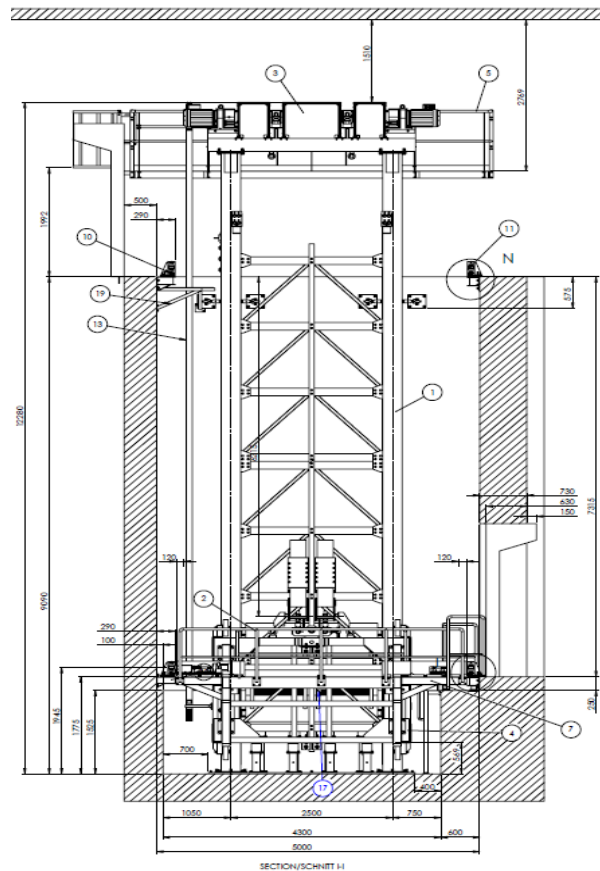




**ISEL**  
INSTITUTO SUPERIOR DE  
ENGENHARIA DE LISBOA

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Departamento de Engenharia Mecânica**



## **Análise Computacional de uma Plataforma Elevatória**

**JOÃO MANUEL DE BRITO RODRIGUES DO Ó**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Prof. Doutor João Filipe de Almeida Milho  
Prof.<sup>a</sup> Doutora Inês de Carvalho Jerónimo Barbosa

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Silvério João Crespo Marques  
Vogais:

Prof. Doutor André Rui Dantas Carvalho  
Prof. Doutor João Filipe de Almeida Milho

**Novembro de 2019**



## **Análise Computacional de uma Plataforma Elevatória**

Copyright © João Manuel de Brito Rodrigues do Ó, ISEL-Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

O Instituto Superior de Engenharia de Lisboa e O Instituto Politécnico 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.



*The Imagination is more important than knowledge...*

*Albert Einstein (1879 – 1955)*

*But...*

*The knowledge improves our progress, empowers creativity and imagination.*

*Be Humble, be hungry...*

*and always be the hardest worker in the room.*

*Dwayne Johnson (1972-Living)*



# Agradecimentos

Aqui fica o meu agradecimento aos meus pais pela motivação transmitida através das suas experiências vividas, o que me fez acreditar que a conclusão desta etapa não seria impossível. Um profundo obrigado por todo o apoio dado ao longo desta jornada educativa e que tanto se dedicaram para que me possibilitassem esta formação académica.

Agradeço também à Nina pelo carinho, paciência e apoio durante esta etapa final, aos meus amigos/as, André Gonçalves, Bruno Esteves, Ian Ari, Tiago Nunes e Anabela por toda a amizade, preocupação, por procurarem sempre por mim e estarem sempre ao meu lado.

Aos meus professores orientadores, agradeço pela oportunidade no desenvolvimento do tema, pelo seu apoio e orientação. Ao João Nunes, atual Diretor Geral da RARI C&AS (*Conveyor and automation systems*) por me ter dado também oportunidade de selecionar um tema da empresa para o trabalho final de mestrado.

Aos meus colegas diretos do departamento de Engenharia, André Teles (atual Team Leader do Departamento de Engenharia) e ao Diogo Morgado que faziam questão de me lembrar quase diariamente que tinha de me focar em concluir a Tese.

A muitos outros que diretamente contribuíram para o ingresso no Mestrado em Engenharia Mecânica, um forte obrigado ao meu amigo ex-colega de judo Nuno Grilo, ao Joaquim Enes e Artur Borges (ex-colaboradores da empresa) que me encorajaram a avançar nesta etapa tanto pelos conselhos assim como as suas boas referências deixadas a nível profissional.

Aos meus restantes familiares, amigos e professores, aos que já partiram e não voltam mais...

Um grande obrigado a todos.



## Resumo

Este trabalho consiste na análise computacional de uma plataforma elevatória de correias utilizada na indústria automóvel, que se enquadra no âmbito dos projetos desenvolvidos na empresa RARI *Conveyor and automation systems (C&AS)*.

É estudado um equipamento pouco convencional dentro das bibliotecas técnicas da empresa tendo sido fabricado e instalado para uma aplicação de transporte de um veículo guiado automaticamente (*AGV-automated guided vehicle*), que por sua vez, transporta uma palete com todos os acessórios de cinemática e dinâmica do automóvel. Um dos fatores decisivos ao estudo do equipamento foi pela sua capacidade de elevação de carga superior ao convencionalmente projetado.

A empresa tem desenvolvido ao longo dos anos, sucessivos projetos associados a sistema de transportadores. O uso de ferramentas computacionais para auxiliar as atividades de engenharia tem sido recorrente neste ramo de negócio, através de técnicas de engenharia assistida por computador (CAE ou em inglês *CAE-Computer Aided Engineering*).

Para uma abordagem geral das tipologias de equipamentos na indústria automóvel, são abordadas as diversas variantes de transportadores incluindo a descrição do seu método de aplicação.

Associado às instalações compostas por transportadores de tipologias diversas, é necessário cumprir com alguns requisitos e normas de segurança associada aos operadores. Para o efeito, foi realizado um levantamento com a finalidade de enunciar e resumir esses mesmos requisitos. Muitas destas normas estão harmonizadas, isto é, ao serem cumpridas, a instalação está automaticamente a satisfazer a diretivas máquinas, o que permite emitir um certificado e integração ou um certificado CE do produto ou da instalação.

Para o equipamento selecionado, considerando os seus dados técnicos, foi realizado um estudo estático detalhado, que convergiu numa metodologia prática de análise computacional baseada em critérios de aceitação e exclusão. Para completar o estudo estático, fez-se um estudo dinâmico do movimento vertical do conjunto móvel que suporta a carga, criando compatibilidade entre ambos os métodos a fim de validar as premissas do estudo estático e, se necessário, usar os resultados do estudo dinâmico como dados de entrada para uma nova interação de projeto.

### **Palavras-chave:**

Indústria Automóvel; Plataforma elevatória de correias; Sistema de transportadores;

Engenharia assistida por computador; Diretiva máquinas



# Abstract

This Dissertation consists on the computational analysis of a belt lifting platform used in the automotive industry, related to the projects developed in the company RARI Conveyor and automation systems (C & AS).

An unconventional equipment inside the company's technical libraries has been studied. That same equipment was also manufactured and installed for an automotive guided vehicle application (AGV). This AGV is responsible to carrier a pallet with all kinematics vehicle mechanisms. One of the decisive factors in the study of the equipment was its ability to lift loads higher than the conventional design.

The company has developed over the years, successive projects about conveyor systems. The computational tools to aid engineering activities has been frequently used in this business area. The present paper has a chapter that explains the importance of CAE (Computer Aided Engineering) techniques.

For a general approach to the typologies of equipment in the automotive industry, a chapter has been devoted to the various variants of conveyors describing their method of application.

Associated with conveyors installations (of different typologies), it is necessary to comply with certain requirements and safety standards for workers and operators. To this subject, a chapter has been developed with the purpose of stating and summarizing these same requirements. Many of these standards are harmonized, each mean, the installation is automatically compliant with machine directives, which allows the issuing of a certificate and integration or an EC certificate of the product or installation.

After the chapter of equipment technical data, we proceed with the detailed static study, which converged in a practical methodology of computational analysis based on acceptance and exclusion criteria. In order to complete the static study, a dynamic study was also developed.

By creating the vertical movement of the mobile assembly that supports the load, it was possible to create compatibility between both methods in order to validate the premises of the static study and, if necessary, to use the results of the dynamic study as data for a new static interaction.

## **Keywords:**

*Automotive Industry; Belt Lifting platforms; Conveyors systems; Computer Aided Engineering; Machines Directive*



# Lista de Abreviaturas

## Lista de Nomenclaturas

*Skid – estrutura longa tubular que suporta a carroçaria, com dois tubos em forma de patins e é transportada pelos equipamentos ao longo da linha*

*Solidworks Motion – Módulo de software integrado de modelações cinemáticas e dinâmicas*

*Solidworks Simulation – Módulo de software integrado de simulações por elementos finitos*

*Buckling Simulation – Módulo de software integrado de simulações por elementos finitos destinado ao estudo linear de encurvadura*

*MDSolids – Software de mecânica técnica clássica e resistência dos materiais*

*Mesher – Operador responsável por executar o algoritmo automático para criar uma malha, no Software Solidworks Simulation*

*Mate – Operador que confere uma ligação mecânica entre dois ou mais componentes dentro de uma modelação de um determinado conjunto.*

*Local Path-mate; path motor – Operador disponível no módulo Solidworks Motion, que confere uma motorização cinemática dos corpos selecionados para o movimento*

## Lista de acrónimos

*RARI C& AS – RARI Conveyor and automation systems*

*CE – Comissão Europeia; Marcação CE é um indicativo de conformidade obrigatória para diversos produtos comercializados no Espaço Económico Europeu*

*AGV – Automated Guided Vehicle*

*CAE – Computer Aided Engineering*

*CAD – Computer Aided Design*

*CAM – Computer Aided Manufacturing*

*FEM – Finite Element Method*

*MES – Mechanical Event Simulation*

*CFD – Computational Fluid Dynamics*

*ECR – Efficient Consumer Response*

*MBD – Multi body dynamics*

*FOS – Factor of Safety*

*RPMs – Rotações por minuto*

*MPa – Mega Pascal (unidade de pressão ou tensão mecânica)*

*BFS – Buckling factor of safety*

## **Lista de símbolos**

$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
$v$	Velocidade linear [m/s]
$r$	Raio da trajetória circular/ circunferência [m]
$a$	Aceleração do movimento [m/s <sup>2</sup> ]
$\sigma_u$	Tensão limite de rutura dos materiais [MPa]
$\sigma_{calc}$	Tensão calculada [MPa]
$S_e$	Tensão limite de fadiga do material [MPa]
$\sigma_y$	Tensão de cedência do material [MPa]
$\sigma_{VM}$	Tensão equivalente de Von Mises [MPa]
$T_{ap}$	Torque aplicado [N.m]
$T_{50Hz}$	Torque nominal do moto-reductor a 50 Hz [N.m]
$P_{frente}$	Peso total dos conjuntos da frente [N]
$P_{trás}$	Peso total do conjunto de trás [N]
$P_{carro}$	Peso total do carro [N]
$P_{cesta}$	Peso total da cesta [N]
$P_{carga}$	Peso total do AGV [N]

$P_{contrapeso}$	Peso total do contrapeso [N]
$R_{tambor}$	Raio do tambor [N]
$T_{res}$	Torque resultante entre o peso da frente e o peso de trás [N]
$F$	Força tangente ao raio primitivo do carreto de segurança [N]
$Rp_{carreto}$	Raio primitivo do carreto de segurança [N]
$T_{correia}$	Força de tração da correia [N]
$K_{correia}$	Coefficiente de rigidez da correia [N/m]
$\delta$	Deformação elástica da correia [m]
$M_{contrapeso}$	Massa do contrapeso
$M_{AGV}$	Massa do AGV [Kg]
$M_{estru.}$	Massa da cesta [Kg]
$F_{AGV}$	Peso do AGV [N]
$(Px; Py; Pz)$	Vetor P; inercia das massas [Kg*mm <sup>2</sup> ]
$\sum M_c$	Somatório de momentos em relação ao ponto c [N.m]
$R$	Reação no apoio [Kg]
$P_{cr}$	Carga limite para a coluna começar a encurvar
$KL$	Comprimento efetivo de encurvadura
$\lambda$	Coefficiente de esbeltez
$EI$	Rigidez à flexão



# Índice

1	Introdução .....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objetivos .....	2
1.3	Estrutura da Dissertação .....	3
2	CAE, uma abordagem geral.....	5
3	Enquadramento dos equipamentos na indústria automóvel .....	9
3.1	Equipamentos para transporte de skids e paletes especiais .....	10
3.1.1	Mesa de rolos .....	10
3.1.2	Mesa excêntrica .....	11
3.1.3	Mesa giratória e pivotante .....	12
3.1.4	Plataformas Elevatórias.....	13
3.1.5	Transportadores de corrente plástica ou metálica .....	14
3.1.6	Shuttle .....	15
3.2	Equipamentos transporte Aéreo.....	15
3.2.1	Equipamentos especiais/auxiliares .....	16
3.2.2	Manipuladores .....	16
3.2.3	Mesas Tesoura .....	17
3.2.4	Braços Telescópicos.....	17
3.2.5	AGVs ( <i>automated guided vehicle</i> ) .....	18
3.2.6	Elevador de armazenamento/Trans-elevadores.....	18
4	Normas, <i>standards</i> para projeto e segurança de máquinas .....	19
4.1	Diretiva Máquinas 2006/42/CE .....	19
4.2	Especificação técnica de moto-redutores.....	20
4.3	Manual para elevadores acima de 1000 kg (carga transportada) .....	20
4.4	Eurocódigo 3 Parte 1-1 – Projeto de estruturas de aço; Regras gerais e regras para edifícios .....	21
4.5	Eurocódigo 3 Parte 1-8 – Projeto de estruturas de aço; Projeto de ligações .....	21
4.6	Eurocódigo 3 Parte 1-9 – Projeto de estruturas de aço; Fadiga .....	21
4.7	Normas de segurança gerais .....	22

4.7.1	ISO 12100:2010 – Princípios gerais para projeto – avaliação de risco e redução do risco .....	22
4.7.2	ISO 13857:2008 – Distâncias de segurança para evitar que as zonas de risco sejam alcançadas por membros superiores e inferiores .....	25
4.7.3	DIN EN 349+A1:2011 – Distâncias mínimas para evitar o esmagamento de partes do corpo humano.....	28
4.7.4	EN 619:2002+A1 - Equipamentos e sistemas transporte contínuo - Segurança e requisitos para manuseio mecânico.....	29
5	Descrição do equipamento em estudo .....	31
5.1	Função .....	31
5.2	Principais componentes .....	32
5.3	Objetos transportados .....	35
5.4	Características do moto-redutor.....	35
5.5	Velocidade de subida/descida teórica e real .....	35
5.6	Diagrama de tempo de ciclo real aproximado .....	36
6	Estática: Discretização e simulação por elementos finitos .....	39
6.1	Estudo da unidade motriz .....	42
6.1.1	Propriedades do material e valores de carga.....	42
6.1.2	Geometria para simulação .....	43
6.1.3	Caso 1: Aplicação de carregamento na vertical e torque .....	44
6.1.4	Caso 2: Situação de manutenção com unidade bloqueada pela corrente .....	51
6.1.5	Caso 3: Carregamento sobre os apoios da chumaceira e estrutura .....	55
6.2	Estudo do contrapeso .....	57
6.2.1	Propriedades do material e valores de carga.....	57
6.3	Discretização de esforços no funcionamento; carro, cesta e colunas .....	61
6.3.1	Movimento de entrada: AGV carregado piso -7 .....	63
6.3.2	Movimento arranque/travagem: AGV carregado .....	64
6.3.3	Movimento de saída: AGV carregado piso 0.....	66
6.4	Estudo da cesta elevatória .....	67
6.4.1	Propriedades do material e valores de carga.....	68
6.4.2	Geometria para simulação .....	69
6.4.3	Fixações e constrangimentos .....	69
6.4.4	Detalhes da malha.....	69
6.4.5	Caso 1: Transferência horizontal, entrada piso -7 .....	70
6.4.6	Caso 2: Arranque/Travagem .....	72
6.4.7	Caso 3: Transferência Horizontal, saída piso 0.....	75
6.5	Estudo do carro móvel .....	77

6.5.1	Propriedades do material e valores de carga.....	77
6.5.2	Geometria para simulação .....	79
6.5.3	Fixações e constrangimentos .....	79
6.5.4	Detalhes da malha.....	80
6.5.5	Caso 1: Transferência horizontal, entrada piso -7 .....	81
6.5.6	Caso 2: Arranque/travagem .....	83
6.5.7	Caso 3: Transferência horizontal, saída piso 0 .....	85
6.6	Estudo das colunas.....	87
6.6.1	Propriedades do material e valores de carga.....	87
6.6.2	Geometria para simulação .....	87
6.6.3	Fixações e constrangimentos .....	88
6.6.4	Detalhes da malha.....	89
6.6.5	Caso 1: Entrada/saída da carga piso -7 .....	89
6.6.6	Caso 2: Arranque, movimento transitório, paragem .....	90
6.6.7	Caso 3: Entrada/saída da carga piso 0.....	92
6.6.8	Estudo das colunas usando modelos viga-barra .....	93
6.6.9	Estudo de encurvadura das colunas.....	97
7	Análise de movimento vertical da plataforma .....	105
7.1	Preparação do estudo .....	106
7.2	Resultados .....	110
7.2.1	Estudo sem carga (AGV): <i>Motion</i> .....	111
7.2.2	Estudo com carga (AGV): <i>Motion</i> .....	112
7.2.3	Situação de paragem de emergência .....	114
8	Conclusões.....	115
8.1	Melhorias e trabalhos futuros.....	117
9	Bibliografia .....	119



# Índice de figuras

Figura 1: Montagem real da Plataforma Elevatória .....	1
Figura 2 - Curva de decisão vs Conhecimento do produto. [2] .....	5
Figura 3 - Curva de Custos vs Fases do projeto [2] .....	6
Figura 4 - Evolução das curvas ECR e conhecimento do produto [2].....	6
Figura 5 - Fluxograma do processamento de necessidade de análise computacional [3].....	8
Figura 6: Enquadramento genérico do processo dos transportadores. ....	9
Figura 7: Mesa de rolos de skids (esquerda); Mesa de rolos de paletes (direita) [4] .....	10
Figura 8: Mesa excêntrica de rolos para skids [4] .....	11
Figura 9: Mesa excêntrica de rolos para paletes especiais [4].....	11
Figura 10: Mesa giratória (Esquerda); Mesa Pivotante (Direita) [4] .....	12
Figura 11: Mesa giratória por corrente abraçada ao rolamento [4] .....	12
Figura 12: tipologias de elevadores de correias [4] .....	13
Figura 13: Elevador de corrente para elevação de paleta [4] .....	13
Figura 14: Transportadores de corrente [4].....	14
Figura 15: Transportador de tela plástica [4] .....	14
Figura 16: Equipamento shuttle [4] .....	15
Figura 17: Transportadores Aéreos por electrovia [4] .....	15
Figura 18: Manipulador Automático de 3 eixos (esquerda) e manual (centro e direita) [4] .....	16
Figura 19: Mesa Tesoura .....	17
Figura 20: Manipulador manual equipado com cilindros pneumáticos .....	17
Figura 21: Modelo AGV para carga ligeira .....	18
Figura 22: Trans-elevador com cabine .....	18
Figura 23: Quadro resumo de aplicação standard de moto-redutores BMW [10].....	20
Figura 24: Exemplo de boas práticas da BMW para elevador de 4 colunas [12].....	20
Figura 25: Processo de redução de risco incluindo o método iterativo de três passos [16] .....	23
Figura 26: Processo de redução de risco do ponto de vista do projetista [16].....	24
Figura 27: Diretrizes para escolher proteções contra riscos gerados por partes móveis [16] ...	24
Figura 28: representação esquemática de uma máquina [16] .....	25
Figura 29: alcance das zonas perigosas em altura (esquerda) e sobre vedações (direita) [17]..	26
Figura 30: Valores mínimos na situação de baixo risco no acesso sobre vedações [17] .....	26
Figura 31: Valores mínimos na situação de alto risco no acesso sobre vedações [17].....	26
Figura 32: Valores mínimos de segurança; membros inferiores [17] .....	27
Figura 33: Quadro 1 da Norma NP EN 349:1993+A1 2011 [18].....	28
Figura 34: Elevador, Conjunto Geral do equipamento [20] .....	31
Figura 35: Elevador, Conjunto Geral [20].....	32
Figura 36: Conjunto das Colunas (esquerda); Contrapeso (direita) [20] .....	33
Figura 37 Plataforma de Manutenção [20] .....	33
Figura 38: Grupo motriz sem cobertura [20] .....	33
Figura 39: Conjunto do Carro [20].....	34
Figura 40: Plataforma elevatória (esquerda); Suporte para sistema de bloqueio (direita) [20]	34
Figura 41:Dimensões gerais da carga a transportar (medidas e milímetros) [20].....	35
Figura 42: Ilustração exemplo básica do tempo de ciclo da máquina .....	37

Figura 43: Fluxograma funcional geral da introdução à simulação .....	39
Figura 44 - Elemento viga-barra .....	40
Figura 45: Malha linear (draft) vs malha parabólica (high) [21] .....	40
Figura 46: elementos tetraédricos regulares vs irregulares.....	40
Figura 47: exemplo de pontos de Gauss e nós dos elementos [24] .....	41
Figura 48: Valores da tensão atribuídos a cada elemento; Valor medio nos nós [24] .....	41
Figura 49: Valores da tensão média para cada elemento [24] .....	41
Figura 50: Simplificação do modelo .....	43
Figura 51: Ilustração dos esforços globais na unidade motriz .....	44
Figura 52: Aplicação do torque máximo; 4300 N.m.....	45
Figura 53: Aplicação do peso dos corpos móveis sobre o tambor.....	45
Figura 54: Aplicação do peso dos acoplamentos .....	45
Figura 55: aplicação do peso dos moto-redutores .....	45
Figura 56: Fixações (fixação às colunas, esquerda; fixação ao motor, direita).....	46
Figura 57: Constrangimento de rotação; binário contrário ao induzido pelo motor. ....	46
Figura 58: Ligações rígidas (Centro e Direita) e de chumaceira de rolamento (esquerda).....	47
Figura 59: Tensão de von Mises nos nós dos elementos (esquerda); Tensão de von Mises média nos elementos (direita) .....	47
Figura 60: Tensão Principal 1 (esquerda); Tensão Principal 3 (direita); Intensidade das tensões principais (baixo) .....	48
Figura 61: Diagrama de deformação; caso 1.....	49
Figura 62: Tensões calculadas para o caso 1 com transição de raio com 4 mm de boleado.....	50
Figura 63: Tensões calculadas para o caso 1 com transição de raio com 4 mm de chanfro .....	51
Figura 64: Esforços no conjunto em manutenção .....	51
Figura 65: Carregamento aplicado à unidade motriz no caso 2.....	52
Figura 66: Resultados de Tensão e deformação, caso 2 .....	53
Figura 67: Resultados de Tensão, colapso caso 2 .....	54
Figura 68: Reforço estrutura, caso 2 .....	54
Figura 69: Resultados Tensão caso 2, reforçado.....	54
Figura 70: Carregamento direto sobre a estrutura .....	55
Figura 71: Tensões obtidas para o caso 3 .....	56
Figura 72: Deformações obtidas no caso 3 .....	56
Figura 73: Diagrama geral das forças atuantes no contrapeso.....	57
Figura 74: Aplicação da carga e peso próprio no componente.....	58
Figura 75: Fixações executadas no contrapeso.....	59
Figura 76: Resultados obtidos no estudo do contrapeso; Tensão .....	60
Figura 77: Resultados obtidos no estudo do contrapeso; Deslocamento .....	60
Figura 78: Exemplo esforços envolventes das estruturas combinadas .....	61
Figura 79: Fluxograma funcional do método iterativo de discretização de esforços aplicado à análise dos componentes móveis .....	62
Figura 80: Estrutura da cesta; DCL da Entrada.....	63
Figura 81: DCL geral Estrutura do carro móvel (Esquerda); DCL colunas - entrada da carga piso-7.....	63
Figura 82: Subida Acelerada (esquerda); Subida Retardada (direita).....	64
Figura 83: Descida Acelerada (esquerda); Descida Retardada (direita).....	64
Figura 84: Estrutura da cesta da plataforma elevatória; DCL do movimento vertical.....	65
Figura 85: Estrutura das Colunas; DCL do movimento vertical.....	65

Figura 86: Estrutura da cesta da plataforma elevatória; DCL do movimento horizontal, saída da carga.....	66
Figura 87: DCL geral Estrutura do carro móvel (Esquerda); DCL das colunas; saída da carga piso 0.....	66
Figura 88: Fluxograma funcional do método iterativo na simulação da estrutura da plataforma.....	67
Figura 89: Evolução da construção da estrutura da cesta da plataforma elevatória .....	68
Figura 90: simplificação do modelo da cesta para simulação.....	69
Figura 91: Fixação da estrutura da cesta.....	69
Figura 92: Aplicação da Carga no caso de entrada do AGV .....	70
Figura 93: Reações nos apoios da estrutura, representação gráfica .....	70
Figura 94: Cálculo da tensão caso 1. ....	71
Figura 95: Cálculo da tensão e deformação, caso 1, aplicando o coeficiente de prova estático. ....	72
Figura 96: Aplicação da força, caso 2 .....	72
Figura 97: Reações nos apoios da estrutura, representação gráfica .....	73
Figura 98: Tensão e deformação calculada para o caso 2.....	73
Figura 99: Tensão e deformação calculada para o caso 2, com coeficiente de prova da diretiva .....	74
Figura 100: Fixações e reações nos apoios para o caso 3 .....	75
Figura 101: Tensão e deslocamento para o caso 3 .....	76
Figura 102: Tensão e deslocamento para o caso 3, com aplicação do coeficiente da diretiva ..	77
Figura 103: Identificação das faces de contacto entre o carro e a cesta. ....	78
Figura 104: Simplificação do modelo do carro móvel.....	79
Figura 105: constrangimento nas 4 rodas mais solicitadas; carro móvel. ....	79
Figura 106: constrangimento no guiamento central. ....	80
Figura 107: fixação do peso/conjunto suspenso.....	80
Figura 108: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 1. ....	81
Figura 109: Ilustração das tensões calculadas; carro móvel. ....	81
Figura 110: Ilustração das tensões calculadas; ponto máximo caso 1; carro móvel. ....	82
Figura 111: Deformação caso 1; carro móvel. ....	82
Figura 112: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 2. ....	83
Figura 113: Ilustração das tensões calculadas; ponto máximo caso 2; carro móvel. ....	84
Figura 114: Ilustração das tensões calculadas caso 2; carro móvel.....	84
Figura 115: Deformação caso 2; carro móvel. ....	84
Figura 116: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 3. ....	85
Figura 117: Ilustração das tensões calculadas caso 3; carro móvel.....	86
Figura 118: Deformação caso 3; carro móvel. ....	86
Figura 119: Aplicação da carga suspensa e o peso da plataforma de manutenção .....	87
Figura 120: Simplificação do modelo das colunas para simulação .....	88
Figura 121: Fixação rígida na base e nos reforços traseiros. ....	88
Figura 122: Fixação rígida na base e nos reforços traseiros. ....	88
Figura 123: Reação nos apoios nas fixações das colunas.....	89
Figura 124: Tensão calculada na zona mais afetada; Colunas .....	90
Figura 125: Diagrama de deformação, caso 1; Colunas.....	90
Figura 126: Diagrama de tensões, caso 2; colunas .....	91
Figura 127: Diagrama de deformação, caso 2; Colunas.....	91

Figura 128: Diagrama de tensões, caso 3; colunas .....	92
Figura 129: Diagrama de deformação, caso 3; Colunas .....	92
Figura 130: Simplificação do modelo das colunas para simulação usando a ferramenta WELDMENTS do software SolidWorks.....	93
Figura 131 - Tensão e Deslocamento global; entrada piso -7 .....	96
Figura 132: Ilustração de aplicação de carga no modelo simplificado (elementos viga-barra)..	97
Figura 133: Ilustração dos pontos de fixação/constrangimentos .....	98
Figura 134 - Secção do perfil HEA360 .....	101
Figura 135 – Propriedades da secção do perfil estudado .....	101
Figura 136 – Representação da coluna; método Euler Buckling.....	102
Figura 137 - representação do comprimento efetivo dependendo das condições fronteira; Buckling [32].....	102
Figura 138 - Processo geral do estudo Motion [2].....	106
Figura 139 – Ilustração dos mates mais importantes do estudo Motion .....	107
Figura 140 – Modelo multicorpos simplificado.....	109
Figura 141 - Diagrama de velocidades estudo Motion .....	109
Figura 142 - Diagrama de posição ao longo do tempo .....	109
Figura 143 - Diagrama de corpo livre; carro móvel Motion.....	110
Figura 144: Reações do carro móvel; Motion .....	111
Figura 145: Reações do carro móvel; Motion .....	111
Figura 146 - Resultado Motion; estudo sem AGV .....	112
Figura 147: Reações do carro móvel; Motion .....	112
Figura 148: Reações do carro móvel; Motion .....	113
Figura 149 - Resultado Motion; estudo com AGV.....	113
Figura 150 – Preparação, estudo com paragem de emergência .....	114
Figura 151 – Resultados Motion; estudo com paragem de emergência .....	114

# Índice de Tabelas

Tabela 1 - Dados técnicos do moto-redutor instalado [4] .....	35
Tabela 2 - Velocidades e frequências teóricas e reais de funcionamento.....	36
Tabela 3 - Etapas reais aproximadas de um tempo de ciclo .....	37
Tabela 4 - Tabela comparativa de cálculo final.....	37
Tabela 5 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR [13] .....	42
Tabela 6 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço C45E [26] .....	42
Tabela 7 - Cargas aplicadas na unidade motriz.....	43
Tabela 8 - Dados da malha, simulação caso 1.....	46
Tabela 9 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1.....	48
Tabela 10 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1 e o caso 1 melhorado com boleado maior .....	50
Tabela 11 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1 e o caso 1 melhorado com boleado maior .....	51
Tabela 12 - Dados da malha, simulação caso 2.....	53
Tabela 13 - Dados da malha, simulação caso 3.....	55
Tabela 14 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR e Nylon .....	57
Tabela 15 - Dados da malha, simulação estática do contrapeso .....	59
Tabela 16 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S235JR [13] .....	68
Tabela 17 – Cargas aplicadas na estrutura da cesta .....	68
Tabela 18 – Dados correspondentes à malha utilizada para a Cesta.....	69
Tabela 19 – Reações nos apoios, simulação caso 1 .....	71
Tabela 20 – Reações nos apoios, simulação caso 1, aplicando o coeficiente da diretiva.....	71
Tabela 21 – tabela de reações nas fixações, caso 2 .....	73
Tabela 22 – Tabela de reações nas fixações, caso 2, com condição exigida pela diretiva.....	74
Tabela 23 – Tabela de reações nas fixações, caso 3. ....	75
Tabela 24 – Tabela de reações nas fixações, caso 3 com aplicação do coeficiente de prova estático.....	76
Tabela 25 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR [13] .....	77
Tabela 26 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço C45E [26].....	77
Tabela 27 – Carregamento ao carro Móvel; caso 1 .....	78
Tabela 28 – Carregamento ao carro Móvel; caso 2 .....	78
Tabela 29 – Carregamento ao carro Móvel; caso 3 .....	79
Tabela 30 – Dados correspondentes à malha utilizada para a Cesta.....	80
Tabela 31 – Reações calculadas para o caso 1; Carro móvel. ....	81
Tabela 32 – Reações calculadas para o caso 2; Carro móvel. ....	83
Tabela 33 – Reações calculadas para o caso 3; Carro móvel. ....	85
Tabela 34 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S235JR [13] .....	87
Tabela 35 – Dados correspondentes à malha utilizada para as colunas.....	89
Tabela 36 – Reações calculadas para o caso 1; Colunas .....	89
Tabela 37 – Reações calculadas para o caso 2; Colunas .....	90
Tabela 38 – Reações calculadas para o caso 2 posição piso 0; Colunas .....	91
Tabela 39 – Reações calculadas para o caso 3; Colunas .....	92
Tabela 40 – Reações calculadas para verificar o efeito da carga suspensa .....	94

Tabela 41 – Reações calculadas; entrada/transferência no piso -7.....	94
Tabela 42 – Reações calculadas; entrada no piso -7; AGV ao centro. ....	94
Tabela 43 – Reações calculadas; movimento intermédio, meio curso.....	95
Tabela 44 – Reações calculadas; chegada ao piso 0 .....	95
Tabela 45 – Reações calculadas; saída piso 0 .....	95
Tabela 46 – Forças aplicadas no estudo de encurvadura .....	98
Tabela 47 – Tabela comparativa de fator de segurança à encurvadura [30].....	98
Tabela 48 – Simulação com efeito da carga suspensa: Buckling .....	99
Tabela 49 – Simulação com efeito da carga suspensa e da carga móvel à cota do piso -7: Buckling .....	100
Tabela 50 – Simulação com efeito da carga suspensa e da carga móvel numa posição intermédia: Buckling .....	100
Tabela 51 – Simulação com efeito da carga suspensa e a carga móvel à cota do piso 0: Buckling .....	100
Tabela 52 – Parâmetros de esbeltez e rigidez à flexão nos eixos Y e Z.....	103
Tabela 53 – Valores de carga critica para cada fenómeno de encurvadura na direção dos eixos Y e Z.....	103
Tabela 54 – Tabela dos MATES realizados no estudo dinâmico. ....	107
Tabela 55 - Preparação e registo dos centros de massa de acordo coma origem definida .....	108
Tabela 56 - Preparação e registo das Inercias dos corpos/subconjuntos.....	108
Tabela 57 – Dados de entrada para o cálculo analítico da reação.....	110
Tabela 58 – Resultados analíticos Motion .....	111
Tabela 59 – Reações calculadas para estudo sem carga, modelo 2D; Conjunto móvel .....	111
Tabela 60 – Reações calculadas para estudo sem carga, modelo 3D; Conjunto móvel .....	111
Tabela 61 – Reações calculadas para estudo com carga, modelo 2D; Conjunto móvel .....	112
Tabela 62 – Reações calculadas para estudo com carga, modelo 3D; Conjunto móvel .....	113

# 1 Introdução

Este capítulo tem como objetivo introduzir o tema da Dissertação, fazendo um breve enquadramento, seguido dum pequeno paragrafo que explica as motivações que levaram à seleção do tema. Neste capítulo também se apresentam os objetivos que se pretendem atingir e um pequeno resumo da estrutura do documento.

## 1.1 Motivação

Associado ao modelo de negócio da empresa e pelas necessidades técnicas que surgem face aos projetos desenvolvidos, existe uma forte necessidade de controlar e validar os equipamentos quando estão a ser desenvolvidos, ou seja, na fase de projeto. Dos variados equipamentos que a empresa tem vindo a desenvolver, as plataformas elevatórias foram sempre um dos equipamentos mais complexos e pouco estudado quanto à sua engenharia estrutural. Para o desenvolvimento dos equipamentos a empresa predispõe de *software* de desenho especializado, *SolidWorks*<sup>®</sup>, com a integração do módulo *Simulation*<sup>®</sup> e *Motion*<sup>®</sup>.

Das diversas tipologias de plataformas elevatórias que poderão ser observadas num dos capítulos seguintes, houve a necessidade de estudar uma das tipologias que não era muito conhecida na empresa.

O equipamento selecionado destaca-se devido à sua elevada geometria, peso e o tipo de transporte que este realizava, pois, a carga a transportar também é elevada.

O modelo da plataforma elevatória fabricada pela empresa está instalado na fábrica PSA Mangualde (Figura 1).



Figura 1: Montagem real da Plataforma Elevatória

## 1.2 Objetivos

A principal finalidade do presente trabalho final de mestrado é reconhecer a grande importância das ferramentas computacionais de modelos dinâmicos e de elementos finitos quando aplicada aos projetos de máquinas complexas.

Com o presente documento pretende-se abordar e desenvolver metodologias práticas para a execução dos métodos computacionais aplicados ao projeto de máquinas transportadoras. Desta forma a empresa pode usufruir de uma nova metodologia de apoio ao projeto aproveitando os seus recursos informáticos bem como estimulando a capacidade de análise dos seus colaboradores especializados em projeto.

Dentro das simulações estáticas por elementos finitos pretende-se proceder à validação esquemática e organizada de cada grupo funcional da plataforma elevatória a fim de conhecer o produto fabricado, identificar os seus pontos fortes e fracos, e proceder a melhorias quando necessário.

As simulações estáticas deverão corresponder ao normal funcionamento do equipamento, e em casos pontuais, devem ser verificadas no ponto de vista do mau uso racionalmente previsível, em certas situações de paragem de emergência e ações de manutenção. Para o efeito, a metodologia a desenvolver terá como base a discretização do funcionamento padrão e os casos pontuais críticos associados aos movimentos de transporte executados. Como critério de seleção e aceitação, a Diretiva Máquinas deve ser uma das principais bibliografias a utilizar assim como toda a teoria de resistência dos materiais e outros temas relacionado com o comportamento dos mesmos.

Para complementar os estudos estáticos, pretende-se também desenvolver um modelo dinâmico simples por forma a simular o movimento vertical dos conjuntos móveis que suportam o AGV (*Automated Guided Vehicle*). No cerne deste estudo está maioritariamente presente o conceito de aceleração do movimento e toda a curva de velocidades dos corpos móveis. Dado que o presente modelo funciona no domínio contínuo, pretende-se obter ao longo do tempo de funcionamento de uma elevação e descida, quais os esforços máximos que os corpos móveis portantes de carga exercem em si mesmos e na estrutura vertical estática das colunas.

Com este tipo de complemento, a obtenção dos resultados dinâmicos irá revelar uma nova iteração aos estudos estáticos, mas numa forma seletiva visando apenas os casos mais críticos de carga.

## 1.3 Estrutura da Dissertação

O documento está organizado em nove capítulos principais. O primeiro capítulo apresenta-se uma introdução ao tema abordando os motivos da sua seleção bem como a sua finalidade.

No segundo capítulo aborda-se o tema das ferramentas computacionais que assistem as tarefas de engenharia e a sua grande vantagem quando integradas no desenvolvimento dos produtos, mais conhecidas como CAE (*Computer Aided Engineering*).

O terceiro capítulo apresenta as diversas tipologias de equipamentos, dentro das tipologias de transportadores mais utilizados no processo de fabrico de veículos.

O quarto capítulo aborda de uma forma resumida as normas mais utilizadas como requisitos de segurança das instalações e dos equipamentos transportadores. Também são abordadas normas técnicas comuns em projetos estruturais e algumas normas internas de clientes.

O quinto capítulo descreve o equipamento selecionado e apresenta de uma forma resumida os seus dados técnicos. Neste capítulo serão ilustrados e descritos todos os grupos funcionais que constituem a plataforma elevatória.

O sexto e sétimo capítulo dizem respeito ao processo do estudo estático e dinâmico respetivamente. O sexto capítulo apresenta todo o processo de simulação estática desenvolvido detalhando os estudos discretos dos vários grupos funcionais constituintes do equipamento. No sétimo capítulo são apresentados os estudos dinâmicos de um modelo simplificado do equipamento com a finalidade de registar os valores de carga do conjunto móvel no domínio contínuo.

O oitavo e penúltimo capítulo resume as conclusões extraídas ao longo do desenvolvimento do presente trabalho, idealizando desenvolvimentos e melhorias futuras relacionados ao tema abordado.

O último capítulo apresenta toda a bibliografia citada e que serviu de apoio à realização dos estudos presentes neste trabalho.



## 2 CAE, uma abordagem geral

Engenharia auxiliada por computador (EAC) ou CAE (do inglês: *Computer Aided Engineering*) é uma tecnologia que utiliza o computador para dar suporte à engenharia auxiliando-a no desenvolvimento de projetos, por meio de análises estáticas, dinâmicas, térmicas, magnéticas, de fluidos, acústicas, de impacto e simulações, fazendo do CAE uma ferramenta poderosa para redução de custos de um projeto e minimizado o tempo de lançamento do produto final [1].

Sem a ajuda das ferramentas CAE, muitos engenheiros na fase de projeto sentiam muita dificuldade em gerir a flexibilidade das suas decisões face ao tempo de desenvolvimento do produto, conforme representado num gráfico resumo na Figura 2. Com as inúmeras dúvidas e desconhecimento de certos parâmetros de projeto, originava a muitas falhas após produção, já na fase de funcionamento [2].

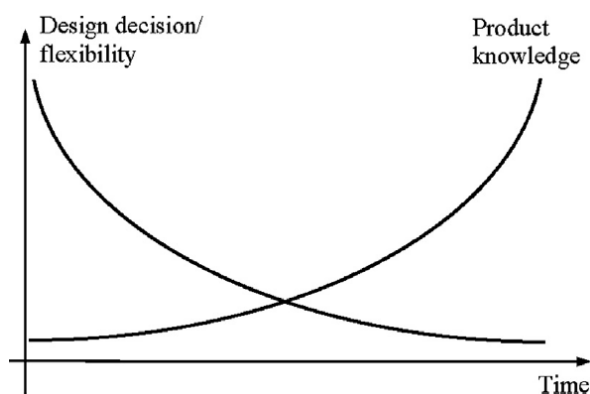


Figura 2 - Curva de decisão vs Conhecimento do produto. [2]

O CAE ajudou bastante a manipular os produtos na fase de projeto. Com ferramentas de CAD (*Computer Aided Design*) avançadas, foi possível integrar uma série de variáveis de projeto numa compilação computacional as quais permitem não apenas definir as dimensões do produto concebido, como também outras características, como materiais, acabamentos, processos de fabricação e de montagem e até interações com elementos externos, como forças aplicadas, temperatura, etc. Assim, pode-se criar protótipos virtuais dos produtos, simulando sobre eles as condições de uso e, assim, efetuar estudos prévios do fabrico sobre aspetos tais como; a estabilidade, a resistência e outros comportamentos [2].

No entanto nem tudo é corrigido a 100%, e com a experiência das etapas seguintes do projeto se consegue obter feedback do que não foi possível filtrar e tomar esses pequenos pontos como variáveis a ter em conta nas tomadas de decisão nas fases anteriores.

Em 1990, conforme ilustra a Figura 3, defendia-se que 8% do orçamento disponível para os projetos era apenas para a parte de desenvolvimento. No entanto, é na fase de projeto que se determinam 80% das vezes a relação vida/custo de um produto [2].

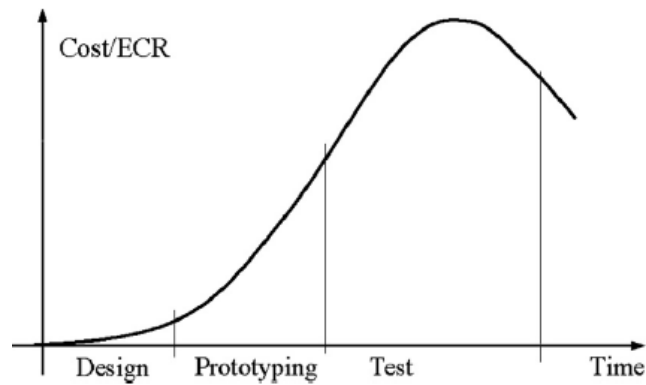


Figura 3 - Curva de Custos vs Fases do projeto [2]

Em muitos dos casos, no desenvolvimento de produtos, pode-se dispensar o fabrico de protótipos e alterações ao projeto usando inicialmente as ferramentas CAD, é possível reduzir custos posteriores nas fases seguintes, seja na redução de peças, materiais mais baratos, construção mais fiável com menos falhas de montagem e de funcionamento.

O fabrico torna-se mais simples e menos dispendioso. Conforme ilustrado na Figura 4, os custos do projeto migraram para a fase de desenvolvimento, tornando-a na fase mais importante do projeto, onde todas as decisões são tomadas tendo em conta a longevidade e o sucesso do que se pretende fabricar [2].

Com a criação de modelos virtuais foi possível conhecer melhor os produtos e testá-los previamente sem o auxílio de protótipos propositados para o efeito.

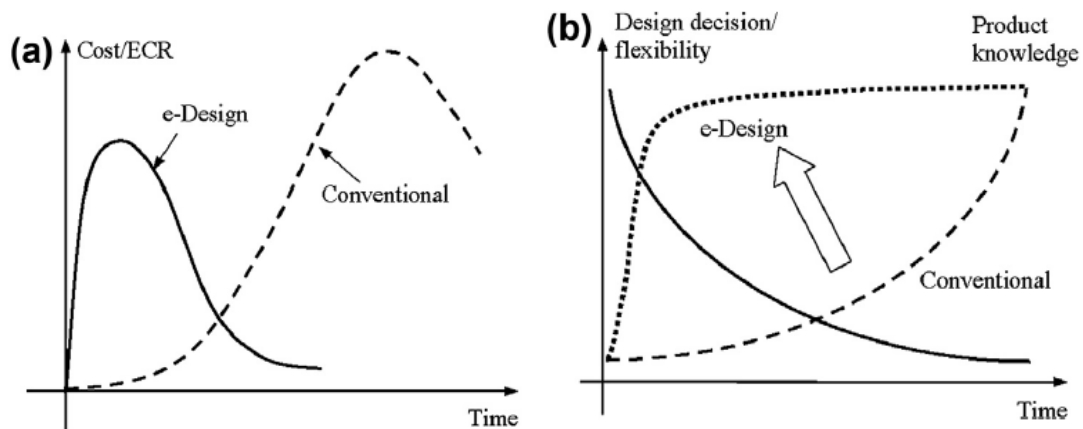


Figura 4 - Evolução das curvas ECR e conhecimento do produto [2]

A principal técnica de CAE é o método de análise por elementos finitos (FEM, do inglês *Finite Element Method*), mas existem outras como por exemplo a simulação mecânica do evento (MES, do inglês *Mechanical Event Simulation*), fluidodinâmica computacional térmica e fluida da análise de fluxo (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*), além das análises de campo elétrico.

O FEM considera que um produto de forma irregular pode ser subdividido em elementos finitos de tamanho menor, que podem ser tratados individualmente por uma fórmula de tensão, sendo o efeito agregado a soma dos efeitos de todos os elementos finitos do objeto [1].

Para simular, através de elementos finitos, o comportamento de um objeto, é necessário modelar-se o produto em três dimensões. A análise por elementos finitos não é restrita apenas a estruturas mecânicas, podendo ser aplicado aos vários problemas sob forma arbitrária, cargas e condições de fronteira quaisquer. Outra vantagem do método é a semelhança física entre a malha de elementos finitos e a estrutura real, facilitando a visualização dos resultados da análise.

Para além da técnica utilizada para validar os seus modelos virtuais, os softwares podem já trazer um módulo integrado dedicado à dinâmica do movimento ou cinemática.

Esta técnica está muito denominada como *Motion Analysis* ou *Multi Body Dynamics*. Esta análise de movimento pode-se dividir em análise de cinemática, que é apenas para verificar os seus movimentos na ausência de forças externas, e na análise dinâmica, que por sua vez já contempla as forças externas, vibrações e acelerações que o estudo sinemático não analisa.

A grande vantagem desta ferramenta é conseguir validar o mecanismo ou a funcionalidade dum equipamento ou aparelho e estudá-lo através dos resultados obtidos. Em vez de se construir um protótipo funcional, a análise de movimento oferece uma alternativa para responder a algumas questões de *design*.

Na prática, a análise de movimento auxilia o processo de projeto simulando a cinemática e o desempenho dinâmico do produto, e prova a solidez de um protótipo virtual sem dependência em testes físicos. A maioria dos produtos envolve várias partes móveis. Do ponto de vista da análise de movimento, tais produtos são muitas vezes referidos como sistemas multicorpos, que têm de ser modelados ou formulados pela incorporação de propriedades de massa e inércia de partes individuais, bem como as conexões (também chamadas de juntas) entre partes. Na maioria dos casos, essas peças são consideradas rígidas e são chamadas de sistemas de corpo rígido.

Esta análise também é útil para avaliação de movimento para interferência de sistemas mecânicos complexos. Por outro lado, para avaliar ou registar as forças devem ser respondidas por análise dinâmica, que é o estudo do movimento em resposta a cargas aplicadas externamente. Nalguns casos, o comportamento dinâmico de um mecanismo é regido pelas leis de movimento de Newton. Noutros casos é possível solucionar o problema por métodos desenvolvidos por Lagrange ou Hamilton associados às equações que descrevem a dinâmica dos corpos ou duma partícula [2].

Em resumo, um ciclo de vida do desenvolvimento de um produto é característico por conter as seguintes etapas [3]:

1. Construção do modelo
2. Fabrico de um protótipo do modelo projetado
3. Teste do protótipo na fábrica
4. Avaliar os resultados dos testes
5. Modificar/melhorar o produto desenhado com base nos resultados dos testes/fabrico

Apresenta-se na Figura 5 um exemplo simples e pratico de como se poderá processar uma análise computacional (FEA/MBD), dentro do modelo de trabalho da empresa.

Até se encontrar uma solução sustentável e fiável, o processo está em constante funcionamento até à otimização final. Em resumo, as grandes vantagens da utilização das ferramentas CAD/CAM são:

1. Redução do custo por simulações e testes computacionais em vez de testes físicos na fábrica.
2. Redução do tempo que o produto demora até sair para o mercado.
3. Melhorar os produtos através de rápidos testes de vários modos de funcionamento e cenários críticos possíveis antes da decisão final, dando espaço e tempo para pensar em novos modelos.

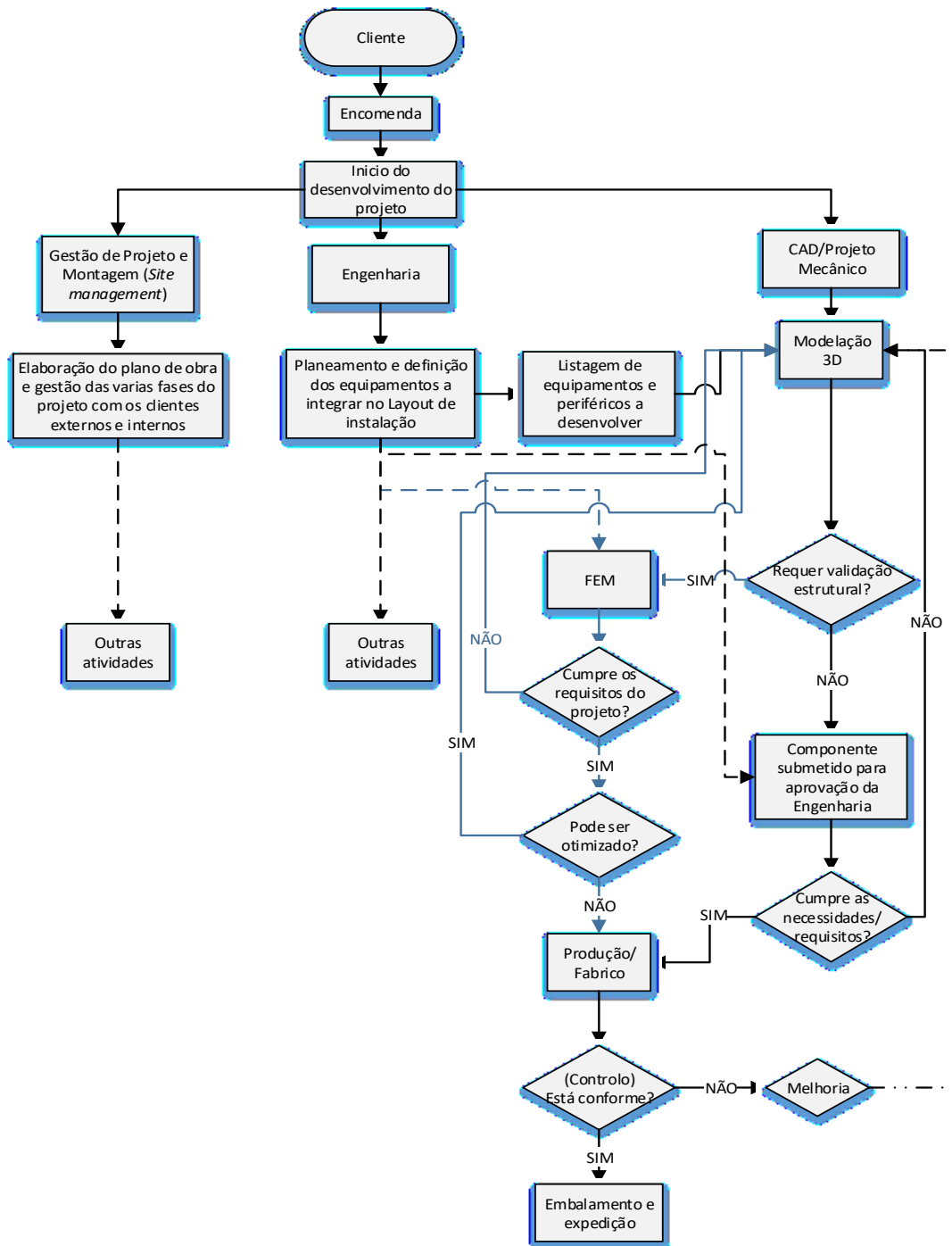


Figura 5 - Fluxograma do processamento de necessidade de análise computacional [3].

### 3 Enquadramento dos equipamentos na indústria automóvel

Neste subcapítulo é importante referir e diferenciar os tipos de equipamentos habitualmente existentes numa Linha de *skids* ou numa linha de paletes da Indústria Automóvel. Nas linhas de *skids*, a carga, para além das elevadas dimensões, pode também ter uma massa na ordem dos 1000 kg [4], condicionando a conceção e a robustez dos equipamentos.

Designa-se de *skid* a estrutura metálica sobre a qual é transportada a carroçaria do automóvel.

No transporte de paletes, estas podem ter dimensões assim como peso variado, então o equipamento é normalmente projetado para a sua configuração específica assim como todos os pormenores do transporte. As paletes mais comuns podem ser as paletes de bancos, as paletes com todo o “kit de transmissão”, motorização e escape dos veículos, paletes que transportam o kit do motor e outras que transportam o sistema cockpit. Auxiliar a estes dois tipos de linhas de transporte existe outro grupo de equipamentos que se designa por equipamentos especiais. Estes equipamentos são incorporados nas linhas de *skids* e linhas de transporte de paletes para auxiliar no manuseamento ou manobras complementares e complexas que sejam necessárias para o processo, a fim de dar uma solução técnica, funcional e totalmente prática assim como economicamente mais barata. Através da Figura 6 observa-se uma filosofia de fluxo da matéria-prima e das suas fases de processo até à conclusão do produto final no cerne da indústria automóvel.

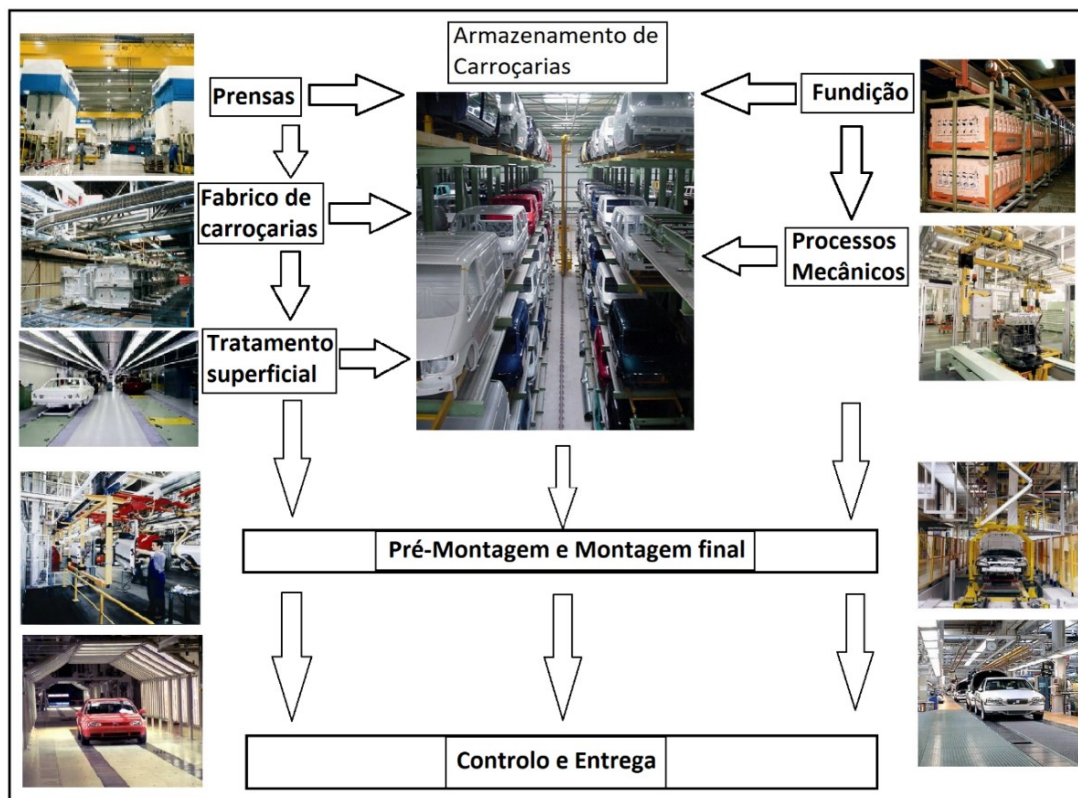


Figura 6: Enquadramento genérico do processo dos transportadores.

### 3.1 Equipamentos para transporte de skids e paletes especiais

Os equipamentos de transporte de *skids* podem ser instalados em diversas zonas da fábrica. O mais comum é serem aplicados no pavilhão onde toda a carroçaria é construída, quer nas linhas ativas de construção quer nas linhas de armazenamento/ espera. As linhas ativas de construção são as linhas onde são soldadas as peças do body, que habitualmente são as linhas do piso 0. As linhas sobre estrutura metálica são as linhas de armazenamento/espera que auxiliam as linhas do piso 0 alimentando-as ou fazendo a extração do produto da linha principal, passando-o para outra etapa posterior dentro ainda do processo de soldadura ou pintura.

Os equipamentos de transporte de *skids* podem ser também aplicados na zona da pintura mais propriamente no processo pós-pintura, nas linhas condutoras para o armazenamento de carroçarias pintadas, e também, do armazenamento para a zona da montagem final.

#### 3.1.1 Mesa de rolos

A mesa de rolos é usada para transportar *skids* vazios /carregados na direção horizontal, individualmente ou incorporada em vários diferentes tipos de equipamentos tais como mesas de elevação, elevadores de correias ou mesas rotativas. Os *skids* são suportados e movidos pelos rolos de transporte. Os rolos, montados nas longarinas da mesa de rolos, estão equipados com polias dentadas num dos lados. As correias dentadas transmitem, o movimento da unidade, rolo a rolo. Toda esta transmissão é iniciada por um moto-reductor [4].

Não muito comum na indústria, mas também se pode aplicar, é a existência de mesas de rolos com transmissão por corrente e por vezes, através de rolos embraiados para fazer acumulo de paletes na linha. Esta prática tem as suas desvantagens por ser uma instalação mais barulhenta e com maior desgaste. Facilmente se pode encontrar desalinhamento paralelo ou/ angular dos carretos, ou mesmo carretos mal endurecidos, que no futuro conduz ao desgaste dos componentes. Na Figura 7 apresenta-se duas tipologias de mesas de rolos.

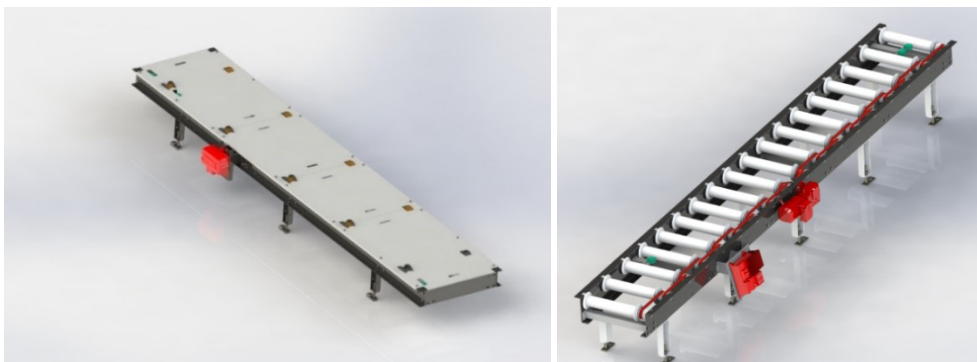


Figura 7: Mesa de rolos de *skids* (esquerda); Mesa de rolos de paletes (direita) [4]

### 3.1.2 Mesa excêntrica

Mesa excêntrica é normalmente utilizada para levantar e baixar *skids* cheios ou vazios. É comum utilizar-se este tipo de equipamentos para passar o *skid* de uma mesa de rolos para um *cross chain conveyor* ou quando há desníveis nas cotas de trabalho nos layouts.

O movimento vertical do *skid* no eixo z é guiado com dois conjuntos de rolos de guia que garantem a posição constante do transportador no eixo x-y [4].

A elevação ou a descida do *skid* ocorre quando o moto-reductor gira 180°. Independentemente do sentido de rotação. Por razões de segurança adicional no modo manual, o levantamento é realizado num sentido de rotação e a descida no sentido óposto.

O curso ou amplitude de elevação é dado pelo excêntrico aplicado nas extremidades dos veios de elevação. A transmissão do movimento aos veios é normalmente realizada por correias dentadas. Toda esta configuração *standard* para *skids* pode ser observada na Figura 8 [4].

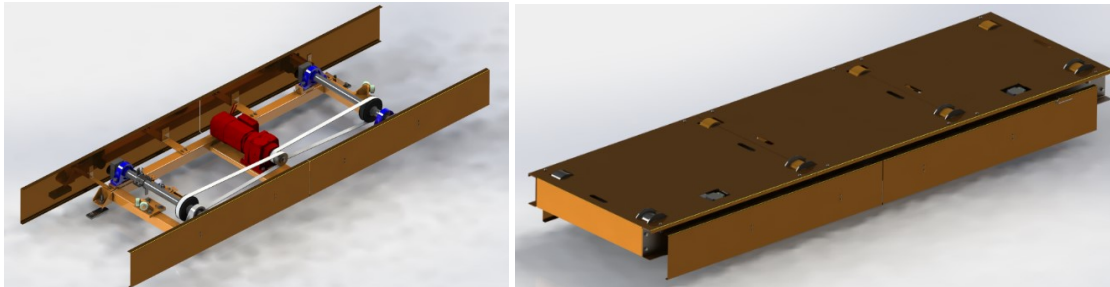


Figura 8: Mesa excêntrica de rolos para *skids* [4]

Outra variante deste equipamento é a implementação do mesmo conceito, mas para transporte de paletes. As diferenças passam por utilizar-se uma transmissão por corrente e carretos e o movimento horizontal não ser por rolos, mas sim por corrente metálica ou corrente de plástico. Esta variante pode ser observada na Figura 9 [4].

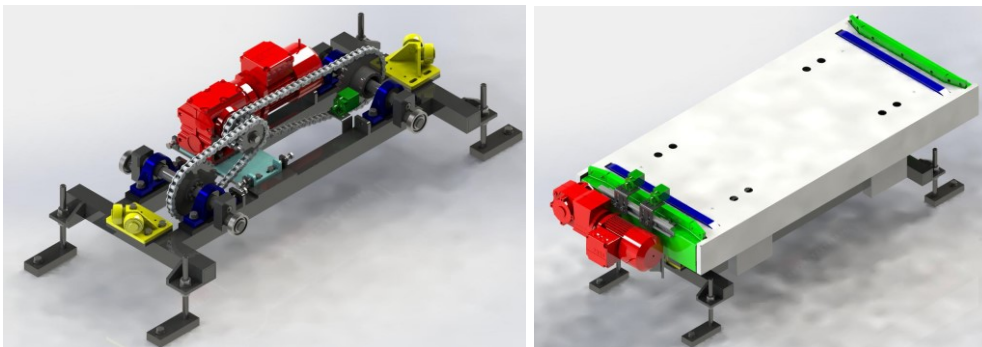


Figura 9: Mesa excêntrica de rolos para paletes especiais [4]

### 3.1.3 Mesa giratória e pivotante

Numa instalação de *skids* a mesa pivotante (Figura 10) e a mesa rotativa são usadas para realizar transferências a 90°. Dependendo dos casos, a mesa executa o seu movimento giratório através da sua configuração com 4 rodas de apoio, duas preparadas para receber um motor, outras duas livres. A roda tratora está ligada ao moto-reductor e quando necessário o equipamento gira por transmissão de binário direto do motor para a roda motriz. O eixo de rotação deste equipamento específico para *skids* é instalado como ponto pivot fixo a um suporte ou fixo à mesa. O ponto pivot é sempre concebido para ter o mínimo atrito possível. Ambas as peças do carril são fixadas por pés estruturais.

O posicionamento da mesa é feito com dois conjuntos de detetores indutivos, ativados por uma alavanca fixada ao conjunto móvel [4].

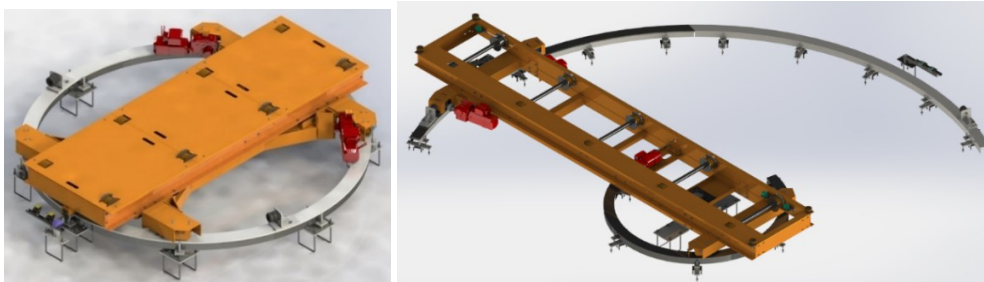


Figura 10: Mesa giratória (Esquerda); Mesa Pivotante (Direita) [4]

As mesas giratórias podem ainda ser utilizadas como equipamentos rotativos com transferência horizontal para paletes. Tal tipologia pode ser observada na Figura 11. O equipamento poderá ter dimensões variadas, dependendo da carga a transportar. O movimento rotativo poderá ser transmitido ao berço giratório por meio de um moto-reductor equipado com um carroto a tracionar uma corrente fechada que abraça um prato giratório. Outra vertente menos comum é o movimento giratório ser transmitido por ação de duas engrenagens. Uma acoplada ao motor e outra ao berço giratório.

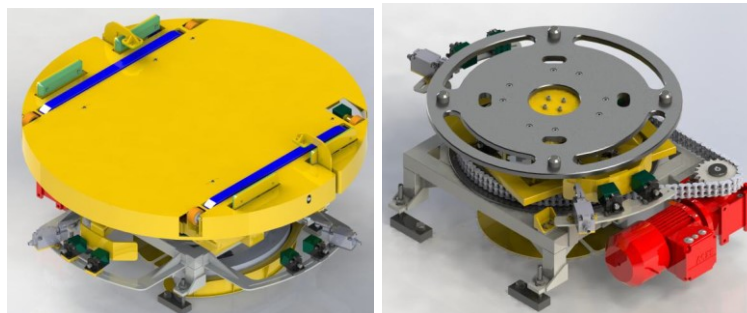


Figura 11: Mesa giratória por corrente abraçada ao rolamento [4]

### 3.1.4 Plataformas Elevatórias

Existem vários tipos de plataformas elevatórias na indústria, nomeadamente as plataformas de *skids*, plataformas de quatro colunas de veículos quase finalizados, plataformas elevatórias de transporte de paletes, entre outras. Na Figura 12 apresentam-se algumas dessas tipologias.

Quanto estes equipamentos transportam cargas baixas, isto é, paletes não mais pesadas do que 300 Kg, caixas, e outros objetos abaixo do peso referenciado normalmente usam-se correntes para içar os objetos a transportar, ou outro sistema compacto que não requeira ma construção complexa e sofisticada. Esta tipologia pode ser observada na Figura 13 [4].

A plataforma de *skids*, já preparada para cargas entre os 750 Kg e os 1000 Kg, possuem uma estrutura tubular soldada e reforçada com cruzetas. Montada na sua parte superior temos o grupo motriz, onde estão todos os elementos críticos da unidade que transmite o movimento vertical aos objetos móveis [4].

A maior parte das plataformas elevatórias de correias possuem uma carga móvel e um contrapeso para compensar o esforço introduzido no motor.



Figura 12: tipologias de elevadores de correias [4]



Figura 13: Elevador de corrente para elevação de palete [4]

### 3.1.5 Transportadores de corrente plástica ou metálica

Os transportadores de corrente são bastante utilizados em alternativa aos equipamentos das mesas de rolos. Nas linhas de *skids* estes equipamentos são bastante utilizados para realizar movimento transversal à linha das mesas de rolos. É comum existir mesas excêntricas no interior dos transportadores por forma a realizar acumulação de carga [4].

A filosofia deste equipamento passa por unir duas longarinas abertas utilizando travessas de reforço e um número específico de pés. A unidade motriz está ligada às duas longarinas por meio de um veio ou *cardans*. Todas as longarinas possuem uma corrente fechada que retorna nas extremidades. É comum um dos cabeçotes ser ajustável para dar tensão à corrente de transporte [4].

Observa-se na Figura 14 duas montagens de transportadores de corrente.

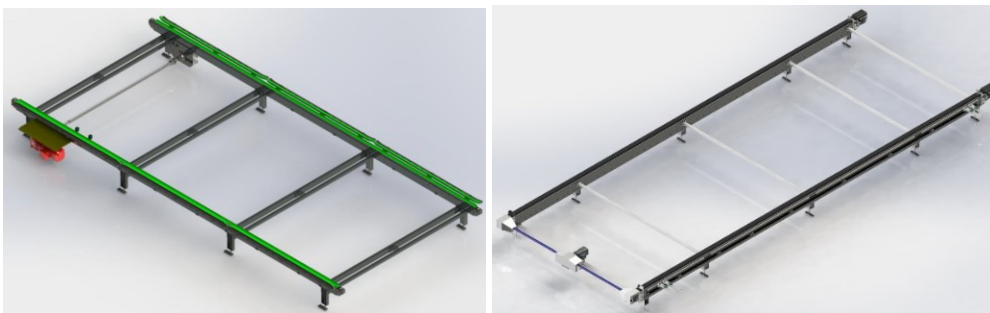


Figura 14: Transportadores de corrente [4]

Dentro desta categoria de equipamentos ainda pode existir na industria um transportador de corrente plastica de configuração mais larga. Este tipo de equipamentos são usados na inspeção final dos veiculos. Nestas estações existem operarios no processo pelo que é comum existir passagens laterais para os mesmos. Não muito diferente dos modelos anteriormente vistos, o equipamento está equipado por uma unidade tensora e outra unidade motriz. Devido ao peso elevado dos veiculos a atuar na tela de transporte, existe motorização em ambas as unidades, mas estão a trabalhar a velocidades diferentes, a unidade motriz trabalha a uma velocidade ligeiramente superior para obrigar a tensionar a corrente na zona tensora [4].

Conforme ilustrado na Figura 15, é possível observar a montagem de um transportador de tela, com as características anteriormente referidas.

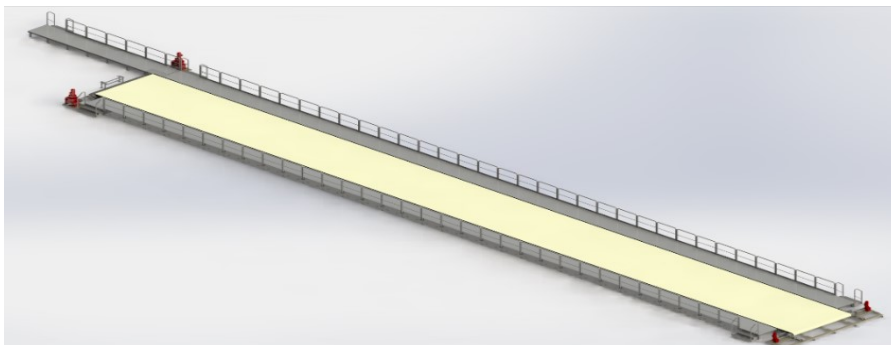


Figura 15: Transportador de tela plástica [4]

### 3.1.6 Shuttle

O equipamento *shuttle* é o conjunto de uma mesa de rolos sobre uma estrutura auxiliar equipada com uma unidade motriz unida por dois *cardans* a duas rodas motrizes para realizar movimento de translação. Este equipamento é usado para receber ou entregar carga entre linhas paralelas. Pode ainda existir uma versão em que consiga trabalhar em linhas paralelas e em mais do que um piso ao mesmo tempo [4].

Desta forma o equipamento terá um berço para translação, uma mesa tesoura e uma mesa de rolos ou um transportador de corrente. As quatro rodas do *shuttle* rolam sobre um carril fixo ao solo com vários apoios ao longo do seu comprimento para prevenir a sua flexão. Veja-se na Figura 16 duas formas construtivas deste equipamento. Na indústria é também, uma solução de layout, o uso de *Shuttles* giratórios [4].

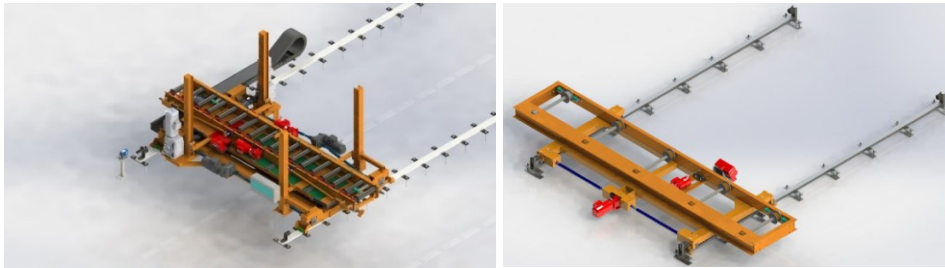


Figura 16: Equipamento shuttle [4]

## 3.2 Equipamentos transporte Aéreo

Esta tipologia de equipamento pode ser utilizada também como equipamento auxiliar das linhas de *skids*. É comum existir-se equipamento de transporte aéreo para transportar partes da carroçaria que serão fornecidas às linhas principais de soldadura para completar o body. Estas linhas auxiliares situam-se no piso superior às linhas de robots. As peças descem para as linhas principais de fabrico através de plataformas elevatórias específicas.

Onde há maior taxa de utilização de *conveyors* aéreos é na estação da pintura e na montagem final dos equipamentos. Para a estação de pintura, estes equipamentos são predominantes para mergulhar as carroçarias nos tanques [4]. No caso da montagem final, o equipamento é mais robusto para carregar um veículo quase acabado. O exemplo de um *conveyor* aéreo de peças ou de veículo quase finalizado pode ser observado na Figura 17 (esquerda: *conveyor* de transporte de portas; direita: *conveyor* aéreo de veículos).

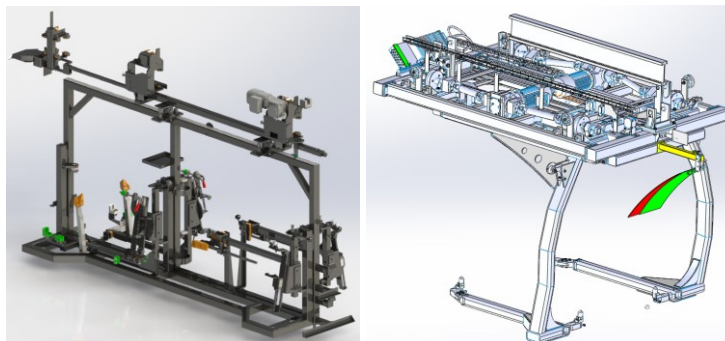


Figura 17: Transportadores Aéreos por electrovia [4]

### 3.2.1 Equipamentos especiais/auxiliares

Por forma a auxiliar as linhas principais de transporte de carga, para certas etapas dos processos são necessários equipamentos auxiliares. Os equipamentos auxiliares podem ser de várias tipologias, desde manipuladores, carros de extração, elevadores de armazenamento de carroçarias pintadas, mesas tesoura, braços telescópicos e *agv's* (*automated guided vehicle*). É bastante natural ver equipamentos combinados. Atendendo às necessidades do cliente, é necessário combinar várias funções num só equipamento.

### 3.2.2 Manipuladores

Os manipuladores podem apresentar-se na indústria como automáticos ou manuais. Como auxílio à montagem final encontram-se bastantes manipuladores manuais. Já nas linhas de armazenamento e armazém, é comum encontrar-se manipuladores automáticos que podem trabalhar em 3 eixos. Os manipuladores de modo geral trabalham em calhas de perfil especial. São normalmente perfis em alumínio comercial, específico para o equipamento. O manuseamento de carga nos manipuladores automáticos é realizado por ação dos servomotores que movem o equipamento nos 3 eixos distintos. Para movimentar a carga, o equipamento dispõe de uma ferramenta apropriada [4].

No caso dos manipuladores manuais, os manipuladores deslocam-se por ação do operador, e os movimentos auxiliares para a montagem podem ser realizados por um guincho elétrico ou por cilindros pneumáticos, mas que só serão acionados por iniciativa do operador e nunca de forma automática temporizada [4]. Apresenta-se Figura 18 três exemplos de manipuladores.



Figura 18: Manipulador Automático de 3 eixos (esquerda) e manual (centro e direita) [4]

### 3.2.3 Mesas Tesoura

As mesas tesoura são bastante utilizadas no auxílio às linhas de *skids*. Normalmente são aplicadas para compensar alturas e sobre a moldura da mesa é colocada uma mesa de rolos ou transportador de corrente para efetuar as transferências horizontais. As mesas podem ter uma fonte motora elétrica ou hidráulica. Devido à sua construção standard limitada, o centro de massa não se situa na mesma linha vertical para qualquer posição do tabuleiro. Para que isso possa acontecer, a mesa tinha de subir e descer por ação de um fuso central ou dois fusos, um de cada lado para quando acionados, a tesoura da mesa fechasse ou abrisse. Todos os pontos rotativos da mesa são lubrificados com chumaceiras de rolamentos ou de escorregamento. Para monitorizar as posições do equipamento este dispõe de sensores indutivos, e sensores finais de curso, para o caso de exceder a posição. Cada fabricante de mesas tesoura deve cumprir com a norma NP EN 1570-1:2011+A1 2016 [5]. Segue-se na Figura 19 um exemplo de uma mesa tesoura que cumpre os requisitos da norma mencionada.

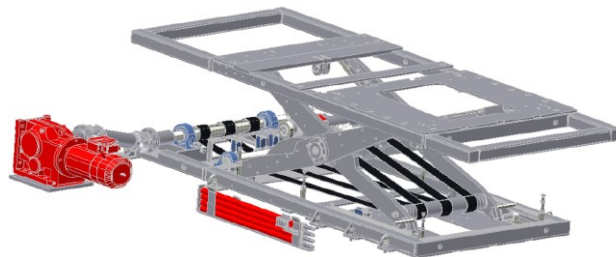


Figura 19: Mesa Tesoura

### 3.2.4 Braços Telescópicos

Os braços telescópicos são equipamentos especiais de grande precisão que podem ser utilizados para transporte lateral de carga. Os braços telescópicos podem executar o movimento por meio de um moto-reductor e o auxílio de um *cardan* a ligar os dois conjuntos extensíveis. Conforme ilustrado na Figura 20, os perfis dos garfos telescópicos são guiados por rolamentos e guias de deslizamento que podem ter uma amplitude de movimento do dobro do comprimento dos garfos.

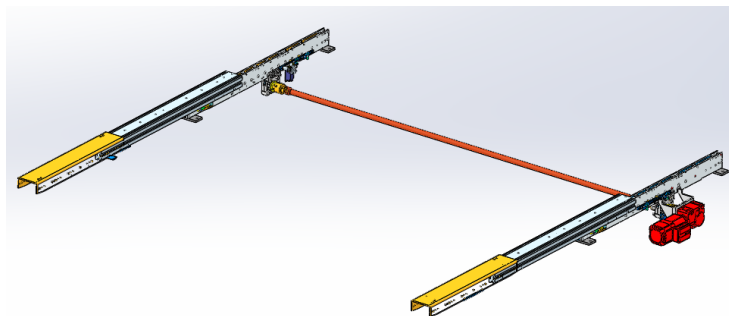


Figura 20: Manipulador manual equipado com cilindros pneumáticos

### 3.2.5 AGVs (*automated guided vehicle*)

Um AGV (*automated guided vehicle*) é um robô portátil que segue marcações no chão, sensores óticos ou magnéticos para a sua navegação. São mais utilizados em aplicações industriais para mover materiais em torno de uma fábrica ou armazém [6]. O AGV evoluiu de tal forma que é aplicado para as mais diversas funções desde: armazenamento, transporte de carga ligeira, transporte e manuseamento de carga pesada, como é o exemplo na indústria aeronáutica e ainda para aplicações de empilhadores de movimentação automática. Veja-se o exemplo de um AGV na Figura 21.



Figura 21: Modelo AGV para carga ligeira

### 3.2.6 Elevador de armazenamento/Trans-elevadores

São máquinas criadas para a armazenagem automática de paletes. Deslocam-se a longo dos corredores e realizam as funções de entrada, colocação e saída de mercadorias [7].

A gama de trans-elevadores adapta-se facilmente às necessidades de cada armazém quanto à capacidade de carga, dimensões, altura de construção e tempos de ciclo, pelo que cobre um vasto leque de aplicações [8]. Trans-elevadores, com uma construção idêntica aos ilustrados na Figura 22 são bastante utilizados no armazém de carroçarias pintadas. Sempre que é necessário produzir um veículo com uma determinada cor, este equipamento é o responsável por movimentar a carga do armazém e colocá-la na linha de produção.

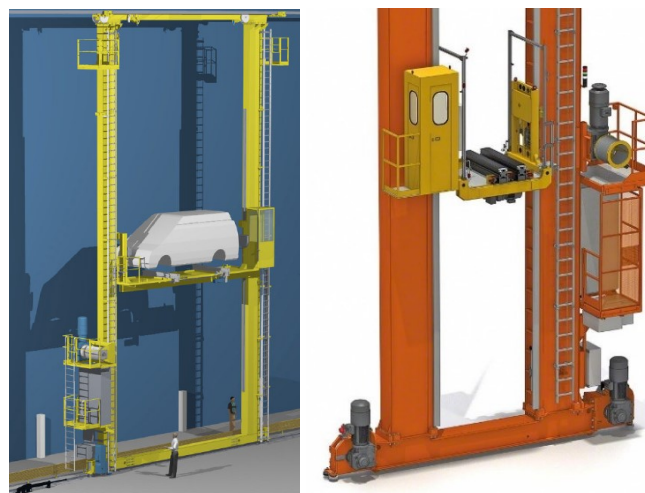


Figura 22: Trans-elevador com cabine

## 4 Normas, *standards* para projeto e segurança de máquinas

Para o projeto de transportadores e equipamentos auxiliares não existe normas de projeto específicas e dedicadas a uma só máquina ou direcionadas para o projeto mecânico detalhado. Para os equipamentos que é constituído por estrutura metálica e ligação aparafusada podem ser aplicados os Eurocódigos, para a construção da máquina e dos seus elementos constituintes cabe ao engenheiro responsável do produto definir os elementos mecânicos a utilizar e validá-los formalmente através de tabelas técnicas cruzando os seus conhecimentos de engenharia adquiridos na sua formação. Quando os equipamentos são fornecidos para as grandes fábricas produtoras de automóveis, o próprio cliente possui normas internas de segurança assim como guias práticos de construção dos equipamentos. O fornecedor dos equipamentos não pode fugir à regra de construção e *standards* exigidos pelo cliente para que a base de dados da manutenção fique o mais padronizada possível e haja uma listagem coerente de peças de reserva que sejam comuns aos variados equipamentos. Como exemplo desses guias de projeto temos os próprios documentos da AUDI e BMW que define regras típicas de aplicação de moto-redutores, manual de boas práticas aos equipamentos e estrutura de segurança padronizada, como escadas, passadiços e varandins para o operador.

### 4.1 Diretiva Máquinas 2006/42/CE

A diretiva máquinas aplica-se aos transportadores da indústria automóvel no campo da certificação CE. A diretiva aborda todos os requisitos a que as máquinas devem cumprir para poderem ser marcadas com a certificação CE. Quando se trata de uma quase-máquina, a diretiva afirma que esta não deve ter uma marcação CE, mas sim um certificado de incorporação [9]. Toda a documentação da máquina deve acompanhar o projeto até à sua fase final de conclusão e certificação [9].

Do ponto de vista de projeto, a diretiva especifica algumas medidas contra perigos de natureza mecânica, nomeadamente os coeficientes de segurança a aplicar nos equipamentos [9]:

- Máquinas movidas pela força humana e acessórios de elevação: Coeficiente de prova estático=1.5
- Outras Máquinas: Coeficiente de prova estático=1.25
- Coeficiente de prova dinâmico de regra geral=1.1

Dentro do campo de ensaios, o equipamento deve ser testado nas condições mais desfavoráveis possíveis da sua utilização/manuseamento.

Na utilização de roldanas, tambores, rolos, cabos e correntes, a diretiva especifica que:

- Coeficiente de utilização dos cabos e seus terminais deve ser igual a 5
- Coeficiente de utilização das correntes de elevação deve ser igual a 4
- Coeficiente de utilização dos cabos ou correias de fibras têxteis deve ser igual a 7
- Coeficiente de utilização de todos os componentes de uma linga deve ser igual a 4

## 4.2 Especificação técnica de moto-redutores

A Figura 23 [10] representa uma especificação técnica de moto-redutores e de servomotores *standards* de cada país no que diz respeito às redes elétricas e apoiam-se num fabricante de motores elétricos internacional com grande suporte técnico para as grandes marcas automóveis (SEW Eurodrive [11]).






	Europa  ErP Rahmenrichtlinie	USA  EISA 2007	China  GB 18613	Brasilien  NBR 17094	Mexiko  NOM 016
Netzspannung (3x ...)	400V	480V 460V Betriebsmittel	380V	220V 380V 440V	480V
Netzfrequenz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	60Hz
Bremsspannung	400V	480V (440-480V)	400V		480V (440-480V)
Einsatz "Globalmotor"	Ja	Ja	Ja	Ja (nur bei 440V)	Ja
			 CEL - CHINA Energiespar- Label	Siehe Zusatzdokument	

Figura 23: Quadro resumo de aplicação standard de moto-redutores BMW [10]

## 4.3 Manual para elevadores acima de 1000 kg (carga transportada)

Os documentos de apoio ao projeto disponibilizado pelas grandes fábricas têm como objetivo padronizar os seus equipamentos assim como os seus elementos comerciais. Observa-se na Figura 24 um exemplo dessa gestão, não só converge para uma manutenção padronizada assim como todas as linhas daquele processo específico, de fábrica para fábrica [12]. Num futuro se for necessário dismantelar os equipamentos e instalá-los noutra fábrica existente, aproveitam-se as linhas parciais dos processos.

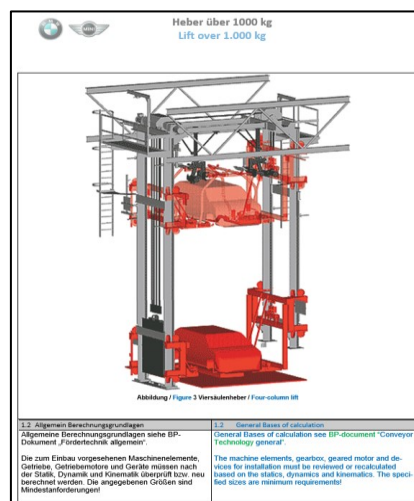


Figura 24: Exemplo de boas práticas da BMW para elevador de 4 colunas [12]

## **4.4 Eurocódigo 3 Parte 1-1 – Projeto de estruturas de aço; Regras gerais e regras para edifícios**

O Eurocódigo 3 parte 1-1 aplica-se aos equipamentos na ótica da resistência mecânica das estruturas, classificação e tensões limite dos aços, propriedades mecânicas dos aços ao longo da espessura, modelação estrutural e das ligações, que têm de ser coerentes com o objeto em estudo de forma a obter as melhores aproximações à realidade. Para efeitos de configuração de deformada da estrutura, o eurocódigo especifica que se a estrutura estiver constantemente a sofrer carga e que a mesma vai aumentando, e que também contribua significativamente para a alteração do comportamento estrutural, então o problema de configuração de deformada deve ser analisado como um problema de segunda ordem [13].

Se os esforços aumentarem e se os efeitos de deformada forem desprezáveis, então esta condição poderá ficar válida mediante cumprimento de critérios específicos conforme análise elástica ou análise plástica [13].

## **4.5 Eurocódigo 3 Parte 1-8 – Projeto de estruturas de aço; Projeto de ligações**

O projeto das ligações está presente em todos os equipamentos. Quase 100% das ligações são desenhadas de forma a ficarem sobredimensionadas ou na maioria dos casos o esforço introduzido aos parafusos é tão reduzido que a seleção do parafuso apenas serviu para eliminar oscilações ou tornar uma ligação mais sólida em vez de ser resistente mecanicamente. A nível de projeto e de desenho, o Eurocódigo 3 parte 1-8 [14] apresenta vários casos práticos de ligações onde especifica a distância mínima dos furos aos rebordos da chapa assim como distanciamento entre furos. Existem métodos específicos para se verificar os parafusos ao corte, tração e arrancamento. Em casos específicos existem os esforços combinados. Para ligações soldadas também são apresentados vários casos de ligações com o seu respetivo método de validação [14].

## **4.6 Eurocódigo 3 Parte 1-9 – Projeto de estruturas de aço; Fadiga**

O eurocódigos 3 parte 1-9 [15] tem como objetivo verificar as estruturas quanto à sua durabilidade quando sujeito a um carregamento cíclico assim como o dano envolvente. As ações de fadiga são determinadas de acordo com os requisitos da verificação em relação à fadiga. São diferentes das ações para a verificação em relação ao estado limite último e ao estado limite de utilização. Uma estrutura pode ser dispensada de verificação à fadiga se não for sujeita a ação dinâmica induzida por equipamentos mecânicos nem vibrações significativas devidas à ação do vento.

## 4.7 Normas de segurança gerais

Na indústria as tipologias de equipamentos são de tal forma variadas que não existe uma norma técnica para cada equipamento. Como se trata de máquinas elétricas, as normas são mais direcionadas para a segurança nos equipamentos e sistemas de proteção para os operadores. As normas mais utilizadas no projeto e instalação dos equipamentos são:

- ISO 12100:2010 – Princípios gerais para projeto – Avaliação de Risco e Redução do Risco [16]
- ISO 13857:2008 - Distâncias de segurança para evitar que as zonas de risco sejam alcançadas por membros superiores e inferiores [17]
- DIN EN 349+A1:2011 - Distâncias mínimas para evitar o esmagamento de partes do corpo humano [18]
- EN 619:2002+A1 - Equipamentos e sistemas transporte contínuo - Segurança e requisitos para manuseio mecânico dos equipamentos [19]

### 4.7.1 ISO 12100:2010 – Princípios gerais para projeto – avaliação de risco e redução do risco

A norma ISO 12100:2010 [16] é aplicada aos equipamentos na medida em que informa que o equipamento deve ter boas condições de manutibilidade e fiabilidade assim como boas condições de utilização. Os equipamentos devem estar protegidos com vedações, podem ser fixas sem abertura através de ferramentas ou vedações fixas que possam ser abertas. Normalmente aplicam-se fechaduras elétricas nas portas das áreas vedadas. Ainda assim, os equipamentos são cobertos por forras metálicas para evitar o acesso direto do operador aos elementos móveis.

A norma apresenta uma estratégia para a redução de risco por duas maneiras distintas, mas eficazes. A Figura 25 e Figura 26 ilustram os dois métodos distintos.

- a). Determinar os limites da máquina, que incluem o uso pretendido e qualquer uso razoavelmente previsível da mesma;
- b). Identificar os perigos e situações perigosas associadas;
- c). Estimar o risco para cada perigo identificado e para cada situação perigosa;
- d). Avaliar o risco e tomar decisões para a necessária redução de risco;
- e). Eliminar o perigo ou reduzir o risco associado ao perigo através de medidas de proteção e prevenção;

Ações de a) a d) estão relacionadas com a avaliação do risco e) está relacionada com a redução de risco.

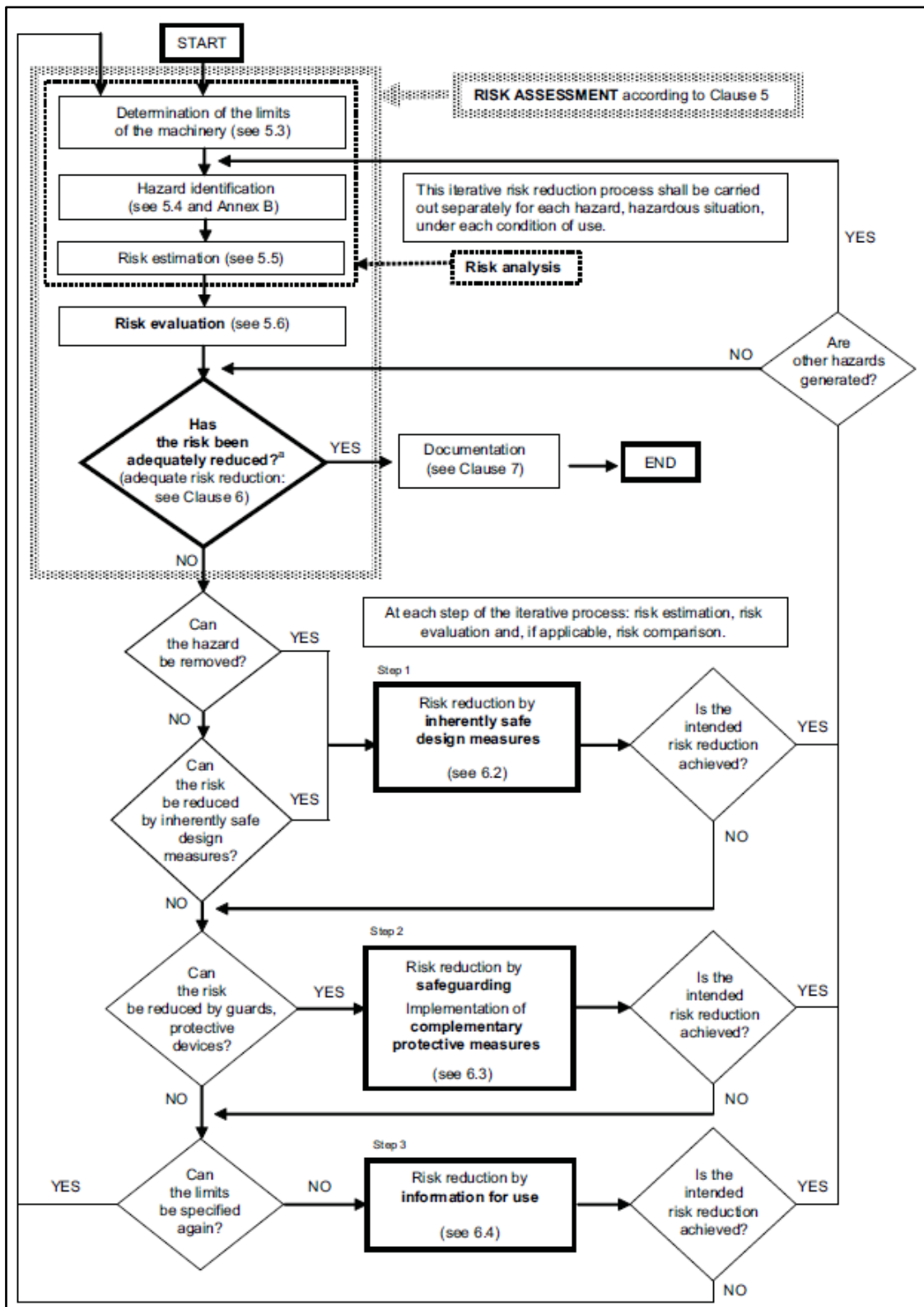


Figura 25: Processo de redução de risco incluindo o método iterativo de três passos [16]

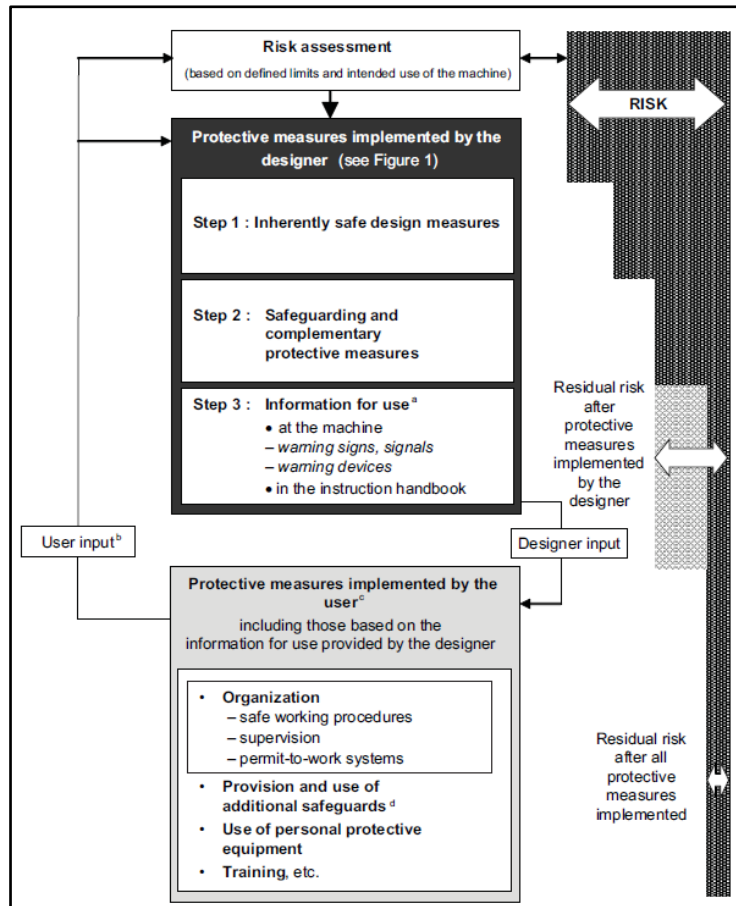


Figura 26: Processo de redução de risco do ponto de vista do projetista [16]

Quanto a medidas associadas ao risco, a norma indica que podem ser tomadas medidas na fase de projeto [16], conforme mostrado na Figura 27, concebendo algumas barreiras físicas no que diz respeito a partes moveis nos equipamentos. Na figura que se segue pode ver-se um exemplo de seleção dessas mesmas medidas.

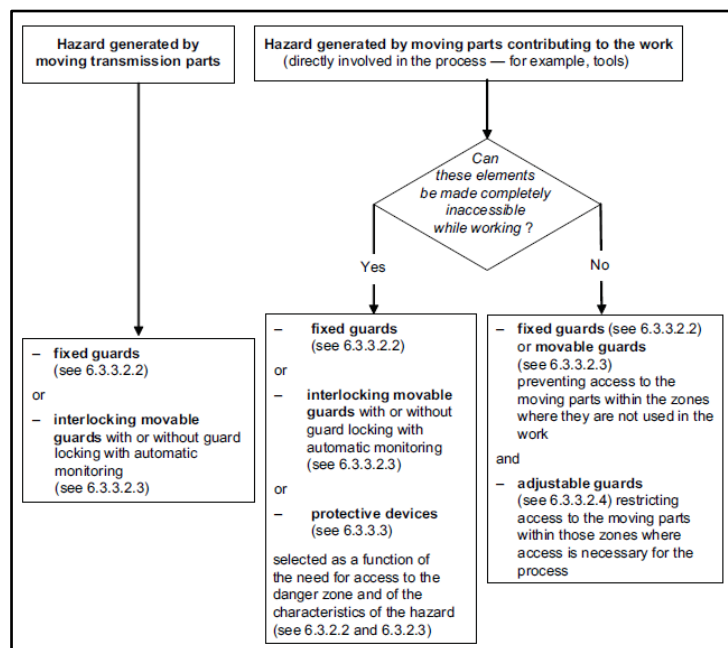


Figura 27: Diretrizes para escolher proteções contra riscos gerados por partes móveis [16]

Para uma análise mais prática do equipamento a norma dispõe nos seus anexos um esquema resumo, conforme Figura 28, onde é possível identificar-se o campo de atuação das barreiras físicas de segurança na interação operador-máquina.

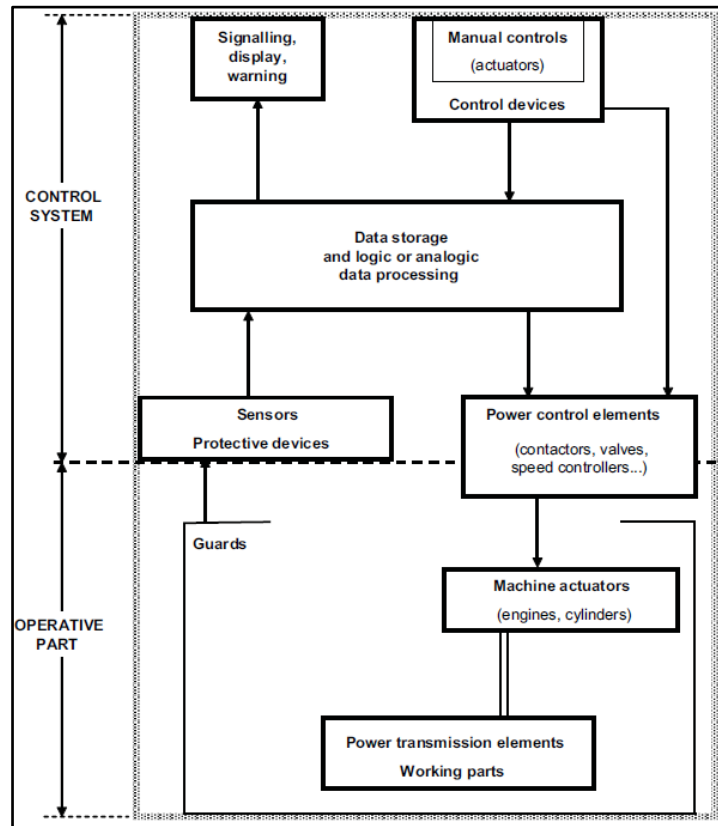


Figura 28: representação esquemática de uma máquina [16]

#### 4.7.2 ISO 13857:2008 – Distâncias de segurança para evitar que as zonas de risco sejam alcançadas por membros superiores e inferiores

A norma ISO 13857:2008 aborda o tema das distâncias de segurança que as barreiras físicas devem ter para impedir que o operador tenha acesso com os membros inferiores e superiores a partes perigosas numa instalação ou numa máquina.

No acesso a zonas perigosas de altitude, a norma especifica que se houver baixo risco, a zona perigosa deve estar no mínimo a 2,5 m de altura [17]. Caso haja risco elevado, a zona perigosa deve ter uma altura ao plano de referência de no mínimo 2,7 m [17].

Para acessos sobre vedações a norma dispõe de valores típicos tendo em conta se a situação é de baixo risco ou elevado risco para o operador. Dever-se-á usar os valores de cada tabela mediante a situação de risco.

A Figura 29, Figura 30 e Figura 31 são constituintes da norma, e são exemplo de informação tabelada recomendada para se colocar em prática.

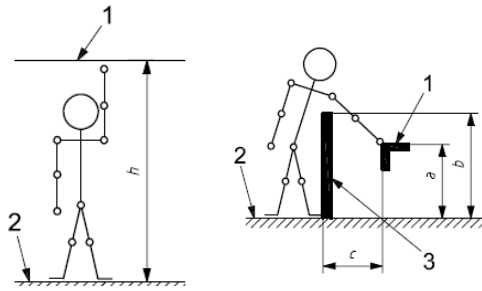


Figura 29: alcance das zonas perigosas em altura (esquerda) e sobre vedações (direita) [17]

Dimensions in millimetres

Height of hazard zone <sup>b</sup> <i>a</i>	Height of protective structure <sup>a</sup> <i>b</i>								
	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 500
Horizontal safety distance to hazard zone, <i>c</i>									
2 500	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2 400	100	100	100	100	100	100	100	100	0
2 200	600	600	500	500	400	350	250	0	0
2 000	1 100	900	700	600	500	350	0	0	0
1 800	1 100	1 000	900	900	600	0	0	0	0
1 600	1 300	1 000	900	900	500	0	0	0	0
1 400	1 300	1 000	900	800	100	0	0	0	0
1 200	1 400	1 000	900	500	0	0	0	0	0
1 000	1 400	1 000	900	300	0	0	0	0	0
800	1 300	900	600	0	0	0	0	0	0
600	1 200	500	0	0	0	0	0	0	0
400	1 200	300	0	0	0	0	0	0	0
200	1 100	200	0	0	0	0	0	0	0
0	1 100	200	0	0	0	0	0	0	0

<sup>a</sup> Protective structures less than 1 000 mm in height are not included because they do not sufficiently restrict movement of the body.  
<sup>b</sup> For hazard zones above 2 500 mm, refer to 4.2.1.

Figura 30: Valores mínimos na situação de baixo risco no acesso sobre vedações [17]

Dimension in millimetres

Height of hazard zone <sup>c</sup> <i>a</i>	Height of protective structure <sup>a, b</sup> <i>b</i>									
	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 500	2 700
Horizontal safety distance to hazard zone, <i>c</i>										
2 700	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2 600	900	800	700	600	600	500	400	300	100	0
2 400	1 100	1 000	900	800	700	600	400	300	100	0
2 200	1 300	1 200	1 000	900	800	600	400	300	0	0
2 000	1 400	1 300	1 100	900	800	600	400	0	0	0
1 800	1 500	1 400	1 100	900	800	600	0	0	0	0
1 600	1 500	1 400	1 100	900	800	500	0	0	0	0
1 400	1 500	1 400	1 100	900	800	0	0	0	0	0
1 200	1 500	1 400	1 100	900	700	0	0	0	0	0
1 000	1 500	1 400	1 000	800	0	0	0	0	0	0
800	1 500	1 300	900	600	0	0	0	0	0	0
600	1 400	1 300	800	0	0	0	0	0	0	0
400	1 400	1 200	400	0	0	0	0	0	0	0
200	1 200	900	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1 100	500	0	0	0	0	0	0	0	0

<sup>a</sup> Protective structures less than 1 000 mm in height are not included because they do not sufficiently restrict movement of the body.  
<sup>b</sup> Protective structures lower than 1 400 mm should not be used without additional safety measures.  
<sup>c</sup> For hazard zones above 2 700 mm, refer to 4.2.1.

Figura 31: Valores mínimos na situação de alto risco no acesso sobre vedações [17]

Para acessos a zonas perigosas por aberturas, ou acessos a zonas perigosas onde os membros superiores podem realizar um alcance aleatório, mas previsível e limitado, a norma dispõe de tabelas específicas com distâncias de segurança mediante casos específicos. Essas tabelas podem ser observadas nos capítulos 4.2.3 e 4.2.4 da norma. Ainda para reduzir esses

movimentos de grande amplitude, a norma apresenta medidas no capítulo 4.2.5 para reduzir os acessos e limitar os movimentos exemplificados nos capítulos imediatamente anteriores. Ou seja, para equipamentos que possuam mais do que uma estrutura de segurança, este capítulo pode ser o mais adequado.

O capítulo 4.3 apresenta as distâncias de segurança mínimas que se devem cumprir para evitar que os membros inferiores acedam a zonas perigosas. Segue-se abaixo na Figura 32 as distâncias mínimas de segurança para esse efeito.

Dimensions in millimetres

Part of lower limb	Illustration	Opening	Safety distance, $s_r$	
			Slot	Square or round
Toe tip		$e \leq 5$	0	0
		$5 < e \leq 15$	$\geq 10$	0
Toe		$15 < e \leq 35$	$\geq 80^a$	$\geq 25$
Foot		$35 < e \leq 60$	$\geq 180$	$\geq 80$
		$60 < e \leq 80$	$\geq 650^b$	$\geq 180$
Leg (toe tip to knee)		$80 < e \leq 95$	$\geq 1\ 100^c$	$\geq 650^b$
Leg (toe tip to crotch)		$95 < e \leq 180$	$\geq 1\ 100^c$	$\geq 1\ 100^c$
		$180 < e \leq 240$	Not admissible	$\geq 1\ 100^c$
<p><sup>a</sup> If the length of the slot opening is <math>\leq 75</math> mm, the distance can be reduced to <math>\geq 50</math> mm.</p> <p><sup>b</sup> The value corresponds to leg (toe tip to knee).</p> <p><sup>c</sup> The value corresponds to leg (toe tip to crotch).</p> <p>NOTE Slot openings with <math>e &gt; 180</math> mm and square or round openings with <math>e &gt; 240</math> mm will allow access for the whole body (see also Clause 1, final paragraph).</p>				

Figura 32: Valores mínimos de segurança; membros inferiores [17]

### 4.7.3 DIN EN 349+A1:2011 – Distâncias mínimas para evitar o esmagamento de partes do corpo humano

O utilizador da norma DIN EN 349+A1:2011 [18] deve identificar onde poderão existir riscos de esmagamento. Em seguida deve avaliar esses riscos ter atenção aos seguintes pontos:

- Quando partes diferentes do corpo podem ser esmagadas, a distância mínima a considerar é a distância que corresponde à maior parte do corpo.
- Comportamento imprevisível das crianças e das dimensões dos seus membros, caso tenham incluídas na população de risco.
- Probabilidade de existir esmagamento numa situação não prevista no quadro 1 da presente norma.
- Uso de vestuário volumoso ou especial assim como utilização de ferramentas.
- Utilização da máquina por pessoal que use calçado que aumente a dimensão efetiva do pé (botas de biqueira de aço ou calçado de sola alta)

Após avaliação dos riscos, deve-se consultar o Quadro 1 da presente norma, Figura 33, para definir as distâncias mínimas de segurança. Caso não seja possível garantir a distância mínima de segurança contra o esmagamento, deve-se utilizar barreiras físicas que impeçam o acesso de membros maiores para que as distâncias ainda possíveis de manobrar sejam afetas aos membros mais pequenos que após medidas complementares deixam de ter acesso à zona perigosa [18].





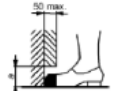


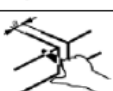
Quadro 1		Dimensões em milímetros
Parte do corpo humano	Distância mínima	Ilustração
Corpo	500	
Cabeça (posição menos favorável)	300	
Perna	180	
Pé	120	
Dedos do pé	50	
Braço	120	
Mão, punho, pulso	100	
Dedo da mão	25	

Figura 33: Quadro 1 da Norma NP EN 349:1993+A1 2011 [18]

#### **4.7.4 EN 619:2002+A1 - Equipamentos e sistemas transporte contínuo - Segurança e requisitos para manuseio mecânico dos equipamentos**

A presente norma aplica-se aos equipamentos da indústria automável no campo do transporte contínuo de carga. A norma aborda os requisitos necessários que os equipamentos devem ter para que fique operacionalmente seguro para o operador, quando o equipamento está ativo e a operar a carga. Dentro de muitas regras específicas e variadas, para a proteção de perigos mecânicos é dito que toda a zona perigosa na instalação deve estar vedada com vedações com pelo menos 2 m de altura e com porta de fechadura elétrica [19]. As distâncias laterais mínimas de segurança entre o operador e o equipamento deve ser cumprida pela norma EN349:1993.

Para transportadores aéreos, deve existir uma folga de 2,5 m em altura e 0,5 m de distância ao equipamento para um abrigo e evacuação em caso de colisão com o equipamento [19]. Mesmo que os transportadores aéreos sejam instalados nas zonas de trabalho, estes devem ter uma distância ao solo de 2,5 m por forma a colocar nulas as probabilidades da carga em movimento colidir com o operário. Os transportadores aéreos ainda podem ter outras limitações de distâncias caso operem perto do nível do solo. Devem deixar uma cota mínima de rodapé maior ou igual a 0,12 m e entre equipamentos deve existir uma passagem maior do que 0,5 m [19].

Para perigo de colisão, a norma indica que, em passagens cruzadas deve existir sinalização; pontes com escadas, se for o caso de atravessar sobre equipamentos; tapetes eletrônicos de pressão, que ao serem acionados pelo peso do operador, a linha fica em standby; dispositivos de paragem/arranque de linha [19].

Em caso de queda de carga, a norma prevê a utilização de batentes físicos no transporte horizontal, e no caso de elevação de carga, a norma indica para impedir o acesso à área por meio de vedação própria e ainda uso de sistema de segurança por forma a pousar a carga móvel a pelo menos 2,5 m do solo [19].

Dentro dos dispositivos elétricos, a norma indica que os equipamentos devem dispor de sensores de deteção de presença de carga. Em zonas vedadas que envolvam a instalação de vários transportadores, deve existir botões de paragem de linha/emergência distribuídos pela área da instalação. Se o corredor de passagem não cumprir com o mínimo requerido em cas de evacuação, deve existir um sistema de corda para paragem de emergência [19].

Relativamente aos transportadores, a norma indica que todo o processo de operabilidade dos equipamentos deve vir detalhadamente escrito nos manuais dos equipamentos, tendo em conta as atividades de manutenção e as etapas executar para operar em segurança assim como todas as operações a qual o equipamento está destinado e projetado.



## 5 Descrição do equipamento em estudo

O presente capítulo apresenta a principal função para a qual o equipamento foi produzido e as suas características técnicas necessárias para a compreensão dos estudos realizados. A plataforma elevatória é composta por diversos grupos funcionais que estão descritos de forma resumida e objetiva para a sua compreensão.

Uma pequena abordagem sobre o conceito de tempo de ciclo compõe o presente capítulo de forma integrada com o funcionamento do equipamento. Os dados do tempo de ciclo, nomeadamente, a velocidade e aceleração do movimento foram um forte elemento de apoio ao estudo dinâmico realizado num dos capítulos seguintes.

### 5.1 Função

A plataforma elevatória (Figura 34) ( $h=12310$  mm;  $L=6500$  mm;  $C=9068$  mm) tem como função transportar o AGV com uma paleta carregada com todos os acessórios da transmissão, motorização e escape do veículo. O Equipamento transporta a carga do piso -7 para o piso 0, ou seja, 7 metros de curso. Após a montagem das peças transportadas o AGV retorna à plataforma vazio que desce novamente para o piso -7. (ver Figura 35). O funcionamento do equipamento consiste no movimento contrário do carro (onde é montada a plataforma) e do contrapeso. O carro desloca-se ao longo das colunas (perfis HEA360) através de rodas que se movimentam num banzo do perfil. O contrapeso desloca-se através de uma calha soldada no interior dos perfis. O cálculo da massa do contrapeso baseou-se em garantir que na elevação o motor apenas teria de elevar o diferencial de metade da carga a transportar, assim sendo, a massa do contrapeso corresponde à soma da massa do carro, da plataforma elevatória e metade da carga a elevar [20].

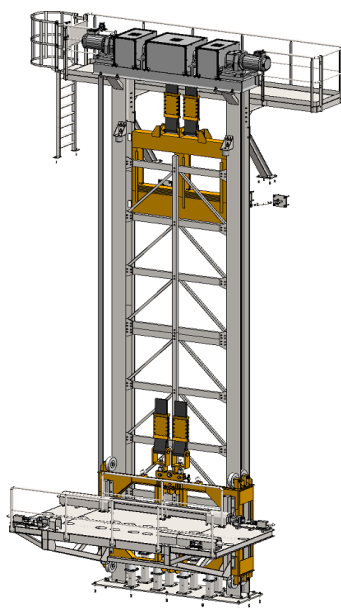


Figura 34: Elevador, Conjunto Geral do equipamento [20]

No conjunto móvel encontra-se instalados quatro cilindros pneumáticos que ao serem acionados, no momento da transferência da carga, encavilham nuns suportes com rolamentos, através de pinos cuja superfície foi temperada, para garantir maior resistência ao desgaste. Este bloqueamento garante assim que não existe qualquer oscilação da altura da plataforma face ao piso, logo o movimento do AGV decorre sem entraves.

Na entrada e saída do elevador existem portões rápidos que apenas abrem e fecham quando o AGV comunica que se irá deslocar. No elevador encontra-se instalada uma plataforma de manutenção para qualquer operação que se poderá realizar no mesmo.

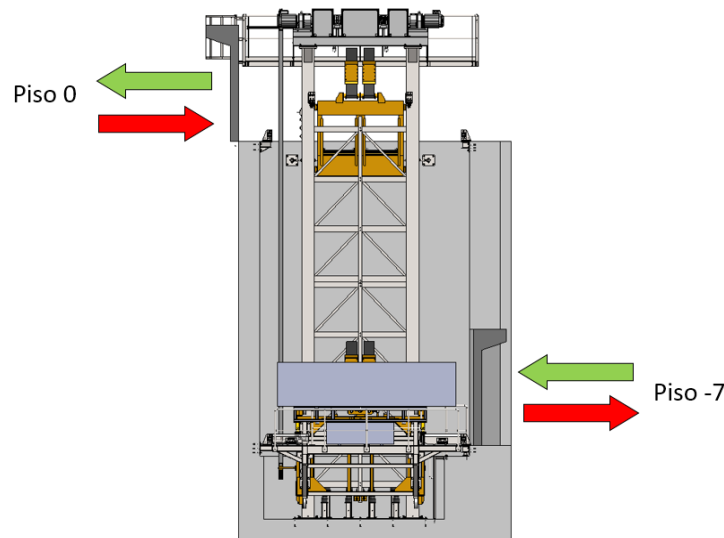


Figura 35: Elevador, Conjunto Geral [20]

## 5.2 Principais componentes

As plataformas elevatórias são na maioria, constituídas por estrutura de colunas, plataforma de manutenção, unidade motriz, contrapeso, e conjunto móvel.

No equipamento estudado, a estrutura das colunas apresenta dois perfis principais HEA360 que se encontram ligados através de UPNs 140 e cantoneiras 50x50x5. Por sua vez, os perfis UPN são utilizados para fixar o perfil quadrado central da estrutura que serve de guiamento ao conjunto móvel ao longo da subida ou descida (1, Figura 36). Para a estrutura ter alguma estabilidade, visto que não é autoportante, a estrutura tem travamentos traseiros para o efeito (2 e 3, Figura 36).

O contrapeso é uma estrutura retangular, em que as placas de aço podem ser inseridas para adicionar peso. Normalmente o guiamento deste conjunto é feito por rodas, mas neste caso específico, o guiamento ao longo das colunas é feito por blocos maquinados em PE1000 (Figura 36).

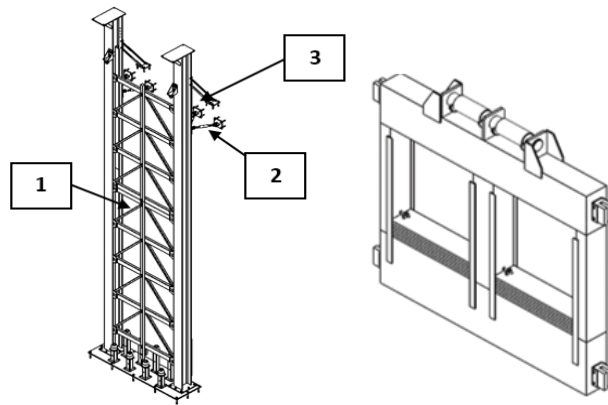


Figura 36: Conjunto das Colunas (esquerda); Contrapeso (direita) [20]

A plataforma de manutenção, Figura 37, é montada nas colunas do elevador para permitir o acesso ao topo do mesmo para que seja possível substituir algum componente danificado.

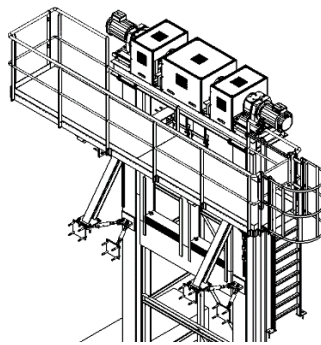


Figura 37 Plataforma de Manutenção [20]

Também no topo do equipamento, é onde está montada a unidade motriz. A unidade de elevação está preparada com dois moto-redutores – um ativo e outro paralelo stand-by. Na figura 38, o grupo motriz encontra-se representado sem as proteções.

Desde a ponta acoplada do veio, o conjunto assimétrico é constituído por: acoplamento de corrente (1, Figura 38); Chumaceiras bi-partidas de rolamentos (2, Figura 38); Tambor montado no veio motriz através de duas buchas cónicas (3, Figura 38); Dispositivo de bloqueio do grupo motriz (4, Figura 38).

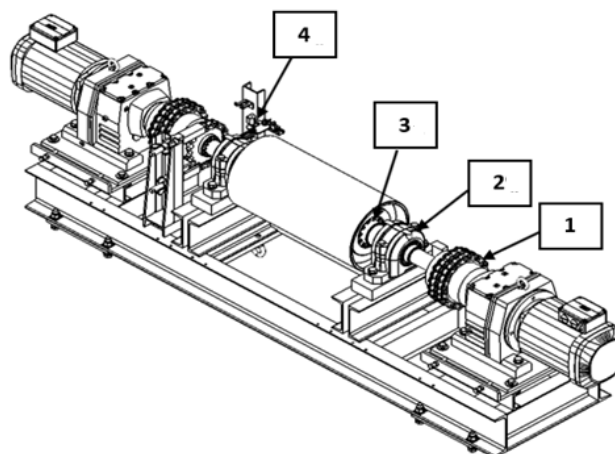


Figura 38: Grupo motriz sem cobertura [20]

O conjunto móvel é constituído pelo carro, que corre alinhado ao longo das colunas, e a cesta ou plataforma de transporte, que é aparafusada ao carro móvel.

A moldura do carro é constituída por uma estrutura soldada de tubos retangulares onde são soldadas chapas para que possam ser montadas as rodas do carro. Estas rodas correm sobre um dos banzos dos perfis HEA360. Num carro móvel podem ser montados os seguintes conjuntos típicos: Dispositivo de fixação da correia (1, Figura 39); Braço para calha articulada (2, Figura 39); Rodas (3, Figura 39); Olhais de elevação (4, Figura 39); Guiamento: rolamentos de pista para deslizarem no perfil quadrado 80x80 (5, Figura 39).

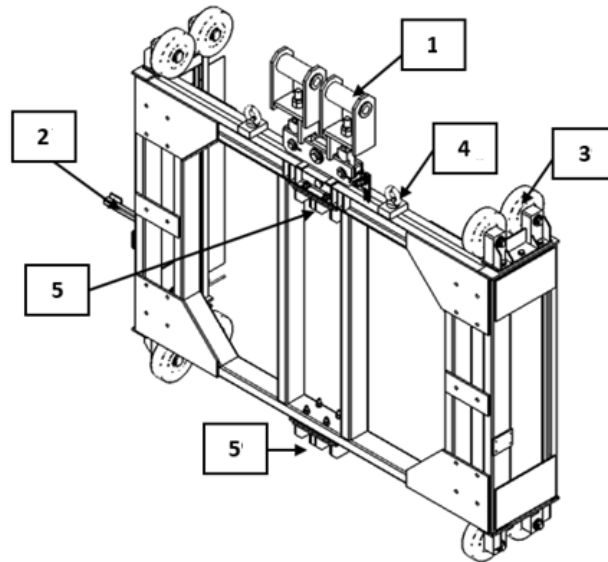


Figura 39: Conjunto do Carro [20]

A plataforma de transporte (figura 40) tem como função elevar e baixar a carga a transportar. No momento em que a plataforma alcança a cota de transferência os quatro cilindros pneumáticos são acionados e trancam a cesta, através de pinos metálicos. Este procedimento garante a transição sem haver movimento oscilatório da plataforma nas transições.

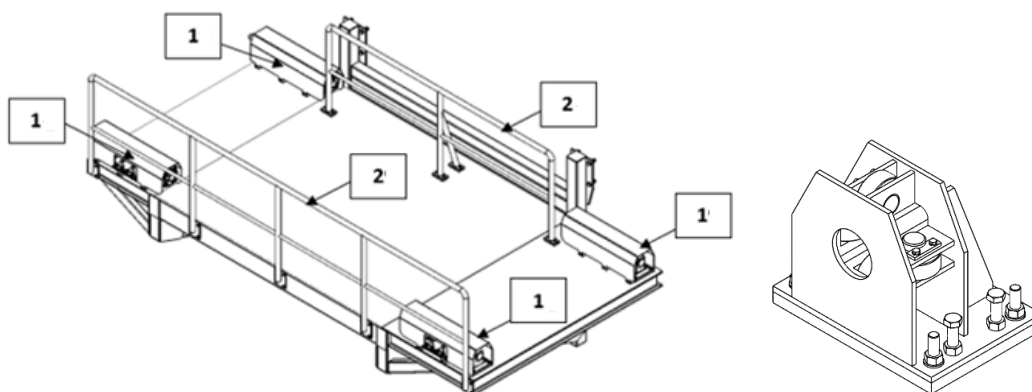


Figura 40: Plataforma elevatória (esquerda); Suporte para sistema de bloqueio (direita) [20]

### 5.3 Objetos transportados

A carga a transportar pelo elevador corresponde à massa do AGV, e a paleta com a cinemática do veículo de massa combinada de 1750 kg. Na figura 41 encontram-se as dimensões gerais da carga a transportar.

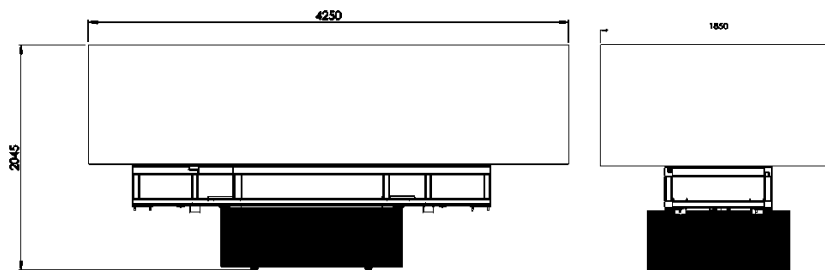


Figura 41: Dimensões gerais da carga a transportar (medidas em milímetros) [20]

### 5.4 Características do moto-redutor

Na Tabela 1 segue-se as características técnicas do fabricante do motor. Pela tabela será possível calcular a velocidade linear de subida a uma determinada velocidade de rotação/frequência elétrica do motor.

Tabela 1 - Dados técnicos do moto-redutor instalado [4]

Velocidade nominal do motor 50Hz [r/min]	1474 / 42
Velocidade nominal do motor 60Hz [r/min]	1777 / 50
Redução total [i]	35,26
Torque de saída máximo [Nm]	4300
Binário de saída 50Hz [Nm]	3430
Binário de saída 60Hz [Nm]	2840
Fator de serviço SEW-FB	1,25 / 1,50
Potência motor [kW]	15 / 15
Eficiência 50 Hz	92,1
Eficiência 60 Hz	93,0
Tensão freio [V]/-binario [Nm]	400 AC / 150
Faixa de tensão do freio (V)	380-480 AC

### 5.5 Velocidade de subida/descida teórica e real

Para avaliar a velocidade de subida e descida da carga idealizou-se que o funcionamento normal do motor seria à frequência de rede, ou seja, 50 Hz. Para converter esse valor de frequência elétrica para velocidade linear da carga fez-se a seguinte conversão:

$$v = \omega \cdot r \tag{1}$$

$$v = RPM \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot r \tag{2}$$

$$v = 42 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,2032 = 0,89372 \text{ m/s}$$

$$0,89372 \text{ m/s} = 54 \text{ m/min}$$

Para a conversão, foi necessário consultar a rotação de saída do veio a 50 Hz através dos dados técnicos do fabricante do motor e o raio do tambor da unidade motriz.

Na instalação real temos a plataforma elevatória a trabalhar a 40 m/min em velocidade nominal, e em velocidade lenta trabalha a 10 m/min.

Convertendo estes valores para a frequência ou velocidade de rotação temos:

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$RPM = \frac{60 \cdot v}{2\pi \cdot r}$$

$$RPM = \frac{40}{2\pi \cdot 0,2032} = 31,3297$$

Na Tabela 2, é possível observar todos os dados de velocidades e frequências teóricas de projeto e reais de funcionamento:

Tabela 2 - Velocidades e frequências teóricas e reais de funcionamento

Velocidade Linear [m/min]	Velocidade Linear [m/s]	Velocidade de Rotação [rad/s]	Velocidade de Rotação [RPM]
54	0,9	4,4	42
40	0,7	3,35	32
20	0,35	1,676	16
10	0,175	0,838	8

## 5.6 Diagrama de tempo de ciclo real aproximado

Para efeitos de projeto, estimou-se um diagrama de tempo de ciclo aproximado ao funcionamento real da plataforma elevatória. Teve-se em conta várias situações em que as premissas de entrada foram ajustadas ao pior cenário para que o processo não ultrapassasse os 210 segundos (limite máximo para o tempo de ciclo). Segue-se na Figura 42 um exemplo simples de um diagrama de velocidades deste o arranque até à paragem do corpo.

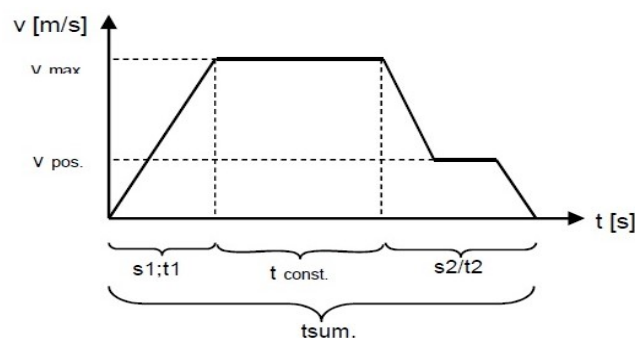


Figura 42: Ilustração exemplo básica do tempo de ciclo da máquina

Um ciclo real aproximado ficou definido pelas etapas da Tabela 3. Considerou-se um movimento uniformemente acelerado para o arranque e para a travagem da carga que é elevada pelo motor. Essa aceleração é definida pelo fabricante do moto-reductor e está estabelecida como:

$$a = 0,25 \text{ m/s}^2$$

Tabela 3 - Etapas reais aproximadas de um tempo de ciclo

Pos.	Ação
1	Track - Lock Abre
2	Portão Abre
3	Descarga Piso 0
4	Carga Piso 0
5	Portão Fecha
6	Track - Lock Fecha
7	Elevador Desce
8	Track - Lock Abre
9	Portão Abre
10	Descarga Piso -7
11	Carga Piso -7
12	Portão Fecha
13	Track - Lock Fecha
14	Elevador Sobe

Para se calcular os tempos de cada etapa e comparar com o tempo de ciclo máximo admissível, assumiu-se 3 situações diferentes e calculou-se o tempo total. Por fim comparou-se com o tempo de ciclo máximo admissível e observou-se que todos os tempos calculados estavam conformes. A comparação dos cálculos efetuados pode ser consultada na Tabela 4.

Tabela 4 - Tabela comparativa de cálculo final

Dados assumidos	Situação 1	Situação 2	Situação 3
AGV - Pallet in/out:	40 m/min	20m/min	10m/min
Velocidade normal de subida/descida:	54 m/min 42 rpm	54 m/min 42 rpm	54 m/min 42 rpm
Velocidade lenta de subida/descida:	22 m/min 17 rpm	16 m/min 13 rpm	16 m/min 13 rpm
Piso 0: distância percorrida pelo AGV até sair da estação elevatória	5,2 m	5,2 m	5,2 m
Piso -7: distância percorrida pelo AGV até sair da estação elevatória	5,9 m	5,9 m	5,9 m
Tempo calculado [seg]	69,9	103,2	170,2
Tempo máximo admissível [seg]	210		



## 6 Estática: Discretização e simulação por elementos finitos

No presente capítulo serão abordados os temas das simulações estáticas transpondo os casos críticos reais para a simulação estática por elemento finitos. Cada grupo funcional anteriormente descrito nos capítulos anteriores foi avaliado quanto aos seus casos críticos possíveis, incluindo situações de arranque intempestivo e mau uso racionalmente previsível.

O *software* utilizado para o estudo foi o *Solidworks 2017 Simulation* que é o mesmo utilizado na empresa RARI SA, embora o mesmo esteja em constante renovação anualmente. O método para realizar um estudo por elementos finitos foi definido por forma a ser aplicado a cada grupo funcional do equipamento ou até para certos componentes mais pequenos. Todos os componentes/grupos funcionais foram simplificados quanto à sua geometria e complexidade/variedade de peças, que em muitos casos foram substituídos por elementos equivalentes para desempenhar a mesma função ou até mesmo eliminados.

Os componentes que devem ser removidos para simplificar as simulações são:

- Elementos comerciais mecânicos e elétricos
- Parafusaria
- Acessórios e/ou periféricos
- Suportes
- Geometria não útil (alguns furos)

Para se realizar uma simulação, o processo interno do *software* obriga a que seja feito um conjunto de passos em sequência por forma a obter um resultado, conforme apresentado na Figura 43.

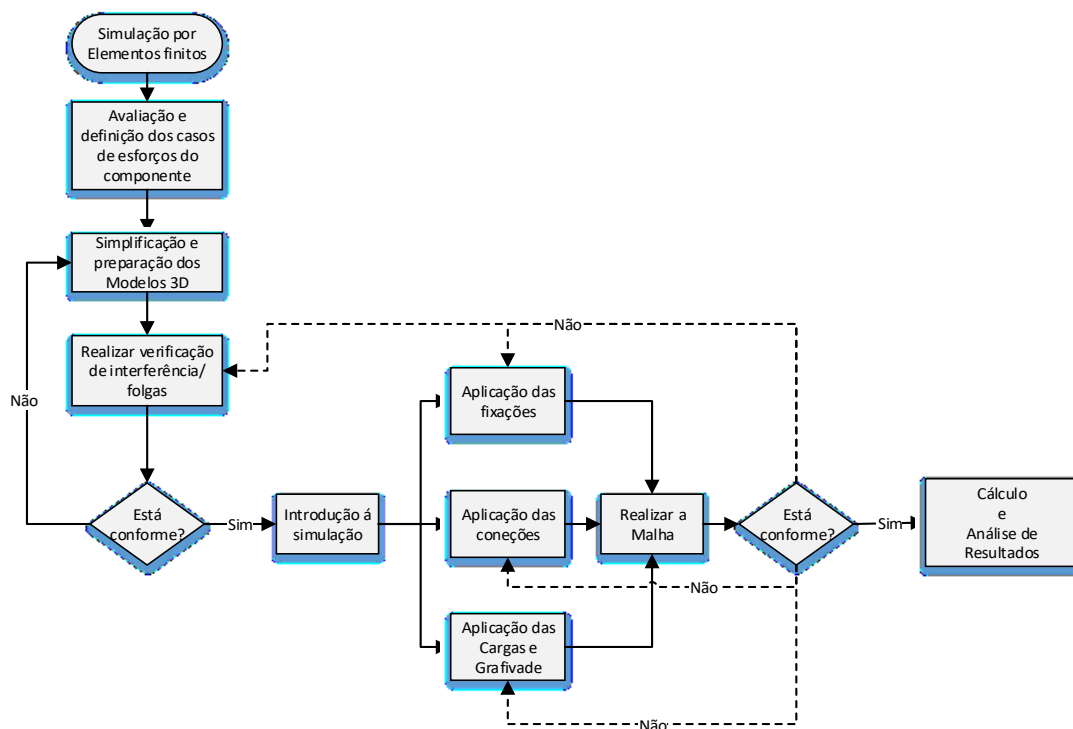


Figura 43: Fluxograma funcional geral da introdução à simulação

A malha baseada nos elementos viga-barra (Figura 44), foi utilizada no estudo das colunas com a finalidade de comparar os resultados obtidos com o modelo de elementos sólidos. Para o elemento viga-barra ser encarado como um bom elemento de estudo a fim de retribuir bons resultados, o seu comprimento deve ser dez vezes maior do que a maior dimensão da sua seção de perfil.



Figura 44 - Elemento viga-barra

Todos os componentes foram simulados com o mesmo princípio de malha. O Software utilizado dispõe de várias configurações de malha que é possível selecionar para realizar o estudo. Dentro do contexto e do formato dos componentes as malhas mais utilizadas foram a malha *standard* e a malha baseada na curvatura. Dentro da malha para elementos sólidos, conforme a Figura 45, o programa ainda pode usar configurações lineares de formato tetraédrico ou configurações parabólicas, conforme seja escolhido a qualidade da malha, seja “draft” ou “high”.

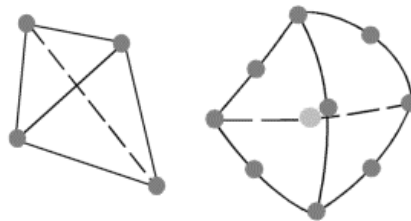


Figura 45: Malha linear (draft) vs malha parabólica (high) [21]

Quando realizada a malha, é necessário avaliar se a mesma se encontra com defeitos. Os defeitos na malha são normalmente elementos tetraédricos irregulares [22], conforme ilustram a Figura 46. O objetivo é ajustar e obter elementos o mais regulares possíveis. Para esse efeito recomenda-se que, para peças mais complexas, devemos usar sempre malha baseada na curvatura bem como malha parabólica [23].



Figura 46: elementos tetraédricos regulares vs irregulares

A malha também pode ser avaliada na avaliação dos resultados. Uma boa análise poderá ser feita comparando os resultados nos nós com os resultados dos elementos. Os elementos de primeira ordem tetraédricos têm um ponto de Gauss no seu volume. Os quadráticos têm quatro pontos de Gauss [24]. Para se entender graficamente estes termos temos como auxílio a Figura 47.

A tensão é calculada primeiro nos pontos de Gauss e posteriormente calcula nos elementos ou nos nós fazendo a extrapolação dos valores disponíveis nos pontos de Gauss.

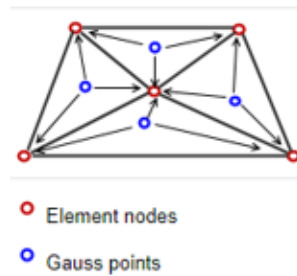


Figura 47: exemplo de pontos de Gauss e nós dos elementos [24]

Para o resultado ser calculado nos nós, o *software* calcula a tensão nos elementos comuns em cada nó conforme ilustrado na Figura 48, e quando esses valores são bastantes diferentes entre eles, o programa faz uma média das tensões dos elementos adjacentes que contribuem para a tensão final do nó respectivo.

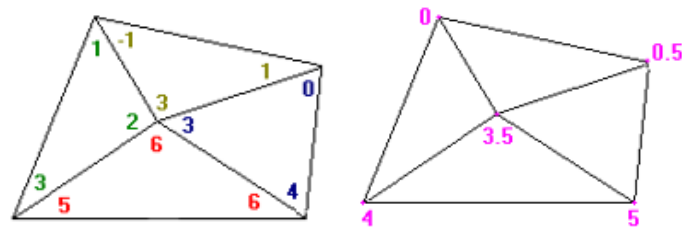


Figura 48: Valores da tensão atribuídos a cada elemento; Valor médio nos nós [24]

Em alternativa à tensão nos nós podemos visualizar a tensão nos elementos. Neste caso o *software* dá-nos a tensão média do elemento vinda de um ou mais pontos de Gauss, caso seja um elemento quadrático. Uma representação gráfica deste processo está visível na Figura 49.

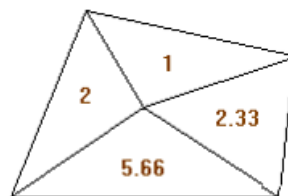


Figura 49: Valores da tensão média para cada elemento [24]

Para que seja possível saber a malha adequada ao estudo a realizar ou ao elemento em estudo, um bom método, e bastante simples de executar é realizar as devidas simulações estáticas até que a tensão nos nós e nos elementos comece a aproximar-se em valor absoluto. Quando esta ocorrência se verificar, significa que o estudo tem potencial para garantir resultados fidedignos. [24]

## 6.1 Estudo da unidade motriz

A unidade motriz estudou-se no seu conjunto, tendo em vista os esforços máximos. A análise do tempo de vida útil do veio foi estimada por termo comparativo da tensão máxima obtida com a tensão de cedência e última do material. O presente estudo não teve em consideração a fadiga do veio do tambor. Usou-se a comparação abaixo (Equação 3 e 4), muito aproximada à relação empírica entre limite de fadiga e propriedade elástica [25].

$$\frac{1}{2}\sigma_u \leq \sigma_{calc} \leq \frac{\sqrt{2}}{2}\sigma_u \rightarrow \text{O veio tem aproximadamente vida infinita} \quad (3)$$

$$S_e \leq \frac{1}{2}\sigma_u, \text{ para } \sigma_u \leq 1400 \text{ MPa} \cap \text{Tensão média} = 0 \text{ MPa} \quad (4)$$

Para o estudo da unidade utilizou-se vários casos de estudos; estudo da unidade ao carregamento vertical suspenso e ao torque; situação de manutenção, com a unidade bloqueada; carregamento sobre as bases da chumaceira a descarregar na estrutura e suporte.

### 6.1.1 Propriedades do material e valores de carga

As propriedades dos aços podem variar de acordo com a sua espessura/diâmetro final. Conforme o seu processo de fabrico os materiais vão ficando mais porosos para secções resistentes de maior dimensão, e por terem menos densidade, a sua resistência mecânica é menor.

As Tabela 5 e Tabela 6 registam a resistência mecânica dos componentes da unidade motriz.

Tabela 5 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR [13]

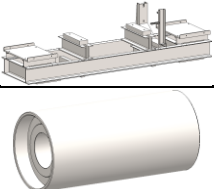

Elemento 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]		Tensão última [MPa]	
		$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$	$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$
	1.0044 (S275JR)	275	255	430	410

Tabela 6 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço C45E [26]

Elm. 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]					Tensão última [MPa]				
		$5 < t \leq 10 \text{ mm}$	$10 < t \leq 16 \text{ mm}$	$16 < t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 63 \text{ mm}$	$63 < t \leq 100 \text{ mm}$	$5 < t \leq 10 \text{ mm}$	$10 < t \leq 16 \text{ mm}$	$16 < t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 63 \text{ mm}$	$63 < t \leq 100 \text{ mm}$
	1.1191 (C45E)	565	500	410	360	310	750-1050	710-1030	650-1000	630-900	580-850

A Tabela 7 contempla todos os valores de carga a serem introduzidos por cada situação analisada.

Tabela 7 - Cargas aplicadas na unidade motriz

Descrição	Massa [Kg]	Força [N]/Torque [N.m]
Carro	1154	11321
Cesta	1754	17207
AGV carregado	1750	17168
Contrapeso	3833	37602
Motor	325	3188
Tambor, veio e buchas cónicas	380	3728
Carreto de segurança e bucha cónica	15	148
Chumaceira completa	21	206
Acoplamento (completo)	65	638
Torque do motor a 50 Hz		3430
Torque de saída máximo		4300

## 6.1.2 Geometria para simulação

A geometria do modelo foi simplificada para se realizar os testes estáticos. Pela Figura 50 observa-se que os elementos comerciais; moto-redutores, buchas cónicas, acoplamentos e correntes foram suprimidos da análise. As chumaceiras foram simplificadas para que se realizasse a ligação de chumaceira na análise.

Em certos casos de estudos, para certas aplicações de carga, foram criados troços no veio nas posições de montagem dos componentes comerciais de forma a simular a sua área de contacto e o seu princípio de atuação sobre o veio. Toda a parafusaria nesta unidade foi removida.

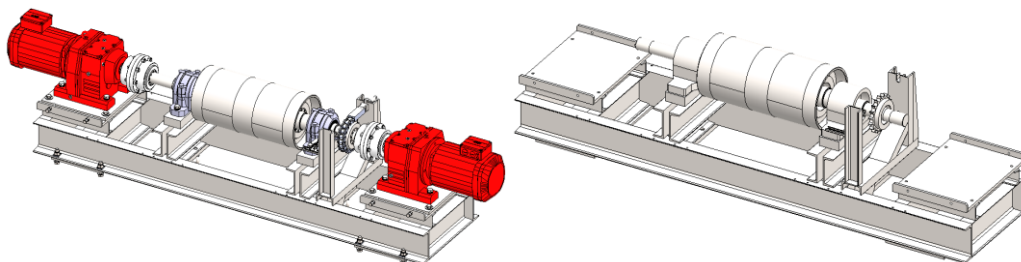


Figura 50: Simplificação do modelo

### 6.1.3 Caso 1: Aplicação de carregamento na vertical e torque

Situação de carga onde a carga é elevada. A unidade é carregada pelas massas suspensas nas correias e pelo torque que o motor executa no arranque, conforme ilustrado na Figura 51, pois é nessa situação, que o motor necessita de vencer a inércia dos corpos que se encontram parados.

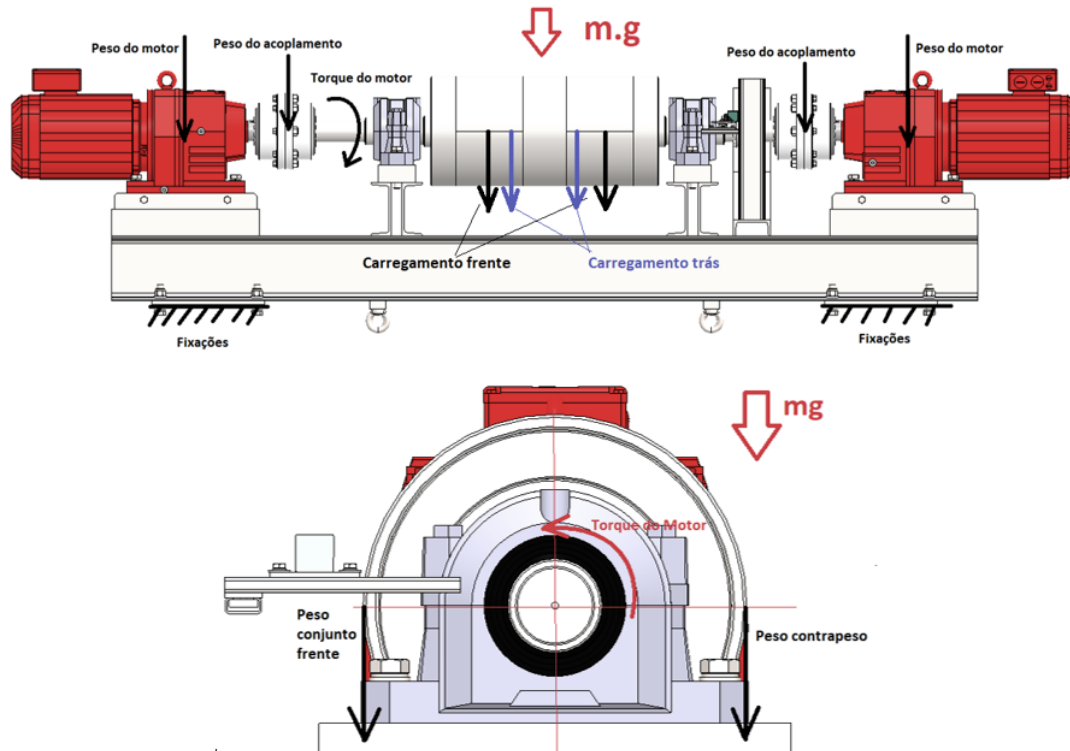


Figura 51: Ilustração dos esforços globais na unidade motriz

Para iniciar o carregamento deste caso de estudo, idealizou-se que o elevador estava na eminência de elevar a cesta com carga. Para um cenário mais crítico, nesse instante considerou-se que há uma situação onde a inércia é de tal ordem que o moto-reductor inicia a rotação a uma intensidade de corrente elétrica elevada. Considerou-se o binário máximo à saída da caixa redutora, com a condição de que a unidade motriz ficaria uns instantes sem poder rodar, e só depois de vencer a inércia das massas, a carga começaria a elevar-se. Portanto, esta situação representa o torque máximo aplicado na ponta do veio motriz que está ligada ao moto-reductor.

Este torque máximo aplicado não é mais do que o torque nominal à saída a 50Hz multiplicado por um coeficiente de prova estático, que por sua vez o resultado identifica-se semelhante ao torque máximo expressado na ficha técnica do fabricante (Equação 5). A aplicação do torque pode ser observada na Figura 52.

$$T_{ap} = 1.25 \cdot T_{50Hz} = 1.25 \times 3430 = 4287,5 \text{ N.m} \quad (5)$$

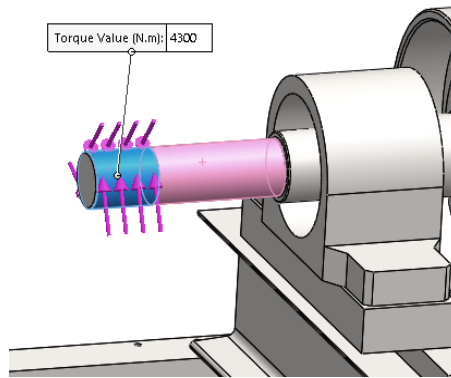


Figura 52: Aplicação do torque máximo; 4300 N.m

Os elementos móveis ficam suspensos pelas correias e cada carga suspensa em cada extremidade da corria exerce uma força vertical, conforme Figura 53, que é transmitida ao tambor e faz com que toda a unidade motriz esteja à flexão.

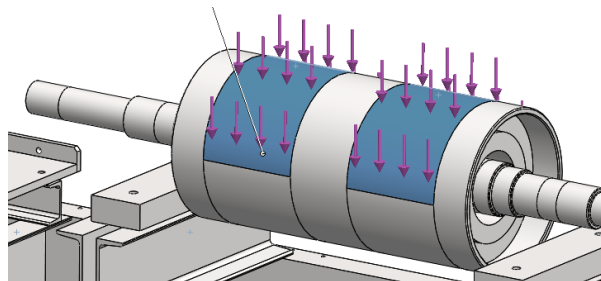


Figura 53: Aplicação do peso dos corpos móveis sobre o tambor

Ainda que não seja tão significativo quando a carga suspensa nas correias, considerou-se na simulação, o peso dos acoplamentos montados nas extremidades do veio, conforme Figura 54. De modo semelhante aos acoplamentos, aplicou-se o peso dos moto-redutores na sua base de assentamento. Essa carga pode ser observada na Figura 55.

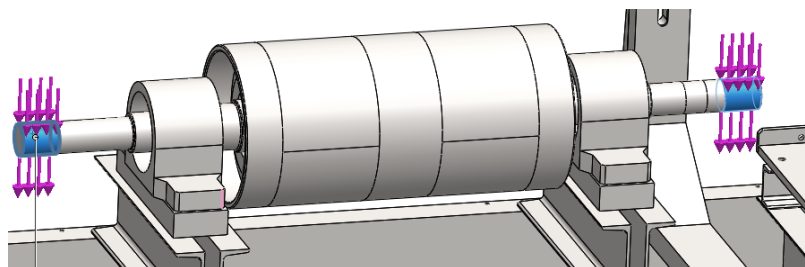


Figura 54: Aplicação do peso dos acoplamentos

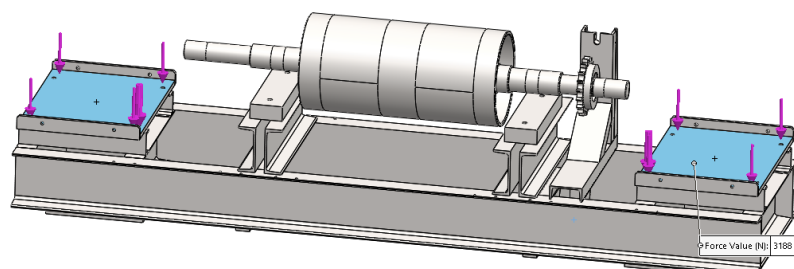


Figura 55: aplicação do peso dos moto-redutores

### 6.1.3.1 Detalhes da Malha

Apresenta-se pela Tabela 8, os dados gerais da malha aplicada no presente estudo.

Tabela 8 - Dados da malha, simulação caso 1

Tipo de malha:	Elementos sólidos
Mesh utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	20 mm
Tamanho mínimo do elemento	4 mm
Número total de nós	1160874
Número total de elementos.	629253

### 6.1.3.2 Fixações e constrangimentos

Para conseguir simular o objeto em estudo, é necessário restringir o modelo para que este não obtenha translação infinita. Observando o modo de operação do componente, os constrangimentos são atribuídos sempre face ao real funcionamento ou aplicação em causa e em certos casos, dizem respeito a pequenos instantes pontuais (exemplo: arranque e/ou paragem de um equipamento).

Conforme as figuras que se seguem, aplicou-se uma fixação rígida na base da unidade motriz, onde se une esta estrutura às colunas da unidade (Figura 56, esquerda). Para simular o acoplamento quase rígido que liga o veio do moto-reductor ao veio do tambor aplicou-se uma fixação onde só se permite rotação no eixo dos veios (Figura 56, direita). Como já foi anteriormente explicado, o presente caso serve para representar o arranque na condição de torque máximo. Para que esse torque seja transmitido à unidade motriz como carga externa, bloqueou-se o tambor da unidade contra a rotação (Figura 57).

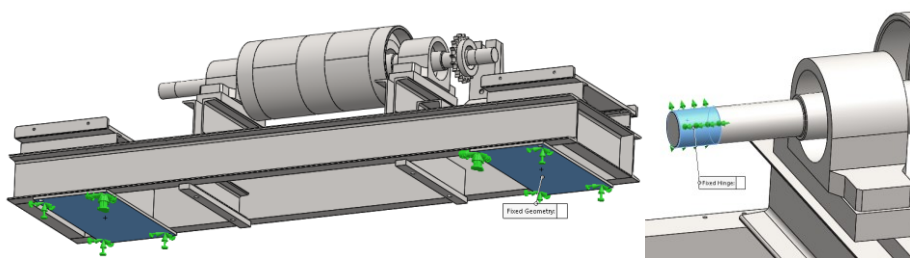


Figura 56: Fixações (fixação às colunas, esquerda; fixação ao motor, direita)

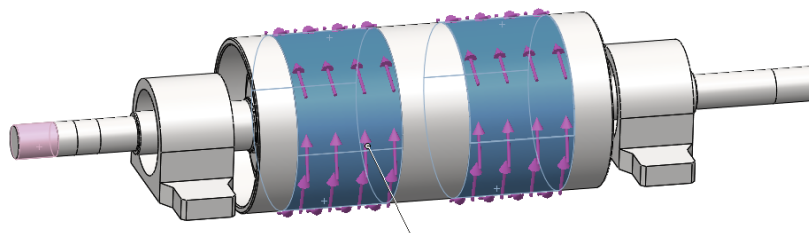


Figura 57: Constrangimento de rotação; binário contrário ao induzido pelo motor.

Para representar a ligação por bucha cónica do tambor ao veio, utilizou-se as ligações rígidas. Uma vez que o elemento comercial está fora deste âmbito de estudo, pode-se considerar como uma ligação ou corpo rígido a unir outros dois componentes a ser estudados (Figura 58, direita e centro). No caso das chumaceiras, criou-se um corpo de chumaceira não deformável, para que fosse possível aplicar a ligação de rolamento de esferas/rolos (Figura 58, esquerda).

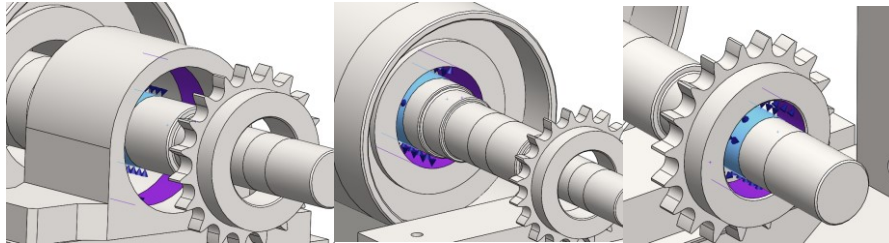


Figura 58: Ligações rígidas (Centro e Direita) e de chumaceira de rolamento (esquerda)

### 6.1.3.3 Resultados

#### 6.1.3.4 Tensão von Mises, Tensões Principais P1, P2 e P3

No presente caso de aplicação de carregamento, observou-se que a zona crítica seria na primeira transição de raio, do lado de aplicação do torque exercido pelo moto-reductor, nas condições anteriormente estipuladas. É de notar que esta zona poderia ser otimizada se o raio de transição fosse aumentado ou até mesmo substituído por uma rampa/chanfro.

Dos resultados obtidos, a tensão de von Mises calculada é de 157 MPa (Figura 59, esquerda).

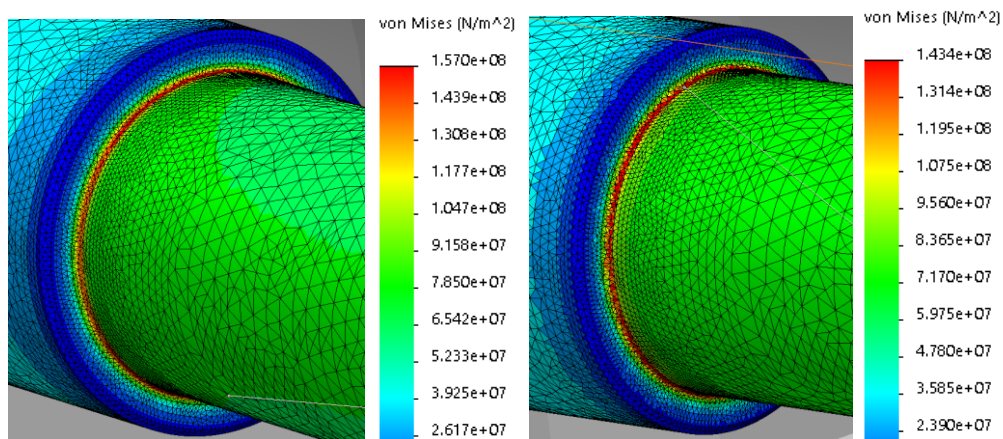


Figura 59: Tensão de von Mises nos nós dos elementos (esquerda); Tensão de von Mises média nos elementos (direita)

Para termo de comparação, analisou-se qual seria a tensão de von Mises mais alta quando se revelava as tensões nos nós ou nos elementos. O programa é capaz de ilustrar a tensão media no elemento finito (tensão nos elementos), ou ilustra a tensão nos nós. A tensão nos nós também é uma tensão média, mas apenas aos elementos que contribuem para a tensão no nó específico. A diferença entre tensão nos elementos e tensão nos nós vai sempre existir, mas quanto menor for esta diferença, maior é a qualidade da malha na região onde se está a analisar as tensões [24].

Na presente simulação, as tensões não foram muito diferentes, visto que para tensão média nos elementos obteve-se uma tensão de 143 MPa (Figura 59, direita).

Para efeito de análise, utilizou-se a tensão nos nós como a tensão de estudo.

Outra análise que se fez ao observar o diagrama de tensões na zona crítica, foi que, as tensões principais não observavam um comportamento de flexão [27]. O esforço de flexão é absorvido pela estrutura do tambor e automaticamente naquela secção crítica existe um esforço muito próximo do corte puro. Para validar esta análise, observou-se também os valores máximos das tensões principais, conforme ilustrado na Figura 60.

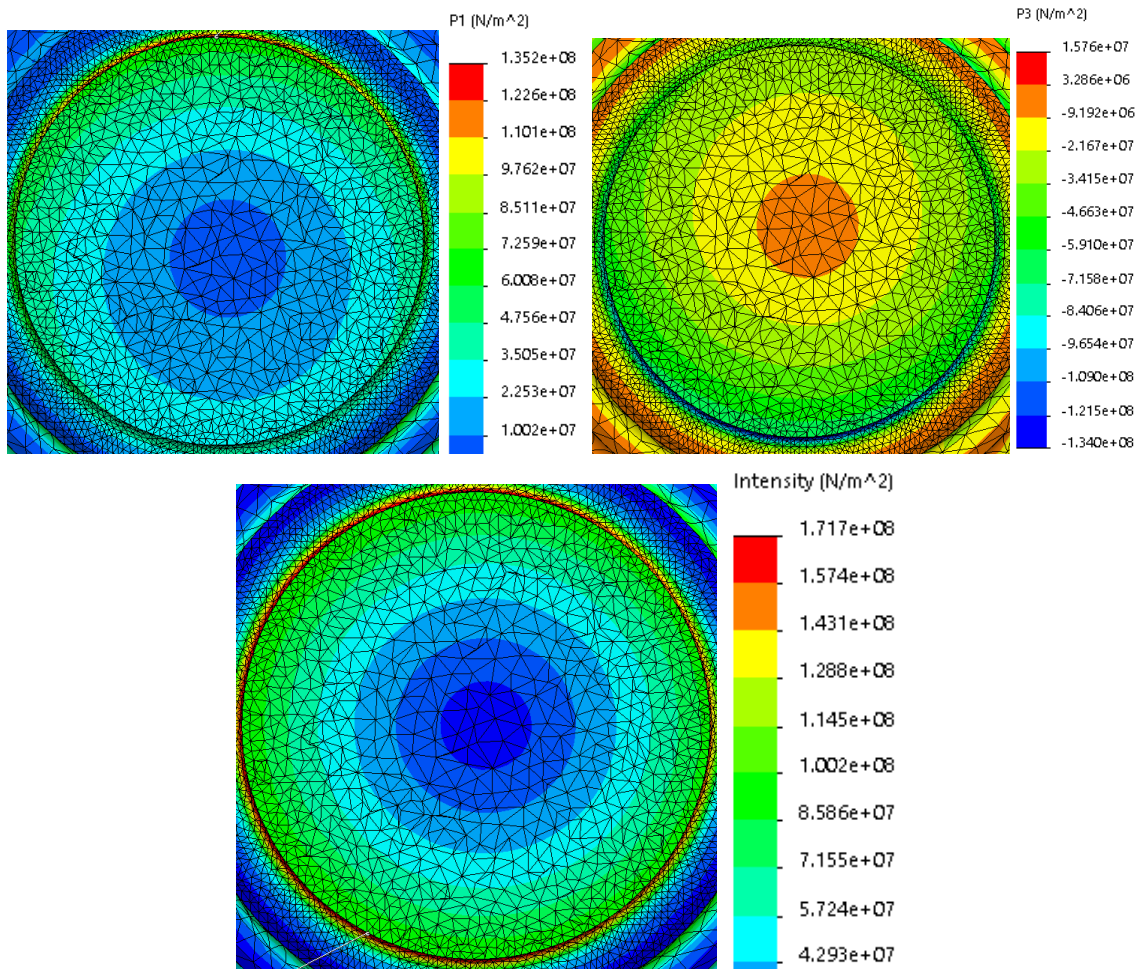


Figura 60: Tensão Principal 1 (esquerda); Tensão Principal 3 (direita); Intensidade das tensões principais (baixo)

Tendo em conta a intensidade ou amplitude máxima entre a tensão principal 1 e tensão principal 3, o valor de tensão é ligeiramente maior do que a tensão combinada máxima de von-Mises. As tensões principais na secção crítica assinalada foram calculadas com o auxílio do *software*. Os valores foram posteriormente registados na Tabela 9.

Tabela 9 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1

Tensão de Cedência do material	Tensão de Corte Limite de cedência do material	Tensão Última do material	Tensão de Von Mises	Tensão de Corte máxima	Amplitude das tensões principais
310 MPa	179 MPa	580 MPa	157 MPa	86 MPa	172 MPa

### 6.1.3.4.1 FOS – Fator de Segurança

Pensando no conceito de fator de segurança, estamos numa zona que pode se considerar perigosa. Foi detetado que a tensão principal 2 é bastante baixa. Se o caso convergir para corte puro [27], o fator de segurança é calculado de forma diferente do que para os casos de tensão tri-axial [28].

$$FOS \rightarrow \begin{cases} \text{Estado de corte puro} \\ \text{Estado triaxial} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} FOS = 0,5777 \cdot \frac{\sigma_{y/ult}}{\sigma_{VM}} \rightarrow \begin{cases} 0,5777 \cdot \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}} = 1.14 \\ 0,5777 \cdot \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{VM}} = 2.13 \end{cases} \\ FOS = \frac{\sigma_{y/ult}}{\sigma_{VM}} \rightarrow \begin{cases} \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}} = 1.97 \\ \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_{VM}} = 3.69 \end{cases} \end{cases}$$

Perante este cenário transitório, é certo que o software considera que o caso não é de todo corte puro, mas se for considerado o pior caso, por este modo de análise, o coeficiente de segurança baixa 50% sensivelmente.

### 6.1.3.4.2 Deformação

Analisando a deformação face ao caso em estudo, percebe-se que há rotação do veio. O fenómeno de flexão deixa de relevante. Apesar de existir uma torção, os valores são muito baixos, caindo nas décimas de milímetro como valor máximo (Figura 61).

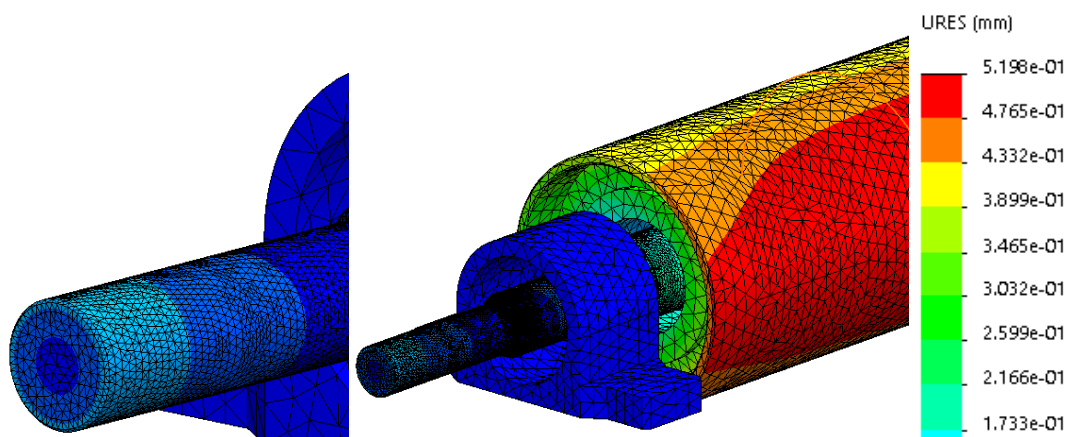


Figura 61: Diagrama de deformação; caso 1

### 6.1.3.4.3 Melhoria do Produto

Para esta secção do veio ficar segura contra os arranques, picos de carga, desalinhamentos e vibrações, deve-se aumentar o raio de concordância na transição de raio ou realizar uma rampa/chanfro para a transição. Se for realizada essa melhoria, o raio do boleado passa de 2 para 4 mm. Relativamente aos resultados vamos obter uma tensão mais baixa, como era previsível. A Figura 62 resume os resultados obtidos após realizar a simulação com a melhoria implementada. A Tabela 10 resume os resultados em termos absolutos e relativos, assim como a melhoria ganha com a alteração da transição de raio.

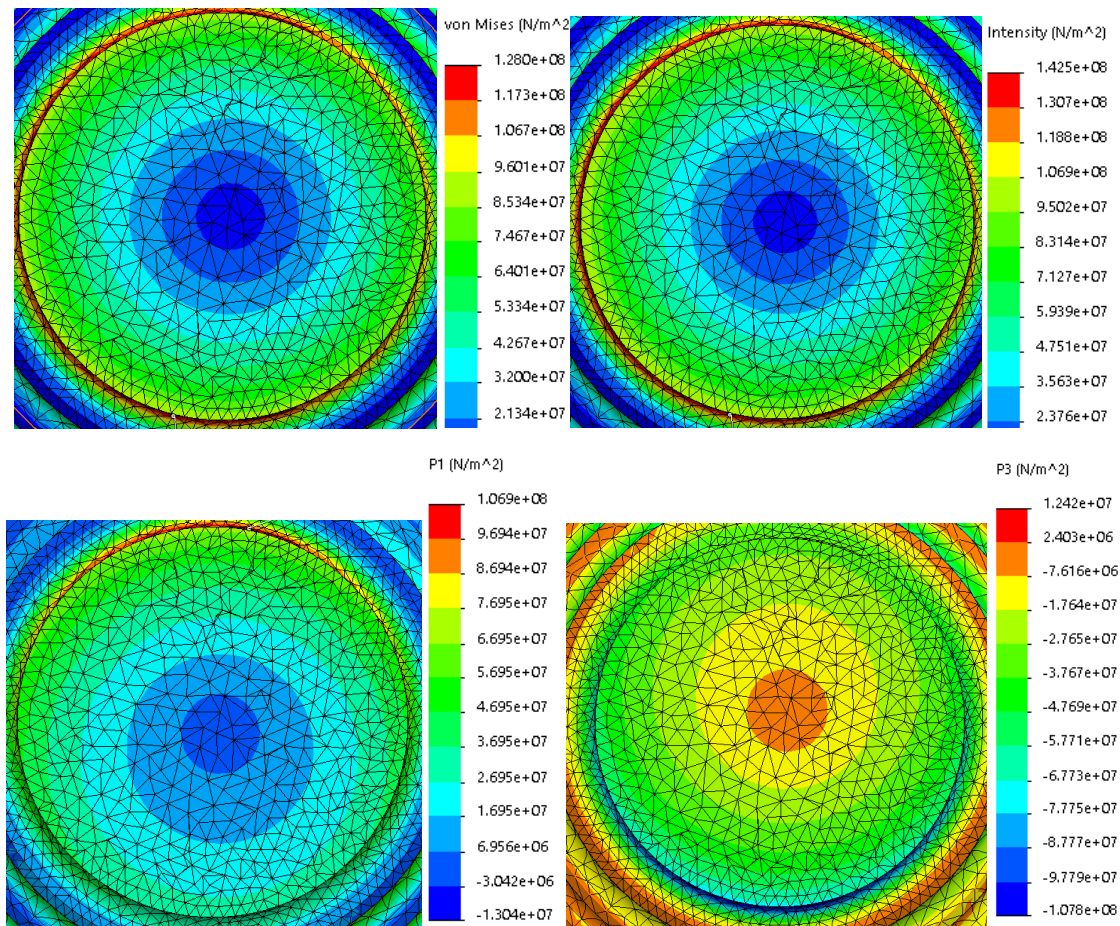


Figura 62: Tensões calculadas para o caso 1 com transição de raio com 4 mm de boleado

Tabela 10 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1 e o caso 1 melhorado com boleado maior

Simulação	Tensão de Von Mises	Tensão de Corte máxima	Amplitude das tensões principais	Coefficiente de Segurança
Caso 1	157 MPa	86 MPa	172 MPa	1,14
Caso 1 melhorado boleado r= 4 mm	128 MPa	71,5 MPa	143 MPa	1,40
Melhoria relativa	23 %	20 %	20 %	23%
Melhoria absoluta	29 MPa	14,5 MPa	29 MPa	0,26

Ao alterar a transição do boleado de raio 2 mm para 4 mm observamos uma melhoria significativa nas tensões máximas obtidas e no coeficiente de segurança obtido. Contudo, uma transição de raio 8 mm poderá ser uma medida ainda mais eficaz do que o boleado de raio 4 mm. Pela Figura 63, observa-se os resultados com a transição por boleado de raio 8 mm.

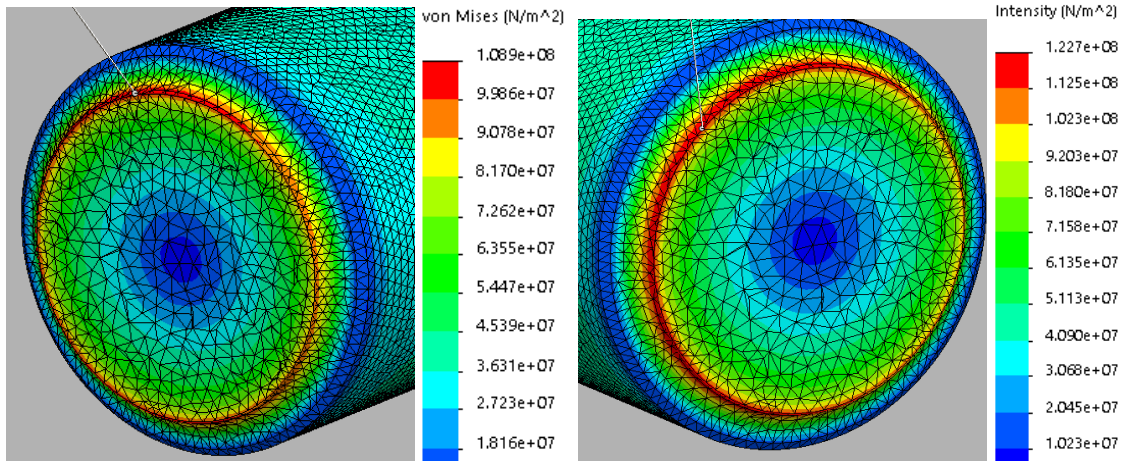


Figura 63: Tensões calculadas para o caso 1 com transição de raio com 4 mm de chanfro

A tabela seguinte, Tabela 11, reflete o resumo das tensões principais calculadas assim como a intensidade máxima das tensões e a tensão de von Mises. Observa-se, portanto, uma melhoria bastante significativa, na ordem dos 40%.

Tabela 11 - Tabela resumo das tensões obtidas; Caso 1 e o caso 1 melhorado com boleado maior

Simulação	Tensão de Von Mises	Tensão de corte máxima	Amplitude tensões principais	Coefficiente Segurança
Caso 1	157 MPa	79,5 MPa	159 MPa	1,14
Caso 1 melhorado boleado r=8 mm	109 MPa	61,5 MPa	123 MPa	1,64
Melhoria relativa	44 %	29 %	29 %	44 %
Melhoria absoluta	48 MPa	18 MPa	36 MPa	0,5

### 6.1.4 Caso 2: Situação de manutenção com unidade bloqueada pela corrente

O presente caso representa a situação onde a unidade motriz está bloqueada pela corrente de segurança, conforme representado na Figura 64. Nestas condições admite-se que o moto-reductor não pode executar nenhum tipo de movimento. Caso contrário, este usaria o seu binário máximo para libertar o tambor e transmitir movimento aos corpos móveis, o que iria provocar empeno da estrutura da unidade motriz. É, portanto, um modo de funcionamento não requerido na unidade e será impedido por programação e leitura por sensores indutivos.

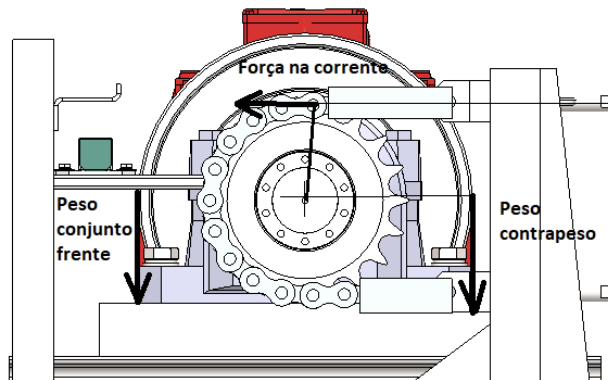


Figura 64: Esforços no conjunto em manutenção

Pela tabela de cargas, Tabela 7, e pela análise de esforços na presente situação descrita, introduziu-se os esforços que se consideram relevantes para o caso em estudo. Introduziu-se inicialmente o torque resultante da diferença entre as massas moveis (carro e contrapeso) na situação em que existe carga na plataforma elevatória, o seja o momento resultante será a favor de deslocar a carga para baixo. Desta forma fez-se o equilíbrio de momentos à rotação (Equação 6):

$$P_{frente} * R_{tambor} - P_{trás} * R_{tambor} = T_{res} \quad (6)$$

$$(P_{carro} + P_{cesta} + P_{carga}) * R_{tambor} - P_{contrapeso} * R_{tambor} = T_{res}$$

$$(11321 + 17207 + 17168) * 0.2032 - 37602 * 0.2032 = 1644,7 \text{ N.m}$$

A força que será transmitia à corrente de segurança e fará esforço sobre a unidade motriz será:

$$T_{res} = F * Rp_{carreto} \leftrightarrow F = \frac{T_{res}}{Rp_{carreto}} = \frac{1644,7}{\frac{0,231}{2}} = 14240 \text{ N} \quad (7)$$

Os esforços aplicados diretamente à estrutura para este caso de estudo foram, o peso próprio dos moto-redutores, a aplicação da força resultante do binário calculado pela diferença de cargas móveis e o peso das cargas moveis suspensas no tambor mais o próprio peso do tambor com os acoplamentos de corrente e as buchas cónicas. A aplicação detalhada desta carga pode ser vista na Figura 65.

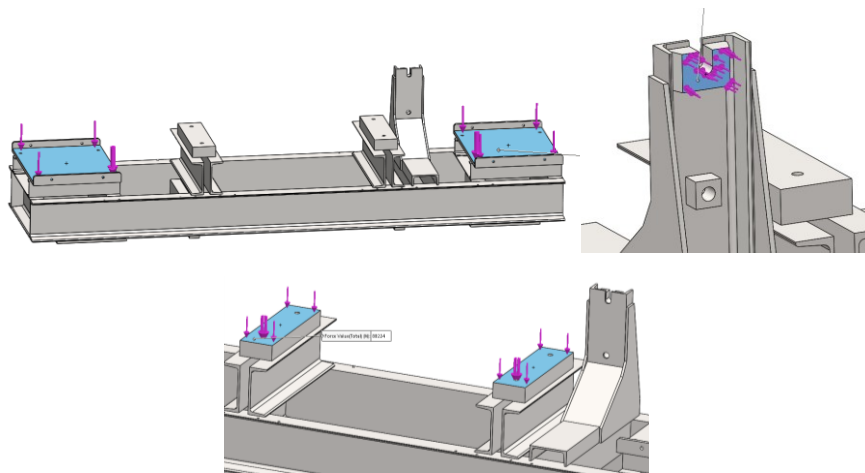


Figura 65: Carregamento aplicado à unidade motriz no caso 2

#### 6.1.4.1 Fixações e constrangimentos

As fixações para o caso 2 foram em parte, as mesmas para o caso 1, ou seja, considerou-se a ligação da unidade motriz às colunas nas chapas de base.

### 6.1.4.2 Detalhes da Malha

Apresenta-se pela Tabela 12, os dados gerais da malha aplicada no presente estudo. O tipo de malha aplicado é o mesmo do caso anterior.

Tabela 12 - Dados da malha, simulação caso 2

Tipo de malha:	Elementos sólidos
<i>Mesh</i> utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	40 mm
Tamanho mínimo do elemento	8 mm
Número total de nós	472991
Número total de elementos.	237343

### 6.1.4.3 Resultados

A zona de maior dano foi na espessura do U, conforme ilustrado na Figura 66, que ficou mais fragilizada devido à força que a corrente exerce sobre a peça maquinada, que por sua vez é soldada no interior do U. Contudo, sendo que o Aço é um S275JR e este acontecimento é apenas recorrente para efeitos de manutenção, não se considera que a estrutura esteja defeituosa do ponto de vista de projeto.

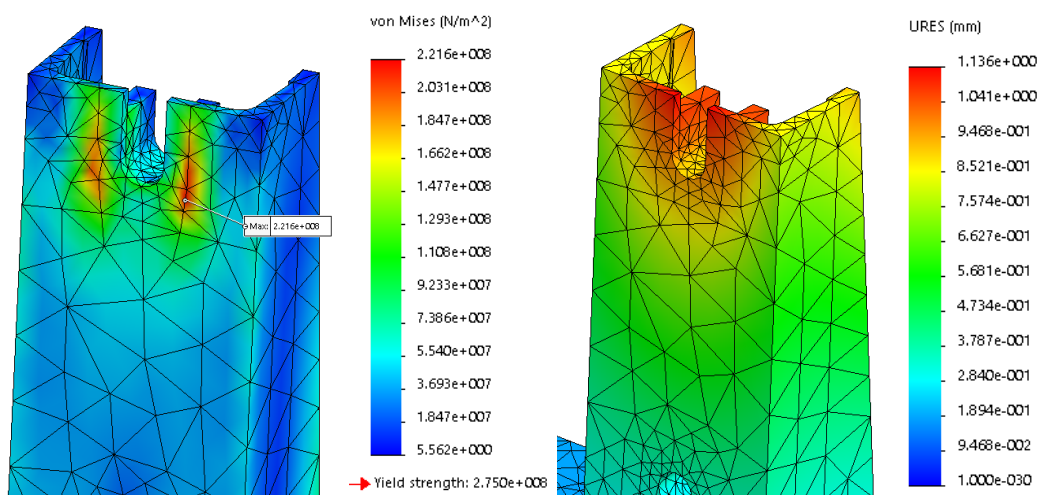


Figura 66: Resultados de Tensão e deformação, caso 2

#### 6.1.4.3.1 Melhoria do Produto

Num arranque anómalo ou má programação, se o motor arrancar e debitar o seu torque máximo, e o tambor rodar no sentido que fará descer a carga, a força resultante na corrente a atuar na estrutura seria:

$$T_{\max M} + T_{res} = F * Rp_{carreto} \leftrightarrow F = \frac{T_{\max M} + T_{res}}{Rp_{carreto}} = \frac{4300 + 1644,7}{\frac{0,231}{2}} = 51470 \text{ N} \quad (8)$$

Com esta força aplicada, a estrutura entraria em colapso, conforme ilustrado na Figura 67. Para prevenir esse acontecimento, melhorou-se a unidade motriz conforme se pode observar na Figura 68, com os reforços de cor azul.

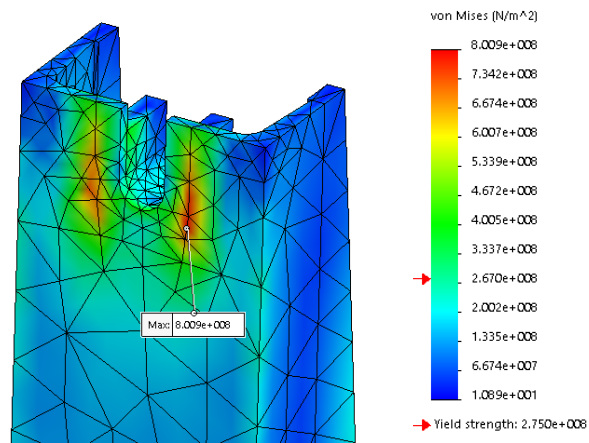


Figura 67: Resultados de Tensão, colapso caso 2

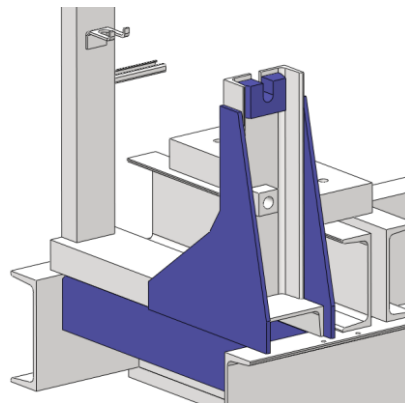


Figura 68: Reforço estrutura, caso 2

Realizou-se novamente a análise e validou-se o modelo ao projeto estático quando sujeito a um torque máximo debitado pelo moto-reductor. Nos resultados obtidos é possível observar que as tensões máximas estão na ordem de 300 MPa. Esta tensão aparece numa localização pontual da estrutura num raio de concordância de um perfil UPN. Considerar-se que ao realizar-se a soldadura, este ponto fica com maior preenchimento e material envolvente, portanto os valores no ponto em questão ficam mais baixos. Sem considerar este ponto, a Figura 69, ilustra que toda a unidade encontra-se abaixo de 230 MPa. O objetivo com esta melhoria seria, em caso de incidente, que a unidade ainda continuasse válida para operar, e noutra situação futura conseguir resistir a outro arraste danoso não programado.

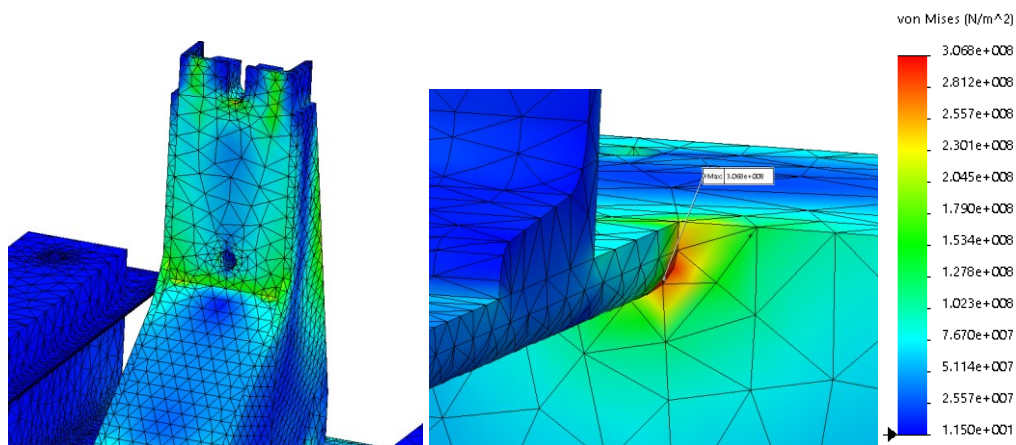


Figura 69: Resultados Tensão caso 2, reforçado

### 6.1.5 Caso 3: Carregamento sobre os apoios da chumaceira e estrutura

Situação onde todo o carregamento das massas e corpos móveis passam para as suas bases e apoio na estrutura da unidade motriz. O torque é dissipado pelas chumaceiras. O presente caso serve apenas para visualizar diretamente os esforços resultantes na estrutura. O diagrama de cargas para o presente caso pode ser visualizado na Figura 70.

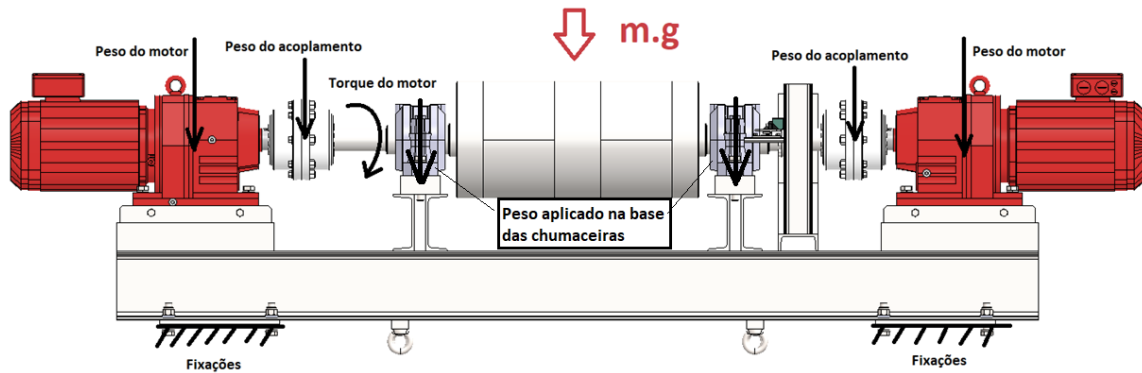


Figura 70: Carregamento direto sobre a estrutura

#### 6.1.5.1 Fixações e constrangimentos

As fixações para o caso 3 foram as mesmas fixações consideradas para o caso 2, ou seja, considerou-se a ligação da unidade motriz às colunas nas chapas de base.

#### 6.1.5.2 Detalhes da Malha

Apresenta-se pela Tabela 13, os dados gerais da malha aplicada no presente estudo. O tipo de malha aplicado é o mesmo do caso anterior.

Tabela 13 - Dados da malha, simulação caso 3

Tipo de malha:	Elementos sólidos
Mesh utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	40 mm
Tamanho mínimo do elemento	8 mm
Número total de nós	991432
Número total de elementos.	527039

### 6.1.5.3 Resultados

Quanto ao teste de carga suspensa, conforme a Figura 71, a estrutura não apresenta esforços superiores acima de 98 MPa. Considera-se que a estrutura está segura. Tendo o material uma tensão de cedência de 275 MPa, temos um coeficiente global de 2,8.

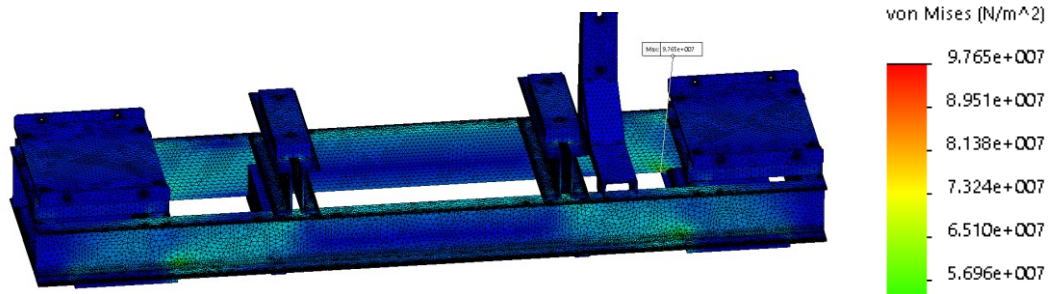


Figura 71: Tensões obtidas para o caso 3

Relativamente às deformações devido a este carregamento, observa-se pela Figura 72, que são relativamente baixas e, portanto, não se irá observar oscilações da estrutura quanto a movimentos na vertical.

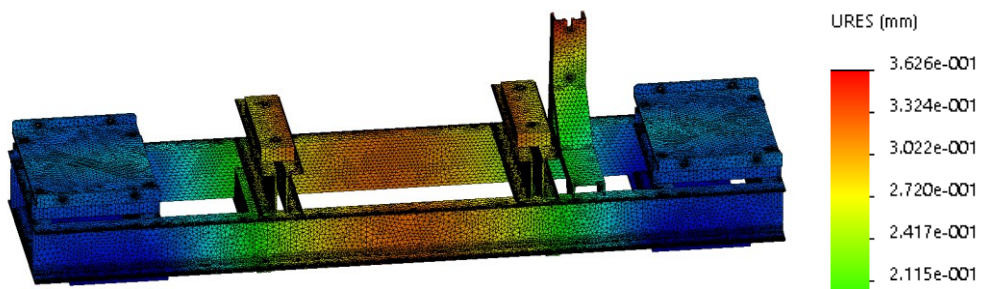


Figura 72: Deformações obtidas no caso 3



## 6.2 Estudo do contrapeso

O presente estudo contempla a situação mais desfavorável do contrapeso no seu funcionamento. A situação que se considera ser a situação limite será quando uma das correias se romper por desgaste ou haverá uma correia que deixa de exercer força/ligação devido ao desaperto dos parafusos ou a não pressão das chapas que seguram a correia.

### 6.2.1 Propriedades do material e valores de carga

O contrapeso, por ser um corpo altamente rígido, considerou-se usar para sua construção um aço S235JR. Os maquinados que guiam o contrapeso na vertical foram construídos em nylon. A Tabela 14 determina os limites mecânicos dos materiais utilizados na construção do contrapeso.

Tabela 14 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR e Nylon

Elemento 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]		Tensão última [MPa]	
		$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$	$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$
	1.0035 (S235JR)	235	215	360	340
	Nylon PA610	---		62,1	

A dedução do problema começa inicialmente no instante imediatamente antes de uma correia perder o seu efeito de sustentação. Para visualizar este efeito, elaborou-se um diagrama de corpo livre, conforme ilustra a Figura 73.

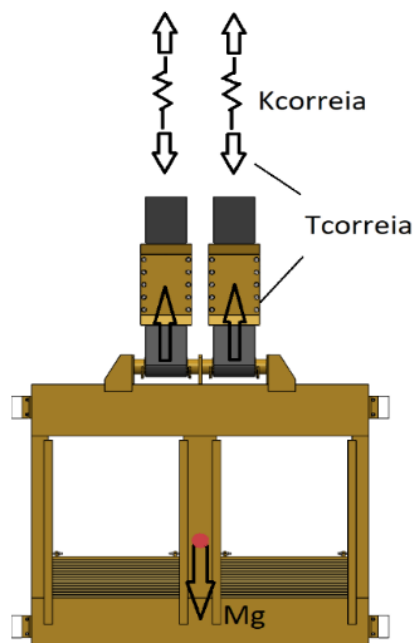


Figura 73: Diagrama geral das forças atuantes no contrapeso

$$T_{correia} = K_{correia} \cdot \delta \quad (9)$$

$$\delta_1 = \delta_2$$

$$P_{contrapeso} = M_{contrapeso} \cdot g = 2 * F$$

$$F = T_{correia} = K_{correia} \cdot \delta$$

$$K_{correia} = 1600N/mm$$

$$\delta = \frac{M \cdot g}{2} \times \frac{1}{K} = \frac{37602}{2 * 1600} = 11,75 \text{ mm} \cong 12 \text{ mm}$$

Na situação da correia desapertar ou romper por desgaste acentuado, uma das correias irá sofrer uma desaceleração causada pela ausência da correia que rompeu, e toda a carga passa a estar suspensa numa só correia.

$$\delta = M \cdot g \times \frac{1}{K} = \frac{37602}{1600} = 23,5 \text{ mm} \cong 24 \text{ mm} \quad (10)$$

Se considerarmos que nasce uma força resultante com a rotura de uma correia temos:

$$M \cdot g - F = M \cdot a \leftrightarrow a = \frac{M}{M}g - \frac{F}{M} \leftrightarrow a = g - \frac{g}{2} = 4,905 \text{ m/s}^2 \quad (11)$$

Então a força aplicada à zona de fixação das correias no contrapeso será o peso próprio do conjunto mais a massa a multiplicar pela aceleração originado no desaperto/rotura. Se considerarmos que o desaperto ocorre no movimento ascendente, então a aceleração final a aplicar será:

$$g + \frac{g}{2} + a = 9.81 + 4.905 + 0.25 = 14,966 \text{ m/s}^2 \quad (12)$$

A aceleração calculada foi aplicada ao corpo do contrapeso e à carga (chapas de regulação do peso) que este carrega no seu interior. Do ponto de vista pratico, a carga foi aplicada conforme a Figura 74.

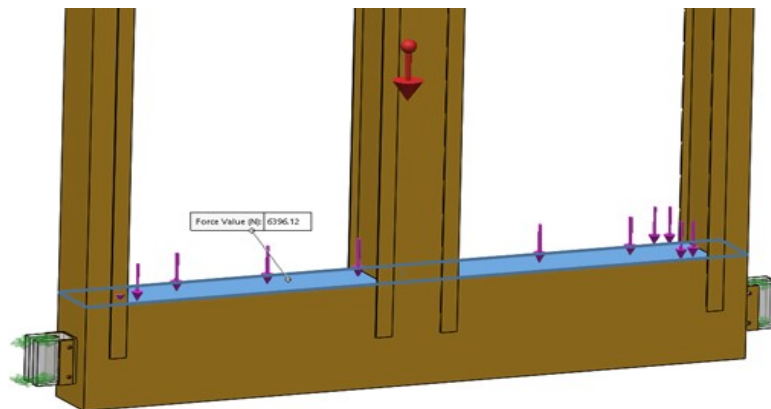


Figura 74: Aplicação da carga e peso próprio no componente

### 6.2.1.1 Fixações e constrangimentos

As fixações consideradas na validação estática do contrapeso foram, conforme a Figura 75, o guiamento lateral nos maquinados, permitindo movimento vertical e uma ligação de uma correia ao ponto de amarração da mesma, havendo apenas grau de liberdade na rotação.

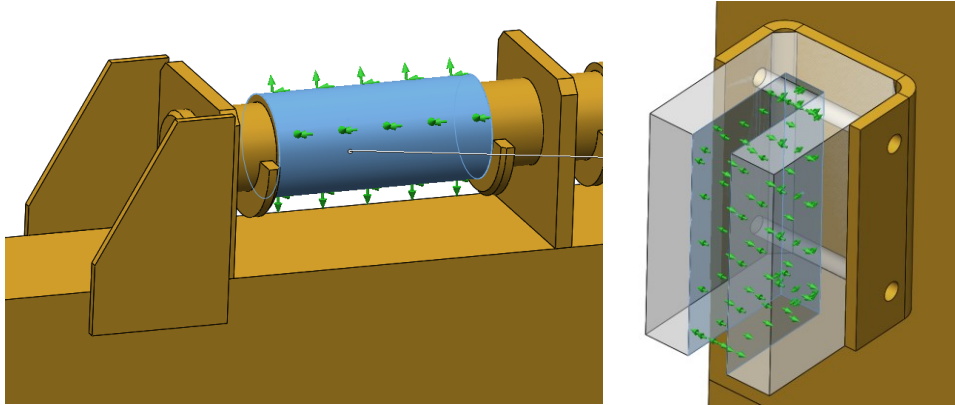


Figura 75: Fixações executadas no contrapeso

### 6.2.1.2 Detalhes da Malha

Apresenta-se pela Tabela 15, os dados gerais da malha aplicada no presente estudo. O tipo de malha aplicado é do tipo *Standard*, derivado à simples geometria do contrapeso e por forma a simplificar os elementos criados, otimizou-se tempo de cálculo computacional.

Tabela 15 - Dados da malha, simulação estática do contrapeso

Tipo de malha:	Elementos sólidos
<i>Mesher</i> utilizado	Malha standard
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	30 mm
Tamanho mínimo do elemento	1,5 mm
Número total de nós	172985
Número total de elementos.	112106

### 6.2.1.3 Resultados

Os resultados obtidos foram bastante satisfatórios. O contrapeso é por natureza um elemento bastante rígido e que suporta bastante carga. Tendo em conta o pior cenário de funcionamento, a tensão máxima obtida foi na zona de amarração da correia em funcionamento. A tensão máxima foi de 31 MPa, não sendo, portanto, um valor que requer grandes cuidados quanto à melhoria do produto em causa. Quanto ao deslocamento, a estrutura do contrapeso é praticamente indeformável. Do ponto de vista prático, se o contrapeso de movesse neste processo, seria totalmente pela cedência da correia do que propriamente pela estrutura metálica. Os resultados estão resumidos e visíveis na Figura 76 e 77.

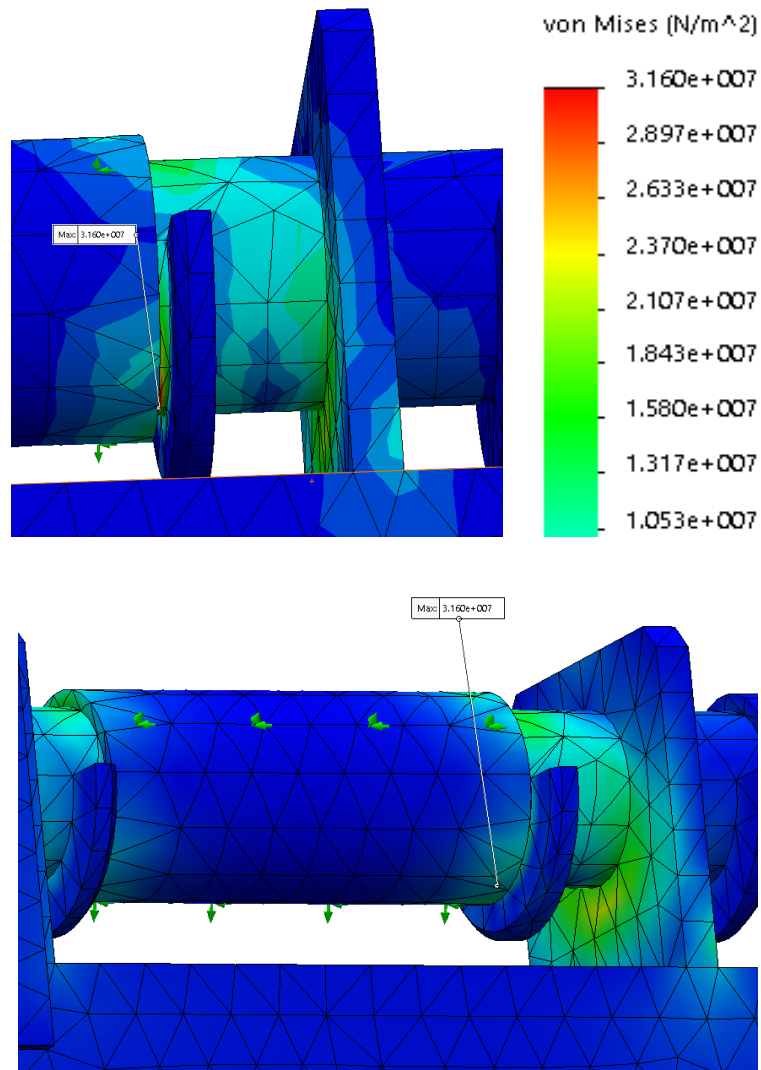


Figura 76: Resultados obtidos no estudo do contrapeso; Tensão

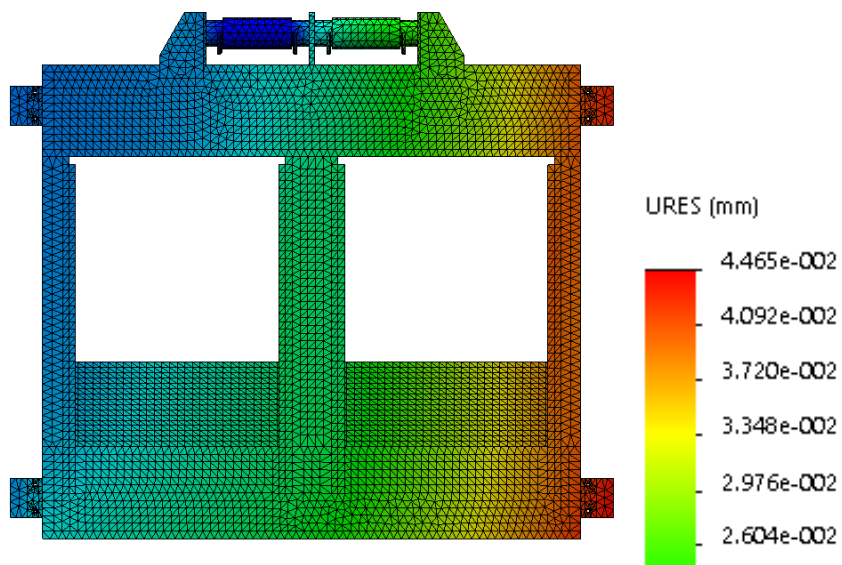


Figura 77: Resultados obtidos no estudo do contrapeso; Deslocamento

### 6.3 Discretização de esforços no funcionamento; carro, cesta e colunas

Para analisar os restantes modelos da plataforma elevatória é necessário prever os esforços que possam surgir no normal funcionamento do equipamento. Sabendo que o AGV entra no piso -7 carregado e entrega a carga no piso 0, sabemos em que situação se exerce a pior carga, quer no movimento de entrada, movimento ascendente e no movimento de saída. A plataforma poderá funcionar sem o uso do sistema de bloqueio nas transferências de entrada e saída do AGV.

Neste capítulo a discretização dos esforços será abordada num contexto geral macro que seguirá uma ramificação através da análise dos componentes individualmente, começando pela estrutura de suporte ao AGV, que passará os esforços para o carro móvel e este por sua vez passará as forças atuantes para a estrutura das colunas.

Pela Figura 78, é possível ver um exemplo da complexidade das variáveis envolvidas. Não só seria mais difícil de controlar uma simulação com tantos corpos, assim como tornaria menos evidente alguns esforços transitórios entre elementos. Uma possível solução analítica poderia passar por se adaptar o conhecimento de mecânica vetorial associada a um modelo de corpos rígidos a três dimensões [29], mas que mesmo assim apenas seria de termo de comparação aos resultados da simulação.

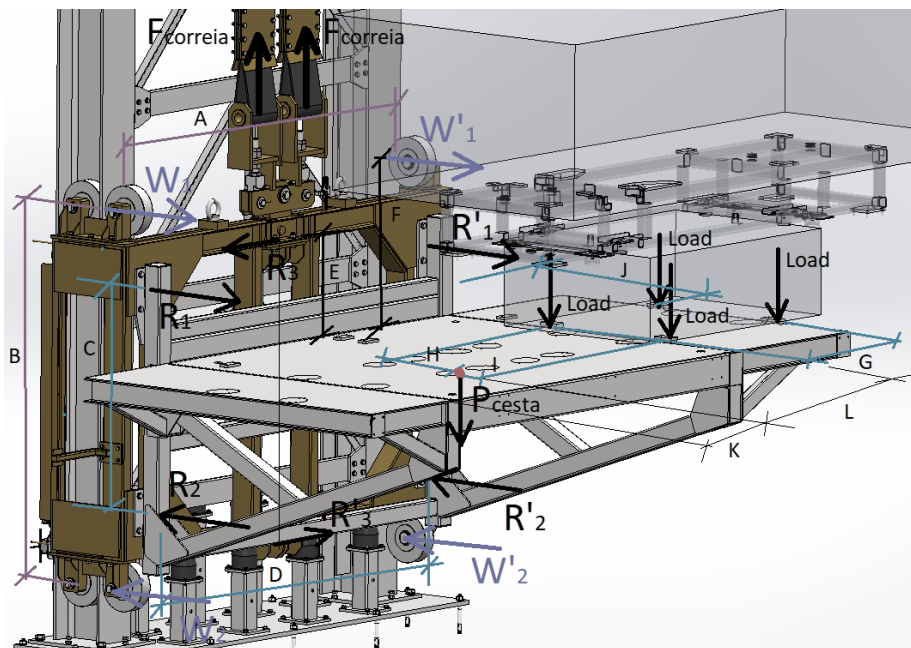


Figura 78: Exemplo esforços envolventes das estruturas combinadas

A melhor solução para abordar este problema é definir um método de discretização funcional onde se identificam os pontos críticos no funcionamento e realizar os testes aos elementos nessas condições. O fluxograma, Figura 79, seguinte aborda o método de estudo aplicado de uma forma resumida tendo em conta as melhorias ao produto caso necessário.

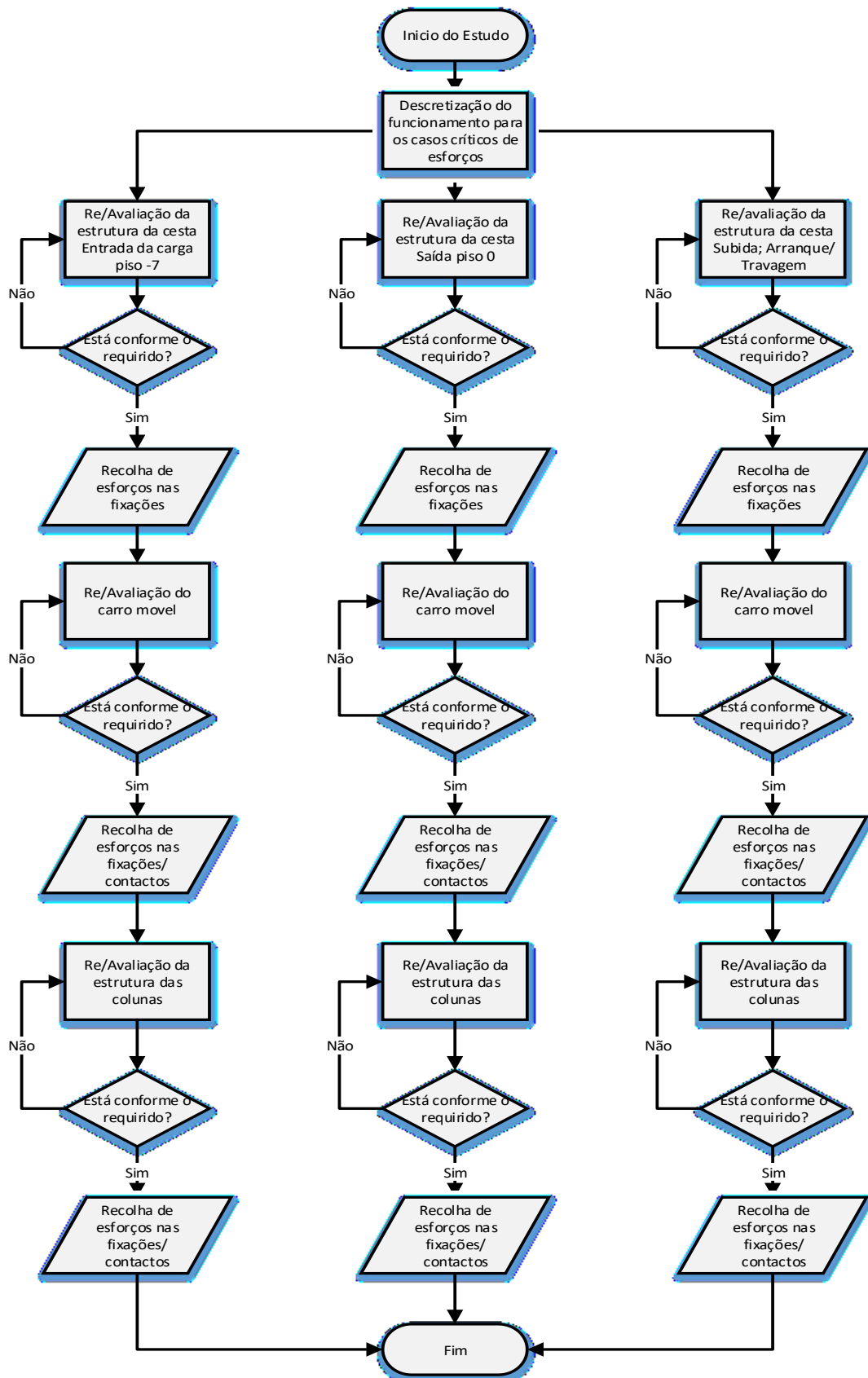


Figura 79: Fluxograma funcional do método iterativo de discretização de esforços aplicado à análise dos componentes móveis

### 6.3.1 Movimento de entrada: AGV carregado piso -7

De acordo com o método apresentado na Figura 79, o problema começa por ser iniciado pela entrada da carga, introduzindo esforço na estrutura móvel. Por sua vez, existe reações na ligação da estrutura ao carro, e este passa os esforços resultantes à estrutura das colunas. Este método sequencial irá fazer a passarem das forças causadas pela entrada da carga até o elemento mais portante (colunas da plataforma elevatória).

Na entrada do AGV no piso -7, a pior situação será quando o mesmo tiver todas as suas rodas de apoio na entrada da estrutura. O seu peso próprio induzirá um esforço vertical na estrutura, conforme a Figura 80. Por sua vez, as fixações respondem com uma reação com uma determinada direção e sentido que serão a correspondência do esforço causado ao carro móvel. Essas reações estão ilustradas na Figura 80 de módulo e direções arbitrárias.

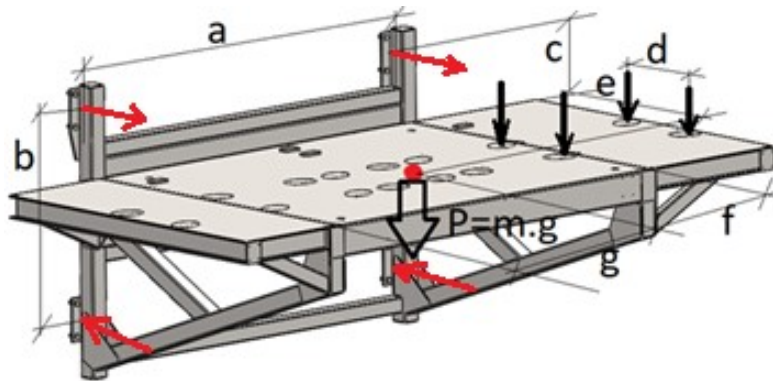


Figura 80: Estrutura da cesta; DCL da Entrada.

Á estrutura do carro é aplicado as reações correspondentes a cada ligação aparafusada entre a cesta e o carro móvel. Essas reações calculadas à estrutura da cesta passam a ser as forças atuantes nas faces de ligação ao carro móvel. Conforme ilustrado na Figura 81, observa-se as forças atuantes no carro e sequencialmente, nas colunas.

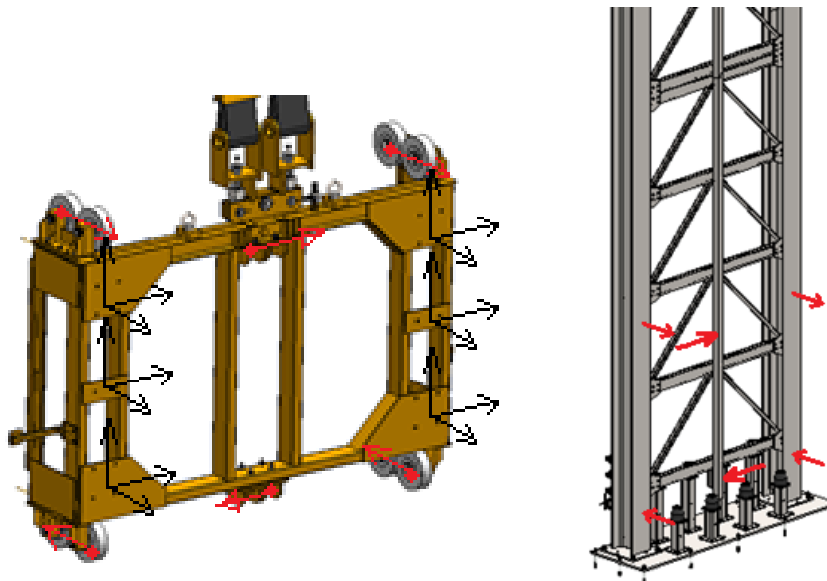


Figura 81: DCL geral Estrutura do carro móvel (Esquerda); DCL colunas - entrada da carga piso-7.

### 6.3.2 Movimento arranque/travagem: AGV carregado

Para discretizar o problema do arranque ou da travagem é preciso avaliar em que situação existe maior combinação de esforços, ou seja, em que situação a aceleração do movimento se soma à gravidade. Na Figura 82 e Figura 83 verifica-se os vários casos possíveis, comparando a força normal ao peso do objeto a elevar.

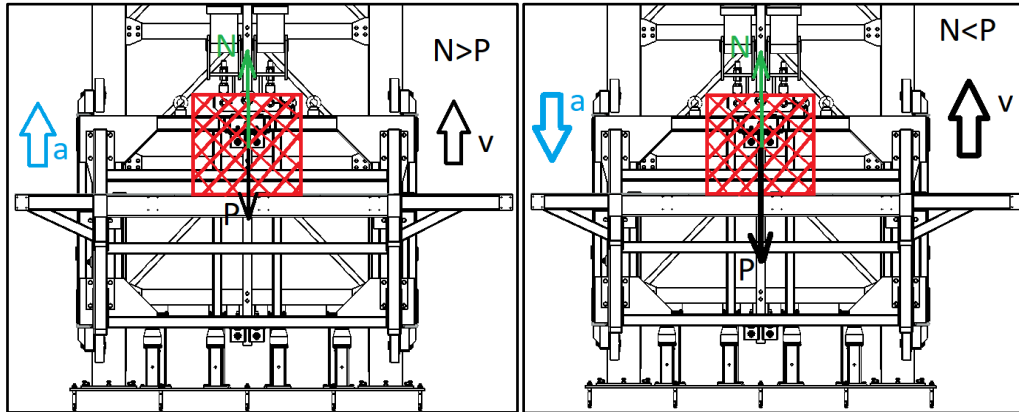


Figura 82: Subida Acelerada (esquerda); Subida Retardada (direita)

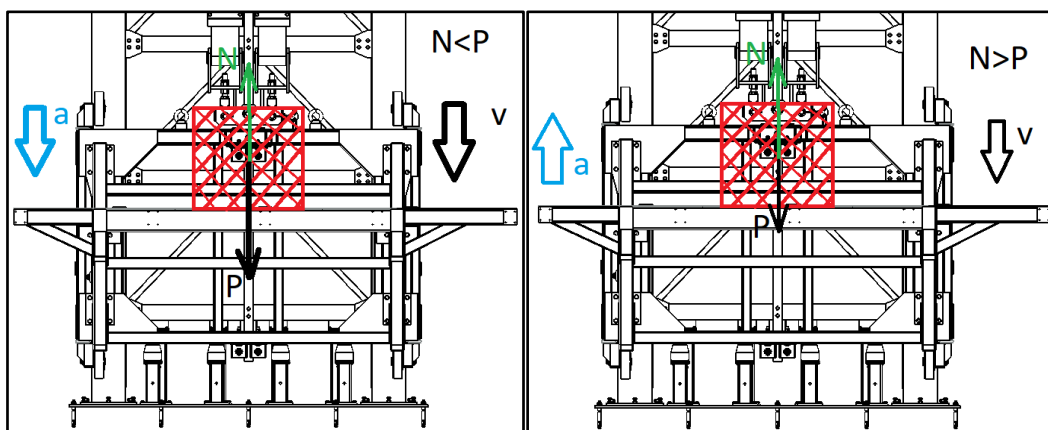


Figura 83: Descida Acelerada (esquerda); Descida Retardada (direita)

Em cada situação, se montarmos as equações de equilíbrio para cada movimento vamos ter:

$$\text{Subida Acelerada; } N - P = m * a \leftrightarrow N = m(g + a) \quad (13)$$

$$\text{Subida Retardada; } P - N = m * a \leftrightarrow N = m(g - a) \quad (14)$$

$$\text{Descida Acelerada; } P - N = m * a \leftrightarrow N = m(g - a) \quad (15)$$

$$\text{Descida Retardada; } N - P = m * a \leftrightarrow N = m(g + a) \quad (16)$$

Observando os casos onde a aceleração se soma à gravidade, concluímos que o caso mais crítico no movimento vertical será numa subida acelerada e numa descida retardada.

Em arranque/travagem, aplicar-se-á uma força total na posição de paragem do AGV e que terá o acréscimo da aceleração do movimento imposta pela unidade motriz.

As reações nas fixações estão representadas na Figura 84, de modo arbitrário como apenas sendo a resultante. Essas reações serão transmitidas ao carro móvel, simulando uma situação de arranque/travagem no outro componente.

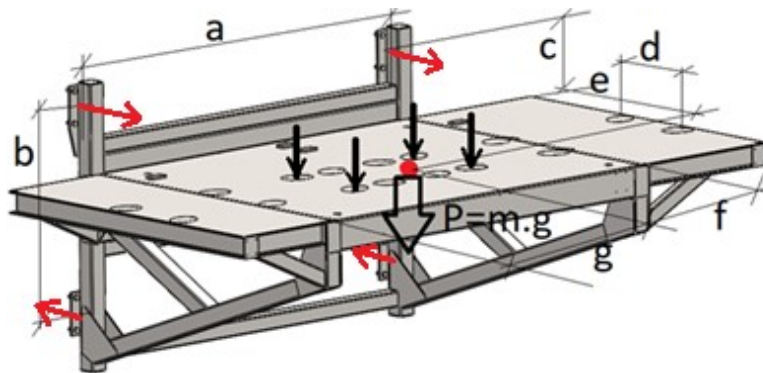


Figura 84: Estrutura da cesta da plataforma elevatória; DCL do movimento vertical

Quanto aos esforços passados ao carro móvel, o diagrama geral de corpo livre será semelhante à Figura 81. As grandezas de cada reação transmitida às colunas poderão variar, pois os esforços neste caso de carga estão mais equilibrados. Quanto ao esforço nas colunas, as cargas, numa situação intermédia de movimento ficarão aplicadas numa zona de meio curso vertical, conforme ilustra a Figura 84.

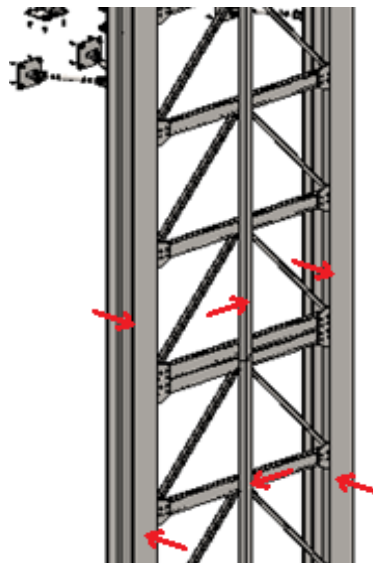


Figura 85: Estrutura das Colunas; DCL do movimento vertical

### 6.3.3 Movimento de saída: AGV carregado piso 0

Análogo à situação de entrada da carga, a Figura 86 ilustra este caso de carregamento. A carga aplicada será na outra extremidade da estrutura, no lado de saída, quando as quatro rodas do AGV se situarem na borda do conjunto.

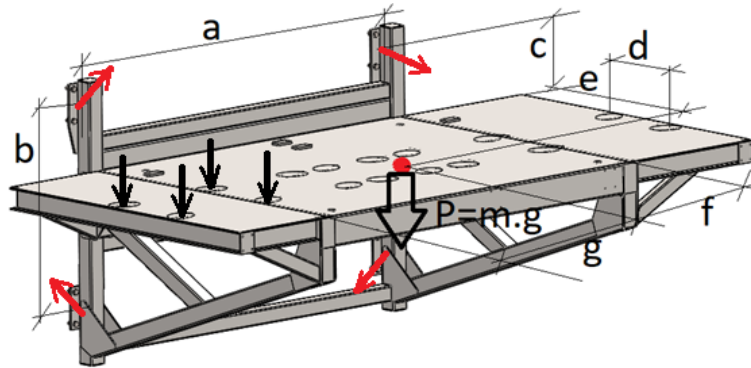


Figura 86: Estrutura da cesta da plataforma elevatória; DCL do movimento horizontal, saída da carga

De forma semelhante à situação de entrada do AGV, as rodas de guiamento do carro encontram-se a exercer força na estrutura das colunas, mas neste caso o sentido das reações do guiamento central é o oposto do caso 1, conforme ilustrado na Figura 87.

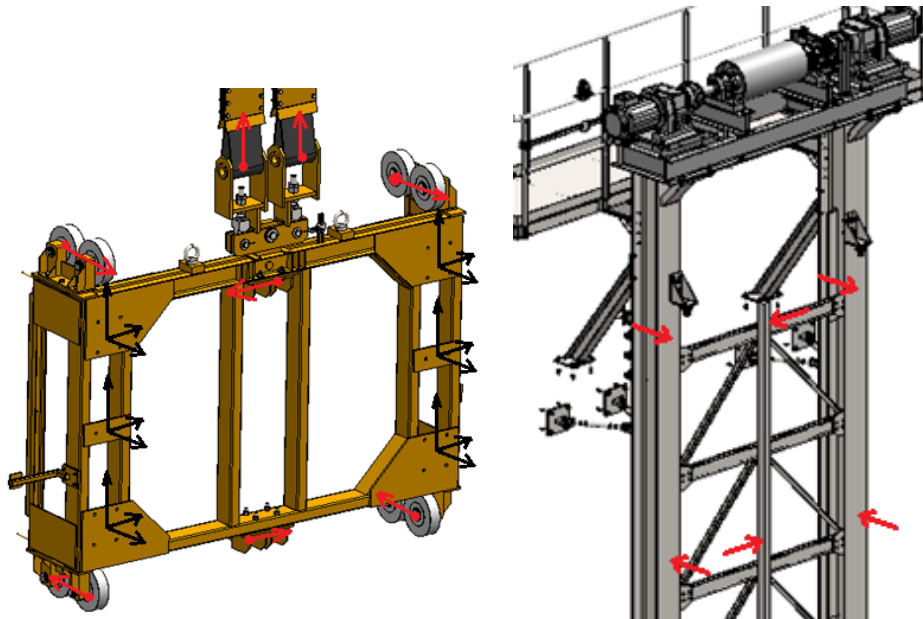


Figura 87: DCL geral Estrutura do carro móvel (Esquerda); DCL das colunas; saída da carga piso 0.

## 6.4 Estudo da cesta elevatória

O desenvolvimento deste componente foi bastante rigoroso pois havia vários fatores a ter em conta. A cesta foi dimensionada para ter elevada rigidez e teve em consideração o coeficiente de prova estático estipulado pela Diretiva Máquinas. A elevada rigidez na estrutura da plataforma elevatória permite que a plataforma elevatória trabalhe sem o sistema de bloqueio e garanta uma transição suave na passagem do AGV, garantindo que não à degraus significativos que bloqueiem a carga.

As etapas para a sua avaliação devem estar inseridas num processo que faz parte do processo global, Figura 79 do capítulo 6.3. Dentro do processo global, foi realizado outro processo intermédio no desenvolvimento desta estrutura, conforme ilustrado na Figura 88.

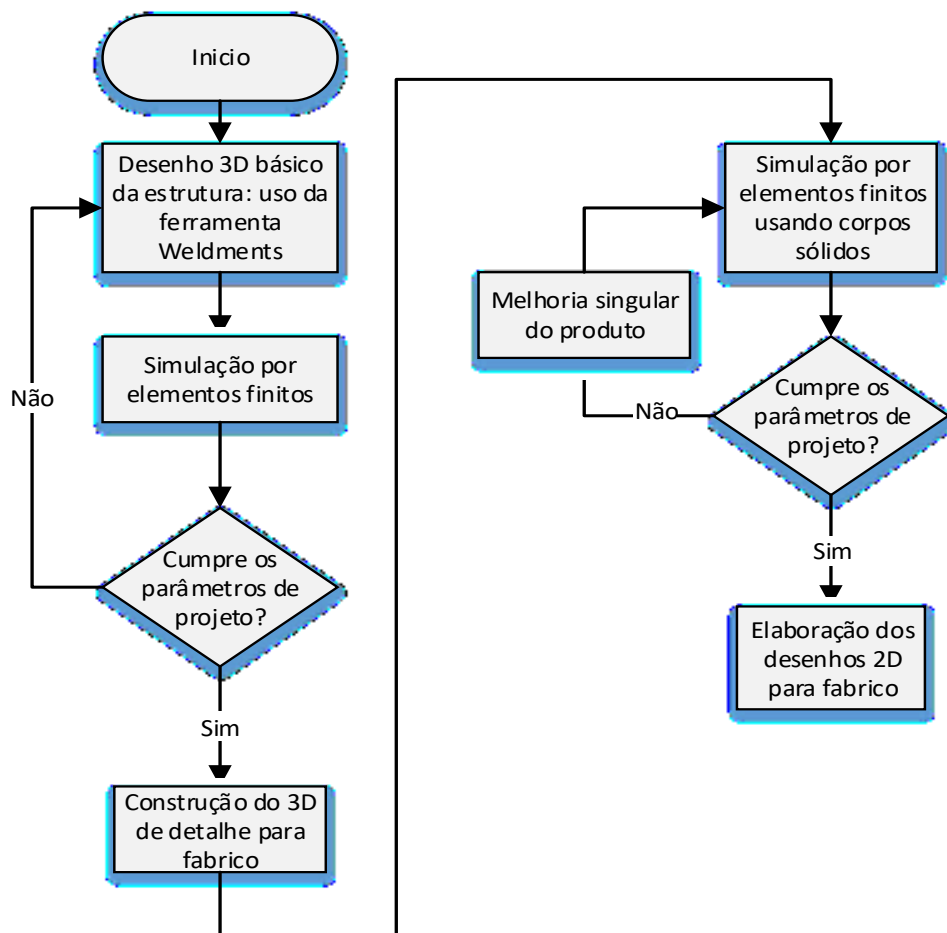


Figura 88: Fluxograma funcional do método iterativo na simulação da estrutura da plataforma

Os parâmetros de projeto que foram tomados em consideração e que têm influência direta com o projeto da estrutura são:

1. Motorização definida (diferencial de cargas constante; limite de peso da estrutura)
2. Carga limite das correias (coeficiente de segurança conforme a diretiva máquinas)
3. Coeficiente de prova estático (requisito da diretiva máquinas)
4. Projeto à Cedência dos materiais
5. Deformação inferior a 3-5 mm para passagem suave do AGV

Na fase inicial de construção, a estrutura foi desenvolvida por iteração até chegar ao ponto ótimo dos perfis. Os perfis foram selecionados tendo em conta a suas propriedades da secção resistente e peso próprio por metro linear. A Figura 89 resume o desenvolvimento da estrutura tomando em conta os parâmetros acima referidos.

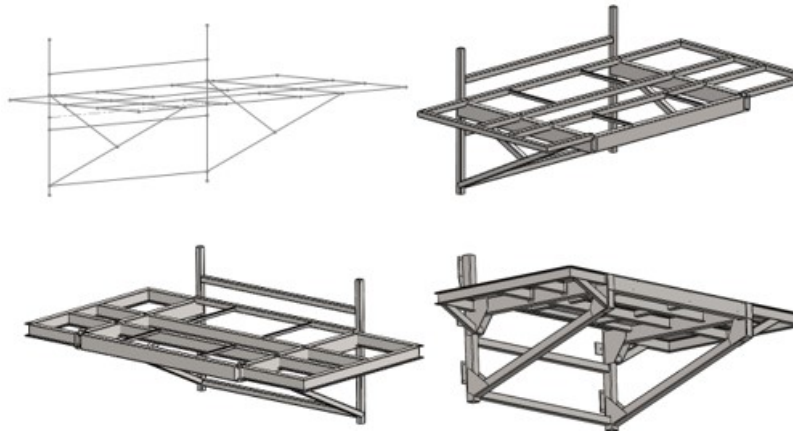



Figura 89: Evolução da construção da estrutura da cesta da plataforma elevatória

### 6.4.1 Propriedades do material e valores de carga

O aço aplicado ao projeto da estrutura da cesta que transporta o AGV foi pré-selecionado como S235JR. As suas características podem ser consultadas na Tabela 16. O aço selecionado entra sobretudo da categoria de aço de construção muito comum aplicado na construção de estrutura aparafusada, soldada ou mista. Existem aços superiores, mas o seu teor em carbono vai aumentando, o que lhe transmite uma maior resistência mecânica. Porém o material vai perdendo ductilidade e a sua soldabilidade fica comprometida, tornando-se um risco a utilização de aços de elevado teor em carbono. O processo de soldadura torna-se muito dispendioso e conseqüentemente mais trabalhoso.

Tabela 16 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S235JR [13]

Elemento 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]		Tensão última [MPa]	
		$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$	$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$
	1.0035 (S235JR)	235	215	360	360

Tendo já analisado o carregamento aplicado na estrutura, pelo capítulo 6.3, o peso próprio da construção será incluído no estudo e será aplicado sobre o plano de transporte, a força equivalente ao peso do AGV carregado. A Tabela 17 irá ser a referência das cargas a considerar.

Tabela 17 – Cargas aplicadas na estrutura da cesta

Descrição	Massa [Kg]	Força [N]
Cesta	1754	17207
AGV carregado	1750	17168

## 6.4.2 Geometria para simulação

Seguindo o exemplo dos elementos anteriormente estudados, o modelo 3D ilustrado na Figura 90 foi simplificado de forma a eliminar componentes pouco significativos para a análise bem como elementos com elevado potencial de erro no processo de malha. O modelo ficou livre de interferências ou sobreposição de materiais, parafusaria e outros acessórios secundários.

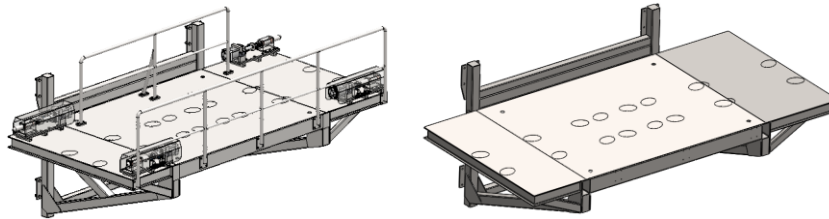


Figura 90: simplificação do modelo da cesta para simulação

## 6.4.3 Fixações e constrangimentos

A fixação desta estrutura foi aplicada na ligação de interface entre a cesta e o carro móvel. A fixação da estrutura foi idealizada numa situação de perfeito contacto por atrito devido ao aperto nos parafusos. O atrito faz a passagem mecânica dos esforços para o elemento seguinte. As reações dos apoios serão transmitidas ao carro móvel no seu estudo isolado.

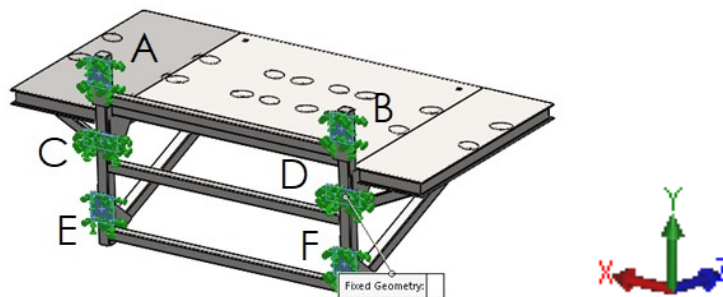


Figura 91: Fixação da estrutura da cesta

## 6.4.4 Detalhes da malha

Apresenta-se pela Tabela 18, os dados gerais da malha aplicada no estudo da estrutura da cesta. A malha foi comum aos três casos de carregamento.

Tabela 18 – Dados correspondentes à malha utilizada para a Cesta.

Tipo de malha:	Elementos sólidos
Meshes utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	16 Pontos
Tamanho máximo do elemento	25 mm
Tamanho mínimo do elemento	5 mm
Número total de nós	2831998
Número total de elementos.	1440953

### 6.4.5 Caso 1: Transferência horizontal, entrada piso -7

Para simular o carregamento na situação de entrada do AGV no piso -7, aplicou-se num dos extremos da plataforma, conforme ilustrado na Figura 92, uma força vertical em 4 áreas de contacto igual ao peso do AGV.

O peso próprio da estrutura também foi considerado para a análise.

$$P_{cesta} = M_{estru.} * g = 1754 * 9,81 = 17207 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{AGV} = M_{agv} * g = 1750 * 9,81 = 17165 \text{ N} \quad (18)$$

No mesmo caso e nos restantes, também se considerou uma simulação estática com um coeficiente de prova de 1,25 como indica a Diretiva Máquinas.

$$P_{cesta} = M_{estru.} * g * 1.25 = 1754 * 9,81 * 1.25 = 21509 \text{ N} \quad (19)$$

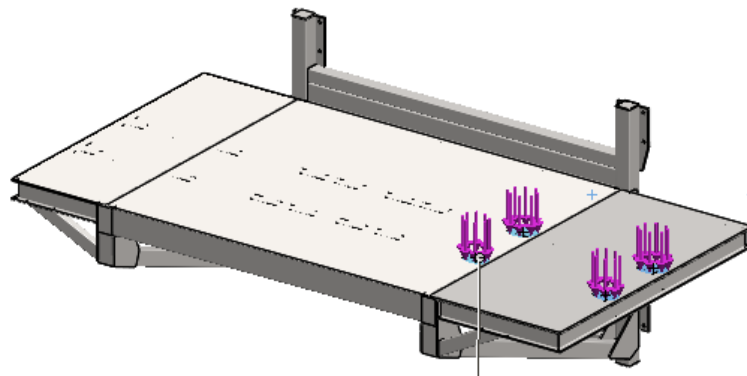


Figura 92: Aplicação da Carga no caso de entrada do AGV

#### 6.4.5.1 Resultados

Recolheu-se as reações nos apoios para cada teste de carga destacando cada fixação por uma referência específica conforme Figura 90 do ponto Fixações e constrangimentos 6.4.3. As reações nos apoios têm as seguintes grandezas, conforme Tabela 19, considerando o referencial do modelo de acordo com a Figura 93.

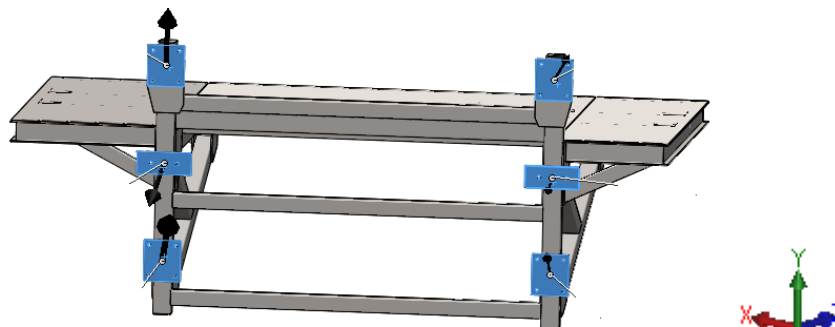


Figura 93: Reações nos apoios da estrutura, representação gráfica

Tabela 19 – Reações nos apoios, simulação caso 1

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-2240	25200	-14900
B	-3170	5280	-2870
C	2790	-13400	-18800
D	97.5	-1260	-2550
E	1140	15400	33900
F	1390	3190	5260
$\Sigma$ global	7,5	34410	40

Os valores de tensão máxima foram calculados na fixação “E”. Este valor de tensão corresponde à fixação que tem maior valor de reação. As tensões máximas estão localizadas no raio interior do tubo, conforme ilustra a Figura 94. A figura representante das tensões, apresenta-se de forma transparente para valores inferiores a 100 MPa. Esta propriedade de ilustração de resultados deve-se a uma das funcionalidades do software, conhecida como *iso clipping*. O deslocamento foi máximo na extremidade mais carregada, como era previsível. Dentro da extremidade mais carregada, do lado não apoiado/constrangido, o deslocamento foi mais evidente.

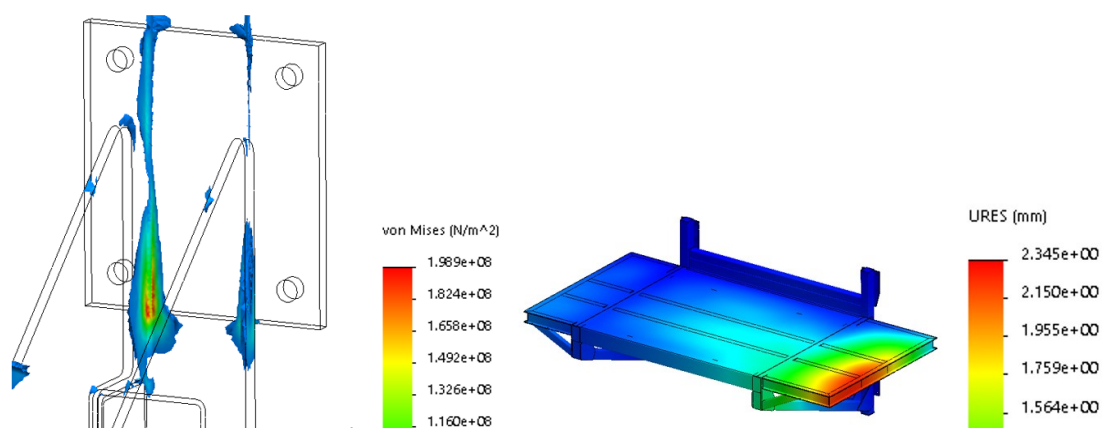


Figura 94: Cálculo da tensão caso 1.

A Tabela 20 apresenta os valores das reações, de A a F, na simulação estática realizada com um coeficiente de prova estático de acordo com a diretiva. É de notar que todos os valores das reações sofreram um incremento proporcional ao incremento do valor de carga aplicada.

Tabela 20 – Reações nos apoios, simulação caso 1, aplicando o coeficiente da diretiva

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-3050	29600	-17600
B	-3720	5080	-2730
C	3380	-16000	-22200
D	205	-1130	-2150
E	1450	18100	40000
F	1750	3040	4660
$\Sigma$ global	15	38690	-20

A zona de maior tensão e de deformação mantiveram-se na mesma região, mas os valores respetivos aumentaram. Seria previsível um incremento proporcional, tal como se observou nas reações nos apoios. Conforme ilustrado na Figura 95 (com o auxílio da função *iso clipping*), observamos que a tensão calculada está ligeiramente acima da tensão de cedência do material selecionado. A considerar os parâmetros de projeto estabelecidos anteriormente, e para fazer cumprir o requisito da diretiva em simultâneo de um projeto à cedência, a solução passaria por aumentar a qualidade do aço para S275JR.

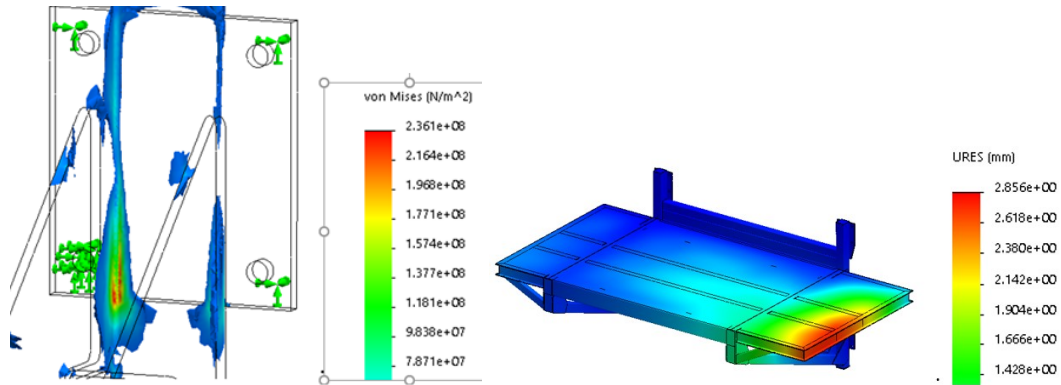


Figura 95: Cálculo da tensão e deformação, caso 1, aplicando o coeficiente de prova estático.

#### 6.4.6 Caso 2: Arranque/Travagem

Através do pré-estudo descrito no capítulo 6.3, concluiu-se que as situações mais críticas no movimento vertical são num movimento de subida acelerado ou num movimento de descida retardado. Assim sendo o corpo transportado e o corpo estrutural de suporte sofrem ambos a aceleração ganha devido ao movimento. A aceleração do movimento também foi definida pelo fabricante da motorização no sub-capítulo 5.6. A aceleração da estrutura e o seu peso próprio foram aplicadas no seu centro de massa e o AGV carregado na região central da plataforma de transporte.

$$P_{cesta} = M_{estru.} * (g + a) = 1754 * (9.81 + 0.25) = 17645 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{AGV} = M_{agv} * (g + a) = 17605 \text{ N} \quad (21)$$

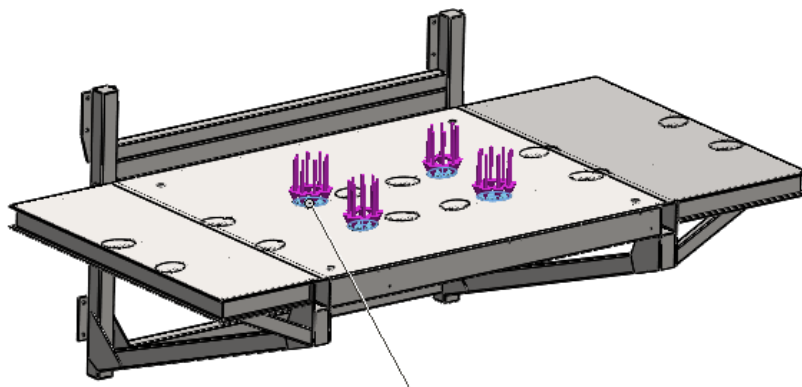


Figura 96: Aplicação da força, caso 2

### 6.4.6.1 Resultados

Do mesmo modo que no caso 1, recolheu-se as reações nos apoios para a presente situação de carga. As reações nos apoios têm as seguintes grandezas, conforme Tabela 21 considerando o referencial do modelo apresentado na Figura 97.

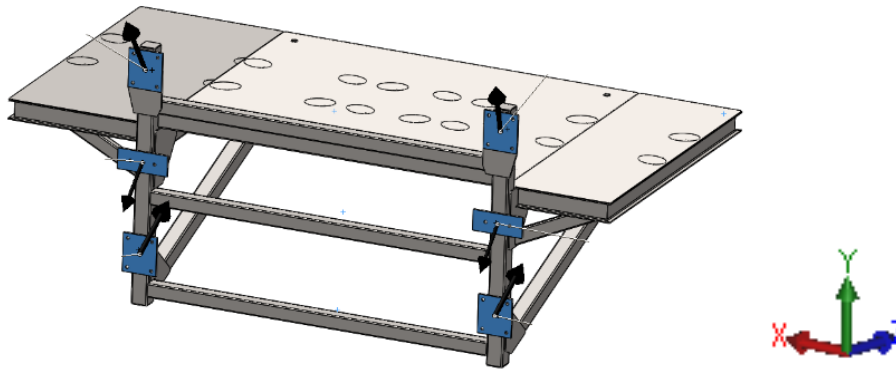


Figura 97: Reações nos apoios da estrutura, representação gráfica

Tabela 21 – tabela de reações nas fixações, caso 2

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	1980	17500	-10300
B	-2400	17000	-10000
C	221	-10300	-10200
D	15.9	-10000	-9660
E	42.5	10600	20500
F	142	10300	19700
$\Sigma$ global	1.4	35100	40

Como o carregamento foi aplicado na região central da cesta, observa-se uma distribuição nos valores das reações dos apoios perto da simetria. Com uma carga aplicada na zona central, a deformação máxima foi evidente no centro, conforme Figura 98 as tensões foram distribuídas para ambos os extremos das fixações, fazendo com que o valor máximo calculado seja o menor valor dos 3 casos de carga.

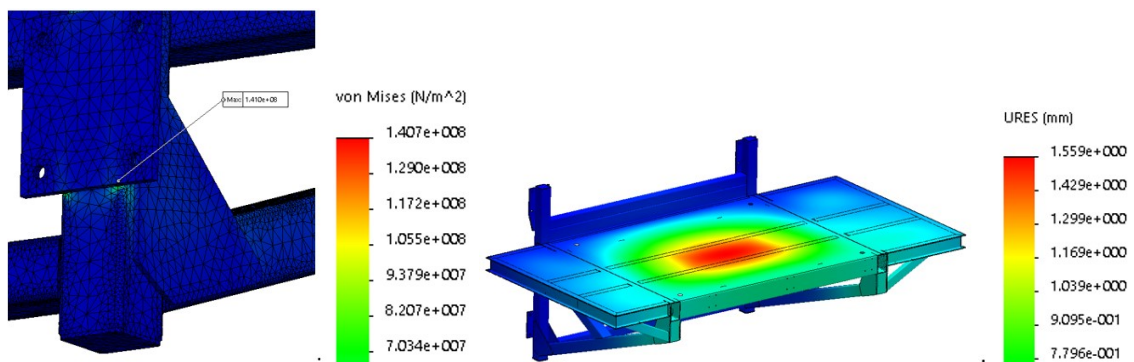


Figura 98: Tensão e deformação calculada para o caso 2

Realizando uma simulação com o coeficiente de prova estático, de modo semelhante ao caso anterior, observa-se um incremento proporcional nas reações dos apoios, conforme a Tabela 22.

$$P_{cesta} = M_{estru.} * (g + a) = 1754 * (9.81 + 0.25) * 1.25 = 22060 \text{ N} \quad (22)$$

$$F_{AGV} = M_{agv} * (g + a) = 17605 \text{ N} \quad (23)$$

Tabela 22 – Tabela de reações nas fixações, caso 2, com condição exigida pela diretiva

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	2260	19900	-11800
B	-2680	19400	-11500
C	178	-12000	-11500
D	60,3	-11700	-11000
E	34,1	12100	23300
F	149	11800	22500
∑ global	1,4	39500	0

Analisando os resultados de tensão e deformação, observa-se pela Figura 99 que a estrutura, para este carregamento, cumpre com todos os tópicos de projeto. As tensões aumentaram assim como as deformações, como seria previsível.

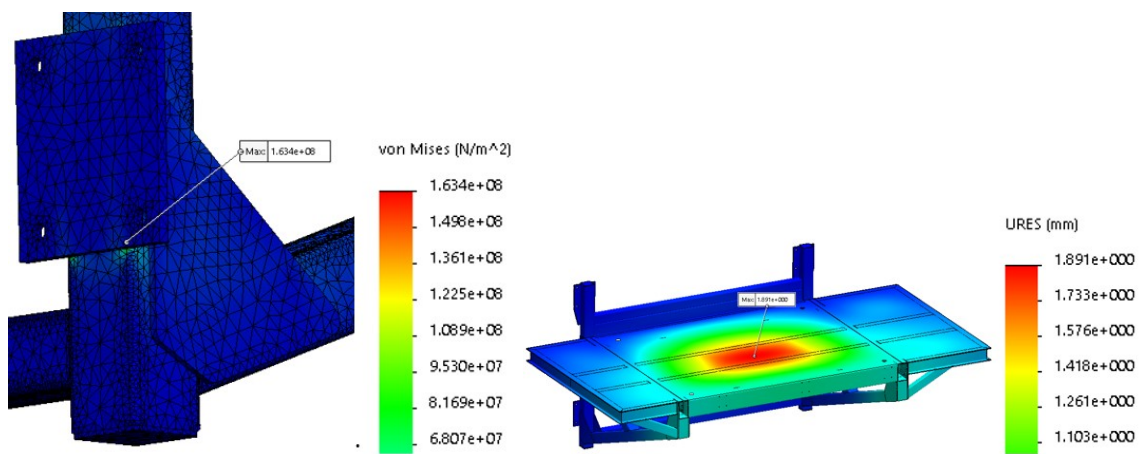


Figura 99: Tensão e deformação calculada para o caso 2, com coeficiente de prova da diretiva

### 6.4.7 Caso 3: Transferência Horizontal, saída piso 0

Semelhante ao caso 1, para se realizar a simulação estática da saída do AGV, aplicou-se o carregamento em 4 zonas de contacto, que representam o contacto das rodas com o piso, na extremidade correspondente à saída da carga.

O carregamento aplicado foi o mesmo que no caso 1. Posteriormente realizou-se outro ensaio estático aplicando o coeficiente de prova, para validação final do modelo.

#### 6.4.7.1 Resultados

Analisando os resultados obtidos no caso 3, as reações maiores migraram para o lado mais próximo da aplicação da força. Observou-se, de acordo com a Figura 100, que as reações maiores se apresentam com um vetor mais carregado e correspondem às posições B, D e F.

Pela Tabela 23, pode-se consultar o valor absoluto dessas reações e justificar posteriormente as zonas de esforços máximos.

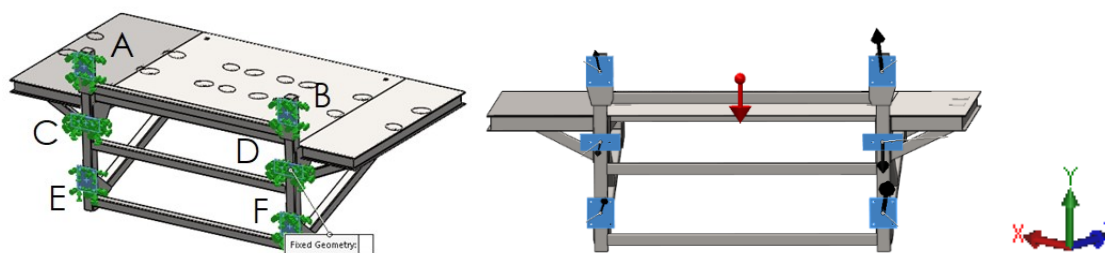


Figura 100: Fixações e reações nos apoios para o caso 3

Tabela 23 – Tabela de reações nas fixações, caso 3.

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	830	6590	-3540
B	1700	23900	-13800
C	363	-2640	-4660
D	-1220	-13000	-17500
E	-893	4350	8000
F	-781	14800	31500
$\Sigma$ global	-1	34000	0

Á semelhança dos casos anteriores, onde se observa maior valor de reação, prevê-se maior tensão nessa mesma fixação. No caso 3, a maior tensão ocorre na fixação “F”, visto que é a fixação mais carregada. Relativamente ao deslocamento, conforme a Figura 101, a zona mais deformada é na extremidade onde está aplicado a carga, na zona mais afastada das fixações, como já tinha sido previsto pondo este caso em semelhança ao primeiro.

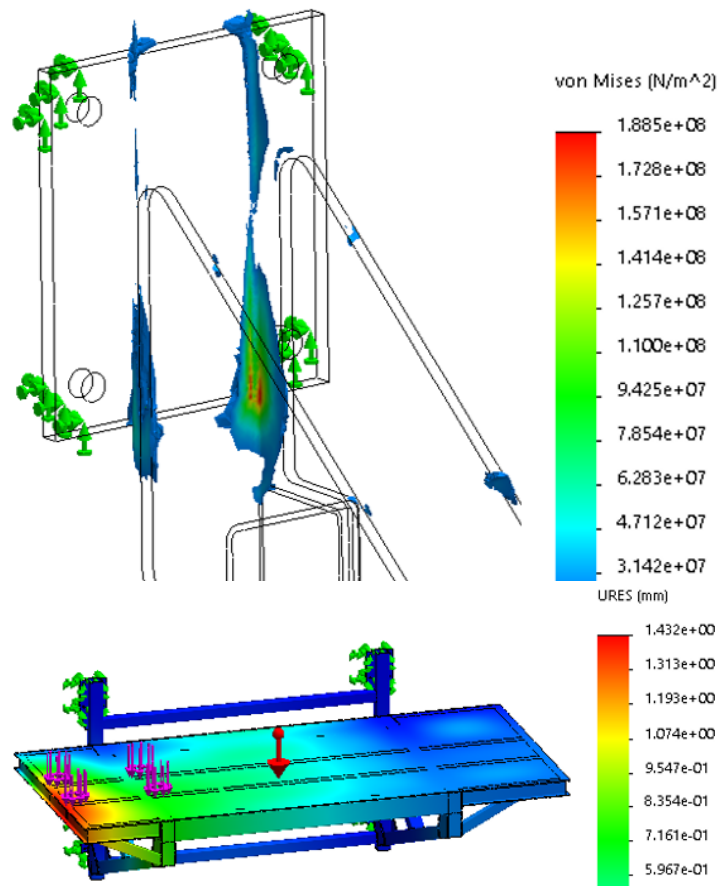


Figura 101: Tensão e deslocamento para o caso 3

Quando realizada a simulação estática com o incremento de carga, observa-se também, conforme a Tabela 24, um aumento nos valores das reações.

Tabela 24 – Tabela de reações nas fixações, caso 3 com aplicação do coeficiente de prova estático

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	1080	6470	-3460
B	2170	28300	-16400
C	355	-2580	-4510
D	-1470	-15600	-20700
E	-1130	4270	7720
F	-1010	17500	37400
$\Sigma$ global	-5	38360	50

Com o incremento da carga aplicada, o valor de tensão e deformação calculado é maior. No entanto, observando a Figura 102, o incremento não originou uma tensão superior à tensão de cedência do material. O deslocamento aumentou, mas é admissível.

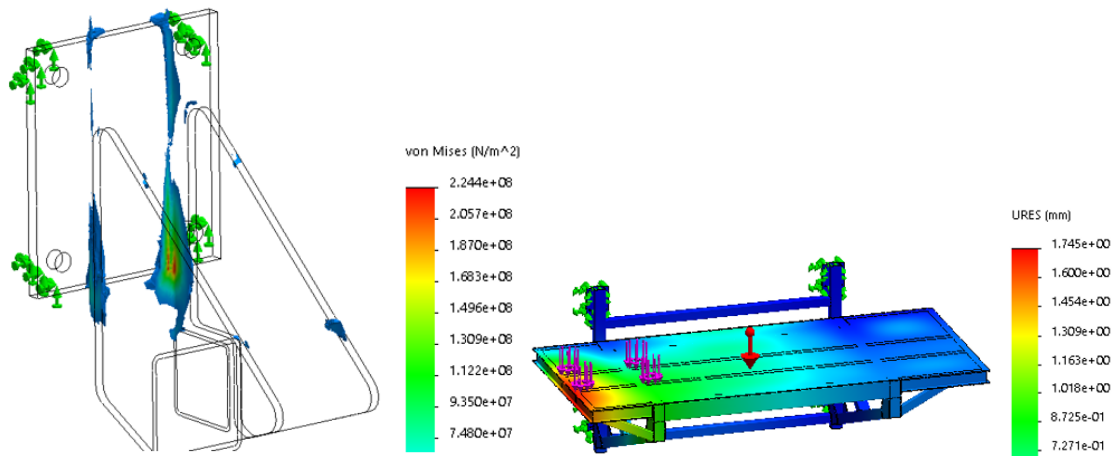


Figura 102: Tensão e deslocamento para o caso 3, com aplicação do coeficiente da diretiva

## 6.5 Estudo do carro móvel

Para realizar o estudo do carro móvel aplicou-se para cada caso estático, as cargas recolhidas/reações nos apoios das simulações realizadas na cesta elevatória. Como o coeficiente de prova estático exigido na diretiva máquinas tem de estar presente nos estudos, utilizou-se para validação do carro móvel, as reações calculadas correspondentes.

### 6.5.1 Propriedades do material e valores de carga

Os materiais seleccionados para os componentes do carro móvel encontram-se detalhados na Tabela 25 e Tabela 26.

Tabela 25 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S275JR [13]

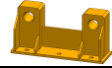


Elemento 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]		Tensão última [MPa]	
		$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$	$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$
	1.0044 (S275JR)	275	255	430	410
					

Tabela 26 – Propriedades de tensão em função da espessura para o aço C45E [26]

Ele. 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]					Tensão última [MPa]				
		$5 < t \leq 10 \text{ mm}$	$10 < t \leq 16 \text{ mm}$	$16 < t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 63 \text{ mm}$	$63 < t \leq 100 \text{ mm}$	$5 < t \leq 10 \text{ mm}$	$10 < t \leq 16 \text{ mm}$	$16 < t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 63 \text{ mm}$	$63 < t \leq 100 \text{ mm}$
	1.1191 (C45E)	565	500	410	360	310	750-1050	710-1030	650-1000	630-900	580-850

De acordo com o diagrama de identificação que foi feito para a estrutura da cesta, para aplicar as cargas/reações provenientes desses estudos, identificou-se de igual forma as zonas de interface entre os dois componentes. Para analisar os resultados obtidos, projetou-se a

estrutura do carro ao critério da tensão de cedência e pela condição da Diretiva Máquinas identificada no estudo da cesta. A Figura 103 ilustra as marcações na zona de passagem de força entre a cesta e o carro móvel.

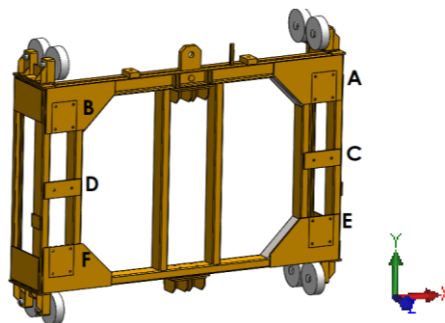


Figura 103: Identificação das faces de contacto entre o carro e a cesta.

Para efeitos de análise e cálculo recolheu-se as reações calculadas na simulação da cesta com a influência do coeficiente de prova estático requerido pela diretiva máquinas.

Para cada caso de carga, aplicou-se os respetivos valores correspondentes a cada direção ortogonal, nas faces de contacto identificadas no carro móvel. Para consulta dos respetivos carregamentos, seguem-se as tabelas Tabela 27,28 e 29

Tabela 27 – Carregamento ao carro Móvel; caso 1

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	3050	-29600	17600
B	3720	-5080	2730
C	-3380	16000	22200
D	-205	1130	2150
E	-1450	-18100	-40000
F	-1750	-3040	-4660
$\Sigma$ global	-15	-38690	20

Tabela 28 – Carregamento ao carro Móvel; caso 2

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-2260	-19900	11800
B	2680	-19400	11500
C	-178	12000	11500
D	-60,3	11700	11000
E	-34,1	-12100	-23300
F	-149	-11800	-22500
$\Sigma$ global	-1,4	-39500	0

Tabela 29 – Carregamento ao carro Móvel; caso 3

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-1080	-6470	3460
B	-2170	-28300	16400
C	-355	2580	4510
D	1470	15600	20700
E	1130	-4270	-7720
F	1010	-17500	-37400
$\Sigma$ global	5	-38360	50

## 6.5.2 Geometria para simulação

De forma semelhante aos outros elementos estudados, o carro móvel foi simplificado, conforme ilustra a Figura 104, por forma a tornar-se mais simples de simular. Alguns componentes comerciais foram simplificados e certos acessórios foram suprimidos pois não teriam impacto nenhum sobre o estudo.

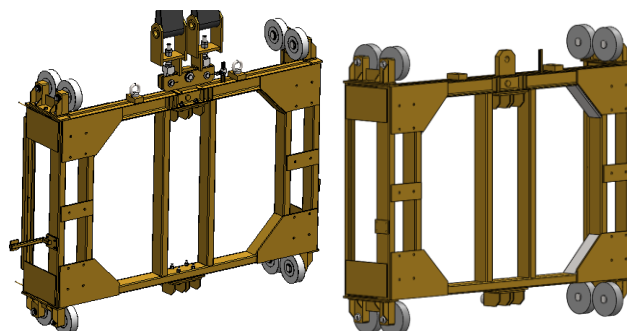


Figura 104: Simplificação do modelo do carro móvel.

## 6.5.3 Fixações e constrangimentos

A fixação do carro móvel é bastante intuitiva, pois a nível macro é fácil de prever o comportamento mecânico desta estrutura. Quando solicitado, apesar de conter 8 rodas principais, apenas 4 rodas vão estar solicitadas na maioria do funcionamento. O constrangimento foi considerado na direção tangente à superfície cilíndrica da roda (horizontal), conforme ilustrado na Figura 105.

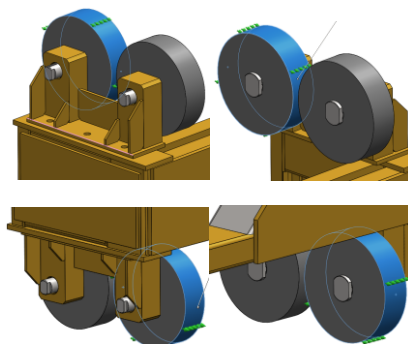


Figura 105: constrangimento nas 4 rodas mais solicitadas; carro móvel.

Relativamente ao guiamento central, dependendo do caso de carregamento, existe comutação dos roletes que sofrem esforço. De forma a ilustrar esse efeito, a Figura 106 representa as duas comutações dos roletes com o constrangimento na direção horizontal.

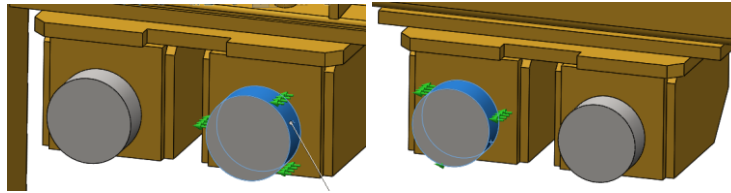


Figura 106: constrangimento no guiamento central.

Para a fixação simulando a carga suspensa, aplicou-se, conforme ilustrado na Figura 107, o constrangimento com a direção vertical, deixando liberdade para rotação na superfície circular e movimento em duas direções.

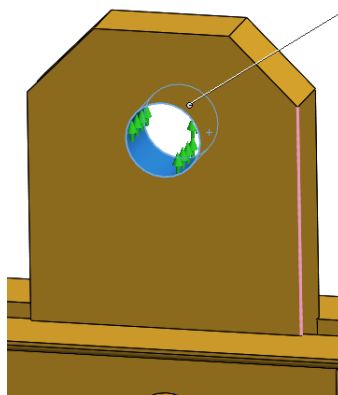


Figura 107: fixação do peso/conjunto suspenso

#### 6.5.4 Detalhes da malha

Apresenta-se pela Tabela 30 Tabela 18, os dados gerais da malha aplicada no estudo da estrutura do carro móvel. A malha foi comum aos três casos de carregamento.

Tabela 30 – Dados correspondentes à malha utilizada para a Cesta.

Tipo de malha:	Elementos sólidos
<i>Mesher</i> utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	50 mm
Tamanho mínimo do elemento	10 mm
Número total de nós	785816
Número total de elementos.	410476

### 6.5.5 Caso 1: Transferência horizontal, entrada piso -7

Com base no carregamento aplicado e definido na Tabela 27, e tendo em conta o peso próprio do carro móvel (uso da componente gravitacional), obteve-se as reações nas fixações conforme Tabela 31, respeitando a direção e o sentido ilustrado na Figura 108. Recapitulando que as reações tomaram em consideração o coeficiente de prova estático vindo da simulação estática da cesta.

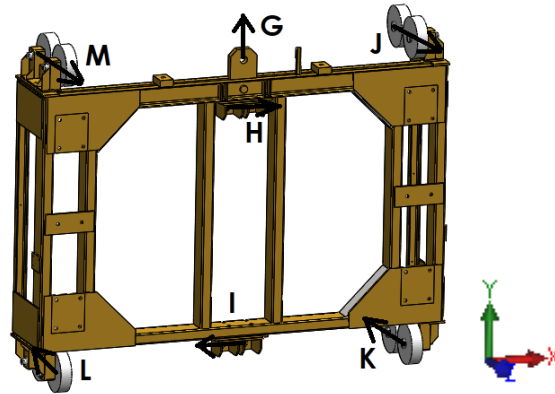


Figura 108: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 1.

Tabela 31 – Reações calculadas para o caso 1; Carro móvel.

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
G	-	45000	-
H	16100	-	-
I	-16100	-	-
J	-	-	16800
K	-	-	-17000
L	-	-	-3340
M	-	-	3510
Σ global	0	45000	-30

Relativamente às tensões calculadas, podemos observar, pela Figura 109, que a zona mais esforçada foi a zona onde teve maior aplicação de carga, ou seja, no lado da entrada do AGV. No entanto a escala de tensões marca um pico de 254 MPa.

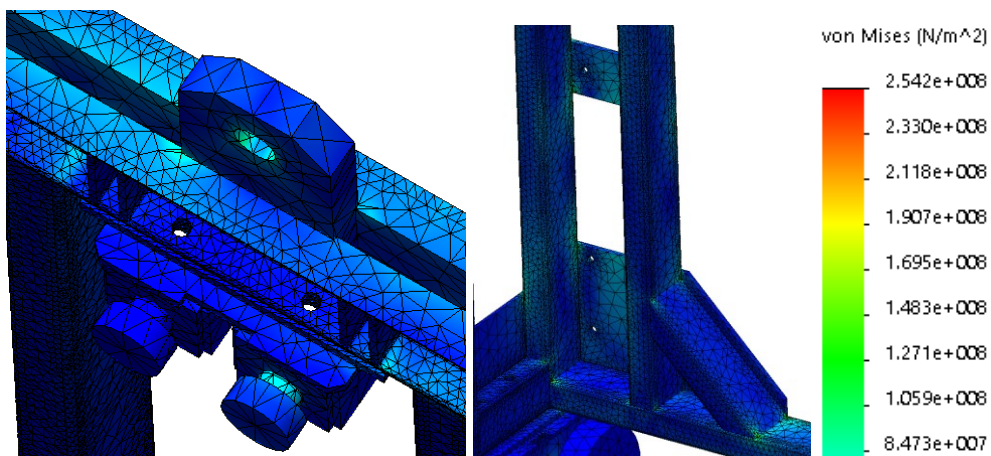


Figura 109: Ilustração das tensões calculadas; carro móvel.

Normalmente, estes picos ficam localizados numa transição geométrica de boleado para troço reto com interceção planar com outro elemento de outra peça com condições semelhantes. Nestas situações ocorrem tensões pontuais em localizações não previstas que devem ser analisadas em função do funcionamento do componente/equipamento. Neste caso, pode acontecer o fenómeno dos componentes soldados perto deste ponto, causem uma compressão por fechar o boleado interior do tubo, conforme ilustra a Figura 110. Tendo em conta que as cargas foram incrementadas com um coeficiente, este valor de tensão torna-se admissível mesmo estando próximo da cedência do material.

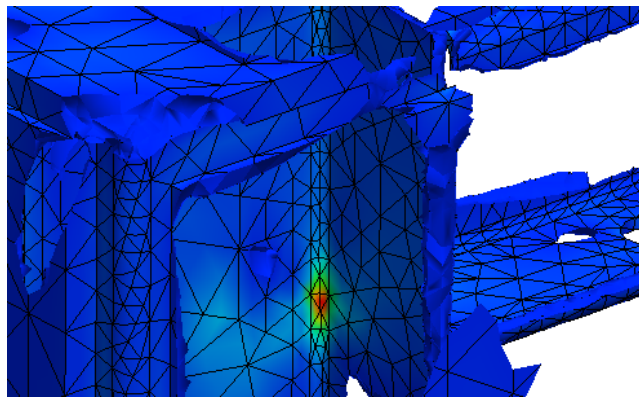


Figura 110: Ilustração das tensões calculadas; ponto máximo caso 1; carro móvel.

Quanto à deformação do carro móvel observou-se que o lado mais carregado assinalou maior valor calculado. Conforme a Figura 111, a deformação máxima foi de 1,68 mm, considerando-se o valor admissível.

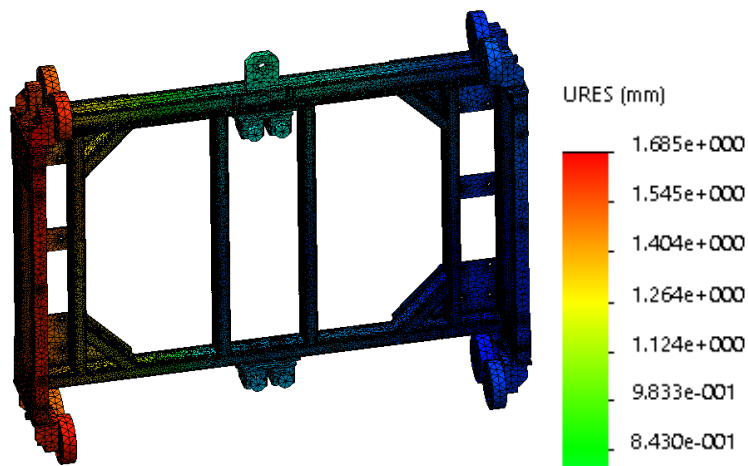


Figura 111: Deformação caso 1; carro móvel.

## 6.5.6 Caso 2: Arranque/travagem

De forma semelhante ao caso anterior, fez-se um diagrama de corpo livre para o carro móvel na situação de arranque e travagem. Conforme ilustra a Figura 112, as reações estão em concordância com os valores recolhidos na presente análise, conforme apresentado na Tabela 32. Observa-se, portanto, uma distribuição mais uniforme do esforço visto que a carga a elevar se encontra numa região central.

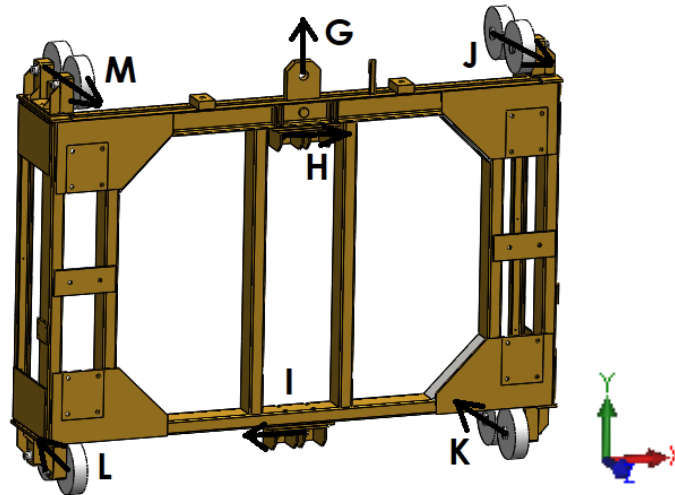


Figura 112: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 2.

Tabela 32 – Reações calculadas para o caso 2; Carro móvel.

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
G		48760	
H	542		
I	-542		
J			10980
K			-10980
L			-10700
M			10700
$\Sigma$ global	0	48760	0

Relativamente às tensões calculadas, houve uma diminuição do pico máximo, embora a região mais afetada tenha sido a mesma, mas desta vez tanto na reação K como a reação L o esforço ficou mais distribuído. Fazendo uma avaliação de acordo com o ilustrado na Figura 113 e Figura 114, observamos que o carro móvel está concebido para ser um elemento. A sua construção dá-lhe uma elevada resistência mecânica que o protege das elevadas tensões nas junções de elementos, nomeadamente em algumas soldaduras.

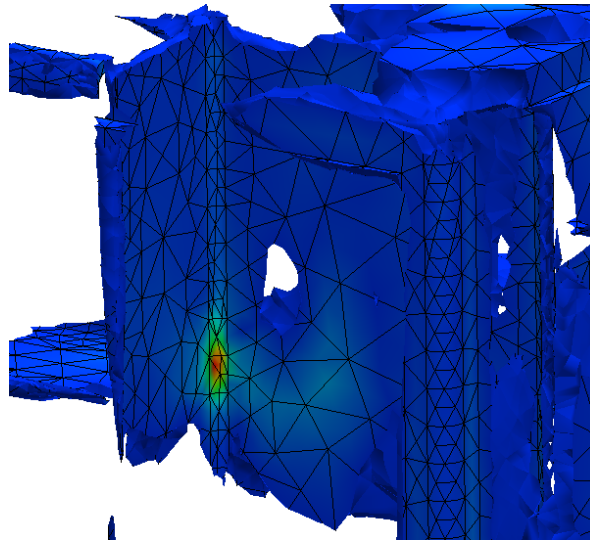


Figura 113: Ilustração das tensões calculadas; ponto máximo caso 2; carro móvel.

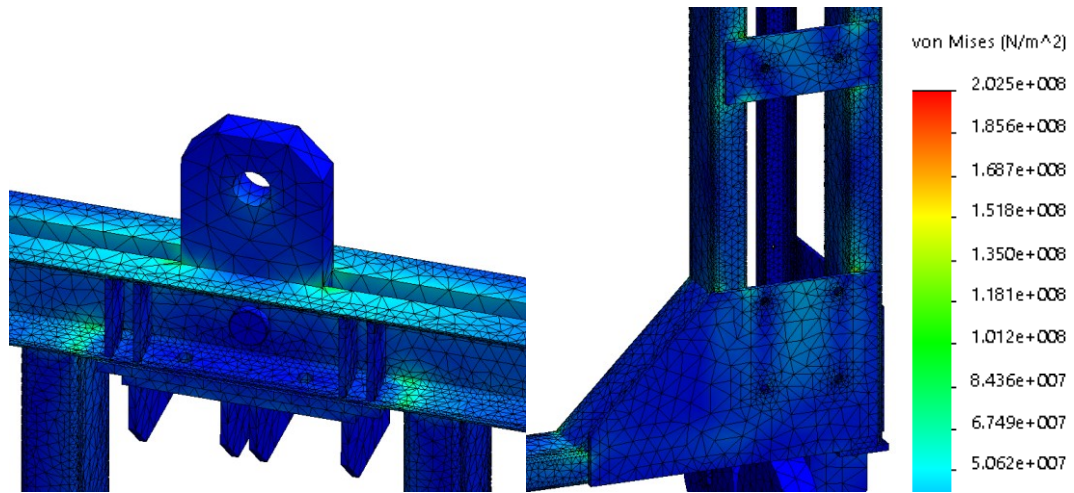


Figura 114: Ilustração das tensões calculadas caso 2; carro móvel.

Quanto à deformação do carro móvel observou-se uma dispersão uniforme para ambos os lados do carro móvel. Conforme a Figura 115, a deformação máxima foi de 1,44 mm. O valor é considerado admissível.

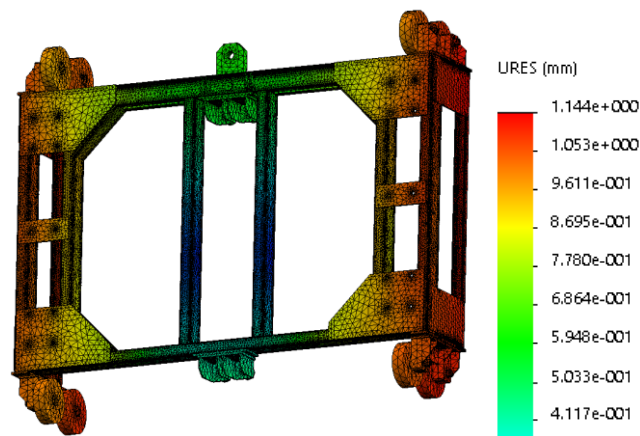


Figura 115: Deformação caso 2; carro móvel.

### 6.5.7 Caso 3: Transferência horizontal, saída piso 0

Para a situação de saída de carga, recolheu-se também as reações nos apoios. Neste caso a reação “H” e reação “I” têm o sentido invertido à situação do caso 1, entrada do AGV. A Figura 116 bem como a Tabela 33, observa-se as direções e o sentido de cada reação assim como o seu valor absoluto.

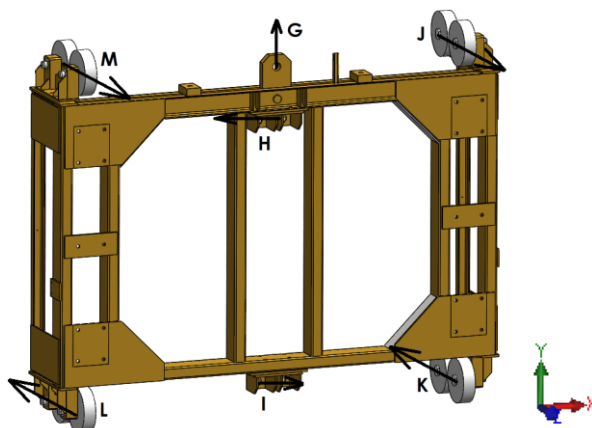


Figura 116: Reações do carro móvel ilustradas para o caso 3.

Tabela 33 – Reações calculadas para o caso 3; Carro móvel.

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
G		47400	
H	-14400		
I	14400		
J			4530
K			-4330
L			-16100
M			15900
$\Sigma$ global	0	47400	0

Como o esforço passou para o lado oposto à entrada, observamos pela Figura 117, os esforços presentes na reação “G” e na região da reação “L”. Contudo, a Tensão máxima é numa região interior ao tubo estrutural, como revelado no caso 1 e no caso 2. No geral, continuamos a ter uma tensão admissível e a estrutura, tendo apenas uma comutação de tensões do caso 1 e o caso 3 em relação a cada lado do carro móvel, onde foi aplicada a carga.

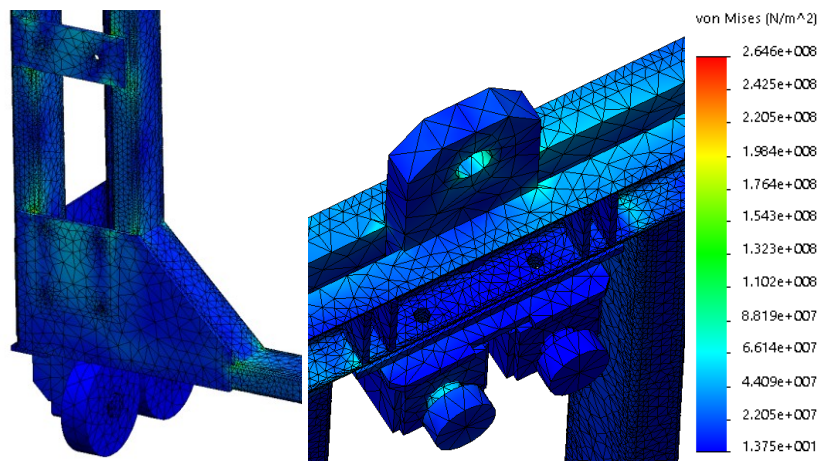


Figura 117: Ilustração das tensões calculadas caso 3; carro móvel.

Pela Figura 118, observamos a deformação associada ao caso 3. A estrutura é rígida o suficiente para não apresentar elevadas deformações, o que favorece a transição do AGV.

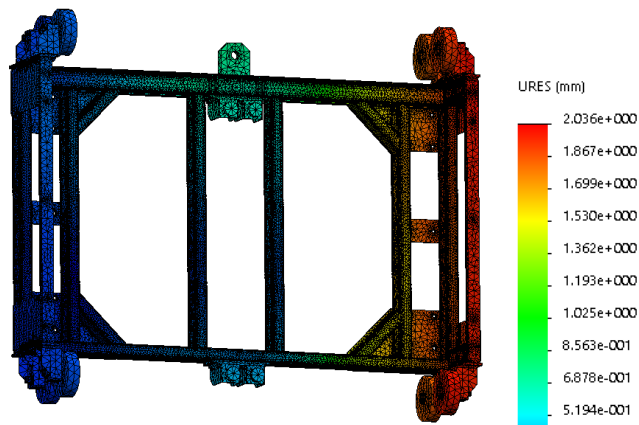


Figura 118: Deformação caso 3; carro móvel.

## 6.6 Estudo das colunas

A análise estática das colunas seguiu o processo sequencial anteriormente apresentado. A recolha das reações das simulações do carro móvel foi necessária para dar continuidade e finalize o processo de análise por elementos finitos.

### 6.6.1 Propriedades do material e valores de carga

Os valores obtidos nas tabelas 31,32 e 33 foram aplicados diretamente conforme indica o seu valor absoluto e no sentido e direção da carga ilustrada nas figuras 108,112 e 116.

No topo da estrutura das colunas, aplicou-se a carga total suspensa às correias que pode ser consultada na Tabela 7. Para simular a influência da plataforma, aplicou-se o seu peso num componente rígido cuja carga aplicada tinha a mesma distância que o centro de massa da plataforma à zona de fixação.

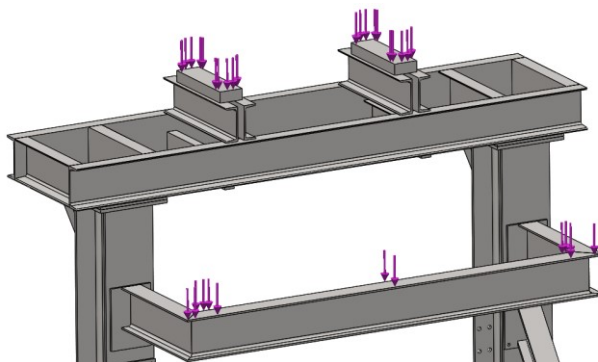


Figura 119: Aplicação da carga suspensa e o peso da plataforma de manutenção

Todos os elementos estruturais das colunas foram definidos como aço S235JR conforme indica a Tabela 34. O perfil principal da estrutura são dois HEA360 unidos com UPNs e cantoneiras cruzadas de 140 e 50x50x5 respetivamente.

Tabela 34 - Propriedades de tensão em função da espessura para o aço S235JR [13]

Elemento 3D	Material	Tensão de cedência [MPa]		Tensão última [MPa]	
		$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$	$t \leq 40 \text{ mm}$	$40 < t \leq 80 \text{ mm}$
	1.0035 (S235JR)	235	360	215	360

### 6.6.2 Geometria para simulação

Igualmente aos modelos anteriormente estudados, as colunas sofreram uma simplificação tridimensional para ser mais simples e fácil de realizar o estudo. A simplificação está ilustrada na Figura 120 e contempla a substituição da plataforma de manutenção por um elemento rígido com peso equivalente cujo seu centro de massa é igual ao conjunto da plataforma traseira.

A unidade motriz foi simplificada apenas para a sua estrutura base, pois já tinha sido anteriormente estudada. Os braços traseiros de fixação mantiveram-se, mas os tirantes foram removidos.

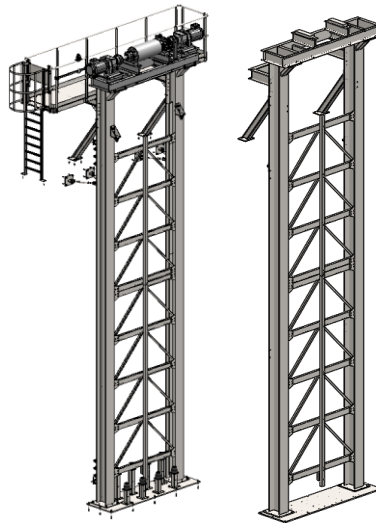


Figura 120: Simplificação do modelo das colunas para simulação

### 6.6.3 Fixações e constrangimentos

As tipologias de fixação para as colunas do elevador foram de dois tipos. Na base e nos reforços superiores na parte traseira a fixação foi considerada rígida sem translação e rotação, conforme ilustrado na Figura 121.

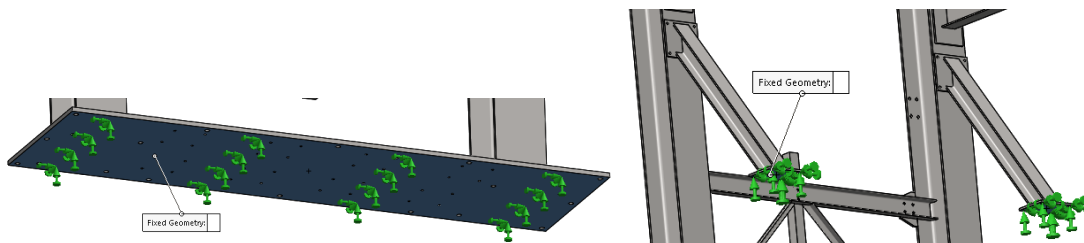


Figura 121: Fixação rígida na base e nos reforços traseiros.

Quanto à ligação dos tirantes às colunas, como os mesmos foram excluídos da análise. De acordo com a Figura 122 considerou-se uma fixação cilíndrica onde o movimento está impedido na direção radial do furo.

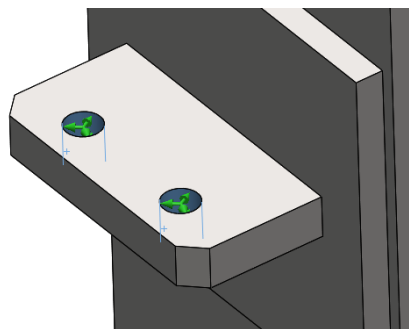


Figura 122: Fixação rígida na base e nos reforços traseiros.

## 6.6.4 Detalhes da malha

Apresenta-se pela Tabela 35, os dados gerais da malha aplicada no estudo da estrutura das colunas. A malha foi comum aos três casos de carregamento.

Tabela 35 – Dados correspondentes à malha utilizada para as colunas.

Tipo de malha:	Elementos sólidos
Mesh utilizado	Malha baseada na curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo do elemento	80
Tamanho mínimo do elemento	16 mm
Número total de nós	781292
Número total de elementos.	381361

## 6.6.5 Caso 1: Entrada/saída da carga piso -7

Relativamente ao estudo das colunas, no caso 1 registou-se as reações nos apoios conforme revelado na Tabela 36. A direção e o sentido das reações estão ilustrados conforme o sistema de eixo definido na Figura 123.

Tabela 36 – Reações calculadas para o caso 1; Colunas

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	53	6220	3020
B	226		-2500
C	-1120		-5240
D	36	3750	814
E	-8		276
F	-700		-2350
Base	1510	152000	5340

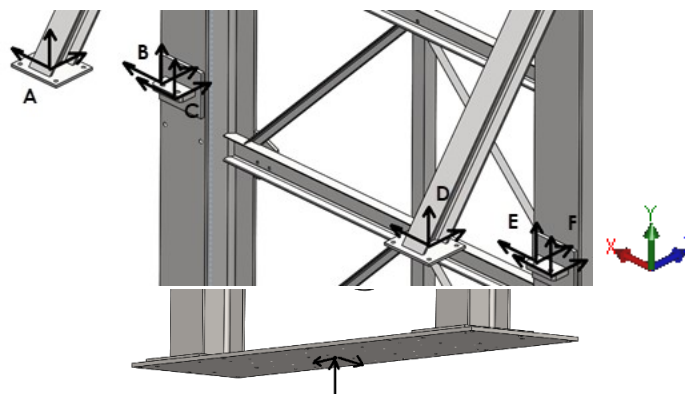


Figura 123: Reação nos apoios nas fixações das colunas

Quando calculado as tensões, observou-se um esforço maior na fixação inferior da barra central de guiamento do carro móvel, conforme a Figura 124. Contudo o esforço não é suficiente para danificar a estrutura, sendo, portanto, admissível o resultado.

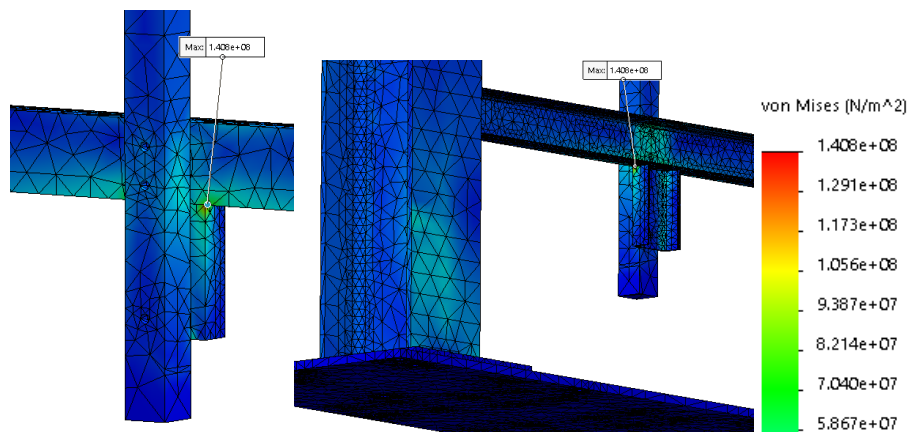


Figura 124: Tensão calculada na zona mais afetada; Colunas

O ponto de deformação máxima neste caso de estudo foi na zona de contacto da roda superior do lado da entrada do AGV com as colunas. Conforme a Figura 125, observa-se a vermelho a deformação máxima da aba do perfil.

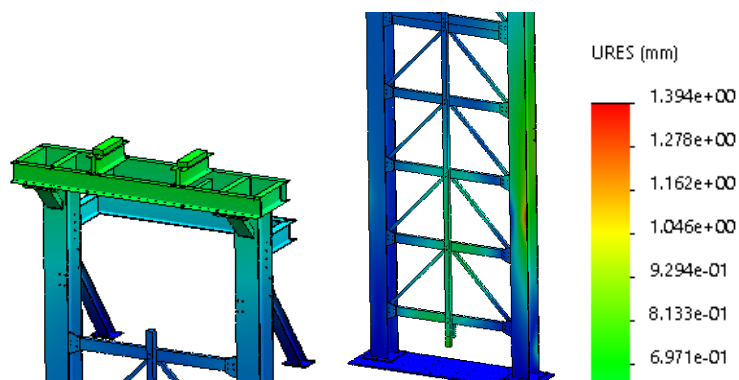


Figura 125: Diagrama de deformação, caso 1; Colunas

### 6.6.6 Caso 2: Arranque, movimento transitório, paragem

No segundo caso, houve uma mudança ligeira, conforme a Tabela 37 onde se verificou uma distribuição quase simétrica das reações para cada lado da estrutura das colunas. As forças foram aplicadas numa posição do carro móvel a meio curso conforme já ilustrado no subcapítulo 6.3.2. No entanto a Tabela 38 reflete as reações nos apoios quando o carro para na posição do piso 0, travando. Verificamos que os apoios ficam mais solicitados quando o objeto carregado se aproxima das fixações.

Tabela 37 – Reações calculadas para o caso 2; Colunas

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-508	2330	-43
B	-1090		862
C	-2040		-5340
D	507	2280	-84
E	2000		-5120
F	1050		777
Base	76	158000	8950

Tabela 38 – Reações calculadas para o caso 2 posição piso 0; Colunas

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-541	-10800	-11000
B	-1200		8200
C	-366		996
D	549	-10400	-10700
E	416		844
F	1220		8140
Base	-72	184000	3500

No cálculo das tensões, observou-se uma semelhança e correspondência ao caso 3 do estudo da unidade motriz no subcapítulo 6.1.5. tanto nesse capítulo como na Figura 126, observa-se uma tensão máxima numa junção de duas peças da estrutura que suporta os motores e o tambor. Os valores calculados são muito próximos, que neste caso se consideram equivalentes e comuns.

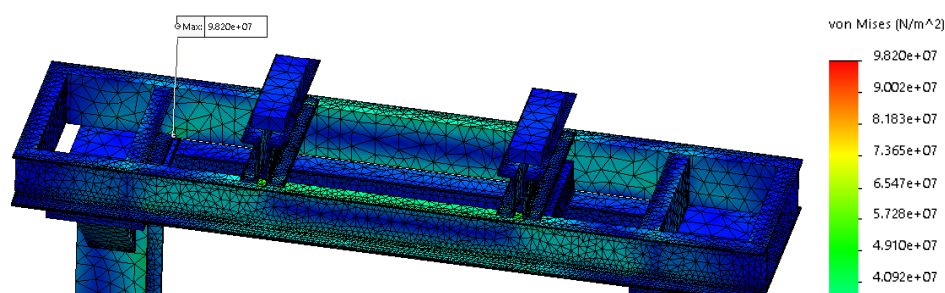


Figura 126: Diagrama de tensões, caso 2; colunas

Embora as tensões tenham sido bastante equivalentes a um caso anteriormente já estudado, o diagrama da deformação, conforme Figura 127 mostra que o deslocamento máximo é no topo das colunas num dos perfis da unidade motriz. Este deslocamento deve-se ao facto de o conjunto estar integrado noutra estrutura que por sua vez também deforma.

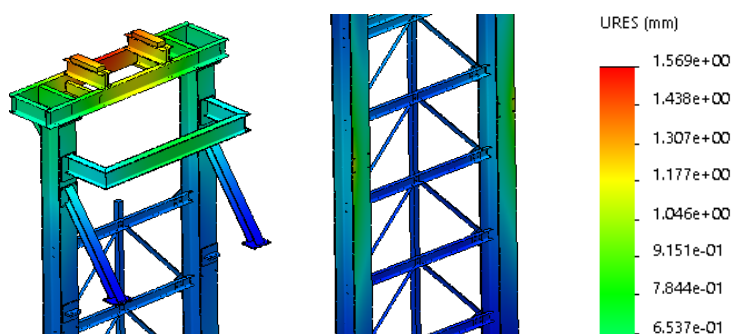


Figura 127: Diagrama de deformação, caso 2; Colunas

### 6.6.7 Caso 3: Entrada/saída da carga piso 0

N caso 3, o esforço aplicado foi no lado de saída da carga. Como esperado, o lado mais solicitado apresentou maiores valores de reação nas fixações. Conforme a Tabela 39, verifica-se que o travamento do apoio D, apresenta o maior valor de reação de todos os apoios superiores.

Tabela 39 – Reações calculadas para o caso 3; Colunas

Ponto de fixação	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]
A	-230	-3580	-4800
B	-610		2350
C	-463		1170
D	855	-16300	-15800
E	436		318
F	1780		13300
Base	-1780	182000	3380

Apesar da reação D ter sido a mais solicitada, a tensão máxima deu-se na peça constrangida na reação F. conforme ilustrado na Figura 128, a tensão máxima foi de 108 MPa, estando claramente dentro do limite elástico do material.

Quando à deformação, conforme a Figura 129, mesmo que não tenha sido crítica nem significativa, observa-se devido ao esforço, uma torção no topo da estrutura e, apesar dos baixos valores, verifica-se maior movimento do lado da saída e na estrutura da unidade motriz.

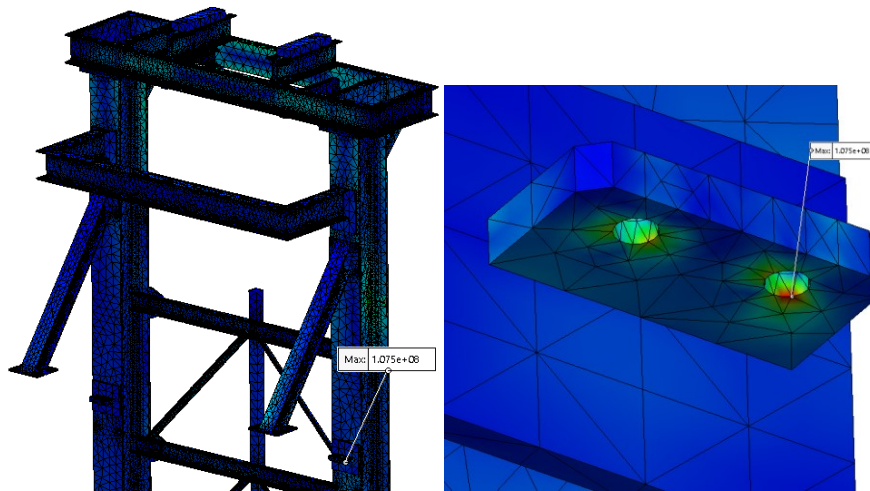


Figura 128: Diagrama de tensões, caso 3; colunas

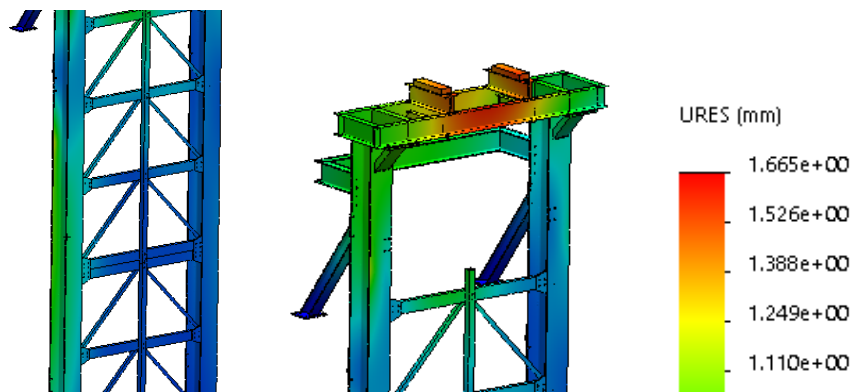


Figura 129: Diagrama de deformação, caso 3; Colunas

## 6.6.8 Estudo das colunas usando modelos viga-barra

O estudo das colunas por elementos viga-barra, é bastante prático, pois, o método de cálculo do *software* é bastante mais rápido usando elementos viga-barra do que o modelo por sólidos.

Usando os modelos viga-barra, permite-nos definir pontos de interesse onde queremos aplicar as cargas ao longo do modelo. Devido à sua rápida resolução, consegue-se obter muitos casos de estudo em curto tempo de computação.

A simplificação do modelo pode-se observar na Figura 130. Com este novo modelo, realizou-se as situações idênticas às que já foram estudadas para o modelo usando elementos sólidos para que seja possível comparar os resultados obtidos. O uso dos modelos viga-barra podem ser uma vantagem para se identificar possíveis zonas de união de perfis com elevada tensão, e assim parte-se para o estudo pormenorizado com os modelos sólidos.

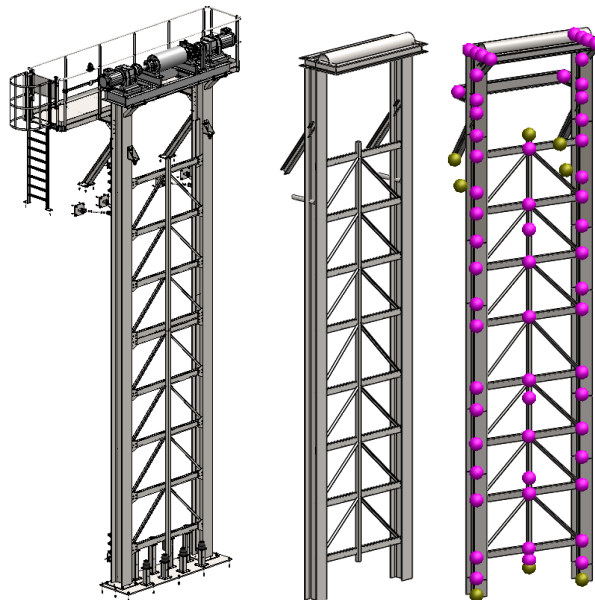



Figura 130: Simplificação do modelo das colunas para simulação usando a ferramenta WELDMENTS do software SolidWorks.

Inicialmente verificou-se a influência da carga suspensa na reação dos apoios, para futuramente avaliar os valores das fixações quando se incluir os esforços do carro móvel. Foram recriadas as situações de entrada do AGV na plataforma, arranque, movimento transitório até à paragem assim como a saída da carga.

### 6.6.8.1 Reações nas fixações

Isoladamente, sem incluir os esforços do conjunto móvel, recolheu-se as reações nos apoios, conforme Tabela 40 para observar o efeito da carga suspensa no tambor, descentrada para a frente. O presente estudo teve uma particularidade face ao modelo anterior. Na identificação das reações, neste modelo, a fixação dos tirantes foi considerada como uma só fixação por cada pilar da estrutura. Outro ponto positivo foi a recolha do momento de reação que se pode ler em cada caso de carga. O estudo com elementos sólidos não permitia avaliar esse esforço.

Tabela 40 – Reações calculadas para verificar o efeito da carga suspensa

Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	0	-1880	-3510	1830	0
B	0	213	2780	0	0
C				0	0
D	0	-1880	-3510	1830	0
E	0	213	2780	0	0
F				0	0
Base 1	-1000	78300	740	-2130	450
Base 2	1000	78300	740	-2130	450

Usando os esforços anteriormente calculados, na situação de entrada piso -7, obtivemos as reações nas fixações conforme Tabela 41. Posteriormente, registou-se os valores das reações quando o AGV realizou a sua entrada completa no piso -7 que podem ser consultados na Tabela 42.

Tabela 41 – Reações calculadas; entrada/transferência no piso -7




Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	-295	2560	54	-1650	241
B	-73	302	-3810	0	0
C				0	0
D	-295	-879	-2720	-1790	229
E	-87	232	1220	0	0
F				0	0
Base 1	-380	81200	4030	-14900	1570
Base 2	1100	69800	1240	-1590	950

Tabela 42 – Reações calculadas; entrada no piso -7; AGV ao centro.

Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	0	1050	-1170	-1710	17
B	10	271	-1600	0	0
C				0	0
D	-33	1080	-1140	-1710	5
E	0	272	-1650	0	0
F				0	0
Base 1	-992	75600	2770	-9120	490
Base 2	1010	75000	2780	-9180	-380

Tal como estudado com elementos sólidos, realizou-se um teste semelhante com elementos viga-barras colocando as cargas numa zona intermédia das colunas para recolher os valores das reações nos apoios. Segue-se Tabela 43 os respetivos valores. Em relação aos modelos sólidos, observa-se que os valores da base estão semelhantes, já os restantes valores apresentam diferenças nas direções dos eixos coordenados embora em módulo possam estar próximos.

Tabela 43 – Reações calculadas; movimento intermédio, meio curso

Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	0	-669	-2600	-1800	24
B	-43	-660	-2580	0	0
C				0	0
D	5	244	-1980	0	13
E	0	244	-2010	0	0
F				0	0
Base 1	-952	77300	4580	8770	419
Base 2	987	76800	4580	8710	-428

Para finalizar o estudo, representou-se a chegada dos corpos móveis ao piso 0 a saída do AGV. A Tabela 44 apresenta os valores recolhidos das fixações quando a carga chega ao piso 0. É de notar que os travamentos superiores estão mais esforçados do que nos anteriores casos. Comparando os valores com o registado dos modelos sólidos, as reações “A” e “D” apresentam valor maior nos modelos viga-barra. Os restantes valores estão consideravelmente aceitáveis e próximos.

Pela Tabela 45 observamos os esforços da saída da carga. Em comparação aos modelos sólidos, os valores recolhidos na saída da carga no piso 0 as reações “A” e “D” estão com valores maiores no estudo de elementos viga-barra.

Tabela 44 – Reações calculadas; chegada ao piso 0



Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	-8	-14800	-14000	-2450	32
B	0	114	12000	0	0
C				0	0
D	-45	-14800	-14000	-2430	18
E	0	114	12000	0	0
F				0	0
Base 1	-1140	91500	2010	5810	496
Base 2	1170	91100	2010	5720	-509

Tabela 45 – Reações calculadas; saída piso 0

Ponto de fixação 	Reação eixo x [N]	Reação eixo y [N]	Reação eixo z [N]	Reação momento eixo x [N.m]	Reação momento eixo z [N.m]
A	-439	-6860	-7790	-2250	435
B	-33	194	6450	0	0
C				0	0
D	-479	-21200	-19000	-2570	421
E	43	46	16500	0	0
F				0	0
Base 1	-719	89900	1300	3760	130
Base 2	1630	91200	2580	7350	-902

### 6.6.8.2 Tensões e deslocamento globais

No caso das Tensões e deslocamentos, os resultados obtidos são ligeiramente diferentes do modelo de elementos sólidos, no entanto para efeitos de análise registou-se os resultados de tensão e de deslocamento global. Conforme ilustrado na Figura 131, observa-se a tensão e deslocamento registado na entrada do AGV no piso -7. Neste tipo de modelo não conseguimos observar tão detalhadamente a tensão e o deslocamento nas abas dos perfis nem em zonas próximas de ligações aparafusadas ou soldadas. O valor de pico tensão calculada apresenta valores mais baixos do que os modelos sólidos pois o conceito de malha não permite desvendar concentrações de tensões tão detalhadas, no entanto no modelo sólidos, no envolvente da ligação, os valores assemelham-se aos valores dos modelos viga-barra. No deslocamento, não sendo possível observar o deslocamento da aba do perfil, apenas conseguimos ver que a região onde a força da roda está aplicada causa uma deformação de 0,8 mm. A deformação maior é no topo da estrutura. Esse pormenor já tinha sido observado nos modelos sólidos também.

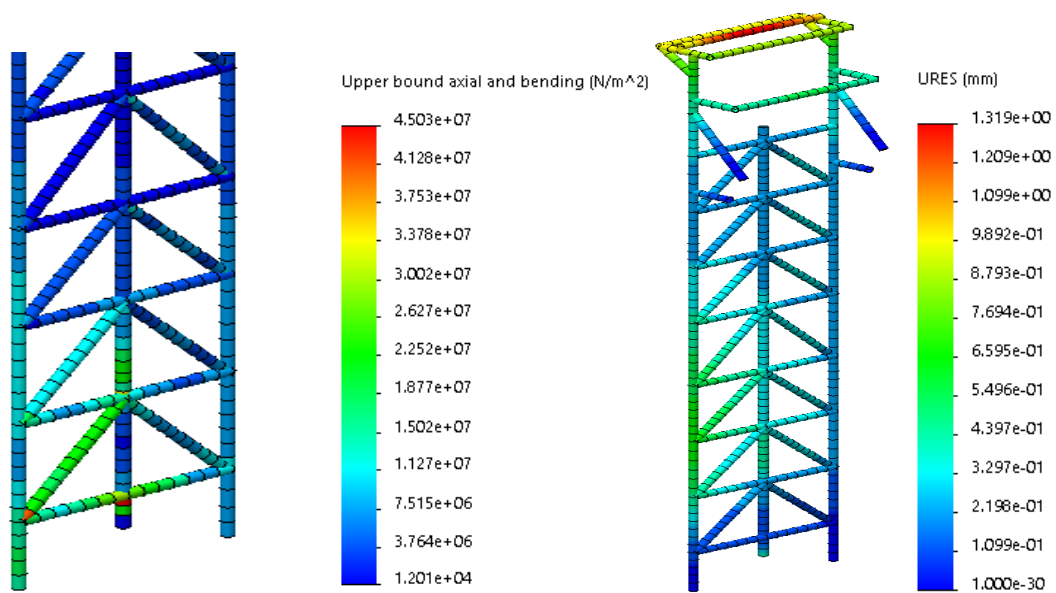


Figura 131 - Tensão e Deslocamento global; entrada piso -7

Nos restantes casos os valores obtidos foram igualmente diferentes no caso da tensão calculada, mas quanto ao deslocamento, apresentava sempre a unidade motriz com o maior deslocamento. O uso de modelos viga-barra é vantajoso na rápida resolução do problema e para retirar os valores das reações dos apoios com maior rapidez e sem muito erro associado. No caso das tensões e deslocamentos, quando identificado uma zona dúbia, deve-se partir para os modelos sólidos para averiguar se realmente existe concentração de tensões ou se são apenas imperfeições geométricas para a malha.

## 6.6.9 Estudo de encurvadura das colunas

O presente subcapítulo está relacionado com o fenómeno de encurvadura que as colunas, pilares ou outros elementos estruturais que estejam sujeitos a esforços axiais numa posição vertical, possam apresentar devido à sua falta de rigidez ou estabilidade. Para realizar esse estudo, usou-se o módulo de simulação *Buckling* do *software Solidworks* e também o *software MDSolids*, com a finalidade de comparar os resultados entre análises. Ambos os estudos computacionais têm como base a comparação da carga aplicada à carga crítica para avaliar a segurança quanto ao fenómeno. A carga crítica é, portanto, a carga a que o elemento não pode estar sujeito pois se assim for, o fenómeno de encurvadura irá provavelmente ocorrer.

### 6.6.9.1 Resolução computacional pelo Modulo de simulação: Linear Buckling

O estudo teve como princípio de carga, o instante de subida, o instante do conjunto móvel a meio curso e a chegada da carga ao piso superior. Os modelos usados para o estudo foram elementos viga barra, visto que no anterior estudo, estes modelos eram uma boa referência a nível computacional de análise global de estruturas, não só pelos seus resultados coerentes assim como a rapidez computacional de como podem ser solucionados.

Os casos de carga estudados, conforme Figura 132, foram baseados nos casos de carga já identificados em capítulos anteriores. A Tabela 46 identifica os valores de carga aplicados ao longo do estudo computacional da encurvadura. Para recriar o cenário mais próximo da realidade, os apoios e fixações das colunas foram feitos em zonas semelhantes ao modelo original, conforme se observa na Figura 133. A base das colunas foi considerada encastrada, aplicando-se um constrangimento contra translação e rotação. Nos travamentos diagonais na zona superior da estrutura, considerou-se constrangimento contra a translação nas três direções dos eixos coordenados. Por fim, no apoio dos tirantes, na parte posterior das colunas, considerou-se um constrangimento contra translação no plano, permitindo deslocamentos verticais, conforme o modelo real.

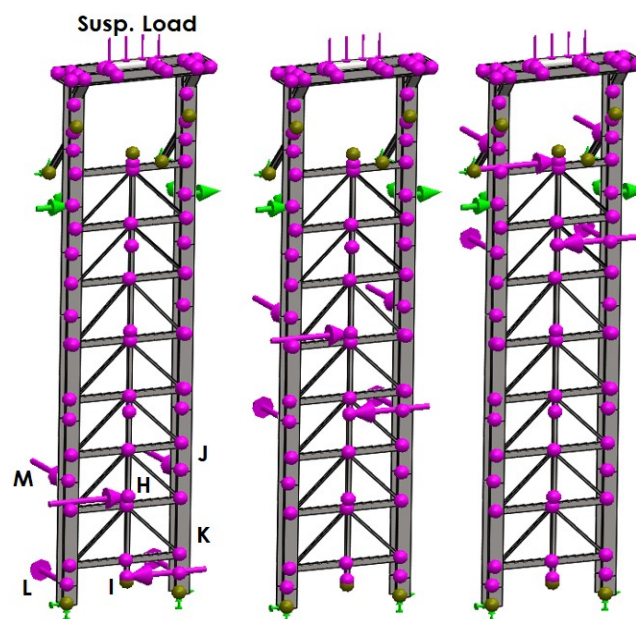


Figura 132: Ilustração de aplicação de carga no modelo simplificado (elementos viga-barra)

Tabela 46 – Forças aplicadas no estudo de encurvadura

Ponto de aplicação	Força eixo x [N]	Força eixo y [N]	Força eixo z [N]
H	542		
I	-542		
J			10980
K			-10980
L			-10700
M			10700
Susp. load	0	104252	0

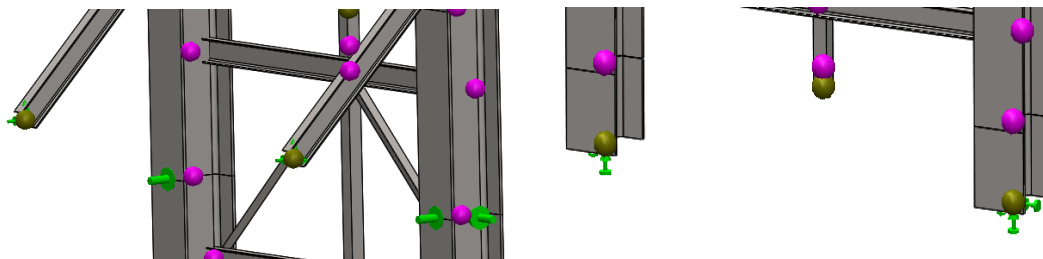


Figura 133: Ilustração dos pontos de fixação/constrangimentos

Posteriormente à simplificação do modelo e aplicação de carga, fez-se o estudo para as três situações já ilustradas. Os resultados foram diferentes para as três situações. Antes de se partir para a análise de resultados, é importante mostrar o critério de aceitação do próprio *software* para a validação dos modelos quanto à encurvadura. A Tabela 47 apresenta os vários tipos de comparação do fator de segurança (*BFS – Buckling factor of safety*) e o seu significado.

O valor da carga crítica global do conjunto é calculado multiplicando o fator de segurança *BFS* pela força aplicada [30].

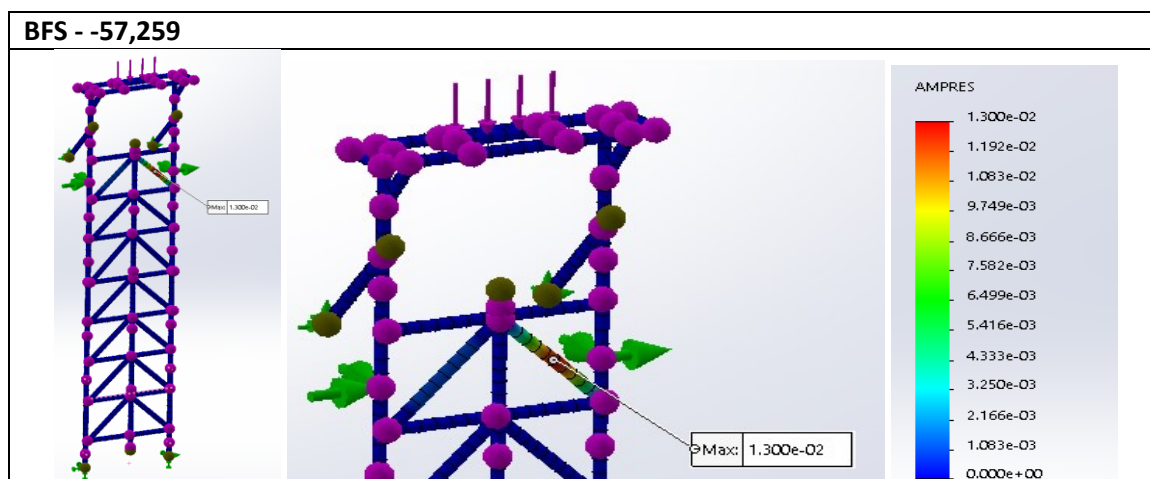
Tabela 47 – Tabela comparativa de fator de segurança à encurvadura [30]

Valores de <i>BFS</i>	Notas
$1 < BFS$	Força aplicada é menor do que a força crítica. Fenómeno de encurvadura não ocorre.
$0 < BFS < 1$	A força aplicada excede a força crítica. Fenómeno de encurvadura pode ocorrer.
$BFS = 1$	A força aplicada é igual à força crítica. Fenómeno de encurvadura pode ocorrer.
$BFS = -1$	Fenómeno de encurvadura ocorre quando a direção da força aplicada é revertida, caso contrário esta estará à tração e o fenómeno de encurvadura não ocorre.
$-1 < BFS < 0$	Fenómeno de encurvadura é previsível se todas as cargas aplicadas tiverem o seu sentido de aplicação revertido.
$BFS < -1$	Fenómeno de encurvadura não é expectável mesmo que todas as forças aplicadas tenham o sentido revertido.

Nestas simulações, como a carga é aplicada em diferentes direções, sentidos e com valores de grandeza diferentes, a multiplicação do valor de carga aplicada pelo *BFS* pode não ser tão linear. Para esse pormenor, realizou-se uma simulação apenas com a carga suspensa aplicada no topo das colunas (Tabela 48). Assim consegue-se ter uma noção da influência da carga suspensa e da ação da carga móvel no estudo.

O resultado da análise de encurvadura pela técnica por elementos finitos retorna o modo de deformada e o valor do fator de segurança ao fenómeno. Para o estudo da influência da carga suspensa, o fator de segurança foi um número negativo, mas que em módulo seria uma segurança bastante elevada. Conforme explicado anteriormente, os números negativos associados a estes fatores indicam que a estrutura só terá elementos em fenómeno de encurvadura se a carga aplicada for invertida e multiplicada pelo fator de segurança apresentado. Os resultados de deformada são adimensionais, apresentam-se de forma semelhante às amplitudes de deslocamento da análise modal ou dos modos de vibração [31]. Os valores de amplitude calculados são, portanto, uma referência relativa e que apenas ilustram a forma de deformada ao fenómeno de encurvadura nos elementos estruturais [31].

Tabela 48 – Simulação com efeito da carga suspensa: *Buckling*



A Tabela 49, apresenta de igual modo os resultados da simulação realizada para a combinação da carga suspensa e a força da carga móvel quando a mesma se encontra na cota do piso -7. Neste caso específico, observa-se uma diferença de valores de amplitudes bem como o fator de segurança associado aos elementos, por ação das forças exercidas pela carga móvel. Outra influência na adição da carga móvel foi o registo da maior amplitude ter passado para outro elemento da estrutura. Para o presente caso de carga, o fator de segurança é elevado e positivo, significando que o fenómeno de encurvadura ocorre aplicando uma carga na estrutura ampliada 64 vezes.

O caso de carga com a carga móvel numa posição intermédia, apresentado na Tabela 50, e na posição superior à cota do piso 0, apresentado Tabela 51, foram registadas de igual forma dos casos anteriores falados. Todos apresentam fatores de segurança elevados e o elemento mais afetado é sempre diferente entre casos, assim como os valores de amplitude ou deslocamento relativo.

Tabela 49 – Simulação com efeito da carga suspensa e da carga móvel à cota do piso -7: Buckling

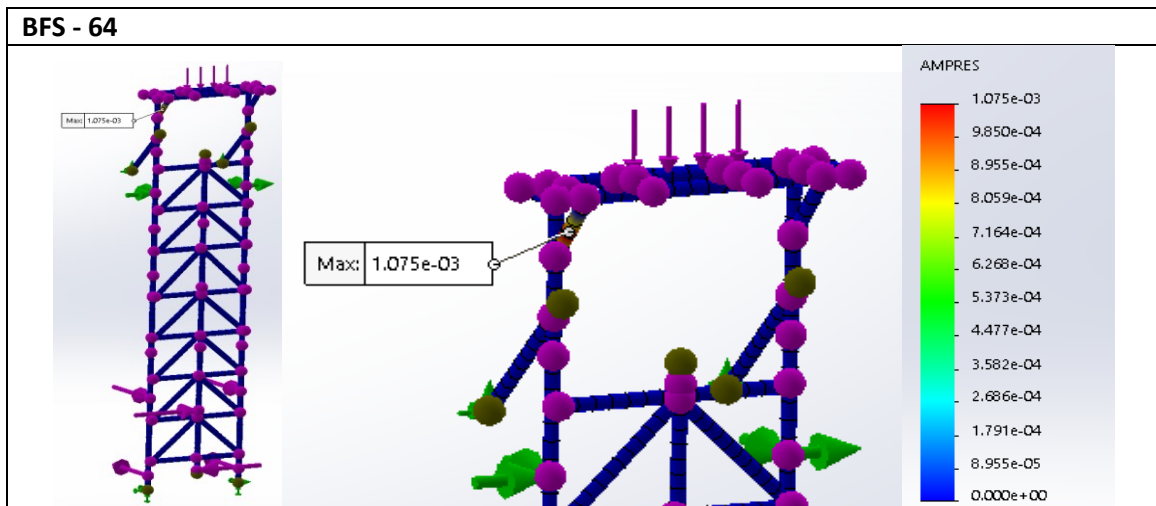


Tabela 50 – Simulação com efeito da carga suspensa e da carga móvel numa posição intermédia: Buckling

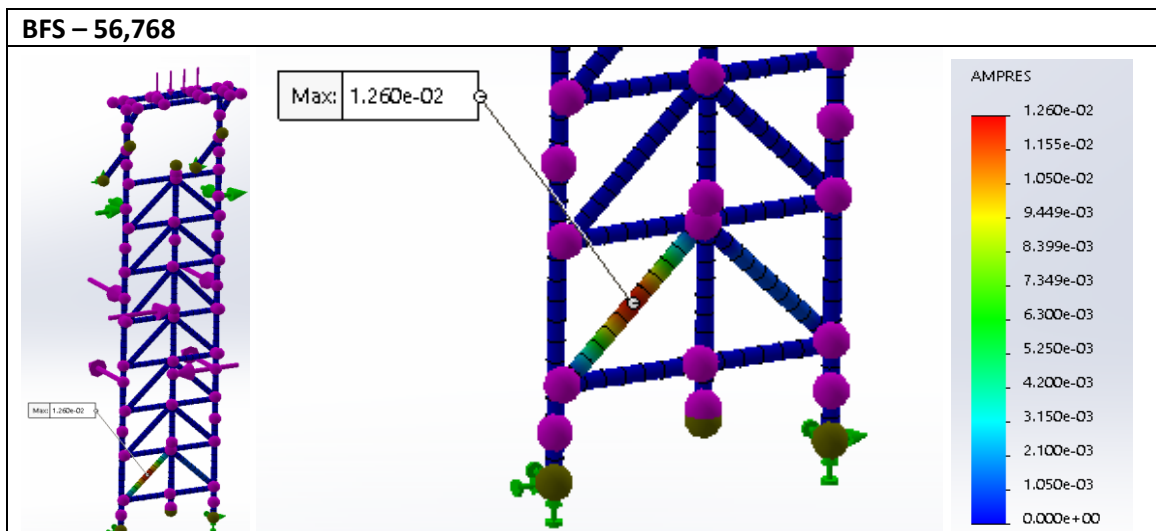
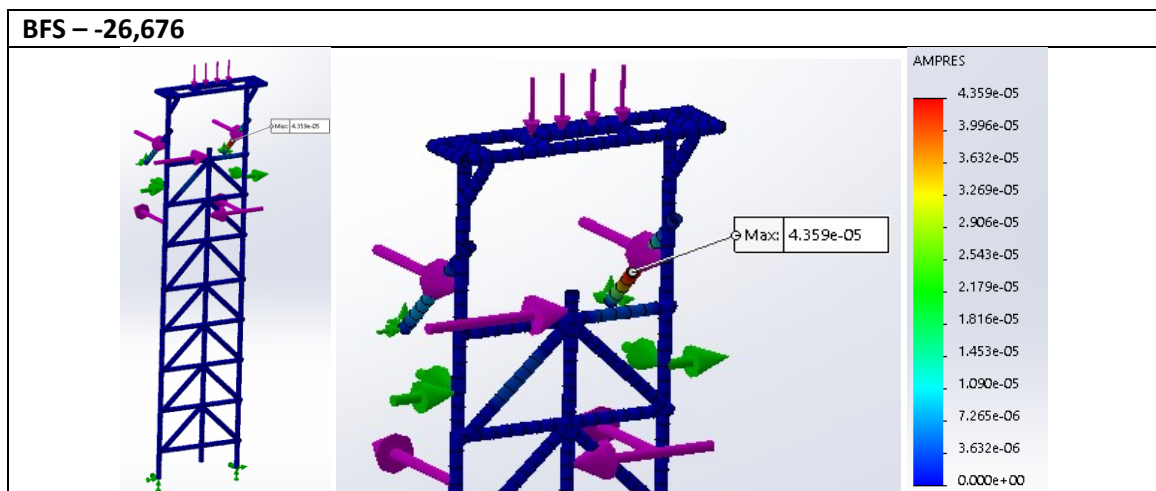


Tabela 51 – Simulação com efeito da carga suspensa e a carga móvel à cota do piso 0: Buckling



### 6.6.9.2 Resolução computacional pelo método clássico: Euler Buckling

O estudo computacional pelo método clássico teve como princípio a teoria clássica do método de resolução Euler Buckling [28]. Inicialmente seleccionou-se o perfil portante de uma coluna, um HEA360, e modelou-se a sua secção, conforme Figura 134.

Do *software* utilizado para este teste, registou-se algumas das propriedades da secção do perfil, conforme ilustrado na Figura 135. Algumas destas propriedades serão dados de entrada para a equação da carga crítica do método clássico.

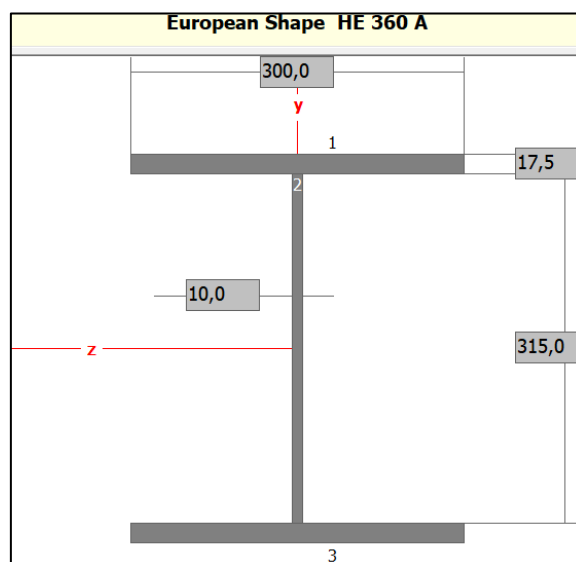


Figura 134 - Secção do perfil HEA360

Y Axis Properties				Z Axis Properties			
Elastic Modulus	E	205,0000	GPa	Elastic Modulus	E	205,0000	GPa
From left to centroid	z (left)	150,0000	mm	From bottom to centroid	y (bot)	175,0000	mm
From centroid to right	z (right)	150,0000	mm	From centroid to top	y (top)	175,0000	mm
Area of shape	A	14 280,0000	mm <sup>2</sup>	Area of shape	A	14 280,0000	mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia	Iy	78,8700E+06	mm <sup>4</sup>	Moment of Inertia	Iz	330,9000E+06	mm <sup>4</sup>
Section Modulus	Sy	525 800,0000	mm <sup>3</sup>	Section Modulus	Sz	1,8910E+06	mm <sup>3</sup>
Section Modulus (left)	S (left)	525 800,0000	mm <sup>3</sup>	Section Modulus (bottom)	S (bot)	1,8910E+06	mm <sup>3</sup>
Section Modulus (right)	S (right)	525 800,0000	mm <sup>3</sup>	Section Modulus (top)	S (top)	1,8910E+06	mm <sup>3</sup>
Radius of Gyration	ry	74,3176	mm	Radius of Gyration	rz	152,2244	mm
Plastic Modulus	Zy	802 300,0000	mm <sup>3</sup>	Plastic Modulus	Zz	2,0880E+06	mm <sup>3</sup>
Shape Factor		1,5259		Shape Factor		1,1042	
From left to plastic n.a.	zp (left)	150,0000	mm	From bottom to plastic n.a.	yp (bot)	175,0000	mm
From plastic n.a. to right	zp (right)	150,0000	mm	From plastic n.a. to top	yp (top)	175,0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	1,4880E+06	mm <sup>4</sup>	Polar Moment of Inertia	J	1,4880E+06	mm <sup>4</sup>
Product of Inertia	Iyz	0,0000	mm <sup>4</sup>	Product of Inertia	Iyz	0,0000	mm <sup>4</sup>
Maximum Moment of Inertia	Imax	330,9000E+06	mm <sup>4</sup>	Maximum Moment of Inertia	Imax	330,9000E+06	mm <sup>4</sup>
Minimum Moment of Inertia	Imin	78,8700E+06	mm <sup>4</sup>	Minimum Moment of Inertia	Imin	78,8700E+06	mm <sup>4</sup>
Angle from y axis to Imax axis	β	90,0000	degrees	Angle from z axis to Imax axis	β	0,0000	degrees
			Clockwise				Counterclockwise

Figura 135 – Propriedades da secção do perfil estudado

Após a seleção do perfil da coluna, representou-se com a ajuda do *software*, um perfil com 11350 mm de altura, fixo na base e com um apoio intermédio à cota de 8655 mm. O topo da coluna, onde a carga é aplicada, permanece livre (Figura 136).

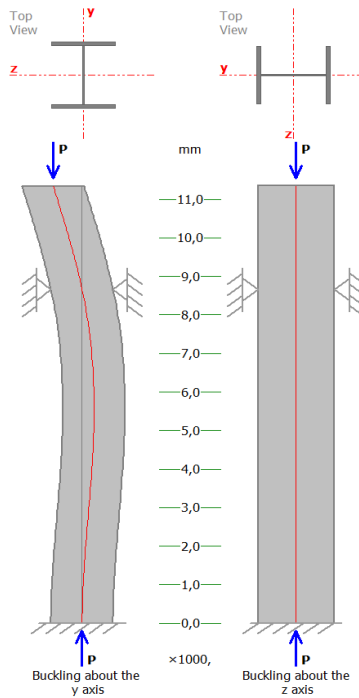


Figura 136 – Representação da coluna; método Euler Buckling

Para uma coluna ideal, a carga que causará o fenômeno de encurvadura, método de Euler é dada pela seguinte equação.

$$P_{cr} = \frac{EI \cdot \pi^2}{(KL)^2} \quad (24)$$

A coluna, naturalmente tenderá para um comportamento de encurvadura para o eixo y ou para o eixo x. Essa tendência é tanto maior quanto menor for o parâmetro  $EI$ , que representa a rigidez à flexão. O *software* registra que é colocado um apoio intermédio. Esse apoio intermédio irá afetar o comprimento  $L$  introduzido na equação, pois neste caso o comprimento utilizado é do apoio para a base fixa, ou seja, 8655 mm. Também associado a este motivo, o trecho de coluna do apoio intermédio para o topo, que é denominado por coluna superior, apresenta um fator de comprimento  $K$  igual a 3.77, no entanto o trecho inferior (do apoio intermédio para baixo) tem um fator de comprimento de 1.174. Este fator, conforme Figura 137, depende sempre dos apoios usados no modelo e representa o comprimento efetivo do trecho que irá representar o fenômeno de encurvadura.

	Braced column			Unbraced column		
Buckled shape						
Effective length factor ( $k$ )	0.70	0.85	1.00	1.20	2.20	2.20
Symbols for end restraint conditions	= Rotation fixed, translation fixed	= Rotation fixed, translation fixed	= Rotation free, translation fixed	= Rotation fixed, translation free	= Rotation free, translation free	= Rotation fixed, translation free

Figura 137 - representação do comprimento efetivo dependendo das condições fronteira; Buckling [32]

Outro indicador utilizado para medir o rácio de encurvadura é o coeficiente de esbeltez, que é dado por:

$$\lambda = \frac{KL}{r} \quad (25)$$

Quanto maior for o comprimento da coluna, menos carga ela pode aguentar. Como o parâmetro  $EI$  é diferente para cada eixo, o coeficiente de esbeltez será por sua vez diferente devido ao raio de giração da secção ou de encurvadura do perfil. Para o presente estudo, observa-se na Tabela 52 os parâmetros abordados.

Tabela 52 – Parâmetros de esbeltez e rigidez à flexão nos eixos Y e Z

$EI_y$	$1,62 \times 10^{13} \text{ N} \cdot \text{mm}^2$
$EI_z$	$6,78 \times 10^{13} \text{ N} \cdot \text{mm}^2$
$\lambda_y$	138
$EI_z$	67

Tendo em conta que o parâmetro de rigidez à flexão é maior no eixo z, a carga crítica vai ser por consequência maior nesse eixo. Ou seja, o fenómeno de encurvadura só ocorre pelo eixo z, se a carga aplicada for igual ou superior à carga crítica calculada para a encurvadura em torno do eixo z. No entanto, o valor de carga crítica da coluna ou da estrutura é regulado pelo menor valor calculado. Na Tabela 53 apresenta-se os valores de carga crítica calculados para cada eixo.

Tabela 53 – Valores de carga crítica para cada fenómeno de encurvadura na direção dos eixos Y e Z

$P_{cr y}$	$1,5 \times 10^6 \text{ N}$
$P_{cr z}$	$6,5 \times 10^6 \text{ N}$

#### 6.6.9.2.1 Sumário de resultados

Pelos dois métodos de simulação computacional, observou-se que os modelos simulados estavam válidos e verificou-se que a estrutura está bastante reforçada e protegida deste fenómeno. No entanto, entre os dois tipos de estudos realizados não se observou grandes semelhanças nos resultados retornados por cada *software*. Na simulação utilizando o módulo de *Simulation Buckling* do *Solidworks*, registou-se a influência dos esforços do carro móvel aplicados ao longo do movimento vertical. À medida que a carga se elevava, os elementos estruturais com maior amplitude/deslocamento se alternam.



## 7 Análise de movimento vertical da plataforma

Análises cinemáticas de multicorpos envolvem a formulação de equações de movimento e sua resolução para posição, velocidade e aceleração de corpos individuais do sistema no tempo. Tal análise é importante para análise e desenho de mecanismos gerais, particularmente para análise de espaço de trabalho e robótica, onde posição, velocidade e aceleração dos componentes móveis devem ser conhecidos para avaliar a funcionalidade e desempenho do sistema mecânico. Um sistema multicorpos é usado para modelar o comportamento dinâmico de corpos rígidos ou flexíveis interconectados, cada um dos quais pode sofrer grandes deslocamentos translacionais e rotacionais [2]. O tratamento sistemático do comportamento dinâmico dos organismos interconectados levou a um grande número de importantes formulações no campo da mecânica.

Os corpos ou elementos mais simples de um sistema multicorpos são tratados pela lei de Newton. Basicamente, o movimento dos corpos é descrito pelo seu comportamento cinemático. O comportamento dinâmico resulta do equilíbrio das forças aplicadas e da taxa de mudança no momento.

Atualmente, o termo sistema multicorpos refere-se a um grande número de campos de pesquisa em engenharia, especialmente robótica e dinâmica do veículo. Como uma característica importante, a dinâmica do sistema multicorpos geralmente oferece uma maneira assistida por computador para modelar, analisar, simular e otimizar movimento arbitrário de possivelmente milhares de corpos interconectados [2].

As equações de movimento são usadas para descrever o comportamento dinâmico de um sistema multicorpos. Cada formulação de sistemas multicorpos pode levar a uma aparência matemática diferente das equações de movimento enquanto a física por trás deles permanece a mesma. O movimento de corpos restritos é descrito por equações que resultam basicamente da segunda lei de Newton. Estas equações são escritas para o movimento geral de corpos individuais com a adição de condições de restrição. Geralmente as equações de movimento são derivadas das equações de Newton e Euler ou das equações de Lagrange [2].

O processo geral de usar ferramentas computacionais para análise de movimento consiste em três etapas principais:

Criação dos modelos, análise (ou simulação) e visualização de resultados, conforme ilustrado na Figura 138. As principais entidades que constituem um modelo de movimento incluem motores que acionam o mecanismo para análise cinemática, cargas externas (força e torque), força entidades como mola e amortecedor, e as condições iniciais do mecanismo (contacto e gravidade). Para ajudar na análise, os modelos criados devem ser montados no *software* CAD onde seja possível se aproximar das ligações mecânicas e comportamentos reais de funcionamento. Note que a maioria das análises de movimento, *software* aceita mates de montagem definidos em CAD e os converte em juntas cinemáticas para suporte de análise de movimento.

Os resultados da análise podem ser visualizados de várias formas. O movimento do mecanismo pode ser animação, ou gráficos para informações mais específicas, como a força de reação de uma articulação no domínio do tempo.

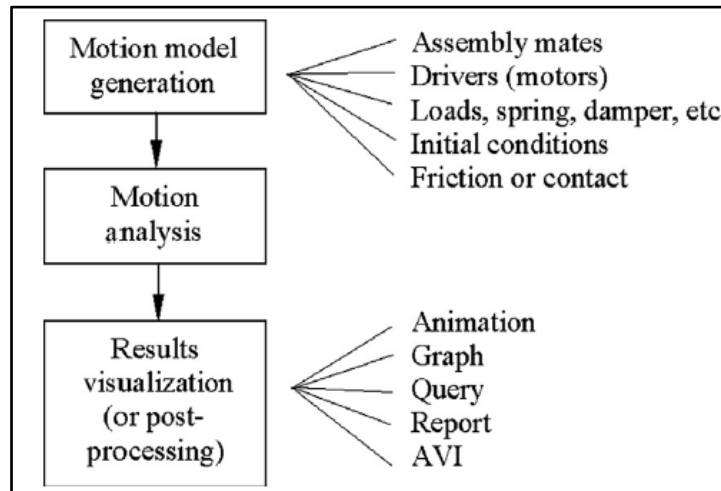


Figura 138 - Processo geral do estudo Motion [2]

## 7.1 Preparação do estudo

Para iniciar a preparação do estudo aproximado do modelo da plataforma real, foi necessário reunir alguma informação dos subconjuntos maiores tais como; Peso, posição do centro de massa e a sua inercia nos três eixos coordenados.

O referencial padrão para o estudo foi definido como centro o centro geométrico da chapa base da estrutura das colunas. Todas as distâncias do centro de massa foram registadas com base nesse referencial definido.

A preparação da recolha dos centros de massa em relação ao referencial definido pode ser observada na Tabela 55. A massa dos corpos e a sua inercia em relação ao seu próprio centro de massas também foi recolhida para se conseguir ter o estudo mais aproximado aos acontecimentos reais.

Tabela 56 apresenta as inercias recolhidas dos corpos moveis e estáticos que vão ser relevantes para a composição do modelo virtual para estudar o movimento. No estudo *Motion*, o centro de massas do conjunto móvel foi alinhado com o centro das colunas por forma a simplificar os resultados. Significa que os roletes centrais de guiamento não estão em funcionamento.

Os movimentos relativos entre os vários elementos do modelo são definidos por constrangimentos mecânicos ou cinemáticos. Para conseguir compilar os corpos móveis de forma a realizarem as devidas conexões, o *Solidworks Motion* utiliza uma ferramenta MATE. A Tabela 54 apresenta todos os mates realizados necessários para executar o modelo. A Figura 139 apresenta os *mates* mais importantes do estudo. Como auxílio aos *mates* o elemento das colunas foi configurado como elemento fixo para criar um elemento estrutural base.

Depois de construído e validado geometricamente com o modelo completo, conforme Figura 140, realizou-se vários estudos para avaliar a capacidade do método multicorpos face ao modelo realizado.

Tabela 54 – Tabela dos MATES realizados no estudo dinâmico.

Mate nº	Descrição
1	<i>Local Pathmate (1)</i> – <i>path motor</i> de um ponto do conjunto móvel coincidente com uma linha vertical no conjunto das colunas
2	<i>Local coincident (2)</i> – Ponto central da roda coincidente com uma linha presente no conjunto das colunas
3	<i>Local coincident (3)</i> – Ponto central da roda coincidente com uma linha presente no conjunto das colunas
4	<i>Local coincident (4)</i> – Base do bloco AGV coincidente com o tabuleiro móvel
5	<i>Local coincident (5)</i> – Plano transversal central do bloco AGV alinhado com o plano transversal central do conjunto móvel
6	<i>Local coincident (6)</i> – Plano longitudinal central do bloco AGV distanciado do plano longitudinal central da base das colunas 1,7 m

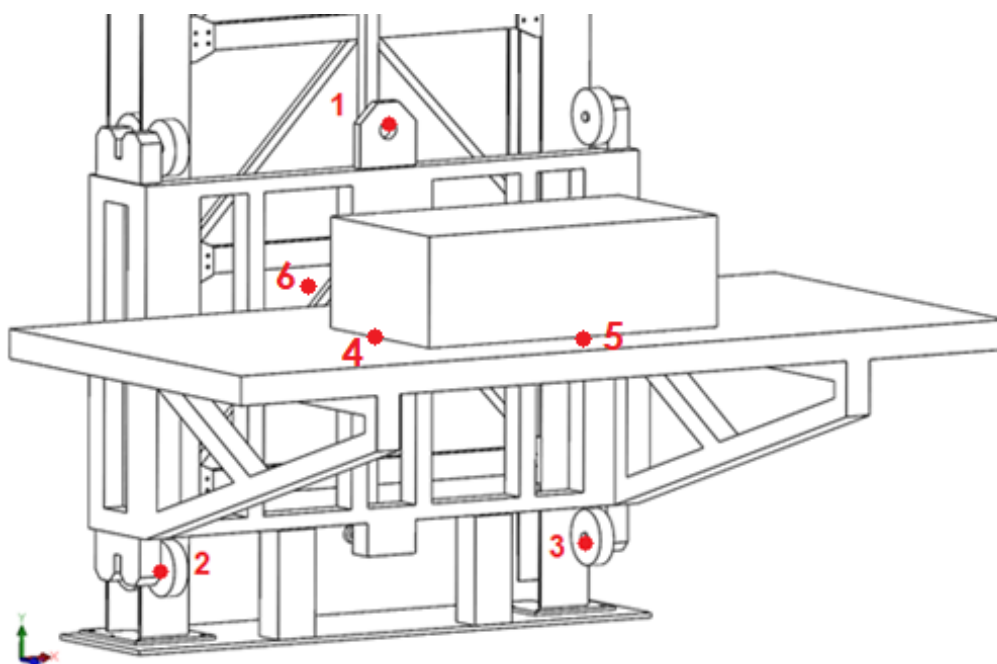


Figura 139 – Ilustração dos mates mais importantes do estudo Motion

Tabela 55 - Preparação e registo dos centros de massa de acordo com a origem definida

Descrição	Ilustração
Centro de massa: Colunas	<p>Z = -70 mm Y = 6582 mm X = -34 mm</p>
Centro de massa: Conjunto movel	<p>Z''' = 977 mm Y''' = 1782 mm X''' = 57 mm</p>
Centro de massa da carga	<p>Z* = 1254 mm Y* = 2281 mm X* = 86 mm</p>

Tabela 56 - Preparação e registo das Inercias dos corpos/subconjuntos

Descrição do Conjunto	Massa [Kg]	Eixos principais de Inercia	Vetor P [Kg*mm <sup>2</sup> ]
Colunas e grupo motriz	6460	$I_x = (0; 1; 0)$ $I_y = (-1; 0; 0)$ $I_z = (0; 0; 1)$	$P_x = 7806448958$ $P_y = 121038008211$ $P_z = 128102203919$
Carro + Cesta	2990	$I_x = (0; 1; 0,08)$ $I_y = (0,08; 0,09; -0,99)$ $I_z = (-0,01; 1; 0,09)$	$P_x = 3825278842$ $P_y = 6453017729$ $P_z = 7592137690$
Carro + Cesta + AGV	4740	$I_x = (0,99; 0,06; 0,08)$ $I_y = (-0,10; 0,73; 0,67)$ $I_z = (-0,02; -0,68; 0,73)$	$P_x = 7272175418$ $P_y = 10188504618$ $P_z = 12198863668$

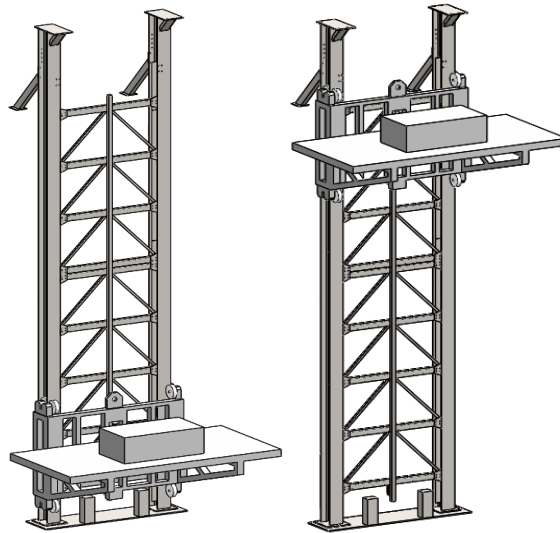


Figura 140 – Modelo multicorpos simplificado

Para os corpos seguirem o movimento ascendente e descendente foi necessário criar uma motorização capaz de gerar movimento ascendente e descendente a uma velocidade perfeitamente definida.

Conforme já descrito no capítulo de apresentação do equipamento (capítulo 5), a velocidade de transporte nominal é de 40 m/min, sendo que, para o devido estudo, com esta velocidade estabelecida, para realizar um curso de 7 metros, o diagrama de velocidades foi construído conforme Figura 141. O centro de massa do conjunto móvel prescreveu uma curva de posição que pode ser observada na Figura 142.

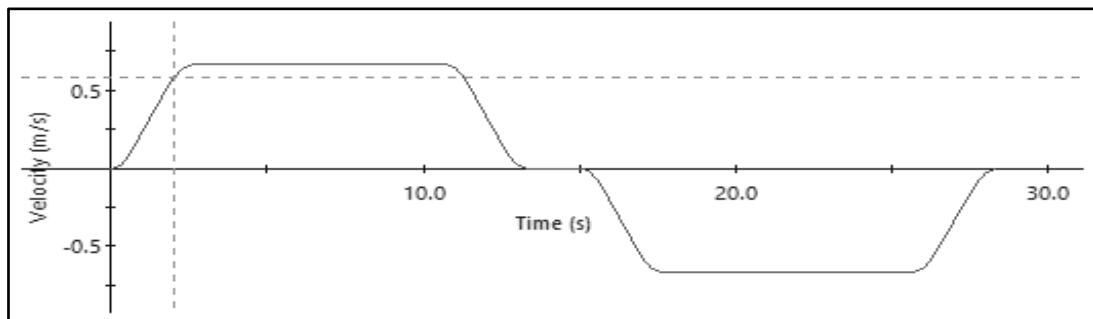


Figura 141 - Diagrama de velocidades estudo Motion

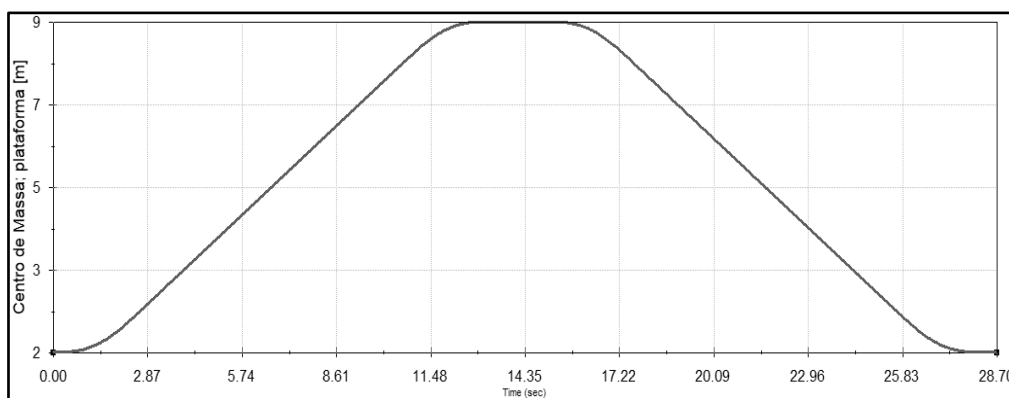


Figura 142 - Diagrama de posição ao longo do tempo

## 7.2 Resultados

Por forma a garantir se o modelo retorna resultados aceitáveis, realizou-se o teste sem carga e o teste com carga. Para cada caso de esforço aplicado, realizou-se através de cálculo analítico e duas simulações estáticas 2D e 3D.

A preparação analítica foi elaborada de acordo com o diagrama de corpo livre apresentado na Figura 143. A reação na roda foi calculada com base na equação 26.

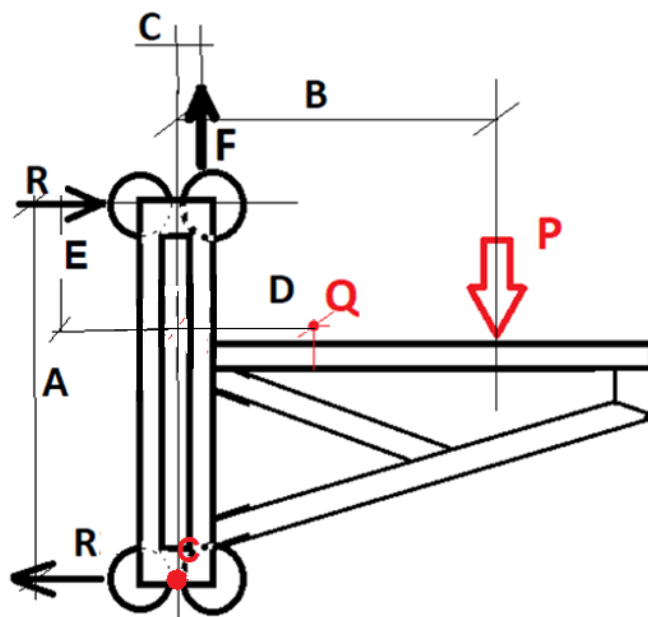


Figura 143 - Diagrama de corpo livre; carro móvel Motion

$$\sum M_c = P \cdot B + Q \cdot D - F \cdot C = R \cdot A \rightarrow R = \frac{[B \cdot P + Q \cdot D] \cdot (g + a) - F \cdot C \cdot (g + a)}{A \cdot g} \quad (26)$$

Os dados de entrada para calcular a reação da roda podem ser consultados na Tabela 57. As situações de estudo foram as mesmas que foram testadas computacionalmente. Os resultados analíticos apresentam-se na Tabela 58 considerando duas rodas por reação, quer isto dizer que, os valores tabelados representam a força por cada roda em contacto com as colunas.

Tabela 57 – Dados de entrada para o cálculo analítico da reação

Componente	Valor numérico
D [m]	0,87
C [m]	0,2
A [m]	2,25
B [m]	1,685
M carro [Kg]	1150
M Bastidor [Kg]	1840
P=M body [Kg]	1750
a [m/s <sup>2</sup> ]	0,25
g [m/s <sup>2</sup> ]	9,81

Tabela 58 – Resultados analíticos Motion

Teste	Reação na Roda [Kg]	Reação na fixação vertical [Kg]	Reação na Roda [N]	Reação na fixação vertical [N]
Sem carga/sem aceleração	445	2990	4365	29332
Sem carga/com aceleração	460	3066	4512	30079
Com carga/sem aceleração	1023	4740	10036	46449
Com carga/com aceleração	1054	4860	10340	47684

### 7.2.1 Estudo sem carga (AGV): Motion

De acordo com os estudos estáticos das reações na roda, pelo modelo 2D e modelo 3D, os valores na situação sem carga podem ser observados na Tabela 59 e 52 respetivamente.

Tabela 59 – Reações calculadas para estudo sem carga, modelo 2D; Conjunto móvel

Fixação	Reação eixo y [N] sem aceleração.	Reação eixo z [N] sem aceleração	Reação eixo y [N] com aceleração	Reação eixo z [N] com aceleração.
G	29300	-	30100	-
J/M	-	-5950		-6100
L/K	-	5950		6100

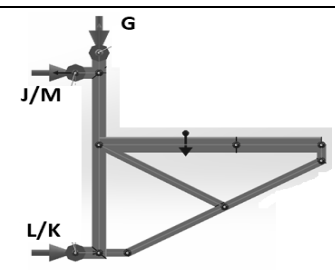


Figura 144: Reações do carro móvel; Motion

Tabela 60 – Reações calculadas para estudo sem carga, modelo 3D; Conjunto móvel

Fixação	Reação eixo y [N] sem aceleração	Reação eixo z [N] sem aceleração	Reação eixo y [N] com aceleração	Reação eixo z [N] com aceleração]
G	29900	-		-
J	-	-6070		-6230
K	-	6070		6230
L	-	6070		6230
M	-	-6070		-6230

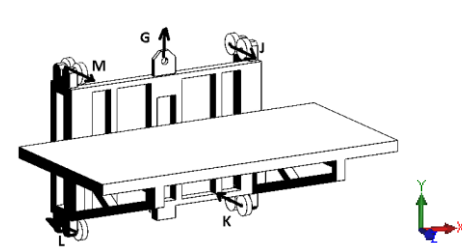


Figura 145: Reações do carro móvel; Motion

Os valores do modelo 2D para o modelo 3D foram bastante aproximados, havendo apenas um desvio de 2% nos valores calculados. Quanto aos resultados do módulo Motion, o valor da reação da roda foi ligeiramente inferior. Os valores nominais em velocidade constante foram de 4200 N. nas zonas de arranque e travagem observou-se algumas oscilações, tendo atingido o valor máximo ligeiramente superior a 5200 N de pico. Ambos os valores registados no Motion foram inferiores aos calculados no modelo estático. Contudo, esses mesmos valores foram bastante aproximados ao cálculo analítico. O resultado do estudo sem carga realizado no módulo Motion pode ser observado na Figura 146, na qual foram retirados os intervalos de tempo onde os resultados se permanecem constantes.

Para maior facilidade de leitura dos gráficos, este procedimento foi adotado nas figuras seguintes que apresentam uma evolução de dados semelhante.

Usando o método analítico, e se na equação considerássemos uma aceleração de pico igual à registada, o valor obtido é de 5280 N. Vemos que existe uma grande proximidade entre o método analítico e o modelo dinâmico.

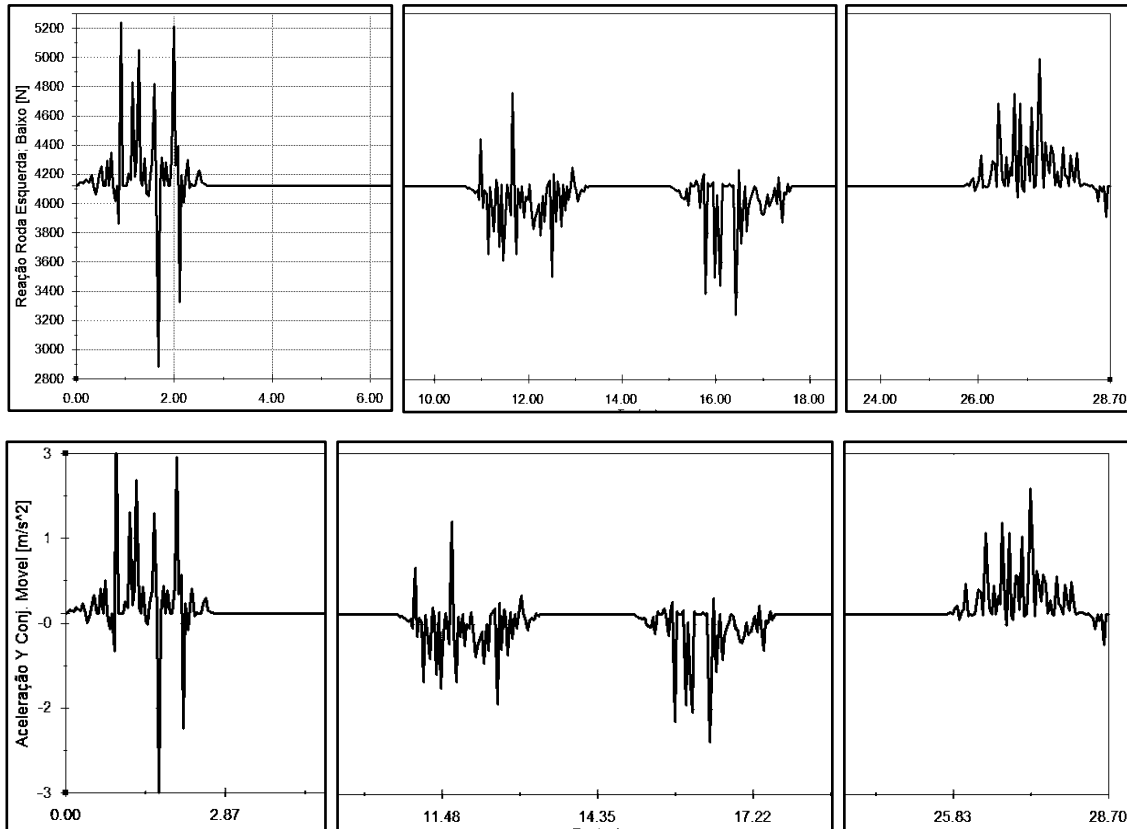


Figura 146 - Resultado Motion; estudo sem AGV

## 7.2.2 Estudo com carga (AGV): Motion

De acordo com os estudos estáticos das reações na roda, pelo modelo 2D e modelo 3D, os valores na situação com carga podem ser observados na Tabela 61 e Tabela 62 respetivamente.

Tabela 61 – Reações calculadas para estudo com carga, modelo 2D; Conjunto móvel

Fixação	Reação eixo y [N] sem aceleração.	Reação eixo z [N] sem aceleração	Reação eixo y [N] com aceleração	Reação eixo z [N] com aceleração.
G	46500	-	47700	-
J/M	-	-11500		-11600
L/K	-	11500		11600

Figura 147: Reações do carro móvel; Motion

Tabela 62 – Reações calculadas para estudo com carga, modelo 3D; Conjunto móvel

Fixação	Reação eixo y [N] sem aceleração	Reação eixo z [N] sem aceleração	Reação eixo y [N] com aceleração	Reação eixo z [N] com aceleração
G	47100		48300	-
J		-11600		-11900
K		11600		11900
L		11600		11900
M		-11600		-11900

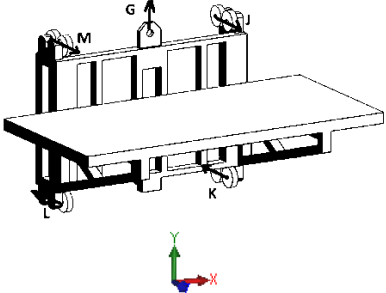


Figura 148: Reações do carro móvel; Motion

No caso do teste com carga variável, o valor da reação da roda aumentou para perto do dobro do valor do caso sem carga, acompanha-se o evento pela Figura 149. Este incremento foi transversal aos testes analíticos e aos testes computacionais. Novamente observou-se uma maior aproximação do estudo dinâmico ao teste analítico do que o teste estático simplificado. Nos dois estudos dinâmicos, sempre que há uma variação de velocidade, observa-se o valor da reação a oscilar a gerar picos de força até que acabe o tempo de aceleração ou desaceleração.

Apesar do método analítico estar mais perto do modelo dinâmico, os valores nominais diferem em torno de 9%. Se considerarmos as zonas de aceleração e desaceleração e usarmos os valores de pico, a diferença dos valores medidos, por exemplo no arranque a subir, e o valor analítico é de 9%.

No final do movimento, quando o conjunto móvel retorna à posição inferior, a reação na roda é mais baixa do que na situação de arranque. A diferença para o método analítico nesta situação é de 0,7%.

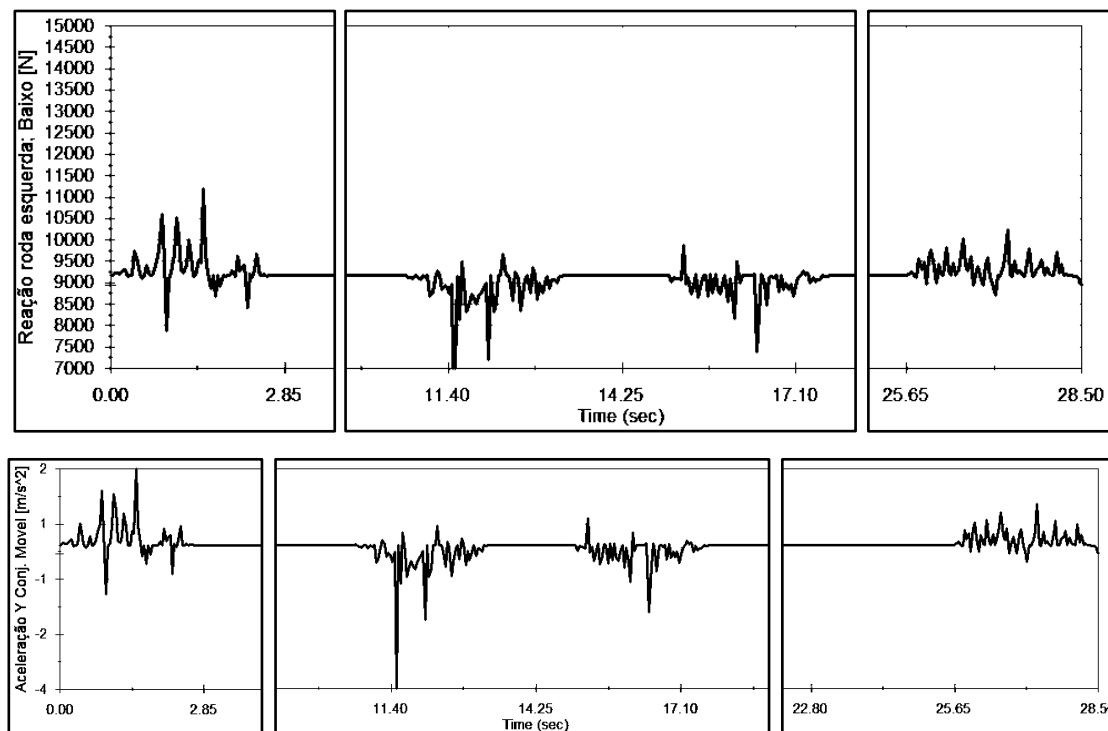


Figura 149 - Resultado Motion; estudo com AGV

### 7.2.3 Situação de paragem de emergência

Na situação de paragem de emergência, pretende-se observar o comportamento do modelo quanto ao valor calculado na reação da roda e observar a aceleração de pico que pode ocorrer durante o tempo de paragem brusca. A paragem brusca foi provocada poucos segundos depois do conjunto começar a descer. A Figura 150 ilustra o percurso do centro de massa assim como o perfil de velocidades atribuído para prescrever o movimento.

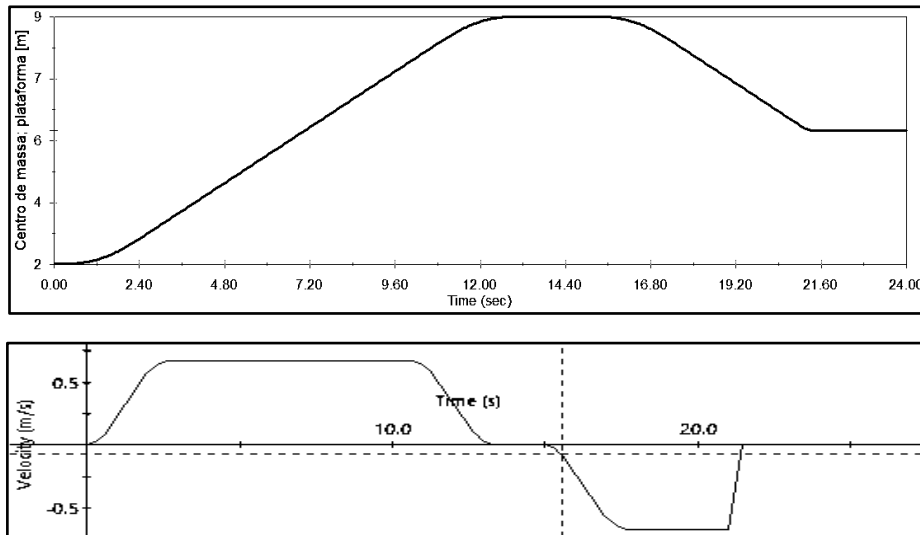


Figura 150 – Preparação, estudo com paragem de emergência

Após recolha dos resultados, conforme Figura 151, observamos um pico derivado à travagem brusca. O pico é tanto de aceleração como de reação nas rodas. O valor máximo de reação nas rodas obtido no teste dinâmico foi de 14500 N.

Se na equação analítica do modelo for introduzida a aceleração de pico calculada, o valor analítico calculado é de 14140 N, apresentando apenas uma diferença de 2% em relação ao modelo dinâmico.

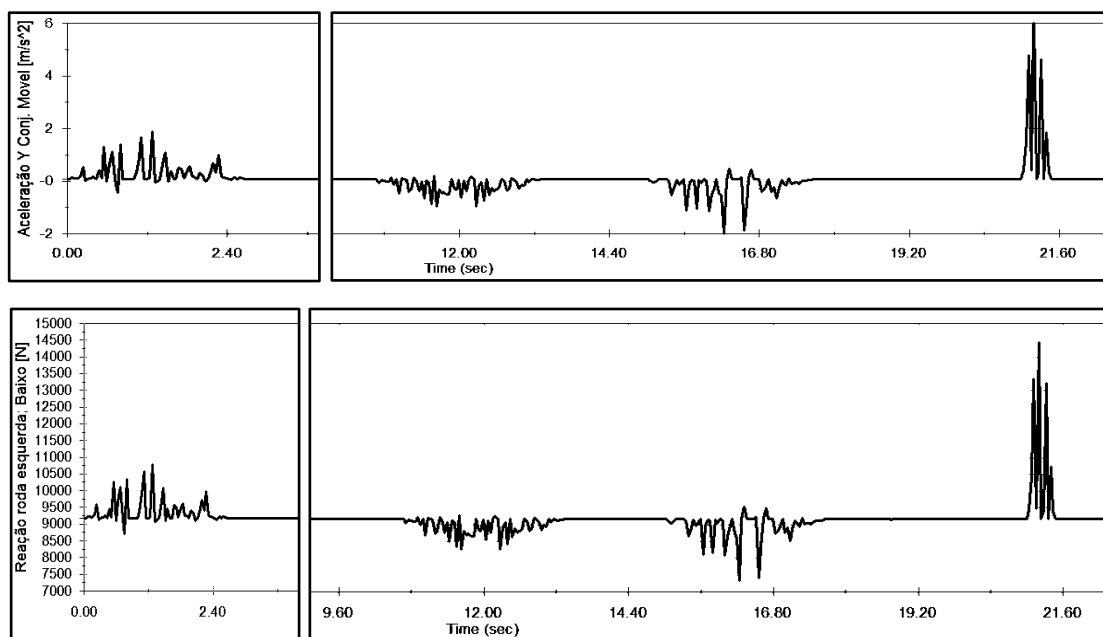


Figura 151 – Resultados Motion; estudo com paragem de emergência

## 8 Conclusões

Neste trabalho pretendeu-se reconhecer a grande importância das ferramentas computacionais de apoio à engenharia e métodos operacionais, quando aplicada aos projetos de máquinas complexas.

Com a pesquisa bibliográfica realizada conseguiu-se destacar historicamente a grande evolução e melhoria dos projetos e as suas atividades operacionais antes e depois de se usarem as ferramentas computacionais de apoio à engenharia. A curva de resposta do custo face à eficiência (curva ECR) de um projeto estava normalmente deslocada para as fases de protótipos reais e correções na fase de produção. Com a evolução científica e computacional, a curva ECR deslocou-se para a fase de projeto e prototipagem virtual, pois começou-se a investir mais recursos para analisar as falhas, e pensar em melhorias e soluções técnicas capazes de solucionar problemas futuros previamente detetados muito antes dos componentes ou equipamentos serem lançados para fabrico. Em adição, com a experiência adquirida dos pequenos erros e feedback das etapas posteriores ao projeto, é possível aperfeiçoar a biblioteca de conhecimentos para que no futuro a evolução lucrativa se possa sentir também pela eficácia e eficiência por existirem menos erros.

Observava-se com frequência que os custos das atividades face à eficiência produzida eram muito elevados e chegou-se à conclusão que um maior investimento na fase de desenvolvimento traria menor custo e mais eficiência apesar de existirem na mesma custos consideráveis associados à mão-de-obra necessária para o desenvolvimento do produto. Contudo estes custos seriam sempre menores do que reparações após produção e iriam trazer menos erros no futuro perspetivando muito menos prejuízo.

A empresa RARI partilha muitas semelhanças com o modelo de evolução de eficiência na fase de desenvolvimento. Com o histórico de fabricação de diversas tipologias de equipamentos, foi possível alargar as suas bibliotecas técnicas e conhecimento sobre os equipamentos transportadores. Dentro das várias tipologias de equipamentos e meios de transporte de carga que eram produzidos, muitos teriam de estar suportados por uma base sólida científica documentada sem apenas se recorrer aos conhecimentos experimentais. Perante os requisitos exigidos pelos clientes, os estudos por auxílio de ferramentas computacionais foram bastante importantes para tornar o processo de desenvolvimento mais fidedigno.

Com o presente documento e as ferramentas adequadas foi possível abordar e desenvolver metodologias práticas para a execução dos métodos computacionais aplicados ao projeto de máquinas transportadoras.

Após seleção do equipamento a ser estudado, procedeu-se a uma estratégia baseada em estudos por simulações estáticas e dinâmicas.

No campo das simulações estáticas, realizadas pelo método dos elementos finitos, estudou-se todos os grupos funcionais da plataforma elevatória (Unidade motriz, contrapeso, conjunto móvel composto pelo carro e a cesta e as colunas estruturais de suporte da máquina)

prescrevendo uma metodologia de verificação aos equipamentos tendo em vista o seu funcionamento e aplicabilidade. Medido eficientemente o campo de ação de cada grupo funcional em conformidade com a máquina, foram identificados e discretizados as etapas de movimento mais importantes de cada grupo funcional, incluindo acontecimentos pouco prováveis como mau uso, ou uso indevido racionalmente previsível.

Os estudos realizados na unidade motriz despertaram melhorias aos produtos projetados, tornando-se melhorias e métodos de conclusão analítica dos resultados padrão para futuras máquinas. O estudo do conjunto móvel que porta a carga foi alvo de um profundo estudo por várias etapas, tais como, a entrada do AGV na plataforma, acontecimentos de arranque/travagem e saída do AGV, tendo originado dados de entrada para o estudo das colunas, nomeadamente os resultados das reações dos apoios registados em cada uma das situações simuladas. As reações nos apoios registadas representam o contacto das rodas que passam o esforço para as colunas, em cada uma das situações de movimento estudadas. O estudo das colunas foi realizado tanto por modelos sólidos como modelos viga-barra. Usando o mesmo programa computacional foi possível, para cada estado de movimento definido no estudo, comparar os dois modelos de cálculo. Obteve-se resultados muito semelhantes e para comprovar essa proximidade comparou-se os valores registados das reações nos apoios. O modelo viga-barra apresentou maior flexibilidade e rapidez na execução dos cálculos, mas o modelo por sólidos é bastante mais pormenorizado porque consegue preencher toda a geometria dos corpos através da malha tridimensional. No entanto um bom procedimento é validar o estudo com elementos sólidos sempre que o estudo por elementos viga-barra assinalarem zonas críticas e dúbias de conclusão imediata. Para concluir o estudo das simulações estáticas, as colunas foram validadas numa breve simulação para conferir os seus parâmetros e encurvadura.

Usando a metodologia na realização dos estudos por elementos finitos descrita e adotada neste documento foi possível identificar imperfeições inesperadas, otimizar estruturalmente os equipamentos e conhecer o comportamento teórico da máquina muito antes da construção de um protótipo.

No campo das simulações dinâmicas realizadas com recurso à dinâmica de sistemas multicorpos, estudou-se o conjunto móvel portante. Modelou-se o equipamento à semelhança do modelo real para conseguir recolher resultados mais fidedignos. Simulou-se, com base no tempo de ciclo da máquina, o movimento de ascensão e descida do conjunto móvel portante com carga, sem carga e ainda numa situação de paragem de emergência num movimento descendente. Como captação dos resultados, registou-se os gráficos de carga das rodas do carro móvel em contacto com as colunas. Para termo comparativo e avaliação dos resultados obtidos, realizou-se um estudo simples analítico bem como um estudo estático 2D e 3D. Houve uma maior compatibilidade entre os valores obtidos do modelo analítico e do modelo dinâmico.

Com esta metodologia de análise dinâmica foi possível observar os picos de carga e aceleração que podem ocorrer durante o funcionamento teórico do equipamento. Com este último resultado é possível avaliar se os valores calculados estão acima dos parâmetros de entrada introduzidos nas simulações estáticas. Se se verificar picos superiores, o processo de simulação por elementos finitos é revisto com os novos dados de entrada.

Através destes dois métodos computacionais, usando duas ferramentas diferentes incorporadas no mesmo *software* foi possível definir uma metodologia de análise aos equipamentos transportadores com finalidade de melhorar os projetos de máquinas, conhecer os produtos por estudos pormenorizados que garantem maior confiança técnica e comercial sobre o trabalho presente e futuro.

## **8.1 Melhorias e trabalhos futuros**

Como perspectivas de melhoria associada aos estudos realizados, proponho que ao estudo dinâmico lhe seja adicionado uma vertente prática. De acordo com o modelo dinâmico desenvolvido, seria importante realizar a medição das acelerações nas três direções que se desenvolvem no conjunto móvel durante o normal funcionamento. A situação de travagem por emergência também seria importante medir, pelo menos em descida, com carga. O objetivo do trabalho futuro será avaliar na realidade que acelerações e variações de força podem ocorrer na prática a fim de esforçar a árvore mecânica da unidade motriz. Uma vez que a ligação circular rotacional no veio motriz pode ser definido por bucha de aperto expansiva interior, ou mesmo por chaveta, seria importante estudar o campo de ação de cada tipologia de ligação a fim de garantir uma seleção económica e tecnicamente controlada. Sabendo que as tipologias de ligação já apresentaram falha, o estudo da transmissão de potência do moto-redutor pode ser devidamente dimensionado em função dos esforços calculados, evitando a entrada em colapso.



## 9 Bibliografia

- [1] Á. Azevedo, “Método dos Elementos Finitos,” FEUP, Porto-Portugal, 2003.
- [2] H.-H. Chang, e-Design - Computer-Aided Engineering Design, ELSEVIER, 2016.
- [3] J. M. R. S. TAVARES e J. O. FONSECA, “Introdução ao SolidWorks (X): Análise de Tensões de Peças - SimulationXpress. Apresentação de aula, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.,” [Online]. Available: <https://web.fe.up.pt/~tavares/ensino/CFAC/Downloads/Apontamentos/SolidWorks%20X.p>. [Acedido em 20 05 2018].
- [4] G. d. P. e. Engenharia, *Standards Engenharia e Projeto Mecânico – Biblioteca técnica*, R&C Group; RARI S.A, 2018.
- [5] NP EN 001570-1: 2011+A1 - Requisitos de segurança para mesas elevatórias Parte 1: Mesas elevatórias que servem até dois pisos, Caparica: IPQ - Instituto Português da Qualidade, 2016.
- [6] “JBT Automated Systems,” [Online]. Available: <https://www.jbtc.com/automated-systems#>. [Acedido em 05 04 2018].
- [7] “Mecalux - Armazem automático para paletes,” [Online]. Available: <https://www.mecalux.pt/armazens-automaticos-para-paletes/transelevadores-para-paletes>.
- [8] “Direct Industry - Armazém automático de transelevador,” [Online]. Available: <http://www.directindustry.com/pt/fabricante-industrial/armazem-automatico-transelevador-223556.html>. [Acedido em 13 04 2018].
- [9] DIRECTIVA 2006/42/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 17 de Maio de 2006 relativa às máquinas e que altera a Directiva 95/16/CE (reformulação).
- [10] B. & S. Eurodrive, Best Practice Antriebstechnik BMW AG weltweit, BMW/SEW, 2016.
- [11] S. Eurodrive, Practical Drive engineering – Project planning of drives; 10th Edition, SEW EURODRIVE; 2001.
- [12] A. Schäfer, Description of the best practice: Lift over 1.000 kg, 2th Version; BMW, 2015.
- [13] Eurocódigo 3 NP EN 1993-1-1 – Projeto de estruturas de aço; Parte 1-1: Regras gerais e regras para edificios, IPQ, 2010.
- [14] Eurocódigo 3 NP EN 1993-1-8 – Projeto de estruturas de aço; Parte 1-8: Projeto de ligações, IPQ, 2010.

- [15] Eurocódigo 3 NP EN 1993-1-9 – Projeto de estruturas de; Fadiga, Parte 1-9: Fadiga, 2010.
- [16] ISO 12100:2010 – Segurança máquinas; Princípios gerais para projeto – Avaliação de Risco e Redução do Risco, ISO, 1ª Edição, 2010.
- [17] ISO 13857:2008 - Segurança Máquinas; Distâncias de segurança para evitar que as zonas de risco sejam alcançadas por membros superiores e inferiores, ISO, 1ª Edição, 2008.
- [18] NP EN 349+A1:2011 - Segurança máquinas; Distâncias mínimas para evitar o esmagamento de partes do corpo humano, IPQ, 2ª Edição, 2011.
- [19] EN 619:2002+A1 - Continuous handling equipment and systems - Safety and EMC requirements for equipment for mechanical handling of unit loads, Avenue Marnix 17, B-1000 Brussels: CEN, English Version, 2010.
- [20] G. d. P. e. Engenharia, *Manual Técnico do Equipamento*, R&C Group; RARI S.A, 2018.
- [21] S. Help, “Solid Mesh,” [Online]. Available: [http://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/cworks/c\\_Solid\\_Mesh.htm](http://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/cworks/c_Solid_Mesh.htm). [Acedido em 15 04 2018].
- [22] S. Help, “Quality mesh check,” [Online]. Available: [http://help.solidworks.com/2018/english/solidworks/cworks/c\\_Mesh\\_Quality\\_Checks.htm](http://help.solidworks.com/2018/english/solidworks/cworks/c_Mesh_Quality_Checks.htm). [Acedido em 30 04 2018].
- [23] D. Sistemes, “SolidWorks Tech Blog - The best meshing cheat sheet,” [Online]. Available: <http://blogs.solidworks.com/tech/2017/08/good-fea-mesh-heres-answer-yes-no-need-know-meshing-infographic.html>. [Acedido em 05 03 2018].
- [24] S. Help, “Node Values vs Stress Values,” [Online]. Available: [https://help.solidworks.com/2018/english/solidworks/cworks/c\\_node\\_values\\_versus\\_element\\_values.htm](https://help.solidworks.com/2018/english/solidworks/cworks/c_node_values_versus_element_values.htm). [Acedido em 15 03 2018].
- [25] J. Bannantine, J. Comer e J. Handrock, *Fundamentals of metal fatigue*, Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall.
- [26] “European Steel and Alloy Grades/Numbers,” [Online]. Available: [http://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=186](http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=186). [Acedido em 10 05 2018].
- [27] P. J. C. Morilla, *Estado Triplo de Tensão*, Documento pdf; Universidade de Santa Cecilia.
- [28] E. J. J. ., T. Ferdinand P. Beer, *Resistência dos Materiais 4ª Edição*, Av. Engenheiro Luis Carlos Berrini 1253 10º - São Paulo: Mc.Graw-Hill, 2006.
- [29] R. J. J. D. F. M. P. J. C. Beer Ferdinand P., *Vector Mechanics for Engineers - Statics - 7th Edition*, McGrawHill.

- [30] “Buckling Factor of Safety,” Solidworks, [Online]. Available: [https://help.solidworks.com/2019/english/solidworks/cworks/c\\_buckling\\_load\\_factor.htm](https://help.solidworks.com/2019/english/solidworks/cworks/c_buckling_load_factor.htm). [Acedido em 15 07 2019].
- [31] Informa, “Machine Design,” [Online]. Available: <https://www.machinedesign.com/fea-and-simulation/buckling-analysis-fea>. [Acedido em 13 09 2019].
- [32] “ResearchGate,” [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Effective-length-factor-for-columns-with-simple-end-conditions\\_fig10\\_291336869](https://www.researchgate.net/figure/Effective-length-factor-for-columns-with-simple-end-conditions_fig10_291336869). [Acedido em 15 07 2019].
- [33] P. Paul M. Kurowski, Engineering Analysis with SolidWorks Simulation 2011, Schroff Development Corporation.
- [34] An Introduction to Stress Analysis, Applications with SolidWorks Simulation, Concord, Massachusetts 01742 USA: Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, 2010.
- [35] Decreto-Lei n.º 103/2008; MINISTÉRIO DA ECONOMIA E DA INOVAÇÃO, Diário da República, 1.ª série — N.º 120 — 24 de junho de 2008.