



David Emanuel Sousa Aguiar

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Otimização estrutural de uma caixa basculante semi – redonda para um camião

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: João Mário Burguete Botelho Cardoso, Professor Auxiliar,
Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade NOVA
de Lisboa

Júri:

Presidente: Professora Doutora Raquel Albuquerque Soares Brás de Almeida

Vogais: Professora Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete da Silva Carvalho

Professor Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro, 2019

Otimização estrutural de uma caixa basculante semi -redonda para um camião

Copyright © David Emanuel Sousa Aguiar, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Ao meu animal de estimação - Kiara

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao orientador, Professor Doutor João Cardoso, da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa (FCT-UNL), por ter aceitado a minha proposta de tema da dissertação, tal como a sua disponibilidade e orientação durante o trabalho desenvolvido.

Em seguida, agradeço ao departamento técnico da empresa *DAF* por disponibilizar o ficheiro do modelo CAD do camião *CF*, pois este ficheiro facilitou imenso o processo de desenvolvimento da caixa basculante.

Quero também agradecer à empresa *SSAB*, em especial ao departamento de engenharia e serviços, por disponibilizar informações relevantes sobre os aços de alto limite elástico e anti desgaste utilizados no fabrico de caixas basculantes.

E por último, agradeço especialmente aos meus pais e minha irmã por me terem incentivado a prosseguir os estudos avançados na minha área profissional.

Resumo

Esta dissertação pretende mostrar como se pode desenvolver um produto da indústria metalomecânica aplicando várias áreas de engenharia mecânica com especial foco na utilização de métodos computacionais, como desenho assistido por computador (CAD) e o método dos elementos finitos (FEM).

Para demonstrar o uso destas ferramentas considerou-se um caso concreto, o desenvolvimento e otimização estrutural de uma caixa basculante semi-redonda para aplicar num camião da marca DAF e do modelo CF (*Mixer – Construction*), com capacidade para transportar até 32000 Kg de peso bruto (GVM – *Gross Vehicle Mass*).

Numa fase inicial, após a conceção do modelo, realizaram-se várias análises estáticas lineares para estudar as várias posições da caixa basculante quando a carga está a ser transportada ou descarregada. Considerou-se um único carregamento, uma pressão hidrostática simulando a caixa cheia de areia seca. Foi utilizado o programa *ANSYS Workbench* para determinar tensões e deslocamentos resultantes.

Seguidamente, de forma a conseguir reduzir a massa do mecanismo de estabilidade da caixa basculante, denominada como tesoura estabilizadora, não descuidado os requisitos técnicos do desenvolvimento deste componente estrutural, utilizou-se a ferramenta de otimização de topologia.

Por último, verificou-se ser fundamental simular a queda de pedras sobre a caixa basculante pois esse é um dos carregamentos habitualmente mais importantes. Foram realizadas análises dinâmicas de impacto utilizando o programa *LS-DYNA* para diferentes espessuras das chapas e para diferentes qualidades de aços, com o objetivo de conseguir obter uma caixa basculante com o peso mais reduzido possível e simultaneamente apresentando deformações plásticas quase nulas.

Como resultado final da aplicação das várias ferramentas, recomenda-se que a caixa basculante seja fabricada com espessuras finas com os aços anti-desgaste e alto limite elástico: *HARDOX 500 TUF*, *HARDOX 450* e *STRENX 700*, em detrimento dos aços de construção, conseguindo-se assim que a tara do camião com caixa basculante seja de 11666 Kg, de forma a transportar uma carga útil de 20334 Kg.

Palavras-chave: caixa basculante, aços anti - desgaste, aços de alto limite elástico, otimização de topologia, análises de impacto

Abstract

This master thesis aims to show how a product of the manufacturing steel industry can be developed by applying various areas of mechanical engineering with special focus on the use of computational methods such as computer aided design (CAD) and finite element method (FEM).

To demonstrate the use of these tools a concrete case was considered: the development and structural optimization of a half-pipe tipper body to be applied to DAF truck model CF (*Mixer - Construction*), capable of transporting up to 32000 Kg of Gross Vehicle Mass (GVM).

At an early stage, after preliminary design of the model, several linear static analyzes were performed to study the various positions of the tipper when the load is being transported or unloaded. It was considered a single loading, a hydrostatic pressure simulating the box full of dry sand. The ANSYS Workbench software was used to determine stress and displacement.

Then, in order to be able to reduce the mass of the scissor-type stabilizer, without neglecting the technical requirements of the development of this structural component, the topology optimization tool was used.

Finally, it was found to be fundamental to simulate dropping rocks on the tipper body as this is one of the usually most important applied loads. Dynamic impact analyzes were performed using the LS-DYNA program for different plate thicknesses and different grades of steels, in order to achieve the lowest possible tipper body weight while simultaneously presenting almost insignificant residual plastic strains.

As a final result of the application of the various computer tools, it is recommended that the tipper be made of thin thicknesses with wear resistant and high strength steels: HARDOX 500 TUF, HARDOX 450 and STREX 700, instead of mild steels, which should not be used. The tare weight of the tipper truck is 11666 Kg allowing it to carry a payload of 20334 Kg.

Keywords: half -pipe tipper body, wear resistant steel, high strength steel, topology optimization, drop test

Índice

Índice de figuras	xv
Índice de tabelas	xix
Simbologia e Abreviatura	xxi
1 Introdução.....	1
1.1 Objetivos da dissertação.....	4
1.2 Estrutura da dissertação	4
2 Caixa basculante	7
2.1 Propriedades do aço	7
2.2 Fabrico e montagem dos componentes estruturais.....	9
2.2.1 Máquina CNC laser	9
2.2.2 Máquina-ferramenta quinadora.....	9
2.2.3 Soldadura MIG/MAG	10
2.3 Dimensões recomendadas.....	11
2.4 Cargas.....	13
3 Conceção da caixa basculante	15
3.1 Sub – chassis	15
3.2 Caixa basculante	17
3.3 Taipal frontal.....	18
3.4 Fundo e laterais	19
3.5 Porta hidráulica.....	22
3.6 Tesoura estabilizadora.....	23
3.7 Sistema hidráulico.....	24
4 Análises estáticas.....	29
4.1 Preparação do modelo para simulações numéricas.....	29
4.2 Especificações	31
4.2.1 Reações.....	31
4.2.2 Cargas	32
4.2.3 Propriedades do material elástico.....	33
4.3 Caixa basculante semi – redonda reforçada vs melhorada	33
4.4 Descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral de 7° e 4°	39
4.5 Verificação das reações	45
4.6 Análise estática do sub – chassis	46
4.6.1 Resultados e análise	47
5 Otimização de topologia.....	51
5.1 Análise e resultados	52
6 Análises de impacto.....	55

6.1	Simulação da queda livre de um martelo na chapa.....	55
6.1.1	Geometria.....	56
6.1.2	Suportes e Cargas	56
6.1.3	Material	57
6.1.4	Resultados e análise	57
6.2	Preparação do modelo da caixa basculante	60
6.2.1	Geometria.....	60
6.2.2	Suportes e Cargas	61
6.2.3	Material	61
6.2.4	Modelos de caixas basculantes	62
6.3	Queda livre de uma pedra na posição descentrada	63
6.3.1	Resultados e análise	65
6.4	Queda livre de várias pedras	70
6.4.1	Resultados e análise do segundo teste	71
7	Conclusões e desenvolvimento futuro	77
7.1	Conclusões	77
7.2	Desenvolvimentos futuros.....	80
	Referências.....	81
	Anexo A: Camião rígido <i>DAF</i> CF370 (8X4) (Fonte: <i>DAF</i>).....	85
	Anexo B: Cilindro hidráulico frontal (Fonte: <i>HYVA</i>) [20].....	87
	Anexo C: Balde da escavadora <i>Volvo</i> modelo EC380ENL [33].....	89
	Anexo D: Gráfico de tensões – extensão (fonte: <i>SSAB</i>)	91
	Anexo E: Propriedades da pedra (Granito) [3]	93
	Anexo F: Caixa basculante semi-redonda para camião rígido <i>DAF</i> (8x4).....	95

Índice de figuras

Figura 1.1 – Vários modelos de caixas basculantes [1]	1
Figura 1.2 – Caixa basculante retangular reforçada.....	3
Figura 1.3 – Caixa basculante semi-redonda [4].....	3
Figura 2.1 – Chapa de aço anti - desgaste <i>HARDOX</i> [7]	8
Figura 2.2 – Perfil de aço de alto limite elástico <i>STRENX</i> [6].....	8
Figura 2.3 – Relação entre redução de peso (<i>weight saving</i>) vs tensão de cedência (<i>yield strength</i>) [8] para vários tipos de aço.....	8
Figura 2.4 – CNC laser [9]	9
Figura 2.5 – Quinadora (a) e ferramentas de quinagem (matriz e punção)(b) [10].....	10
Figura 2.6 – Soldadura (<i>GMAW</i>) na lateral da caixa com aços especiais [11].....	10
Figura 2.7 – Camião rígido <i>DAF -CF (8X4)</i> com caixa basculante (a) e modelo <i>CAD 3D</i> (b) [14].....	12
Figura 2.8 – Legenda das cotas principais do camião <i>DAF CF</i>	12
Figura 3.1 - Camião com caixa basculante semi-redonda.....	15
Figura 3.2 – Etapa inicial do desenvolvimento do sub-chassis sobre chassis do camião	15
Figura 3.3 – Sub-chassis – vista isométrica – descrição.....	16
Figura 3.4 - Dois pontos cruciais para basculamento da caixa	17
Figura 3.5 – Fixação do sub-chassis no camião [16]	17
Figura 3.6 – Características estruturais de uma caixa basculante com porta hidráulica.....	18
Figura 3.7 – Taipal Frontal – vista isométrica – descrição	19
Figura 3.8 – Taipal frontal – vista frontal – cotas	19
Figura 3.9 – Fundo e laterais – vista isométrica – descrição	20
Figura 3.10 – Fundo e laterais – vista de fundo – descrição	20
Figura 3.11 – Fundo e lateral - vista lateral em corte – cotas.....	21
Figura 3.12 – Fundo e lateral – vista frontal – cotas.....	21
Figura 3.13 - Fundo e lateral - vista do fundo – cotas.....	22
Figura 3.14 – Porta hidráulica – vista isométrica – descrição.....	22
Figura 3.15 – Porta hidráulica – Vista frontal e lateral em corte – cotas.....	23
Figura 3.16 – Tesoura estabilizadora não otimizada quando a caixa basculante está inclinada.....	23
Figura 3.17 – Tesoura estabilizadora quando a caixa basculante está em repouso	24

Figura 3.18 – Circuito hidráulico [19].....	24
Figura 3.19 – Tomada de força (PTO - <i>Power take -off</i>) [19]	25
Figura 3.20 – Cilindro hidráulico para a dobradiça da porta [21].....	26
Figura 3.21 – Barra simulando um cilindro hidráulico para a porta.....	26
Figura 3.22 – Sistema de fecho com cilindro pneumático	27
Figura 4.1 – Interface entre vários componentes estruturais no <i>ASSEMBLY-SOLIDWORKS</i>	29
Figura 4.2 – Modelo com as superfícies (<i>Mid-surface</i>)	30
Figura 4.3 – Malha com elementos casca (<i>Shell</i>).....	30
Figura 4.4 – Reações para a caixa basculante [25].....	31
Figura 4.5 – Representação da carga hidrostática no interior da caixa basculante [26]	32
Figura 4.6 – Pressão hidrostática no fundo e nas laterais [15].....	32
Figura 4.7 – Espessuras da caixa basculante reforçada.....	34
Figura 4.8 – Caixa basculante fabricada com os aços <i>HARDOX 450</i> e aços de construção....	34
Figura 4.9 – Espessuras da caixa basculante melhorada.....	34
Figura 4.10 – Caixa basculante semi-redonda melhorada fabricada com os aços <i>HARDOX</i> <i>500 TUF, HARDOX 450</i> e <i>STRENX 700</i>	35
Figura 4.11 - Diagrama de força – Peso (<i>W</i>) = Reação (<i>R</i>) no plano não inclinado [29]	35
Figura 4.12 – Representação da pressão hidrostática na caixa basculante melhorada	36
Figura 4.13 – Representação da pressão hidrostática na caixa basculante reforçada.....	36
Figura 4.14 – Tensões de <i>Von -Mises</i> na caixa basculante melhorada	37
Figura 4.15 – Tensões de <i>Von -Mises</i> na caixa basculante melhorada	37
Figura 4.16 – Deslocamentos resultantes para a caixa basculante reforçada.....	37
Figura 4.17 – Deslocamentos resultantes para a caixa basculante melhorada.....	38
Figura 4.18 – Plano horizontal vs. inclinado em relação ao vetor da gravidade	39
Figura 4.19 – Diagrama de forças no plano inclinado – escorregamento iminente [29]	40
Figura 4.20 – Pressão hidrostática na caixa basculante com inclinação de 35° e inclinação lateral de 7°.....	41
Figura 4.21 – Pressão hidrostática na caixa basculante com inclinação de 35° e inclinação lateral de 4°.....	41
Figura 4.22 – Tensões de <i>Von - Mises</i> da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 7°.....	42
Figura 4.23 – Tensões de <i>Von - Mises</i> da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 4°	42

Figura 4.24 – Deslocamentos da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 7°	43
Figura 4.25 – Deslocamentos da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 4°	43
Figura 4.26 – <i>Hyva Smart</i> - aplicativo de segurança durante o basculamento [20]	44
Figura 4.27 – Elementos casca com várias espessuras e elementos sólidos a cinzento.....	46
Figura 4.28 – Diagrama de forças no sub-chassis e tesoura estabilizadora	47
Figura 4.29 – Tensões no sub-chassis quando a caixa está inclinada 35° e lateralmente 7°	48
Figura 4.30 – Deslocamentos no sub-chassis quando a caixa está inclinada 35° e lateralmente 7°	48
Figura 4.31 – Tensões no sub-chassis com carga distribuída com ângulo de inclinação lateral de 7°	49
Figura 4.32 – Deslocamentos no sub-chassis com carga distribuída com ângulo de inclinação lateral de 7°	49
Figura 5.1 – Tensões e deslocamentos da tesoura estabilizadora.....	51
Figura 5.2 – Zonas de otimização e de exclusão.....	52
Figura 5.3 – Geometria da tesoura estabilizadora com a topologia otimizada	53
Figura 5.4 – Remodelação em <i>CAD 3D</i> da tesoura estabilizadora	53
Figura 5.5 – Tesoura estabilizadora otimizada - tensões e deslocamentos resultantes.	54
Figura 6.1 – Queda de um martelo experimental com 300 Kg numa altura de 2.8 m [31] .	55
Figura 6.2 – Modelo do martelo de impacto sobre a chapa.....	56
Figura 6.3 – Linha de tendência obtidos através de resultados experimentais na determinação da profundidade para os aços <i>HARDOX 450</i> e <i>400</i> [31]	58
Figura 6.4 – Linhas de tendências obtidos através de análises numéricas de deformação plástica residual para diferentes aços e espessuras	60
Figura 6.5 - Modelo <i>FEM</i> da caixa basculante simplificado no <i>ANSYS APDL</i>	61
Figura 6.6 – Modelo 1 – Massa: 2026 Kg - Caixa basculante com espessuras elevadas fabricada com aços <i>S355JR</i> e <i>S275JR</i>	62
Figura 6.7 – Modelo 2 - Massa: 1710 Kg - Caixa basculante com espessuras médias fabricada com aços <i>HARDOX 450</i> e <i>S275JR</i>	62
Figura 6.8 – Modelo 3 - Massa: 1230 Kg - Caixa basculante com espessuras pequenas fabricada com aços <i>HARDOX 500 TUF</i> , <i>HARDOX 450</i> e <i>STREX 700</i>	63
Figura 6.9 – Foto da queda de uma pedra na caixa basculante [7]	64
Figura 6.10 – Modelo da caixa basculante com uma pedra (<i>LS-DYNA</i>).....	64
Figura 6.11 – Sequência da queda da pedra de t=1 a t=4.....	65

Figura 6.12 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 165	
Figura 6.13 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 266	
Figura 6.14 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 366	
Figura 6.15 – Gráfico máximo deslocamento resultante-tempo	66
Figura 6.16 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 1	67
Figura 6.17 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 2	68
Figura 6.18 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 3	68
Figura 6.19 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 1	68
Figura 6.20 - Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 2	69
Figura 6.21 - Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 3	69
Figura 6.22 - Escavadora Volvo com pedras no balde [33]	70
Figura 6.23 – Modelo da caixa basculante com várias pedras (<i>LS-DYNA</i>)	71
Figura 6.24 – Gráfico de Profundidade-Tempo	73
Figura 6.25 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 1	74
Figura 6.26 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 2	74
Figura 6.27 – Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa) no modelo 3	74
Figura 6.28 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 1	75
Figura 6.29 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 2	75
Figura 6.30 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 3	76

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Características dos aços utilizados no fabrico de caixas	7
Tabela 2.2 – Parâmetros constantes da legislação rodoviária para.....	11
Tabela 2.3 – Cotas principais do camião <i>DAF CF</i> [14].....	12
Tabela 2.4 – Tabela das densidades das cargas [15].....	13
Tabela 4.1 - Especificações relativamente aos aços [27].....	33
Tabela 4.2 - Comparações de dados entre duas caixas basculantes.....	38
Tabela 4.3 – Comparação da caixa basculante entre inclinação 7° e 4°	44
Tabela 4.4 – Forças máximas que o camião suporta e reações sobre a caixa basculante.....	45
Tabela 5.1 – Comparação entre tesoura estabilizadora não otimizada vs otimizada	54
Tabela 6.1- Resultados da deformação plástica residual (mm/mm) para diferentes espessuras e tipos aços.....	59
Tabela 6.2 – Resultados de profundidade máxima e mínima no instante final	72
Tabela 7.1 - Comparação estrutural entre a basculante melhorada vs reforçada	78
Tabela 7.2 - Soma de todas as massas do conjunto camião com a caixa basculante.....	79

Simbologia e Abreviaturas

<i>HBW</i>	Unidade de dureza
<i>P</i>	Pressão hidrostática
<i>Kg/ m³</i>	Unidade de densidade volúmica
<i>m³</i>	Unidade de Volume
<i>h</i>	Profundidade
<i>W</i>	Peso
<i>R</i>	Reação Normal
<i>N.m</i>	Unidade de omento
<i>N</i>	Unidade de força
<i>g</i>	Aceleração de gravidade
<i>(m/s²)</i>	Unidade de aceleração
<i>a_n</i>	Aceleração normal
<i>v</i>	Velocidade final
<i>v₀</i>	Velocidade inicial
<i>t</i>	Tempo
<i>E_c</i>	Energia cinética
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
SSAB	<i>Swedish Steel AB</i>
DAF	<i>Doorne's Automobiël Fabriek</i> (fabricante de camiões)
APDL	Ansys Parametric Design Language
FEM	Finite Element Method
GVM	Peso Bruto do Veículo (<i>Gross Vehicle Mass</i>)

1 Introdução

Uma caixa basculante é uma caixa aberta para transporte de cargas que pode rodar em redor de um eixo horizontal de forma a realizar facilmente a operação de descarga. Ao longo do tempo a indústria tem procurado desenvolver diversos modelos de caixa consoante as necessidades das indústrias de construção civil, mineração e agrícola. Uma caixa consegue transportar diversos tipos de cargas [1], e a figura 1.1 mostra alguns exemplos de caixas basculantes.



Figura 1.1 – Vários modelos de caixas basculantes [1]

No mundo atual há necessidade de desenvolver vários formatos de caixa basculante devido às exigências complexas do transporte de diferentes cargas. E porque existem preocupações ambientais, procura-se realizar esse transporte da forma mais eficiente possível, reduzindo o consumo de combustível e consequentemente diminuindo as emissões de gases e partículas prejudiciais para o meio ambiente. Para isso acontecer, as caixas basculantes devem ser fabricadas com a menor massa possível, de forma a transportar maior carga de acordo com os regulamentos rodoviários de cada

país e/ou continente. O aumento da capacidade de carga apresenta ainda muitas vantagens económicas e logísticas, permitindo diminuir o tempo de transporte, o número de viagens necessárias e os respetivos custos. Por este facto, conseguir reduzir a massa de uma caixa basculante é um requisito essencial no projeto deste tipo de estruturas.

Atualmente, na indústria metalomecânica portuguesa, o desenvolvimento de caixas basculantes ainda é feito de forma muito empírica, recorrendo fundamentalmente à experiência técnica dos projetistas. É habitual o recurso a programas computacionais de desenho assistido por computador (*CAD*) para a definição da geometria e a determinação de algumas propriedades geométricas como o peso e a posição do centro de massa. Em alguns casos esses modelos geométricos são também utilizados na fase de fabrico assistido por computador (*CAM*). Em algumas empresas nacionais são também feitas análises pelo método dos elementos finitos (*FEM*), mas são apenas feitas análises lineares estáticas.

O projeto de uma caixa basculante foi por isso considerado como um caso em que é importante demonstrar as vantagens do uso de ferramentas computacionais apropriadas para auxiliar a tarefa do projetista, por exemplo, os programas de cálculo estrutural para realizar análises estáticas, otimização estrutural e análises dinâmicas de impacto.

No contexto desta dissertação pretende-se desenvolver uma caixa basculante para um camião rígido, por ser o modelo mais habitual e por não ser tão restritivo na escolha do modelo de caixa que pode ser instalado no chassis do camião. Este tipo de camiões tem ainda a vantagem de circular em vários tipos de piso de forma a conseguirem transportar cargas em terrenos difíceis como os que costumam existir nas instalações de construção e mineração.

Contudo, existem dois modelos de caixas basculantes que são habitualmente fabricados para os camiões rígidos: caixa basculante retangular reforçada e caixa basculante semi-redonda.

A caixa basculante retangular reforçada, representada na figura 1.2, é mais pesada por ter mais reforços laterais e no fundo, sendo necessário mais tempo para o seu fabrico. Pode ser capaz de suportar maiores impactos resultantes da queda de várias cargas dentro da mesma, principalmente quando é fabricada com a combinação mais correta de aços anti -desgaste e aços de construção. Contudo, apresenta a desvantagem de transportar menor carga útil devido à sua robustez.



Figura 1.2 – Caixa basculante retangular reforçada

A caixa basculante semi-redonda [2] indicada da figura 1.3 é mais leve e, como a carga total é limitada para um determinado número de eixos do caminhão rígido ou semi-reboque, principalmente nos continentes Europeu e na América de Norte, a utilização de uma caixa mais leve resulta numa maior capacidade de transportar carga útil. Atualmente, e por essa razão, a indústria procura desenvolver este último tipo de caixas basculante com maior frequência, existindo uma tendência para incorporar aços de elevado limite elástico e com propriedades anti-desgaste. Este tipo de aços tem vindo a melhorar as suas propriedades como resultado da pesquisa desenvolvida. São capazes de suportar tensões mais elevadas sem apresentar deformação plástica e por isso aumentam o ciclo de vida das caixas em comparação com as caixas reforçadas.

Ao mesmo tempo a caixa basculante semi-redonda é mais fácil de fabricar porque tem menos peças e utiliza componentes estruturais com espessuras mais finas [3].



Figura 1.3 – Caixa basculante semi-redonda [4].

1.1 Objetivos da dissertação

O principal objetivo da dissertação é demonstrar a aplicação de ferramentas computacionais no projeto em engenharia mecânica, tendo sido escolhido como caso de estudo o projeto de uma caixa basculante semi-redonda para um camião. Mais concretamente procurou-se:

- Utilizar o programa de modelação *CAD SOLIDWORKS*, para conceber a caixa basculante tomando em consideração as diretivas do fabricante do camião e a legislação rodoviária do continente europeu.

- Realizar uma análise estrutural da caixa basculante e do sub-chassis nas várias posições e cargas, a que o produto está sujeito durante o seu funcionamento, com o objetivo de determinar tensões e deslocamentos.

- Fazer um estudo comparativo das soluções obtidas utilizando diferentes qualidades de aço.

- Projetar uma tesoura estabilizadora que impeça deslocamentos laterais quando a caixa está a realizar a operação de descarga e, ao mesmo tempo, reduzir a sua massa utilizando a ferramenta de otimização por topologia do programa *ANSYS Workbench*.

- Analisar o comportamento estrutural de vários modelos de caixas basculantes com diferentes aços e espessuras quando existe o impacto de pedras caindo sobre a caixa, utilizando o programa *LS-DYNA* para determinar a deformação plástica após o impacto.

1.2 Estrutura da dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em seis capítulos, incluindo o capítulo 1 que explica a importância do tema da dissertação assim como o seu objetivo e o conjunto das várias tarefas fundamentais para o sucesso do trabalho. É ainda apresentada a organização da dissertação.

No capítulo 2 são apresentados alguns conceitos importantes para o desenvolvimento da caixa basculante. Apresentam-se as várias qualidades de aço usadas, os principais processos de fabrico, alguns detalhes da legislação rodoviária e as características do camião *DAF* de 4 eixos onde a caixa vai ser transportada. Para dimensionar este produto deve-se conhecer que tipo de cargas ou matérias-primas podem ser transportadas.

No capítulo 3 é descrito como a caixa basculante funciona e como deve ser concebida utilizando o programa de desenho assistido por computador (*CAD*), tendo em conta as características explicadas no capítulo 2. Neste capítulo é apresentada a descrição dos componentes estruturais e as respetivas dimensões. Pretende-se ainda que

o leitor entenda o funcionamento da operação de descarga utilizando o sistema hidráulico.

No capítulo 4 é apresentada a primeira etapa da simulação numérica deste produto, que corresponde à realização de várias análises estáticas. É explicado ainda como foi realizada a importação do ficheiro *CAD* no programa de elementos finitos *ANSYS Workbench* assim como o tipo de elementos utilizados.

Em primeiro lugar é feita uma comparação entre dois modelos de caixas basculantes com massas, espessuras, cubicagens e aços diferentes, através da realização de análises estáticas, para determinar tensões e deformações. Seguidamente, é analisada apenas a caixa basculante com a massa mais reduzida durante a operação de descarga, e para uma inclinação da caixa igual ao ângulo de atrito estático da carga em estudo. Nesta situação, irá também ser testado o modelo quando o camião não se encontra sobre um piso perfeitamente horizontal, mas assente num piso inclinado, para dois ângulos laterais recomendados [8], 4° e 7°. Com os resultados obtidos, pretende-se comparar tensões e deformações e obter as reações que são importantes para a tesoura estabilizadora do capítulo 5.

Neste capítulo é ainda feita a análise do sub-chassis e da tesoura estabilizadora projetados no capítulo 3. Para realizar estas análises estáticas consideraram-se as reações obtidas anteriormente na análise da caixa para o ângulo de inclinação lateral de 7°, porque se verificou serem as mais elevadas. Com os resultados das tensões e deformações calculadas, é escolhido o tipo de aço que vai ser utilizado no sub-chassis.

No capítulo 5 é utilizada a otimização por topologia, um dos métodos mais eficientes para melhorar um produto ou componente. Neste caso pretende-se reduzir a massa da tesoura estabilizadora e vão ser demonstradas as várias etapas do procedimento utilizando o módulo de otimização de topologia do programa *ANSYS Workbench*. A primeira etapa consiste em determinar as tensões e deformações da tesoura estabilizadora não otimizada, que foi analisada no capítulo 4. Na segunda etapa são definidos os constrangimentos e zonas de otimização e de exclusão. Depois de obter a geometria com a topologia otimizada, é recomendado remodelar o modelo de *CAD*, de forma a que este reflita essa geometria, o que corresponde à terceira etapa do processo.

No capítulo 6, será analisado o comportamento estrutural de vários modelos da caixa basculante, quando sujeitos a impactos derivados à queda de pedras, o que corresponde ao caso mais gravoso de carregamentos de impacto. São apresentados o procedimento para preparar o modelo de malha da caixa basculante no programa *LS-DYNA*, assim como as propriedades dos aços e da pedra e a formulação do problema de impacto. A primeira simulação realizada consiste na queda de uma massa sobre uma chapa plana. Esta simulação permite ganhar experiência com a utilização do programa

e testar, de forma simplificada, diferentes aços e espessuras de modo a determinar a deformação plástica.

De seguida, são realizadas análises numéricas para simular dois casos de carga que correspondem a situações comuns na queda de pedras sobre locais críticos da caixa basculante. No primeiro caso de carga, o objetivo é testar a queda de uma pedra de 250 Kg sobre a parte traseira da caixa basculante que, quando cai, não só embate no fundo, mas também ressalta para as faces laterais. No segundo caso de carga pretende-se simular a existência de pedras de média dimensão no balde de uma escavadora, perfazendo uma massa total de 860 Kg. O objetivo é analisar estruturalmente a caixa basculante quando essas pedras caem para o fundo. Para escolher o melhor modelo para a caixa basculante são realizadas várias análises considerando os dois casos de carga e diferentes espessuras e qualidades de aço. A seleção final é realizada com base no valor das tensões *Von-Mises*, dos deslocamentos resultantes, das deformações plásticas e da massa.

No último capítulo, são descritas todas as conclusões relativamente às opções tomadas e são propostos possíveis desenvolvimentos futuros.

2 Caixa basculante

Para desenvolver uma caixa basculante são necessários conhecimentos técnicos sobre várias matérias como sejam: as características dos aços; os equipamentos e métodos utilizados para seu fabrico; a legislação rodoviária com as restrições de dimensões e taras, e por último, as cargas que este produto pode transportar.

2.1 Propriedades do aço

Na conceção e na otimização deste produto é importante conhecer as características principais dos aços mais habitualmente empregues na sua construção, que estão representados na tabela 2.1. Os elementos estruturais a serem utilizados no desenvolvimento são: perfis (quadrado, circular) e chapas.

Tabela 2.1 - Características dos aços utilizados no fabrico de caixas basculantes: (1) *Brinell (HBW)* [6] [7]

Tipo de aço	Aço	Tensão de cedência (MPa)	Dureza (HBW)(1)
Aços de construção	S275JR	275	
	S355JR	355	
Aços de alto limite elástico	STRENX 700	700	
	STRENX 600	600	
Aços de anti-desgaste	HARDOX 450	1250	425 – 475
	HARDOX 500 TUF	1400	475 – 505

O aço anti – desgaste *HARDOX* [7] da figura 2.1 é apropriado para o fabrico de caixas de transporte de materiais abrasivos como a areia, a pedra ou o asfalto. Outro fator importante para a seleção do tipo do aço está na capacidade de as chapas conseguirem suportar grandes impactos quando existe queda das cargas no interior da caixa, devido às suas características de alta dureza, resistência e tenacidade.

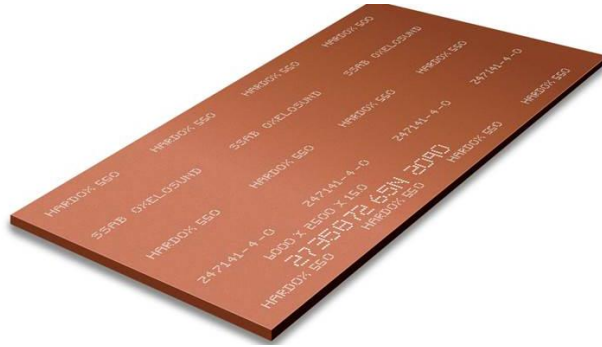


Figura 2.1 – Chapa de aço anti - desgaste *HARDOX* [7]

O aço de alto limite elástico *STRENX* [6] da figura 2.2 tem capacidade de suportar tensões elevadas e é ideal para construir produtos de grandes portes, como por exemplo os equipamentos de transporte e elevação.



Figura 2.2 – Perfil de aço de alto limite elástico *STRENX* [6]

A utilização deste tipo de aço tem como principal objetivo a redução do peso de grandes equipamentos industriais, mantendo a capacidade de suportar cargas, pelo facto de suportar tensões mais elevadas como mostra a figura 2.3.

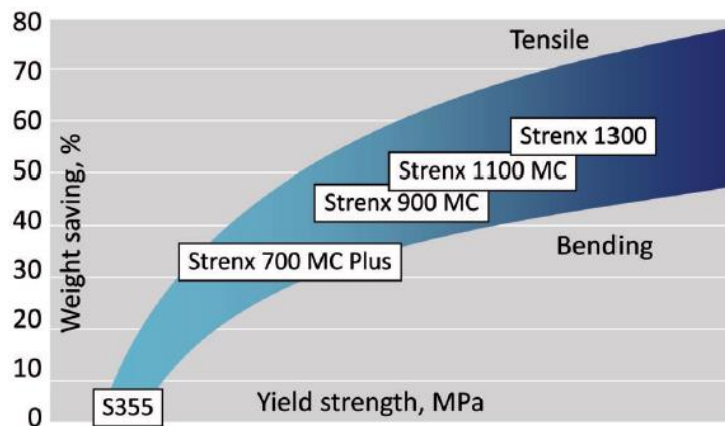


Figura 2.3 – Relação entre redução de peso (*weight saving*) vs tensão de cedência (*yield strength*) [8] para vários tipos de aço

2.2 Fabrico e montagem dos componentes estruturais

Na conceção da caixa basculante é importante conhecer os processos e equipamentos industriais usados no seu fabrico. É fundamental conceber um produto de fabrico fácil e económico, e é na fase de conceção que podem ser tomadas decisões importantes que irão influenciar de forma decisiva a eficiência do produto final. Os três principais equipamentos envolvidos no fabrico de caixas são apresentados seguidamente.

2.2.1 Máquina CNC laser

A máquina de corte CNC laser indicada na figura 2.4 permite cortar chapas com uma gama de espessuras entre 0.5 e 30 mm, e é utilizada para a cortar componentes planos que podem ou não ser seguidamente quinados. O corte é feito através de um feixe com uma densidade extremamente potente, permitindo derreter facilmente o material. As grandes vantagens são a rapidez do corte das peças, para qualquer tipo de espessura e de aço, e a boa precisão conseguida [9].

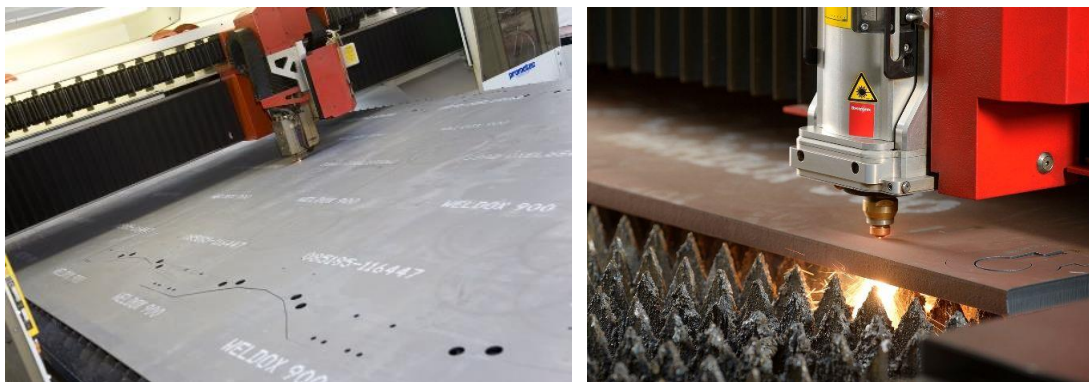


Figura 2.4 – CNC laser [9]

2.2.2 Máquina-ferramenta quinadora

A máquina-ferramenta quinadora tem como função quinar as superfícies planificáveis cortadas na máquina CNC laser ou na guilhotina através do processo de deformação plástica, utilizando ferramentas como a matriz e a punção representadas na figura 2.5, transformando chapas em vários componentes estruturais [10].

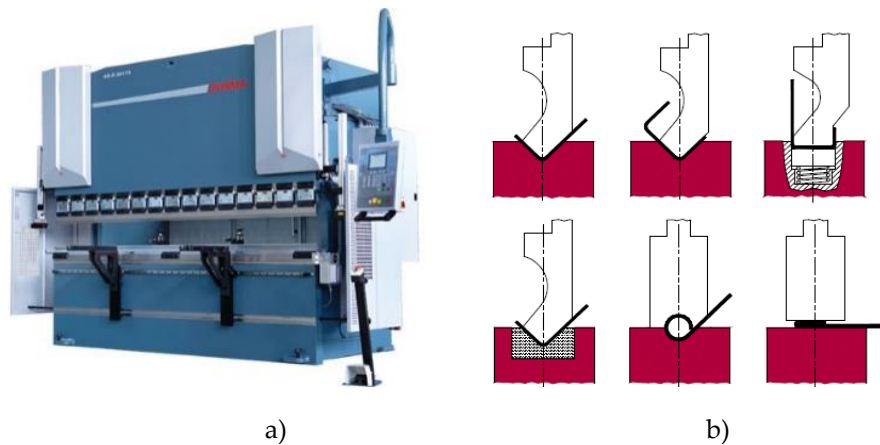


Figura 2.5 – Quinadora (a) e ferramentas de quinagem (matriz e punção)(b) [10]

2.2.3 Soldadura MIG/MAG

A montagem estrutural de uma caixa basculante é feita a partir das várias peças fabricadas com máquinas das operações anteriores e que são unidas através de soldadura.

A maior parte das empresas metalomecânicas utilizam a soldadura *GMAW* (*Gas Metal Arc Welding*), conhecida como soldadura *MIG/MAG* (*Metal Inert Gas/ Metal Active Gas*). Trata-se de um processo de soldadura por arco elétrico entre os componentes metálicos e o arame consumível, fornecido por um alimentador de corrente contínua (CC) permitindo unir os aços pelo aquecimento e fusão. Durante a sua soldadura estão presentes gases de proteção como: argônio (*Ar*) e dióxido de carbono de carbono (*CO₂*), com o objetivo de estabilizar o arco e permitir realizar uma boa soldadura entre os aços [11]. A figura 2.6 representa união de vários componentes com este tipo de soldadura numa seção lateral de uma caixa.



Figura 2.6 – Soldadura (*GMAW*) na lateral da caixa com aços especiais [11]

2.3 Dimensões recomendadas

O desenvolvimento de uma caixa basculante depende das principais diretivas rodoviárias (EU) 2015/719 ou Decreto-Lei 132/2017, de 11 de Outubro de 2017 [12] [13] e de documentos técnicos por parte dos fabricantes dos camiões, no estabelecimento dos vários parâmetros principais:

- Volume da caixa (dimensões recomendadas pelo fabricante do camião e legislação rodoviária);
- Peso bruto (GVM) ou carga útil;
- Número de eixos do camião ou do conjunto "veículo juntamente com o semi-reboque" - quanto mais eixos mais carga se pode transportar.

A caixa basculante vai ser desenvolvida para um camião rígido com 4 eixos, por ser o modelo mais comum, e pelo facto de só interessarem parâmetros presentes na tabela 2.2, que são obtidos através das diretivas rodoviárias.

Tabela 2.2 – Parâmetros constantes da legislação rodoviária para um camião rígido com 4 eixos [12] [13]

Designação	Parâmetro
Comprimento máximo para circular na via pública	12 m
Largura máxima dos veículos	2.55 m
Altura máxima dos veículos	4 m
Peso Bruto	32 000 Kg

O camião rígido *CF*, indicado na figura 2.7, respeita as dimensões indicadas na tabela 2.2 e é apropriado para transportar caixas basculantes. As suas características podem ser consultadas no anexo A.

O modelo *CAD* deste camião foi disponibilizado pela empresa *DAF*, sediada em *Eindhoven*, com configuração de eixo (8x4) que consiste em dois eixos traseiros com rodas duplas e sistema de tração, seguido de dois eixos dianteiros com rodas simples de direção.

A massa do camião acrescentada à massa do condutor, do depósito cheio de combustível e dos acessórios é de 9477 Kg, permitindo que a restante carga atinja o valor de 22523 Kg, onde estão incluídos a massa da caixa basculante, do sub-chassis, da tesoura estabilizadora, dos componentes hidráulicos e a carga útil [14].



a)



b)

Figura 2.7 – Camião rígido *DAF -CF* (8X4) com caixa basculante (a) e modelo *CAD 3D* (b) [14]

Este modelo tem as cotas principais, que são fundamentais para dimensionar a caixa basculante, representadas na figura 2.8 e tabeladas na tabela 2.3.

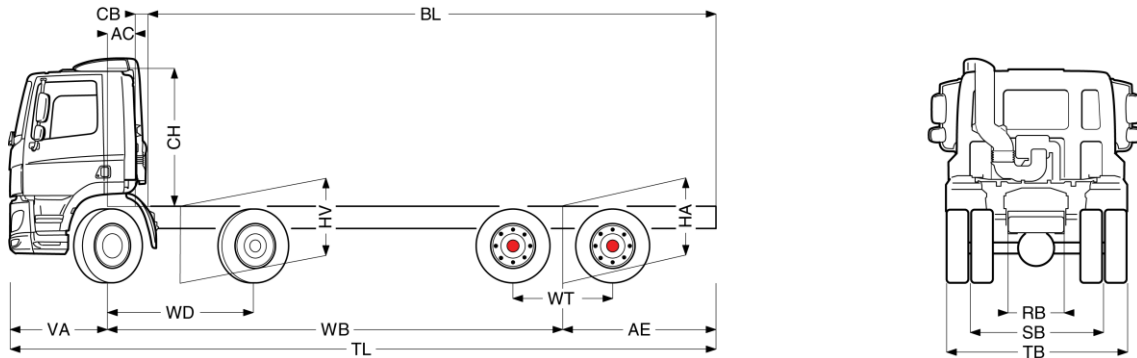


Figura 2.8 – Legenda das cotas principais do camião *DAF CF*

Tabela 2.3 – Cotas principais do camião *DAF CF* [14]






Cotas	WB	AE	WD	WT	AC	CB	CH	BL	TL	HA	RB	SB	TB
Medidas (m)	5.05	1.65	2.05	1.4	0.39	0.28	1.94	6	8.87	1.09	0.79	1.82	2.55

2.4 Cargas

Antes de projetar a caixa basculante é necessário conhecer a carga que pode ser transportada. Na tabela 2.4 são apresentados alguns materiais, com as respectivas densidades volúmicas. A massa a ser transportada pode ser calculada a partir da densidade volúmica e da cubicagem de uma caixa.

Outra informação relevante é o ângulo de atrito estático que determina qual o ângulo mínimo de inclinação que a caixa basculante deve atingir de forma a realizar a operação de descarga completa. Este fator vai ser determinante na escolha do cilindro hidráulico necessário para realizar esta operação.

Tabela 2.4 – Tabela das densidades das cargas [15]

Material	Densidade volúmica (kg /m ³)	Ângulo estático (°)	Figura
Carvão	1200-1400	30	
Areia e pedras	2100	30	
Areia seca	1400	35	
Asfalto	720	45	
Granito	2673	40	

3 Concepção da caixa basculante

Depois de apresentar alguns conceitos importantes para o desenvolvimento da caixa basculante no capítulo 2, irá agora ser utilizado o programa de *CAD SOLIDWORKS* para conceber o modelo geométrico de uma caixa basculante, ilustrado na figura 3.1.



Figura 3.1 - Camião com caixa basculante semi-redonda

3.1 Sub – chassis

A primeira etapa é desenvolver uma estrutura assente sobre o chassis do camião, designada sub-chassis de modo que seja adaptado à fixação da caixa basculante durante o transporte e funcionamento, como representa a figura 3.2. Outra razão para a sua criação é que a estrutura do camião não pode ser modificada, de acordo com as indicações do fabricante. No dimensionamento do sub-chassis é importante ter em conta as características do chassis do camião representadas na figura 2.8 e na tabela 2.3.

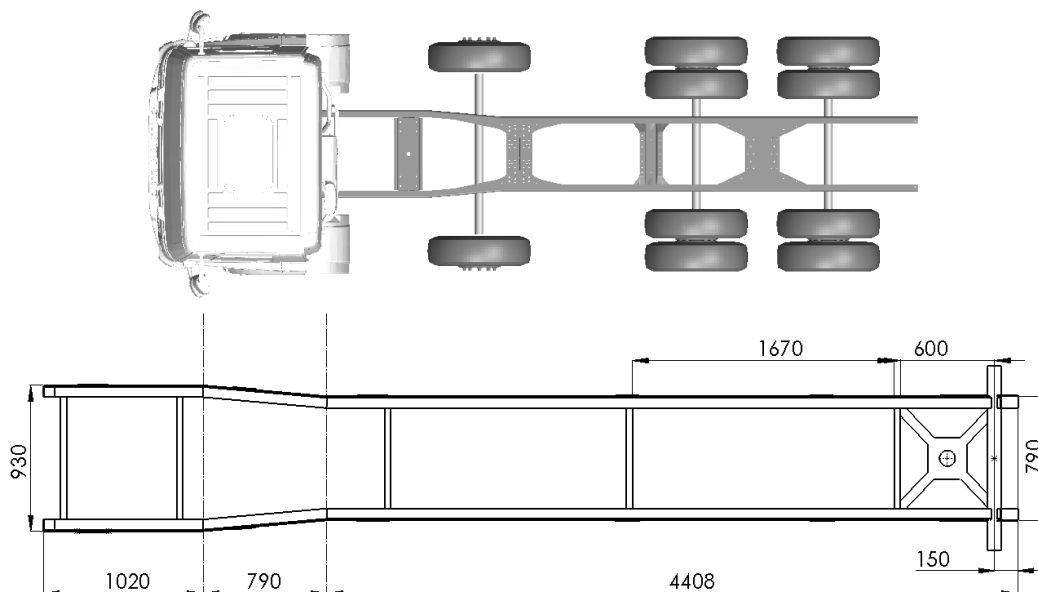


Figura 3.2 – Etapa inicial do desenvolvimento do sub-chassis sobre chassis do camião

As diretivas dos fabricantes dos camiões relacionadas com o sub-chassis indicam que a estrutura pode estar sujeita a várias situações críticas: o impacto provocado pela queda das cargas; a carga distribuída ao longo das duas longarinas do sub-chassis que resulta da caixa completamente carregada; a operação de descarga realizada num terreno não plano que faz com que o conjunto (chassis e sub-chassis) do camião esteja sujeito a torção e flexão. Os pontos do sub-chassis onde poderão surgir as tensões mais elevadas são as chumaceiras de suporte do cilindro frontal e o veio de basculamento, pois estão sujeitas a cargas mais elevadas. Assim, é proposto a conceção da figura 3.3.

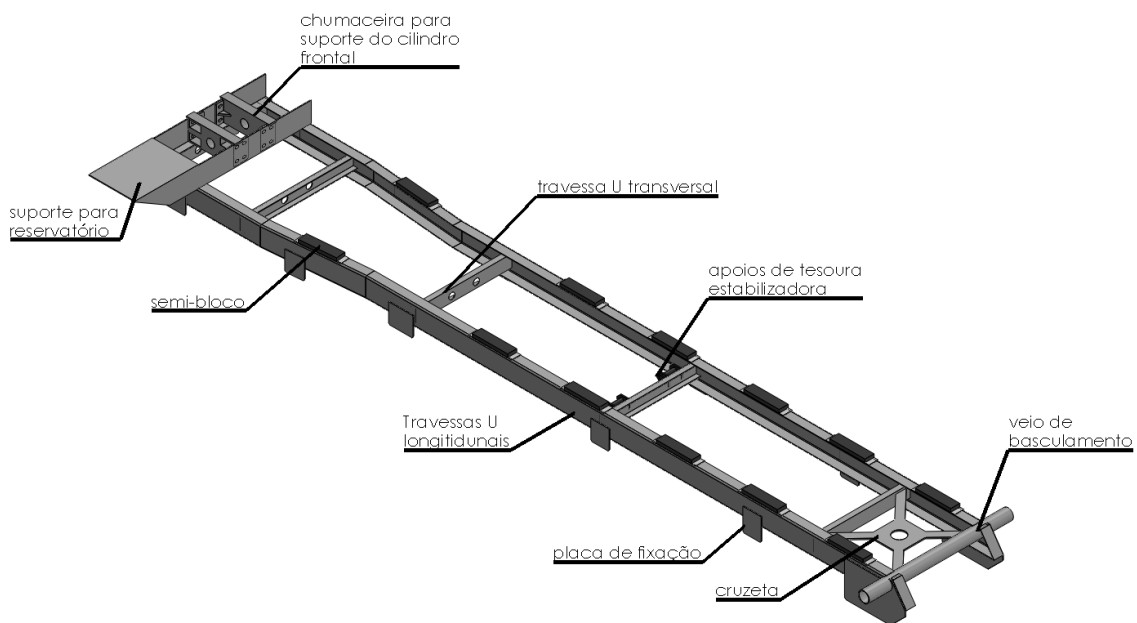


Figura 3.3 – Sub-chassis – vista isométrica – descrição

Com auxílio de informações das diretivas dos fabricantes dos camiões [16], é recomendado que as longarinas sejam em formato U para suportar torção e flexão. Para reforçar a rigidez da estrutura, é conveniente colocar travessas transversais em U, tal como uma cruzeta soldada ao veio do basculamento.

Além de conceber o sub -chassis, foi necessário modelar o chassis do camião da figura 3.4, de forma simplificada, de modo a transmitir uma maior noção das dimensões que vão ser importantes para as análises estáticas desta estrutura.

É aconselhado que o suporte do cilindro hidráulico não esteja distanciado em relação ao primeiro eixo dianteiro com uma distância superior a 1200 mm, tendo optado pela cota F que tem uma distância menor de forma a garantir segurança e estabilidade durante a descarga.

Por recomendação do fabricante *DAF*, é importante que o centro de basculamento não esteja distante mais de 800 mm em relação ao último eixo da roda traseira do caminhão como indica a cota *T*.

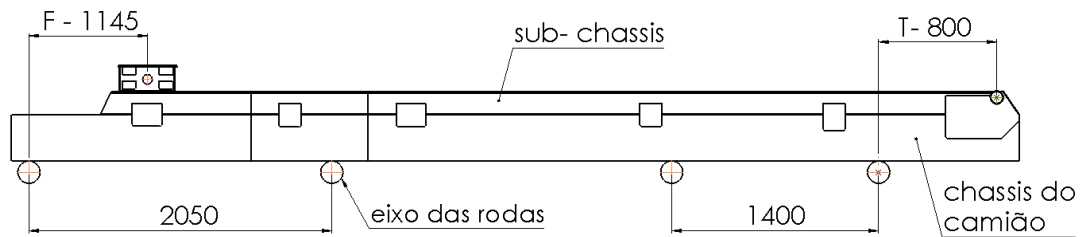


Figura 3.4 - Dois pontos cruciais para basculamento da caixa

Para fixar o sub-chassis ao chassi do caminhão são utilizadas placas de fixação como representa a seguinte figura 3.5. Devido aos carregamentos elevados, é recomendada a utilização de parafusos de M16 com classe de resistência 10.9 [16].

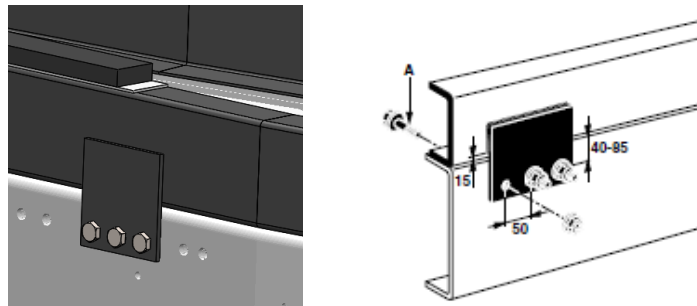


Figura 3.5 – Fixação do sub-chassis no caminhão [16]

3.2 Caixa basculante

A caixa basculante semi-redonda da figura 3.6 tem uma particularidade muito especial, as faces laterais são quinadas e não necessitam de reforços de forma a aumentar a resistência à flexão devido à carga distribuída e aos impactos.

A conceção de uma caixa basculante pode ser feita de várias formas, desde que sejam cumpridas as regras rodoviárias da tabela 2.2. Antes de iniciar o desenvolvimento da caixa basculante é importante saber que cargas podem vir a ser transportadas. Tendo em conta as cargas constantes da tabela 2.4 admite-se que a areia seca e o carvão sejam os materiais que correspondem ao maior valor da carga transportada porque apresentam uma densidade que é das mais elevadas e são materiais desagregados, o que permite encher a caixa na sua totalidade. Com o valor da densidade destes materiais é possível determinar aproximadamente a massa da carga que a caixa basculante pode

transportar. Para isso, utiliza-se a expressão da densidade volúmica (3.1) para calcular a massa da carga, caso se conheça a cubicagem da caixa basculante.

$$m = V \times \rho \quad (3.1)$$

Numa fase inicial, sendo o camião composto por 4 eixos, normalmente na indústria do fabrico de caixas basculantes é proposto que a caixa basculante tenha capacidade de suportar entre 12 a 16 m³ [17]. Fazendo uma estimativa, é admitido que este produto consiga transportar 15 m³ e que consiga transportar areia seca com densidade de 1400 kg /m³. Consequentemente a carga útil pode atingir 21000 Kg, sendo este é um valor inferior à tara disponível de 22523 Kg.

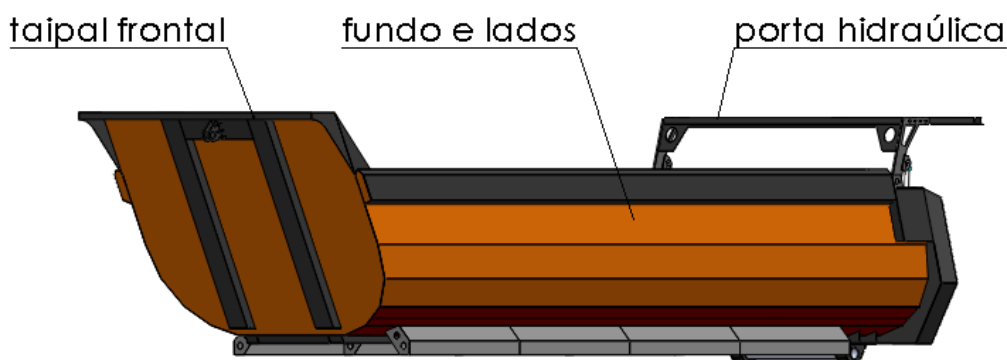


Figura 3.6 – Características estruturais de uma caixa basculante com porta hidráulica

Seguidamente, é apresentado o modelo 3D da caixa basculante com a descrição dos componentes estruturais na figura 3.6. Contudo, este modelo CAD 3D serve exclusivamente para ser exportado para os vários programas de análise numérica, pois caso haja interesse em fabricar este produto é necessário modificar algumas partes do modelo de forma a adaptá-lo ao fabrico. Por exemplo, algumas peças devem ser modeladas incluindo planificação para utilização de quinagem, folgas para realização de soldadura e furos para colocação de parafusos.

3.3 Taipal frontal

A figura 3.7 representa o sub-conjunto designado por taipal frontal, que é constituído por uma chapa anti -desgaste no painel frontal, reforçada com travessas verticais ligadas através de soldadura. A pala (parte superior frontal da caixa) é reforçada com dois suportes com o objetivo de proteger contra a queda de pequenas cargas uma parte sensível do camião que é o motor e o sistema hidráulico. Após o fabrico da caixa é feita a ligação entre o cilindro hidráulico frontal e a chumaceira superior com uma cavilha. Na figura 3.8 são apresentadas as cotas principais para o desenvolvimento da parte frontal da caixa basculante.

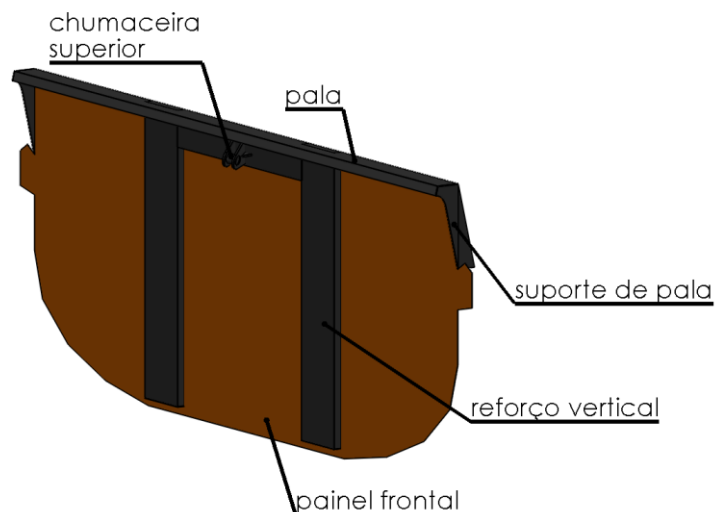


Figura 3.7 – Taipal Frontal – vista isométrica – descrição

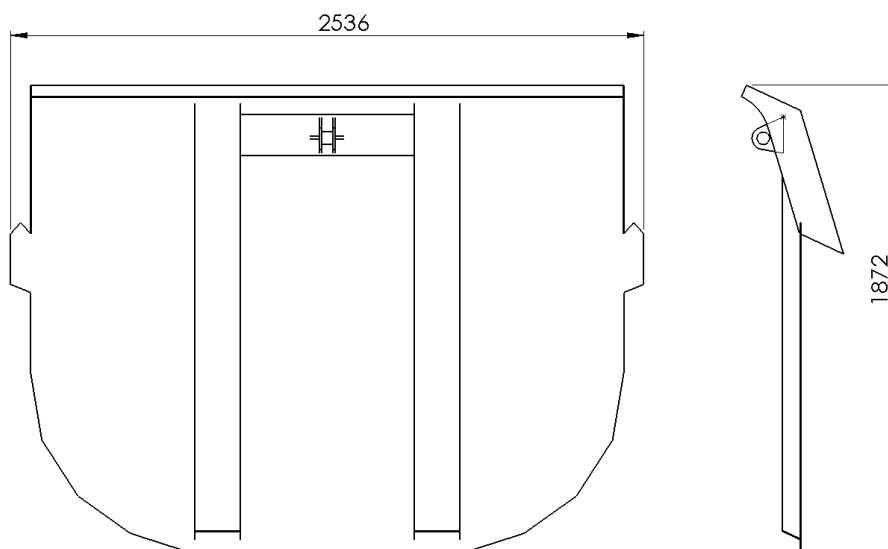


Figura 3.8 – Taipal frontal – vista frontal – cotas

3.4 Fundo e laterais

As figuras 3.9 e 10 mostram uma estrutura central da caixa que é fabricada com uma chapa de fundo e duas chapas laterais quinadas reforçadas por travessas superiores longitudinais, travessas traseiras e longarinas longitudinais de forma a que estrutura tenha capacidade de suportar flexões em torno do eixo longitudinal e transversal resultante dos vários tipos de cargas estáticas e dinâmicas. Na parte traseira existem dois suportes para as dobradiças das portas, e que também servem para proteger os cilindros hidráulicos.

É conveniente que existam proteções laterais na caixa com a designação de pára-choques, pois estes servem para prevenir entradas de objetos que possam causar danos no sistema de transmissão do camião.

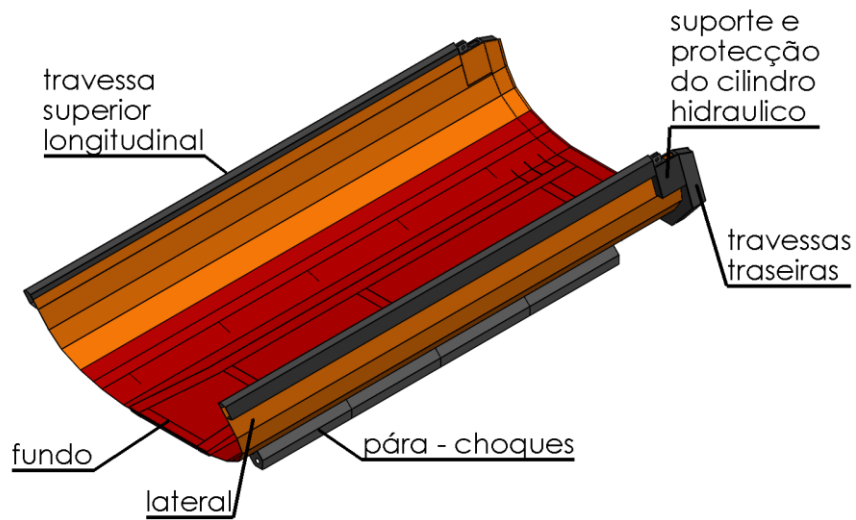


Figura 3.9 – Fundo e laterais – vista isométrica – descrição

Na vista de fundo da figura 3.10, podem ser vistos vários componentes estruturais concebidos para fixar a caixa basculante aos suportes do sub-chassis, como é caso do suporte para chumaceira traseira que está aparafusado com parafusos M16 de classe 10.9 à chumaceira traseira, de modo a fazer a ligação ao veio do basculamento. Para maior estabilidade durante a descarga, foram criados suportes para a tesoura estabilizadora que está localizada no centro de massa da caixa.

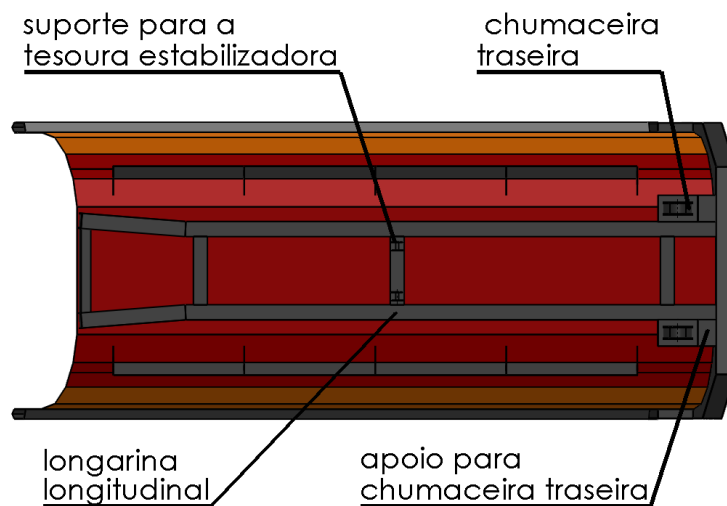


Figura 3.10 – Fundo e laterais – vista de fundo – descrição

Como representado na figura 3.11, a parte frontal possui um corte inclinado de 65° , de forma a facilitar que o cilindro frontal seja recolhido no espaço limitado do chassi do caminhão. Na parte traseira, a porta está inclinada a 75° de forma a facilitar a descarga.

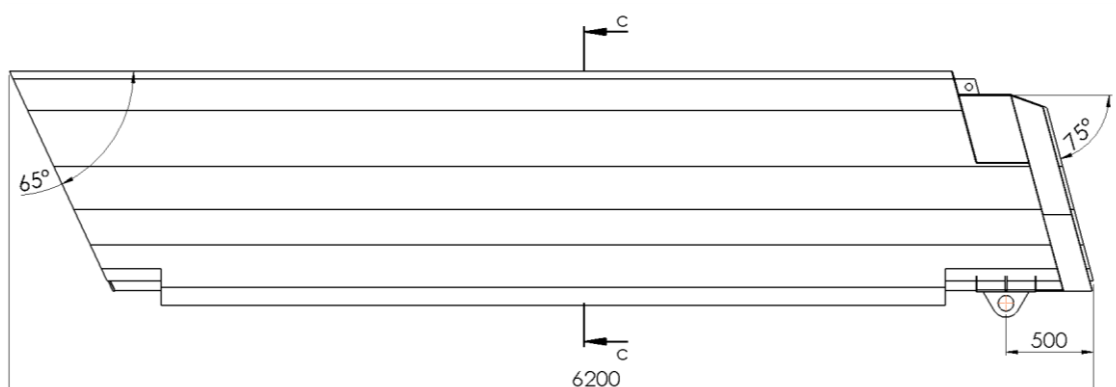


Figura 3.11 – Fundo e lateral - vista lateral em corte – cotas

Na figura 3.12, a vista frontal apresenta cotas das chapas do fundo e das laterais que são quinadas. É importante que a cota D não ultrapasse a largura de 2550 mm de acordo com as diretivas rodoviárias.

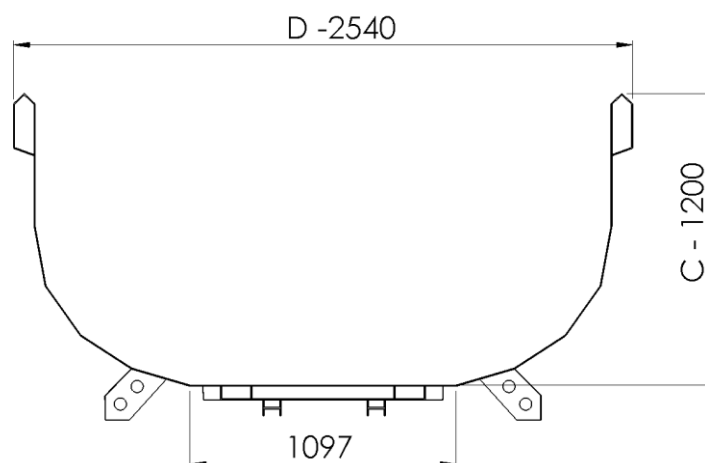


Figura 3.12 – Fundo e lateral – vista frontal – cotas

Na figura 3.13, podem ser vistas várias cotas com especial destaque a cota A e B . A distância entre o centro de suporte para a tesoura estabilizadora e a chumaceira traseira é representada pela cota A . É aqui que o centro de suporte da tesoura coincide com o centro da massa da caixa basculante, sendo nessa posição que se deve instalar o mecanismo da tesoura indicado na figura 3.16, de forma a garantir a estabilidade durante o serviço de descarga. Através de informação técnica do cilindro frontal, constante do anexo B , é aconselhado utilizar a cota B entre o centro da chumaceira traseira e a traseira da caixa.

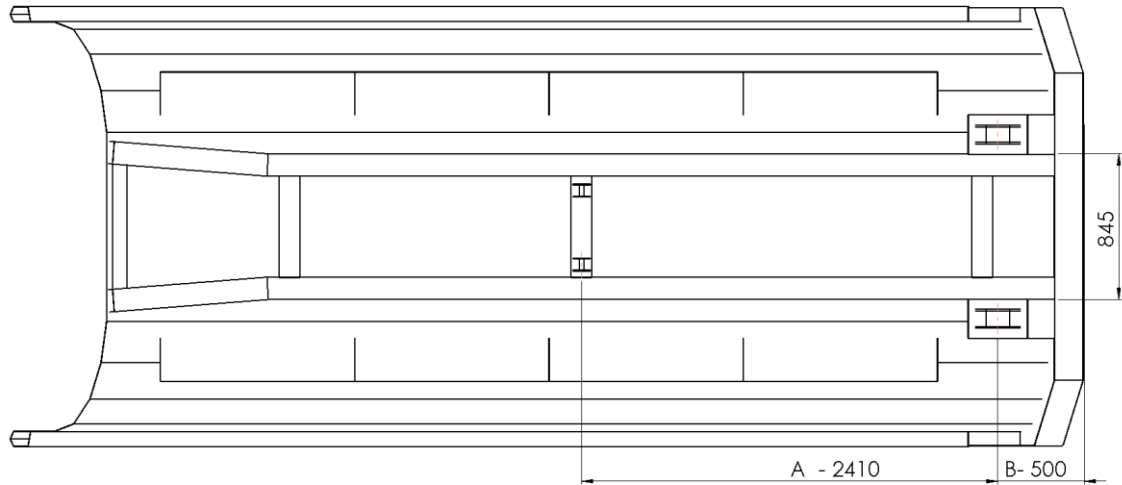


Figura 3.13 - Fundo e lateral - vista do fundo – cotas

3.5 Porta hidráulica

O fabrico deste conjunto, ilustrado nas figuras 3.14 e 3.15, tem como função fechar a caixa quando a caixa basculante está na posição de repouso e abri-la antes da realização da descarga com o auxílio de cilindros hidráulicos. A porta é constituída por um painel reforçado por travessas na periferia e no centro do painel, de forma a suportar a carga que é transportada. Na porta existem duas dobradiças que são conectadas ao suporte existente na caixa através de cavilhas e que também apresentam olhais para ligação aos cilindros hidráulicos.

A vantagem de a porta abrir com a ajuda dos cilindros antes da operação de descarga é evitar que a carga embata sobre o painel da porta, reduzindo por isso a carga a que estará sujeita, o que permite reduzir a sua massa.

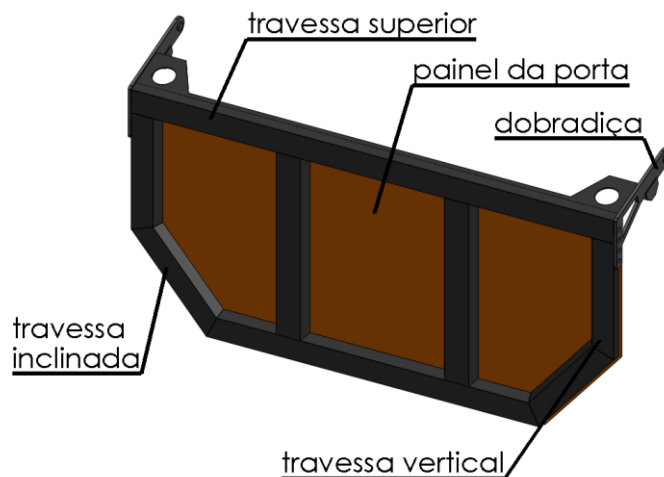


Figura 3.14 – Porta hidráulica – vista isométrica – descrição

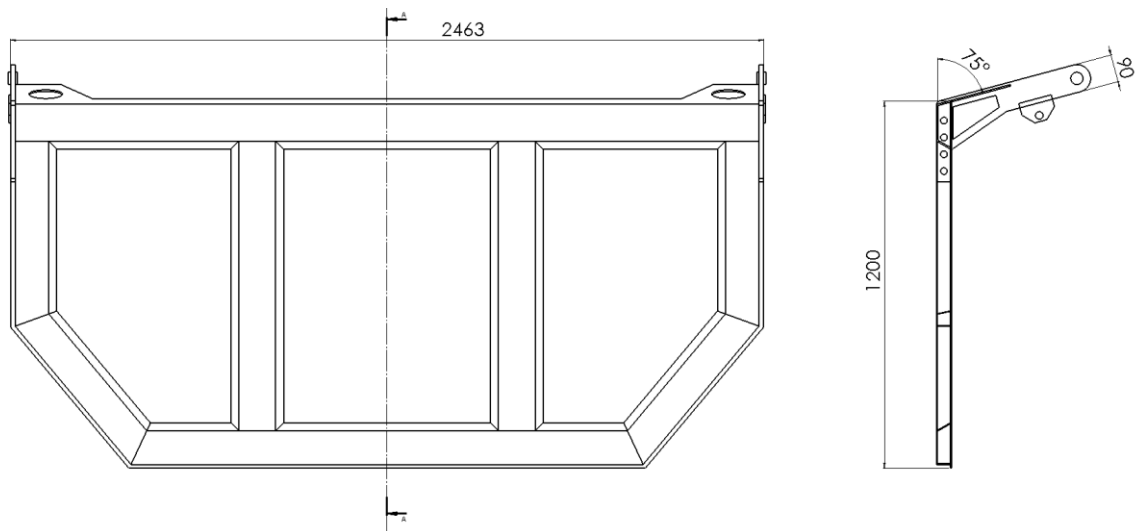


Figura 3.15 – Porta hidráulica – Vista frontal e lateral em corte – cotas

3.6 Tesoura estabilizadora

A tesoura estabilizadora representada na figura 3.16, é fabricada por tubos e chapas e é considerada um apoio secundário, além do veio de basculamento e do cilindro frontal. Este mecanismo tem como função evitar que a caixa basculante tenha deslocamentos transversais. A tesoura está ligada por cavilhas a suportes apropriados soldados existentes na caixa basculante e no sub-chassis, como representado nas figuras 3.10 e 3.3. Nesta posição, a tesoura suporta forças transversais e momentos em torno do eixo longitudinal quando a caixa basculante está a realizar a operação de descarga num plano inclinado [18].

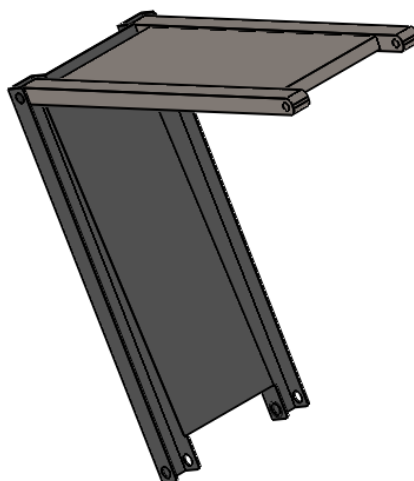


Figura 3.16 – Tesoura estabilizadora não otimizada quando a caixa basculante está inclinada

Quando a caixa basculante está em posição de repouso, o mecanismo vai estar noutra posição, ou seja, as duas partes estruturais interlaçam-se entre si como na figura 3.17.

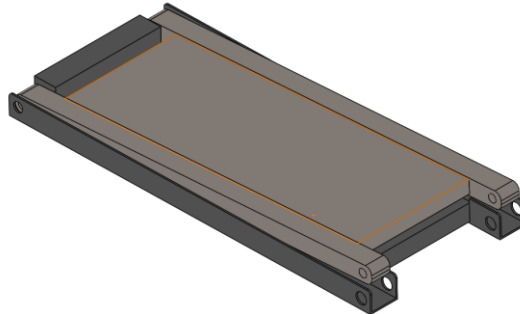


Figura 3.17 – Tesoura estabilizadora quando a caixa basculante está em repouso

3.7 Sistema hidráulico

Na figura 3.18 é ilustrado o circuito hidráulico que ativa o cilindro frontal para que a caixa basculante se incline de forma a descarregar a carga. Após a descarga, a recolha do cilindro é feita por efeito da gravidade e o óleo volta para o reservatório [19].

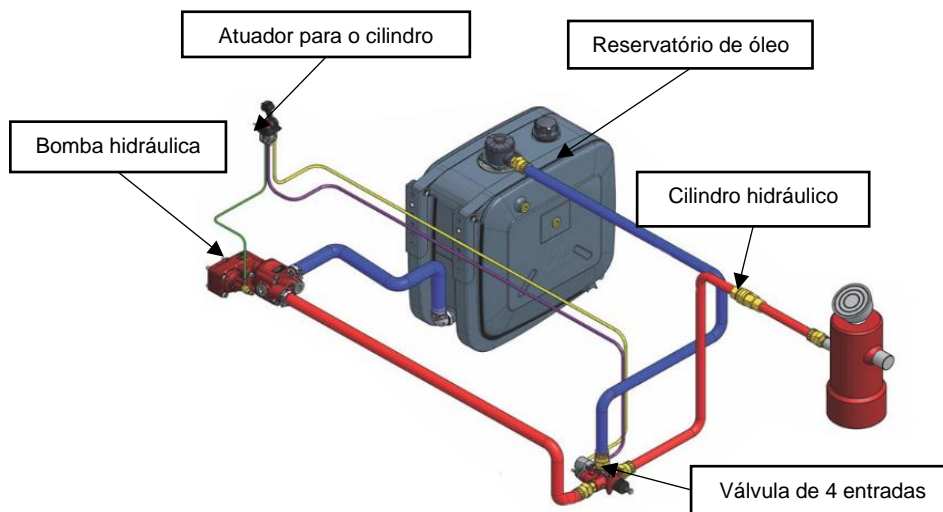


Figura 3.18 – Circuito hidráulico [19]

A bomba hidráulica permite converter energia mecânica proveniente da tomada de força em energia hidráulica fornecendo pressão ao óleo que move o cilindro hidráulico frontal.

As válvulas permitem fazer ligações entre o reservatório, a bomba hidráulica e o cilindro hidráulico. O reservatório de óleo tem como função armazenar o óleo de um circuito hidráulico.

A tomada de força é um mecanismo com várias engrenagens helicoidais que estão acopladas a uma parte do motor e que permite fornecer energia do motor de combustão para a bomba hidráulica como representa a figura 3.19. A seleção da tomada depende das características da caixa de velocidades do caminhão, do cálculo da potência a ser consumido através dos conhecimentos da pressão e do caudal.



Figura 3.19 – Tomada de força (PTO - *Power take -off*) [19]

O cilindro hidráulico frontal é constituído por vários cilindros telescópicos que permitem levantar a caixa basculante na parte frontal. As características do cilindro hidráulico (anexo B) são ajustadas às dimensões, centro de gravidade da caixa e ao ângulo de basculamento. É importante que a carga a ser transportada na caixa basculante consiga sair facilmente de forma a que a inclinação da caixa consiga superar o maior ângulo de atrito estático das cargas transportadas indicado na tabela 2.4. O cilindro selecionado tem a capacidade para exercer uma força de 220 KN, tem um curso total de 4660 mm, para que seja possível atingir o ângulo máximo de inclinação de 48°, superando todos os ângulos estáticos das cargas a ser transportadas [20].

Para a escolha do cilindro para a porta hidráulica foi tido em conta o cursor máximo, diâmetro máximo e a existência de olhais nas extremidades. O cilindro ilustrado na figura 3.20 tem um diâmetro $D = 50$ mm e um curso máximo de 213 mm.

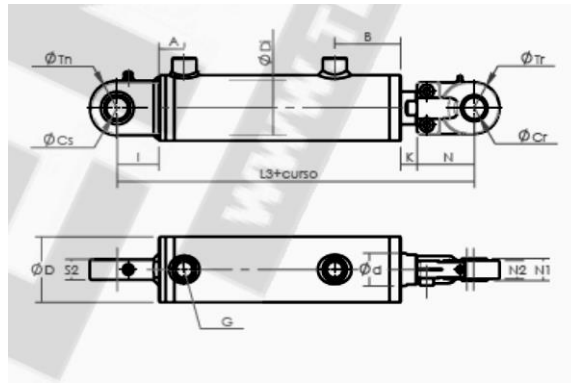


Figura 3.20 – Cilindro hidráulico para a dobradiça da porta [21]

A sua instalação é feita através de dois olhais que estão interligados com as cavilhas existentes no painel lateral da caixa basculante e com a dobradiça da porta. Para realizar as análises estáticas foram criados cilindros hidráulicos simplificados que vão servir de elementos de ligação quando a porta está aberta, como apresenta a figura 3.21 [21].

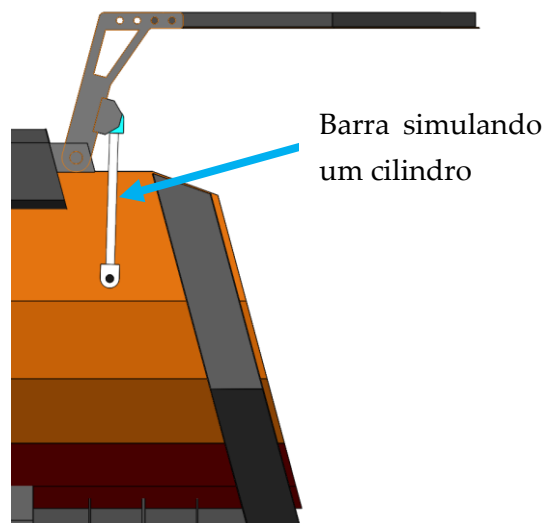


Figura 3.21 – Barra simulando um cilindro hidráulico para a porta

Na figura 3.22, está representado um sistema de fecho para a porta hidráulica, permitindo que uma caixa cheia esteja trancada e não se esvazie ao longo do percurso. O sistema de fecho, abre e fecha com o auxílio de um cilindro pneumático, de modo a evitar que um operador abra o sistema manualmente, poupando assim o tempo de operação.

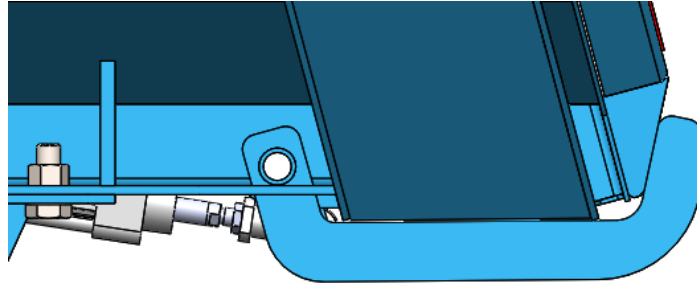


Figura 3.22 – Sistema de fecho com cilindro pneumático

Para os cilindros hidráulicos da porta e o cilindro pneumático do fecho não foram realizados cálculos de forças estáticas e dinâmicas, pois as simulações mais importantes foram efetuadas com a porta aberta.

4 Análises estáticas

4.1 Preparação do modelo para simulações numéricas

Antes de realizar vários estudos de análise numérica com o *ANSYS Workbench* é necessário gerar a malha. Deve-se garantir uma malha de boa qualidade através da discretização do modelo simplificado, procurando obter elementos de geometria regular. Para isso o *Workbench* disponibiliza vários comandos que permitem controlar o número de nós ou de elementos ao longo de arestas, faces ou corpos do modelo. Uma questão essencial prende-se com a criação de uma malha com elementos do tipo casca (*Shell*) em modelos estruturais deste tipo. Devido à sua geometria, a utilização de cascas permite uma modelação com resultados muito precisos, mas com um número de nós e elementos muito inferior quando comparado com a mesma malha construída com elementos sólidos. É por isso muito conveniente utilizar elementos do tipo casca [22]. Contudo, a criação da malha sobre um modelo *CAD 3D* importado para o *ANSYS Workbench* utiliza elementos sólidos, sendo necessárias operações específicas, que consistem em obter as superfícies médias das chapas, antes de gerar a malha, para obter elementos do tipo casca.

Grande parte dos elementos estruturais dos modelos de *CAD* projetados no capítulo 3 são fabricados com chapas e quinados, o que em termos de modelo numérico *FEM*, significa que a maior parte dos componentes podem ser analisados como elementos casca (*Shell*).

Assim, durante a modelação no programa *SOLIDWORKS* é necessário ter em atenção a forma como vai ser feita a operação de extrusão para criar sólidos a partir de superfícies, devendo utilizar-se o comando *Extrude-Mid Plane*. Após a criação dos vários componentes é necessário realizar a sua montagem criando um *Assembly*. Esta operação deve ser feita com cuidado para que a união de componentes se faça entre as superfícies médias das peças como representa a figura 4.1 [23].

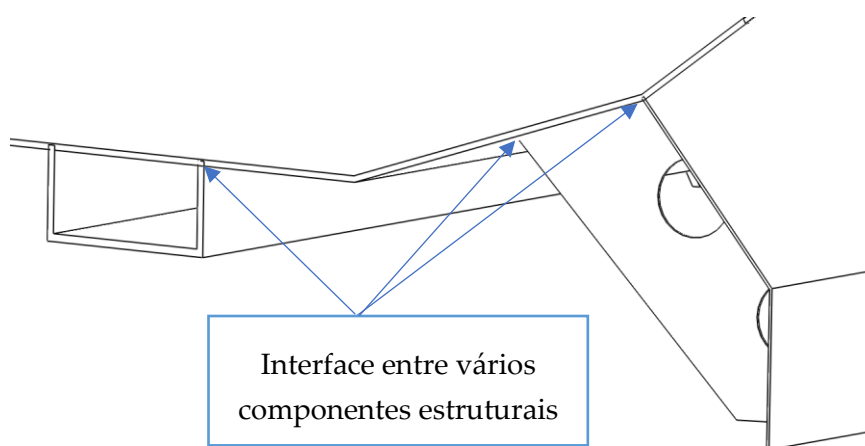


Figura 4.1 – Interface entre vários componentes estruturais no *ASSEMBLY-SOLIDWORKS*

Após a modelação, o modelo de *CAD* da caixa basculante e as suas propriedades como a massa e os materiais, são exportados para programa de elementos finitos (*FEM*) *ANSYS Workbench*. Contudo, a malha gerada a partir do modelo importado diretamente do programa *SOLIDWORKS* irá ter apenas elementos sólidos e não elementos casca, como se pretende.

Por isso, para preparar a malha do modelo importado, é importante utilizar o módulo de *CAD* – *SPACE CLAIM*, que contém os comandos que permitem preparar o modelo de *CAD*, proveniente de qualquer programa de modelação 3D, de forma a criar distintos tipos de elementos para a geração de malha.

Para converter os componentes estruturais da caixa basculante em cascas como representa a figura 4.2, usa-se o comando *Mid-Surface*. Durante a conversão de um componente na sua superfície média é importante distinguir qual das faces vai ser o topo ou o fundo da superfície, porque esta distinção tem influência na colocação de cargas nas faces devido a pressão hidrostática. Neste caso, a face interior da caixa basculante foi associada ao topo e a parte exterior ao fundo. Em seguida, este modelo é convertido numa malha com elementos casca no módulo *Mechanical* para realizar as várias simulações numéricas como representa a figura 4.3. [24].

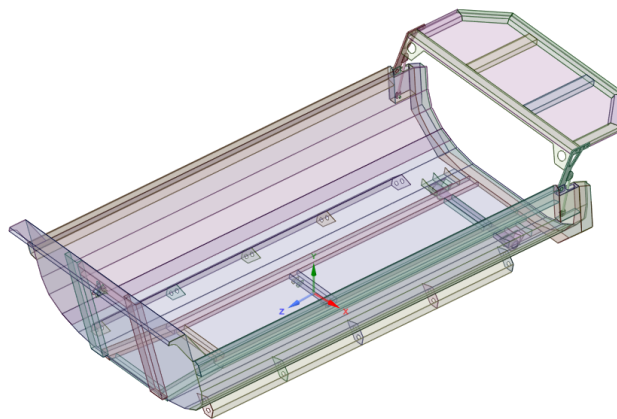


Figura 4.2 – Modelo com as superfícies (*Mid-surface*)

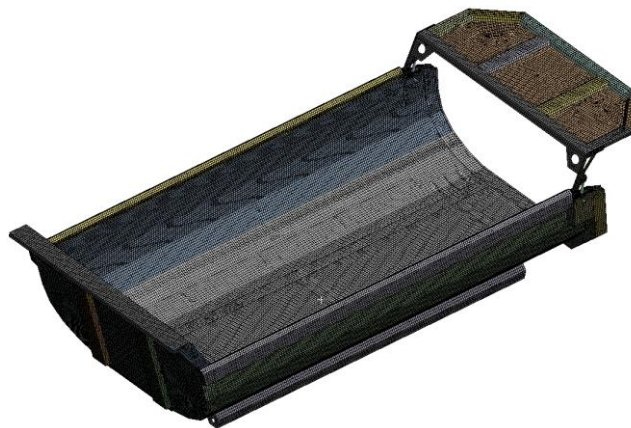


Figura 4.3 – Malha com elementos casca (*Shell*)

4.2 Especificações

As análises estáticas de uma caixa basculante são importantes numa fase inicial de desenvolvimento para determinar tensões, deslocamentos e reações, pois é com estes parâmetros que se determina se o produto cumpre os requisitos essenciais de carga e descarga durante o seu funcionamento.

4.2.1 Reações

Na preparação do modelo para a análise estática foi analisada exclusivamente a caixa basculante. Por isso, nos componentes estruturais que fazem a ligação ao sub-chassis e ao cilindro frontal devem-se colocar os suportes como indica a figura 4.4 [25].

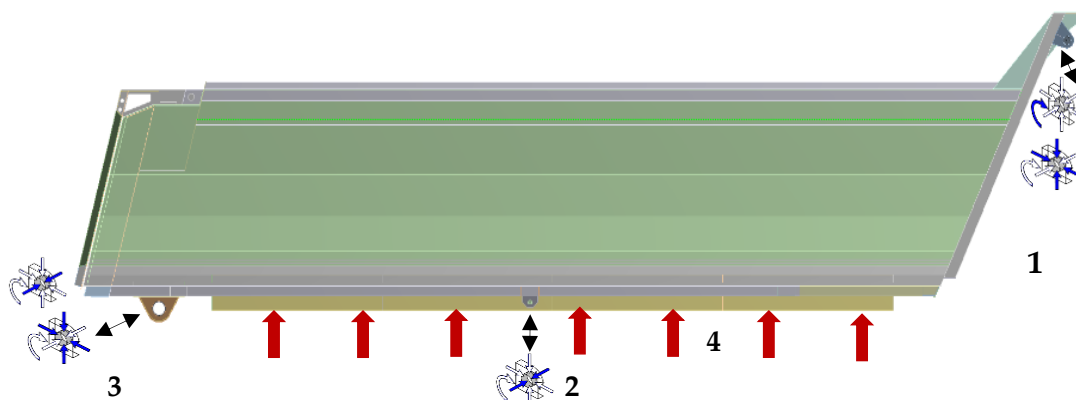


Figura 4.4 – Reações para a caixa basculante [25]

Em todas as análises estáticas foram colocados suportes do tipo *cylindrical support* em três locais: nas chumaceiras superior (1) e traseira (3) e na ligação da tesoura estabilizadora (2). Considera-se que a colocação dos suportes como indica a figura 4.4 aproxima convenientemente a realidade.

O suporte é colocado na chumaceira superior (1) devido à existência de um cilindro hidráulico frontal ligado à caixa através de uma cavilha. Este suporte, na prática permite que o cilindro exerça forças verticais e longitudinais e que a caixa basculante possa rodar em torno do eixo transversal.

Como a tesoura estabilizadora (2) tem como função evitar que a caixa basculante tombe durante a operação de descarga, coloca-se um suporte que permita exercer uma força transversal e um momento em torno do eixo longitudinal.

Na chumaceira traseira (3) o suporte impede os deslocamentos nas 3 direções porque o suporte está ligado ao veio de basculamento, considerado um eixo para a caixa basculante rodar e ao mesmo tempo evitar que haja deslocamentos indesejáveis.

Quando o camião transporta a caixa basculante com a carga, a caixa está apoiada ao longo das longarinas do sub-chassis. Por isso, além de colocar as reações anteriores, deve-se colocar suportes restringindo o movimento na direção vertical (4) ao longo das longarinas longitudinais.

Contudo, quando a caixa basculante começa a inclinar, não se considera este suporte (4).

4.2.2 Cargas

Para determinar o valor da carga considera-se que existe uma pressão distribuída no interior da caixa basculante [26], considerando ser um caso de pressão hidrostática como representa a figura 4.5.



Figura 4.5 – Representação da carga hidrostática no interior da caixa basculante [26]

Consoante a sua altura (h), à medida que a caixa vai sendo cheia, maior vai ser a pressão no fundo, como representa a seguinte expressão (4.1).

$$P = d \times g \times h \quad (4.1)$$

No *ANSYS Workbench* com o comando carga hidrostática (*Hydrostatic Pressure*) [25], o programa calcula a variação da pressão hidrostática no interior da caixa basculante como é apresentado na figura 4.6.

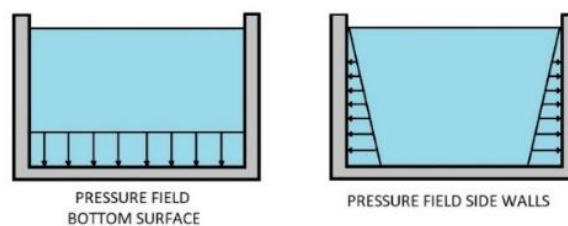


Figura 4.6 – Pressão hidrostática no fundo e nas laterais [15]

Para caso do estudo das análises estáticas vai ser considerada a densidade volúmica (d) da areia seca e do carvão de 1400 kg/m^3 .

Para todas as análises, considera -se que a massa da caixa basculante e da carga são sujeitas à aceleração da gravidade (g) $9,81 \text{ m/s}^2$.

4.2.3 Propriedades do material elástico

Para realização de todas as simulações numéricas são utilizadas as especificações relativamente aos aços indicadas na tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Especificações relativamente aos aços [27]

Densidade (kg/m^3)	Modulo de Elasticidade (GPa)	Coefficiente de Poisson
7850	210	0,3

4.3 Caixa basculante semi – redonda reforçada vs melhorada

O primeiro objetivo de uma análise estática é comparar dois modelos de caixas basculantes semi -redonda com diferentes espessuras, massas e aços utilizados, como é ilustrado nas figuras 4.7 a 4.10. O primeiro é o modelo que se propõe e cuja geometria foi desenvolvida no capítulo 3, utilizando espessuras pequenas e médias e aços com elevado limite elástico e anti-desgaste com o objetivo de reduzir a massa. Esse modelo é designado modelo melhorado. O segundo modelo representa uma caixa basculante semi-redonda semelhante às que são fabricadas atualmente. Este modelo é designado caixa reforçada. O objetivo desta secção é comparar os dois modelos.

Devido aos direitos autorais por partes dos fabricantes deste tipo de produto não é possível ter acesso aos modelos *CAD* em produção. Assim, de forma a comparar os dois modelos, reaproveita-se o modelo *CAD* da caixa basculante melhorada, e através dos catálogos técnicos deste tipo de produto [28], obtém-se informação relativa às espessuras e aos aços utilizados na sua construção.

Consequentemente a caixa basculante reforçada fica com massa maior, transportando menos carga quando comparada com o modelo da caixa basculante melhorada.

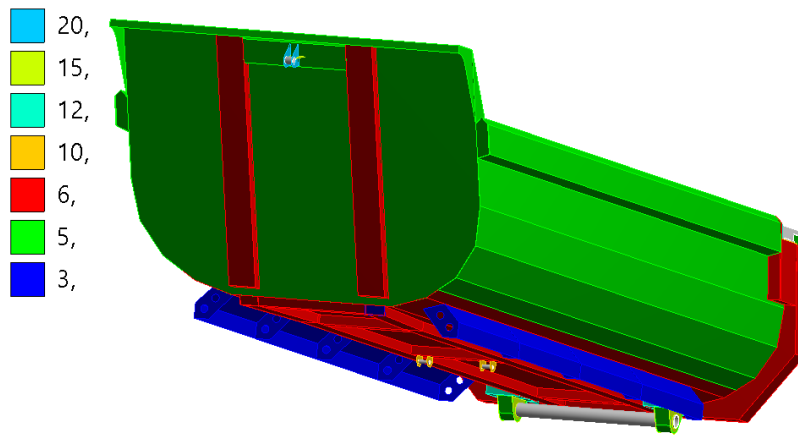


Figura 4.7 – Espessuras da caixa basculante reforçada



Figura 4.8 – Caixa basculante fabricada com os aços HARDOX 450 e aços de construção

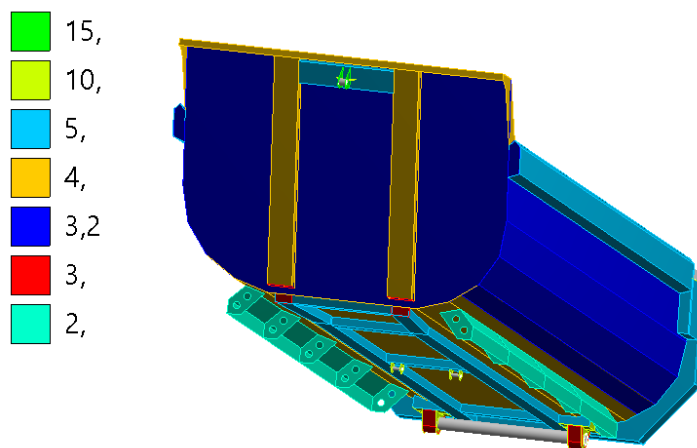


Figura 4.9 – Espessuras da caixa basculante melhorada

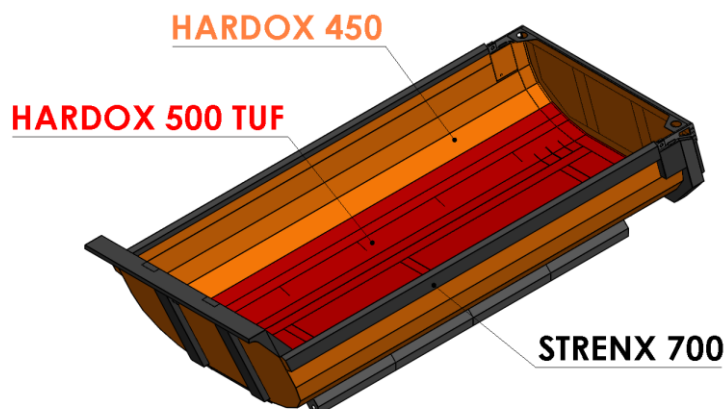


Figura 4.10 – Caixa basculante semi-redonda melhorada fabricada com os aços *HARDOX 500 TUF*, *HARDOX 450* e *STRENX 700*

Para ambos os modelos das figuras anteriores, as caixas basculantes estão na posição de repouso. Significa que a única carga é a pressão hidrostática exercida no interior da caixa basculante. Para esta situação, considera-se a densidade volúmica da areia seca e o vetor da aceleração de gravidade, assumindo que o peso (W) é igual a reação normal (R) como ilustra a figura 4.11.

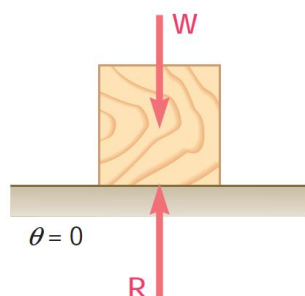


Figura 4.11 - Diagrama de força – Peso (W) = Reação (R) no plano não inclinado [29]

É feita uma comparação entre duas caixas basculantes com as mesmas condições de densidade volúmica de carga (areia seca) e aceleração de gravidade, mas com diferentes valores de pressão hidrostática.

Isso acontece porque a caixa basculante melhorada da figura 4.12 tem menor massa, podendo conseguir transportar maior volume, que neste caso atinge 15 m^3 , o que corresponde a uma altura da carga de 1200 mm . No entanto, a caixa basculante reforçada da figura 4.13 tem maior massa, o que a impede de transportar mais carga. Consequentemente o volume desta é de 13 m^3 , o que corresponde a uma altura de 1100 mm .

B: 2 caso - caixa basculante semi redonda melhorada

Hydrostatic Pressure

Time: 1, s

Unit: Pa

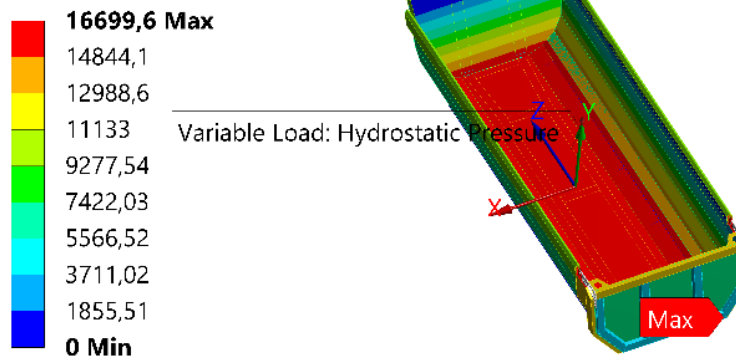


Figura 4.12 – Representação da pressão hidrostática na caixa basculante melhorada

D: Caso 1 - caixa basculante semi redonda reforçada

Hydrostatic Pressure

Time: 1, s

Unit: Pa

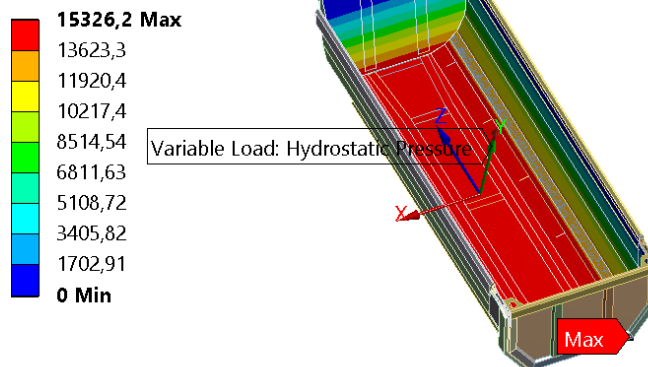


Figura 4.13 – Representação da pressão hidrostática na caixa basculante reforçada

Depois de preparado o modelo numérico, são efectuadas as análises estáticas lineares e apresentados os resultados das tensões *Von-Mises* e os deslocamentos resultantes para os dois modelos em estudo, nas figuras 4.14 a 4.17.

D: Caso 1 - caixa basculante semi redonda reforçada

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

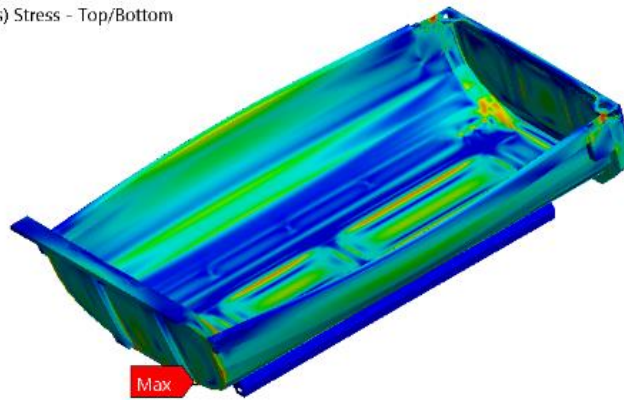
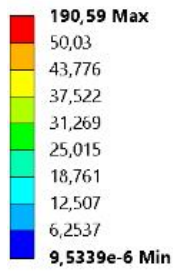


Figura 4.14 – Tensões de *Von -Mises* na caixa basculante melhorada

B: 2 caso - caixa basculante semi redonda melhorada

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

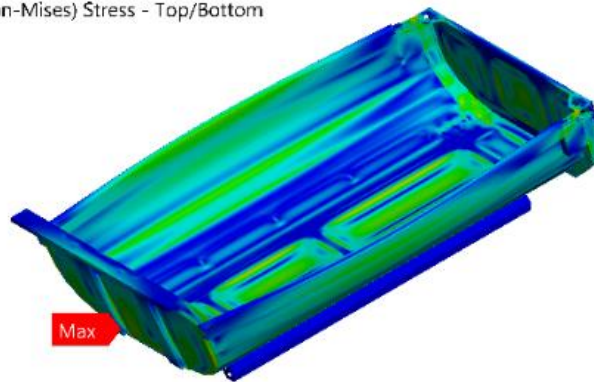
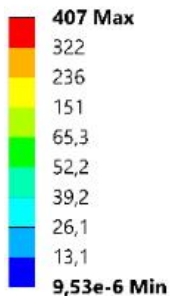


Figura 4.15 – Tensões de *Von -Mises* na caixa basculante melhorada

D: Caso 1 - caixa basculante semi redonda reforçada

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

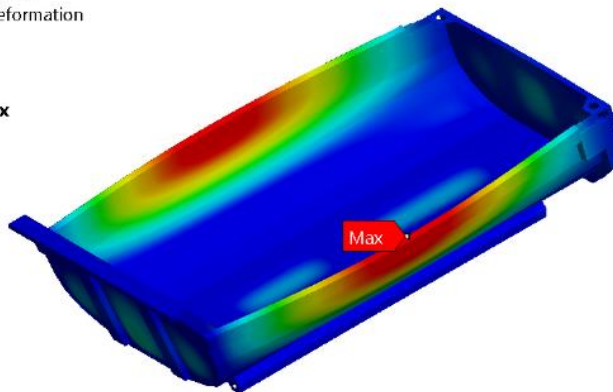
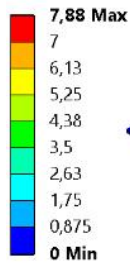


Figura 4.16 – Deslocamentos resultantes para a caixa basculante reforçada

B: Caso 2 - caixa basculante semi redonda melhorada

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

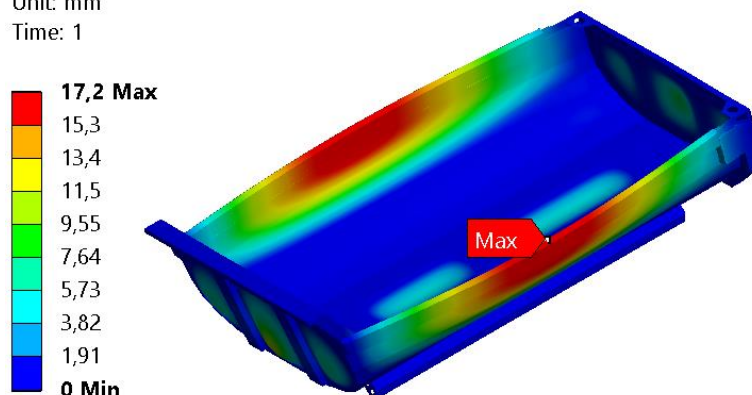


Figura 4.17 – Deslocamentos resultantes para a caixa basculante melhorada

As figuras 4.14 e 4.15 são mostradas as tensões de *Von-Mises*, podendo observar-se o efeito da flexão no fundo e nas faces laterais nos dois modelos.

As figuras 4.16 e 4.17 são ilustrados os deslocamentos, verificando-se que estes são mais elevados nas faces laterais devido ao longo comprimento dos dois modelos.

Para facilitar a comparações entre os modelos são apresentados na tabela 4.2, de forma simplificada, os resultados obtidos nas análises e também a massa, a cubicagem e o valor da carga útil que foram obtidos através dos programas *CAD* e *FEM*.

A carga útil é calculada através do somatório de todas as reações com a direção vertical, convertendo para unidade de massa e subtraindo o valor da massa da caixa em estudo.

Tabela 4.2 - Comparações de dados entre duas caixas basculantes

	Máximo deslocamento resultante (mm)	Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa)	Massa da caixa (Kg)	Cubicagem (m ³)	carga útil (Kg)
basculante reforçada	7,88	190,59	2095	13	19000
basculante melhorada	17,2	407,00	1493	15	21369
Diferença	<u>+9,3</u>	<u>+216,11</u>	<u>-643</u>	<u>+2</u>	<u>+2369</u>

Com a tabela 4.2, pretende-se comparar os dois modelos, relativamente os parâmetros estruturais e analisar as suas desvantagens e vantagens.

Verifica-se que a caixa basculante melhorada tem deslocamentos e tensões de *Von-Mises*, com valores mais elevados em comparação com o modelo da caixa basculante reforçada.

O modelo da caixa reforçada tem espessuras maiores, o que conseqüentemente leva a que a estrutura tenha uma maior rigidez e tensão de *Von-Mises* mais baixa relativamente ao outro modelo em estudo. Por isso este modelo apresenta a vantagem de poder ser fabricado com aços de construção com tensões de cedência mais baixas, que são mais económicos. Mas apresenta a desvantagem de ser fabricado com maior massa, o que o impede de transportar a mesma quantidade de carga.

Como o principal objetivo é criar uma caixa basculante com massa reduzida e que consiga transportar mais carga, verifica-se que o deslocamento máximo para ambos os modelos é relativamente baixo, quando comparado com o comprimento da caixa de 6220 mm, o que viabiliza a utilização de espessuras pequenas na caixa melhorada.

Conclui-se que é preferível conceber uma caixa basculante com espessuras mais reduzidas, pois o aumento de flexibilidade não provoca deslocamentos demasiado elevados e o aumento das tensões de *Von-Mises* pode ser acomodado com a utilização de aços de alto limite elástico.

4.4 Descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral de 7° e 4°

A operação de descarga nem sempre acontece num plano horizontal, pois o terreno onde se realiza pode ser um piso irregular como mostra a figura 4.18.

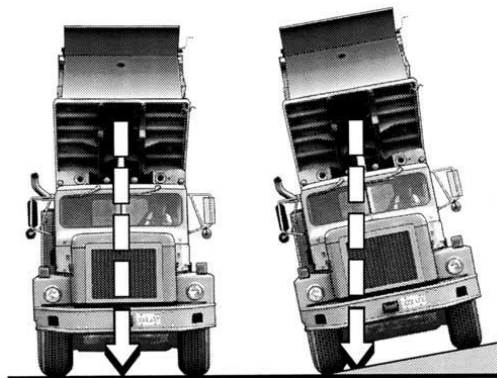


Figura 4.18 – Plano horizontal vs. inclinado em relação ao vetor da gravidade

É por isto que é importante estudar o comportamento estrutural de uma caixa basculante quando é realizada a operação de descarga num plano inclinado

lateralmente. Para este estudo, considera-se que a caixa basculante melhorada é o único modelo que interessa por ter massa mais reduzida.

Quando a caixa basculante realiza a descarga traseira, a carga não consegue sair enquanto a caixa não ultrapassar um determinado ângulo. Isso acontece porque existe atrito estático entre o material a ser transportado e o interior da caixa basculante.

Por isso, para descarregar areia seca é necessária uma inclinação superior ao ângulo de atrito estático de 35° que está tabelado para este material, na tabela 2.4. O diagrama de forças indicado na figura 4.19 [29] representa a situação de escorregamento iminente da carga sobre o fundo da caixa.

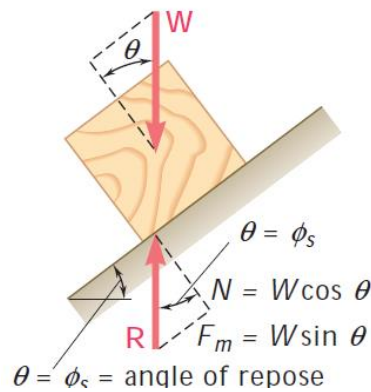


Figura 4.19 – Diagrama de forças no plano inclinado – escorregamento iminente [29]

Para colocar a pressão hidrostática quando a caixa basculante está inclinada 35° , deve ser seguido o exemplo da figura 4.19, em que a força normal (N) é perpendicular ao plano de fundo. Para calcular a pressão hidrostática não se considera a aceleração da gravidade porque a caixa está inclinada. Por isso, deve-se determinar a componente normal dessa aceleração (a_n) que é calculada através do ângulo de inclinação com a seguinte fórmula (4.2):

$$a_n = g \times \cos 35^\circ \quad (4.2)$$

Mas como a pressão varia consoante a altura da carga o programa *ANSYS Workbench* calcula a pressão hidrostática com a seguinte expressão (4.3):

$$P = d \times a_n \times h \quad (4.3)$$

A caixa basculante melhorada com a porta hidráulica aberta, realiza a operação de descarga traseira com a inclinação de 35° e as inclinações laterais de 4° e 7° [8] sujeita a pressão hidrostática. Nas figuras 4.20 e 4.21, repara-se que, para as mesmas condições de inclinação traseira e de aceleração normal, que quanto maior for inclinação lateral, maior é o valor da pressão hidrostática

B: Caso 3 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 7°

Hydrostatic Pressure

Time: 1, s

Unit: Pa

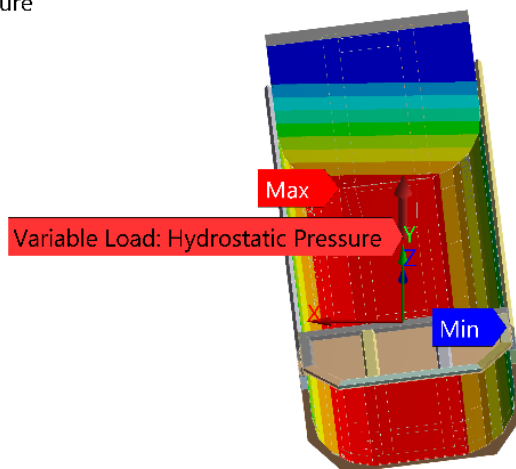
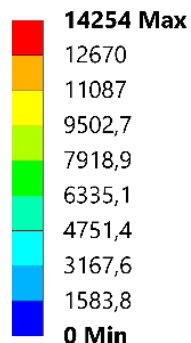


Figura 4.20 – Pressão hidrostática na caixa basculante com inclinação de 35° e inclinação lateral de 7°

C: Caso 4 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 4°

Hydrostatic Pressure

Time: 1, s

Unit: Pa

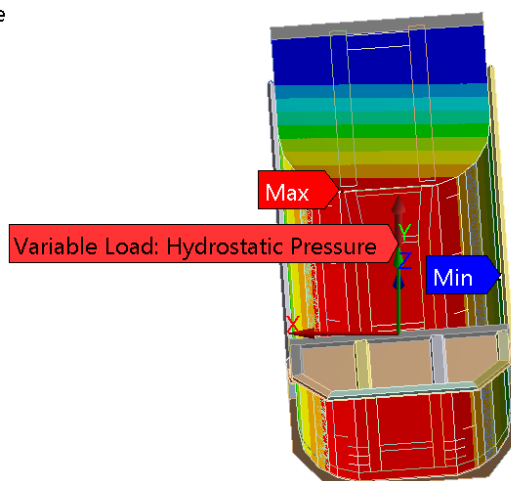
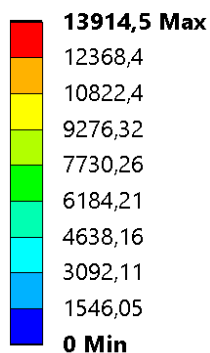


Figura 4.21 – Pressão hidrostática na caixa basculante com inclinação de 35° e inclinação lateral de 4°

Realizada então a preparação para a análise estática destes dois casos com inclinação lateral, pretende-se analisar estruturalmente e determinar as tensões de *Von-Mises* e deslocamentos resultantes das figuras 4.22 a 4.25.

B: Caso 3 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 7°

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

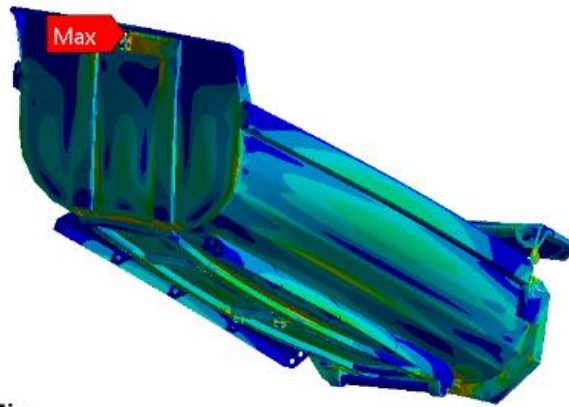
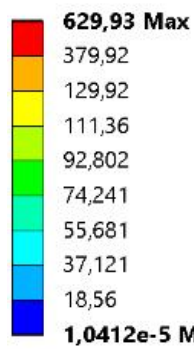


Figura 4.22 – Tensões de Von – Mises da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 7°

C: Caso 4 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 4°

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

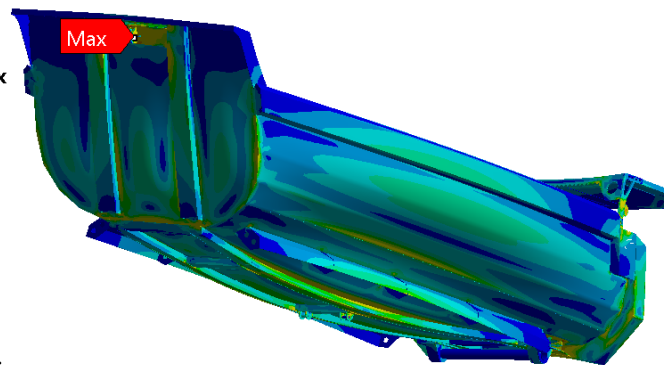
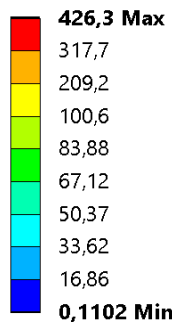


Figura 4.23 – Tensões de Von – Mises da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 4°

B: Caso 3 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 7°

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

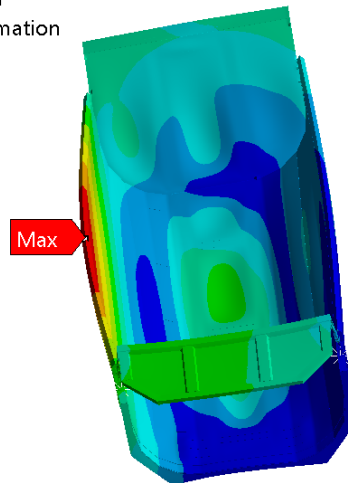
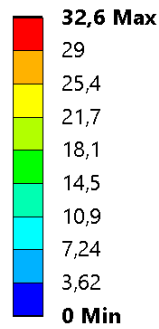


Figura 4.24 – Deslocamentos da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 7°

C: Caso 4 - descarga traseira com inclinação 35° e inclinação lateral 4°

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

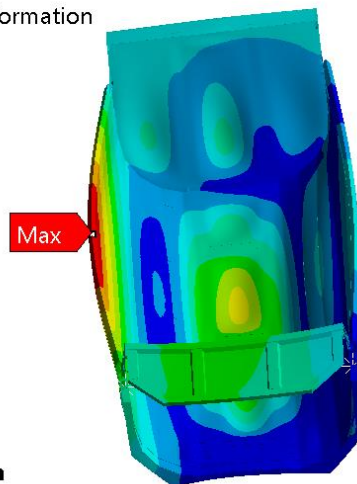
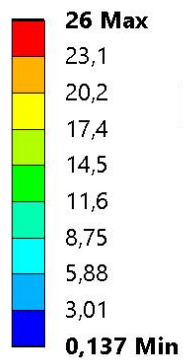


Figura 4.25 – Deslocamentos da caixa basculante com inclinação traseira de 35° e com inclinação lateral de 4°

Na tabela 4.3 são apresentados os resultados obtidos nas análises estáticas para a inclinação lateral de 7° e de 4°.

Tabela 4.3 – Comparação da caixa basculante entre inclinação 7° e 4°

	Máximo deslocamento resultante (mm)	Máxima tensão de Von – Mises (MPa)
Inclinação lateral 7°	32,6	629,93
Inclinação lateral 4°	26	426,3
Diferença	<u>-6,6</u>	<u>-203,63</u>

Quando se considera o incremento da inclinação lateral, os deslocamentos aumentam na da caixa basculante devido à pressão hidrostática estar descentrada, tal como o centro de massa está descentrado. Também as tensões de *Von-Mises* aumentam.

Através dos resultados obtidos, pode recomendar-se, sempre que possível, evitar que a caixa bascule num terreno inclinado pois isso irá aumentar as tensões e deformações. Chama-se a atenção para o facto de o fabricante do cilindro hidráulico [20] indicar que a caixa basculante não deverá ultrapassar a inclinação lateral de 4°, sob pena de danificar este componente.

Para realizar a descarga traseira, apesar da existência da tesoura estabilizadora que permite estabilizar a basculante durante o serviço, é recomendado instalar um inclinómetro, associado a um dispositivo que impeça a caixa basculante de continuar a levantar se a inclinação lateral máxima for ultrapassada. A figura 4.26 representa um dispositivo deste tipo.



Figura 4.26 – *Hyva Smart* - aplicativo de segurança durante o basculamento [20]

4.5 Verificação das reações

O catálogo técnico do camião [14], para o qual vai ser projetada a caixa basculante fornece informações sobre as forças máximas na parte frontal e traseira. Estes dados são importantes para comparar com os valores das reações obtidas na análise da caixa basculante, na parte da chumaceira traseira (3) e superior (1), e quando se vai iniciar o movimento de descarga.

Para determinar o maior valor da reação frontal, que acontece na chumaceira superior da caixa, considera -se que se vai iniciar o movimento de basculamento, ou seja, a caixa não está apoiada no sub-chassis e está completamente carregada.

Na parte traseira o maior valor da reação ocorre quando a caixa atingiu a inclinação de 35°, tem uma inclinação lateral de 7° e está ainda completamente carregada.

Verifica-se também que o valor da reação na chumaceira superior é inferior ao valor da força dinâmica 220 KN [20] que o cilindro frontal pode exercer, de acordo com as especificações do fabricante.

Tabela 4.4 – Forças máximas que o camião suporta e reações sobre a caixa basculante

	Camião [14] (Kg)	Caixa basculante (Kg)
Frontal	14200	12149
Traseira	18000	13365

Com os resultados da tabela 4.4 é possível verificar que os valores das reações determinadas através das análises estáticas são aceitáveis, por estarem distantes dos valores máximos que o camião pode suportar. A diferença entre os valores apresentados permite incluir a massa do sub-chassis, que não foi contabilizada nas análises estáticas.

4.6 Análise estática do sub – chassis

Tendo sido o sub-chassis modelado e projetado no capítulo 3, é importante realizar várias análises estáticas para estudar o seu comportamento. Aproveitando a modelação em *CAD* do sub-chassis em conjunto com o chassis do camião, permitiu-se que o modelo fosse preparado com a mesma metodologia do capítulo 4.1.

Como a maior parte do sub-chassis é fabricado com travessas quinadas, considera-se que a malha é discretizada por elementos casca (*Shell*) com as espessuras propostas da figura 4.28. O chassis do camião [14] tem espessuras de 11 e de 6 mm, de acordo com as especificações do fabricante. Alguns componentes são tratados como elementos sólidos: a tesoura estabilizadora; a chumaceira do cilindro frontal e os veios simulando os eixos dos camiões, que estão representados na figura 4.27.

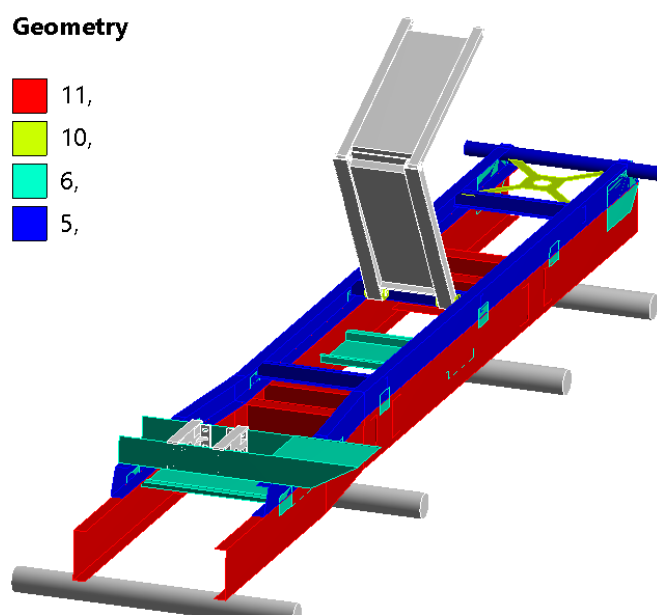


Figura 4.27 – Elementos casca com várias espessuras e elementos sólidos a cinzento

Após a modelação deste conjunto estrutural e com base nas reações máximas obtidas nas análises estáticas da caixa basculante inclinada lateralmente 7° , são colocados os valores das forças que está representado na figura 4.28 nos respetivos componentes estruturais como o veio de basculamento, a tesoura estabilizadora e as longarinas. Considera-se que o chassis está apoiado nos veios que suportam as rodas (B).

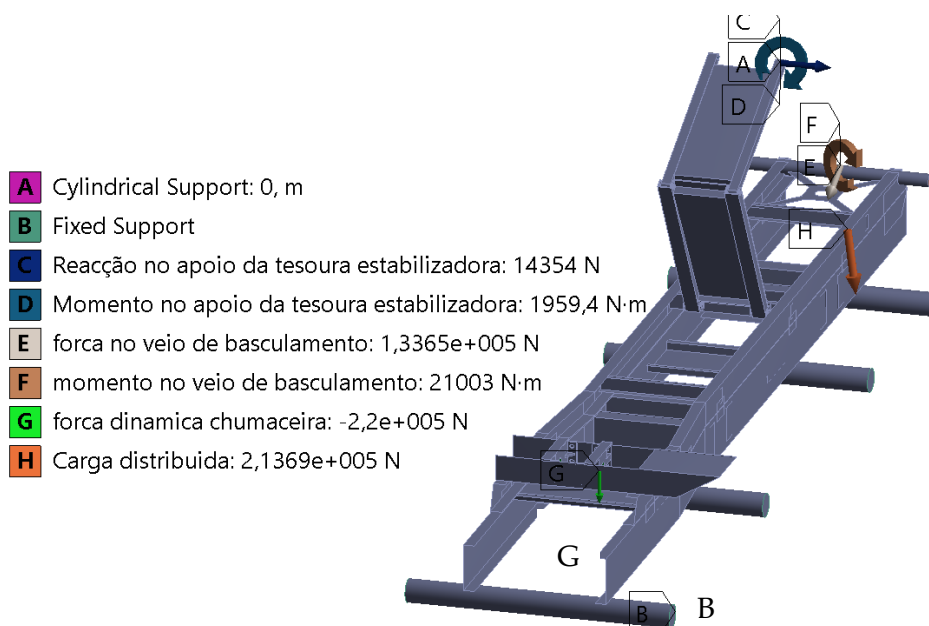


Figura 4.28 – Diagrama de forças no sub-chassis e tesoura estabilizadora

Para realizar simulações estáticas, foi considerada uma inclinação lateral do sub-chassis de 7° , de forma a manter a coerência do tipo de análise realizando para caixa basculante inclinada lateralmente no sub-capítulo anterior.

4.6.1 Resultados e análise

Nas figuras 4.29 e 4.30, são apresentados os resultados das tensões e deslocamentos no sub - chassis quando a caixa basculante está a realizar o serviço de descarga na situação mais crítica, o que corresponde ao primeiro caso de carga. Por isso não existe carga distribuída ao longo sub-chassis (*I*), isto é, considera-se que apenas existem as forças exercidas pela caixa sobre o cilindro frontal, a tesoura estabilizadora e o veio de basculamento. Como é ilustrado na figura 4.30, os valores máximos das tensões ocorrem nas chumaceiras e o deslocamento máximo junto ao veio de basculamento. Apesar de se terem incluído as forças e momentos exercidos sobre a tesoura estabilizadora nesta análise, os resultados estruturais neste mecanismo só serão apresentados no capítulo 5.

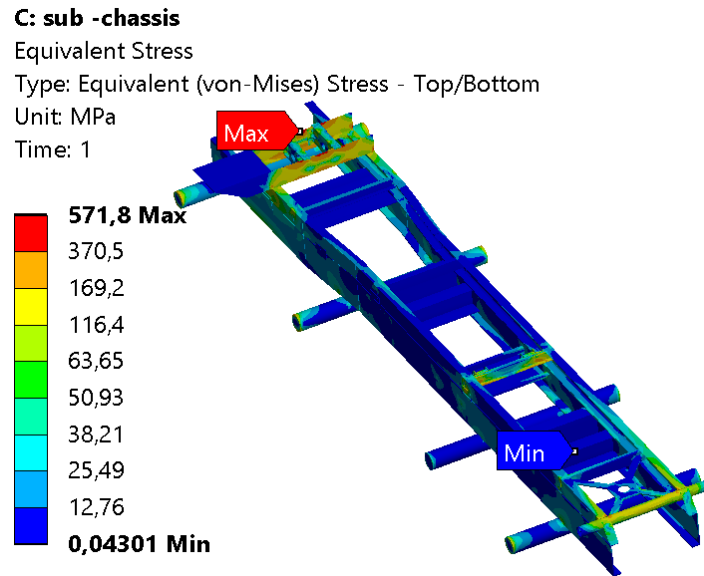


Figura 4.29 – Tensões no sub-chassis quando a caixa está inclinada 35° e lateralmente 7°

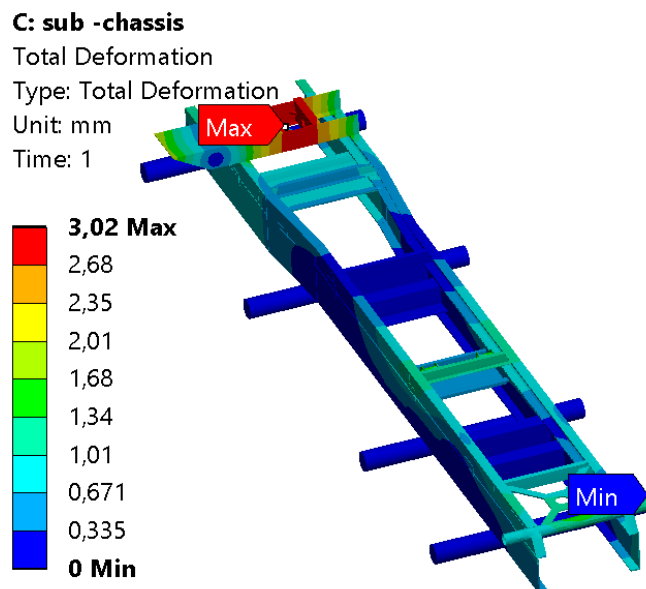


Figura 4.30 – Deslocamentos no sub-chassis quando a caixa está inclinada 35° e lateralmente 7°

No 2º caso de carga analisa-se a caixa basculante na posição horizontal quando está apoiada ao longo das longarinas (*H*) e existem forças aplicadas no veio de basculamento (*D*, *E*) do sub – chassis. Simula-se que o camião faz uma curva e inclina-se lateralmente 7°. Com os resultados obtidos, indicado nas figuras 4.31 e 4.32, verifica-se que o maior dos valores das tensões de *Von-Mises* e deslocamentos resultantes acontece ao longo das longarinas devido à carga aplicada estar descentrada, o que provoca grandes esforços à flexão.

F: sub-chassis- caixa basculante em repouso
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1

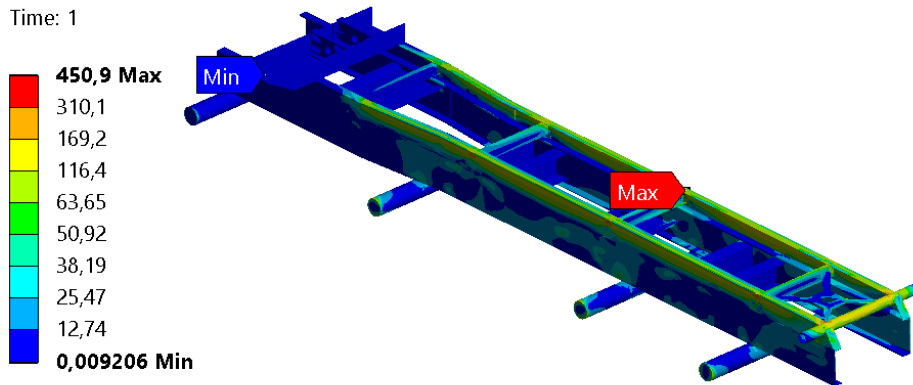


Figura 4.31 – Tensões no sub-chassis com carga distribuída com ângulo de inclinação lateral de 7°

F: sub-chassis- caixa basculante em repouso
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

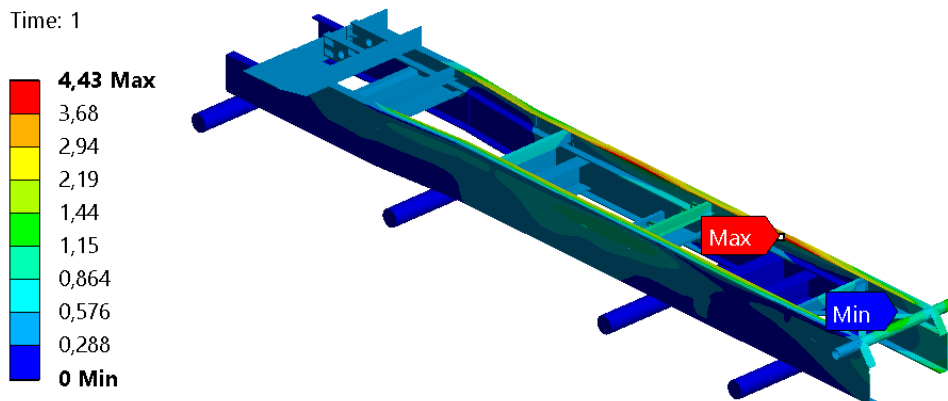


Figura 4.32 – Deslocamentos no sub-chassis com carga distribuída com ângulo de inclinação lateral de 7°

Após as simulações para os dois casos de carga, é recomendado que se utilize aços de alto limite elástico com tensão de cedência superior a 451 MPa, sendo recomendado utilizar aço *STRENX 600*, porque a estrutura do sub-chassis está sujeita a grandes cargas estáticas e dinâmicas durante o seu funcionamento.

5 Otimização de topologia

A ferramenta computacional do programa *ANSYS Workbench* contém um módulo de otimização de topologia (*topology optimization*).

Após a realização de uma análise estática inicial que não pode incluir o peso próprio, este módulo permite auxiliar na redução de massa e refazer a geometria da estrutura de forma a cumprir vários requisitos que um projetista pretende de um determinado produto.

Contudo, apesar da redução de massa que é conseguida, nem sempre é vantajoso utilizar este módulo para otimizar produtos pois, as geometrias obtidas nem sempre são fáceis de construir, podendo não ser vantajoso economicamente fabricá-las ou procurar por equipamentos que as consigam fabricar por serem geometricamente demasiado complexas.

Nos capítulos relacionados com as análises estáticas, o desenvolvimento e a redução de massa da caixa basculante foi feita de forma empírica e a redução das espessuras conseguida observando as tensões de *Von-Mises* e comparando-as com as tensões admissíveis dos aços utilizados. Agora este módulo é aplicado na otimização de um componente, a tesoura estabilizadora.

Antes da otimização a tesoura estabilizadora foi modelada com algumas componentes estruturais desenvolvidas na secção 3.6, o que resultou numa massa de 216 Kg.

Esse modelo foi depois analisado juntamente com o sub-chassis na secção 4.6 e apresentam-se seguidamente na figura 5.1 as tensões e deslocamentos obtidos para o primeiro caso de carga.

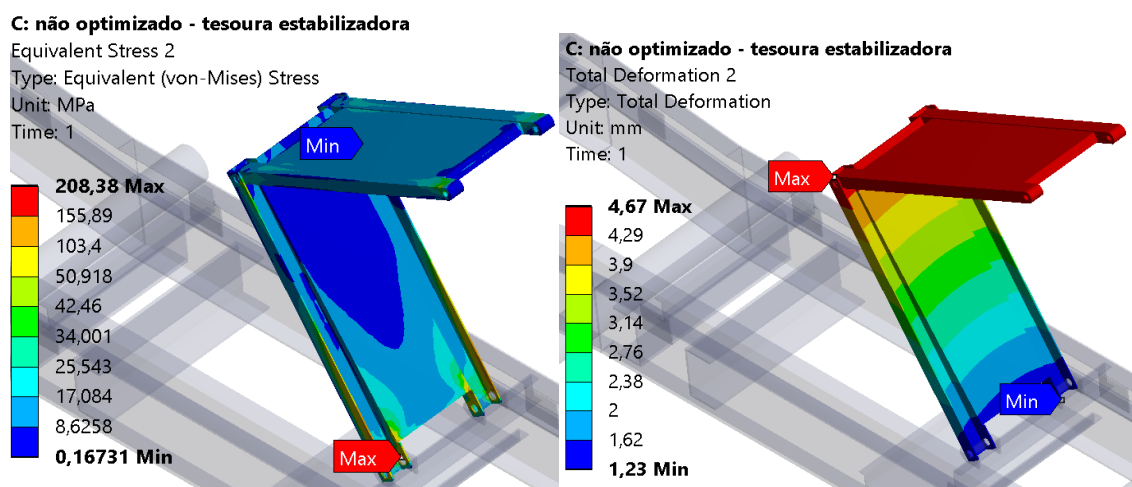


Figura 5.1 – Tensões e deslocamentos da tesoura estabilizadora

Após os resultados das análises estáticas indicados na figura 5.1, considerou-se que este componente era adequado para testar o módulo de otimização, por permitir uma grande liberdade na definição da sua topologia.

Através de vários comandos do módulo de otimização de topologia, foram definidos vários constrangimentos de projeto [30].

Aproveitando o modelo inicial, a primeira etapa consistiu em definir as regiões que vão ser otimizadas e as outras que são excluídas, como representa a figura 5.2. O motivo de exclusão deve-se ao facto de que algumas partes estruturais devem manter a geometria, para facilitar o fabrico e para permitir a ligação à caixa e ao sub-chassis.

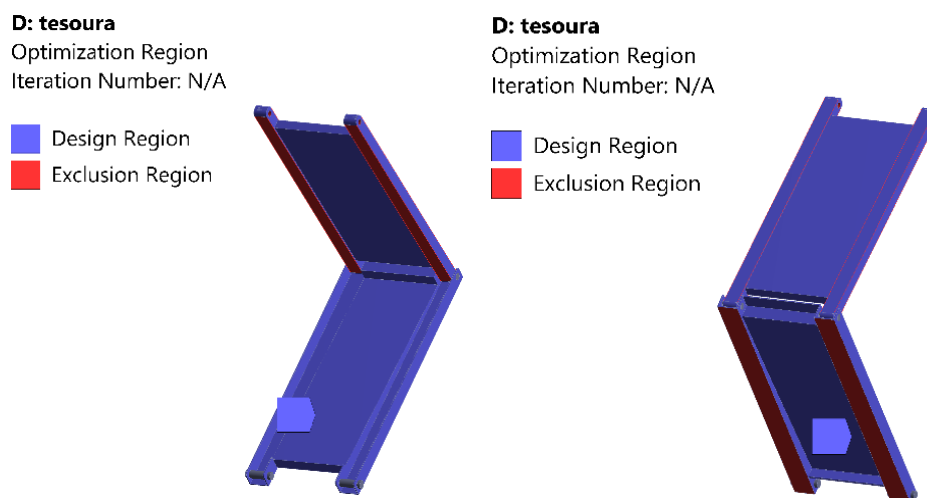


Figura 5.2 – Zonas de otimização e de exclusão

Na segunda etapa, devem-se definir as forças e os apoios, que neste caso são idênticas às das análises estáticas indicadas na figura 4.28. O módulo considera sempre a minimização da flexibilidade (*compliance – minimize*).

5.1 Análise e resultados

Após formular o problema foi realizada a otimização de topologia e obtido o resultado da tesoura estabilizadora otimizada da figura 5.3. Pode considerar-se que este resultado representa uma melhoria considerável na massa, devido à massa final, retirada do programa *ANSYS Workbench* ter sido 53 Kg.

D: otimização por topologia - tesoura estabilizadora

Topology Density

Type: Topology Density

Iteration Number: 75

- Remove (0.0 to 0.4)
- Marginal (0.4 to 0.6)
- Keep (0.6 to 1.0)



Figura 5.3 – Geometria da tesoura estabilizadora com a topologia otimizada

É aconselhado após otimização da tesoura estabilizadora por topologia remodelar o modelo CAD [30], tendo sido obtido o modelo representado na figura 5.4 que é semelhante à estrutura otimizada por topologia. Contudo é impossível replicar exatamente o modelo otimizado. Durante a remodelação de alguns componentes foram introduzidos, de forma empírica, mais elementos estruturais de forma a aumentar a rigidez. O mecanismo ficou com massa final de 48 Kg.



Figura 5.4 – Remodelação em CAD 3D da tesoura estabilizadora

De seguida, analisa -se estruturalmente o modelo remodelado, com as mesmas condições da tesoura não otimizada. Enquanto os resultados obtidos para esta última são indicados na figura 5.1, os resultados obtidos para a o modelo remodelado são apresentados na figura 5.5, o que permite fazer a comparação.

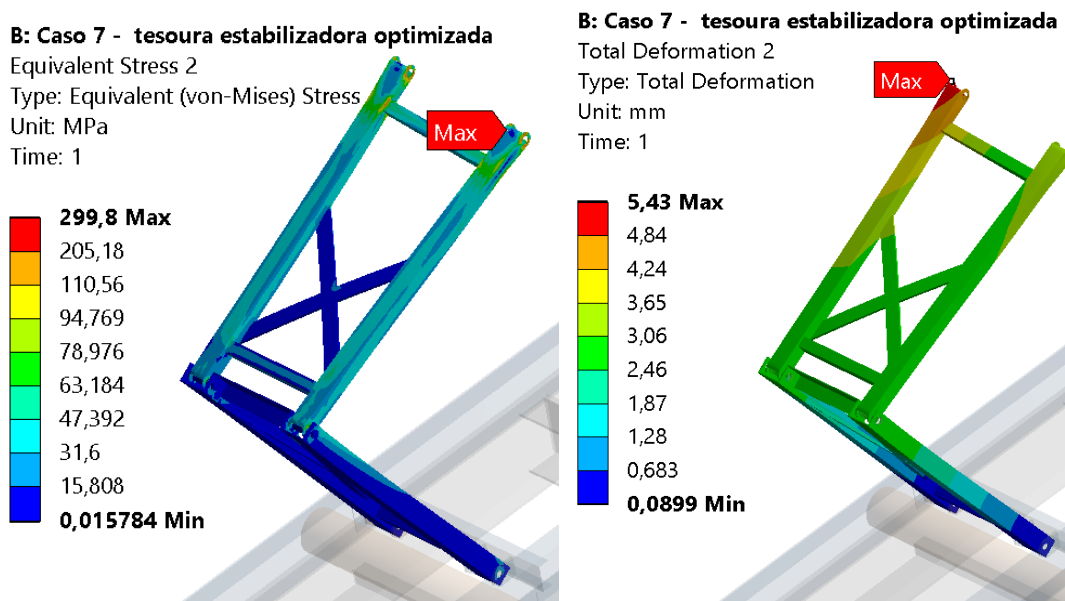


Figura 5.5 – Tesoura estabilizadora otimizada - tensões e deslocamentos resultantes.

Com auxílio da tabela 5.1, são apresentados os resultados para a tesoura otimizada e não otimizada, utilizando três critérios: deslocamentos, tensões de *Von-Mises* e massa.

Tabela 5.1 – Comparação entre tesoura estabilizadora não otimizada vs otimizada

	Máximo deslocamento resultante (mm)	Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa)	Massa (Kg)
Não otimizada	4,67	208,38	216
Optimizada	5,43	299,8	48
Diferença	<u>+0,76</u>	<u>+91,42</u>	<u>-168</u>

Com a utilização do módulo de otimização de topologia, seguido da remodelação do mecanismo, verifica-se uma redução significativa da massa sem grandes alterações na sua flexibilidade. Contudo, como se obtiveram tensões *Von-Mises* mais elevadas, esta estrutura deve ser fabricada com um aço com uma tensão de cedência superior a 300 MPa, como por exemplo o aço *DOMEX 420*. Outras vantagens deste produto otimizado são a redução do tempo de fabrico, pois apesar de ter mais elementos estruturais os mesmos são fáceis de montar porque a estrutura é feita com tubos e barras, e o custo económico pois considera-se que a redução de massa vai conduzir a uma redução de custos.

6 Análises de impacto

A importância deste estudo está relacionada com o que acontece habitualmente quando se está a carregar pedra, com a ajuda de um balde de uma escavadora ou trator, para dentro de uma caixa basculante. O operador frequentemente não desce o balde até ao fundo da caixa, descarregando as pedras de uma determinada altura. O carregamento de impacto resultante é o caso de carga mais crítico para a caixa e o comportamento estrutural deve ser estudado através de análises dinâmicas.

6.1 Simulação da queda livre de um martelo na chapa

A empresa *SSAB* realizou vários ensaios experimentais para testar aços, utilizando um martelo de impacto com uma massa de 300 Kg que é deixado cair de uma altura de 2.8 m sobre o centro de uma chapa de 600 × 600 mm, que é fixada em todas as bordas com parafusos [31], como se pode ver na figura 6.1. O principal objetivo foi determinar a deformação plástica para diferentes espessuras da chapa e tipos aços.

Existem ferramentas computacionais específicas para estudar cargas de impacto e, nesta dissertação, foi decidido utilizar o programa *LS-DYNA* [35]. O exemplo mencionado no parágrafo anterior foi usado para testar a aplicação do programa, permitindo ganhar experiência antes de executar análises com modelos mais complexos.

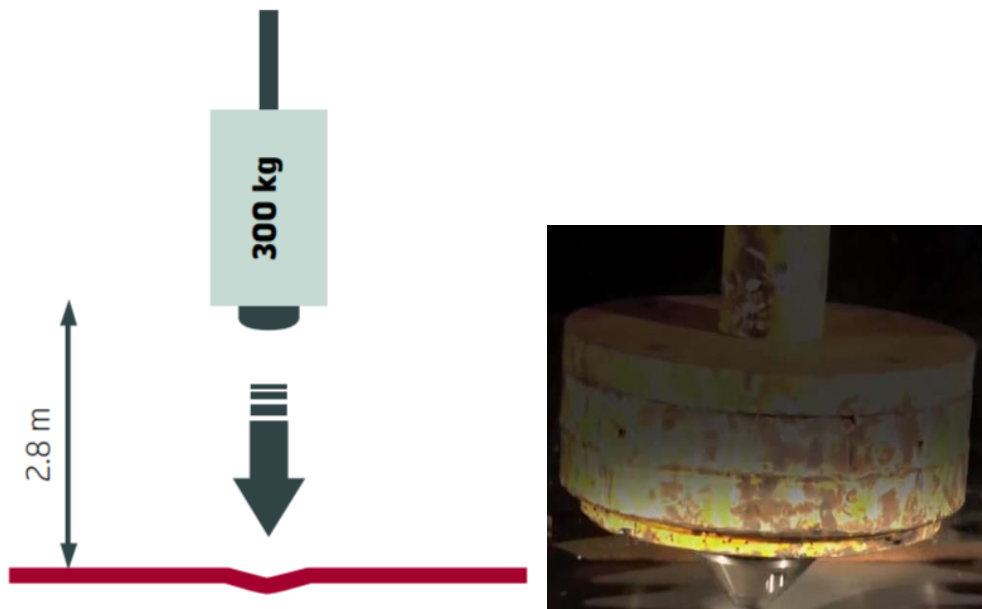


Figura 6.1 – Queda de um martelo experimental com 300 Kg numa altura de 2.8 m [31]

Para executar a simulação do impacto sobre a placa foi preparado um modelo através das seguintes etapas.

6.1.1 Geometria

A primeira etapa consiste em modelar o martelo de aço com a massa aproximadamente de 300 Kg e com as características semelhantes à da figura 6.1. Como não existem cotas que definam a geometria do martelo, considerou-se a geometria representada na figura 6.2.

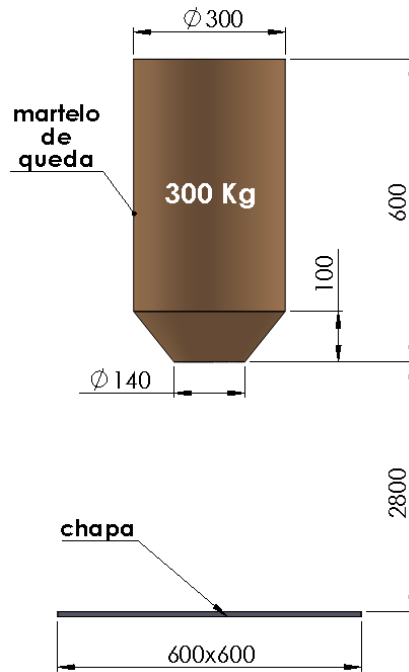


Figura 6.2 – Modelo do martelo de impacto sobre a chapa

6.1.2 Suportes e Cargas

Consideram-se todas as bordas da chapa encastradas. Seguidamente, define-se o contacto entre os dois objetos, martelo e chapa, com utilização do comando *single surface face to face*.

É necessário definir vários parâmetros físicos, como velocidade, aceleração da gravidade e massa para definir como um determinado objeto vai cair.

Nestas simulações considera-se que a queda dos objetos provoca um movimento uniformemente acelerado na direção vertical [29], porque se considera que apenas estão sujeitos ao efeito da gravidade. A velocidade (v) e a posição (h) podem por isso ser calculadas com base nas duas expressões (6.1) e (6.2), respetivamente.

$$v = v_0 + gt \quad (6.1)$$

$$h = h_0 + v_0 t + \frac{1}{2}gt^2 \quad (6.2)$$

Considerou-se em todas as simulações efetuadas que a queda livre é feita de uma determinada altura sem que exista velocidade inicial (v_0). Assim, através da relação das duas expressões 6.1 e 6.2 é possível deduzir a seguinte expressão 6.3 para determinar a velocidade com que embate.

$$v = \sqrt{2g\Delta h} \quad (6.3)$$

Além da velocidade final no instante do impacto, a massa (m) de objeto tem influência porque afecta a energia cinética (E_c) transmitida durante o impacto. Para determinar esta energia [29] utiliza-se a expressão 6.4.

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (6.4)$$

6.1.3 Material

Nestas análises utiliza-se o modelo elasto-plástico de material MAT_024 (*material piecewise linear plasticity*) do programa LS-DYNA para atribuir as propriedades dos vários aços utilizados, considerando-se que a estrutura pode deformar-se plasticamente. Para testar chapas foram escolhidos os principais aços com que as caixas basculantes podem ser fabricadas como o *HARDOX 500 TUF*, *HARDOX 450*, *STRENX 700*, *S355JR*.

Para alguns destes aços existe informação sobre as características das curvas de tensão e extensão com valores fornecidos pela empresa *SSAB* como é o caso do *HARDOX 450* e *STRENX 700*, cujos diagramas estão presentes no anexo D. Para estes dois materiais foram considerados oito pares de valores da tensão e extensão para definir o comportamento elasto-plástico. Contudo, devido à não existência de informação para os aços *HARDOX 500 TUF* e *S355JR* foi considerado apenas o módulo de *Young*, a tensão de cedência e o módulo tangente de 210 MPa para definir o comportamento destes dois aços.

O martelo de impacto é fabricado em aço, mas considera-se que este objeto é perfeitamente rígido na simulação numérica efetuada, utilizando-se o material MAT_020 do LS-DYNA. Assim apenas se utilizou a densidade do aço que consta da tabela 4.1.

6.1.4 Resultados e análise

Através da figura 6.3, são apresentados os resultados experimentais do deslocamento residual, após o impacto, para chapas com diferentes espessuras e duas qualidades de aço: *HARDOX 450* e *400*. Verifica-se, através das linhas de tendência para estes materiais, que quanto maior a espessura das chapas em estudo menor é o deslocamento residual.

Outra característica importante, é o facto da linha de tendência do material *HARDOX 450* estar mais deslocada para a esquerda em comparação com a do material *HARDOX 400* devido às tensões de cedências serem respetivamente, 1250 e 1200 MPa. Consequentemente, observa-se que, quanto maior for a tensão de cedência menor é o deslocamento residual para as mesmas condições de ensaio.

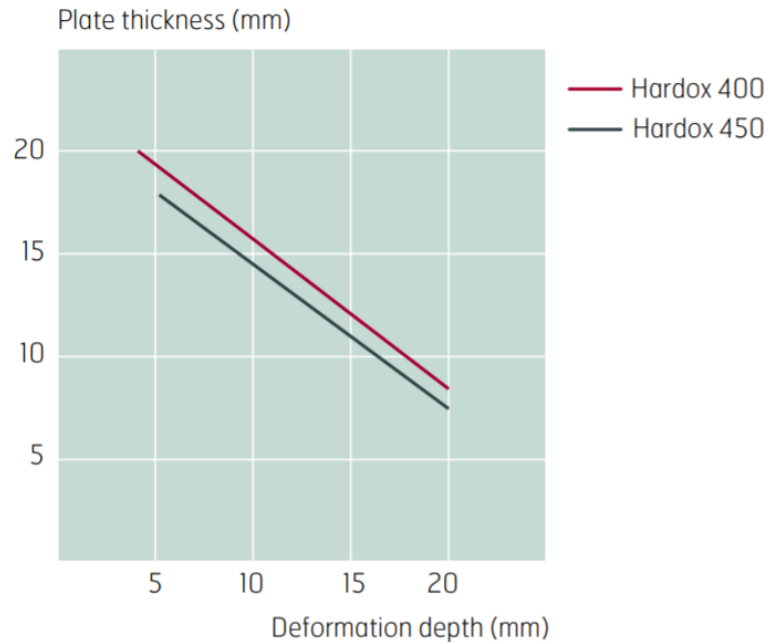


Figura 6.3 – Linha de tendência obtidos através de resultados experimentais na determinação da profundidade para os aços *HARDOX 450* e *400* [31]

Efetuarão-se em seguida várias simulações, considerando 3 espessuras diferentes e 4 tipos de aço. Com o programa *LS-DYNA* obtiveram-se os valores da deformação plástica residual (*effective plastic strain*) para cada combinação de aço e espessura. Não foram medidos os valores do deslocamento residual porque estes variavam ao longo do tempo, não permitindo determinar resultados precisos. Foi possível determinar de forma precisa e com maior facilidade a deformação plástica residual, que é apresentada na tabela 6.1.

Tabela 6.1- Resultados da deformação plástica residual (mm/mm) para diferentes espessuras e tipos aços

	4mm	8 mm	12 mm
S355JR	<p>S355JR-4mm</p> <p>0.11528 0.10375 0.09223 0.08070 0.06917 0.05764 0.04611 0.03458 0.02306 0.01153 0.00000</p>	<p>S355JR-8mm</p> <p>0.07375 0.06637 0.05900 0.05162 0.04425 0.03687 0.02950 0.02212 0.01475 0.00737 0.00000</p>	<p>S355JR -12mm</p> <p>0.04560 0.04104 0.03648 0.03192 0.02736 0.02280 0.01824 0.01368 0.00912 0.00456 0.00000</p>
STREX 700	<p>STREX 700 - 4mm</p> <p>0.05809 0.05228 0.04647 0.04066 0.03485 0.02904 0.02323 0.01743 0.01162 0.00581 0.00000</p>	<p>STREX 700 - 8mm</p> <p>0.02941 0.02647 0.02353 0.02059 0.01764 0.01470 0.01176 0.00882 0.00588 0.00294 0.00000</p>	<p>STREX 700 - 12mm</p> <p>0.02241 0.02017 0.01793 0.01569 0.01345 0.01121 0.00897 0.00672 0.00448 0.00224 0.00000</p>
HARDOX 450	<p>HARDOX 450 - 4mm</p> <p>0.04074 0.03666 0.03259 0.02852 0.02444 0.02037 0.01630 0.01222 0.00815 0.00407 0.00000</p>	<p>HARDOX 450 - 8mm</p> <p>0.02111 0.01900 0.01689 0.01478 0.01267 0.01056 0.00844 0.00633 0.00422 0.00211 0.00000</p>	<p>HARDOX 450 - 12mm</p> <p>0.01317 0.01186 0.01054 0.00922 0.00790 0.00659 0.00527 0.00395 0.00263 0.00132 0.00000</p>
HARDOX 500 TUF	<p>HARDOX 500 TUF - 4mm</p> <p>0.03158 0.02842 0.02527 0.02211 0.01895 0.01579 0.01263 0.00947 0.00632 0.00316 0.00000</p>	<p>HARDOX 500 TUF - 8mm</p> <p>0.01473 0.01326 0.01178 0.01031 0.00884 0.00736 0.00589 0.00442 0.00295 0.00147 0.00000</p>	<p>HARDOX 500 TUF - 12mm</p> <p>0.00994 0.00894 0.00795 0.00696 0.00596 0.00497 0.00398 0.00298 0.00199 0.00099 0.00000</p>

Estes resultados numéricos podem-se apresentar de forma gráfica na figura 6.4 com as várias linhas de tendência para cada tipo de aço, verificando-se que estas linhas têm um comportamento semelhante ao da figura 6.1. O que significa que, para ambos os gráficos, quanto maior a tensão de cedência e espessura, menor é a deformação plástica.

Por isso, apesar dos resultados obtidos numericamente não serem diretamente comparáveis com os experimentais, considera-se que as simulações efetuadas conduziram a bons resultados e o *LS-DYNA* irá ser empregue nas simulações do comportamento da caixa basculante que vão ser apresentadas nas próximas secções.

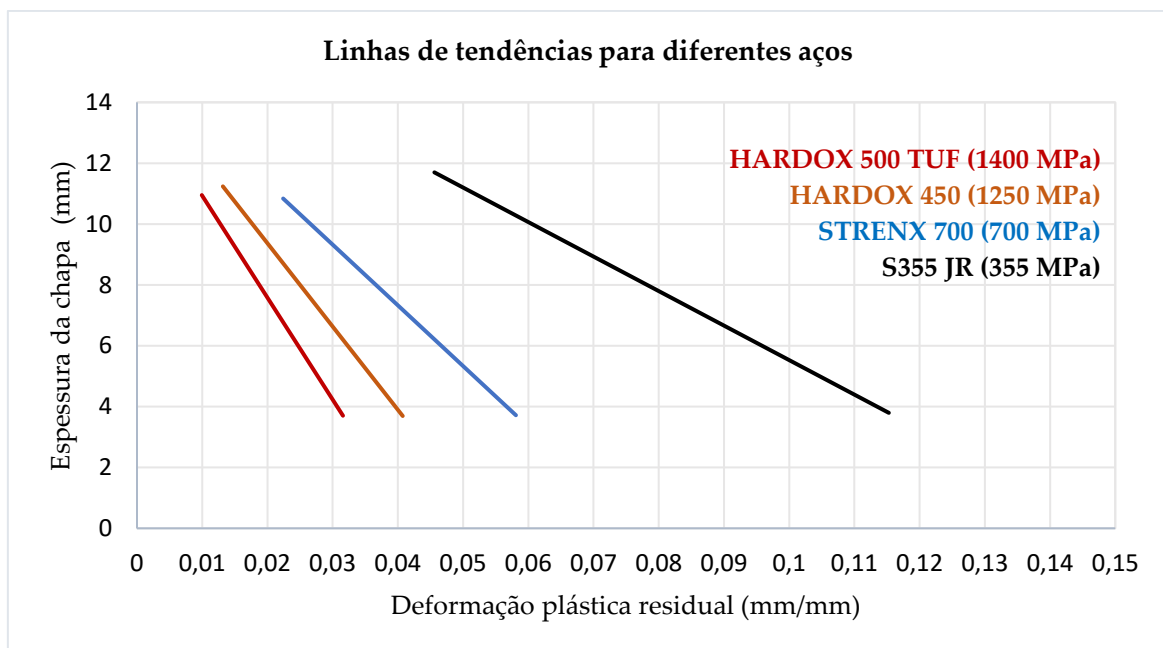


Figura 6.4 – Linhas de tendências obtidos através de análises numéricas de deformação plástica residual para diferentes aços e espessuras

6.2 Preparação do modelo da caixa basculante

O principal objetivo deste capítulo é analisar o comportamento estrutural devido ao impacto de pedras sobre a caixa basculante.

6.2.1 Geometria

O primeiro passo é simplificar o modelo da caixa basculante retirando alguns componentes estruturais que se considera não terem influência significativa nestas análises, como a porta hidráulica e o para-choques. Seguidamente, foi necessário converter a malha da caixa basculante do *ANSYS Workbench* para o programa *ANSYS APDL* como se pode ver na figura 6.5.

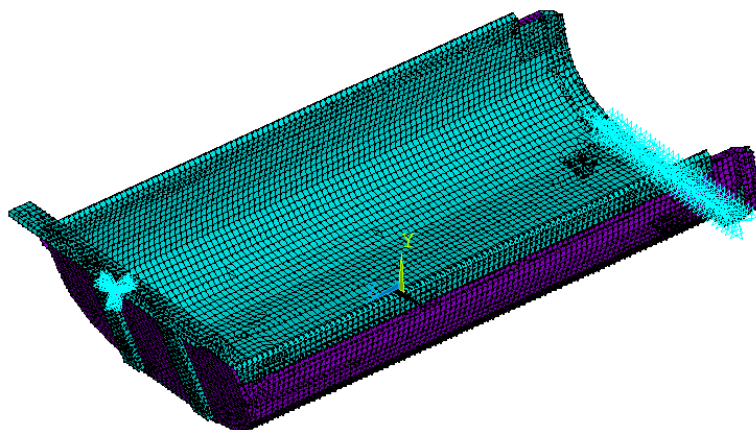


Figura 6.5 - Modelo FEM da caixa basculante simplificado no ANSYS APDL

Com o ficheiro *APDL* criado foram seleccionadas, uma a uma, cada componente estrutural definido no modelo da caixa basculante. Os elementos finitos de casca (*Shell*) e nós de cada componente foram em seguida transferidos para o programa *LS-DYNA*, com a ajuda de macros criados no programa *MATLAB*. A malha da pedra, utilizando elementos sólidos foi gerada por uma macro em *MATLAB*.

Esta tarefa permitiu poupar tempo na preparação, ou seja, evitou-se criar um modelo específico para este programa.

Apesar da bem-sucedida transferência de malha do *ANSYS APDL* para o *LS-DYNA*, é necessário para cada componente estrutural da caixa basculante definir a respetiva espessura. Por isso foram criados vários modelos de caixas basculantes com diferentes espessuras como representam as figuras 6.6 a 6.8 de forma a analisar o comportamento de cada uma.

6.2.2 Suportes e Cargas

Consideram-se neste modelo os mesmos suportes que foram aplicados na análise estática da caixa basculante em repouso no capítulo 4.3.

Relativamente ao comportamento dinâmico da pedra, consideraram-se as mesmas condições usadas na simulação efetuada na secção 6.1.2.

6.2.3 Material

São efetuadas várias simulações considerando a caixa basculante fabricada com os 4 aços cujas propriedades são explicadas na secção 6.1.3. Para todos eles utilizou-se o material *MAT_024*. Outro material disponível no programa *LS-DYNA* é o *MAT_110*, *Johnson – holmquist plasticity damage*, que é utilizado para modelar materiais como a cerâmica, o vidro ou a pedra. As propriedades consideradas para a pedra, necessárias para utilizar este modelo de material, podem ser consultadas no anexo E [36].

6.2.4 Modelos de caixas basculantes

São realizadas 6 análises dinâmicas com 3 modelos diferentes da caixa. Os 3 modelos diferem na qualidade dos aços usados e nas espessuras da chapa. Serão efetuadas análises simulando a queda de uma única pedra ou de um conjunto de pedras.

No modelo 1 da figura 6.6 a caixa basculante é fabricada com aços de construção e são utilizadas espessuras elevadas de forma a que a estrutura não se deforme plasticamente. Com estas características a caixa basculante do modelo 1 tem a massa de 2026 Kg [34].

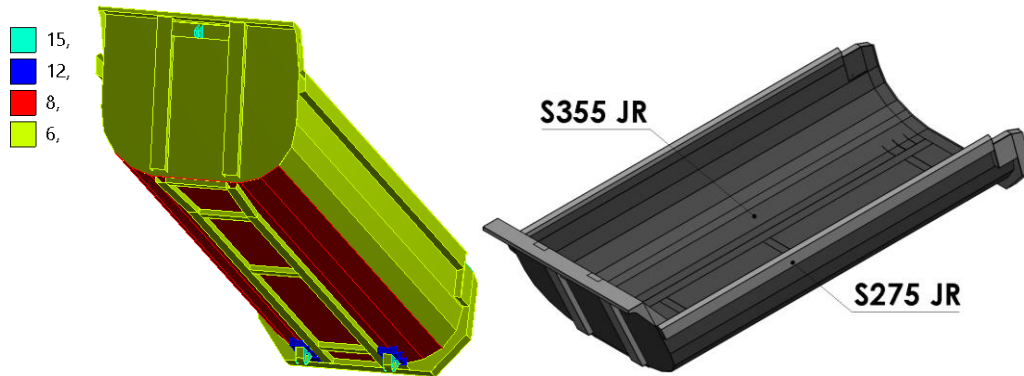


Figura 6.6 – Modelo 1 – Massa: 2026 Kg - Caixa basculante com espessuras elevadas fabricada com aços S355JR e S275JR

O modelo 2, ou caixa basculante reforçada, pretende representar um caixa que é normalmente fabricada por muitas empresas da Europa e da América do Norte [28] com espessuras médias e com utilização dos materiais *HARDOX 450* no interior da caixa basculante, uma vez que contém propriedades de anti- desgaste, sendo reforçada com travessas e outras componentes de aço de S275JR. Este modelo tem a massa de 1710 Kg e está representado na figura 6.7.

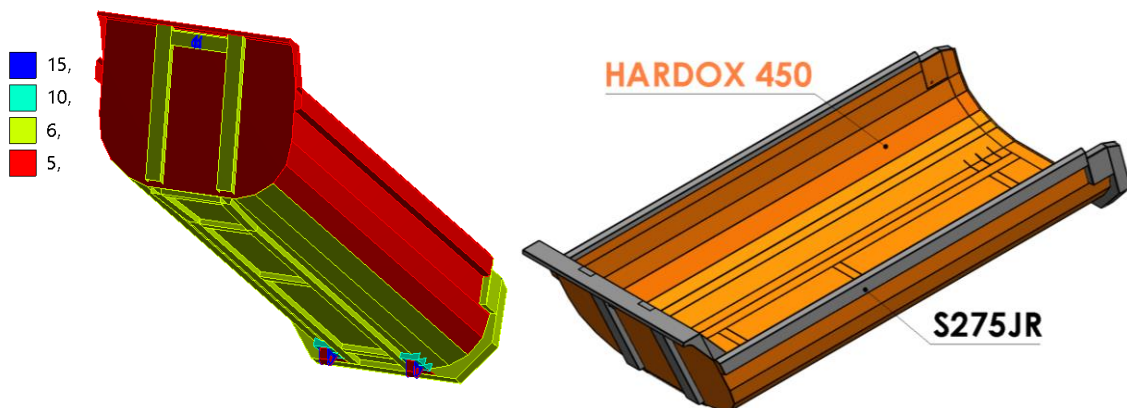


Figura 6.7 – Modelo 2 - Massa: 1710 Kg - Caixa basculante com espessuras médias fabricada com aços HARDOX 450 e S275JR

No modelo 3, é proposta a utilização das mesmas espessuras do modelo da caixa basculante melhorada da análise estática, que por comparação com as anteriores, são consideradas pequenas. A caixa é fabricada com os aços *HARDOX 500 TUF* no fundo, e à sua volta com o *HARDOX 450*, porque é no interior que a caixa está sujeita a sofrer um maior impacto derivado das cargas, sendo reforçada com outros componentes de aço *STRENX 700*. Assim a massa desta caixa basculante, indicada na figura 6.8 é de 1230 Kg .

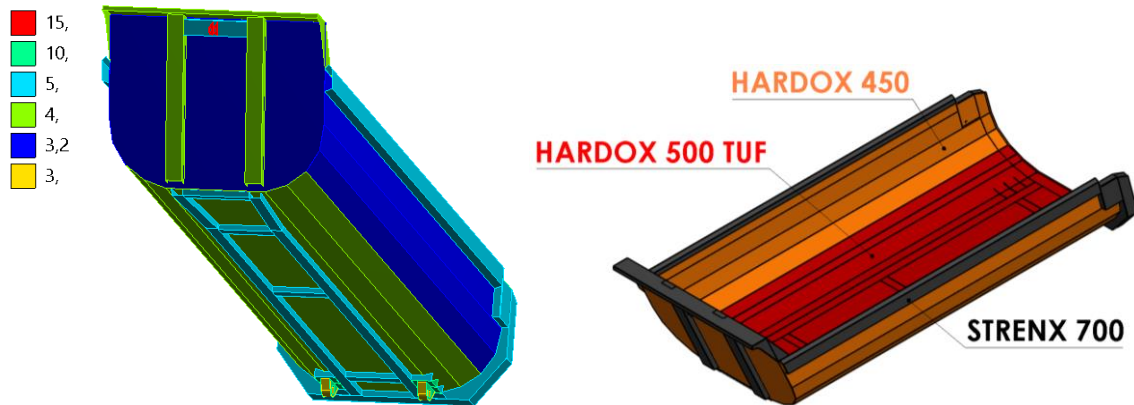


Figura 6.8 – Modelo 3 - Massa: 1230 Kg - Caixa basculante com espessuras pequenas fabricada com aços *HARDOX 500 TUF*, *HARDOX 450* e *STRENX 700*

6.3 Queda livre de uma pedra na posição descentrada

Como é impossível estudar com detalhe a queda de uma pedra em todas as partes da caixa basculante, vai ser somente simulada a queda da pedra quando embate na parte traseira do fundo perto da face lateral da caixa, pois pretende-se analisar o comportamento estrutural de toda a caixa basculante e não só do fundo. Esta simulação é inspirada no caso real indicado na figura 6.9 [7] em que uma pedra com massa de 250 Kg cai de uma altura de 2 m sobre a parte traseira da caixa basculante.

Na experiência é colocada areia de forma a amortecer o impacto da pedra quando embate no fundo da caixa. No entanto, na simulação numérica, não vai ser considerada a presença de qualquer material com efeito amortecedor porque pretende-se determinar o pior caso possível.



Figura 6.9 – Foto da queda de uma pedra na caixa basculante [7]

Para efetuar o estudo da queda de uma pedra é criado o modelo numérico da figura 6.10, considerando uma pedra retangular com dimensões $(600 \times 500 \times 310 \text{ mm})$ e uma massa de de 250 Kg que vai cair de uma altura de 2 m no interior e próximo da face lateral da caixa basculante.

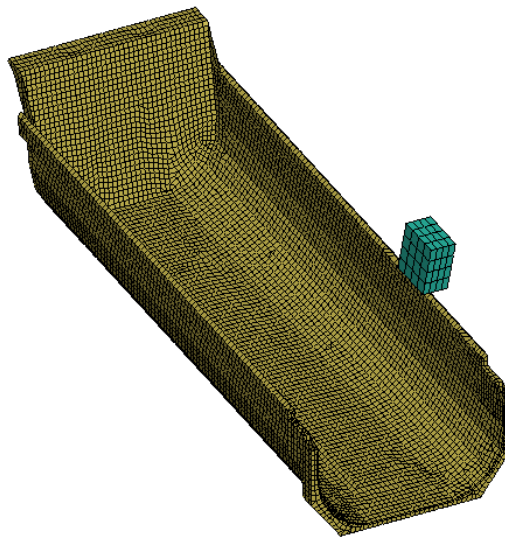


Figura 6.10 – Modelo da caixa basculante com uma pedra (*LS-DYNA*)

A sequência de imagens que é apresentada na figura 6.11 mostra como a pedra cai. A pedra embate no fundo muito próximo da lateral e seguidamente ressalta contra a lateral oposta provocando uma grande deformação elástica. Depois, a pedra repousa no fundo, e a caixa continua a vibrar elasticamente durante alguns instantes.

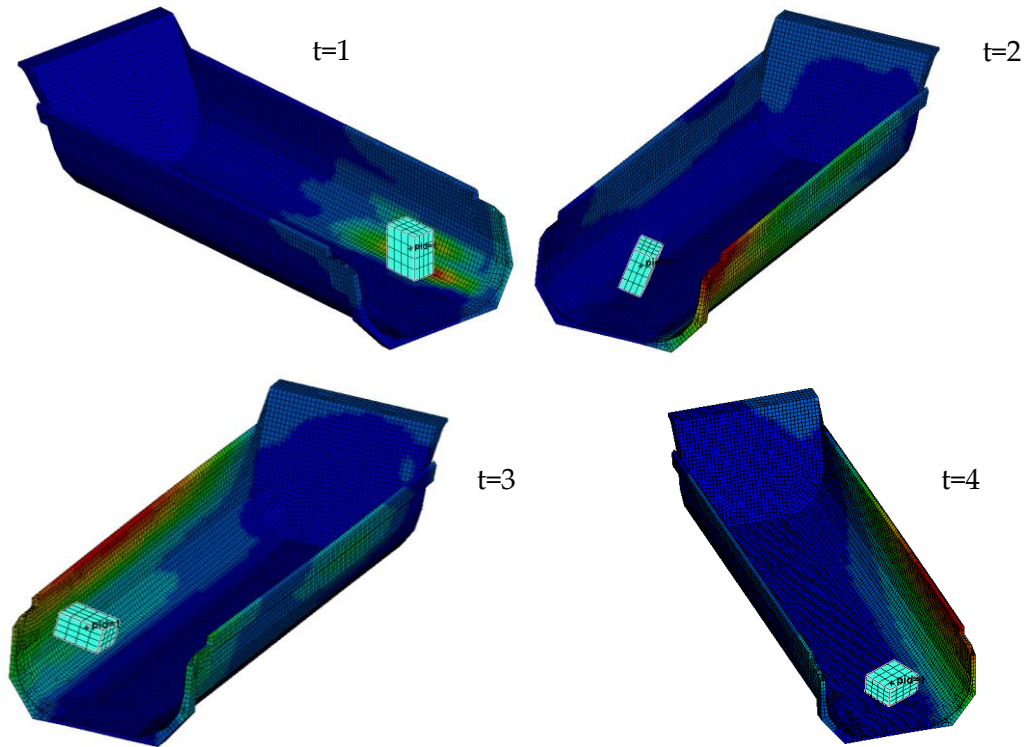


Figura 6.11 – Sequência da queda da pedra de t=1 a t=4

6.3.1 Resultados e análise

De figura 6.12 a 6.14 pode -se observar os resultados do máximo deslocamento que as caixas podem sofrer durante o impacto.

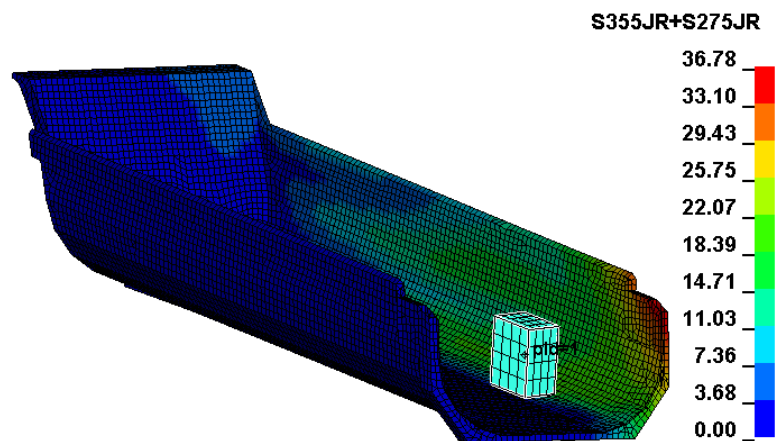


Figura 6.12 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 1

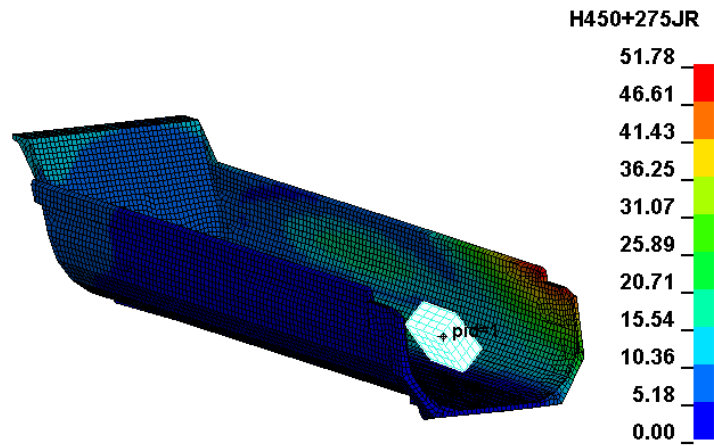


Figura 6.13 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 2

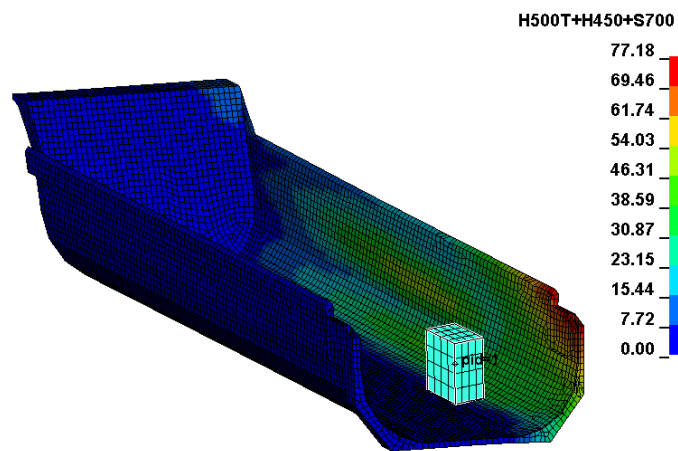


Figura 6.14 – Máx. deslocamento resultante no instante do impacto (0.63 s) no modelo 3

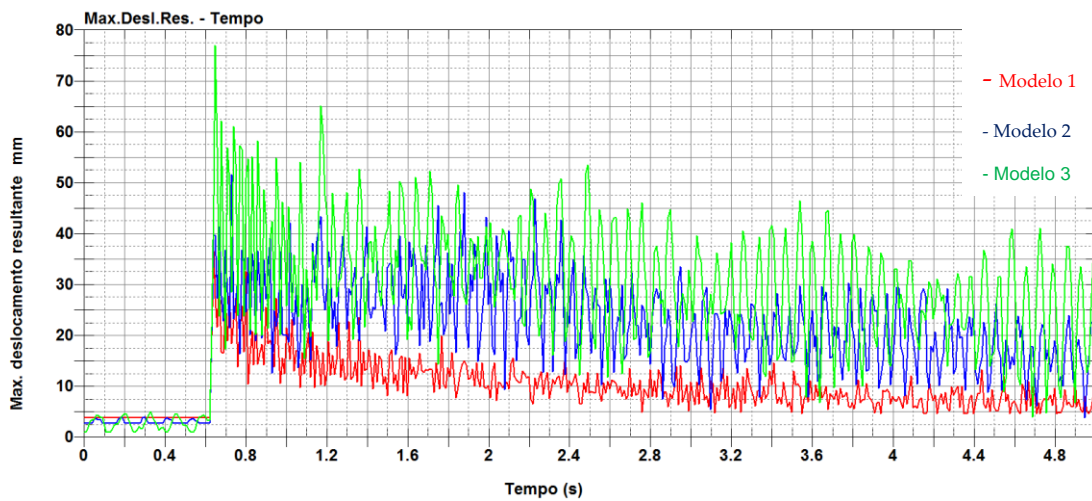


Figura 6.15 – Gráfico máximo deslocamento resultante-tempo

A figura 6.15 mostra o deslocamento máximo da caixa, para os diferentes modelos, ao longo do tempo, observando-se oscilações típicas da análise dinâmica explícita utilizada no *LS-DYNA*.

O deslocamento máximo acontece principalmente nas faces laterais porque a pedra cai de forma descentrada afetando toda a caixa. Além disso, a parte traseira da caixa não tem suportes laterais ou porta, o que aumenta a flexibilidade da estrutura.

Nesta secção, pode-se concluir que os modelos 2 e 3, possuem caixas que são fabricadas com aços de elevado limite elástico, respetivamente com espessuras médias e finas, verificando-se que os deslocamentos máximos são mais elevados, em comparação com os do modelo 1 que é exclusivamente fabricado com aço de construção e espessuras grandes.

A tensão máxima que está representada nas figuras 6.16 a 6.18, ocorre praticamente em todos modelos na chumaceira traseira e na face lateral porque é nesta zona que a pedra toca inicialmente na caixa.

Relativamente à lateral da caixa, verifica-se que para o modelo 1, fabricado com aço de construção (*S355JR* e *S275JR*), apresenta uma grande região a vermelho onde a tensão atinge o valor máximo em comparação com os restantes modelos 2 e 3 em que a lateral tem aço *HARDOX* em que praticamente não afeta ao nível da estrutura, mesmo tendo espessuras finas.

Relativamente a parte da chumaceira traseira nos modelos 2 e 3 as tensões são instantaneamente mais elevadas, sendo por isso recomendado a utilização dos aços de alto limite elástico como o aço *STRENX 700*.

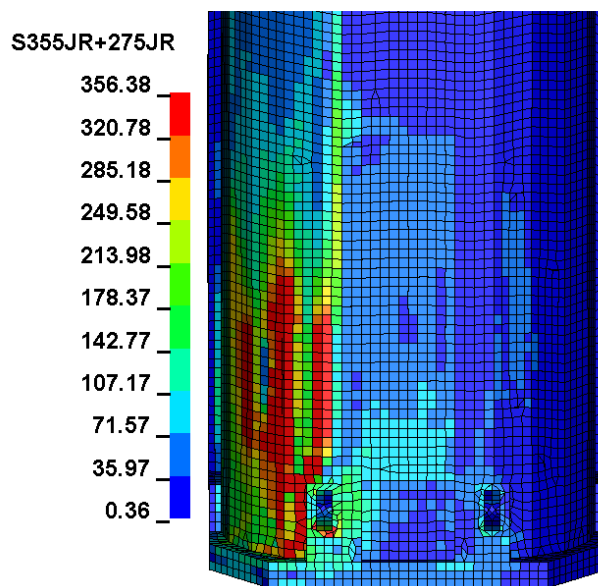


Figura 6.16 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 1

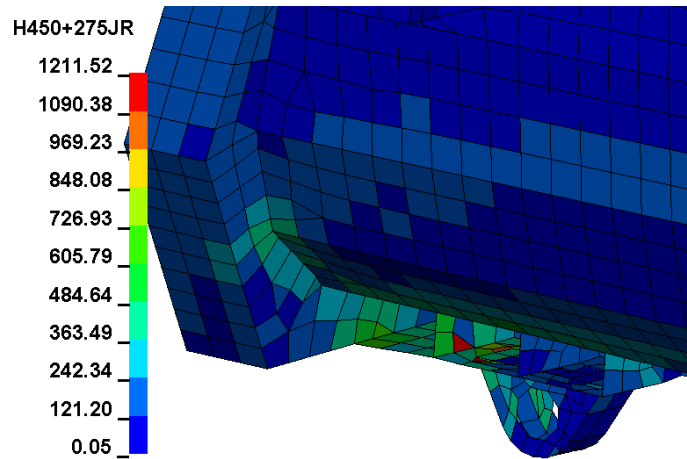


Figura 6.17 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 2

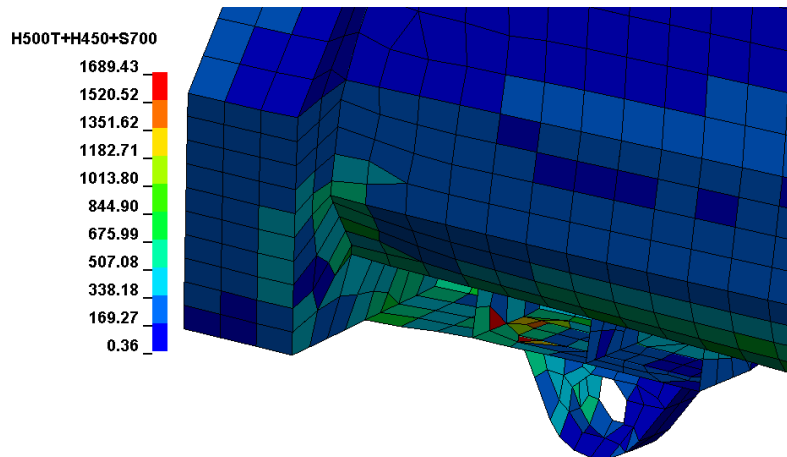


Figura 6.18 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 3

Uma das curiosidades, neste estudo é comparar entre os modelos a deformação plástica residual entre as figuras 6.19 a 6.21.

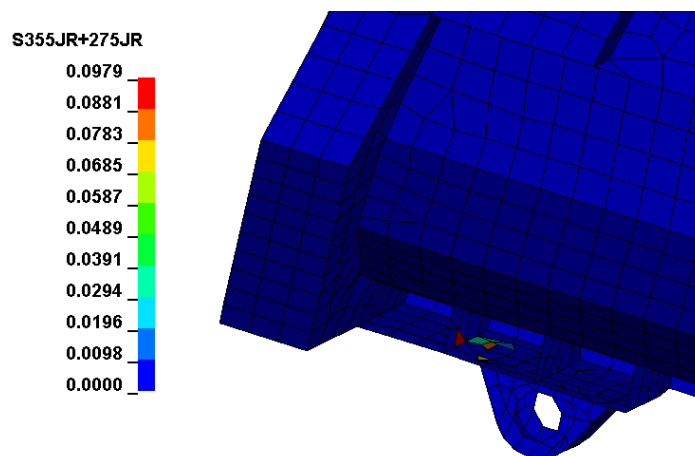


Figura 6.19 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 1

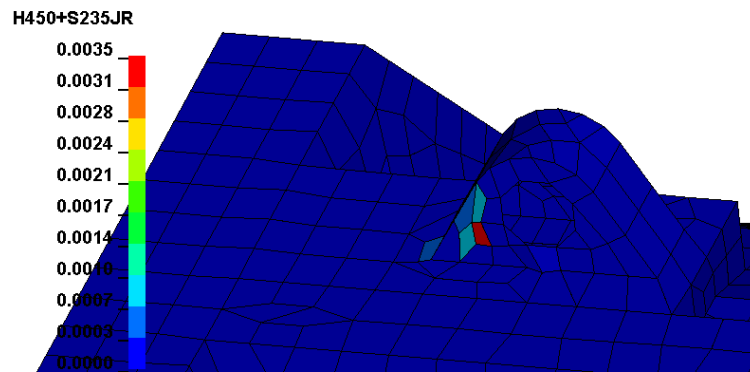


Figura 6.20 - Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 2

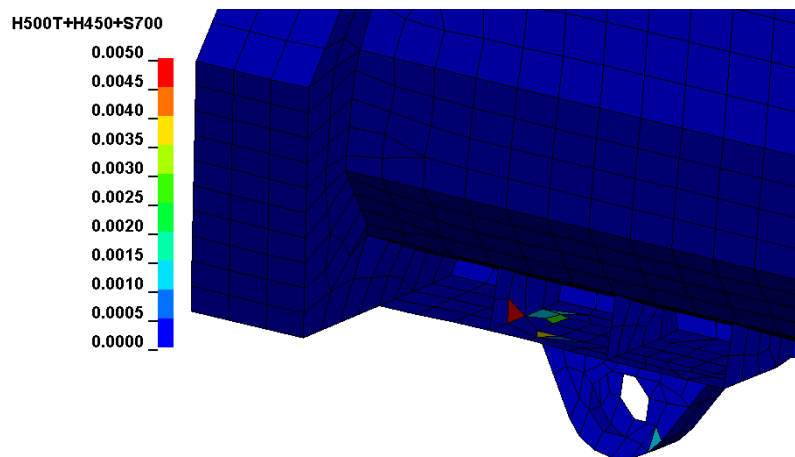


Figura 6.21 - Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 3

A deformação plástica residual é muito superior no modelo 1, em comparação com os restantes modelos, devido às qualidades de aço que cada caixa utiliza.

Considera-se o modelo 3 o mais vantajoso porque tem menor massa, apesar de ter uma deformação plástica residual idêntica ao modelo 2 porque ambos utilizam aços anti-desgaste.

Resumidamente neste estudo, verificou-se que quanto maior for o valor de tensão de cedência maior é a energia de deformação que a estrutura consegue absorver de maneira a recuperar elasticamente, sem se deformar plasticamente.

6.4 Queda livre de várias pedras

É muito raro, um balde da escavadora ter só uma pedra, para ser descarregada para o interior da caixa basculante. Por isso, o principal objetivo desta secção é analisar quando a lança de uma escavadora de média- grande dimensão [33], semelhante á figura 6.22, tem um balde que está cheia de pedras de média dimensão que caem para dentro de uma caixa basculante.



Figura 6.22 - Escavadora Volvo com pedras no balde [33]

Sendo este problema uma situação comum, pretende-se realizar simulações dinâmicas em que as pedras caem diretamente para o fundo e centro da caixa basculante.

Admite-se, que o balde da escavadora do anexo C tem capacidades estruturais para transportar pedras até 0.87 m^3 e com carga total de 1176 Kg [33]. Como a pedra em forma real normalmente tem geometrias irregulares, é modelado de forma simplificada, com geometria cúbica, em que cada lado mede 300 mm [34] e tem uma massa aproximada de 72 Kg . Assim, propõem-se que o balde consiga transportar 12 pedras com carga total de 860 Kg , sendo descarregada numa altura de 2 m [34], como é representada na figura 6.23.

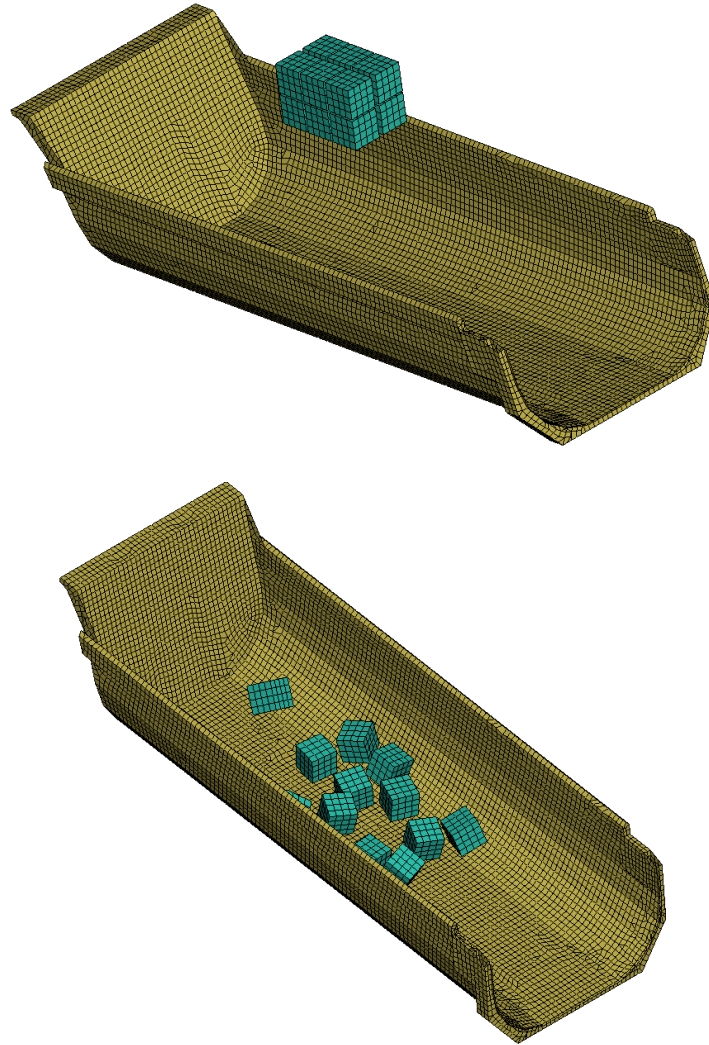
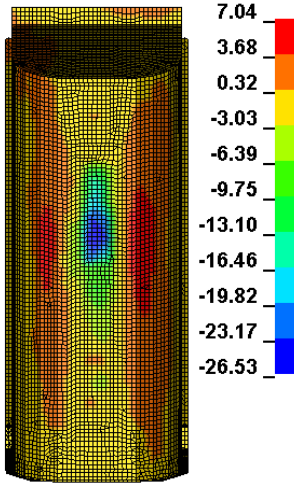
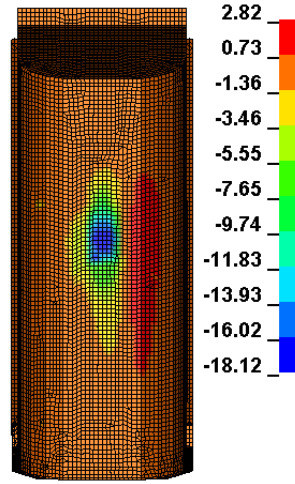
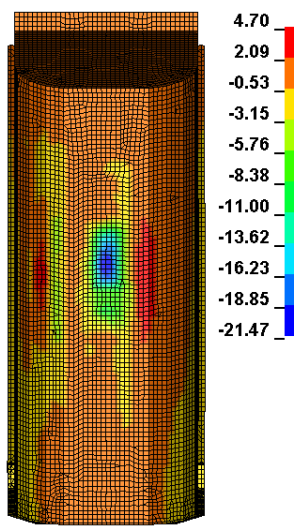
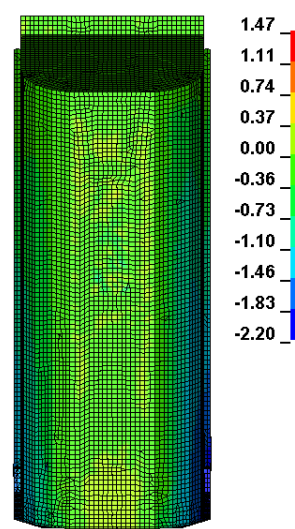
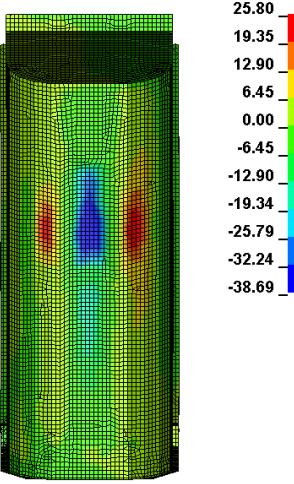
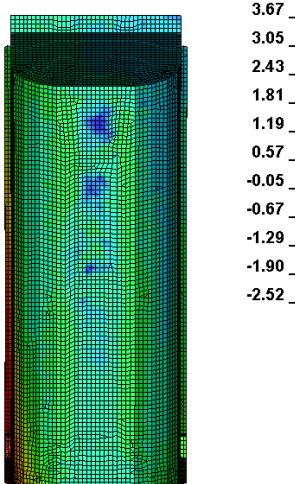


Figura 6.23 – Modelo da caixa basculante com várias pedras (*LS-DYNA*)

6.4.1 Resultados e análise do segundo teste

Na tabela 6.2 são apresentados os resultados da profundidade no instante do impacto, em que as pedras embatem no fundo da caixa, e a profundidade no instante final quando a simulação termina.

Tabela 6.2 – Resultados de profundidade máxima e mínima no instante final

	Profundidade no instante do impacto (mm)	Profundidade no instante final (mm)
Modelo 1 - 2026 Kg	<p style="text-align: center;">S355JR+275JR</p>  <p style="text-align: center;">7.04 3.68 0.32 -3.03 -6.39 -9.75 -13.10 -16.46 -19.82 -23.17 -26.53</p>	<p style="text-align: center;">S355JR+275JR</p>  <p style="text-align: center;">2.82 0.73 -1.36 -3.46 -5.55 -7.65 -9.74 -11.83 -13.93 -16.02 -18.12</p>
Modelo 2 - 1710 Kg	<p style="text-align: center;">HARDOX 450+275JR</p>  <p style="text-align: center;">4.70 2.09 -0.53 -3.15 -5.76 -8.38 -11.00 -13.62 -16.23 -18.85 -21.47</p>	<p style="text-align: center;">HARDOX 450+275JR</p>  <p style="text-align: center;">1.47 1.11 0.74 0.37 0.00 -0.36 -0.73 -1.10 -1.46 -1.83 -2.20</p>
Modelo 3 - 1230 Kg	<p style="text-align: center;">H500T+H450+S700</p>  <p style="text-align: center;">25.80 19.35 12.90 6.45 0.00 -6.45 -12.90 -19.34 -25.79 -32.24 -38.69</p>	<p style="text-align: center;">H500T+H450+S700</p>  <p style="text-align: center;">3.67 3.05 2.43 1.81 1.19 0.57 -0.05 -0.67 -1.29 -1.90 -2.52</p>

Na figura 6.24, através do gráfico observa-se a variação da profundidade do fundo ao longo do tempo para os 3 modelos.

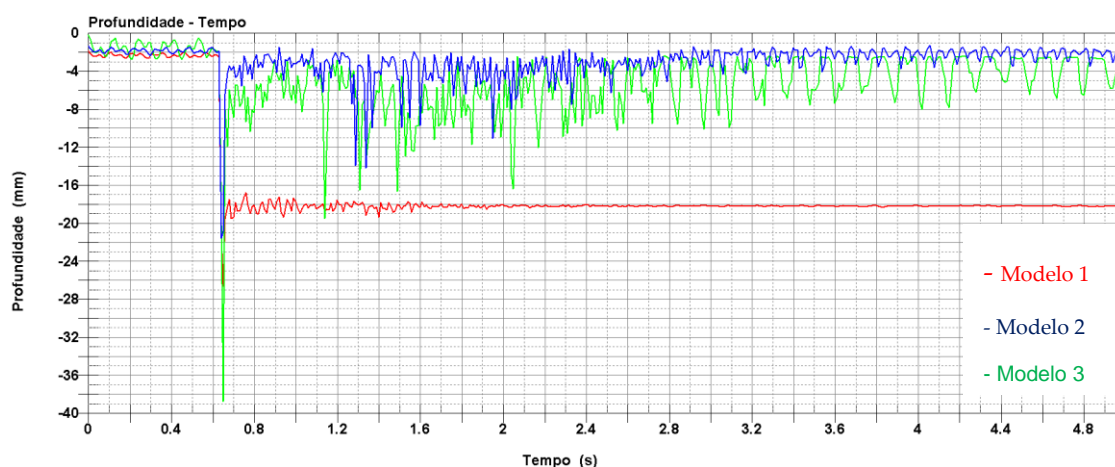


Figura 6.24 – Gráfico de Profundidade-Tempo

Quando as pedras embatem contra o fundo da caixa basculante, a estrutura tem tendência a deslocar o máximo possível, e seguidamente pode recuperar para a posição inicial que está dependente da qualidade dos aços.

Nos modelos 2 e 3, o fundo tem aços anti-desgaste, permitindo que a estrutura se recupere com maior elasticidade em comparação ao modelo 1 que é fabricada com aço de construção.

Através da figura 6.24, observa-se no modelo 1, que após o contacto das pedras com o fundo da caixa, a profundidade ao longo do tempo não se recupera elasticamente, existindo assim uma deformação plástica.

O valor mais elevado de tensão, que estão representadas nas figuras 6.25 a 6.27, acontece apenas no curto intervalo de tempo, quando as pedras entram em contacto com o fundo.

Pode-se reparar que a caixa basculante modelo 1 da figura 6.25, fabricada com aços de construção (*S355JR* e *S275JR*) e espessuras grandes, apresenta uma zona de fundo preenchida muito avermelhada, ao contrário dos modelos 2 e 3 em que são utilizados aços anti-desgaste, porque tem valores de tensão de cedência muito elevados. É por isso que estes modelos 2 e 3 podem ser fabricados com espessuras mais finas, o que se traduz na redução da massa da caixa.

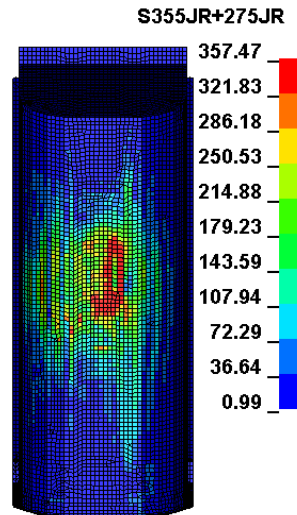


Figura 6.25 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 1

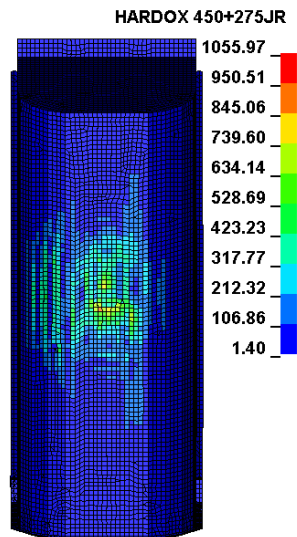


Figura 6.26 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 2

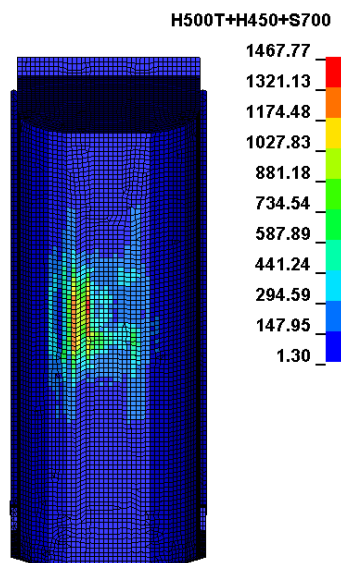


Figura 6.27 – Máxima tensão de *Von-Mises* (MPa) no modelo 3

Verifica-se que o modelo 1 da figura 6.28, tem deformação plástica maior em comparação aos outros modelos das figuras 6.29 e 6.30. Isso significa que o fundo da caixa basculante está amachucado apesar de ter maiores espessuras em comparação com modelos 2 e 3, devido ao aço de construção não ser apropriado para seu fabrico, como foi observado na figura 6.24.

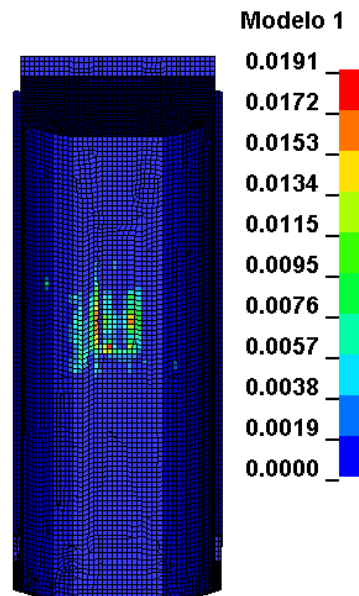


Figura 6.28 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 1

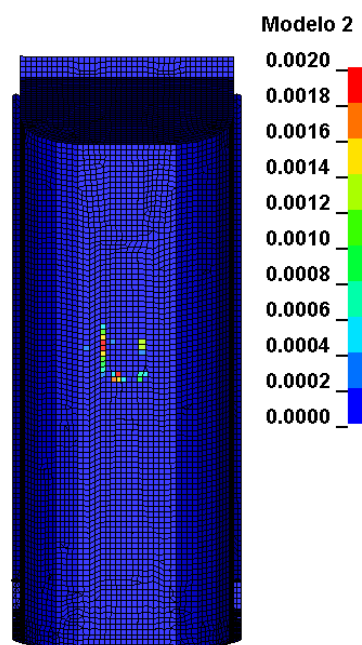


Figura 6.29 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 2

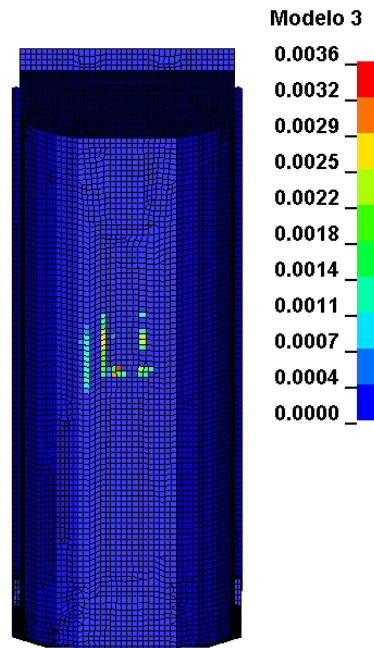


Figura 6.30 – Deformação plástica residual (mm/mm) no modelo 3

Entre os modelos 2 e 3, a diferença de deformação plástica residual é relativamente pequena, apesar de o fundo do modelo 2 ter *HARDOX 450* com espessura de 6 mm, enquanto o modelo 3 tem *HARDOX 500 TUF* de espessura 4 mm. Por isso propõe-se utilizar o modelo 3 porque tem espessuras menores, permitindo reduzir a massa, relativamente à análise dinâmica, até 480 Kg em comparação ao modelo 2.

7 Conclusões e desenvolvimento futuro

7.1 Conclusões

Nesta dissertação aplicaram-se ferramentas computacionais no projeto de uma caixa basculante semi-redonda para um caminhão. Este tipo de caixa é diferente do que existe no mercado, porque as faces laterais da caixa são quinadas, para que a estrutura seja mais leve e consiga transportar mais carga útil.

Com o auxílio dos programas de modelação *SOLIDWORKS* e de análise pelo método dos elementos finitos *ANSYS Workbench*, foi criado o modelo geométrico de uma caixa analisando o comportamento estrutural para que este produto seja fabricado com aços de alto limite elástico, de forma a poder transportar mais carga em conformidade com as leis rodoviárias.

A primeira etapa, foi comparar ambas as caixas basculantes, a melhorada e a reforçada, onde as massas diferem. Por isso, considera-se que ambas estão sujeitas a pressão hidrostática, pois é simulado o comportamento do modelo completamente cheio de carga, como areia seca ou carvão. Reparou-se que o resultado das análises estáticas tem as características idênticas ao resultado das análises dinâmicas que vai ser explicado mais adiante.

Quando um caminhão com carga percorre pisos irregulares, está sujeito a que o centro de massa esteja descentrado. Durante as análises estáticas, foi analisado quando a caixa báscula na situação crítica com ângulo de 35° , porque ocorre escorregamento iminente da carga sobre o fundo da caixa. Através dos resultados, verificou-se que quanto maior a inclinação lateral, maior é o deslocamento resultante e consequentemente maior é o valor de tensão de *Von-Mises*.

A ferramenta de otimização de topologia no programa *ANSYS Workbench* permite obter geometria com a massa reduzida, neste caso, para a uma tesoura estabilizadora com massa de 186 Kg que é sujeita a vários carregamentos, quando a caixa tem a carga no fundo com escorregamento iminente e inclina lateralmente 7° . Assim, a estrutura da tesoura ficou com massa reduzida de 48 Kg, que, no entanto, é ligeiramente flexível em comparação com o modelo não otimizada, e consequentemente o valor de tensão de *Von-Mises* aumentou.

Para o caso das cargas dinâmicas devido ao carregamento com pedras em queda livre, foram realizadas várias simulações numéricas no programa *LS-DYNA* da queda de um martelo sobre uma chapa metálica de várias espessuras e aços para as mesmas condições de altura, massa e geometria semelhante. Verificou-se que, tanto para resultados de ensaios experimentais [31] e numéricos as linhas de tendências são similares. Isso significa que, quanto maior for a espessura juntamente com utilização de aço com tensões de cedência elevadas, menor é a deformação plástica.

Com a tabela 7.1 pretende-se mostrar de forma resumida a importância de comparar dois tipos de análises: a estática que ocorre na secção 4.3 e dinâmica na secção 6.4.

Tabela 7.1 - Comparação estrutural entre a basculante melhorada vs reforçada

	Máximo deslocamento (mm)		Máxima tensão de <i>Von-Mises</i> (MPa)		Massa (Kg)		Cubicagem (m ³)	Carga útil (Kg)
	E	D	E	D	E	D		
Reforçada Modelo 2	7,88	51,78	190,59	1211,52	2095	1710	13	19000
Melhorada Modelo 3	17,2	77,18	407,00	1689,47	1493	1230	15	21369
Diferença	<u>+9,3</u>	<u>+36,03</u>	<u>+216,11</u>	<u>+477,95</u>	<u>-602</u>	<u>-480</u>	<u>+2</u>	<u>+2367</u>

Como as análises dinâmicas (**D**) e análises estáticas (**E**) têm finalidades distintas, devido as diferenças entre tipos de cargas, verifica-se que, para ambos os modelos, quanto menor a massa, maior é o deslocamento nas faces laterais da caixa, e consequentemente maior é o valor de tensão de *Von-Mises*.

Se for comparar os valores de deslocamentos e tensões entre as duas análises, verifica-se que na análise dinâmica, em que a pedra embate contra a caixa, apresenta valores muito elevados de tensões e deslocamentos em comparação com a análise estática, em que é só estudado uma única carga distribuída.

Um dos parâmetros que se deve analisar é a deformação plástica residual, porque tal como é o caso apresentado nos componentes estruturais amachucadas na secção 6.4, tal pode provocar o maior desgaste durante o ciclo de vida deste produto, sendo por isso que não se recomenda que este tipo de caixa, como o modelo 1 de análise dinâmica, não seja fabricada com aços de construção, apesar ter espessuras grandes.

Como a caixa melhorada e a caixa reforçada, são fabricadas com aços anti-desgaste, a diferença de deformação plástica residual é muito pequena.

Através dos resultados de análises estáticas e dinâmicas, recomenda-se que a caixa melhorada ou modelo 3, deve ser fabricada com espessuras finas com os aços anti-desgaste como *HARDOX 500 TUF* no fundo, *HARDOX 450* nas laterais e painéis da caixa, juntamente com reforços em aço de alto limite elástico *STRENX 700*. Assim sendo, é vantajoso reduzir a massa deste produto para transportar mais carga útil e é mais resistente aos impactos do que a caixa reforçada.

Com a escolha deste modelo, o mesmo foi remodelado de forma a que fosse o mais real possível, ou seja, proposto para o seu fabrico através do anexo F. Contudo, o valor da massa obtida da análise (*FEM* e *CAD*) é diferente do modelo proposto, não só nas alterações efetuadas para seu fabrico, como também no acrescento de várias componentes estruturais, como o sistema de fecho, sistemas de sinalização, ligações aparafusadas e soldadura.

Resumidamente, a tabela 7.2 apresenta a soma de todas as massas do camião com caixa basculante e a carga útil que pode ser transportada.

Tabela 7.2 - Soma de todas as massas do conjunto camião com a caixa basculante

Características	Kg
Tara do camião (combustível de 220 L, acessórios, ferramentas, condutor até 90 Kg)	<u>9477</u>
Caixa basculante (fabrico)	<u>1502</u>
Sub-chassis	<u>285</u>
Tesoura estabilizadora	<u>48</u>
Cilindro frontal	<u>154</u>
Componentes hidráulicos (bomba, reservatório, tomada de força, óleo) valor aproximado	<u>200</u>
Total sem carga	<u>11666</u>
Carga total (<i>GVM</i>)	<u>32000</u>
Carga útil (<i>Payload</i>)	<u>20334</u>

A carga útil que o camião pode transportar é de 20334 Kg, que é inferior a carga útil obtida nos resultados de análises estáticas da caixa melhorada de 21369 Kg.

Significa que, como a carga a ser transportada é menor do que previsto, os valores de tensões e deslocamentos na análise estática da secção 4.3 são menores.

No entanto, para a utilização eficiente deste produto é necessário ter em conta os seguintes fatores:

- Deve-se evitar que sejam realizadas descargas em planos inclinados superiores a 4°, de forma a não aumentar o valor das tensões e deslocamentos nas faces laterais.

- A carga não deve ser descarregada a uma altura elevada com grande massa, pois quanto maior for a massa e a velocidade de queda, maior é o valor da energia cinética, provocando aumento de deformação plástica residual.

7.2 Desenvolvimentos futuros

Com os resultados de diferentes tipos de análises numéricas, é recomendado que caso o protótipo da caixa basculante seja fabricado, o mesmo seja testado realizando vários testes de carga, em especial de análises de impacto.

No desenvolvimento de um produto fabricado na indústria metalomecânica, é desafiado aos projetistas e estudantes de engenharia, a utilizar ferramentas de cálculo estrutural e respetivamente novas qualidades de aços de forma a otimizar o seu peso e aumentar a qualidade do produto.

Cada vez mais existe o incentivo para reduzir a massa da caixa basculante de forma a que o transporte seja cada vez mais eficiente. Por isso, poderia ser explorada a possibilidade de utilizar materiais compósitos juntamente com aços especiais na construção de caixas basculantes.

Referências

- [1] “Dump Truck,” Wikipedia, [Online]. Disponível: https://en.wikipedia.org/wiki/Dump_truck. [Acedido em 16 Junho 2019].
- [2] “AT Mineral Processing,” 09 Maio 2019. [Online]. Disponível: https://www.at-minerals.com/en/news/mantella-introduces-groundbreaking-tipper-trailer_3363517.html.
- [3] “Fractory,” [Online]. Disponível: <https://fractory.com/hardox-strenx-domex-mechanical-properties-applications/>. [Acedido em 8 9 2019].
- [4] “Scania launches new mining tipper truck in India,” Scania, 2017 Augusto 22. [Online]. Disponível: <https://www.scania.com/group/en/scania-launches-new-mining-tipper-truck-in-india/>. [Acedido em 2 Junho 2019].
- [5] Guide to Tipper Stability - Second Edition, IRTE – A Professional Sector of The Society of Operations Engineers, 2004.
- [6] “STRENX,” SSAB, [Online]. Disponível: <https://www.ssab.com/products/brands/strenx/engineering-mind>. [Acedido em 2019 Junho].
- [7] “HARDOX,” SSAB, [Online]. Disponível: <https://www.ssab.com/products/brands/hardox>. [Acedido em 5 Abril 2019].
- [8] “EFFER,” [Online]. Disponível: https://www.effer.com/ProductGuide_ENG_LR_20160405_4.pdf. [Acedido em 15 Junho 2019].
- [9] “Laser cutting,” SSAB, [Online]. Disponível: <https://www.ssab.com/services/processing-services/laser-cutting>. [Acedido em 19 Junho 2019].
- [10] T. G. Santos, “Apontamentos da disciplina de Tecnologias de Enformação Plástica,” *Quinagem e flexão em domínio plástico*, 2017.
- [11] “Welding HARDOX,” 2016. [Online]. Disponível: www.ssab/hardox.com. [Acedido em 10 Março 2019].
- [12] “Diretiva(UE) 2015/719,” EUR-Lex, 29 Abril 2015. [Online]. Disponível: www.eur-lex.europa.eu. [Acedido em 15 Abril 2019].

- [13] “Decreto-Lei nº132/2017,” Novembro 2017 Diário da República Electrónico(DRE).
Disponível: <https://dre.pt/web/guest/pesquisa/-/search/108284890/details/maximized>.
[Acedido em 15 Abril 2019].
- [14] “CF 370 - FAD 8X4 rigid, *Mixer Construction*,” 27 Junho 2018. [Online].
Disponível: ww.DAF.com. [Acedido em 10 Março 2019].
- [15] “The Engineering ToolBox,” [Online].
Disponível: <https://www.engineeringtoolbox.com/density-materials>. [Acedido em 28 Abril 2019].
- [16] “DAF - BodyBuilder guidelines,” 01 Junho 2012. [Online].
Disponível: <http://www.dafbbi.com/pt-pt/euro-5/daf-bodybuilder-guidelines>. [Acedido em 05 Abril 2019].
- [17] “Meiller,” [Online]. Disponível: <https://www.meiller.com/en/products/rear-tippers/>. [Acedido em 5 Março 2019].
- [18] “Body Building Information - Tipper trucks,” 2016 Scania. [Online].
Disponível:
https://til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/mdaw/mjqz/~edisp/bwm_0000215_01.pdf.
- [19] “PÓVOA HIDRÁULICA,” [Online]. Disponível: <http://phidraulica.com/site/>. [Acedido em 02 Fevereiro 2019].
- [20] “Hyva,” 21 Julho 2014. [Online].
Disponível:<https://www.hyva.com/globalassets/product-catalog-images/01.tipping/tipping-brochures/fe-cylinders/70145292.pdf>. [Acedido em 21 Abril 2019].
- [21] “Teclena,”2011[Online].Disponível:
http://www.teclena.pt/media/produtos/oleohidraulica/anexos/catalogo_cilindros_hidraulicos.pdf.
[Acedido em 7 Abril 2019].
- [22] J. B. Cardoso, Apontamentos da disciplina de Métodos computacionais em Engenharia Mecânica, 2018.
- [23] “SOLIDWORKS WEB HELP,” DASSAULT SYSTEMES, 20 Janeiro 2019. [Online].
Disponível: <https://help.solidworks.com/>. [Acedido em 2019 10 Março].
- [24] “Heavy-Duty Lightweight,” 2007. [Online].
Disponível:<https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v1-i2-heavy-duty-lightweight.pdf>. [Acedido em 01 Março 2019].
- [25] *ANSYS Help Viewer - Workbench Documentation V.18.2.*

- [26] "TrailerBody Builders," [Online].
Disponível: <https://www.trailer-bodybuilders.com/trailers/italian-oem-mantella-upgrades-tipper-trailer-body-chassis>. [Acedido em 10 Maio 2019].
- [27] "MatWeb," [Online]. Disponível: <http://www.matweb.com/>. [Acedido em 27 Abril 2019].
- [28] Galtrailer, [Online]. Disponível: <http://www.galtrailer.pt/>. [Acedido em 5 Março 2019].
- [29] Beer, Johnston, Mazurek e Cornwell, "VECTOR MECHANICS for ENGINEERS , 10^ª Edition," McGrawHill, 2013, pp. 412-417.
- [30] "ANSYS Topological Optimization using Mechanical," CAE ASSOCIATES, 2016. [Online]. Disponível:
https://caeai.com/sites/default/files/CAEA_v17_Update_seminar_ACT_Topo_Optimization.pdf.
[Acedido em 04 2019].
- [31] "Upgrade from Hardox 400 to Hardox 450," SSAB, 30 Junho 2015. [Online].
Disponível:<https://www.ssab.com/company/newsroom/media-archive/2015/7/31/upgrade-from-hardox-400-to-hardox-450>. [Acedido em Junho 2019].
- [32] U. K. L. N. Sankararao Vinjavarapu, "Design Optimization of Tipper Truck Body," International Journal of Engineering Research and Development. [Acedido em Novembro 2019].
- [33] "Volvo," [Online]. Disponível: www.volvoconstruction/excavator.com.
- [34] "Maximize service life and cost efficiency on your Hardox," [Online]. Disponível: www.Hardox.com.
[Acedido em 02 Junho 2019].
- [35] LS-DYNA Support, "DYNAmore GmbH, [Online]. Available: <https://www.dynasupport.com/tutorial>. [Acedido em Maio 2019]
- [36] S. Larsson, "Master Thesis - Characterization and Modeling of Rock Impact on Steel Plates," p. 31, Lulea University of Technology, 2014.

Anexo A : Camião rígido DAF CF370 (8X4) (Fonte: DAF) [14]

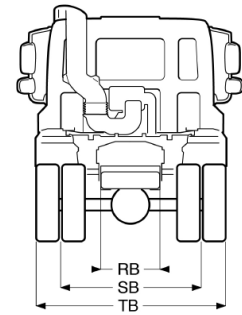
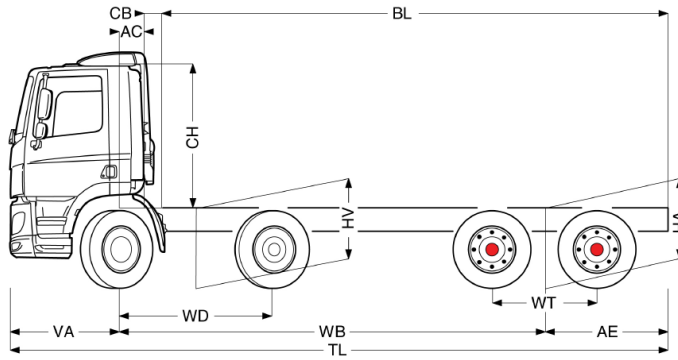
CF 370

FAD 8X4 Rigid, Mixer Construction



ENGINES
CF 370 MX-11 (270 kW / 367 hp)
CF 410 MX-11 (300 kW / 408 hp)
CF 450 MX-11 (330 kW / 449 hp)

GVM ¹⁾	GCM ²⁾
32000 kg	35500 kg
Max. front 14200 kg	
Max. rear 18000 kg	



	Wheelbase - AE		Unladen weight ⁹			Gross Carrying Capacity			Variable dimensions							
	WB	AE ⁹	Front	Rear	Total	Front	Rear	Total	AC	CB ⁸	CH ⁷	BL ⁶	BL	TL	HA ⁸	HA ¹⁰
DAY CAB	5.05	1.65	6960	2517	9477	7240	15483	22523	0.39	0.28	1.94	6.17	6.24	8.73	1.13	1.08
	5.30	1.65	6883	2656	9539	7317	15344	22461	0.39	0.28	1.94	6.47	6.55	8.73	1.13	1.08
	5.70	1.65	6851	2669	9521	7349	15331	22479	0.39	0.34	1.94	6.88	6.97	8.81	1.13	1.08
	6.40	2.15	6736	2893	9629	7464	15107	22371	0.39	0.34	1.94	7.75	7.85	10.01	1.12	1.09
SLEEPER CAB	5.05	1.65	7039	2509	9547	7161	15491	22453	0.82	0.28	1.94	5.33	5.40	9.16	1.13	1.07
	5.30	1.65	6961	2649	9610	7239	15351	22390	0.82	0.28	1.94	5.64	5.71	9.16	1.13	1.07
	5.70	1.65	6919	2664	9583	7281	15336	22417	0.82	0.34	1.94	6.04	6.13	9.22	1.13	1.07
	6.40	2.15	6803	2888	9691	7397	15112	22309	0.82	0.34	1.94	6.92	7.01	10.01	1.12	1.08
FACE CAB	5.05	1.65	7165	2481	9646	7035	15519	22354	0.82	0.28	2.62	5.37	5.44	9.16	1.13	1.07
	5.30	1.65	7086	2623	9709	7114	15377	22291	0.82	0.28	2.62	5.67	5.75	9.16	1.13	1.07
	5.70	1.65	6991	2618	9609	7209	15382	22391	0.82	0.16	2.62	6.43	6.51	9.04	1.13	1.08
	6.40	2.15	6877	2852	9728	7323	15148	22272	0.82	0.16	2.62	7.31	7.40	10.01	1.13	1.08

Anexo B : Cilindro hidráulico frontal (Fonte: HYVA) [20]

Alpha series - Front end cylinder with single eye

FE A137-4-04660-001-K1450



Item no. 70145292
Tipping weight 35 - 54 ton



* incl. 20 [-5; +30] mm pull out

3D model is available on request

Specifications

Max. working pressure	250 bar	Max. pump flow (with KO)	151 L/min	Resulting tipping time (with KO)	18 sec
Weight	154 kg	Max. pump flow (without KO)	106 L/min	Resulting tipping time (without KO)	25 sec
Working volume	45 L			Allowable lowering time	18 sec
Total volume	49 L				
Max. cyl. load (start tipping)	220 kN				

KO: Hyva pneumatic knock off

Extension	1	2	3	4	5	6	7	Total
Effective diameter [mm]	137	118	99	80				4660
Stroke* [mm]	1150	1170	1170	1170				

Technical notes

- This cylinder is a lifting device only. It should not be used as a structural member and should not be subjected to side loads.
- When the cylinder is mounted at an angle, the maximum tipping weight could be reduced.
- Maximum backwards angle of rotation during operation is 29 deg.
- Working pressure depends on the application, but must never exceed the maximum working pressure stated.
- Working temperature range is between -40°C and +80°C.
- Maximum duration of extension is 0.5 hours (excluding hard chromed stages).
- Cylinder is painted black (RAL9005) with a thickness conforming to the 480 hours neutral salt spray test as per ISO 9227 (ISO 10289, rating 9).

Related documentation

Bracket options: 015BRA10 & 015BRA13 Mounting instructions: CYL-0031 Oil specifications: OIL-0011

Tipping weight



	BL	6200			6000			5800			
BL	body length										
OH	rear overhang	200	500	800	200	500	800	200	500	800	
At	vert. pos. centre of gravity	45	48	51	47	50	53	49	52	55	
Ycog	vert. pos. centre of gravity										
Qo	pivot length										
C	bracket length	600	35	39	44	36	40	46	37	42	49
At	tipping angle	900	38	43	51	39	45	54	41	48	
	stroke x 60 / Qo	1200	42	48		43			46		

Tipping weight at maximum pressure of 250 bar for a vertically mounted cylinder and C is 158 mm

86

Anexo C : Balde da escavadora Volvo modelo EC380ENL [33]

BUCKET SELECTION GUIDE																	
Bucket type		Capacity	Cutting width	Weight	Teeth	EC380ENL				EC380EL							
						600 mm shoe, 6 700 kg counterweight								600 mm shoe, 6 700 kg counterweight			
						6.2 m Boom		6.45 m Boom		6.2 m Boom		6.45 m Boom					
L	mm	kg	EA	2.6 m	2.6 m	3.2 m	3.9 m	2.6 m	2.6 m	3.2 m	3.9 m						
Direct fit Buckets	General purpose	870	750	1 176	3	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 000	900	1 271	4	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 420	1 200	1 514	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 670	1 350	1 629	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 920	1 500	1 769	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
	2 330	1 750	1 986	5	C	C	C	B	C	C	C	B					
	Heavy duty	1 000	900	1 425	4	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 420	1 200	1 699	5	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 920	1 500	1 970	5	D	D	D	C	D	D	D	C				
		2 330	1 750	2 175	5	D	D	C	B	D	D	C	B				
2 330		1 750	1 967	5	C	C	C	B	A	C	C	B					
Direct fit Buckets (UQC interface)	General purpose	870	750	1 176	3	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 000	900	1 271	4	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 420	1 200	1 514	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 670	1 350	1 629	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 920	1 500	1 769	5	C	C	C	B	C	C	C	C				
	2 330	1 750	1 967	5	C	C	C	B	A	C	C	B					
	Heavy duty	1 000	900	1 425	4	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 420	1 200	1 699	5	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 920	1 500	1 970	5	D	D	D	B	D	D	D	B				
		2 330	1 750	2 175	5	B	A	X	X	B	B	A	X				
2 330		1 750	1 967	5	C	C	C	C	C	C	C	C					
Quick coupler Buckets (S3 Quick coupler)	General purpose	1 000	900	1 239	4	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 420	1 200	1 482	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 670	1 350	1 597	5	C	C	C	C	C	C	C	C				
		1 920	1 500	1 720	5	C	C	C	B	C	C	C	C				
		2 330	1 750	1 911	5	C	C	C	A	C	C	C	B				
	Heavy duty	1 000	900	1 393	4	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 420	1 200	1 648	5	D	D	D	D	D	D	D	D				
		1 670	1 350	1 791	5	D	D	D	C	D	D	D	D				
		1 920	1 500	1 921	5	D	D	C	B	D	D	D	B				
		2 330	1 750	2 119	5	C	C	B	A	C	C	B	A				

Please consult with your Volvo dealer for the proper match of buckets and attachments to suit the application. The recommendations are given as a guide only, based on typical operation conditions. Bucket capacity based on ISO 7451, heaped material with a 1:1 angle of repose.

X : Not recommended
Maximum material density
 A 1 200 - 1 300 kg/m³ Coal, Caliche, Shale
 B 1 400 - 1 600 kg/m³ Wet earth and clay, Limestone, Sandstone
 C 1 700 - 1 800 kg/m³ Granite, Wet sand, Well blasted rock
 D > 1 900 kg/m³ Wet mud, Iron ore

Anexo D : Gráfico de tensões – extensão (fonte: SSAB)

Curvas de tensão – extensão dos aços alto limite elástico *HARDOX 450* e *STRENX 700* fornecidos pela empresa *SSAB*

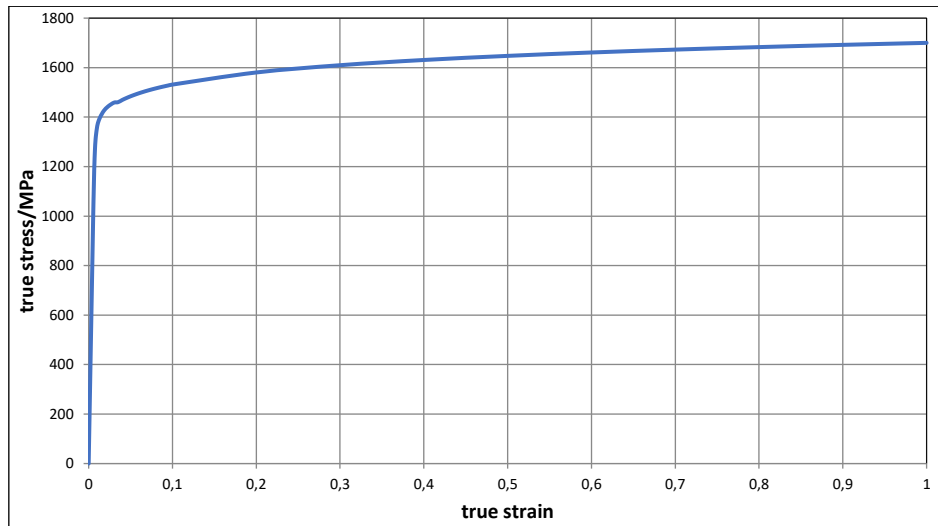


Gráfico D.1 - Curva tensão - extensão *HARDOX 450*

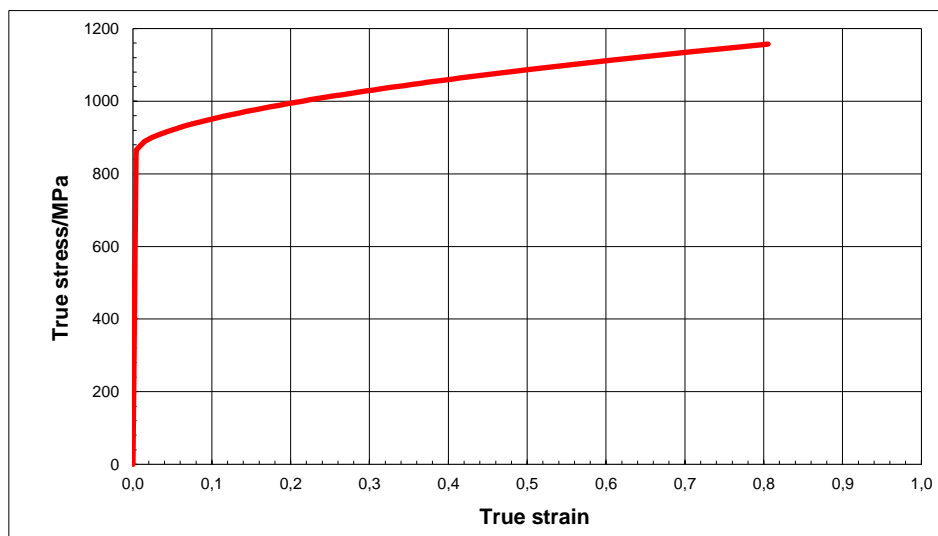


Gráfico D.2 - Curva tensão - extensão *STRENX 700*

Anexo E : Propriedades da pedra (Granito) [36]

Propriedades da rocha (Granito) da dissertação: *Characterization and Modeling of rock impact on steel plates - Simon Harrson -2014*

parameters	Value and units
density	2657 kg/m ³
Elastic constants	
Young's modulus	1.6 GPa
Poisson's ratio	0.29
Bulk modulus	49.5
Shear modulus	20
Strength constants	
Hugoniot elastic limit (HEL)	4.5 GPa
HEL strength	2.66 GPa
HEL pressure	PHEL = 2.73 GPa
HEL volumetric strain	hel=0.045
Tensile strength	T = 0.15 GPa
Normalized tensile strength	T = 0.055
Intact strength exponent	N= 0.83
Strain rate exponent	C= 0.005
Fracture strength coefficient	B= 0.68
Fracture strength exponent	M= 0.83
Maximum Fracture strength	Max= 0.2
Pressure constants	
Bulk modulus	K1= 49.5 GPa
Pressure coefficient	K2=23 GPa
Pressure coefficient	K3 =2980 GPa
BULK factor	B=1.0
Damage coefficient	D1=0.005 GPa
Damage coefficient	D2=0.7 GPa

Anexo F : Caixa basculante semi-redonda para camião rígido *DAF* (8x4)

- **Medidas gerais da caixa basculante:** 6200 × 1200 × 2546 mm
- **Massa total do sub-chassis, tesoura estabilizadora e caixa basculante:** 1787 Kg
- **Fabrico com aços anti -desgaste e alto limite elástico:** *HARDOX 500 TUF, HARDOX 450, STRENX 700, STRENX 600, DOMEX 420*
- **Cubicagem:** 15 m³;
- **Ângulo de basculamento:** 48°;
- **Carga útil:** 20334 Kg

