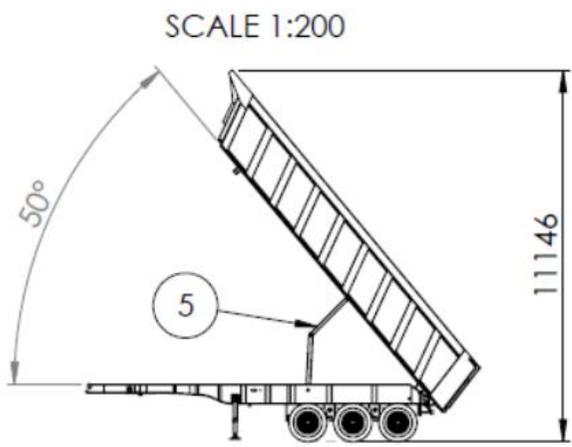
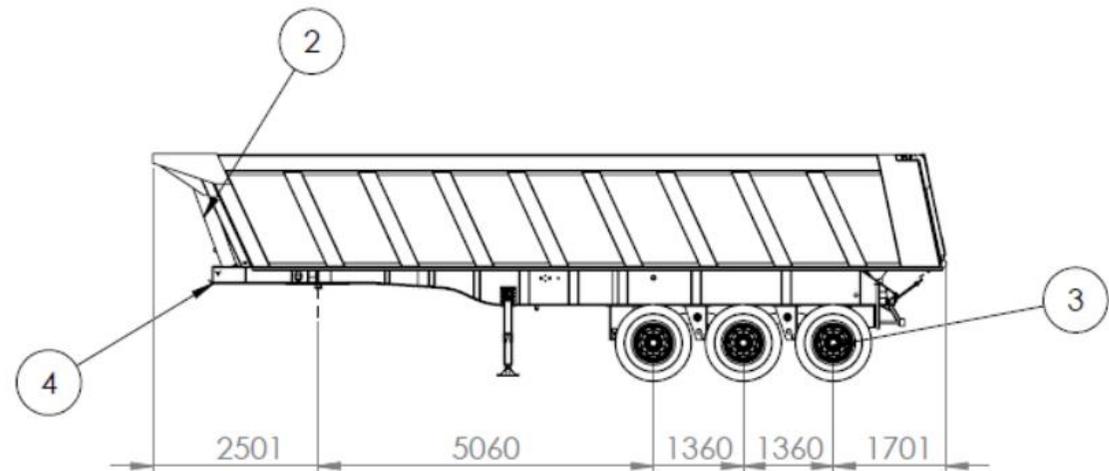
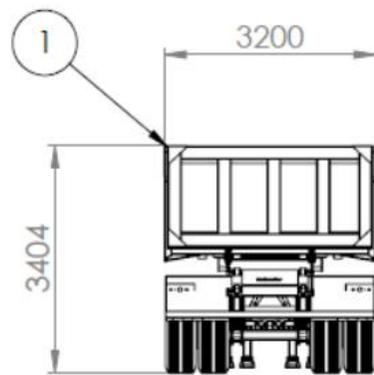
Desenho Conjunto Trator e Semirreboque Basculante com Fundo Inclinado⁶



Desenho Conjunto Trator e Semirreboque Basculante com Fundo Direito⁶

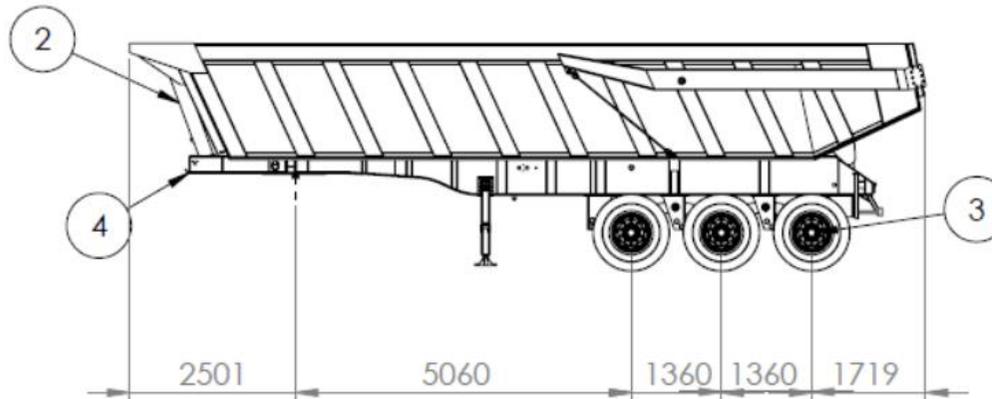
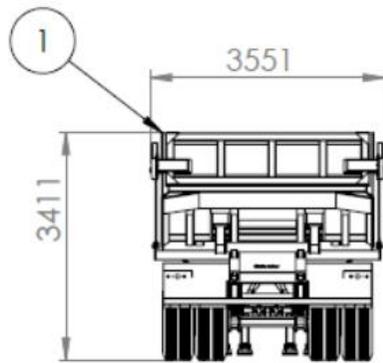


⁶ Trator Mercedes-Benz Arocs 3363K 6x4

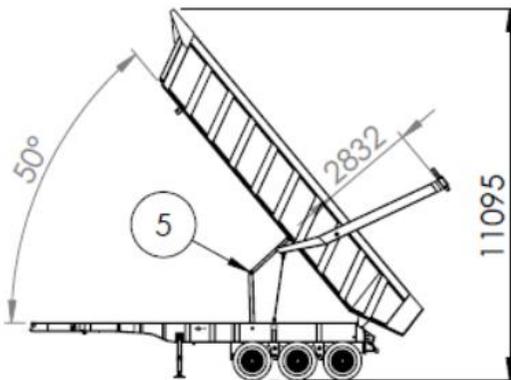


Item	Designation	Drawing	Quantity
1	Caixa Basculante	BMINAS-1.1	1
2	Cilindro Hidráulico	-	2
3	Conjunto Eixo	BMINAS-1.3	3
4	Conjunto Chassis	BMINAS-1.4	1
5	Conjunto Estabilizador	BMINAS-1.5	1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
					Galtrailer your transport partner	
					TITLE: Semirreboque Basculante de Fundo Direito	
DRAWN: João Dias			SIGNATURE: [Signature]		DATE: 12/09/2018	
CHKD:			MATERIAL:		DWG NO. BMINAS-1	
APPVD:			WEIGHT:		SCALE: 1:100	
MFG:					SHEET 1 OF 1	
Q.A:					A4	

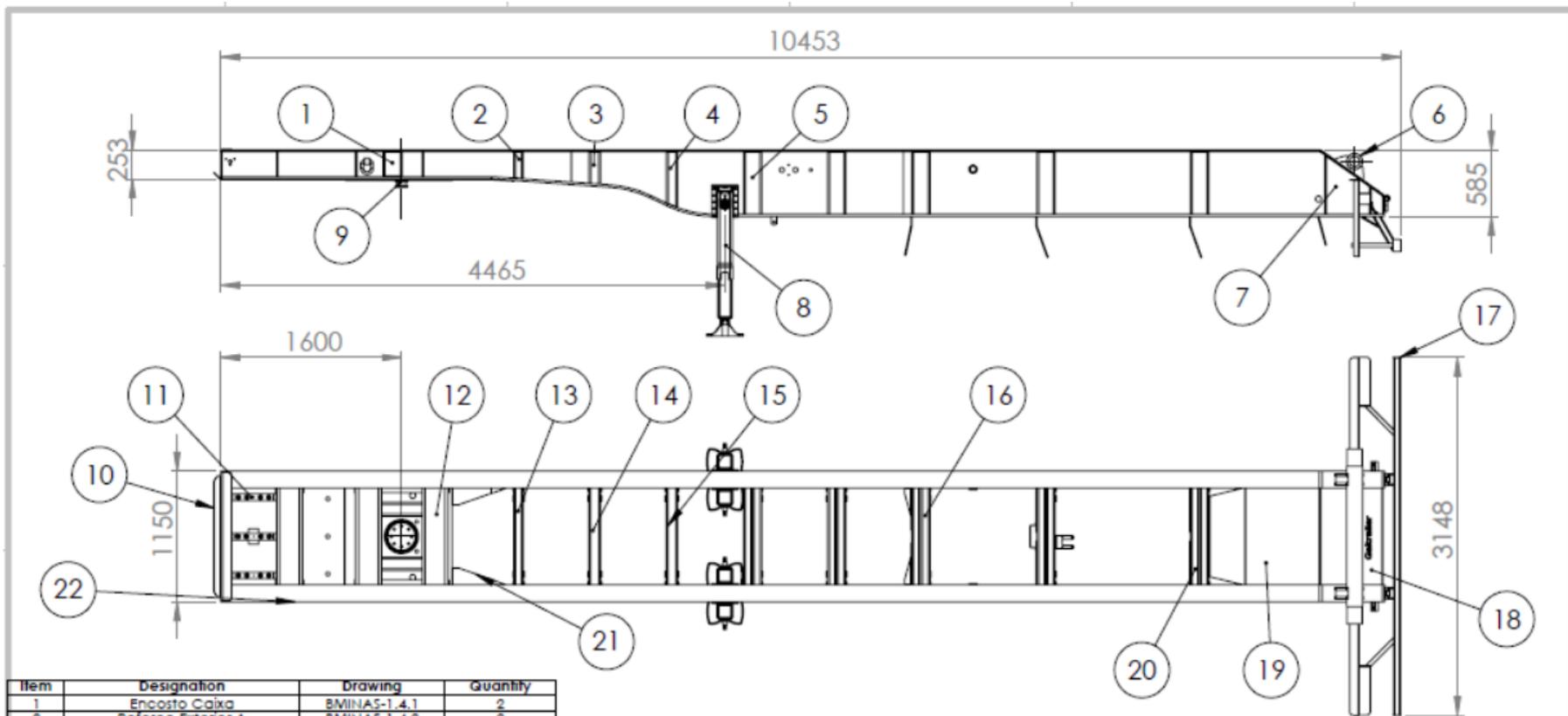


SCALE 1:200



Item	Designation	Drawing	Quantity
1	Caixa Basculante Fundo Inclinado	BMINAS-2.1	1
2	Cilindro Hidráulico	-	2
3	Conjunto Eixo	BMINAS-1.3	3
4	Conjunto Chassis	BMINAS-1.4	1
5	Conjunto Estabilizador	BMINAS-1.5	1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
					Galtrailer your transport partner	
					TITLE: Semirreboque Basculante de Fundo Inclinado	
DRAWN: João Dias			SIGNATURE:		DATE: 12/09/2018	
CHKD:			MATERIAL:		DWG NO. BMINAS - 2	
APPVD:			WEIGHT:		SCALE: 1:100	
MFG:					SHEET 1 OF 1	
Q.A:					A4	



Item	Designation	Drawing	Quantity
1	Encosto Caixa	BMINAS-1.4.1	2
2	Reforço Exterior A	BMINAS-1.4.2	2
3	Reforço Exterior B	BMINAS-1.4.3	2
4	Reforço Exterior C	BMINAS-1.4.4	2
5	Reforço Exterior D	BMINAS-1.4.5	10
6	Conjunto Moente	BMINAS-1.4.6	1
7	Reforço Exterior F	BMINAS-1.4.7	2
8	Conjunto Sapata	-	4
9	Conjunto King Pin	BMINAS-1.4.9	1
10	Chapa Frontal	BMINAS-1.4.10	1
11	Chumaceira Cilindro Hidráulico	BMINAS-1.4.11	3
12	Reforço King Pin	BMINAS-1.4.12	3
13	Travessa A	BMINAS-1.4.13	1
14	Travessa B	BMINAS-1.4.14	1
15	Travessa C	BMINAS-1.4.15	1
16	Travessa D	BMINAS-1.4.16	2
17	Conjunto Para-Choque	BMINAS-1.4.17	1
18	Chapa Traseira	BMINAS-1.4.18	1
19	Chapa Topo	BMINAS-1.4.19	1
20	Travessa E	BMINAS-1.4.20	3
21	Reforço Longarina	BMINAS-1.4.21	2
22	Longarina	BMINAS-1.4.22	2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

Galtrailer
your transport partner

TITLE:
Conjunto Chassis

DWG NO.

BMINAS - 1.4

A4

MATERIAL:

WEIGHT:

SCALE:1:50

SHEET 1 OF 1

NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN: João Dias		12/09/2018
CHK'D:		
APP'VD:		
MFG:		
Q.A.		