



Faculdade de Ciências e Tecnologia

Universidade Nova de Lisboa

**Optimização da Estrutura de um Semi-Reboque com Vista à
Flexibilidade na Sua Adequação Funcional**

David João Machado Martins

Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial

Professor Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso

Professor Doutor António José Freire Mourão

Dissertação de Mestrado

Caparica, Portugal Setembro de 2008

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, com o título de “Optimização da Estrutura de um Semi-Reboque com Vista à Flexibilidade na Sua Adequação Funcional”, sob a orientação do Professor Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso e do Professor Doutor António José Freire Mourão do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial.

David João Machado Martins, Setembro de 2008

Resumo

A otimização de elementos finitos da estrutura do chassis de um semi-reboque visa a expansão deste a variantes construtivas que permitam uma otimização de soluções funcionais, tanto em termos de desempenho, como de custo industrial e tempo de produção. A rentabilização de um modelo computacional, tanto do ponto de vista comercial, como do ponto de vista industrial, permite ir ao encontro das necessidades específicas de cada cliente e racionalizar as operações de produção e montagem.

Para se cumprirem tais objectivos, foi necessário um conhecimento profundo das potencialidades do chassis, alcançados através das modelações criadas em SolidWorks e Ansys, que permitiram a realização de diversos tipos de análises que simulam situações concretas ou previstas.

Sendo essencial do ponto de vista comercial a realização da otimização pela massa e do ponto de vista industrial da otimização pelo custo, foi necessário recorrer ao Matlab para se criar um programa que levasse a cabo uma otimização com estes dois objectivos. O recurso ao conceito de algoritmos genéticos durante o processo de otimização permitiu a obtenção de ganhos na massa do chassis até 17% e de custo até 19%.

Abstract

The finite element optimization of a semi-trailer chassis structure seek us expansion of the variants that allow a constructive optimization for functional solutions, in performance terms, industrial cost and production time. The return of a computational model, from the commercial and industrial point of view, give us the specific needs of each customer and streamline the operations of production and assembly.

To meet these goals, has required a thorough knowledge of the chassis's potentials, achieved through modelling design in SolidWorks and Ansys, which allowed the holding of various types of tests that simulate specific or planned situations.

As the key marketing asked for a mass optimization and from the industrial point of view a cost optimization was necessary, we invoked the Matlab to create a program that would take out an optimization with these two objectives. The recourse to genetic algorithms concept during this optimization process allowed us to reduce the mass of the chassis until 17% and a cost until 19%.

Reconhecimentos

O trabalho presente nesta dissertação advém da colaboração entre o Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa e o grupo empresarial constituído pelas marcas Invepe, S.A. e Fruehauf, S.A..

Assim o reconhecimento da minha parte pela disponibilidade e empréstimo dos seus enormes conhecimentos por parte do Professor João Mário Burguete Botelho Cardoso e do Professor António José Freire Mourão prestados ao longo dos últimos meses.

A frontalidade e disponibilidade transmitida pela Invepe e Fruehauf nas pessoas do Engenheiro Miguel Ángel Ania, do Engenheiro Juan Ortega Bielsa, do Engenheiro José Mendes, do Engenheiro Dias Alves, do Engenheiro André Valente e da Engenheira Ana Dias estiveram presentes desde o primeiro dia.

Como não poderia deixar de ser o apoio incondicional nos últimos vinte e seis anos por parte da minha família, o senhor meu pai Vergílio Martins Francisco, a senhora minha mãe Maria Virgínia Machado Martins e claro da irmã Ana Isabel Machado Martins, fizeram de mim parte daquilo que hoje sou.

De todos os meus outros familiares e amigos que se deram a conviver comigo nestes últimos meses e a importância de por vezes ser apenas ouvinte atento.

Finalmente, quero agradecer à minha amiga e namorada Maria João Mendes Martins todos os momentos fantásticos que temos passado juntos e muito obrigado pela compreensão e apoio incondicional.

David João Machado Martins

Caparica, Portugal Setembro de 2008

Conteúdo

Resumo	v
Abstract	vii
Reconhecimentos	ix
Conteúdo	xi
Parte I Introdução	1
<i>I.1 Mercado de Semi-Reboques</i>	3
<i>I.2 Dimensões e Peso</i>	12
I.2.1 O Decreto-Lei	12
I.2.2 Tractores Industriais	14
I.2.3 O Modelo Europa TIR	15
I.2.4 Resumo	16
<i>I.3 Modelo Europa TIR da Invepe</i>	19
I.3.1 Área de Projecto	20
I.3.2 Área de Produção	22
<i>I.4 Objectivos Propostos</i>	27
Parte II Modelo de Elementos Finitos do Chassis	29
<i>II.1 Modelo Ansys do Chassis</i>	31
II.1.1 Geometria	31
II.1.2 Parâmetros	41
II.1.3 Malha	45
II.1.4 Carregamentos	50
II.1.5 Discussão de resultados e conclusões	57
<i>II.2 Análise de Sensibilidades I</i>	60
II.2.1 Definições e Tipo de Análises	60
II.2.2 Modificações no Modelo Ansys do Chassis	74
II.2.3 Visualização Gráfica dos Resultados Obtidos	75
II.2.4 Discussão dos Resultados Obtidos	81
II.2.5 Conclusões	109
<i>II.3 Análise de Sensibilidades II</i>	111
II.3.1 Simulação de Componentes Eliminadas	112
II.3.2 Simulação de Carga Distribuída	121
II.3.3 Simulação de Porta Contentores	133
II.3.4 Conclusões	147
Parte III Optimização de Custos	149
<i>III.1 Introdução</i>	151
<i>III.2 Teoria da Optimização</i>	152
<i>III.3 Custos</i>	153

<i>III.4</i>	<i>Optimização Estrutural com Algoritmos Genéticos</i>	<i>156</i>
III.4.1	Algoritmos Genéticos	156
III.4.2	Processo de Optimização	159
III.4.3	Variáveis Consideradas	161
III.4.4	Constrangimento	162
III.4.5	Resultados da Análise de Optimização	162
III.4.6	Conclusões	166
Conclusões Finais		169
Trabalho Futuro		173
Referências Bibliográficas		175
Anexos		179

Parte I **INTRODUÇÃO**

I.1 Mercado de Semi-Reboques

Um semi-reboque é um reboque que não possui nenhum eixo dianteiro e onde grande parte do seu peso total, é suportado por um tractor industrial ou por um conjunto com eixos destacável de um camião [1], o qual é denominado por *dolly*.

Uma *dolly* pode ser acoplada a um camião ou a um reboque para suportar um semi-reboque, este tem que ter luzes traseiras próprias e ser matriculada. Existem diferentes tipos de *dolly*. A figura I-1 mostra um destes exemplares.



Fig. I-1 Dolly

Os semi-reboques possuem uma espécie de pés, apelidados de patolas, que os suportam quando são desacoplados.

As vantagens dos semi-reboques estão ligadas à flexibilidade no seu uso, eles podem ser acoplados e desacoplados rapidamente, o que permite rápidas trocas para os tractores que procedem às manobras num depósito, em caso de avaria de um tractor pode-se utilizar um outro, de modo a que não seja necessário trasladar a carga para outro veículo para que se cumpra o prazo de entrega das cargas, permitem ainda com o auxílio de uma *dolly* serem transportados por camiões rígidos.

Os semi-reboques têm desvantagens uma vez que o repouso num tractor industrial faz com que fiquem com um centro de gravidade mais elevado o que os torna menos estáveis do que veículos rígidos. Ao serem veículos articulados tornam-se

automaticamente mais complicados de conduzir e de controlar em caso de perda de tracção, estão ainda sujeitos ao fenómeno de *jackknifing* [1] que consiste numa dobra accidental de um veículo articulado com semelhança ao ângulo agudo de uma faca de bolso enquanto se fecha.

A acoplagem de um semi-reboque a um tractor é feita numa placa larga aparafusada ao chassis do tractor, sobre a qual o semi-reboque repousa e gira. Como o tractor inverte sob o reboque, um pino mestre na parte dianteira do reboque desliza num rasgo da placa do tractor que em seguida é trancado.



Fig. I-2 Camião com um semi-reboque de 3 eixos

Na Europa continental, o semi-reboque de carga mais comum tem geralmente três eixos na parte traseira, com rodas simples, perfazendo um total de 6 rodas. O veículo inteiro, tractor e semi-reboque, tem geralmente 5 eixos e 12 rodas, embora os reboques possam variar no número de rodas. No que diz respeito aos valores máximos de peso e dimensões dos veículos permitidos por lei existem várias diferenças nos vários países europeus, nalguns casos mesmo dentro deles existem limites diferentes para diferentes regiões. Um dos países mais importantes das principais rotas europeias de transporte rodoviário é a Suíça, onde os limites impostos são variados e por diversos motivos. No Reino Unido os semi-reboques devem ter três ou mais eixos, de forma a suportarem um peso bruto permitido de 44 toneladas (97 mil libras). Na Europa os limites dimensionais são tidos em conta no conjunto acoplado, enquanto nos Estados Unidos a cabine do camião não entra para essas medidas. Actualmente na Alemanha são

permitidos veículos até 25,25 *metros* de comprimento com algumas restrições, o mesmo acontece nos Países Baixos. Como acontece na Escandinávia, em que estes veículos têm um limite de peso de 60 *toneladas*, que podem ser de dois tipos, um camião de 26 *toneladas* que puxa uma *dolly* e um semi-reboque ou um tractor que puxa dois semi-reboques ligados por uma *dolly*. O maior fabricante actualmente na Europa é a *Schmitz CargoBull*.



Fig. I-3 Camião com semi-reboque atrelado com auxílio de uma *dolly*

Na Suécia, o comprimento máximo é de 24 *metros* para todos os veículos e de 25,25 *metros* para camiões com dois semi-reboques. Por sua vez na Finlândia a maioria dos camiões podem ter um comprimento total até 25,25 *metros* com apenas um semi-reboque. Em ambos os países o peso bruto é limitado até às 60 *toneladas*.

Na América do Norte, os semi-reboques têm geralmente dois eixos na parte traseira, cada qual com duas rodas duplas o que faz com que o semi-reboque possua 8 rodas. O peso máximo para um conjunto tractor e reboque deste tipo, nos Estados Unidos, é pelo menos 36,2 *toneladas*, embora em alguns estados se possa ir até às 44,9 *toneladas*. As rodas duplas são as mais comuns, contudo o uso de um único pneu mais largo em cada eixo está a tornar-se popular, principalmente entre transportadores de cargas de maiores dimensões e cargas sensíveis, uma vez que neste tipo de semi-reboques se podem colocar pesos maiores e a refrigeração do sistema de travagem é mais eficaz. Estes têm no entanto a desvantagem de quando um pneu se fura não ser possível conduzir até à área de serviço mais próxima sem causar outros danos, o que

não acontece no modelo de rodas duplas. Os Estados Unidos permitem a composição de camiões com 2 semi-reboques.



Fig. I-4 Camiões com 2 semi-reboques

A Austrália é famosa por ter camiões muito compridos, os *road train*, os semi-reboques destes têm em geral 3 eixos o que faz com que o camião tenha entre 26 a 32 rodas, um comprimento máximo de 53,5 metros, uma carga que pode ir até às 115,5 toneladas e ter até 4 reboques acoplados. Deste modo, as limitações destes camiões são muitas no que diz respeito às zonas de circulação.



Fig. I-5 Camião australiano com 4 semi-reboques (*road train*)

Existem diversas marcas e modelos de semi-reboques a circular nas estradas portuguesas. As marcas dominantes do mercado ibérico e europeu de semi-reboques são entre outras a *Samro*, *Schmitz CargoBull*, *Kögel*, *Krone*, *Invepe*, *Fruehauf*, *LeciTrailer*, *Fliegl*, *Benalu*, *Galucho* e *Leciñena*.

A presente dissertação auferiu da colaboração dos fabricantes de semi-reboques Invepe [2] e Fruehauf [3].

○ **Identificação da empresa Invepe**

Nome: Invepe, Indústria de Veículos Pesados, S.A.

Localização: Rio Maior, Portugal

Endereço de web: www.invepe.pt

Contacto: commercial@invepe.pt

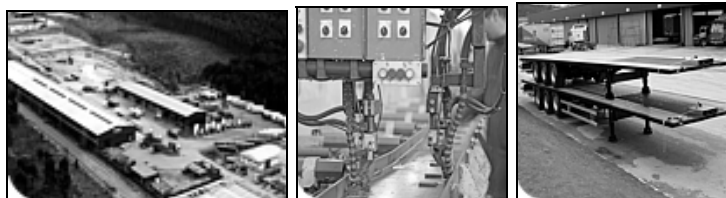


Fig. I-6 Instalações, produção e semi-reboques Invepe

○ **Identificação da empresa Fruehauf**

Nome: Fruehauf, S.A.

Localização: Madrid, Espanha

Endereço de web: www.fruehauf.es

Contacto: clientes@fruehaufsa.es



Fig. I-7 Semi-reboque Fruehauf

A Invepe, marca Portuguesa que pertence ao grupo TotalTrailers, divide actualmente a produção das diversas gamas de semi-reboques com a Espanhola Fruehauf.

Fundada em 1986, a empresa INVEPE, Indústria de Veículos Pesados, S.A. dedicou-se ao fabrico de Cisternas e Semi-Reboques em instalações alugadas em Santarém, com uma produção anual de 12 unidades.

Em 1991 com a entrada de 51% no Capital da sociedade do Grupo Francês LOHR novas e modernas instalações foram feitas na Zona Industrial de Rio Maior, as quais foram inauguradas em 1992, com 45 empregados e uma produção de 10 unidades/mês.

Em 1993 a empresa passa a Sociedade Anónima (S.A.), para em 1998 novos investimentos serem feitos a nível de instalações e o Grupo LOHR passa a deter 98% do Capital. A produção mensal passa a 35 unidades.

Em 2001 a aquisição por parte do Grupo TotalTrailers, de capitais espanhóis por compra da participação da LOHR inicia uma nova fase industrial para a Invepe que em 2004 começa a exportar para Espanha unidades de marca Fruehauf e em 2005 a nova marca Totaltrailers para o mercado Francês.

Actualmente com 120 empregados a capacidade de produção é de 5 unidades por dia, estando estas divididas entre produtos standards e específicos.

A INVEPE, S.A. produz, comercializa e repara reboques, semi-reboques, carroçarias, basculantes e cisternas.

Conta ainda com um serviço pós-venda e uma rede de assistência internacional que partilha com os seus parceiros FRUEHAUF e TOTALTRAILERS em Espanha e França, respectivamente.

É responsável pela produção de uma gama alargada de produtos para o transporte de produtos muito distintos. No quadro seguinte são apresentados os diferentes modelos que a empresa disponibiliza, bem como as áreas de transporte que os abrangem.

Quadro I-1 Gama de produtos da marca Invepe [4]

<i>Gama de produtos INVEPE</i>					
	<i>MODELO</i>				
PRODUTOS AÇO	Transporte de Carga Geral	<i>Semi-reboques</i>	Plataformas abertas	EPB	
			Plataforma para transporte de pedra	EPBP	
			Plataformas com Carroçaria (TIR)	EUROPA-TIR	
		<i>Reboques</i>	Abertos	RCS ou RCC	
			Com carroçaria	RCS-TIR ou RCC-TIR	
		Transporte para Obras Públicas e Maquinaria	<i>Semi-reboques</i>	Porta-Máquinas	R124PM
	Basculantes			YCHP	
	Transportes de Contentores	<i>Semi-reboques</i>	Chassis combinados de 1x20'' ou 2x20'' e 40''	KNB	
			Plataformas combinadas de 1x20'' ou 2x20'' e 40''	KPB	
			Semi-reboque África	KNBA e KPBA	
			Extensíveis combinados	COMBI	
	Transportes Especiais	<i>Semi-reboques</i>	Plataforma extensível	PBX	
			Plataforma rebaixada	PBD	
			Plataforma ou chassis florestal	ENBF	
		<i>Reboques</i>	Plataforma ou chassis para transporte de caixais de detritos	RCSCX	
	Chassis	<i>Semi-reboques</i>	Chassis basculante	YNB e ENB	
			Chassis cisterna	ENC	
			Chassis frigorífico	ENF	
	PRODUTOS ALUMÍNIO	<i>Semi-reboques</i>		Plataformas	
		<i>Basculantes</i>	Obras Públicas		VQ
Graneleiros			MCH e MFP		
Graneleiros Paletizáveis			MLL		

O mercado português nos últimos anos sofreu algumas variações no que diz respeito à comercialização de semi-reboques. No gráfico I-1 podem ver-se as unidades

vendas anualmente, entre 2000 e 2006 [5,6], bem como a evolução das principais marcas de semi-reboques em Portugal.

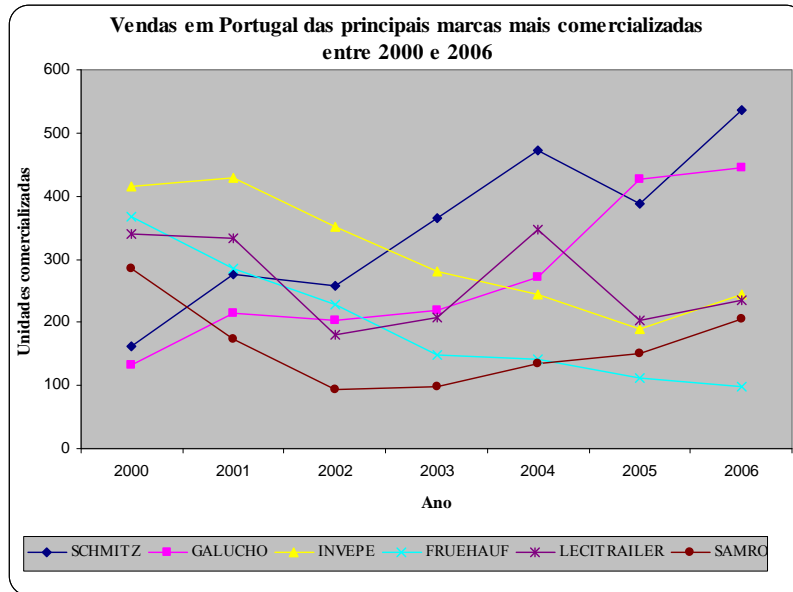


Gráfico I-1 Evolução das vendas em Portugal das marcas de semi-reboques líderes de mercado entre 2000 e 2006 (fonte: *www.ine.pt*)

Apresentam-se no gráfico I-2 o número de unidades comercializadas e respectiva evolução das marcas Invepe e Fruehauf no mercado de semi-reboques em Portugal nos últimos anos.

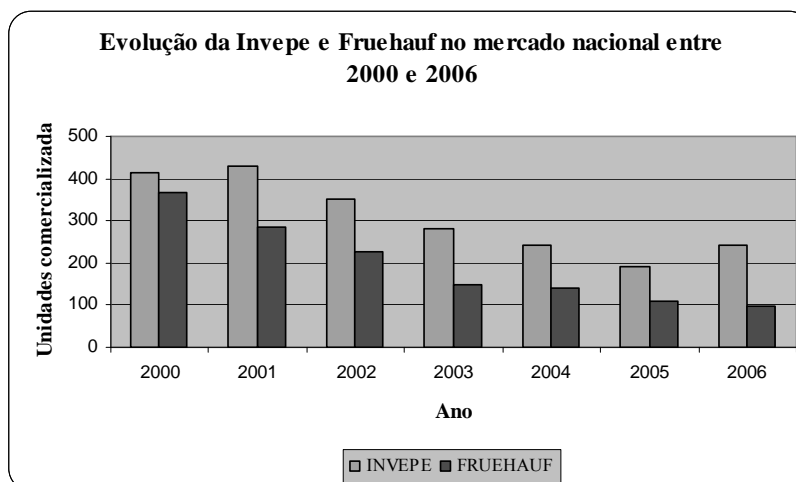


Gráfico I-2 Evolução da Invepe e Fruehauf no mercado nacional entre os anos de 2000 e 2006 (fonte: *www.ine.pt*)

Para finalizar, é evidenciada a evolução global no mercado dos semi-reboques em Portugal no mesmo período, onde se denota uma ligeira crise até ao ano de 2006.

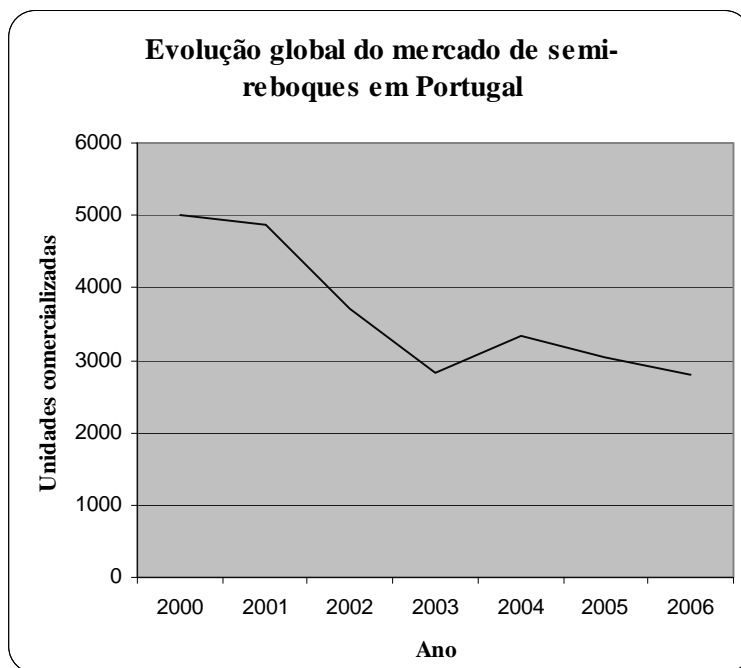


Gráfico I-3 Evolução global do mercado de semi-reboques em Portugal entre 2000 e 2006 (fonte: www.ine.pt)

O presente estudo fornece desde já uma ideia global do que é o mercado dos semi-reboques a nível nacional e europeu, focalizando alguns pormenores de interesse no seio do mesmo e mostrou algumas curiosidades do que se passa no resto do mundo.

Deram-se a conhecer algumas marcas, uma ideia dos limites de cargas e dimensões em diferentes países e regiões [7,8]. Por aqui se vêem as inúmeras variantes e considerações que terão de ser levadas em linha de conta mais à frente durante a execução do projecto em causa.

Repare-se que o mercado tem sofrido grandes variações nos últimos anos no que respeita aos líderes de vendas. Este conta também com um decréscimo no que diz respeito ao número de semi-reboques comercializados, decréscimo esse que tem sido acompanhado pela Invepe.

I.2 Dimensões e Peso

A mítica frase, “ninguém está acima da Lei”, diz-nos que as regras e normas são para se cumprir. Como em tudo, numa sociedade, existem regras e normas. O caso da produção de semi-reboques não foge à regra. Existem diversas normas e regras que tem obrigatoriamente que ser cumpridas, mesmo que por vezes inflacione os custos finais da produção. Neste caso, além das normas com a segurança no projecto e na produção, terá que se levar em linha de conta as regras de trânsito que estes veículos irão ter que respeitar durante a sua actividade.

Antes de mais é preciso conhecer as regras que estes veículos terão de respeitar, pois só assim se evitarão problemas de não conformidade para circular nas estradas, bem como procurar a melhor forma de otimizar o produto respeitando as restrições da Lei.

O *Decreto-Lei n.º 99/2005 de 21 de Junho* [9] é o documento que regulamenta os pesos e as dimensões máximas autorizadas para veículos em circulação.

Segue a apresentação das respectivas dimensões e peso para o conjunto de veículos tractor e semi-reboque constantes na Lei. Uma vez que a regulamentação prevê apenas dimensões e pesos do conjunto global do veículo, procedeu-se a uma verificação das dimensões e peso da generalidade dos tractores industriais de modo a conhecer-se a margem de manobra que estes deixam aos respectivos semi-reboques.

No final, iremos olhar para a folha de homologação de um dos semi-reboques Invepe, no caso o modelo Europa TIR, e aferir da legalidade do mesmo.

I.2.1 O Decreto-Lei

O presente regulamento fixa, para efeitos de circulação, os pesos e as dimensões máximos dos veículos a motor e seus reboques, onde as disposições relativas aos reboques são também aplicáveis aos semi-reboques.

Assim sendo, no que diz respeito a dimensões temos a seguinte legislação (Artigo 3.º do Decreto-Lei n.º 99/2005 de 21 de Junho).

- Comprimento máximo:
“f) Conjunto veículo tractor-semi-reboque de três ou mais eixos: 16,5 m”
- Largura máxima:
“a) Qualquer veículo: 2,55 m”
“b) Veículos de transporte condicionado: 2,6 m”
- Altura máxima:
“A altura máxima para qualquer veículo é de 4 m”
- Ponto relevante:
“Nas dimensões fixadas estão compreendidas as super-estruturas amovíveis e os dispositivos de carga normalizados, como contentores”
- Os semi-reboques devem ainda respeitar os seguintes pontos:
“a) A distância máxima entre o eixo da cavilha de engate e a retaguarda do semi-reboque é de 12 m”
“b) A distância medida horizontalmente entre o eixo da cavilha de engate e qualquer ponto da dianteira do semi-reboque não deve ser superior a 2,04 m”

Passa-se a descrever o peso bruto máximo dos veículos fixados, quando em circulação (Artigo 8.º do Decreto-Lei n.º 99/2005 de 21 de Junho).

- Peso bruto máximo para conjunto veículo tractor-semi-reboque:
“a) Três eixos: 29 t”
“b) Quatro eixos: 38 t”
“c) Cinco ou mais eixos: 40 t”
“d) Cinco ou mais eixos transportando dois contentores ISO de 20’, ou um contentor ISO de 40’: 44 t”

Por fim, dois reparos no que diz respeito ao peso bruto máximo por eixo dos veículos, quando em circulação (*Artigo 9.º do Decreto-Lei n.º 99/2005 de 21 de Junho*).

- Pesos brutos máximos de um eixo simples:
 - “b) Não motor: 10 t”
 - “c) Motor: 12 t”
- No eixo duplo motor e não motor, os pesos brutos máximos relacionam-se com a correspondente distância entre eixos (d) da seguinte forma:
 - “a) Se d for inferior a 1 m: 12 t”
 - “b) Se d for de 1 m a 1,29 m: 17 t”
 - “c) Se d for de 1,3 m a 1,79 m: 19 t”
 - “d) Se d for igual ou superior a 1,8 m: 20 t”

Este Decreto-Lei aborda outros pontos como requisitos de manobrabilidade, dispositivos não tomados em consideração na medição das dimensões, peso bruto rebocáveis, equivalência entre suspensões não pneumáticas e pneumáticas, entre outros. Estes e outros pontos podem ser consultados junto do *Decreto-Lei n.º 99/2005 de 21 de Junho* [9].

I.2.2 Tractores Industriais

Como vimos anteriormente, a Lei apenas faz referência ao conjunto tractor e semi-reboque, pelo que é de todo o interesse constatar quais as dimensões e pesos dos tractores industriais de modo a sabermos até onde se pode ir aquando do projecto de um semi-reboque sem que se ultrapassem os limites impostos para a circulação dos veículos.

Da pesquisa efectuada, verifica-se que a generalidade deste tipo de veículos respeita a norma ISO 1726, que diz respeito à distância entre a frente do tractor

industrial e o centro da quinta-roda (zona do tractor industrial onde o semi-reboque apoia). Esta deverá ser no máximo de 4500 *mm* (anexo I) [10].

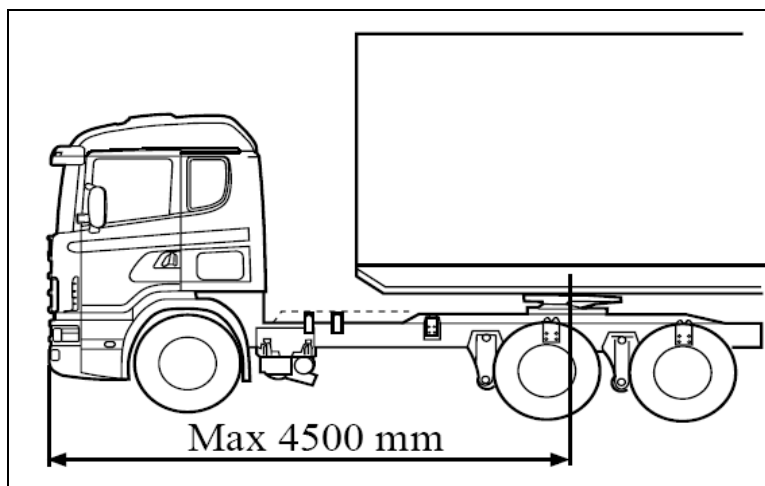


Fig. I-8 Distância máxima entre a frente do tractor industrial e o centro da quinta-roda

Perante este valor e os referidos no Decreto-Lei anteriormente mencionado, podemos concluir que sem exceder os 16,5 *m* de comprimento total do veículo, os semi-reboques podem ter um comprimento máximo de 13,6 *m*.

A consulta das características de alguns tractores industriais actualmente disponíveis no mercado permitiu-nos constatar o cumprimento desta norma por parte dos fabricantes deste tipo de veículos. A título de exemplo serve o documento da Scania (anexo I) [10], a folha de pesos/dimensões da *Renault Premium 450.19T* (anexo II) [11] e a ficha de características do tractor industrial *Roman Autotractor 19.410 FLS 4x2* (anexo III) [12].

I.2.3 O Modelo Europa TIR

Da ficha de homologação do modelo *Europa TIR* da *Invepe* (anexo IV) constam as distâncias entre os eixos e o apoio, as distâncias entre eixos, as dimensões máximas do semi-reboque, o peso do veículo em vazio, o peso bruto, o peso máximo tecnicamente admissível declarado pelos fabricantes e a trajectória em curva.

Destes importa verificar os seguintes aspectos.

- Comprimento:

No que se refere ao comprimento do semi-reboque, para efeitos de legalidade importa que a distância entre o pino de engate e a traseira do veículo (no caso 11965 *mm*) não exceda os 12 *m*. O valor desta distância adicionada à distância entre a frente do tractor industrial e a quinta-roda (no máximo 4500 *mm*) não pode exceder os 16,5 *m*.

Outro ponto importante no que respeita ao comprimento do semi-reboque é a distância do apoio à frente do mesmo (no caso 1875 *mm*), esta não poderá ultrapassar os 2,04 *m* permitidos por Lei.

- Largura:

A largura máxima permitida por Lei é de 2,55 *m* para este tipo de veículos. Este modelo admite no máximo uma largura de 2480 *mm*.

- Peso bruto:

O modelo Europa TIR possui três eixos simples pelo que entra no escalão dos veículos com peso bruto até 40 *toneladas*. O referenciado para este semi-reboque é de 36000 *kg* pelo que no caso da utilização de um tractor industrial com um peso bruto superior a 4 *toneladas* há que ter em conta a carga a colocar no semi-reboque de modo a não exceder os limites impostos.

No que se refere à distribuição dos pesos, estes encontram-se dentro dos limites de 10 *toneladas* para eixos não motor e 12 *toneladas* para eixos motor. Neste modelo têm-se 8 e 12 *toneladas* respectivamente para estes eixos.

I.2.4 Resumo

Para uma melhor compreensão do anteriormente exposto, apresenta-se em seguida um quadro e esquema com as dimensões e pesos máximos permitidos e normalizados para o conjunto de veículos tractor e semi-reboque.

Quadro I-2 Resumo das dimensões e pesos de relevância para o caso em estudo

Dimensões máximas, segundo o Decreto-Lei 99/2005 de 21 de Julho, para os veículos tractor-semi-reboque		
Comprimento (<i>mm</i>)		(D) 16500
Largura (<i>mm</i>)		2550
Altura (<i>mm</i>)		(E) 4000
Distância entre o eixo da cavilha de engate e a retaguarda do semi-reboque (<i>mm</i>)		(C) 12000
Distância entre o eixo da cavilha de engate e a dianteira do semi-reboque (<i>mm</i>)		(B) 2040
Dimensões máximas, segundo a norma ISO 1726, para tractores industriais		
Distância entre a frente do tractor industrial e a quinta-rodas (<i>mm</i>)		(A) 4500
Peso bruto máximo, segundo o Decreto-Lei 99/2005 de 21 de Julho, para os veículos tractor-semi-reboque		
Três eixos		29 t
Quatro eixos		38 t
Cinco ou mais eixos		40 t
Cinco ou mais eixos transportando dois contentores ISO de 20b, ou um contentor ISO de 40b		44 t
Peso bruto máximo por eixo, segundo o Decreto-Lei 99/2005 de 21 de Julho, para os veículos tractor-semi-reboque		
Eixo simples	Não motor	10 t
	Motor	12 t

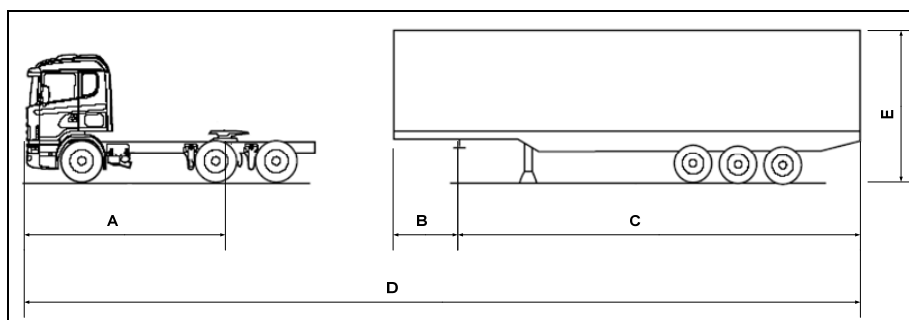


Fig. I-9 Esquema de um veículo tractor e semi-reboque com referência a algumas dimensões de maior relevância

A pesquisa efectuada acerca das dimensões e pesos permitidos por Lei, apresentados anteriormente, permitem ter uma nova perspectiva no que se refere a constrangimentos necessários a ter em conta aquando da idealização de um projecto de um qualquer semi-reboque.

O conhecimento profundo das limitações impostas [13] não se esgota na obrigação de as respeitar mas pode facultar alguma capacidade de optimização da carga a transportar, quer a nível de dimensões quer a nível de peso. A exploração máxima destas capacidades pode marcar a diferença para o cliente na altura de escolher entre uma ou outra marca. Pois no ponto de vista do cliente, a rentabilização máxima de um veículo deste tipo é uma das características mais importantes a ter em conta.

Outro ponto abordado foi as dimensões dos mais comuns tractores industriais actualmente disponíveis no mercado. Aqui o ponto fulcral é a distância entre a frente do tractor industrial e o centro da quinta-roda, pois esta distância irá ter influência no comprimento do semi-reboque. Contudo, verificou-se que essa distância se encontra normalizada para um valor máximo de 4500mm, que de acordo com o consagrado na Lei acerca da distância máxima entre o eixo da cavilha de engate e a retaguarda do semi-reboque, 12000 *mm*, faz com que não se supere o comprimento máximo para este tipo de veículos, 16500 *mm*.

Por fim, verificou-se a ficha de homologação do modelo Europa TIR da Invepe, que como seria de esperar se encontra dentro dos limites requeridos, quer a nível de dimensões quer a nível de peso.

I.3 Modelo Europa TIR da Invepe

Sendo o modelo Europa TIR dos semi-reboques mais comercializados pela Invepe, foi então eleito para ser alvo de um estudo de optimização da sua massa e custo de produção, tendo por base o seu chassis.

Assim, para este modelo, foram tidos em consideração os processos de projecto e de produção com o intuito de se conhecer com rigor todos os detalhes deste chassis.

Na área referente ao projecto do semi-reboque, foi realizado todo o design das peças do chassis do modelo Europa TIR, tendo em conta não só as dimensões exactas de cada peça mas também o material constituinte de cada uma. No que diz respeito à área de produção, teve-se em consideração todo o processo de fabrico e montagem do chassis, dando especial atenção às peças fabricadas na empresa e às que são compradas, modo e sequência de montagem do chassis, o tipo de soldadura, os recursos a nível humano e equipamento, tempos e custos inerentes.

As características standard do modelo Europa TIR da Invepe são facultadas em anexo (anexo V). De notar que estas são as características fornecidas ao cliente e que, a maioria não está directamente ligada à produção dos chassis, contudo numa perspectiva global de projecto estas terão sempre que ser levadas em conta, visto que podem incutir peso, limitações dimensionais e posicionais, entre outras.

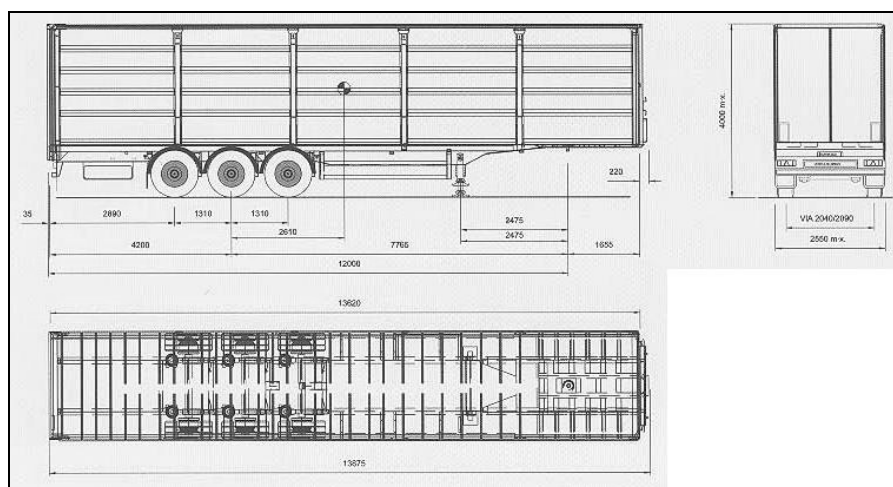


Fig. I-10 - Modelo Europa TIR da Invepe

I.3.1 Área de Projecto

A modelação de todas as peças que fazem parte do chassis foi feita em SolidWorks [14], tendo-se este processo prolongado por quase um mês. Na referida modelação, além dos desenhos em três dimensões [15,16], foram também efectuadas as respectivas assemblagens para obtenção do conjunto do chassis, foram definidos os tipos de materiais das diferentes peças e a passagem das mesmas para duas dimensões para posterior impressão.

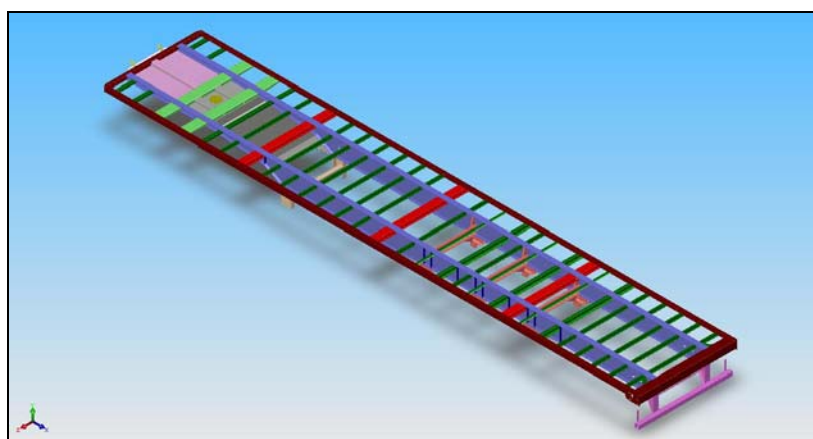


Fig. I-11 - Modelo 3D do chassis construído em SolidWorks

Ao longo de toda esta fase foram encontradas algumas dificuldades no que se refere à falta ou inconformidades de desenhos de peças, desenhos que vieram da *Fruehauf* [17], problemas na montagem do conjunto devido a dimensões não conformes de certas peças e falta de informação referente ao posicionamento exacto de peças.

Os desenhos de todas as peças e conjuntos deste chassis não foram incluídos neste documento devido ao elevado número de desenhos e ao facto de não ser determinante a sua consulta para a correcta interpretação da presente leitura.

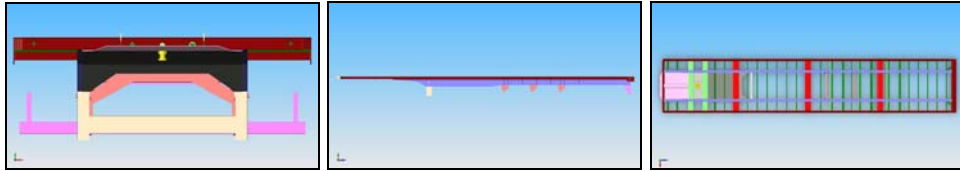


Fig. I-12 - Vistas do modelo 3D do chassis

O material base utilizado nas longarinas do chassis é o Aço S355J2S3, seguindo a norma EN10025 [18], este é um aço de maior dureza em relação aos outros dois. O Aço A42b, utilizado na maior parte de todas as outras componentes do chassis, é um aço com uma dureza inferior ao anterior, na ordem de S235 a S275 MPa. Em algumas peças do conjunto é ainda utilizado o aço ST-523. Ver tabela I-1.

Tabela I-1 - Características dos materiais utilizados na produção do chassis (norma EN10025, IPQ)

	Massa específica (Kg/m ³)	Resistência máxima à tração (MPa)	Tensão de cedência		Módulo de elasticidade (GPa)	Módulo de distorção (GPa)	Coeficiente de dilatação térmica (10E-5/°C)
			Tracção (MPa)	Corte (MPa)			
A42b	7850	360 a 510	235-275	135-158	210	80	12
S355J2S3	7850	470 a 630	355	205	210	80	12
ST-523	7850	590 a 770	523	-	200	77	10

A modelação em SolidWorks permite, após a definição do tipo de material de cada peça, conhecermos características do modelo como o peso de cada peça bem como do conjunto global do modelo, o volume, a áreas de superfícies, a localização do centro de massa, os momentos de inércia, entre outros.

No quadro I-3 apresentam-se algumas das características do chassis do modelo Europa TIR que foi modelado em SolidWorks [14].

Mass properties of "MAIN STRUCTURE (01.00.00)"		
(Assembly Configuration - Default)		
Output coordinate System: -- default --		
Density = 7652.92 kilograms per cubic meter		
Mass = 2224.60 kilograms		
Volume = 0.29 cubic meters		
Surface area = 99.56 square meters		
Centre of mass: (meters)		
	X = 1.57	
	Y = 2.59	
	Z = 1.56	
Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (kilograms * square meters)		
<i>Taken at the centre of mass.</i>		
Ix = (1.00, -0.01, -0.00)	Px = 1183.62	
Iy = (-0.00, 0.00, -1.00)	Py = 38362.09	
Iz = (0.01, 1.00, 0.00)	Pz = 39419.30	
Moments of inertia: (kilograms * square meters)		
<i>Taken at the centre of mass and aligned with the output coordinate system.</i>		
Lxx = 1186.55	Lyx = -334.80	Lzx = -0.10
Lxy = -334.80	Lyy = 39416.37	Lzy = -0.04
Lxz = -0.10	Lyz = -0.04	Lzz = 38362.09
Moments of inertia: (kilograms * square meters)		
<i>Taken at the output coordinate system.</i>		
Ixx = 21536.77	Iyx = 8739.18	Izx = 5468.80
Ixy = 8739.18	Iyy = 50354.58	Izy = 8996.93
Ixz = 5468.80	Iyz = 8996.93	Izz = 58805.53

Quadro I-3 - Características do chassis do modelo Europa TIR

Neste quadro pode-se, além de outras informações, obter qual a massa deste modelo. Verifica-se que o chassis tem uma massa pouco superior a 2,2 toneladas. De referir que neste valor não se encontram contabilizados os cordões de soldadura, contudo estes não provocam um incremento significativo no peso global deste chassis.

I.3.2 Área de Produção

Após a verificação na empresa Invepe, da sequência de produção deste chassis, constata-se que na generalidade, a linha de produção está actualmente subdividida segundo o esquema da figura I-13.

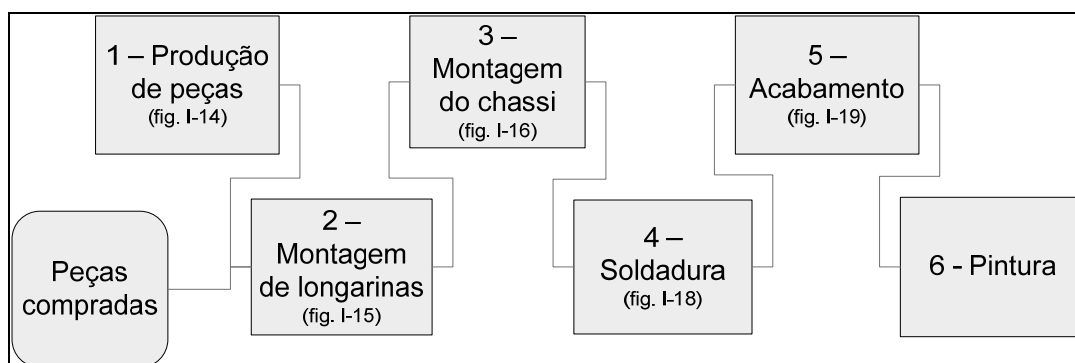


Fig. I-13 - Sequência de produção de chassis na Invepe

1. Produção de Peças

Nesta fase procede-se à produção de todas as peças não compradas que fazem parte dos componentes dos chassis.



Fig. I-14 - Zona de produção de peças

2. Montagem de Longarinas

Com o auxílio de um gabarito, procede-se à montagem das longarinas. Numa primeira fase procede-se à montagem destas aplicando pontos de soldadura, seguindo-se depois o processo de Soldadura por Arco Submerso com uma máquina de soldar. Existem dois gabaritos com esta capacidade, cada qual emprega um colaborador. As longarinas são constituídas por três peças que constituem a sua alma e por duas peças que constituem os banzos superior e inferior do seu perfil em I.

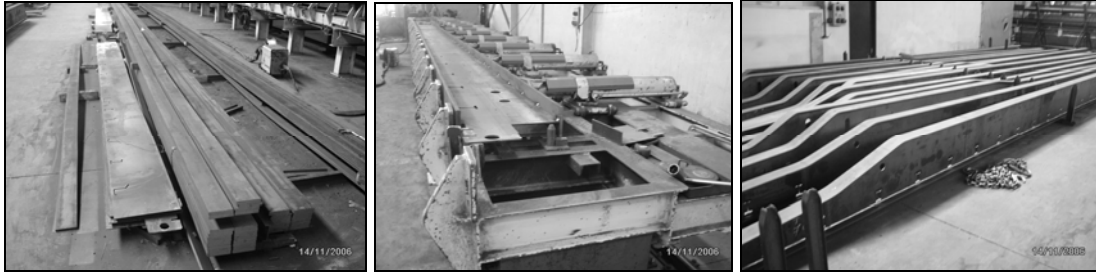


Fig. I-15 - Zona de montagem de longarinas

3. Montagem do chassis

Procede-se à montagem do chassis com este em posição de eixos para cima, recorre-se à ajuda de um gabarito de grandes dimensões que permite garantir as dimensões de montagem. São montadas todas as peças que fazem parte dos componentes, longarinas, travessas, abas laterais e de topo, apoios de suspensão, pára-choques, apoio de patolas, prato patim, prato king pin (KP) e prato de reforço do pescoço do chassis. São ainda aqui colocados todos os reforços nas longarinas.

Todas estas peças são acopladas por meio de pontos de soldadura MIG/MAG. Existem dois gabaritos com esta capacidade e cada um necessita de dois colaboradores.



Fig. I-16 - Zona de montagem dos chassis

4. Soldadura

Ao longo da produção de chassis, na *Invepe*, são utilizados dois processos de soldadura [19], o SAS – soldadura por arco submerso e soldadura MIG/MAG.

Estes consomem eléctrodos de 1,2 mm de diâmetro a fio nu. As soldaduras são em geral realizadas apenas num dos lados das peças. Os cordões de soldadura podem

ser contínuos ou descontínuos e de topo a topo, bordos direitos ou de junta de cantos. Utilizam-se máquinas de soldar convencional e sinérgicas.

Na fase de soldadura de todas as componentes é utilizada soldadura MIG/MAG. As soldaduras das travessas nas longarinas são feitas como se demonstra em baixo e apenas num dos lados da longarina.

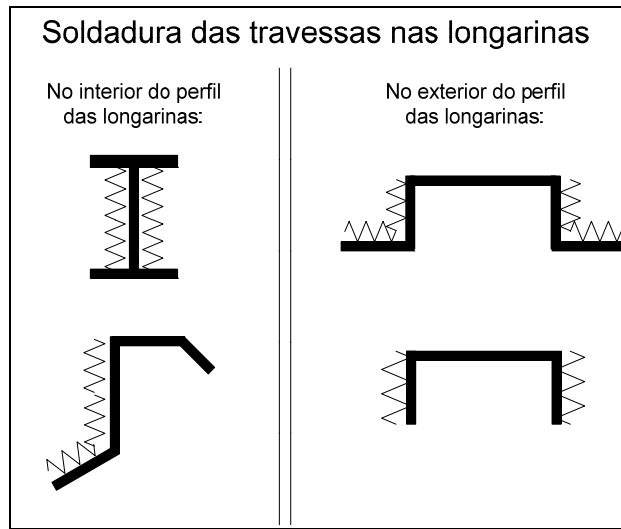


Fig. I-17 - Modo de soldadura das travessas nas longarinas

São realizadas soldaduras topo a topo nas direcções perpendiculares às longarinas e de junta de cantos nas direcções paralelas das mesmas. Realizam-se ainda algumas soldaduras de bordos direitos. Certos cordões de soldadura são contínuos e outros descontínuos. Nas zonas mais estreitas do prato de reforço do pescoço do chassis, segundo informação do responsável na empresa, o cordão de soldadura não deverá ser feito até à face devido a eventuais problemas de vibrações.



Fig. I-18 - Zona de soldadura

5. Acabamento

Numa primeira fase com recurso a rebarbadoras procedem-se aos acabamentos nas soldaduras. Numa segunda fase o chassis passa numa máquina de decapagem.



Fig. I-19 - Zona de acabamento

6. Pintura

Para esta última etapa a empresa possui uma estufa de pintura. Após esta fase procede-se então à montagem de todos os acessórios que não são parte integrante do corpo do chassis.

Apenas uma nota final no que se refere aos tempos de produção, aos custos e aos colaboradores. Assim, no que se refere aos tempos actuais para todo o processo de fabrico de um semi-reboque ronda aproximadamente um dia de trabalho. De notar que está a ser levada a cabo uma profunda reestruturação da linha de montagem dos chassis, pelo que os tempos de produção, custos e recursos humanos não se encontram de todo contabilizados.

I.4 Objectivos Propostos

A presente dissertação, denominada de “Optimização da Estrutura de um Semi-Reboque com Vista à Flexibilidade na sua Adequação Funcional”, surge no seguimento do trabalho desenvolvido no âmbito da disciplina de projecto da licenciatura em Engenharia Mecânica [49] concluída em Julho de 2007.

Nesse projecto elaborou-se um estudo de mercado do segmento dos semi-reboques, procedeu-se à modelação em CAD de todas as peças constituintes do chassis, montou-se um modelo em Ansys, do qual se realizaram diversas análises estruturais e criaram-se novos designs para algumas componentes. Parte do método e resultados das análises estruturais serviram de ponto de partida para esta dissertação.

Esta tem por objectivo, a realização da optimização do modelo de elementos finitos da estrutura do chassis dos semi-reboques, com especial ênfase à estrutura do modelo Europa TIR da Invepe. Bem como, expandir o modelo a variantes construtivas que permitam uma optimização de soluções funcionais, tanto em termos de desempenho, como de custo industrial e tempo de produção.

Pretende-se ainda aumentar a competitividade do chassis através do recurso a um modelo computacional, tanto do ponto de vista comercial, como do ponto de vista industrial. Na questão comercial pretende-se desenvolver métodos que permitam ir ao encontro das necessidades específicas de cada cliente. Industrialmente objectiva-se a racionalização e parametrização de operações de produção e montagem.

Perante os objectivos apresentados foi estabelecido um plano sob o qual decorreu todo o trabalho desenvolvido. O planeamento encontra-se esquematizado no diagrama da figura I-20.

ID	Nome da Tarefa	Inicio	Fim	Duração	2008								
					Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	
1	Definição de Objectivos e Planeamento da Dissertação	01-02-2008	08-02-2008	6d	■								
2	Pesquisa Bibliográfica e de Conteúdos	05-02-2008	29-08-2008	149d	■	■	■	■	■	■	■	■	■
3	Definição do Modelo e Parâmetros para Análises em Ansys	15-02-2008	14-03-2008	21d	■	■							
4	Análises de Sensibilidades I	20-03-2008	18-04-2008	22d		■	■						
5	Análises de Sensibilidades II	21-04-2008	20-05-2008	22d			■	■					
6	Custos Inerentes ao Chassis	23-05-2008	30-05-2008	6d					■				
7	Definição da Metodologia do Processo de Optimização	02-06-2008	04-07-2008	25d					■	■			
8	Análises de Optimização	07-07-2008	22-08-2008	35d						■	■	■	■
9	Análise dos Resultados da Optimização	25-08-2008	29-08-2008	5d									■
10	Composição do Relatório de Dissertação	27-08-2008	01-10-2008	26d								■	■

Fig. I-20 Diagrama do planeamento da dissertação

As decisões tomadas na definição dos objectivos, planeamento e qualquer outra tomada de decisão que decorreu com o evoluir da dissertação, tiveram sempre em consideração os objectivos académicos na qual esta se insere e a visão das necessidades empresariais do ponto de vista da Invepe e da Fruehauf.

Parte II MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DO CHASSIS

II.1 Modelo Ansys do Chassis

As tecnologias evoluem actualmente a um ritmo muito elevado e proporcionam às empresas diversas ferramentas, a que estas podem recorrer para assim melhorarem os seus projectos e processos de produção.

Uma dessas ferramentas é o software de elementos finitos que permite realizar os mais diversos estudos em diferentes domínios. Para a presente dissertação, este tipo de software irá permitir efectuar um estudo de optimização estrutural do chassis do modelo Europa TIR da Invepe. Para tal ir-se-á utilizar o software Ansys.

Um estudo desta natureza reverte-se de questões tão essenciais como da definição de uma geometria, caracterização dos parâmetros da análise, elaboração da malha e definição do tipo e aplicação dos constrangimentos, sendo estas e outras questões demonstradas e explicadas nos pontos seguintes.

II.1.1 Geometria

Antes de se iniciar qualquer tipo de análise é necessário definir correctamente a geometria da estrutura que irá ser tida em conta. A geometria de um chassis é extremamente complexa mas pode ser simplificada sem que os valores das tensões ou deslocamentos sejam significativamente alterados.

Antes de mais definiu-se construir o modelo com elementos de casca, o que por consequência obrigou a elaborar uma geometria de áreas definidas pelas superfícies médias das componentes que fazem parte do chassis. De entre todas essas foram consideradas para a geometria a analisar as componentes seguintes.

- Alma frontal, central e traseira da longarina

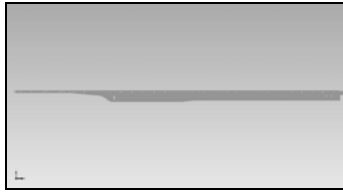


Fig. II-1 Alma da longarina

- Banzo inferior e superior da longarina

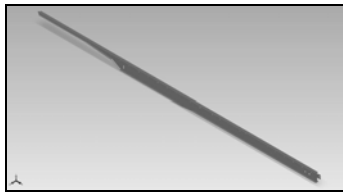


Fig. II-2 Longarina - alma e banzos

- Perfil lateral, frontal e traseiro do chassis

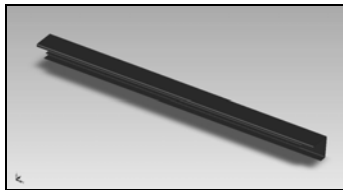


Fig. II-3 Perfil traseiro do chassis Europa TIR

- Travessas principais do chassis

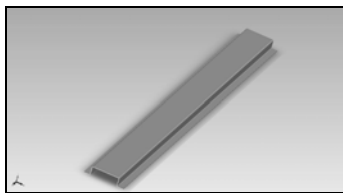


Fig. II-4 Travessa principal da estrutura

- Travessas de perfil em U da placa do KP

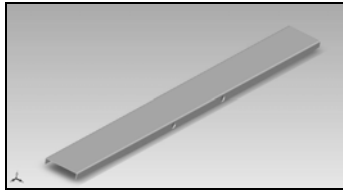


Fig. II-5 Travessa de perfil em U da placa do KP

- Travessas UPN80 do pescoço do chassi, do perfil traseiro e da zona frontal

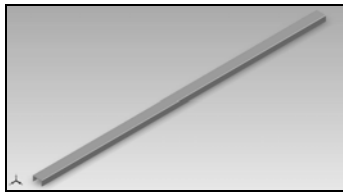


Fig. II-6 Travessa UPN80

- Travessas IPN80

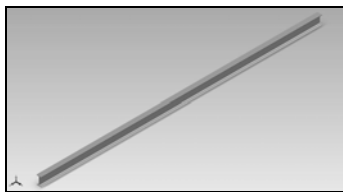


Fig. II-7 Travessa IPN80

- Travessas da zona dos eixos de suspensão

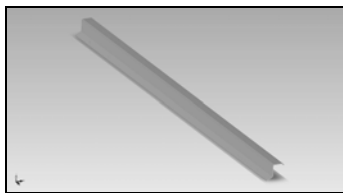


Fig. II-8 Travessa da zona dos eixos

- Barras de perfil em U dos eixos de suspensão

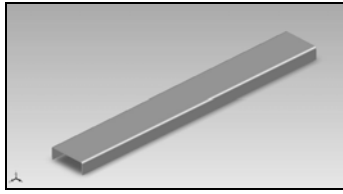


Fig. II-9 Barra de perfil em U dos eixos

- Reforços transversais da barra de perfil em U dos eixos

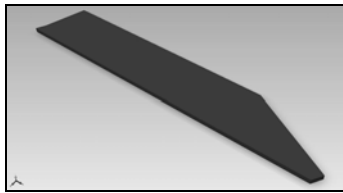


Fig. II-10 Reforço transversal da barra dos eixos

- Suportes dos eixos de suspensão

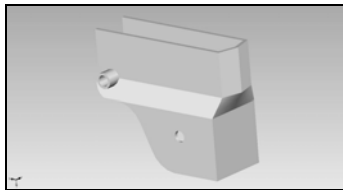


Fig. II-11 Suporte dos eixos

- Placa do KP

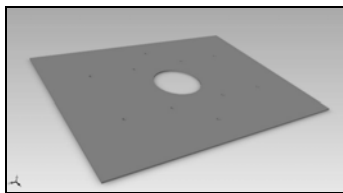


Fig. II-12 Placa do KP

- Reforços verticais na longarina

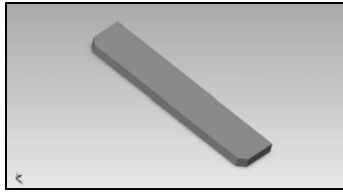


Fig. II-13 Reforço vertical na longarina

Em geral, das componentes apresentadas é fácil definir a sua superfície média, contudo algumas simplificações a nível dos perfis foram levadas em conta por se achar que estas não terão influência significativa nos resultados finais dadas as dimensões e complexidade da estrutura. Assim sendo, as peças com raios de curvatura muito baixo sofreram uma alteração no seu perfil de modo a simplificar a operação de malhagem do modelo. Os perfis que sofreram tais alterações são mostrados em seguida, bem como a forma final considerada para o seu perfil.

- Componente de perfil em U

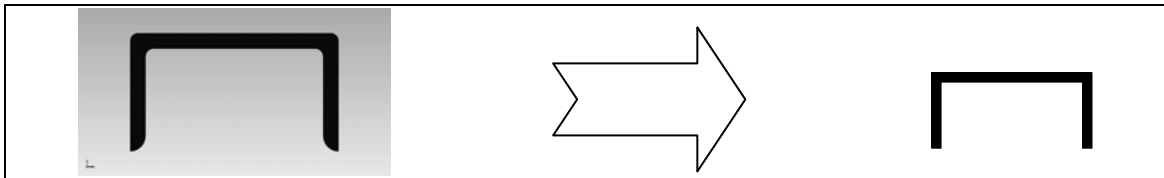


Fig. II-14 Perfi em U original e considerado

- Componente de perfil em I

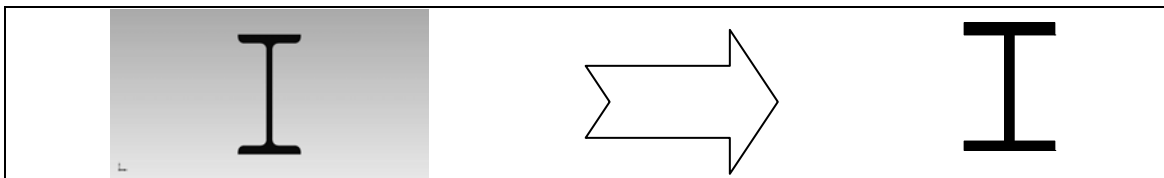


Fig. II-15 Perfil em I original e considerado

- Perfil da travessa principal

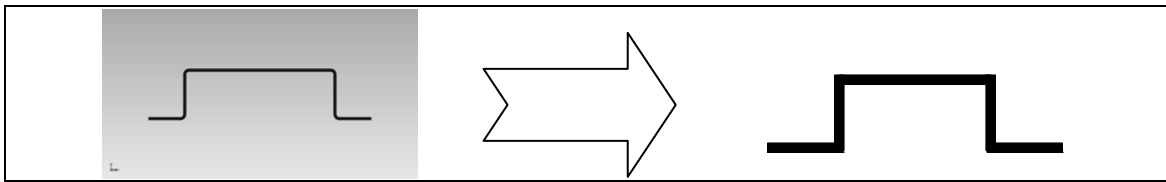


Fig. II-16 Perfil original e considerado da travessa principal

- Perfil da travessa da zona dos eixos

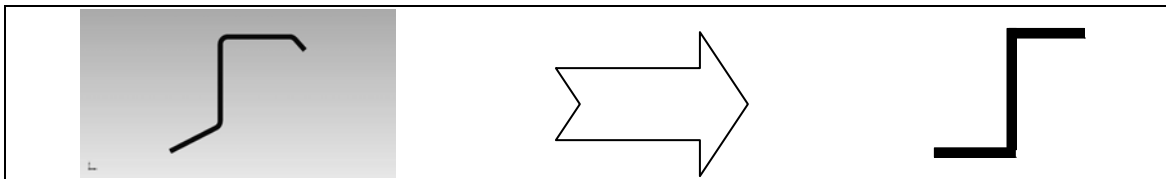


Fig. II-17 Perfil original e considerado da travessa da zona dos eixos

- Perfil da componente lateral do chassis

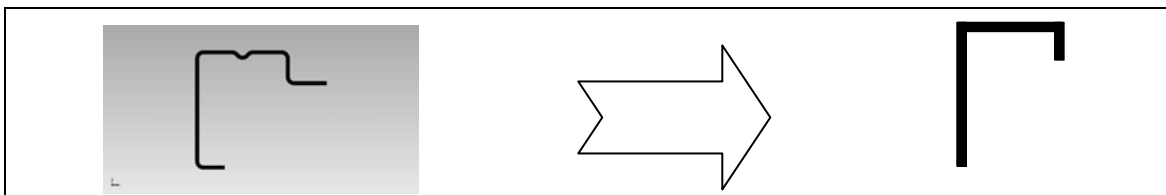


Fig. II-18 Perfil original e considerado da componente lateral do chassis

- Perfil da componente traseira do chassis

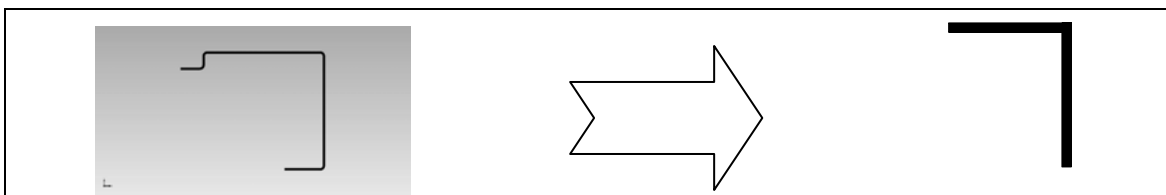


Fig. II-19 Perfil original e considerado da componente traseira do chassis

O tipo de simplificações agora apresentadas pode ser considerados aceitáveis, uma vez que os raios de curvatura destas componentes são iguais ou inferiores a 5mm. A exceção prende-se com um raio de curvatura de 6mm, contudo a aproximação pode ser ainda considerada sem perda de precisão nos resultados. Informações relativamente

a estes podem ser consultadas nos documentos sobre métodos de malhagens, *meshing standards*, da BMW (anexo VI) [20], GM [21] e ainda na função *help* do Ansys [22].



Fig. II-20 Ilustração do método de malhagem da BMW no que concerne a raios de curvatura

Algumas das componentes que compõem a estrutura do chassis deste modelo possuem pequenas perfurações que servirão para montar por aparafusamento acessórios que fazem parte do semi-reboque. Esses furos são em geral muito pequenos em relação ao tamanho das peças e por consequência tornam-se inferiores em área à área dos elementos de malha a criar, assim sendo, estes podem simplesmente ser ignorados aquando da modelação da estrutura a analisar. Os três furos da alma da longarina patentes na figura II-21 são um claro exemplo disso.

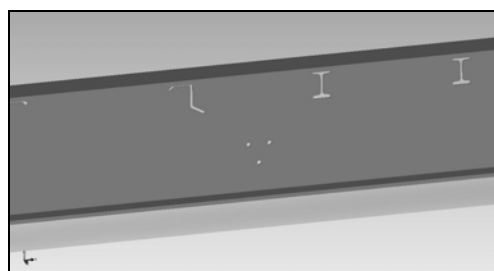


Fig. II-21 Pormenor de três furos, não considerados, da alma da longarina

Uma zona particularmente simplificada foi a zona traseira da alma da longarina. Esta reveste-se de imensos pormenores que o final da montagem do chassis indica que podem ser desprezáveis para a presente análise. Isto deve-se ao facto das inúmeras ligações soldadas naquela zona acabarem por minimizar todos os cortes aí existentes.

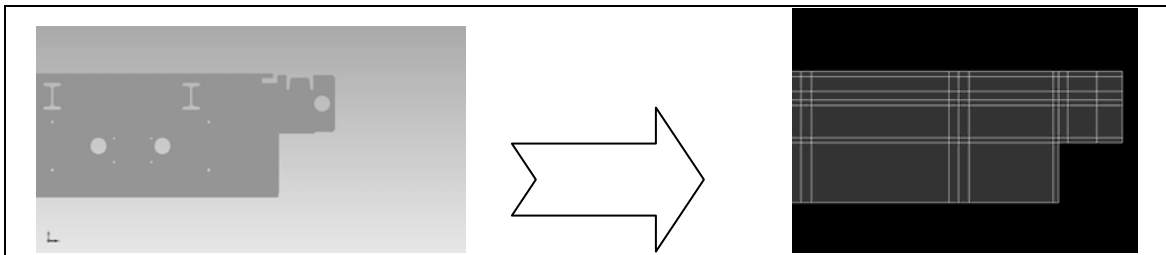


Fig. II-22 Zona traseira da alma da longarina com o perfil original e o perfil considerado

As ligações das componentes do chassis neste modelo efectuam-se através de cordões de soldadura. Em alguns casos, como por exemplo na ligação das travessas com as longarinas, essa ligação é efectuada apenas em algumas zonas do perfil. A figura seguinte indica as zonas nas quais as travessas com diferentes perfis são sujeitas a cordões de soldadura.

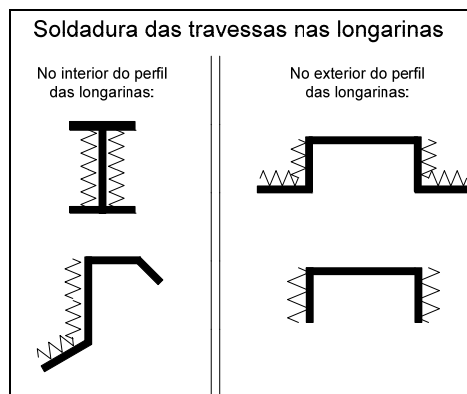


Fig. II-23 Zonas de soldadura das travessas nas longarinas

Contudo no modelo construído, estas são consideradas ligadas em torno de todo o seu perfil.

A estrutura modelada é complexa e com componentes de dimensões bastante distintas, contudo uma observação cuidada permite, através das simplificações apresentadas, verificar que estas acabam por respeitar alguns padrões e simetrias que ajudaram na sua modelação.

Para se efectuar a modelação foram considerados diversos *keypoints* com coordenadas em x , y e z [23]. A definição de mais de quatro mil *keypoints* (4316 *keypoints*) foi feita com recurso a uma folha de cálculo, sendo depois inseridos no Ansys através da função *read input from*. As linhas de comando para definir os *keypoints* no Ansys iniciam-se com um k , segue-se a indicação do número do ponto e das coordenadas segundo as três direcções, xx , yy e zz , respectivamente. A seguinte imagem mostra alguns desses comandos.

```

auxkeys1 - Bloco de notas
Ficheiro Editar Formatar Ver Ajuda
k,302002,13610,-15,590
k,303002,13610,-55,590
k,304012,13610,-95,590
k,402002,13610,-15,710
k,403002,13610,-55,710
k,404012,13610,-95,710
k,104097,13610,-95,650
k,3007,13610,-15,-590
k,3008,13610,-55,-590
k,3009,13610,-95,-590
k,3010,13610,-15,-710
k,3011,13610,-55,-710
k,3012,13610,-95,-710
  
```

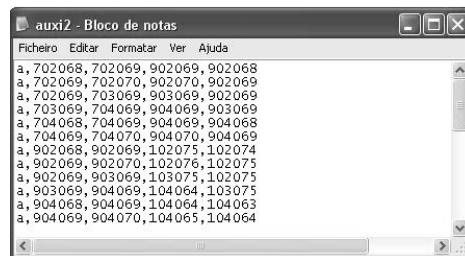
Fig. II-24 Algumas das linhas de comando utilizadas para criar os *keypoints* do modelo

Todos os *keypoints* criados durante a fase de modelação da estrutura foram criados por este processo. No final obteve-se a nuvem de pontos visível na seguinte imagem.



Fig. II-25 Nuvem de *keypoints* da modelação da estrutura

Após a criação dos *keypoints*, e com recurso a estes, foram então geradas as áreas correspondentes às superfícies médias das componentes do chassis do modelo Europa TIR tidas em consideração. Essas áreas foram criadas, algumas através do mesmo método utilizado para a criação dos *keypoints*, ou seja através de linhas de comando, e outras foram criadas através do ambiente de trabalho do Ansys. As linhas de comando para definir áreas no Ansys iniciam-se com um *a* e segue-se a indicação dos números dos *keypoints* que a definem. Estes são no mínimo três para criar triângulos, contudo a maioria das áreas geradas tomam a forma de rectângulos por serem definidas com quatro *keypoints*. A figura II-26 mostra alguns desses comandos.



```
auxi2 - Bloco de notas
Ficheiro  Editar  Formatar  Ver  Ajuda
a, 702068, 702069, 902069, 902068
a, 702069, 702070, 902070, 902069
a, 702069, 703069, 903069, 902069
a, 703069, 704069, 904069, 903069
a, 704068, 704069, 904069, 904068
a, 704069, 704070, 904070, 904069
a, 902068, 902069, 102075, 102074
a, 902069, 902070, 102076, 102075
a, 902069, 903069, 103075, 102075
a, 903069, 904069, 104064, 103075
a, 904068, 904069, 104064, 104063
a, 904069, 904070, 104065, 104064
```

Fig. II-26 Algumas das linhas de comando utilizadas para criar as áreas do modelo

Durante este processo foram definidas mais de quatro mil áreas (4270 áreas) e oito mil e quinhentas linhas (8711 linhas). As áreas que definem as superfícies médias do modelo considerado são visíveis na figura seguinte.

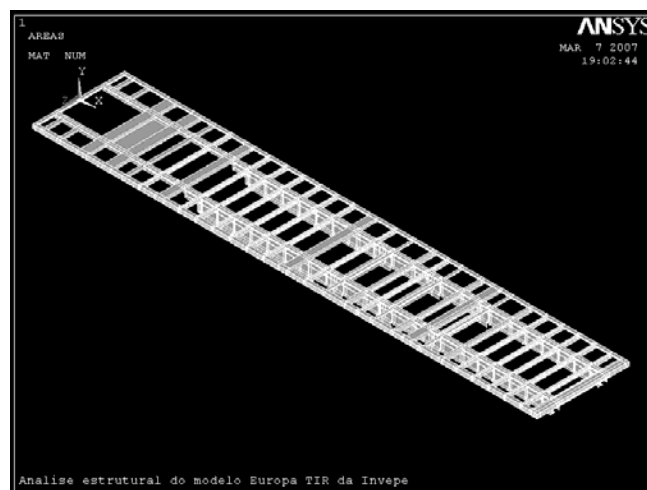


Fig. II-27 Conjunto de áreas que definem o modelo

O processo de modelação da geometria da estrutura do chassis foi demorado devido à complexidade, quantidade e diversidade de componentes considerados e ao rigor necessariamente dispendido com o intuito de facilitar os passos seguintes e à obtenção de resultados consistentes.

II.1.2 Parâmetros

Após a conclusão da construção geométrica do modelo passou-se à fase de definição dos parâmetros de análise. A definição destes é induzida pelo modelo a estudar e pelo tipo de estudo que se pretende. Neste caso pretendem-se efectuar análises lineares para optimização da estrutura tendo em consideração a rigidez global da estrutura do chassis de um semi-reboque. Assim sendo, tomaram-se as escolhas que se apresentam e justificam em seguida.

Durante a construção geométrica do modelo a estudar teve-se o cuidado, sempre que possível, de protagonizar uma estrutura com áreas rectangulares regulares para permitir que o importante processo de malhagem do modelo se processasse de forma eficaz. Devido a esta regularidade da estrutura escolheu-se o elemento de malha do *Ansys Shell 93* [22].

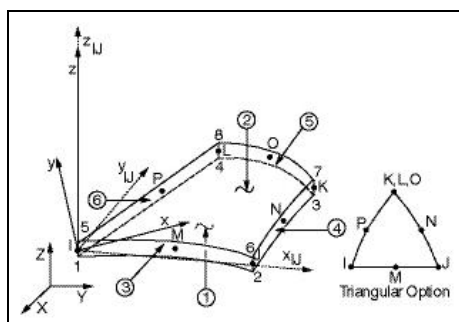


Fig. II-28 Figura ilustrativa do elemento *Shell 93*

O elemento *Shell 93* é um elemento casca estrutural 3-D (*Structural 3-D Shell*), de oito nós (*8-Node Structural Shell*) os quais podem ser definidos no espaço (*8 nodes 3-D space*).

A escolha recaiu neste elemento pelo facto de se tratar de um elemento casca tridimensional que permite análise estrutural, essencial para o que se pretende. Optou-se por um elemento com 8 nós e não com 4 nós pelo facto deste fornecer resultados com maior precisão para um tempo de cálculo das soluções que se considerou razoável.

Este elemento apresenta os seguintes graus de liberdade, DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ.

Toda a estrutura foi malhada com este tipo de elemento, no entanto, teve de se recorrer a um elemento mola, o *Combin 14*, figura II-29, para simular as suspensões e pneus do veículo, isto para evitar o aparecimento de concentrações de tensões muito elevadas junto dos apoios dos eixos, o que não corresponderia à realidade no caso de se considerar que nesses pontos o chassis não sofreria deslocamentos verticais.

O elemento *Combin 14* é um elemento mola de dois nós que podem ser definidos no espaço. Ao se definir o módulo de rigidez da mola este fica perfeitamente caracterizado.

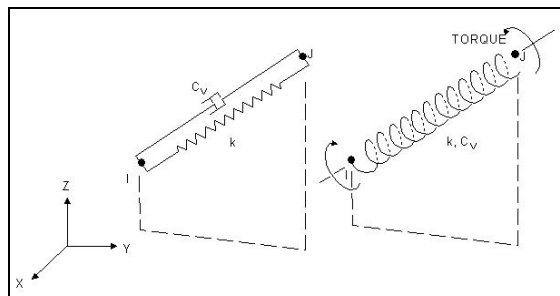


Fig. II-29 Figura ilustrativa do elemento *Combin 14* [22]

Os valores das constantes de rigidez das molas adequadas à simulação pretendida serão apresentados e discutidos mais à frente neste relatório.

Foi ainda definido um quarto elemento, que irá funcionar como auxiliar para a análise em causa, uma vez que ele irá definir seis blocos virtuais com pesos e dimensões

específicas de modo a simularem a existência de carga na plataforma do semi-reboque. Esse elemento é o *Shell 63*, figura II-30, trata-se de um elemento casca com quatro nós definidos no espaço.

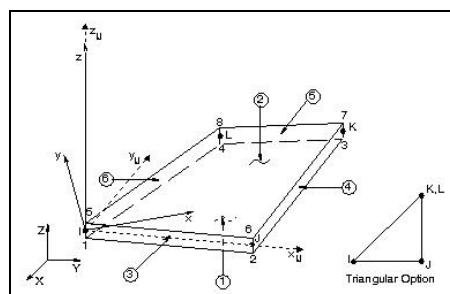


Fig. II-30 Figura ilustrativa do elemento *Shell 63* [22]

Um outro parâmetro definido com bastante cuidado foi o que diz respeito ao material dos componentes considerados para a análise. Do conjunto global considerado, existem peças com três diferentes tipos de materiais, apresentados no quadro II-1.

Quadro II-1 Características dos diferentes materiais dos componentes que constituem a estrutura

#	Referência do Aço	Massa específica (Kg/m ³)	Resistência máxima à tracção (MPa)	Tensão de cedência à tracção (MPa)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Módulo de distorção (GPa)	Coefficiente de Poisson
I	A42b	7850	360 a 510	235 – 275	210	80	0,3
II	S355J2S3	7850	470 a 630	355	210	80	0,3
III	ST-523	7850	590 a 770	523	200	77	0,3

No que se refere à análise linear basta-nos introduzir no Ansys os valores do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson, e conhecermos os valores da tensão de cedência à tracção para se aferir da qualidade dos resultados obtidos.

A geometria escolhida, bem como o elemento de casca, necessitam que se defina as espessuras para as diferentes componentes consideradas na análise. Este parâmetro é muito importante para se obterem resultados válidos, uma vez que existem diversas

espessuras de material. No quadro II-2 podem-se ver as espessuras indicadas para cada componente, e ainda o tipo de material que corresponde a cada uma das peças.

Quadro II-2 Indicação da espessura e tipo de material para cada componente

#	Espessura (mm)	Tipo de Material	Componente
1	6	I	Alma frontal da longarina
2	5	I	Alma central e traseira da longarina
3	12	III	Banzo inferior
4	15	III	Banzo superior
5	3,5	II	Perfil lateral
6	4	I	Perfil frontal
7	4	I	Perfil traseiro
8	3,5	I	Travessa principal do chassis (3)
9	6	I	Travessa de perfil em U da placa do KP (2)
10	6	I	Travessa UPN80 do pescoço do chassis (1)
11	6	I	Travessa UPN80 do perfil traseiro (1)
12	6	I	Travessa UPN80 pequena da zona frontal (4)
13	6	I	Travessa IPN80, apenas os banzos (14)
14	4	I	Travessa IPN80, apenas a alma (14)
15	4	I	Travessa da zona dos eixos (6)
16	5	I	Barra de perfil U dos eixos (3)
17	10	I	Reforço transversal da barra dos eixos (6)
18	7,5	I	Suporte dos eixos (6)
19	8	I	Placa do KP
20	10	I	Reforço da suspensão na longarina

Um pormenor a salientar é o facto da alma e os banzos das travessas IPN80 terem diferentes espessuras. Tal diferença foi tida em conta, como se pode verificar no quadro anterior. Esta diferenciação das espessuras por peças permite alterar de forma fácil e rápida a espessura de qualquer componente, permitindo fazer uma análise de

otimização do peso do chassis através da redução das espessuras de algumas componentes. Com este método, os materiais também podem ser alterados, sobretudo permite introduzir materiais com tensões de cedência mais elevadas, o que irá proporcionar, caso se pretenda, um estudo a nível de redução de espessuras e consequente diminuição do peso global do semi-reboque.

II.1.3 Malha

Uma vez concluída a criação da geometria do modelo e definidos criteriosamente todos os parâmetros inerentes à análise estrutural, passou-se então a uma das fases mais importantes, a elaboração da malha. Esta ficou definida através de 9862 elementos e 30396 nós. Nas figuras seguintes podem visualizar-se na generalidade a malha e a nuvem de nós obtidos.

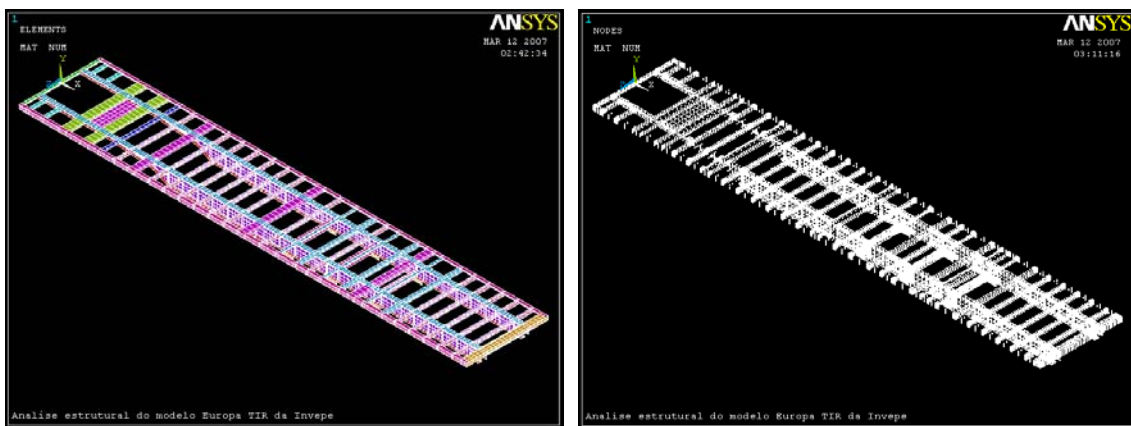


Fig. II-31 Elementos de malha e nós gerados

Com as figuras seguintes pretende-se mostrar alguns dos pormenores da malha criada. As diferentes cores indicam diferentes parâmetros definidos, que no caso serão diferentes tipos de material e/ou diferentes espessuras associadas. Assim sendo, os elementos de malha com cores iguais indicam que todos esses têm as mesmas características.

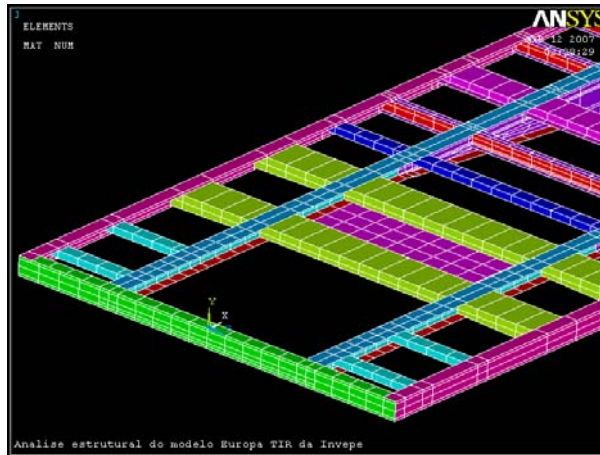


Fig. II-32 Pormenores da malha na zona frontal do modelo

Assim sendo, nesta imagem podem-se descortinar essas diferenças entre os elementos. Pode-se observar que a malha é mais apertada nas longarinas, no perfil frontal e nas componentes da zona do KP.



Fig. II-33 Pormenores da malha na zona do pescoço do chassis

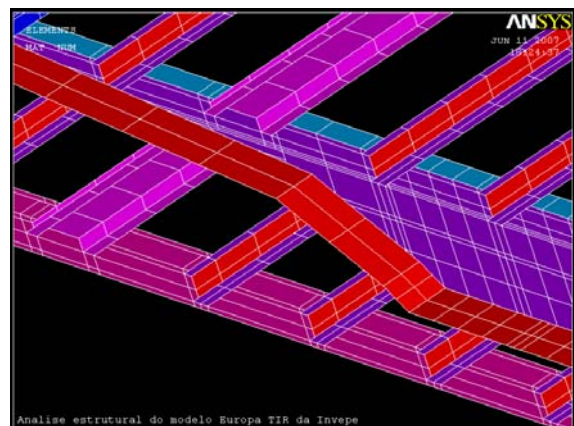


Fig. II-34 Pormenores da malha na zona do pescoço do chassis (escala mais apertada)

As imagens acima apresentadas referem-se à zona do pescoço do chassis. Esta foi uma das zonas que gerou mais problemas durante a criação da malha por conter áreas não rectangulares. Contudo a solução encontrada parece ser bastante aceitável.

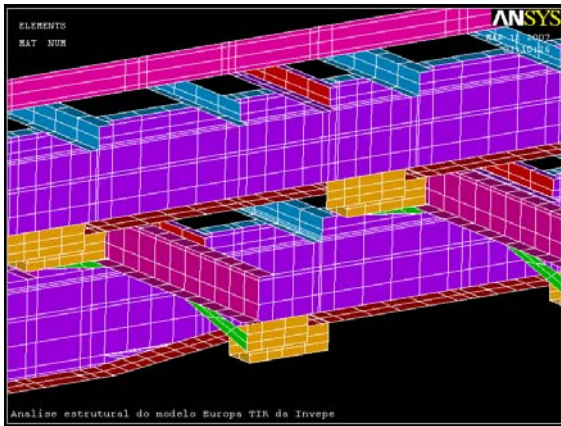


Fig. II-35 Pormenores da malha na zona de apoio do eixo e suspensão

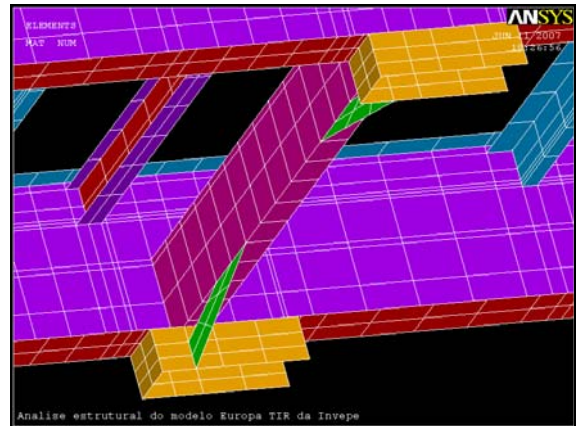


Fig. II-36 Pormenores da malha na zona de apoio do eixo e suspensão (escala mais apertada)

Nas imagens das figuras II-35 e II-36 são visíveis diversos pormenores. Desde logo pode-se observar a forma como a malha se apresenta na zona onde apoiam os eixos e suspensões, esta permite ainda observar a malha na alma das longarinas e o pormenor já mencionado das travessas IPN80, as quais apresentam diferenças de espessura entre a alma e os banzos.

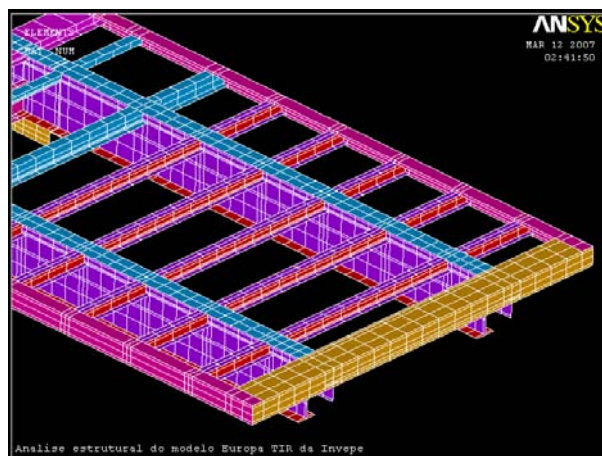


Fig. II-37 Pormenores da malha na traseira do modelo

A última desta série de imagens de pormenor, figura II-37, permite a visualização da qualidade da malha gerada para a traseira do chassis. Consegue-se ver a malha na alma das longarinas, nos respectivos banzos, a malha do perfil traseiro e o

pormenor das duas cores para as travessas IPN80, motivadas pelas diferentes espessuras que estas apresentam.

As diferentes componentes encontram-se perfeitamente ligadas entre si. Após todo o processo de geração da geometria e criação da malha aplicou-se a funcionalidade *merge itens*, disponibilizada pelo programa, que faz com que todos os itens, desde *keypoints*, áreas, linhas, elementos e nós que ocupem um mesmo lugar no espaço passem a ser um só. O esquema seguinte demonstra essa situação.

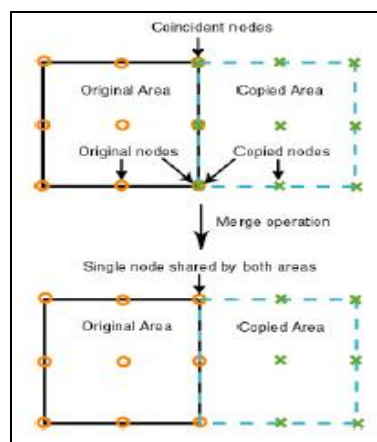


Fig. II-38 Esquema demonstrativo sobre o procedimento aquando de itens sobrepostos

Assim sendo a figura II-39 demonstra com pormenor a ligação entre os elementos de malha entre uma das travessas IPN80 com a alma da longarina.

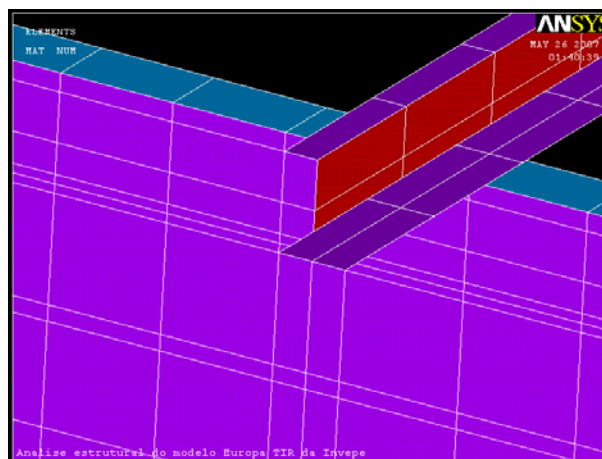


Fig. II-39 Imagem de pormenor da ligação entre os elementos de malha

A criação da malha para simular o efeito dos eixos de suspensão foi levada a cabo a partir de linhas e com recurso aos elementos do *Ansys Combin 14* e *Combin 39*, anteriormente mencionados.

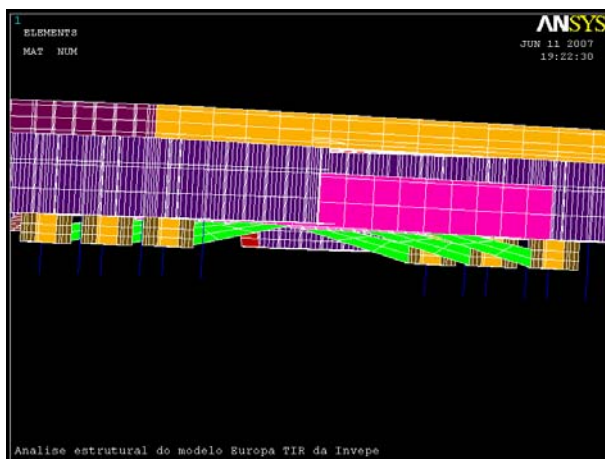


Fig. II-40 Pormenores da definição da malha para a simulação do efeito das suspensões

Na figura II-40, pode-se constatar a presença dos elementos mola definidos para levar a cabo o efeito pretendido das suspensões no que toca à estrutura na sua globalidade.

Uma questão que surgiu durante o processo de malhagem foi o *aspect ratio* [22] dos elementos que se estavam a obter. Segundo o Ansys este pode atingir os 1:20, aparecendo neste caso um aviso que não representa um erro. Nos elementos situados nas zonas mais críticas, este limite não é ultrapassado.

Command to modify	Type of Limit	Default	Why default is this tight	Why default is this loose
SHPP_MODIFY,1	warning	20	Elements this stretched look to many users like they deserve warnings.	Disturbance of analysis results has not been proven It is difficult to avoid warnings even with a limit of 20.
SHPP_MODIFY,2	error	10 ⁶	Informal testing has demonstrated solution error attributable to computer round off at aspect ratios of 1,000 to 100,000.	Threshold of round off problems depends on what computer is being used. Valid analyses should not be blocked.

Fig. II-41 Aspect ratio segundo o ansys

A figura II-42 é fonte do *help topics* do software Ansys e demonstra o anteriormente explicado.

Devido ao facto de quase na sua totalidade os elementos utilizados serem perfeitamente rectangulares, o Ansys não gerou avisos devido a elementos distorcidos, ou seja, elementos com lados adjacentes fazendo ângulos muito pequenos ou muito grandes. A função *check mesh* [22] disponibilizada pelo programa permite verificar todo este tipo de situações.

II.1.4 Carregamentos

Para se efectuarem as análises pretendidas foram definidos diversos constrangimentos a que se recorriam consoante o tipo e objectivos de cada análise.

No que se refere aos elementos de mola que simulam o efeito das suspensões, para os elementos presos aos mancais definiu-se para o elemento mola *Combin 14* uma constante de rigidez $K=300 \text{ N/mm}$ [17], e para os elementos mola não-lineares presos directamente no banzo inferior das longarinas definiu-se os valores para a relação força-deflexão apresentados na tabela II-1.

Tabela II-1 Valores da força e deflexão para a relação força-deflexão dos elementos mola *Combin 39*

Força (N)	Deflexão (mm)
-43000	-1000
-25000	-50
0	0
25000	50
43000	1000

Uma vez que o elemento *Combin 39* é um elemento não linear, quando aplicado não permite a execução de análises lineares. Assim sendo, definiu-se para as análises lineares que ao invés de se utilizar esse elemento se utilizará o elemento *Combin 14* com uma constante de rigidez $K=500 \text{ N/mm}$ [17].

Para os elementos mola foi definido um material com um módulo de elasticidade igual a 200GPa . Para estes elementos, nomeadamente para os que se encontram presos aos mancais do chassis, local onde prendem os eixos de suspensão, foi criada uma placa com um módulo de elasticidade muito elevado e uma espessura considerável, de forma a evitar as elevadas concentrações de tensões que ocorrem junto ao nó onde está ligado o elemento mola.

A estrutura é assim presa nos nós inferiores das molas e na placa king pin ou nas patolas com constrangimentos em todos os sentidos ou apenas alguns consoante o caso que se pretenda estudar.

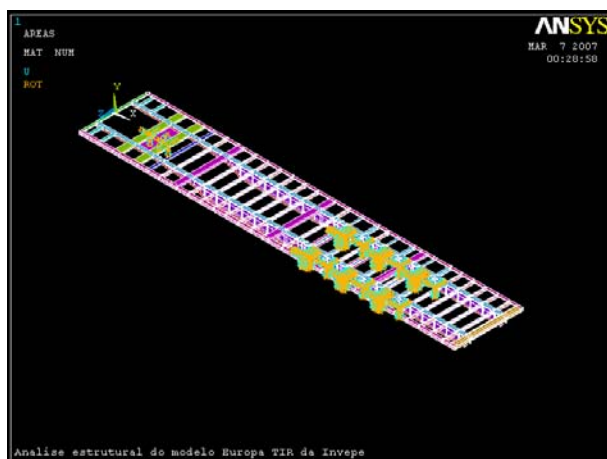


Fig. II-42 Ilustração de um caso de apoios nas suspensões e na placa king pin

A figura II-42 exemplifica um caso em que a estrutura se encontra apoiada no suporte dos eixos e na placa KP e com constrangimentos em todos os sentidos.

O chassis deste semi-reboque é uma estrutura pesada, logo o peso próprio do veículo terá que ser tido em conta. Para que isso aconteça definiram-se os valores de densidade de todos os materiais [24] e considerou-se o valor da aceleração da gravidade de $9,81 \text{ m/s}^2$.

Uma das formas de considerar o semi-reboque com carga foi a criação de elementos que simulassem blocos aplicados sobre a estrutura [17]. Assim sendo, foram simulados seis blocos colocados nas posições ilustradas na figura II-43.

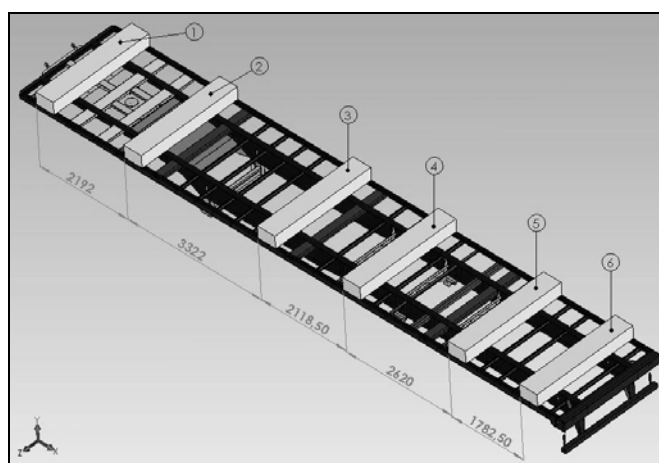


Fig. II-43 Posição dos blocos considerados

Para conhecermos qual o peso exacto considerado é necessário definir o material dos blocos e o seu volume. Para que estes blocos tenham a mínima influência possível na rigidez da estrutura considerou-se que o material dos mesmos possui um módulo de elasticidade de $1GPa$, valor pelo menos duzentas vezes inferior ao de todos os componentes que constituem o chassis. A densidade do material destes blocos é bastante elevada para que estes exerçam a carga pretendida sem que tenham uma espessura demasiado elevada, pois a área de contacto com a plataforma encontra-se perfeitamente definida. A tabela II-2 mostra os valores de todos os parâmetros inerentes aos blocos para que estes exerçam uma carga total de trinta e cinco toneladas sobre o chassis do semi-reboque.

Tabela II-2 Características dos blocos de carga

Bloco		1	2	3	4	5	6
Distância do centróide (mm)		472,5	2664,5	5986,5	8105	10725	12507,5
Largura do bloco (mm)		471	367	399	464	464	379
Área dos blocos	Centrais (mm ²)	612300	477100	518700	603200	603200	492700
	Laterais (mm ²)	555780	433060	470820	547520	547520	447220
Densidade do material (kg/m ³)		500000	500000	500000	500000	500000	500000
Massa do bloco (kg) (total=35000kg)		5833,3	5833,3	5833,3	5833,3	5833,3	5833,3
Carga	Central (kg), (2/3)	3889	3889	3889	3889	3889	3889
	Lateral (kg), (1/3)	1944	1944	1944	1944	1944	1944
Espessura dos blocos	Centrais (mm)	13	16	15	13	13	16
	Laterais (mm)	7	9	8	7	7	9

Estes blocos simulados encontram-se ligados ao chassis por alguns nós nas longarinas e banzos laterais. Esta situação pode ser considerada aceitável uma vez que é desse modo que a plataforma é presa ao chassis, contudo é de esperar elevadas concentrações de tensões em seu torno, pois estes não constituem uma placa contínua e fornecem um elevado peso em regiões muito pequenas.

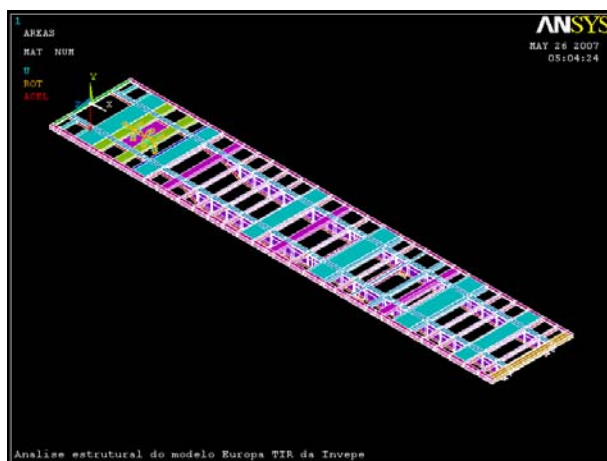


Fig. II-44 Imagem ilustrativa dos blocos aplicados ao modelo

A figura II-44 demonstra a localização dos blocos no modelo considerado para análise pelo software Ansys. Nela é ainda visível a indicação da aceleração da gravidade. De notar que o valor da gravidade a introduzir no sistema deverá ser sempre um valor positivo, pois o programa encontra-se preparado para efectuar as devidas adaptações.

Uma forma alternativa de considerar a carga transportada pelo chassis consiste em aplicar cargas distribuídas nas faces superiores das longarinas e banzos laterais. Neste estudo optou-se por considerar as duas formas de carregamento. Para que tal fosse possível determinou-se o total das áreas das superfícies superiores das longarinas e banzos laterais, locais da aplicação da carga.

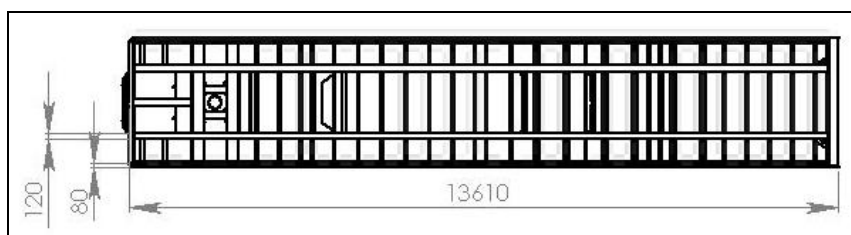


Fig. II-45 Vista de cima do chassis Europa TIR com dimensões pretendidas

Perante estas dimensões obteve-se uma área de aplicação de carga igual a 5444000 mm^2 . Por consequência, e para uma massa equivalente a trinta e cinco

toneladas, ter-se-á de definir um valor para a carga distribuída de $0,0630694 \text{ N/mm}^2$ ou seja $63069,4 \text{ N/m}^2$.

Durante a construção geométrica não foi tido em conta o sentido da escolha dos *keypoints* aquando da definição das áreas. Como o sentido de aplicação de uma carga distribuída depende do referencial local de cada elemento, e este depende da ordem dos *keypoints* utilizada na definição da área, foi necessário executar um trabalho cuidadoso e definir as cargas como positivas ou negativas de acordo com esses referenciais de forma a obter os sentidos pretendidos. Este aspecto é visível na figura II-46.

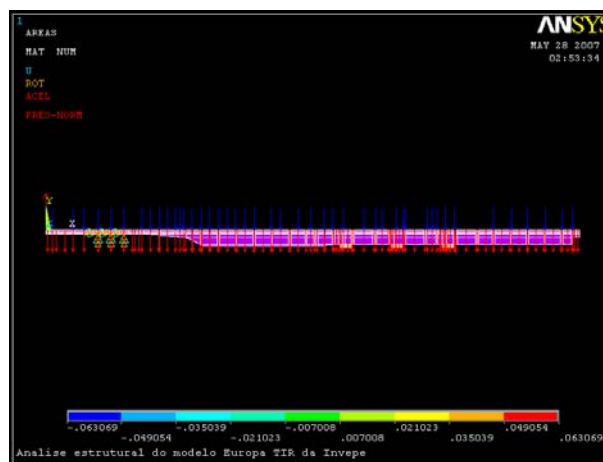


Fig. II-46 Sentido da carga distribuída

Outro tipo de constrangimento prende-se com a necessidade de uma análise de torção do chassis. Para que tal aconteça é necessário aplicar duas forças com valor em módulo igual mas de sentidos opostos na zona da placa do king pin, uma no eixo vertical da longarina direita e outra no da longarina esquerda. Tal facto encontra-se ilustrado na figura II-47.

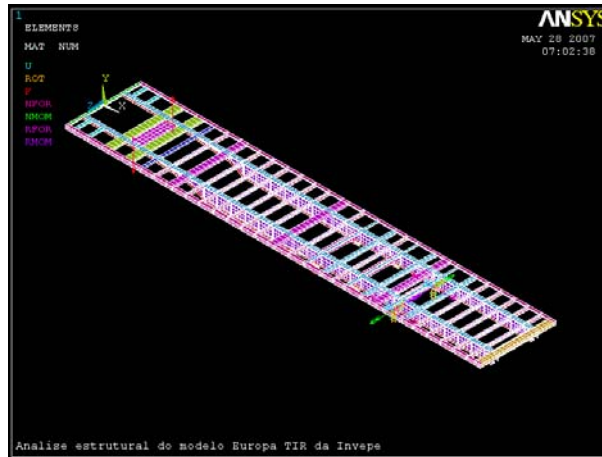


Fig. II-47 Forças de valor e direcção iguais e sentidos opostos para análise de torção

Aqui terão de ser restringidos os pontos de apoio da suspensão em todos os sentidos no que respeita a deslocamentos e segundo o eixo dos yy e zz referentes a rotações. Assim sendo, o eixo dos xx permanece livre para movimento rotacional.

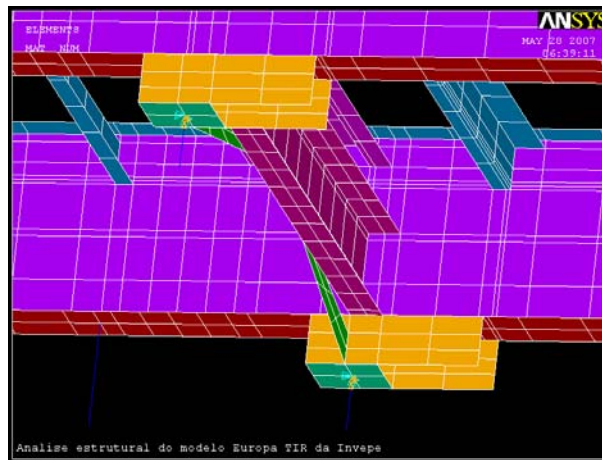


Fig. II-48 Graus de liberdade no ponto de apoio da suspensão no chassis

Para o caso da análise de torção apenas se aplica este número de graus de liberdade ao terceiro eixo da estrutura, ficando os restantes sem qualquer tipo de constrangimento. Este método encontra-se explicado no documento informativo sobre a rigidez de torção de chassis [25-27].

II.1.5 Discussão de resultados e conclusões

As diversas análises anteriormente mencionadas foram realizadas no decorrer da execução do projecto de final de curso em 2007. Os resultados aí obtidos e pormenorizadamente detalhados são agora resumidos.

Dessas análises e dos resultados obtidos pode-se desde já aferir da necessidade da utilização de alguns dos reforços actualmente utilizados, mas a utilização de outros não ficou comprovada, em certas zonas da estrutura os componentes encontram-se livres de tensões relevantes e as travessas de perfil I poderão ser reduzidas ou substituídas por outras com perfil diferente e menor peso, desempenhando as mesmas funções.

Dos valores de tensões verificados nos suportes dos eixos verifica-se que existe um pico de valores na ordem dos 200 *MPa*, valores abaixo da tensão de cedência dos materiais utilizados. Em análise estática concluiu-se que a utilização dos reforços nessa região do chassis é desnecessária, nomeadamente a utilização de seis reforços por eixo. Apenas uma análise dinâmica poderá contrapor esta teoria, contudo crê-se que dificilmente se virá a justificar tão elevado número de reforços para esses pontos.

A zona do pescoço do chassis e da região do king pin revelam-se especialmente sensíveis. Certo é a falta de algumas componentes dessa região do semi-reboque no modelo analisado. Perante os resultados obtidos, aquando de uma situação de atrelagem do semi-reboque ao tractor industrial, os valores de tensões verificados junto do pescoço do chassis são bastante aceitáveis aquando da utilização de dois reforços verticais em cada uma das longarinas nessa região, e isto tendo em conta a não utilização do reforço placa que aí existe a ligar as duas longarinas. As concentrações de tensões elevadas encontradas junto do king pin não podem ser tidos como muito preocupantes uma vez que parte destas advêm da forma de como se encontra restringida a região. Aqui os dois reforços longitudinais de perfil em U, que aí não foram considerados, são por si só um factor de atenuação dos valores encontrados.

Aquando do semi-reboque apoiado sobre as patolas os valores de tensões elevam-se no pescoço do chassis, uma vez que toda a parte frontal se encontra em consola e sujeita a carregamento, no entanto esses valores não são extremamente

elevados e serão consideravelmente diminuídos com a presença do reforço placa do pescoço.

Ao longo da restante estrutura as tensões são particularmente baixas em toda a zona central das longarinas, ou seja, entre as patolas e o primeiro dos eixos. As travessas de perfil I nunca são sujeitas a esforços muito relevantes e a maioria destas são sujeitas a valores de tensões muito baixos. Todo o perfil lateral também se encontra livre de tensões elevadas.

Os resultados foram obtidos através de análises estáticas. De análises dinâmicas poderão obter-se resultados diferentes sobretudo, como já referenciado, para a zona do suporte dos eixos, contudo estes nunca deverão diferenciar em muito dos resultados agora obtidos. Somos então levados a crer que quer o modelo quer os parâmetros de carregamento se encontram bem definidos e que as análises apresentam resultados próximos da realidade.

Como em tudo na vida, pensa-se que se pode sempre melhorar algo, este modelo não foge à regra. Do meu ponto de vista alguns aspectos que podem ser aperfeiçoados na globalidade das análises passam essencialmente pela criação de mancais mais próximos do real, a colocação do reforço placa no pescoço do chassis, melhorar a forma do pescoço do chassis no modelo e refinar aí a malha bem como na zona dos eixos e placa de king pin, efectuar apoios mais realistas na placa de king pin, nomeadamente a criação de um pin que suporte os deslocamentos segundo as direcções longitudinal e lateral e permitir os deslocamentos de rotação, utilizarem-se elementos de contacto entre os blocos de carga e o chassis aquando da utilização destes e eventualmente aplicar-se uma placa de madeira no modelo idêntica à utilizada na plataforma.

No caso de se quererem obter tensões e deslocamentos residuais, caso estes existam, terão que se definir primeiro as curvas características dos materiais utilizados pelos componentes do semi-reboque.

Uma forma de validação do modelo analisado passa pela análise do comportamento real de um semi-reboque por intermédio de experiências com recurso a extensómetros. Ao se obter a devida confiança no modelo e nas análises efectuadas, este poderá passar a ser utilizado com um objectivo de optimização da estrutura através da alteração de espessuras e do tipo de material de alguns componentes. Uma outra

optimização passa pela redução e ou alteração da estrutura das travessas de perfil em I. Este tipo de análise implica alterações profundas no modelo, processo que irá consumir muito tempo cada vez que se pretenda efectuar uma alteração, por mínima que esta seja. No entanto será viável para uma questão de optimização a criação de um programa, por exemplo em Matlab, que defina automaticamente os comandos do Ansys para criação de todo o modelo por forma a que fique pronto a efectuar as análises a partir das indicações do número e tipo de perfil de travessas a utilizar.

Com os resultados até agora obtidos, e mesmo antes de se efectuar qualquer tipo de análise de optimização, crê-se que o chassis poderá sofrer significativa redução de peso, nomeadamente através de alterações a nível da zona central das longarinas e das travessas de perfil em I. Aí o recurso ao tipo de análise mencionada no parágrafo anterior seria essencial.

Não vejo as conclusões extraídas deste relatório como um processo consumado mas sim como um óptimo ponto de partida para se efectivar uma optimização do chassis do semi-reboque com elevado grau de eficiência. Esta será sem sombra de dúvida, uma zona do veículo subaproveitada, e que poderá marcar a diferença no final, para a marca, em termos de mais-valias junto do cliente.

II.2 Análise de Sensibilidades I

Com o seguinte estudo pretendeu-se criar alguma sensibilidade em diversos aspectos do comportamento estrutural do modelo do chassis Europa TIR criado em Ansys, de forma a poder-se efectuar propostas de intervenção específicas no projecto deste, abrangendo diversos objectivos que levem a uma optimização estrutural do modelo.

Neste estudo tiveram-se em conta as variantes de rigidez de torção [25-30] e o peso do chassis, fazendo variar o parâmetro das espessuras dos perfis dos diferentes componentes em 1% individualmente.

Foi necessário realizar 21 análises para os dois grupos de análise considerados, uma de referência mais 20 com alteração da espessura de cada conjunto de elementos individualmente.

No que diz respeito aos constrangimentos a introduzir no modelo, estes restringem-se à aplicação de 2 forças F de intensidade e direcção igual mas sentidos opostos, que simulam um comportamento equivalente à torção. O apoio do chassis foi colocado no suporte do terceiro eixo de suspensão.

Após a realização de todas as análises foi necessário ler os resultados obtidos, compilá-los em tabelas e gráficos e efectuar uma leitura precisa dos resultados. Estes, bem como imagens do comportamento do chassis nas análises realizadas e ainda as conclusões que deste estudo advêm, são apresentadas e explicadas ao longo dos pontos seguintes.

II.2.1 Definições e Tipo de Análises

As análises a efectuar por esta altura são análises lineares do chassis Europa TIR. Tendo por objectivo analisar o ângulo e a rigidez de torção em função da variação da espessura de determinadas componentes da estrutura, e por consequência a variação da massa do mesmo, foram aplicadas duas forças de valor e direcção iguais e sentidos

opostos nos cantos superiores frontais do perfil lateral do modelo. Estas duas forças provocam uma torção do chassis pois este foi constrangido em dois pontos dos mancais do terceiro eixo de suspensão. A figura II-49 ilustra a localização das forças e apoios considerados.

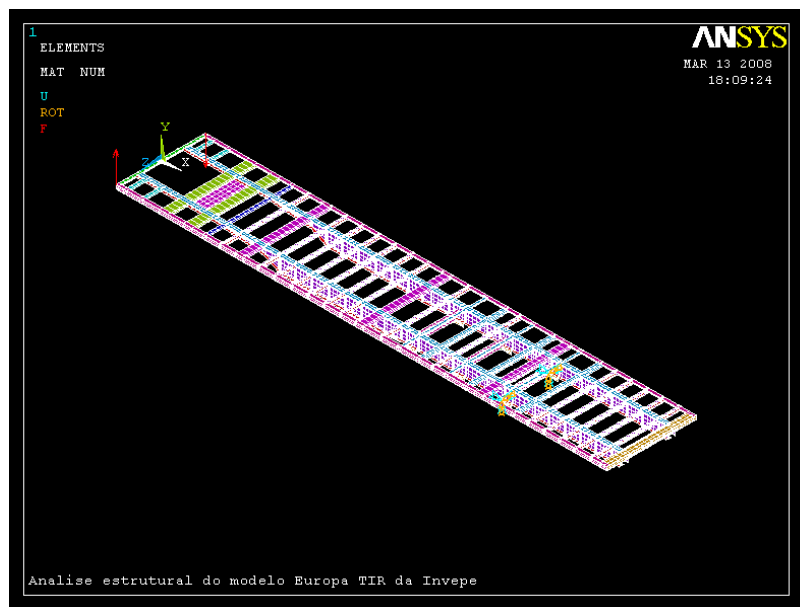


Fig. II-49 Forças e apoios considerados nas análises de torção

O valor da força F foi definido através da seguinte expressão.

$$T = F \cdot d$$

Sendo d a distância entre os dois nós de aplicação das forças (nó 7515 e nó 9610) e considerando o valor de T igual a 5000 N.m , obtemos um valor para as forças F de 2016 N . O valor de T considerado não tem uma justificação quantitativa mas sim comparativa, pois são estes os objectivos nesta fase da dissertação. A distância entre os nós 7515 e 9610 é 2480 mm .

Os nós 28884 e 28990 fazem parte dos mancais do terceiro eixo de suspensão e foram os escolhidos para receber os constrangimentos equivalentes ao apoio da estrutura. Estes estão impedidos de se deslocarem em qualquer uma das direcções e de rodarem segundo os eixos yy e zz do sistema de coordenadas definido para o modelo em Ansys.

A distância entre a secção de aplicação das forças F e dos apoios é de 10109 *mm*.

As componentes do modelo do chassis Europa TIR que foram afectadas em termos de espessura do seu perfil constam da lista seguinte e encontram-se ilustradas nas imagens seguintes.

1. Alma Frontal da Longarina
2. Alma Central e Traseira da Longarina
3. Banzo Inferior
4. Banzo Superior
5. Perfil Lateral
6. Perfil Frontal
7. Perfil Traseiro
8. Travessa Principal do Chassis
9. Travessa de Perfil em U da Placa do KP
10. Travessa UPN80 do Pescoço do Chassis
11. Travessa UPN80 do Perfil Traseiro
12. Travessa UPN80 Pequena da Zona Frontal
13. Travessa IPN80 (Apenas Banzos)
14. Travessa IPN80 (Apenas Alma)
15. Travessa da Zona dos Eixos
16. Barra de Perfil em U dos Eixos
17. Reforço Transversal da Barra dos Eixos
18. Suporte do Eixos
19. Placa do KP
20. Reforço da Suspensão na Longarina

Uma vez que nesta fase as análises pretendiam-se comparativas, efectuou-se sempre uma análise de referência com todos os componentes do modelo considerados inalterados para cada grupo de análises características.

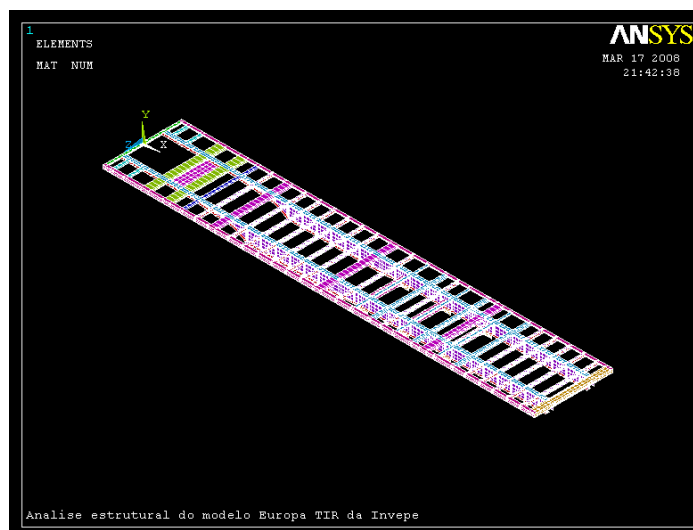


Fig. II-50 Elementos de malha que constituem o modelo Ansys do chassis Europa TIR

A imagem da figura II-50 demonstra todos os elementos do modelo construído em Ansys do chassis Europa TIR. Este é o modelo base do qual se realizaram todas as análises, introduzindo diferentes constrangimentos, cargas ou alterações estruturais.

Já as imagens que se seguem dizem respeito aos componentes individuais sujeitos a alterações de espessura. Estas permitem aferir da geometria, tamanho e localização de cada uma delas no chassis Europa TIR.

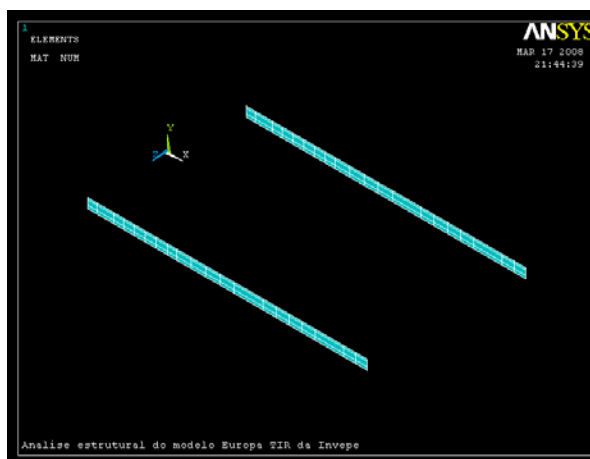


Fig. II-51 Alma Frontal da Longarina (análise 1)

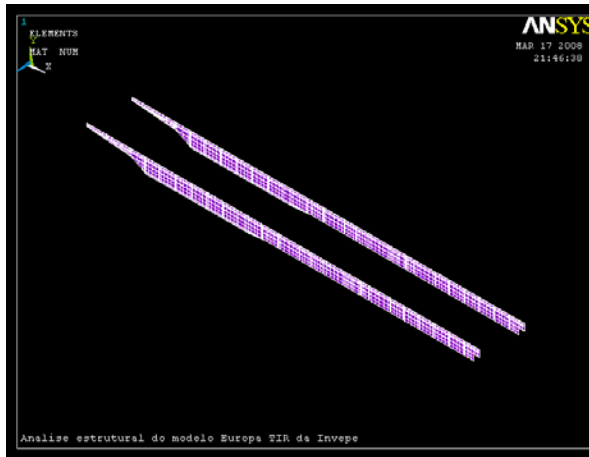


Fig. II-52 Alma Central e Traseira da Longarina (análise 2)

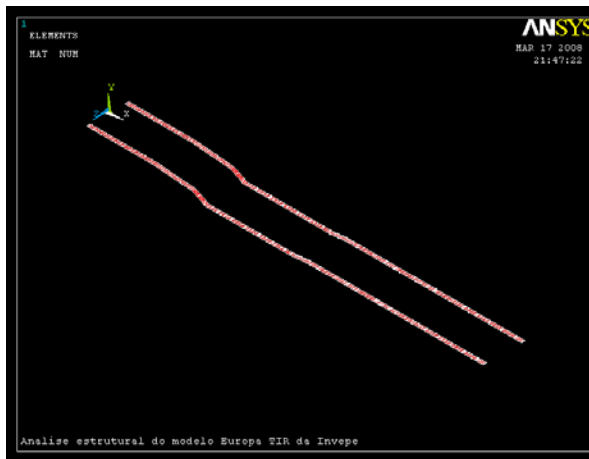


Fig. II-53 Banzo Inferior (análise 3)

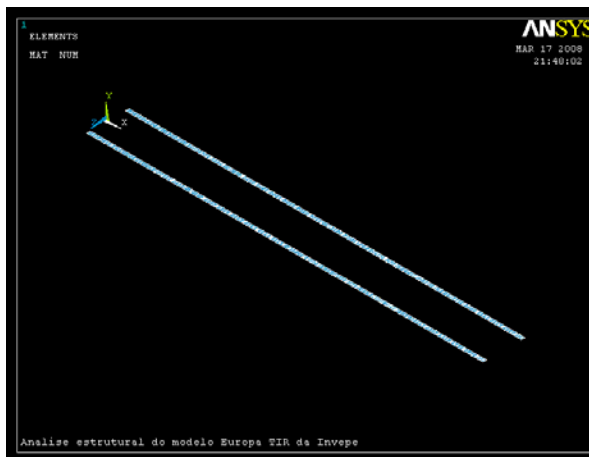


Fig. II-54 Banzo Superior (análise 4)

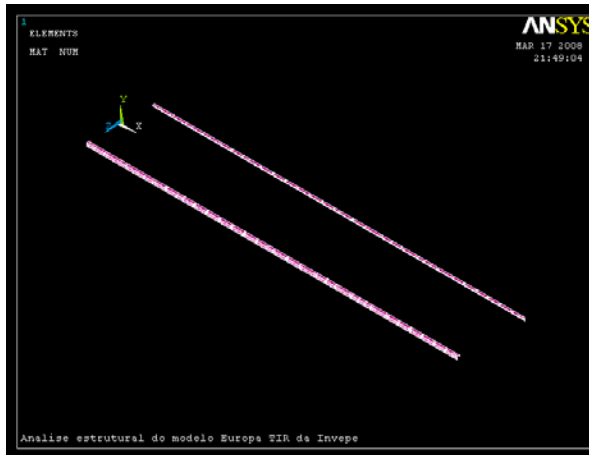


Fig. II-55 Perfil Lateral (análise 5)

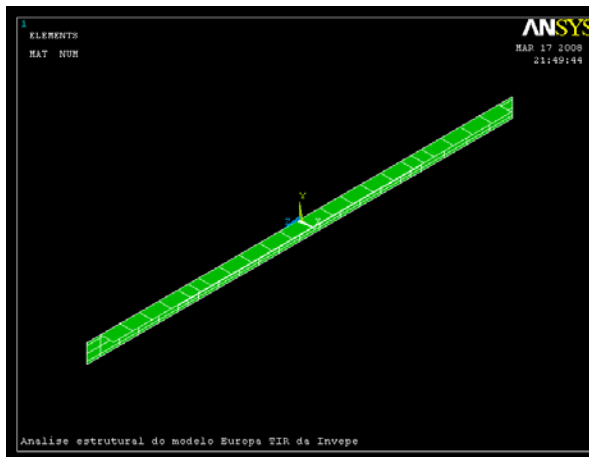


Fig. II-56 Perfil Frontal (análise 6)

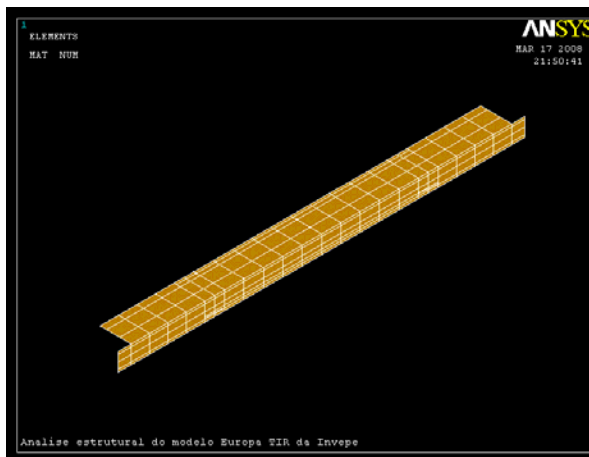


Fig. II-57 Perfil Traseiro (análise 7)



Fig. II-58 Travessa Principal do Chassis (análise 8)

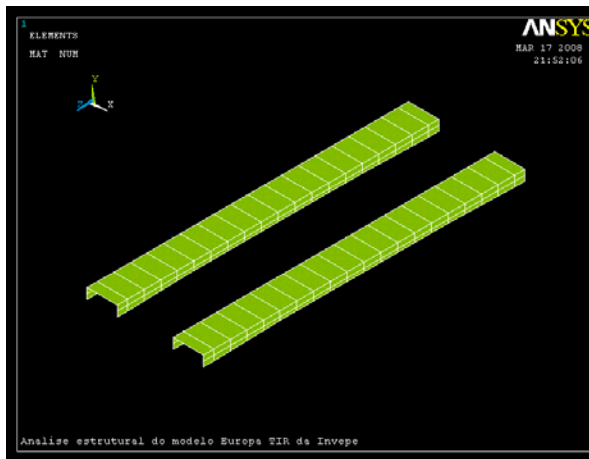


Fig. II-59 Travessa de Perfil em U da Placa do KP (análise 9)

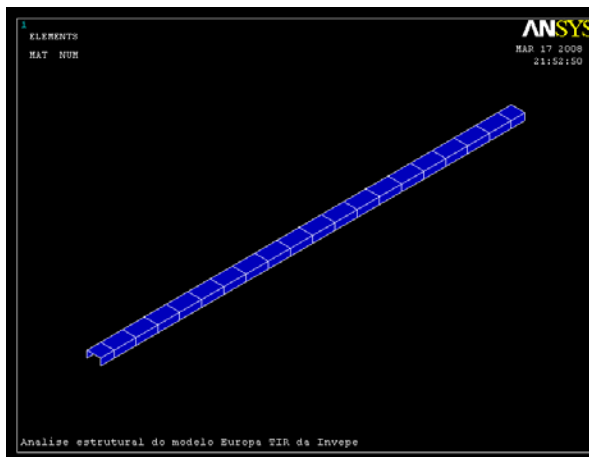


Fig. II-60 Travessa UPN80 do Pescoço do Chassis (análise 10)

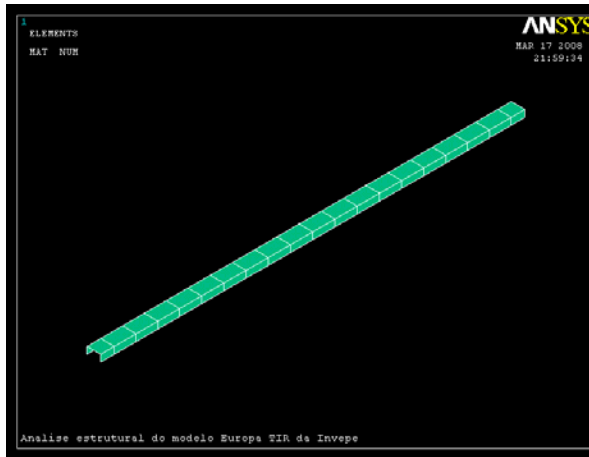


Fig. II-61 Travessa UPN80 do Perfil Traseiro (análise 11)

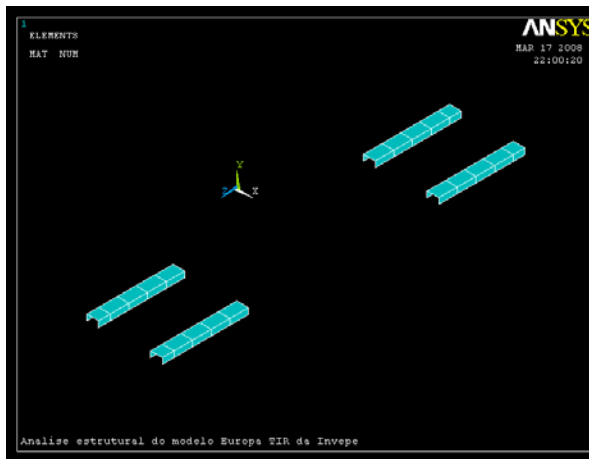


Fig. II-62 Tavessa UPN80 Pequena da Zona Frontal (análise 12)

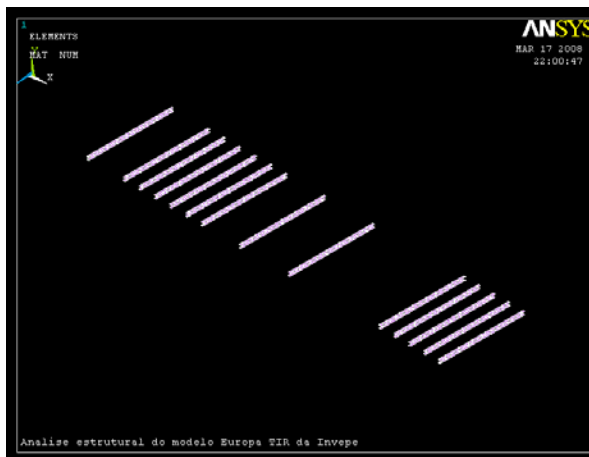


Fig. II-63 Travessa IPN80, apenas Banzos (análise 13)

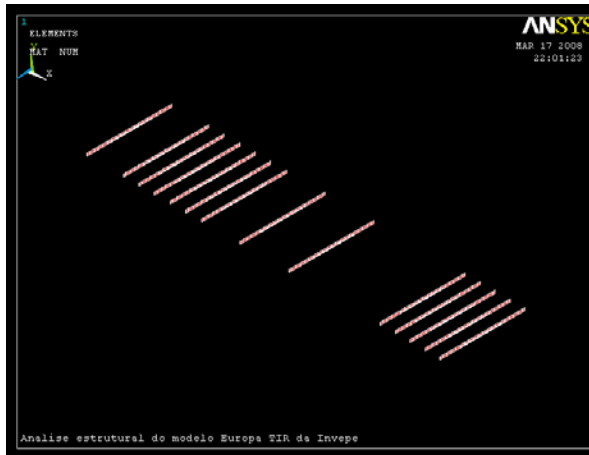


Fig. II-64 Travessa IPN80, apenas Alma (análise 14)

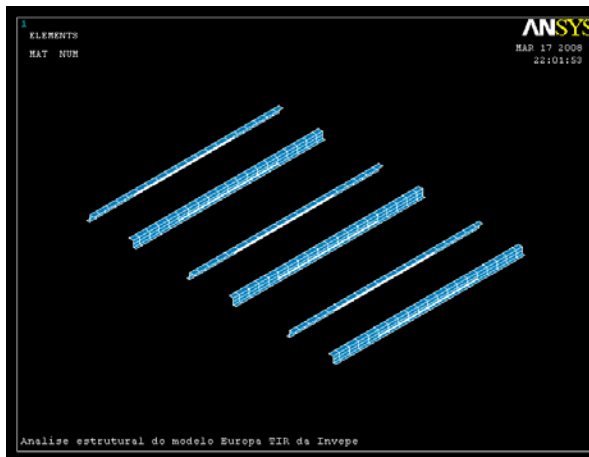


Fig. II-65 Travessa da Zona dos Eixos (análise 15)

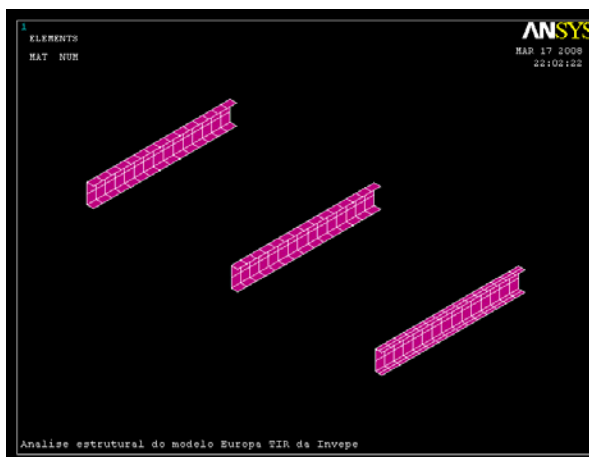


Fig. II-66 Barra de Perfil U dos Eixos (análise 16)



Fig. II-67 Reforço Transversal da Barra dos Eixos (análise 17)

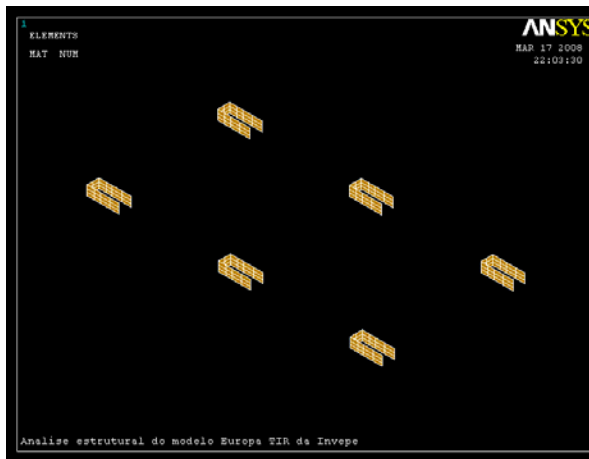


Fig. II-68 Suporte dos Eixos (análise 18)

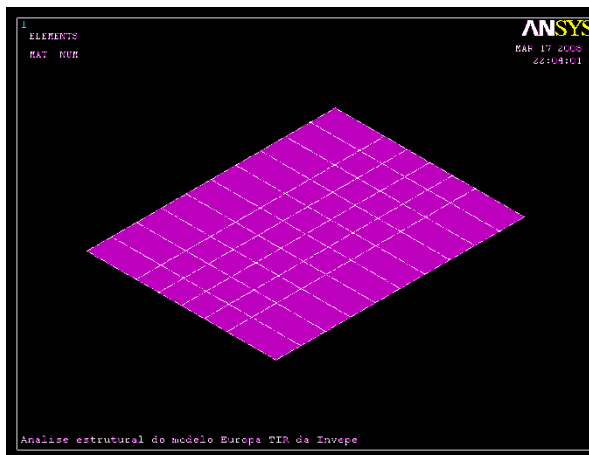


Fig. II-69 Placa do KP (análise 19)

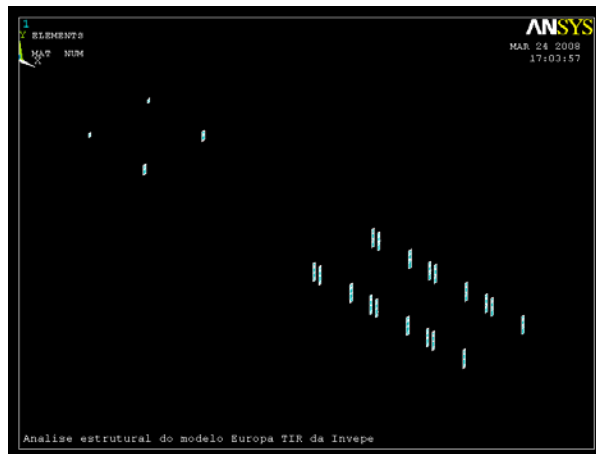


Fig. II-70 Reforço Vertical na Longarina (análise 20)

Foram, então, realizadas diferentes análises para a alteração de cada uma das componentes anteriormente apresentadas. Numa primeira fase de análises, definida como AS, onde foram adicionados 1% de espessura às diferentes componentes individualmente e não foram considerados os reforços verticais da longarina. A tabela II-3 demonstra as diferenças de espessuras.

Tabela II-3 Espessura e material das componentes consideradas nas análises AS

Componente Vs Material Vs Espessura				
#	Componente	Tipo de Aço	Espessura (mm)	Espessura Alterada (mm)
1	Alma frontal da longarina	I	6	6,06
2	Alma central e traseira da longarina	I	5	5,05
3	Banzo inferior	III	12	12,12
4	Banzo superior	III	15	15,15
5	Perfil lateral	II	3,5	3,535
6	Perfil frontal	I	4	4,04
7	Perfil traseiro	I	4	4,04
8	Travessa principal do chassi (3)	I	3,5	3,535
9	Travessa de perfil em U da placa do KP (2)	I	6	6,06
10	Travessa UPN80 do pescoço do chassi (1)	I	6	6,06
11	Travessa UPN80 do perfil traseiro (1)	I	6	6,06
12	Travessa UPN80 pequena da zona frontal (4)	I	6	6,06
13	Travessa IPN80, apenas os banzos (14)	I	6	6,06
14	Travessa IPN80, apenas a alma (14)	I	4	4,04
15	Travessa da zona dos eixos (6)	I	4	4,04
16	Barra de perfil U dos eixos (3)	I	5	5,05
17	Reforço transversal da barra dos eixos (6)	I	10	10,1
18	Suporte dos eixos (6)	I	7,5	7,575
19	Placa do KP	I	8	8,08
20	Reforço da suspensão na longarina	I	10	10,1

No segundo grupo de análises, definida como AC, onde foram subtraídos 1% de espessura às diferentes componentes individualmente e foram considerados os reforços verticais da longarina. A tabela II-4 demonstra essas diferenças de espessuras.

Tabela II-4 Espessura e material das componentes consideradas nas análises AC

Componente Vs Material Vs Espessura				
#	Componente	Tipo de Aço	Espessura (mm)	Espessura Alterada (mm)
1	Alma frontal da longarina	I	6	5,940
2	Alma central e traseira da longarina	I	5	4,950
3	Banzo inferior	III	12	11,880
4	Banzo superior	III	15	14,850
5	Perfil lateral	II	3,5	3,465
6	Perfil frontal	I	4	3,960
7	Perfil traseiro	I	4	3,960
8	Travessa principal do chassis (3)	I	3,5	3,465
9	Travessa de perfil em U da placa do KP (2)	I	6	5,940
10	Travessa UPN80 do pescoço do chassis (1)	I	6	5,940
11	Travessa UPN80 do perfil traseiro (1)	I	6	5,940
12	Travessa UPN80 pequena da zona frontal (4)	I	6	5,940
13	Travessa IPN80, apenas os banzos (14)	I	6	5,940
14	Travessa IPN80, apenas a alma (14)	I	4	3,960
15	Travessa da zona dos eixos (6)	I	4	3,960
16	Barra de perfil U dos eixos (3)	I	5	4,950
17	Reforço transversal da barra dos eixos (6)	I	10	9,900
18	Suporte dos eixos (6)	I	7,5	7,425
19	Placa do KP	I	8	7,920
20	Reforço da suspensão na longarina	I	10	9,900

Com o objectivo de se conhecer o comportamento torcional ao longo do chassis foram então considerandos os resultados em diversos nós em algumas secções do modelo. Esses nós bem como a sua localização segundo a direcção em *xx* estão patentes no quadro II-3.

Quadro II-3 Nós e secções transversais donde se obtiveram resultados

#	Distância ao anterior	X	Nº dos nós	
d0	0	0	7515	9610
d1	730	730	7595	9675
d2	705	1435	7644	9714
d3	1052	2487	7714	9759
d4	1012	3499	7833	9843
d5	923	4422	7952	9932
d6	910	5332	8056	10016
d7	910	6242	8170	10100
d8	1122	7364	8323	10218
d9	1062	8426	8437	10302
d10	757	9183	8551	10386
d11	1030	10213	8683	10473
d12	833	11046	8798	10568
d13	837	11883	8912	10652
d14	870	12753	9026	10736
d15	857	13610	9154	10834

Já a figura II-71 permite visualizar a localização das diferentes secções transversais no modelo Ansys do chassis.

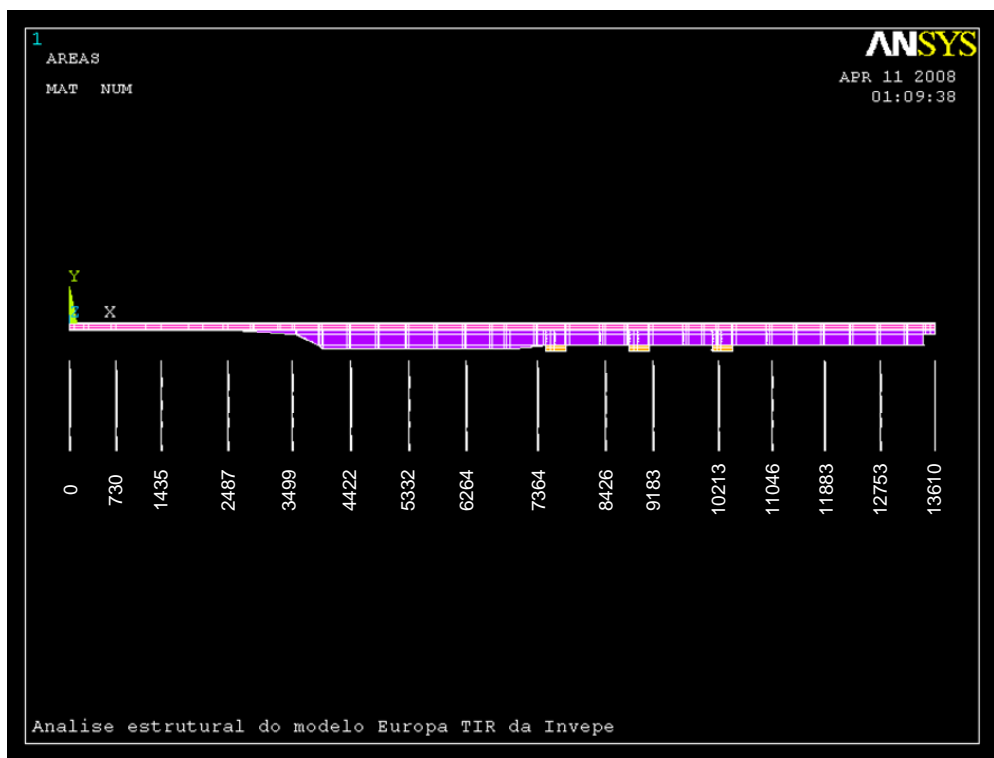


Fig. II-71 Localização das secções consideradas para valores do ângulo de torção ao longo do chassis

II.2.2 Modificações no Modelo Ansys do Chassis

Do modelo inicial construído em Ansys do chassis Europa TIR foram efectuadas pequenas alterações com vista à realização das análises pretendidas.

As componentes definidas com os elementos *Combin 14 e 39* e o *Shell 63* foram retiradas. Com isto, eliminaram-se os elementos molas que simulavam a suspensão e as placas auxiliares nos mancais, uma vez que estas não são necessárias para as análises do presente estudo. Uma outra razão de tal procedimento prende-se com o facto de eliminar os elementos não-lineares pois pretendia-se apenas efectuar análises lineares.

Uma alteração estrutural já mencionada foi a consideração dos reforços verticais das longarinas nas análises AC. Foram colocados 11 reforços em cada uma das longarinas, pelo exterior, nos locais especificados pelo projecto original, com 10 mm de espessura e subjacentes ao elemento *Shell 93*.

II.2.3 Visualização Gráfica dos Resultados Obtidos

Todas as análises realizadas nesta fase dizem respeito à torção do chassis. As diferenças quantitativas são insignificantes, pois como já foi referido anteriormente com este estudo pretendem-se apenas obter resultados comparativos. Devido a este facto, os resultados gráficos obtidos nas diferentes análises não tiveram alterações significativas que possam ser visualizadas facilmente entre as imagens das diferentes análises.

Assim sendo, apresentam-se em seguida apenas as imagens referentes à análise AC de referência, que conta já com a utilização dos reforços verticais nas longarinas.

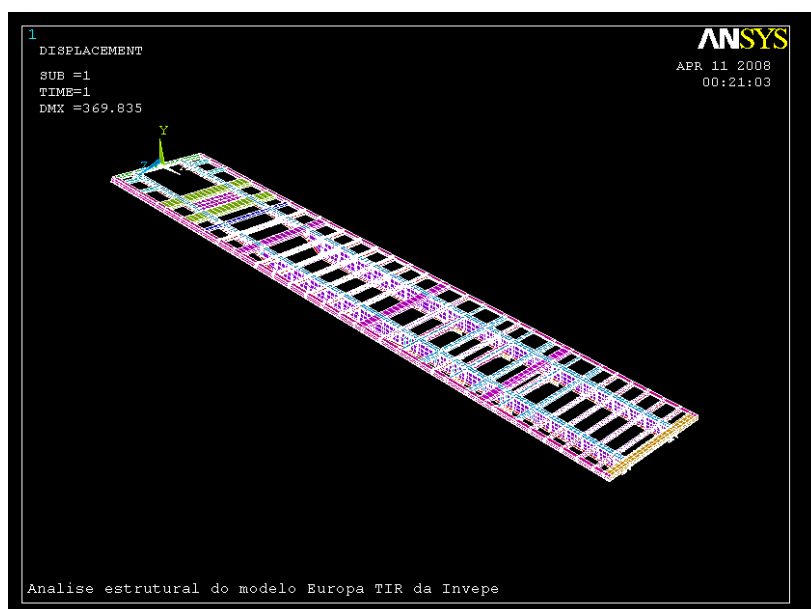


Fig. II-72 Chassis sujeito a torção (ACRef)

Na figura II-72 podemos observar o comportamento global do chassis Europa TIR quando sujeito à torção. Esta imagem mostra que a estrutura roda em torno de um eixo central ao longo do modelo. Essa rotação dá-se num sentido desde a zona frontal até ao terceiro eixo de suspensão, local onde foram colocados os constrangimentos relativos ao apoio da estrutura, e no sentido contrário desde esse terceiro eixo de suspensão até à traseira do chassis.

Nesta imagem são visíveis os elementos que constituem o modelo. Esta refere-se ainda à análise AC de referência, ou seja, a estrutura base sem alteração da espessura de qualquer elemento e ainda considerando já os reforços verticais nas longarinas.

A figura II-73 revela uma vez mais o comportamento geral do chassis, contudo agora é possível visualizar através das diferentes cores os deslocamentos segundo a direcção dos yy de diversos pontos da estrutura.

Assim sendo através desta figura diferenciamos o sentido dos deslocamentos em yy de diferentes pontos do modelo. Através da imagem podemos ainda verificar que os pontos com maiores variações de deslocamentos são os definidos com as cores vermelho e azul-escuro, e com um valor máximo de 346,699 mm de deslocamento em yy.

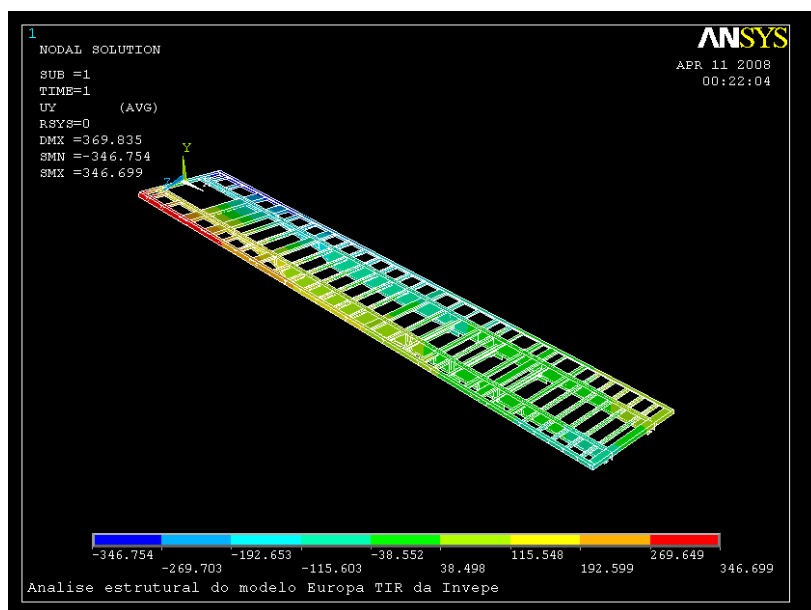


Fig. II-73 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos em yy coloridos (análise ACRef)

Da mesma forma, na figura II-74 podem ser visualizados os deslocamentos de diferentes pontos do modelo na direcção correspondente ao eixo dos yy através da deformação da estrutura e ao mesmo tempo por intermédio das diferentes tonalidades de cores, sendo que nesta, tal apreciação é feita pela vista lateral do chassis Europa TIR.

Aqui vê-se claramente que o modelo sofre uma rotação superior na zona frontal do mesmo. Esta rotação é atenuada com a aproximação ao terceiro eixo de suspensão e muda de sentido após esse terceiro eixo até à traseira do modelo.

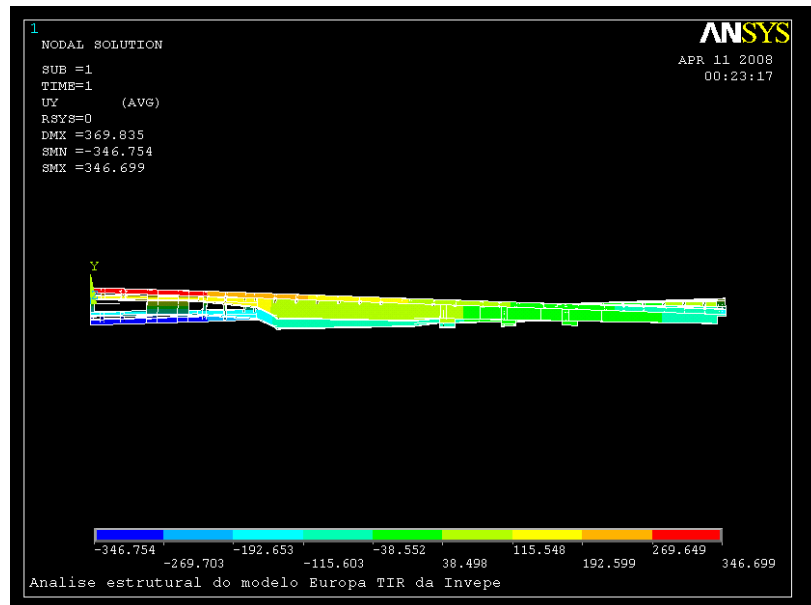


Fig. II-74 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos em yy coloridos - vista lateral (análise ACRref)

O mesmo pode ser visualizado nas duas imagens que se seguem, sendo a primeira relativa à vista de frente do chassis e a derradeira relativa à vista de trás do mesmo.

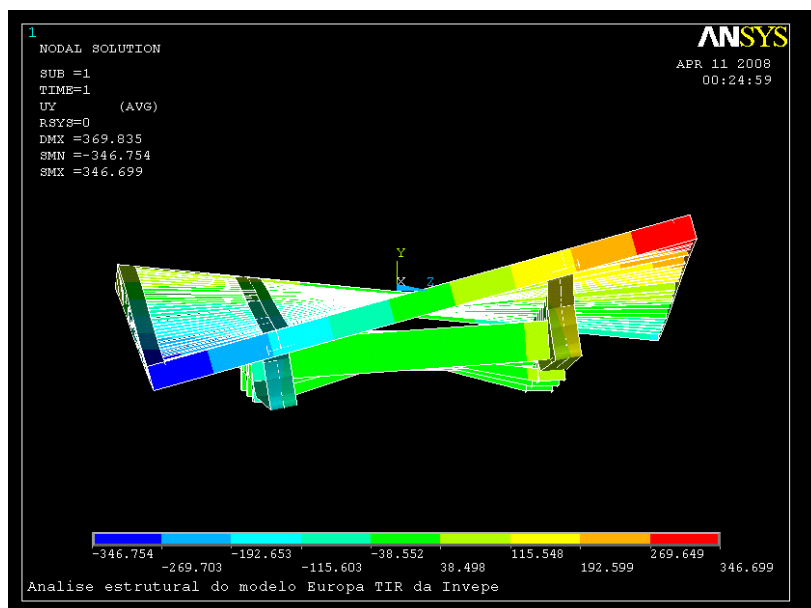


Fig. II-75 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos em yy coloridos – vista de frente (análise ACRef)

Nesta imagem pode-se observar que os deslocamentos máximos se localizam na zona frontal dos perfis laterais da estrutura e ainda que as longarinas registam também uma tonalidade de cores fortes, indicadores de deslocamentos elevados.

É ainda aqui possível observar as diferentes tonalidades de cores das longarinas na zona do pescoço do chassis, bem como da barra de perfil em U do primeiro eixo de suspensão. As primeiras são acentuadas com tonalidades de cores a corresponderem a deslocamentos intermédios relativos ao máximo verificado e os segundos com tonalidades de cores próximas de deslocamentos na direcção do eixo dos yy igual a zero.

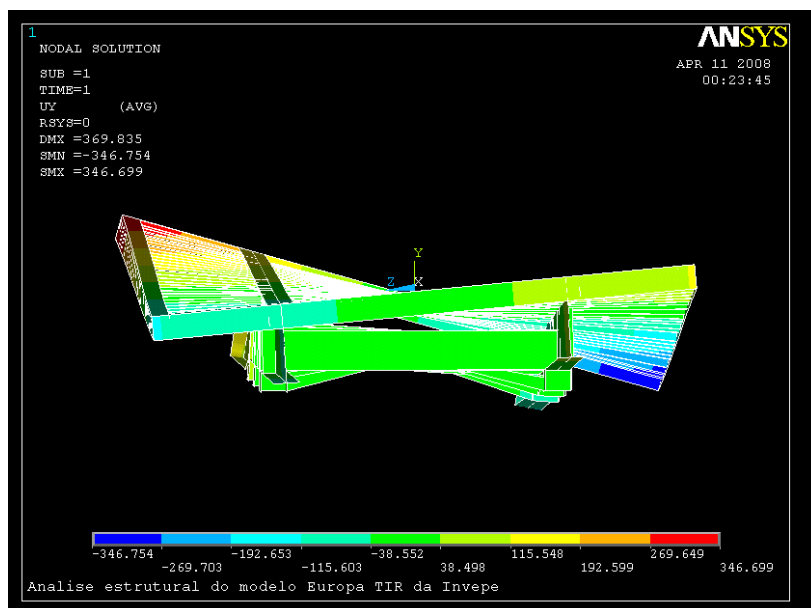


Fig. II-76 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos em yy coloridos - vista de trás (análise ACRef)

Já a vista de trás do modelo do chassis Europa TIR permite a visualização dos perfis laterais e traseiro, bem como do perfil traseiro das longarinas e ainda da barra de perfil em U do terceiro eixo de suspensão.

Tal como a barra de perfil em U do primeiro eixo de suspensão, a correspondente ao terceiro eixo sofre deslocamentos idênticos, a tenderem para valores de deslocamentos nulos. Nas longarinas as tonalidades indicam deslocamentos intermédios aos máximos registados e verificando-se então os máximos nos perfis laterais do modelo, sobretudo na zona mais frontal do modelo, como seria de esperar por se encontrarem mais afastados do centro de rotação imposto à estrutura e ao mesmo tempo dos pontos de apoio a que a estrutura foi sujeita.

O próximo par de imagens mostra os diferentes deslocamentos que se registaram ao longo da estrutura, sem ter em conta o seu sentido de deslocação.

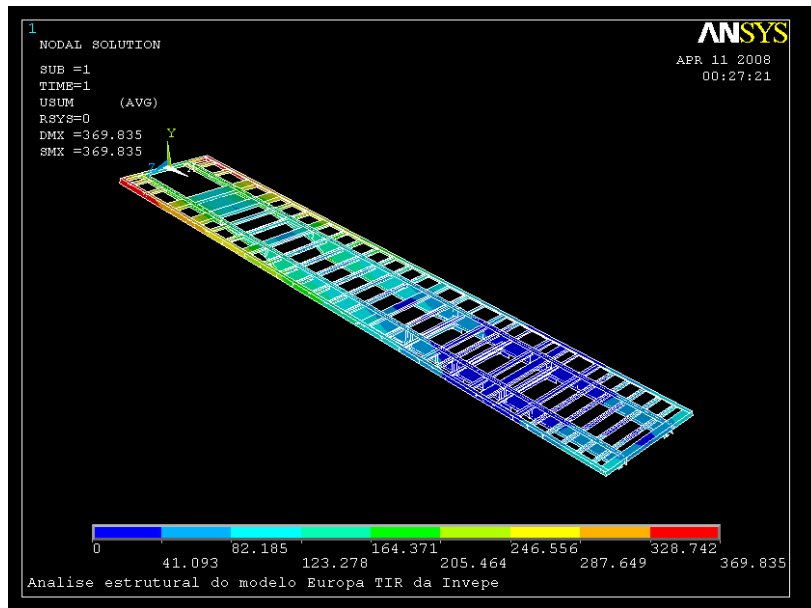


Fig. II-77 Diferenças de deslocamentos em diversos pontos do chassis (visualização global)

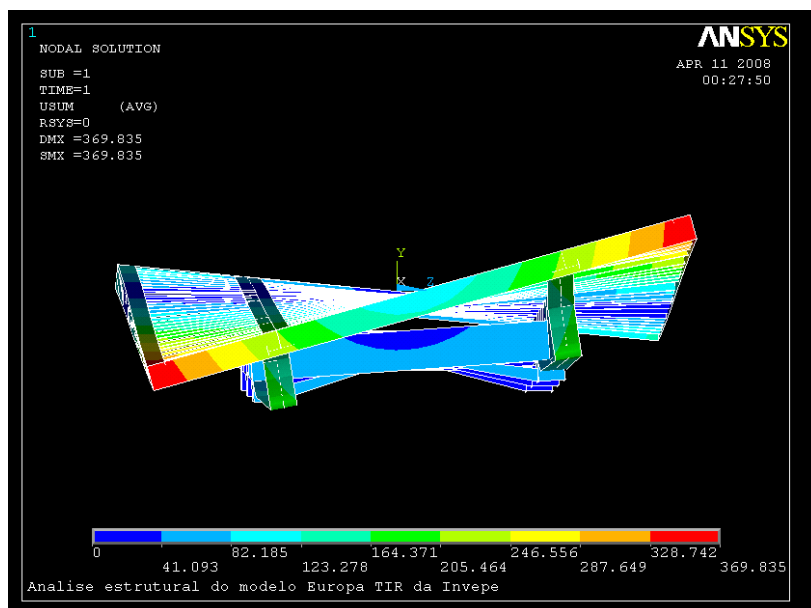


Fig. II-78 Diferenças de deslocamentos em diversos pontos do chassis (vista de frente)

Apenas para finalizar o visionamento de imagens obtidas das análises de torção realizadas com o auxílio do software Ansys, apresenta-se de seguida uma imagem do chassis Europa TIR com diferentes tonalidades de cor, onde estas representam o nível de rotação que cada ponto da estrutura foi sujeito com o carregamento considerado.

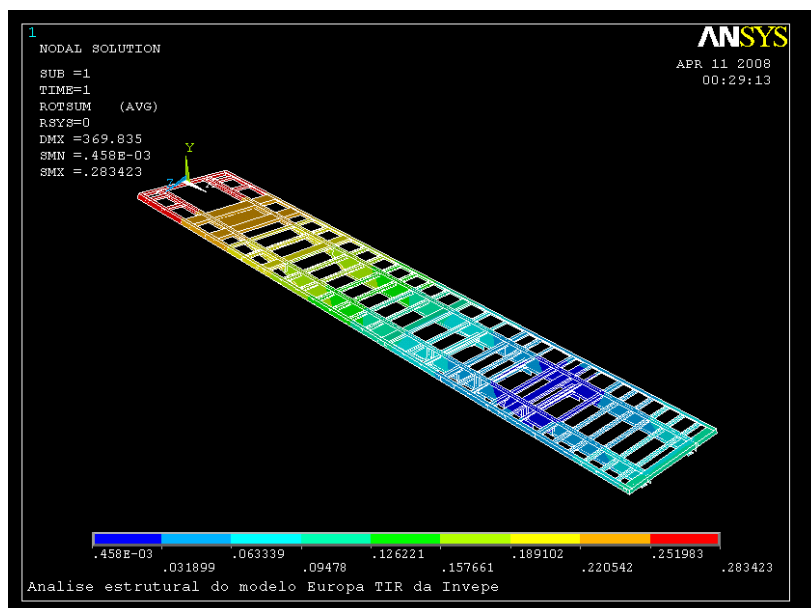


Fig. II-79 Nível de rotação dos diferentes pontos do chassis

Vê-se claramente que a zona frontal do chassis encontra-se sujeita a rotações maiores e que estas diminuem gradualmente até ao terceiro eixo de apoio. É ainda possível verificar que após os pontos de apoio o chassis volta a aumentar os seus níveis de rotação apesar de se encontrar livre de constrangimentos até à sua traseira.

II.2.4 Discussão dos Resultados Obtidos

Após uma visualização gráfica da morfologia global da estrutura do chassis resultante das diferentes análises de torção efectuadas nesta fase, é chegada a hora de analisar os resultados quantitativamente e consequentemente comparativamente.

Neste ponto analisam-se primeiramente os resultados obtidos nas análises AS, ou seja as análises efectuadas sem a colocação dos reforços verticais das longarinas e com o aumento de 1% das espessuras dos diferentes componentes. Em seguida passa-se à análise dos resultados obtidos nas análises AC, neste caso correspondentes às análises realizadas considerando os reforços verticais das longarinas colocados nos respectivos locais e com uma redução das espessuras dos diversos componentes em 1%.

Finaliza-se, então, com a comparação quantitativa das análises de referência referentes ao grupo das AS e AC.

AS – Análises Sem os Reforços Verticais das Longarinas no Modelo

Como já fora referido anteriormente, as análises referentes ao grupo AS tem como características terem sido realizadas sem a colocação dos reforços verticais das longarinas e com o aumento de 1% das espessuras dos diferentes componentes.

A tabela II-5 mostra os resultados directos obtidos nas diferentes análises. Da tabela constam além dos valores obtidos directamente do deslocamento segundo a direcção yy dos dois nós onde foram aplicadas as forças F , ou sejam, nó 7515 e nó 9610, do valor da massa global da estrutura e das coordenadas do centro de massa do modelo, os valores determinados indirectamente do ângulo de torção da frente do chassis e o respectivo valor da rigidez de torção do modelo.

De notar que a cada uma das análises numeradas entre 1 e 20 corresponde uma componente do modelo do chassis Europa TIR com a espessura alterada, neste caso com o aumento em 1% relativa à espessura de projecto. A componente alterada a que corresponde cada um dos números indicativos pode ser consultada na tabela II-3 no capítulo referente às definições e tipo de análises.

Tabela II-5 Resultados gerais das 21 análises referentes ao grupo de análises AS

#	Compon. Alterada	Deslocamento em yy (mm)		ϕ - Ângulo de Torção (°)	Kc - Rigidez de Torção (N.m/°)	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
		Nó 1	Nó 2				XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
<i>ASRef.</i>	-	357,95	-358,12	16,105433	310,454234	1906,46	6879,60	-111,49	7,260E-15
<i>AS1</i>	1	357,82	-357,99	16,099889	310,561153	1906,63	6879,40	-111,49	7,260E-15
<i>AS2</i>	2	357,39	-357,53	16,080906	310,927748	1909,56	6882,10	-111,61	7,249E-15
<i>AS3</i>	3	356,75	-356,91	16,054026	311,448351	1909,51	6879,70	-111,80	4,867E-15
<i>AS4</i>	4	356,35	-356,51	16,036956	311,779871	1910,23	6879,70	-111,27	6,294E-15
<i>AS5</i>	5	357,79	-357,95	16,098396	310,589952	1907,99	6879,90	-111,43	6,182E-15
<i>AS6</i>	6	357,93	-358,10	16,104580	310,470678	1906,60	6879,40	-111,49	7,260E-15
<i>AS7</i>	7	357,93	-358,09	16,104367	310,474789	1906,68	6880,70	-111,48	6,973E-15
<i>AS8</i>	8	357,85	-358,01	16,100955	310,540585	1907,16	6879,90	-111,46	7,735E-15
<i>AS9</i>	9	357,23	-357,39	16,074507	311,051530	1907,33	6877,60	-111,45	5,826E-15
<i>AS10</i>	10	357,93	-358,09	16,104367	310,474789	1906,64	6879,50	-111,48	7,260E-15
<i>AS11</i>	11	357,94	-358,10	16,104794	310,466567	1906,64	6880,60	-111,48	7,379E-15
<i>AS12</i>	12	357,94	-358,10	16,104794	310,466567	1906,64	6879,40	-111,48	7,260E-15
<i>AS13</i>	13	357,78	-357,95	16,098183	310,594067	1908,29	6880,90	-111,44	7,253E-15
<i>AS14</i>	14	357,92	-358,08	16,103941	310,483012	1907,33	6880,40	-111,47	6,780E-15
<i>AS15</i>	15	357,89	-358,06	16,102874	310,503571	1907,25	6881,00	-111,47	7,973E-15
<i>AS16</i>	16	357,21	-357,37	16,073654	311,068043	1906,92	6880,40	-111,53	7,736E-15
<i>AS17</i>	17	357,86	-358,02	16,101382	310,532359	1906,52	6880,00	-111,50	7,260E-15
<i>AS18</i>	18	357,78	-357,93	16,097756	310,602297	1906,71	6880,20	-111,53	7,259E-15
<i>AS19</i>	19	357,72	-357,88	16,095410	310,647569	1907,12	6878,10	-111,48	6,304E-15
<i>AS20</i>	20	357,95	-358,12	16,105433	310,454234	1906,46	6879,90	-111,49	7,260E-15

Desta gama de valores há que salientar o facto dos valores da análise de referência corresponderem aos valores máximos no caso do ângulo de torção e aos valores mínimos no caso da massa e da rigidez de torção. O mesmo já não se verifica para os valores das coordenadas do centro de massa pois estes variam consoante a geometria da componente que sofreu alteração de espessura e ainda consoante a localização da mesma.

Assim o valor máximo para o ângulo de torção e massa do modelo dizem respeito à análise de referência e constam de 16,105433° para o primeiro e de 1906,46 kg para o segundo. Já o valor mínimo, correspondente também à análise de referência tem como valor 310,454234 *N.m°*. Estes são ainda os valores que servem de base para efectuar as comparações com as análises realizadas com a alteração individualizada das diferentes componentes do chassis.

Estatisticamente, e não considerando os valores que dizem respeito à análise de referência, as componentes correspondentes aos números 11 e 12, ou seja a travessa UPN80 do perfil traseiro e as travessas UPN80 pequenas da zona frontal do chassis são as que registam o valor do ângulo de torção superior, logo com menor diferença para o ângulo de torção da análise de referência.

Em sentido inverso a análise correspondente à alteração da espessura da componente 4, ou seja os banzos superiores das longarinas, é a que se reveste de um valor absoluto do ângulo de torção inferior, assim sendo a alteração da espessura desta componente é a que provoca maior diferença do ângulo de torção relativamente ao ângulo de torção verificado para a análise de referência.

No que diz respeito à massa do chassis em cada uma das análises, a componente que provoca uma maior diferença para a massa de referência voltam a ser os banzos superiores das longarinas. Já as componentes que obrigam a massa do chassis a alterar-se menos significativamente dizem respeito à componente correspondente ao número 17, ou sejam os reforços transversais das barras dos eixos de suspensão.

Estas ilações, bem como outras, são facilmente determinadas pela leitura da tabela estatística II-6.

Tabela II-6 Valores estatísticos referentes ao grupo de análises AS

<i>Quadro estatístico</i>						
	\emptyset	Kc	Massa	Xc	Yc	Zc
<i>Ref.</i>	16,105433	310,454234	1906,46	6879,60	-111,49	7,260E-15
<i>Maior</i>	16,104794	311,779871	1910,23	6882,10	-111,27	7,973E-15
<i>Menor</i>	16,036956	310,466567	1906,52	6877,60	-111,80	4,867E-15
<i>Média</i>	16,091670	310,720184	1907,46	6879,94	-111,49	6,953E-15

Para melhor visualização comparativa das diferentes características tidas em conta nas diversas análises elaboraram-se alguns gráficos detalhados.

O primeiro desses gráficos (II-1) diz respeito à variação do ângulo de torção que se registou nas diversas análises na frente do chassis. Nele consta uma linha a tracejado que diz respeito ao valor do ângulo de torção correspondente à análise de referência.

Uma apreciação desse gráfico permite concluir que as cinco componentes que evidenciam maior influência no ângulo de torção com a alteração de 1% do valor das espessuras de projecto são, por ordem decrescente de influência, os banzos superiores e inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas.

De salientar será o facto da análise onde se sujeita a alma frontal das longarinas a alteração de espessura, estar separada da análise à qual se sujeitam as almas central e traseira das longarinas. De notar que as três almas são peças fabricadas separadamente umas das outras e que à posteriori são soldadas entre si, juntamente com os banzos superior e inferior para formarem as longarinas. Contudo o resultado da variação do ângulo de torção destas componentes não poderia ser considerado apenas numa análise pois a espessura da alma frontal é diferente da espessura das almas central e traseira das longarinas.

Um outro ponto importante foi a separação das análises da alteração da espessura dos banzos e almas das travessas IPN80. Estas são fabricadas de origem como uma peça única, contudo as diferenças de espessuras entre os banzos e almas das mesmas obrigou a tal consideração.

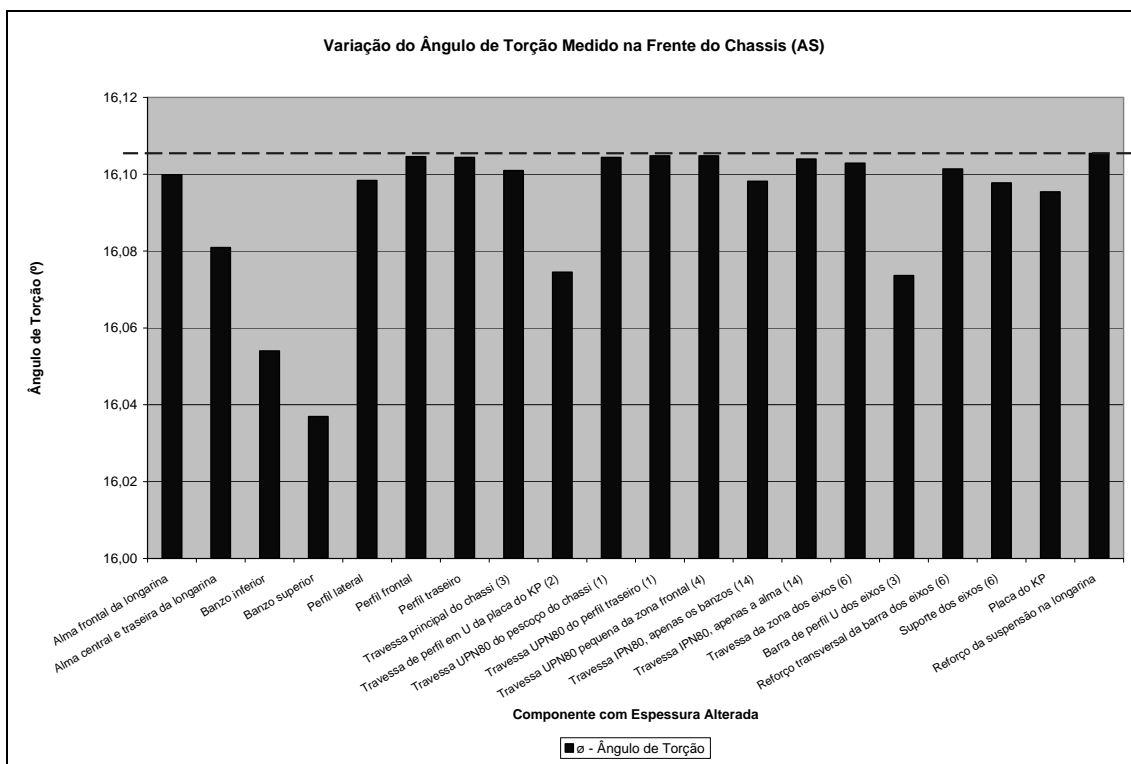


Gráfico II-1 Ângulo de Torção medido na frente do chassis das diferentes análises AS

O segundo gráfico (II-2) deste grupo de análises diz respeito ao valor da rigidez de torção do chassis medido na frente deste. Esta característica é determinada de forma linear a partir do ângulo de torção, daí, como se pode constatar no gráfico apresentado a seguir, as cinco componentes com maior influência na rigidez de torção do modelo são exactamente as mesmas que se verificaram anteriormente para o ângulo de torção, ou seja, uma vez mais por ordem decrescente de influência, os banzos superiores e inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas.

De notar apenas que neste caso as colunas do gráfico invertem os papéis, ou seja a rigidez de torção aumenta com o aumento das espessuras das diversas componentes. Assim sendo, o valor na análise de referência foi precisamente o mais baixo que se registou.

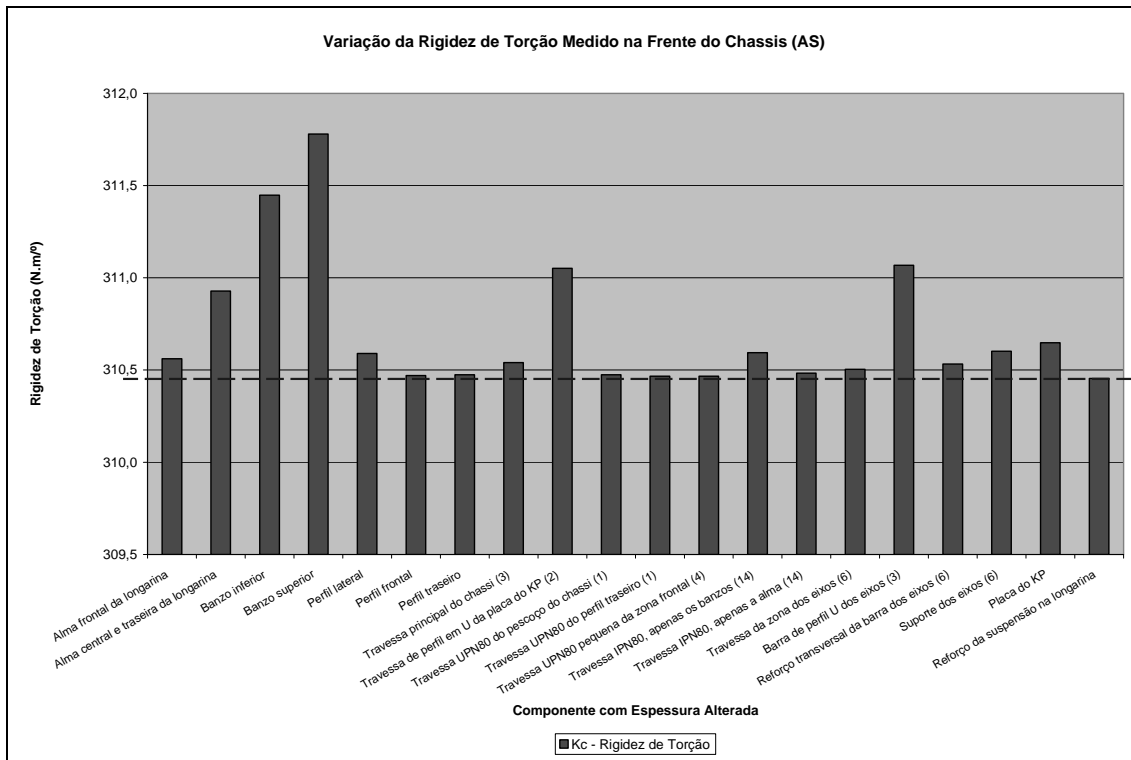


Gráfico II-2 Rigidez de Torção medida na frente do chassis nas diferentes análises AS

Após se averiguar o comportamento dos parâmetros relativos à torção do chassis Europa TIR, importa agora compreender a influência que as mesmas alterações na espessura dos diferentes componentes têm na massa global do chassis. Tal comportamento pode ser visualizado no gráfico seguinte (II-3).

Desse gráfico depreende-se desde logo que três das cinco componentes sujeitas a alteração são as mesmas quando se falava de torção, ou sejam, os banzos superior e inferior e as almas central e traseira das longarinas.

No entanto o mesmo não sucede com as outras duas componentes, entrando agora os banzos das travessas IPN80 e o perfil lateral para o top5 em detrimento das barras de perfil em U dos eixos de suspensão e das travessas de perfil em U da placa do KP.

O valor mínimo da massa regista-se então na análise de referência e encontra-se assinalado no gráfico pela linha a tracejado.

A influência que a variação da espessura das diferentes componentes emprega na massa global do modelo deve-se em muito à geometria e dimensões de cada uma, uma

vez que todas as partes consideradas neste modelo são constituídas exclusivamente por aço.

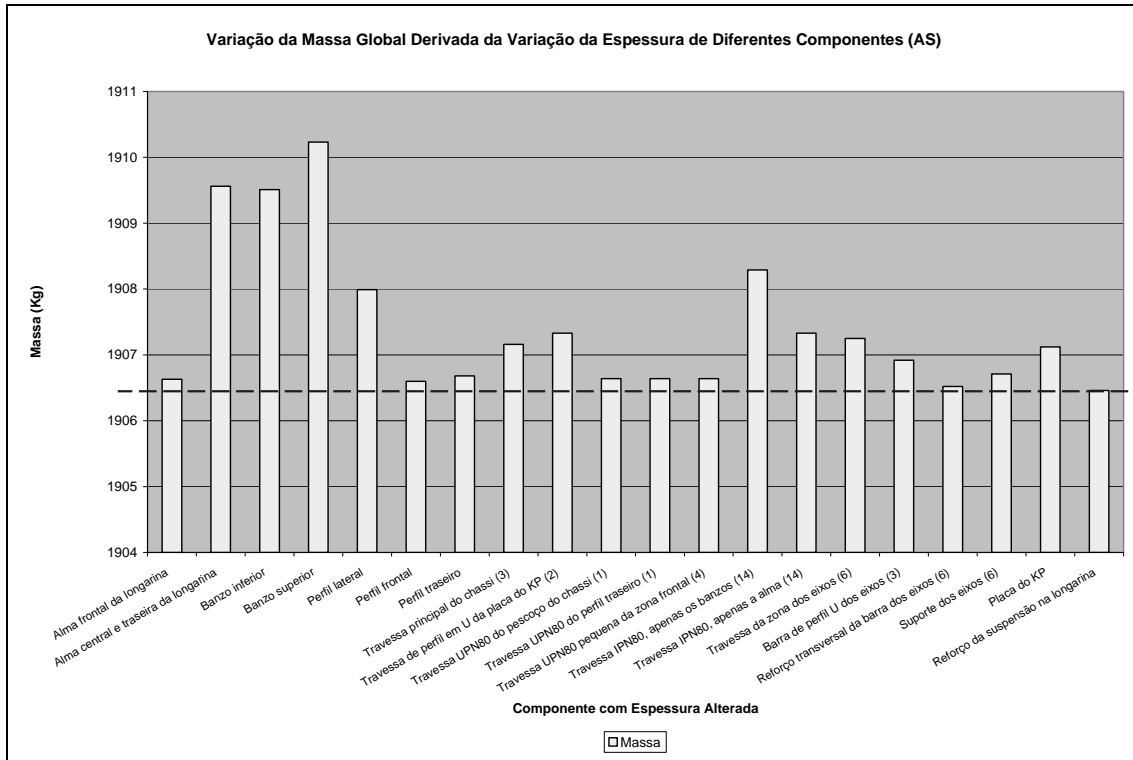


Gráfico II-3 Massa global do chassi nas diferentes análises AS

Devido à influência da variação da massa, mas também da geometria e localização no chassi do componente que sofreu a alteração de espessura, a coordenada *yy* do centro de massa do modelo será alterada. Tais variações encontram-se patenteadas no próximo gráfico (II-4).

Neste caso, o valor da coordenada em *yy* do centro de massa da análise de referência não é o valor máximo nem mínimo, mas sim um outro qualquer valor intermédio. Tal ponto tem como coordenada -111,49 segundo o eixo dos *yy* e encontra-se assinalado no gráfico pela linha a tracejado.

As cinco componentes que provocam uma maior variação na coordenada *y* do centro de massa do chassi devido ao aumento de 1% da espessura do seu perfil são os banzos inferiores e as almas central e traseira das longarinas, provocando um abaixamento dessa coordenada, e os banzo superiores das longarinas, o perfil lateral e

os banzos das travessas IPN80, fazendo com que a coordenada y do centro de massa do chassis suba.

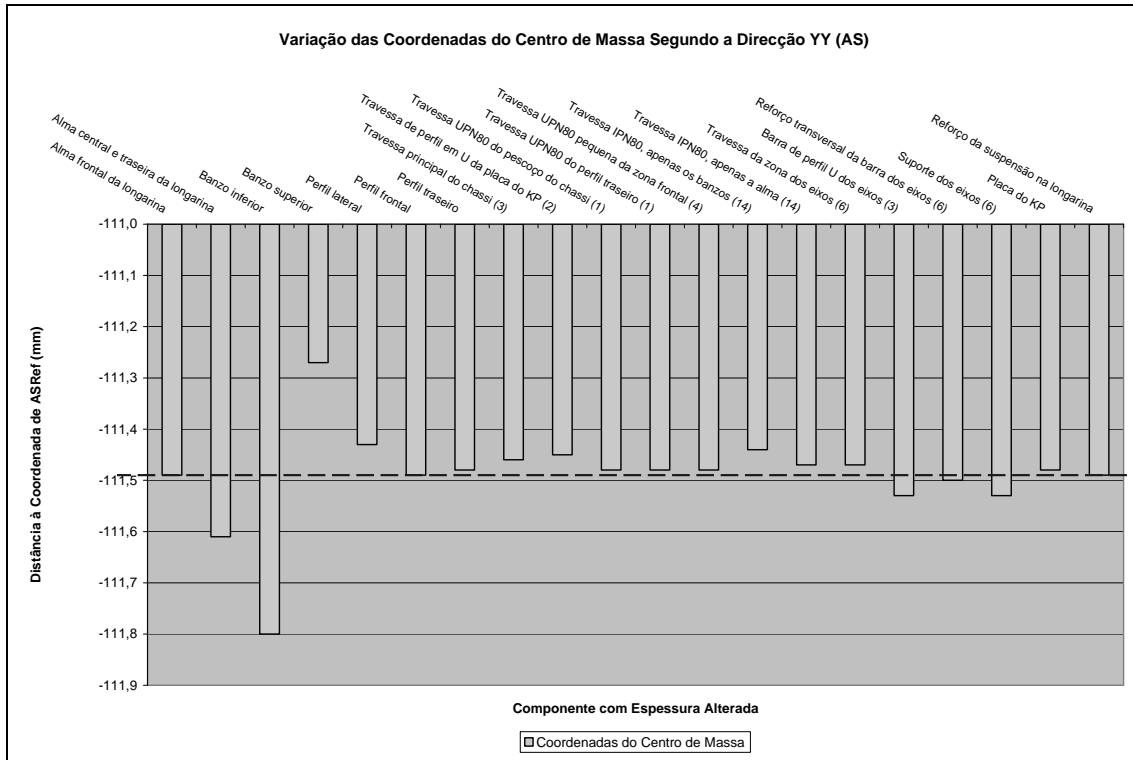


Gráfico II-4 Coordenada y do centro de massa do chassis das diferentes análises AS

De salientar ainda que as cinco componentes que maiores variações da coordenada y do centro de massa provocam são exactamente as mesmas que maior influência tem no valor global da massa do chassis.

Após se ter verificado o comportamento individualizado do ângulo de torção, da rigidez de torção, da massa do chassis e da coordenada y do centro de massa do modelo, é importante cruzar resultados e compará-los uns aos outros. Para que tal seja possível com rigor determinou-se a variação percentual que cada um dos parâmetros registou em cada uma das diversas análises com a análise dita de referência. Com base em tais valores foi possível construir o gráfico seguinte (II-5).

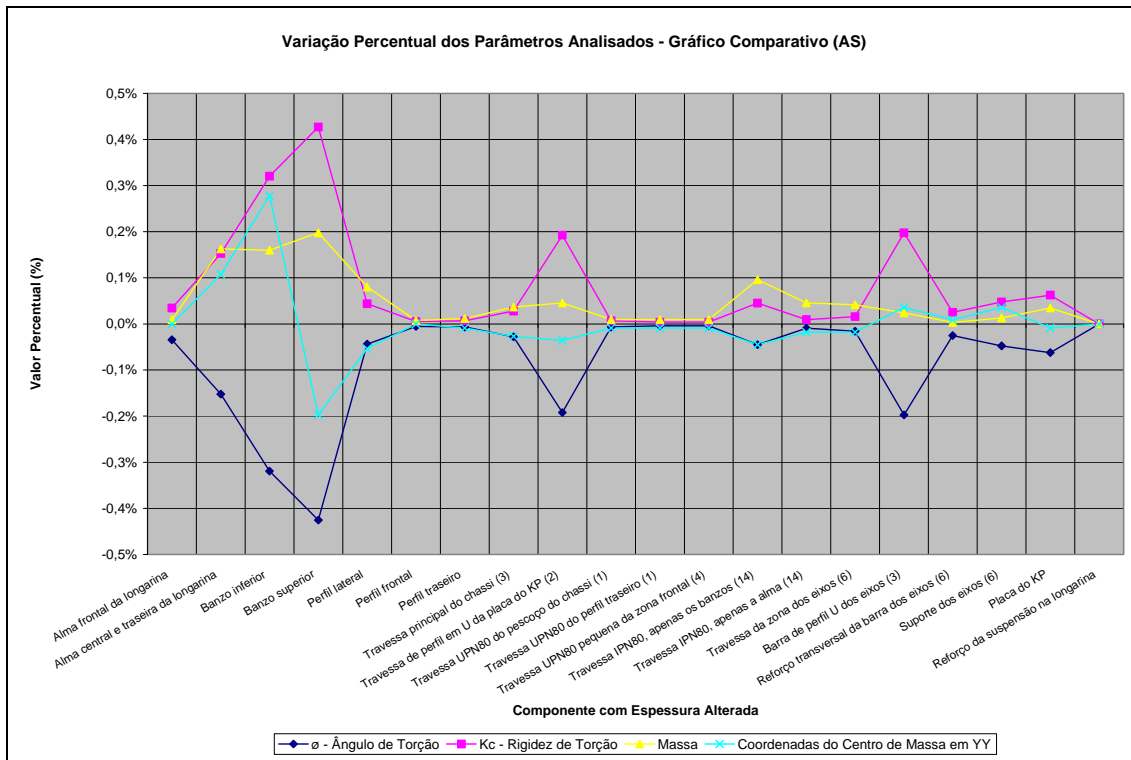


Gráfico II-5 Variação percentual dos diferentes parâmetros analisados nas análises AS

Diversas ilações advêm do gráfico anterior. Desde já se pode verificar a simetria existente entre as linhas correspondentes ao ângulo de torção e da rigidez de torção para as diferentes análises consideradas. Tal simetria deve-se ao facto da rigidez de torção ser obtida por forma linear a partir do valor do ângulo de torção. Assim, dizer-se que o ângulo de torção diminuiu será o mesmo que dizer-se que a rigidez de torção aumenta simetricamente em valor percentual.

Note-se agora que as três componentes que maior contributo deram ao aumento de massa do chassi, ou seja, os banzos superior e inferior das longarinas e a alma central e traseira das mesmas, com variações percentuais entre 0,15 e 0,20 por cento, registaram diferenças significativas nas variações percentuais no que se refere à rigidez de torção.

No que diz respeito à variação da espessura da alma central e traseira das longarinas, verifica-se que a rigidez de torção e a massa variaram percentualmente de forma idêntica. Assim a alteração da espessura do perfil deste componente provoca valores significativamente diferentes nesses parâmetros, sem que contudo se ganhe algo em relação um ao outro.

No entanto, efectuar alterações de espessuras nos banzos superior e inferior das longarinas permite já cavar diferenças de variação percentual entre a rigidez de torção e a massa do chassis. Sendo esta mais acentuada em alterações no banzo superior.

De notar no entanto que no caso de um aumento da espessura do banzo superior da longarina origina uma subida do centro de massa do chassis na direcção do eixo dos yy e que no caso de um aumento da espessura do banzo inferior da longarina origina por seu turno uma descida da coordenada y do centro de massa do chassis.

Tais ganhos percentuais tão significativos de rigidez de torção relativos à massa verificam-se também em alterações das espessuras das travessas de perfil em U da placa do KP e das barras de perfil em U dos eixos de suspensão. Algum ganho idêntico mas menos significativo pode ser obtido noutros componentes como nos suportes dos eixos ou na placa de KP.

Em sentido inverso, ou seja, para se obter uma variação percentual superior da massa do chassis relativamente à rigidez de torção, será obtida com alteração da espessura dos perfis dos componentes do perfil lateral, da alma e banzos das travessas IPN80 ou menos significativo nas travessas da zona dos eixos.

O ângulo de rotação registado não só foi diferente ao longo do chassis como registou taxas de variação diferentes.

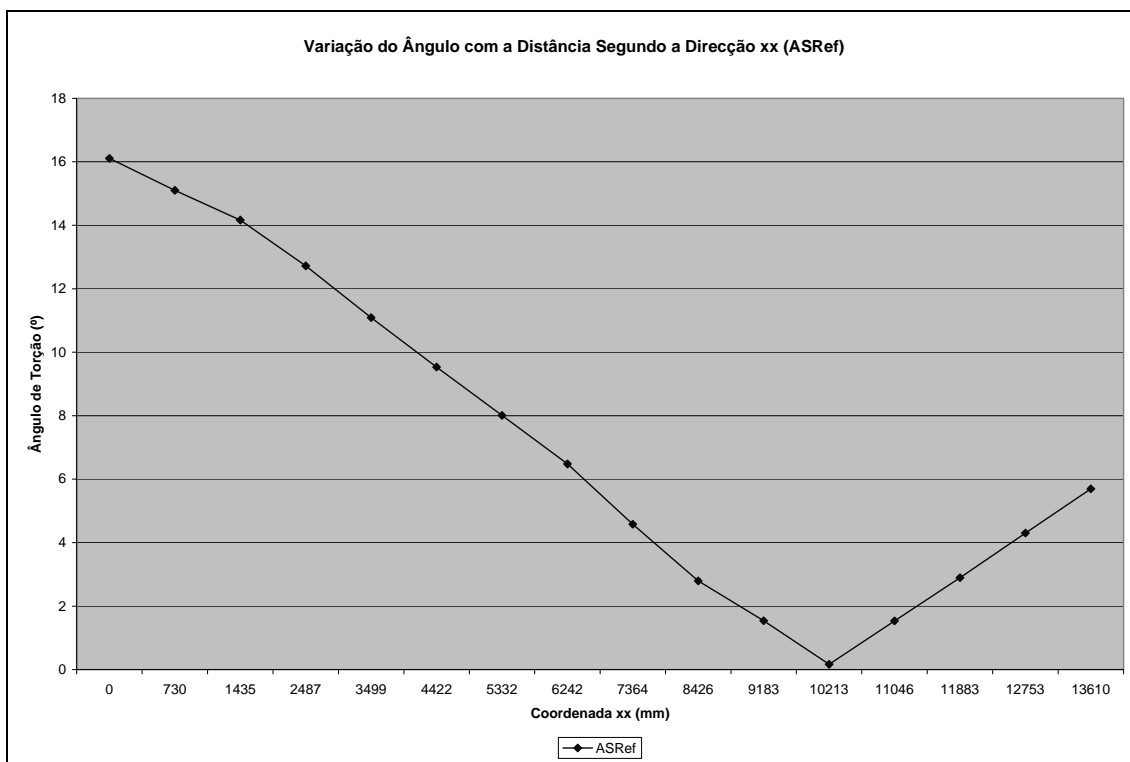


Gráfico II-6 Variação do ângulo de torção ao longo do comprimento total do chassis (ASRef)

No gráfico II-6 mostram-se os valores do ângulo de torção em diferentes secções ao longo do seu comprimento e no gráfico II-7 constam as taxas de variações do ângulo entre as mesmas secções.

Verifica-se desde logo que o ângulo de torção diminui desde a frente do chassis, local da aplicação das forças que originam a torção, até ao ponto de apoio no terceiro eixo de suspensão, passando após esse ponto a aumentar novamente até à traseira da estrutura, mas em sentido inverso.

As diferentes inclinações das rectas que unem os valores do ângulo entre as várias secções são diferentes, pois o ângulo de torção não varia linearmente ao longo da estrutura, pois depende da configuração das partes constituintes do modelo em cada ponto do seu comprimento.

Já o gráfico II-7 demonstra a taxa de variação do ângulo de torção em função da sua localização ao longo do eixo dos *xx*.

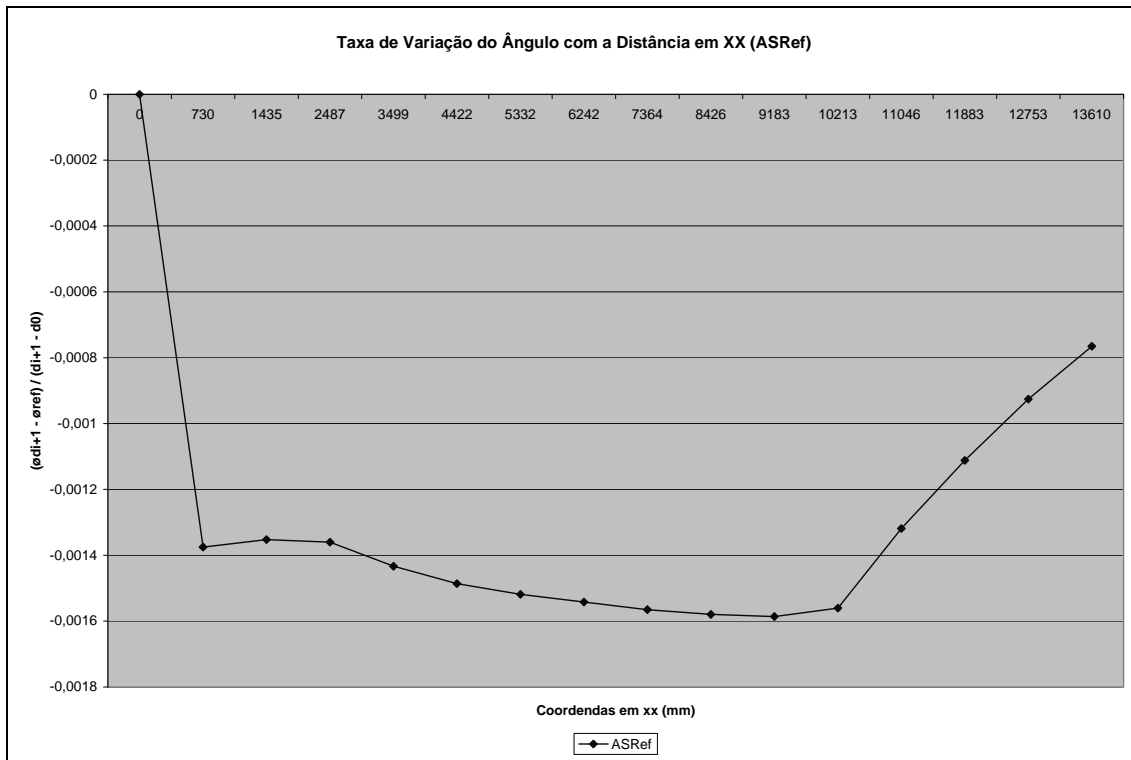


Gráfico II-7 Taxa de variação do ângulo ao longo do comprimento do chassis (ASRef)

Deste último conclui-se que a variação do ângulo sofre uma alteração significativa depois da passagem pela zona do pescoço do chassi. Após os pontos de apoio a taxa de variação é mais acentuada e quase linear.

Para se comparar o comportamento do ângulo de torção ao longo do chassi para as diferentes análises efectuadas, estabeleceu-se uma variação percentual tendo em conta a análise dita de referência. Essas diferenças encontram-se ilustradas no gráfico II-8.

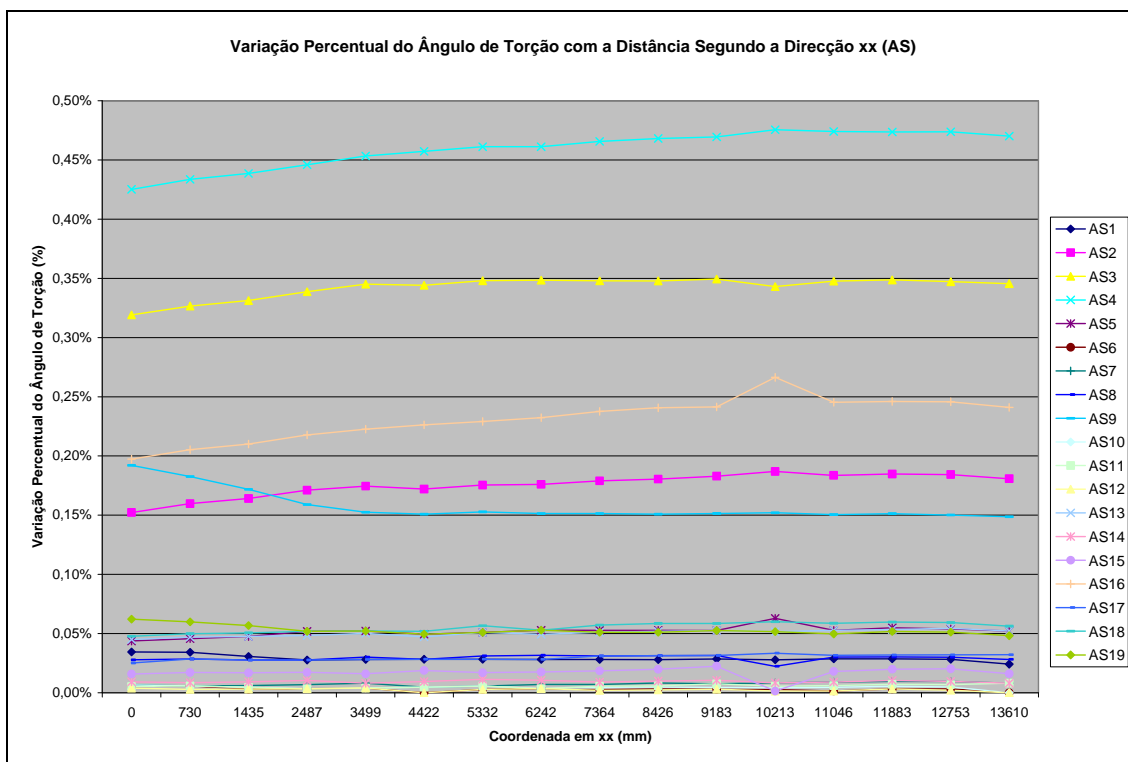


Gráfico II-8 Percentagem de variação do ângulo de torção ao longo do comprimento do chassi das várias análises AS

Da apreciação do gráfico podem desde logo retirar-se três conclusões interessantes. Primeiro, se olharmos apenas para a variação na secção 0, concluímos que os cinco componentes com maior influência são, pela mesma ordem de importância que vimos anteriormente, os banzos superiores e inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas.

Contudo se olharmos para o restante comportamento da variação dos ângulos de torção ao longo do comprimento da estrutura, essa ordem altera-se. A alma central e traseira das longarinas passam a ter uma influência superior às travessas de perfil em U da placa do KP. Este último, inclusive, perde importância ao contrário dos restantes quatro componentes que a ganham após a secção zero.

Por fim, facilmente se depreende que as curvas das variações do ângulo de torção são bastante diferentes umas das outras, tendo no entanto uma semelhança após a passagem pelo pescoço do chassi, estas começam ter variações do ângulo menos acentuadas.

AC – Análises Com os Reforços Verticais das Longarinas no Modelo

Após termos analisado os resultados provenientes do grupo de análises AS passemos ao grupo de análises AC.

Tabela II-7 Resultados gerais das 21 análises referentes ao grupo de análises AC

#	Compon. Alterada	Deslocamento em yy (mm)		Ø - Ângulo de Torção (°)	Kc - Rigidez de Torção (N.m/°)	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
		Nó 1	Nó 2				XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
ACRef.	-	346,70	-346,75	15,621892	320,063663	1939,83	6910,6	-112,56	7,370E-15
AC1	1	346,82	-346,87	15,627035	319,958336	1939,66	6911,2	-112,57	7,370E-15
AC2	2	347,26	-347,26	15,644817	319,594657	1936,73	6908,6	-112,45	7,851E-15
AC3	3	347,85	-347,90	15,671164	319,057344	1936,78	6911,0	-112,26	5,738E-15
AC4	4	348,21	-348,26	15,686584	318,743720	1936,06	6911,0	-112,78	5,975E-15
AC5	5	346,85	-346,91	15,628534	319,927630	1938,30	6910,7	-112,63	5,616E-15
AC6	6	346,72	-346,77	15,622749	320,046103	1939,69	6911,1	-112,57	7,370E-15
AC7	7	346,72	-346,77	15,622749	320,046103	1939,61	6909,9	-112,57	7,202E-15
AC8	8	346,80	-346,86	15,626392	319,971498	1939,13	6910,7	-112,59	7,138E-15
AC9	9	347,40	-347,45	15,651887	319,450308	1938,96	6913,0	-112,60	6,904E-15
AC10	10	346,72	-346,77	15,622749	320,046103	1939,65	6911,1	-112,57	7,839E-15
AC11	11	346,72	-346,77	15,622749	320,046103	1939,65	6910,0	-112,57	7,371E-15
AC12	12	346,71	-346,77	15,622535	320,050493	1939,65	6911,2	-112,57	7,370E-15
AC13	13	346,86	-346,91	15,628749	319,923244	1938,00	6909,7	-112,62	6,673E-15
AC14	14	346,73	-346,78	15,623178	320,037324	1938,96	6910,2	-112,59	7,139E-15
AC15	15	346,76	-346,82	15,624678	320,006602	1939,04	6909,6	-112,59	7,842E-15
AC16	16	347,43	-347,48	15,653172	319,424078	1939,37	6910,2	-112,52	7,841E-15
AC17	17	346,80	-346,85	15,626178	319,975886	1939,77	6910,6	-112,55	7,370E-15
AC18	18	346,88	-346,93	15,629606	319,905701	1939,58	6910,4	-112,52	7,371E-15
AC19	19	346,93	-346,98	15,631748	319,861853	1939,17	6912,5	-112,57	5,496E-15
AC20	20	346,81	-346,86	15,626606	319,967111	1939,50	6910,3	-112,55	7,371E-15

Estas caracterizam-se e diferenciam-se das anteriores por terem sido efectuadas considerando os reforços verticais das longarinas colocados nos locais correctos e com a redução individualizada de 1% nas espessuras dos diferentes componentes que compõem o modelo do chassis Europa TIR.

Na sua generalidade os resultados obtidos têm muitas similaridades com os do grupo de análises AS. Quantitativamente, os ângulos de torção são inferiores e a rigidez de torção maior, devido ao facto da introdução dos reforços.

Também devida à introdução de novas peças no modelo, a massa do chassis aumenta e derivado ao facto de neste grupo de análises se ter reduzido em 1% as espessuras dos componentes em vez de se aumentarem, o valor de referência do ângulo de torção passa a ser o menor ao invés que os valores de referência da rigidez de torção e da massa passam a ser os maiores. Tais aspectos podem ser vistos na tabela II-8.

Tabela II-8 Valores estatísticos referentes ao grupo de análises AC

<i>Quadro estatístico</i>						
	θ	Kc	Massa	Xc	Yc	Zc
<i>Ref.</i>	15,621892	320,063663	1939,83	6910,60	-112,56	7,370E-15
<i>Maior</i>	15,686584	320,050493	1939,77	6913,00	-112,26	7,851E-15
<i>Menor</i>	15,622535	318,743720	1936,06	6908,60	-112,78	5,496E-15
<i>Média</i>	15,635119	319,793320	1938,83	6910,67	-112,56	7,025E-15

Assim sendo ao se comparar a variação do ângulo de torção medido na frente do chassis, as cinco componentes que maior influência transmitem ao chassis devido à redução de 1% da espessura dos seus perfis são exactamente as mesmas, ou seja, uma vez mais tendo em conta uma ordem decrescente de influência, os banzos superiores e inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas.

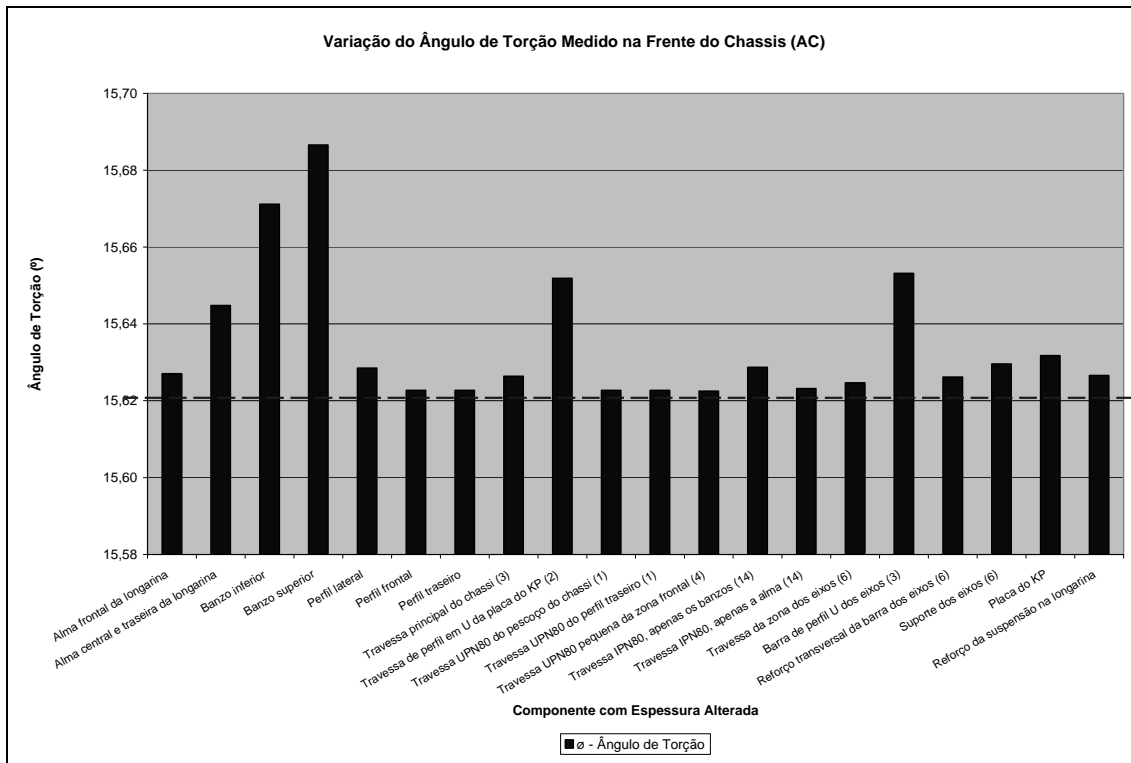


Gráfico II-9 Ângulo de Torção medido na frente do chassis das diferentes análises AC

A simetria entre os gráficos da variação do ângulo e da rigidez de torção, mostra que esses componentes, com maior importância na variação da rigidez de torção do chassis Europa TIR, são exactamente os mesmos.

De notar que agora ao se olhar para o gráfico da variação do ângulo de torção, este aumenta com a redução das espessuras das peças e a sua rigidez de torção diminui.

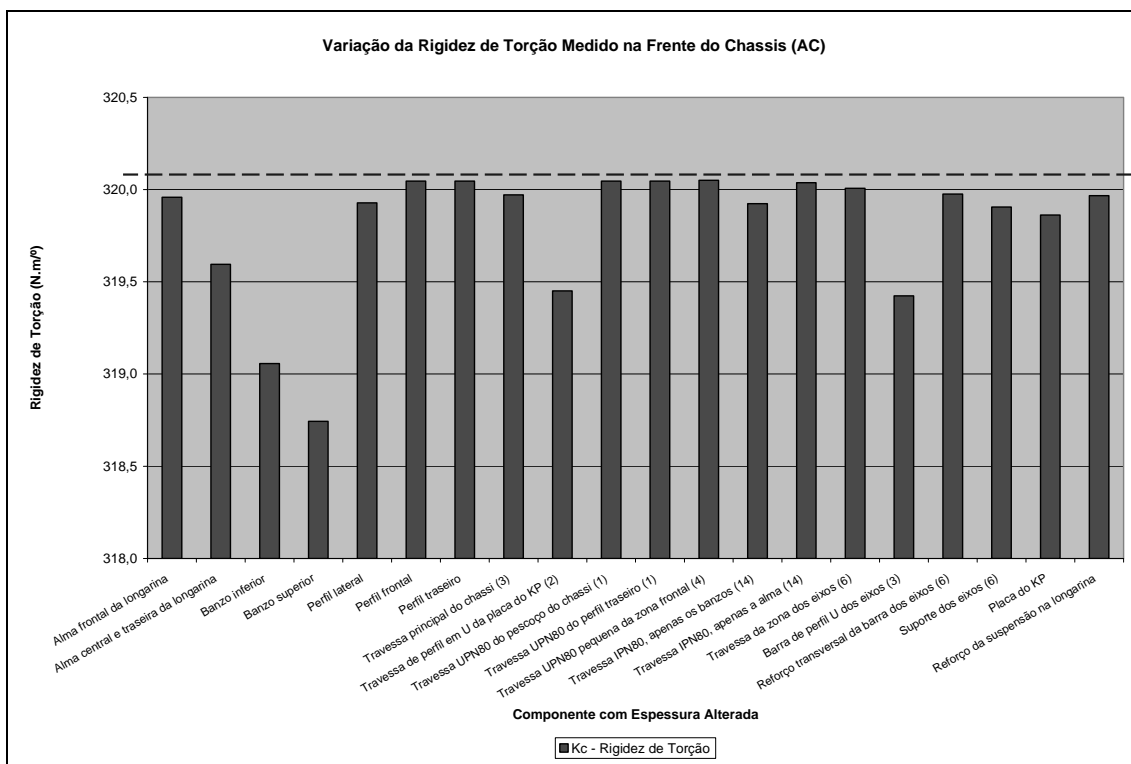


Gráfico II-10 Rigidez de Torção medida na frente do chassis nas diferentes análises AC

As variações do valor global da massa da estrutura estão patentes no gráfico II-11, no qual se pode observar que uma vez mais três das cinco componentes sujeitas a alteração de espessura são as mesmas de quando se falava de torção, ou sejam, os banzos superior e inferior e as almas central e traseira das longarinas.

Tal como no grupo de análises AS, o mesmo não acontece com as restantes duas componentes, entrando agora os banzos das travessas IPN80 e o perfil lateral para o grupo das cinco com maior influência em detrimento das barras de perfil em U dos eixos de suspensão e das travessas de perfil em U da placa do KP.

Para um objectivo de redução da tara do veículo semi-reboque, alguns pontos de ganho de peso serão através de alterações na estrutura do chassis, para tal esta análise revela-se importante na determinação donde e como promover tais alterações.

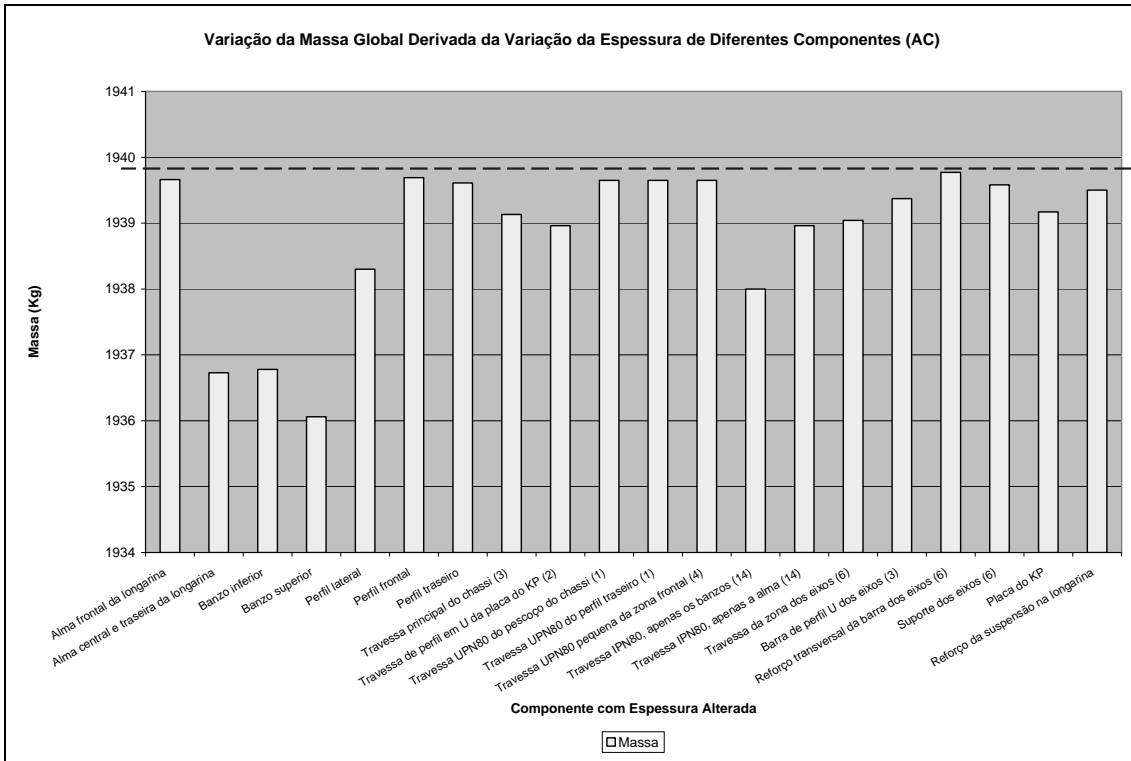


Gráfico II-11 Massa global do chassis nas diferentes análises AC

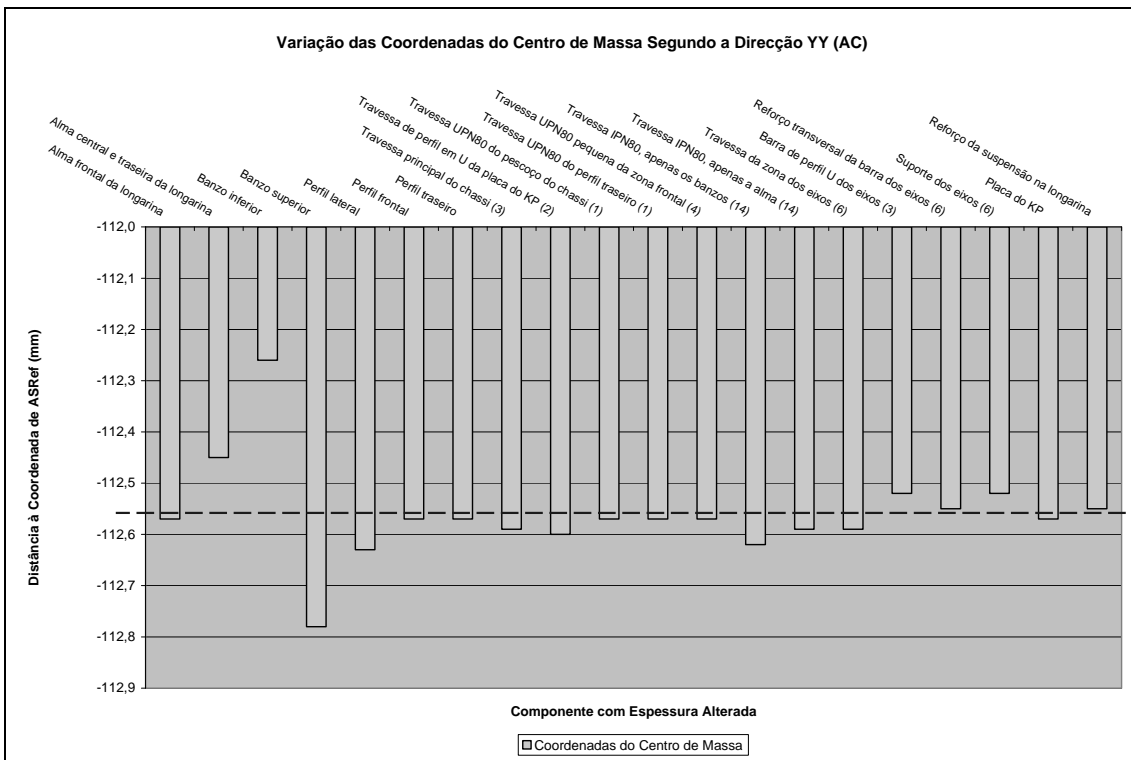


Gráfico II-12 Coordenada y do centro de massa do chassis das diferentes análises AC

O gráfico II-12 diz então respeito à variação da coordenada y do centro de massa do chassis Europa TIR.

As similaridades com o gráfico obtido anteriormente são evidentes e as conclusões idênticas sem perda de veracidade. Existe no entanto a simetria de neste grupo de análises se considerar uma redução e não um aumento das espessuras dos perfis do chassis.

A comparação percentual dos parâmetros de torção, massa e centro de massa para as diferentes análises constam do gráfico II-13.

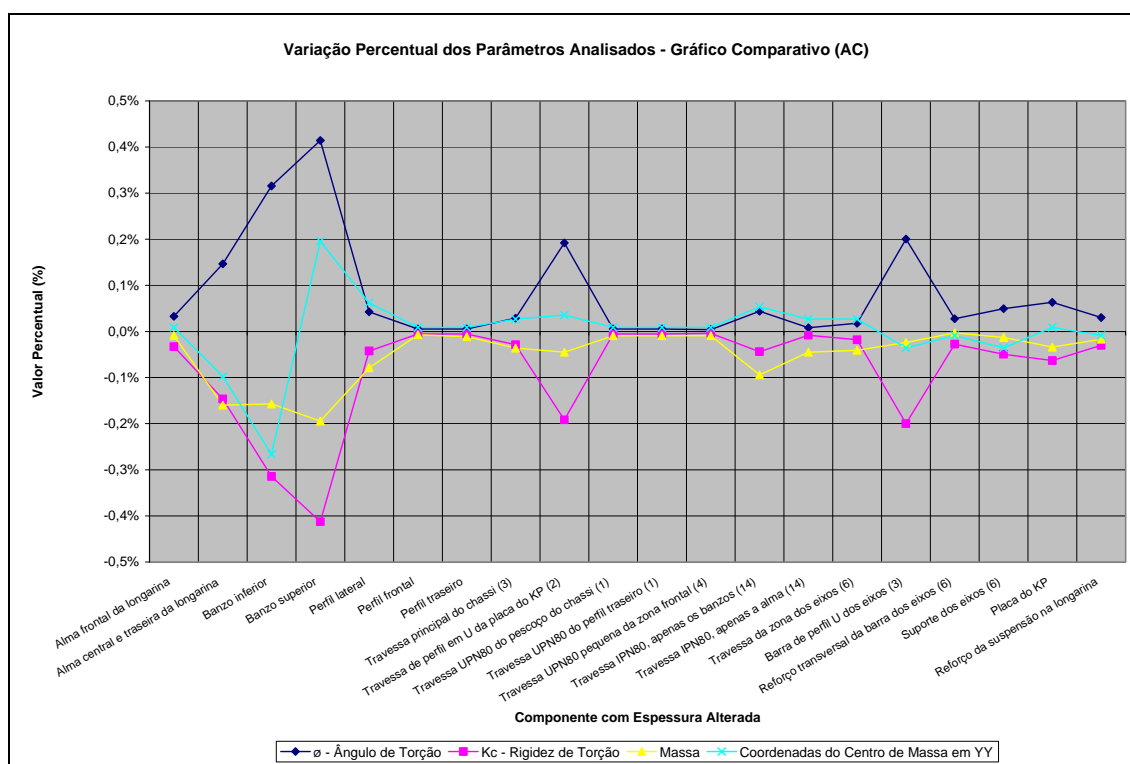


Gráfico II-13 Variação percentual dos diferentes parâmetros analisados nas análises AC

Deste, pode-se desde já verificar a simetria existente entre as linhas correspondentes ao ângulo de torção e da rigidez de torção para as diferentes análises efectuadas, pois a rigidez de torção é obtida de forma linear a partir do valor do ângulo de torção. Logo, à diminuição da rigidez de torção, está associado um aumento do ângulo de torção.

Tal como se verificou anteriormente, as três componentes que maior contributo deram à diminuição de massa do chassis, ou seja, os banzos superior e inferior das longarinas e a alma central e traseira das mesmas, registaram diferenças significativas nas variações percentuais no que se refere à rigidez de torção. Da variação da espessura da alma central e traseira das longarinas, verifica-se que a rigidez de torção e a massa variaram percentualmente de forma idêntica. Logo uma alteração da espessura do perfil deste componente altera significativamente os valores desses parâmetros, sem que contudo se ganhe algo em relação um ao outro.

Mas ao se efectuarem alterações de espessuras nos banzos superior e inferior das longarinas permite obter diferenças de variação percentual entre a rigidez de torção e a massa do chassis. Esta verifica-se mais acentuada em alterações no banzo superior. Daqui pode-se concluir que ao reduzir a massa do chassis através da redução da espessura de uma destas componentes é efectivamente eficaz no que diz respeito ao objectivo massa, mas provoca contudo uma diminuição ainda mais acentuada da rigidez de torção do modelo. É ainda possível verificar-se que, ao se proporcionar uma redução da espessura do banzo superior da longarina origina uma descida do centro de massa do chassis na direcção do eixo dos yy e que no caso da diminuição da espessura do banzo inferior da longarina obtém-se por seu turno uma subida da coordenada y do centro de massa do chassis.

Essas significativas perdas percentuais de rigidez de torção relativas à massa reduzida no chassis, verificam-se também em alterações das espessuras das travessas de perfil em U da placa do KP e das barras de perfil em U dos eixos de suspensão. Outros componentes como o suporte dos eixos ou a placa de KP originam idênticas perdas mas menos significativas.

Em sentido inverso, ou seja, para se obter uma variação percentual superior da massa do chassis relativamente à rigidez de torção, com a qual se pode reduzir a massa global do chassis minimizando a perda de rigidez de torção, será obtida com a diminuição da espessura dos perfis dos componentes do perfil lateral, da alma e banzos das travessas IPN80 ou menos significativo nas travessas da zona dos eixos.

Já o comportamento da variação do ângulo de torção bem como a taxa de variação do mesmo ao longo do seu comprimento para a análise de referência do grupo

de análises em questão, análises AC, encontram-se patenteados nos dois gráficos seguintes; II-14 e II-15.

As conclusões que deles advêm são idênticas às dos gráficos do grupo de análises AS. Donde advêm que o ângulo de torção não varia linearmente ao longo da estrutura, o ângulo de torção diminui desde a frente do chassis até ao ponto de apoio no terceiro eixo de suspensão e a variação do ângulo de torção sofre uma alteração significativa após a passagem pela zona do pescoço do chassis.

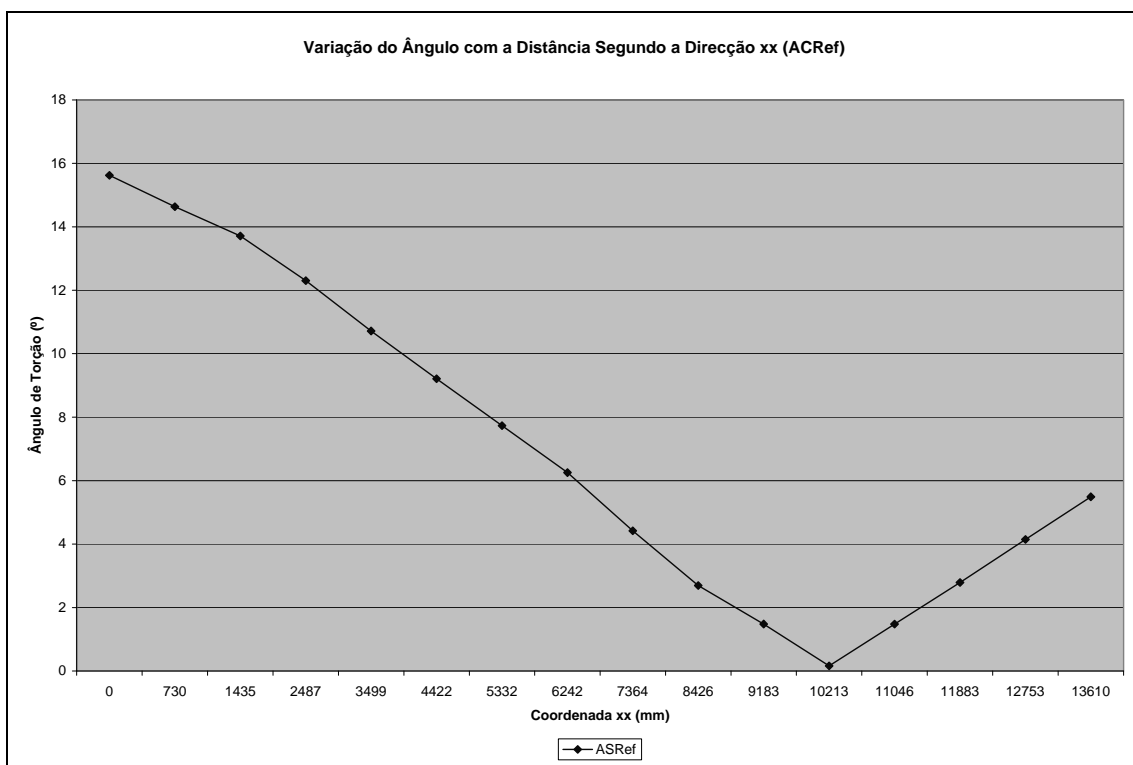


Gráfico II-14 Variação do ângulo de torção ao longo do comprimento total do chassis (ACRef)

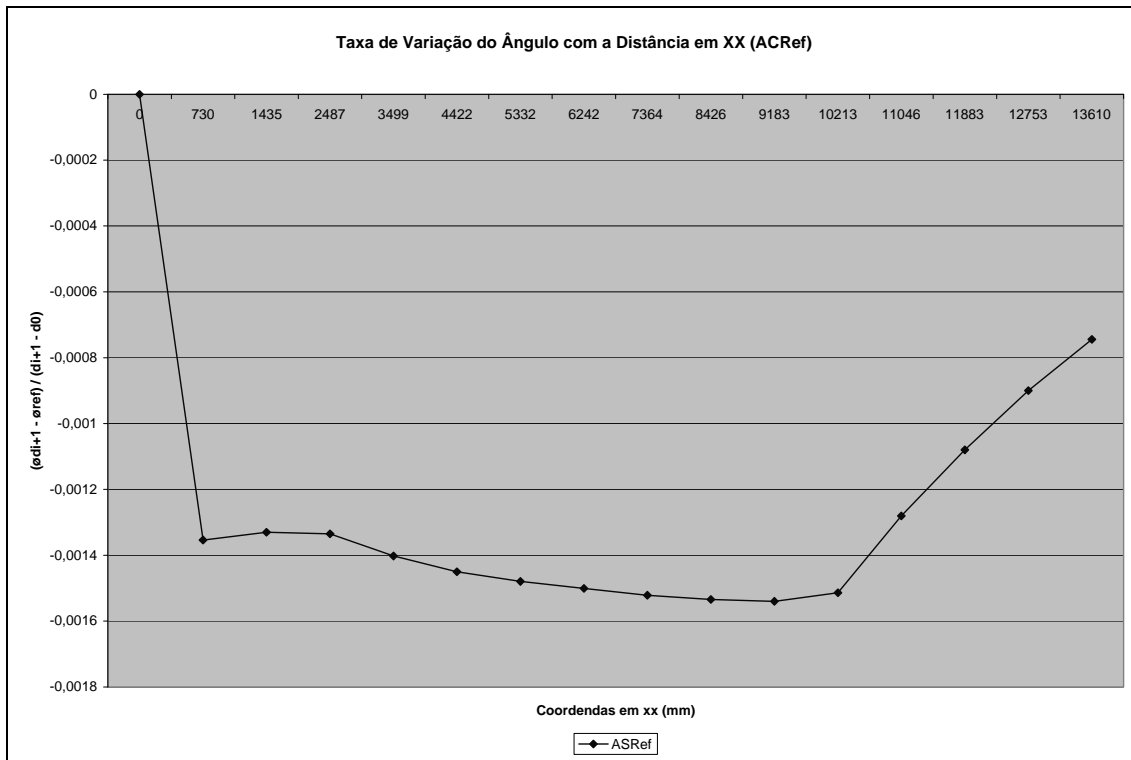


Gráfico II-15 Taxa de variação do ângulo ao longo do comprimento do chassis (ACRef)

Para uma compreensão mais eficiente do modo como o ângulo de torção se comporta ao longo do chassis nas diferentes análises efectuadas, procedeu-se de igual forma que anteriormente, e cruzaram-se as diferenças percentuais das diversas análises com a análise de referência. As diferenças que se obtiveram podem ser consultadas no gráfico II-16.

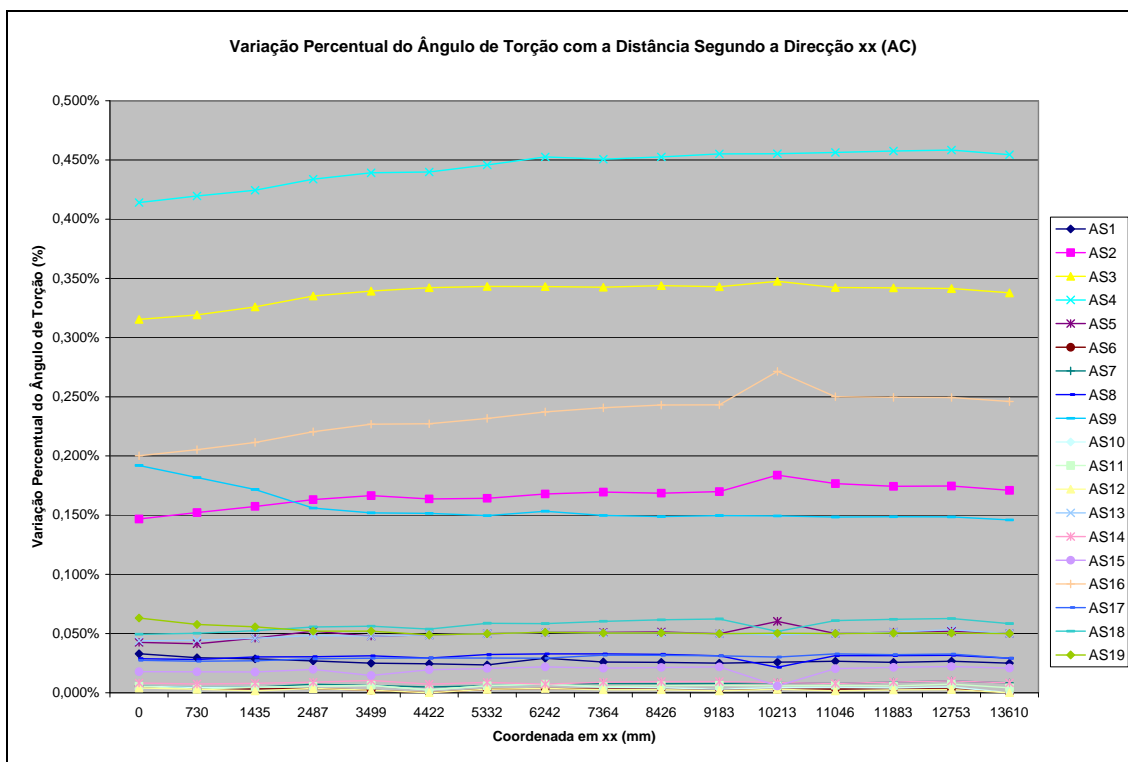


Gráfico II-16 Percentagem de variação do ângulo de torção ao longo do comprimento do chassis das várias análises AC

Delas constam desde logo três conclusões. Se nos cingirmos exclusivamente às variações na secção 0, verificamos que os cinco componentes com maior influência são os banzos superiores e inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas. No entanto ao olharmos para o restante comportamento da variação dos ângulos de torção ao longo do comprimento da estrutura, a ordem com que essas cinco componentes influenciam o ângulo de torção altera-se, havendo uma troca entre a alma central e traseira das longarinas e as travessas de perfil em U da placa do KP.

As travessas de perfil em U da placa do KP, inclusive, têm um decréscimo de influência da variação do ângulo de torção durante a passagem pelo pescoço do chassis, situação contrária à das outras quatro componentes.

Comparação Quantitativa das análises AS e AC de referência

Além da consideração ou não dos reforços verticais nas longarinas, os dois grupos de análises diferem entre si pelo aumento e diminuição da espessura do perfil dos diferentes componentes.

Se no caso das diversas análises de cada grupo, não se podem estabelecer comparações efectivas, no caso das duas análises de referência isso é fácil e conveniente.

Assim as análises de referências dos grupos de análises AS e AC diferem entre si, por na primeira os reforços verticais não constarem no modelo Ansys do chassis Europa TIR e no segundo estes já terem sido introduzidos.

A tabela II-9 mostra quantitativamente as diferenças residentes entre as duas análises de referência no que diz respeito à massa e às coordenadas do centro de massa.

Tabela II-9 Comparação da massa e das coordenadas do centro de massa entre as análises ASRef e ACRRef

#	Comp. Alterada	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
			XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
ASRef.	-	1906,46	6879,60	-111,49	7,260E-15
ACRef.	-	1939,83	6910,6	-112,56	7,370E-15

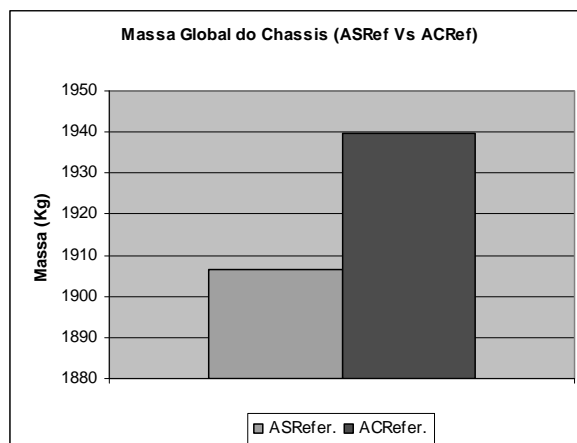


Gráfico II-17 Massa global do chassis das análises ASRef e ACRRef

Dessa tabela e do gráfico II-17 constata-se que a introdução dos 22 reforços na estrutura provocou um aumento de massa do chassis em mais de 30 Kg. Este valor prevê-se maior, pois dele não fazem parte o material de adição colocado por intermédio de processos de soldadura, de forma a tornarem os tais reforços partes constituintes do chassis no seu global.

Ainda através dos valores expressos na tabela inicial e no gráfico II-18, observa-se que a coordenada y do centro de massa desce com a introdução dos reforços das longarinas. Tal facto deve-se à localização elevada desses reforços.

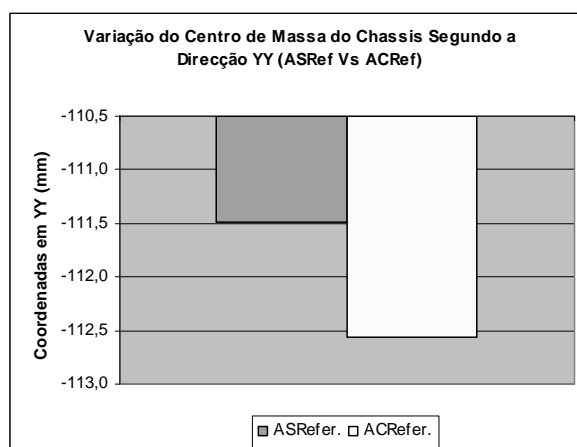


Gráfico II-18 Localização da coordenada y do centro de massa do chassis

As tabelas II-10 e II-11, juntamente com o gráfico II-19 permitem conferir os valores dos resultados que dizem respeito à torção ao longo do chassis obtidos das análises de referência AS e AC e ainda compará-los entre si.

Tabela II-10 Variação do ângulo e da rigidez de torção ao longo do chassis na análise ASRef

ASRef					
d	X (mm)	Node 1 (mm)	Node 2 (mm)	Ø (°)	Kc (N.m/°)
d0	0	357,95	-358,12	16,105433	310,454234
d1	730	334,58	-334,65	15,101607	331,090581
d2	1435	312,94	-312,97	14,164679	352,990702
d3	2487	279,94	-279,96	12,722157	393,015102
d4	3499	243,05	-243,07	11,090285	450,845022
d5	4422	208,23	-208,25	9,533041	524,491625
d6	5332	174,43	-174,45	8,007674	624,401043
d7	6242	140,82	-140,84	6,479466	771,668558
d8	7364	99,307	-99,317	4,579063	1091,926350
d9	8426	60,556	-60,562	2,795984	1788,279056
d10	9183	33,32	-33,324	1,539315	3248,198072
d11	10213	-3,5848	3,5852	0,165649	30184,299894
d12	11046	-33,207	33,211	1,534097	3259,245381
d13	11883	-62,69	62,697	2,894368	1727,492560
d14	12753	-93,245	93,255	4,300640	1162,617627
d15	13610	-123,62	123,63	5,693437	878,204176

Com isto pode-se verificar que a introdução dos reforços verticais nas longarinas implicou uma diminuição do ângulo de torção na frente do chassis em cerca de meio grau, e ao mesmo tempo proporcionou um aumento da rigidez de torção nessa secção em quase 10 $N.m/°$.

Tabela II-11 Variação do ângulo e da rigidez de torção ao longo do chassis na análise ACRef

ACRef					
<i>d</i>	<i>X (mm)</i>	Node 1 (mm)	Node 2 (mm)	Ø (°)	Kc (N.m/°)
d0	0	346,7	-346,75	15,621892	320,063663
d1	730	323,79	-323,76	14,633711	341,676835
d2	1435	302,61	-302,55	13,713109	364,614617
d3	2487	270,45	-270,38	12,302262	406,429329
d4	3499	234,68	-234,62	10,715595	466,609664
d5	4422	201,08	-201,04	9,210077	542,883602
d6	5332	168,41	-168,37	7,733368	646,548788
d7	6242	135,92	-135,89	6,254699	799,398999
d8	7364	95,81	-95,791	4,417808	1131,782924
d9	8426	58,358	-58,347	2,694264	1855,794419
d10	9183	32,065	-32,059	1,481136	3375,788293
d11	10213	-3,4821	3,4806	0,160860	31082,970094
d12	11046	-31,979	31,972	1,477141	3384,916400
d13	11883	-60,441	60,428	2,790245	1791,957217
d14	12753	-89,908	89,889	4,146620	1205,801387
d15	13610	-119,2	119,17	5,490229	910,708808

Ao olharmos para o gráfico que compara os ângulos de torção registados ao longo do comprimento do chassis bem como para as duas análises de referência tidas em conta, vemos que o ângulo de torção de facto diminui ao longo de todo o chassis com a introdução dos reforços verticais nas longarinas. Essa diminuição dos valores do ângulo de torção é menos acentuada com a aproximação ao ponto de apoio do modelo, no terceiro eixo de suspensão, pois este tende para zero com a aproximação a esse eixo.

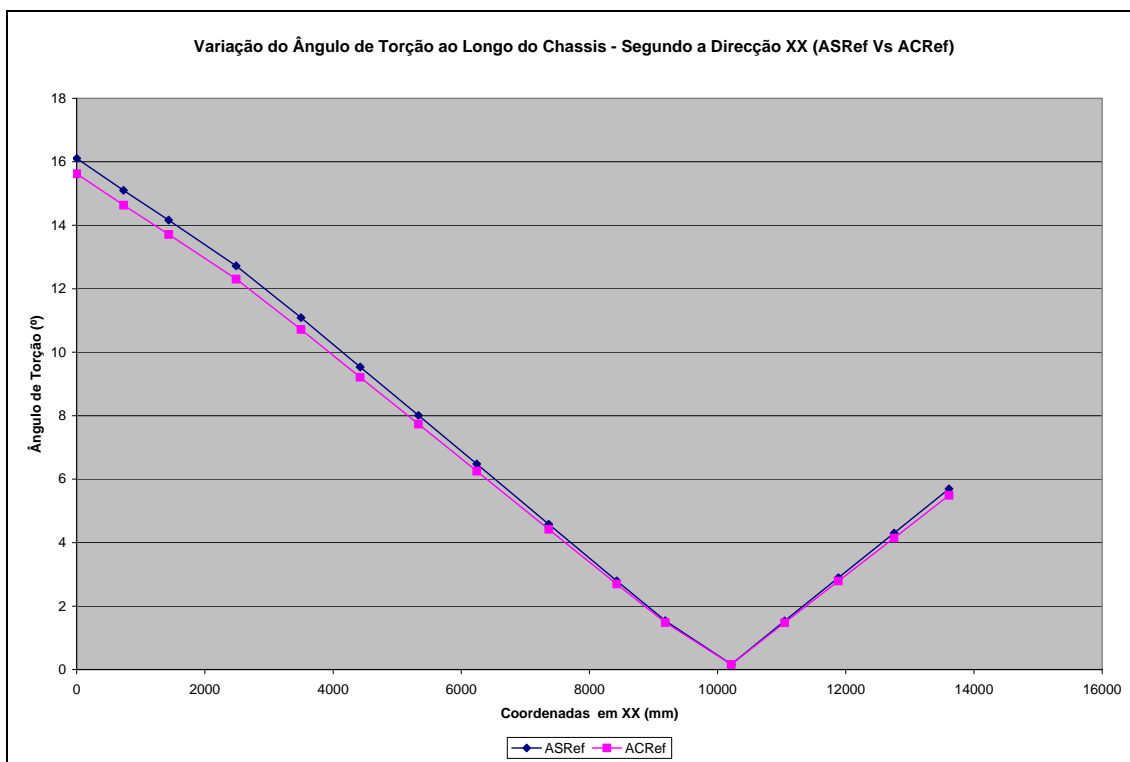


Gráfico II-19 Comparação da variação do ângulo de torção ao longo do chassis entre as análises ASRef e ACRef

De salientar ainda que os valores do ângulo de torção após os pontos de apoio passam a ter o sentido contrário ao dos ângulos da parte frontal a esses pontos.

II.2.5 Conclusões

Após a realização de todas as análises anteriormente apresentadas e os resultados devidamente discutidos, é de todo o interesse resumir as conclusões mais importantes e que serão tidas em conta nas próximas etapas deste projecto.

Primeiro que tudo importa isolar as componentes que maior influência empregam nas alterações dos valores do ângulo e da rigidez de torção, na massa e localização do centro de massa do chassis derivadas de mudanças nas espessuras dos seus perfis.

Assim as cinco componentes com maior sensibilidade quando olhamos para mudanças nos valores do ângulo e da rigidez de torção são os banzos superiores e

inferiores das longarinas, as barras de perfil em U dos eixos de suspensão, as travessas de perfil em U da placa do KP e ainda a alma central e traseira das longarinas. Por outro lado as componentes com maior sensibilidade a alterar valores de massa e coordenadas do centro de massa do chassis são os banzos das travessas IPN80 e o perfil lateral, isto além dos banzos superiores e inferiores e ainda a alma central e traseira das longarinas que constituem o chassis do modelo Europa TIR.

Um outro aspecto importante foi o de se ficar a conhecer onde efectuar alterações de espessuras de componentes sempre que se pretenda ganhar rigidez de torção minimizando contudo o aumento de massa global da estrutura, ou em situação inversa, como se proceder para reduzir a massa do modelo afectando ao mínimo a perda de rigidez de torção deste.

Então para um ganho eficaz de rigidez de torção deverá começar-se por aumentar as espessuras dos perfis dos banzos superiores e inferiores das longarinas e das barras de perfil em U dos eixos de suspensão e das travessas de perfil em U da placa do KP. Já caso se pretenda um ganho na tara do veículo, reduzindo a sua massa global, as componentes mais importantes a serem sujeitas a uma redução de espessura do perfil serão o perfil lateral, a alma e banzos das travessa IPN80 e as travessas da zona dos eixos.

Ficou também comprovado que o ângulo de torção não varia de forma linear ao longo do comprimento do chassis e que uma alteração de espessura numa determinada componente terá uma influência, que pode ser completamente distinta, da alteração numa outra qualquer componente.

Verificou-se ainda que a introdução dos reforços verticais nas longarinas aumenta a rigidez de torção mas também a massa da estrutura. Com estes reforços pretende-se combater outros problemas estruturais que não a torção do chassis, tais como tensões localizadas em situações de carga específicas ou em casos de movimentos extremos ou bruscos do veículo.

II.3 Análise de Sensibilidades II

No seguimento do estudo anterior detectaram-se potencialidades do chassis do modelo Europa TIR que interessam analisar. Assim as análises aqui contempladas têm por objectivo fortalecer e aprofundar os resultados e as conclusões anteriormente referidas.

Nesta fase foram realizadas três análises distintas agrupadas por simulação de componentes eliminadas, simulação de carga distribuída e simulação de porta contentores [31-36].

A simulação de componentes eliminadas assenta na não inclusão das catorze travessas IPN80 que fazem parte do modelo do chassis Europa TIR criado em Ansys. Com este processo pretende-se aferir o comportamento de torção da estrutura ao se retirarem componentes que, pela sua configuração e características introduzem uma massa considerável ao chassis. As forças a serem aplicadas de forma a obter-se a desejada torção da estrutura serão as mesmas que nas análises de torção realizadas anteriormente e irão servir que base de comparação à posteriori.

No que diz respeito à simulação de carga distribuída será usado o chassis tal como fora dimensionado pelos seus criadores, sendo sujeito ao carregamento de uma carga distribuída equivalente a 35 toneladas ao longo de todo o seu comprimento. Serão aqui introduzidos elementos mola que irão simular o efeito das suspensões.

Por fim na simulação de porta contentores serão tidas em conta duas análises, uma onde o chassis contará com todas as suas componentes e outra onde lhe serão retiradas as mesmas catorze travessas IPN80. Com isto pretende-se constatar a versatilidade de um chassis deste tipo poder vir a servir diferentes gamas de semi-reboques de camiões.

II.3.1 Simulação de Componentes Eliminadas

Ao efectuar uma análise onde se simulam a não inclusão de todas as componentes iniciais do modelo do chassis do semi-reboque Europa TIR, procura-se visualizar o comportamento deste, nestas condições.

No caso em questão optou-se por suprimir as catorze travessas IPN80 que se encontram na zona central e traseira da estrutura do chassis. Na figura II-80 podem ser constatados os locais vazios que tais travessas ocupam no modelo completo.

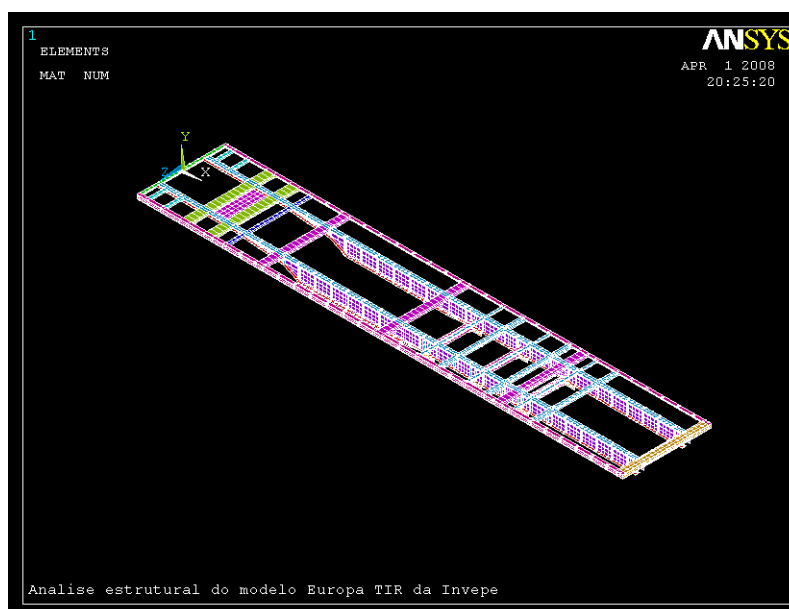


Fig. II-80 Modelo do chassis privado das travessas IPN80

Para que tal tipo de análise fosse possível, sem que para isso fosse necessário incorrer numa reestruturação do modelo criado em Ansys e desta forma evitar um dispêndio acrescido de tempo e aumento da margem de erro de resultados devido à elaboração da malha numa questão de comparação, entendeu-se por bem realizar uma das seguintes aproximações.

Sendo necessário que o programa não tivesse em conta a presença das travessas IPN80, ou considerasse um factor irrelevante da sua contribuição para a rigidez da

estrutura, seria necessário considerar o Módulo de Elasticidade do seu material ou a sua espessura a tender para zero.

A forma como o modelo deste chassis fora construído inicialmente, permite que se alterem as espessuras de cada uma das diferentes componentes que o constituem. Assim optou-se por fazer tender para zero os valores das espessuras referentes ao perfil da alma e dos banzos das travessas IPN80.

Efectuou-se então uma análise de torção idêntica à realizada nas análises de sensibilidades I. Consideraram-se as mesmas forças em direcção, sentido, intensidade e pontos de aplicação, bem como os mesmos pontos e tipo de apoio. A medição dos deslocamentos em y que permitiram a determinação dos diferentes ângulos de torção foi realizada ainda através dos mesmos pontos a que se recorreu no grupo de análises anteriores.

Visualização Gráfica dos Resultados Obtidos

A visualização gráfica dos resultados obtidos desta análise está patente nas duas figuras seguintes (II-81 e II-82).



Fig. II-81 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos coloridos (análise CE)

Nesta primeira figura (II-81), é visível o comportamento global de torção do chassis. São ainda visíveis os espaços vazios onde estariam colocadas as travessas IPN80.

Já a segunda figura (II-82), permite uma visualização do modelo nas referidas condições através de uma vista de frente.

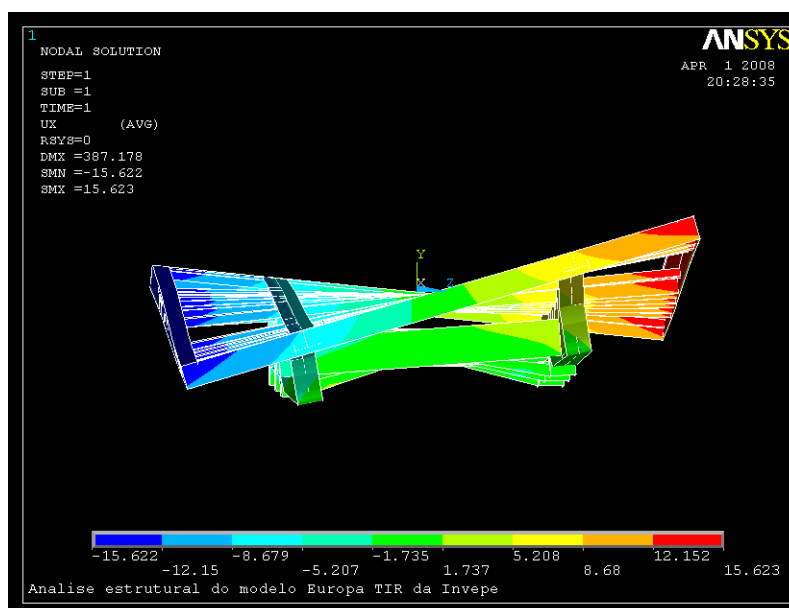


Fig. II-82 Chassis sujeito a torção com variação de deslocamentos coloridos - vista de frente (análise CE)

Nesta imagem vê-se claramente o comportamento da estrutura que se encontra sujeita a forças de torção. A zona frontal do modelo sofre o ângulo de torção mais elevado e este vai diminuindo até ao local dos apoios no terceiro eixo de suspensão.

Discussão dos Resultados Obtidos

Após a visualização gráfica, importa agora efectuar uma análise qualitativa dos resultados obtidos com esta análise e efectuar uma comparação com a análise idêntica onde são tidas em conta as travessas IPN80.

A tabela II-12 contém os valores da massa e as coordenadas do centro de massa do modelo do chassis Europa TIR referentes às análises A.CRef. e A.CE.

Tabela II-12 Massa e centro de massa do chassis nas análises A.CRef. e A.CE

#	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
		XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
<i>A.CRef.</i>	1939,83	6910,6	-112,56	7,370E-15
<i>Anal. CE</i>	1669,46	6747,1	-121,88	-5,055E-14

O chassis do modelo Europa TIR vê reduzida a sua massa em mais de 270 Kg quando lhe são retiradas as travessas IPN80, o que equivale a uma redução de quase 14% da sua massa global. O centro de massa passa a ficar mais junto do solo em mais de 9 mm, ou seja sofre um abaixamento de mais de 8%. Estes valores comparativos são reportados à tabela II-13.

Tabela II-13 Variação da massa e centro de massa y do chassis nas análises A.CRef. e A.CE

Massa (Kg)		Coord. YY c.m. (mm)	
Var. Abs.	Var. Perc.	Var. Abs.	Var. Perc.
-270,370	-13,94%	-9,32	8,28%

Estas diferenças estão ainda patentes nos dois gráficos que se seguem (II-20 e II-21). A visualização destes permite constatar de forma mais clara quais as diferenças entre eles.

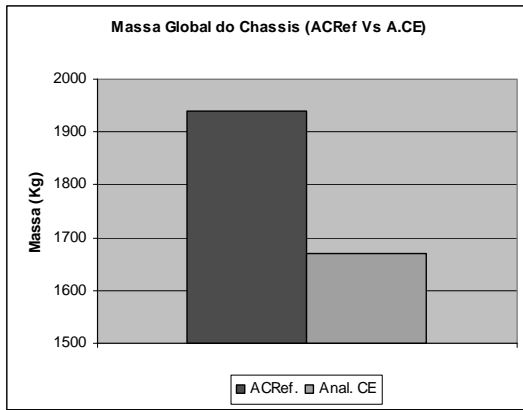


Gráfico II-20 Massa global do chassis referente às análises ACRef. e A.CE

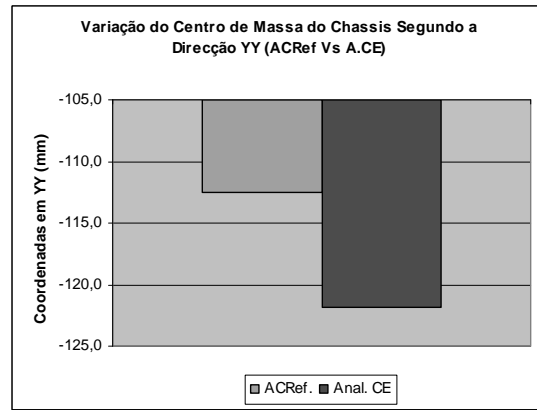


Gráfico II-21 Variação do centro de massa segundo a direcção y, referente às análises ACRef. e A.CE

Os ganhos que se obtêm em massa e na redução da altura do centro de massa afectam, entre outras, o ângulo e a rigidez de torção. O modo como varia o ângulo de torção com a remoção das travessas IPN80 pode ser verificada no gráfico II-22 que mostra o valor do ângulo de torção ao longo do chassis, quando este conta com as travessas IPN80, análise ACRef., e quando estas não fazem parte integrante da estrutura, análise A.CE.

Perante a leitura do gráfico conclui-se desde logo um comportamento idêntico da variação do valor do ângulo de torção nos dois casos em comparação. O máximo do ângulo de torção, que no caso de a estrutura contar com as travessas IPN80 é inferior a 16° , passa para um valor superior a estes 16° quando se retiram essas travessas.

O comportamento das curvas de ambos os casos é bastante equivalente, variando ligeiramente ao longo do comprimento do chassis, desde o valor máximo na frente do chassis para um valor mínimo junto do local de apoio da estrutura.

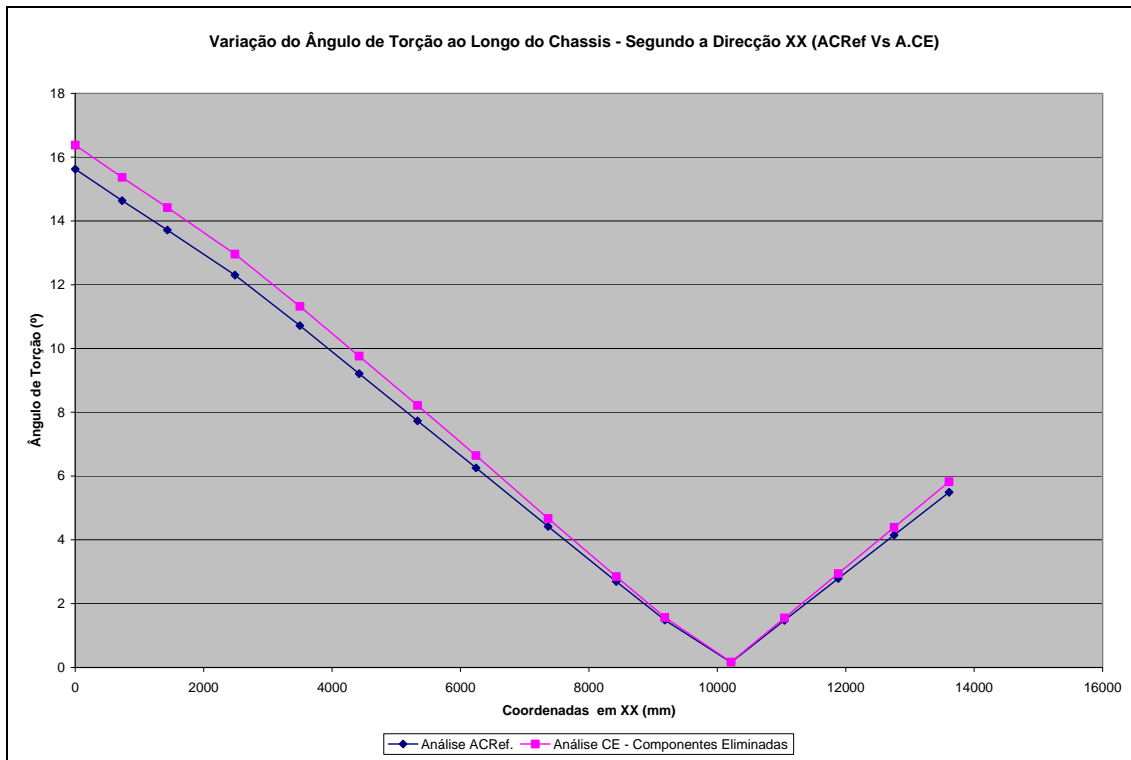


Gráfico II-22 Valor do ângulo de torção ao longo do chassis, referente às análises ACRef. e A.CE

Apesar do valor mais elevado do ângulo de torção se encontrar em ambas as análises na frente do chassis, isso não obriga a que as maiores variações do ângulo entre estas duas análises tenham ocorrido nesse local. Para se poder tirar conclusões quanto à variação do referido ângulo entre as análises que continham as travessas IPN80 e as que as dispensaram, teremos que efectuar uma leitura do gráfico II-23. Desse gráfico faz ainda parte uma curva referente à variação da rigidez de torção entre estas duas análises efectuadas.

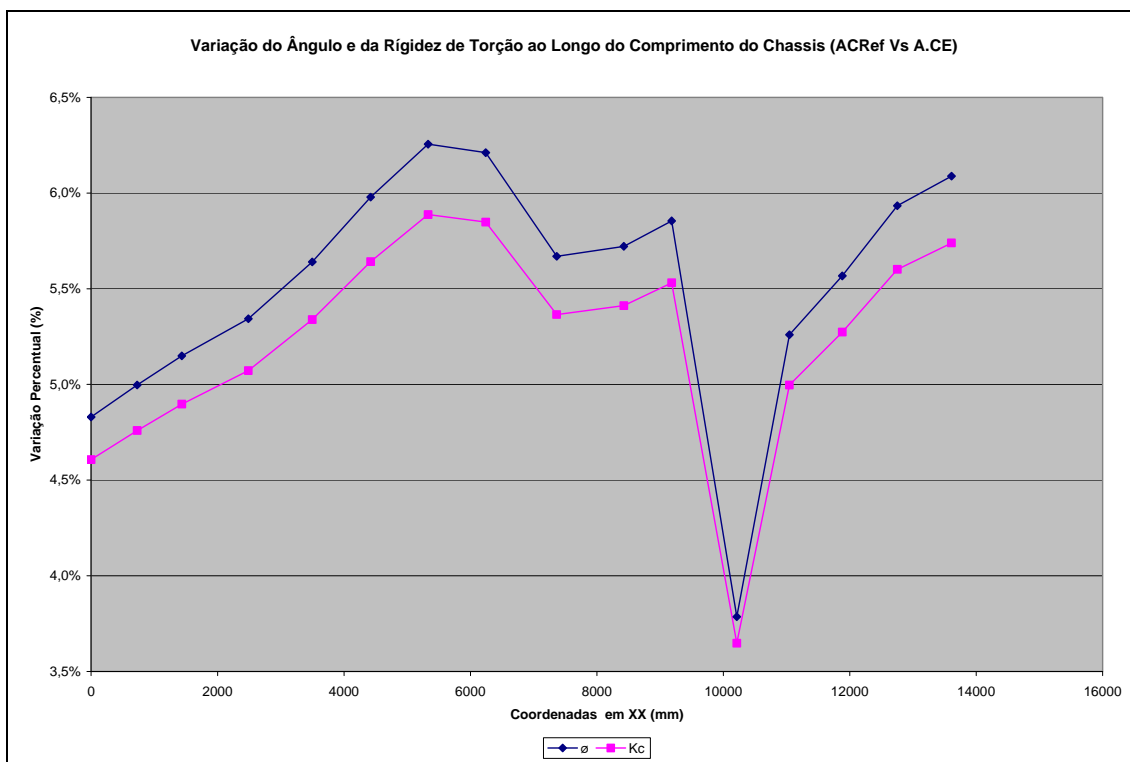


Gráfico II-23 Variação do ângulo e da rigidez de torção ao longo do chassis, referente às análises ACRef. e A.CE

As curvas expressas neste gráfico dizem respeito a variações percentuais do ângulo e da rigidez de torção entre as análises ACRef. e A.CE. A curva referente ao ângulo de torção traduz um aumento deste na análise onde não foram tidas em conta as travessas IPN80 relativamente à análise onde estas fizeram parte do modelo. Já a curva que traduz a variação percentual da rigidez de torção expressa uma redução do seu valor na estrutura que não contém as travessas INP80 relativamente à estrutura que as considera.

Perante este gráfico verifica-se efectivamente que o ângulo de torção aumentou menos na zona frontal, local onde se verifica o ângulo máximo de torção em ambos os casos. Assim os maiores aumentos do ângulo de torção com a remoção das travessas verificam-se precisamente nas zonas onde estas seriam colocadas. Ou seja, na zona entre o pescoço do chassis e o primeiro eixo de suspensão e ainda na zona traseira após o terceiro eixo de suspensão.

Estes valores seriam de esperar pois o facto de se retirarem 14 travessas e se deixar todo aquele espaço descompensado iria provocar tais diferenças nas zonas referidas. Contudo as diferenças acabam por estar entre 4,5% e 6,5% tendo em conta os

14% de massa ganhos revelam-se vantajosos. Além de que a colocação de uma ou mais componentes mais leves nesses espaços deixados em vazio pelas travessas IPN80 poderia minimizar significativamente o aumento do ângulo de torção, mantendo uma redução da massa da estrutura em mais de 10%.

Se a torção revela um comportamento global do chassis, as tensões de Von Mises reportam já a casos localizados. Sendo as longarinas do chassis do semi-reboque estruturas base deste, terá todo o interesse aferir os valores de tensões que nele se encontram.

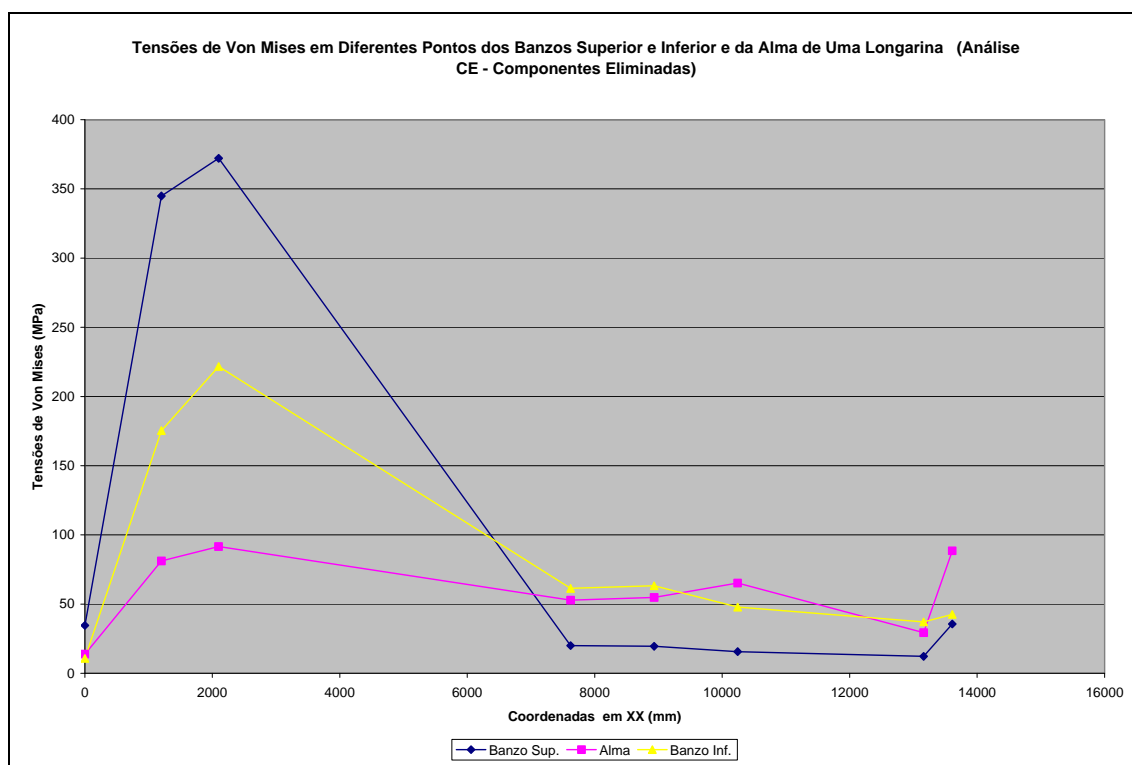


Gráfico II-24 Tensões de Von Mises em diversos pontos dos banzos e alma de uma longarina, referente à análise A.CE

Assim o gráfico II-24 é referente aos valores de tensões verificados em pontos específicos ao longo dos banzos superior e inferior e da alma de uma das longarinas que compõem o chassis do modelo Europa TIR.

Da visualização deste verifica-se que para este caso de torção, onde foram retiradas as travessas IPN80, as tensões mais elevadas verificam-se junto da zona do king pin. O banzo superior sofre tensões mais elevadas que o inferior ou a alma da

longarina apenas nessa região, passando a ser ao longo do restante comprimento a zona menos solicitada.

Contudo o que de facto importa aqui constatar são as diferenças que advêm da supressão das travessas IPN80. Tal comparação está patente no seguinte gráfico.

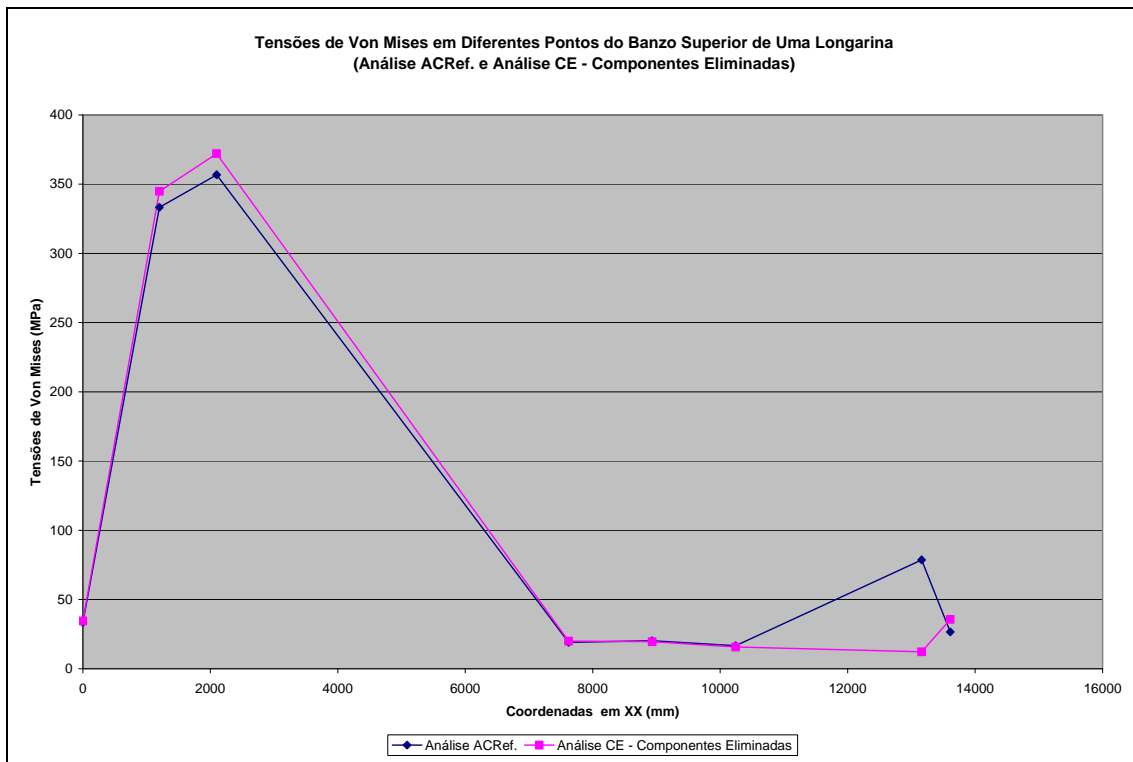


Gráfico II-25 Comparação das tensões de Von Mises em diversos pontos dos banzos e alma de uma longarina, referente às análises A.CRef. e A.CE

O valor das tensões de Von Mises nos mesmos pontos da longarina das análises A.CRef. e A.CE não é muito distinto. Verifica-se um pequeno aumento na zona do king pin na ausência das travessas IPN80. Contudo a grande diferença é na zona traseira da longarina, onde um valor de concentrações de tensões mais elevado se dissipa com a retirada das travessas.

II.3.2 Simulação de Carga Distribuída

Uma simulação de carga distribuída ao longo do chassis é uma situação comum de carga neste tipo de semi-reboques. Para efectuar tal análise é necessário efectuar alguns ajustes no que diz respeito aos apoios, em especial aos apoios que simulam os três eixos de suspensão.

Foram então introduzidos dois novos elementos, o *Beam 4* e o *Combin 14*. O primeiro foi introduzido para simular o perno dos mancais onde se colocam os apoios frontais das suspensões. Já o segundo tem por função simular o efeito das suspensões.

O elemento *Beam 4* foi definido com um material com Módulo de Elasticidade de 200 *GPa* e uma área de secção equivalente a 907,92 mm^2 . Para o elemento mola *Combin 14* definiu-se um material com 200 *GPa* e duas constantes de elasticidade diferentes, uma de 300 *N/mm* referente aos apoios da suspensão nos mancais e outra de 500 *N/mm* referente aos apoios da suspensão nos banzos inferiores das longarinas.

Tais construções são bem visíveis na figura II-83.

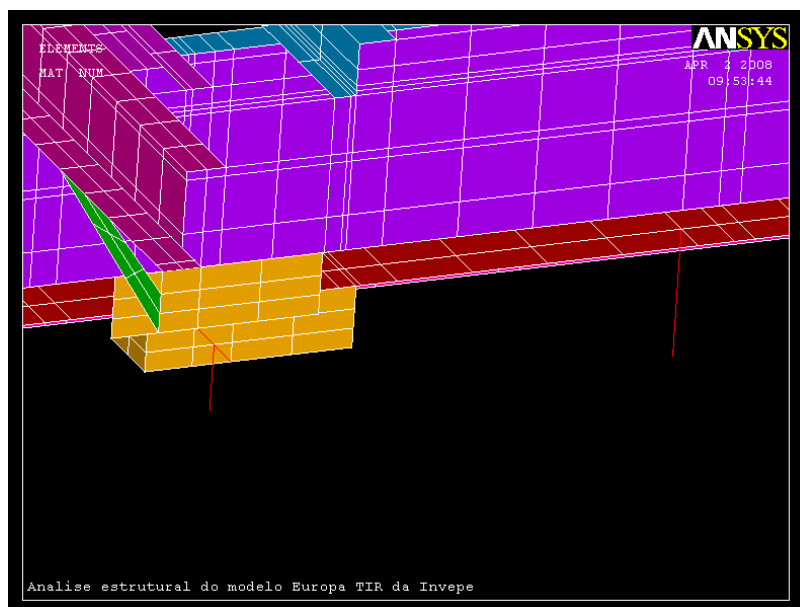


Fig. II-83 Componentes introduzidas definidas pelos elementos *Beam 4* e *Combin 14*

Nas extremidades livres destes elementos mola, que tem por missão simular o efeito das suspensões, foi introduzido um constrangimento em todas as direcções. Estes estão patentes na figura II-84.

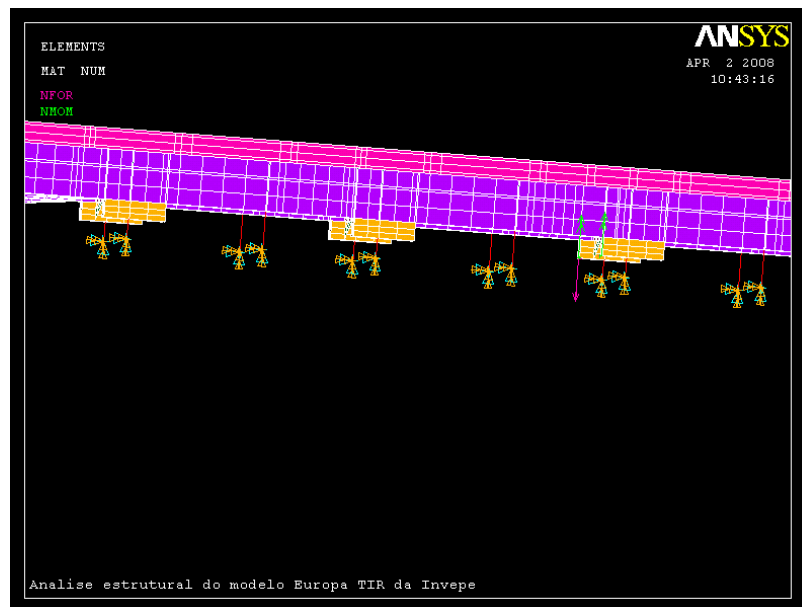


Fig. II-84 Constrangimentos introduzidos nos elementos mola que simulam as suspensões

Na placa do king pin foi por sua vez definido um constrangimento apenas segundo a direcção y . Definiu-se o valor da força gravítica como $9,81 \text{ m/s}^2$ para que durante a realização dos cálculos o programa tivesse em conta o peso próprio do chassis.

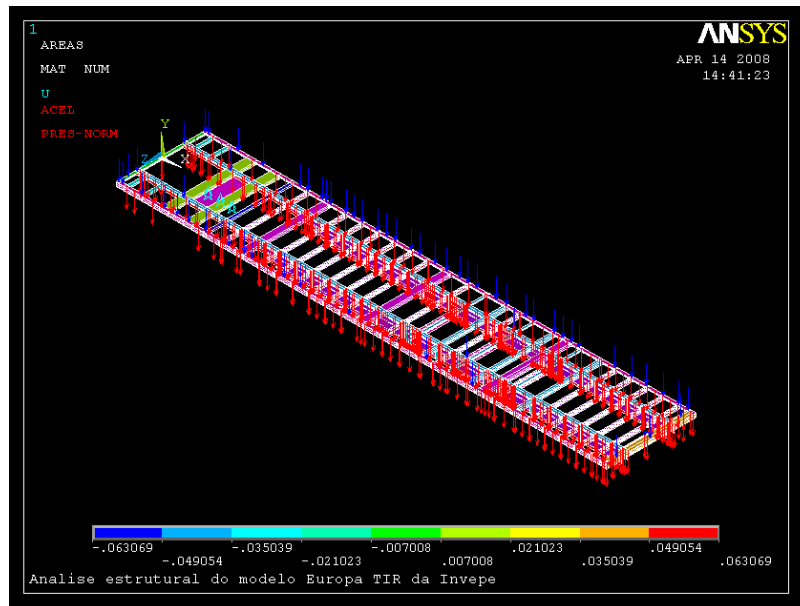


Fig. II-85 Carga distribuída ao longo dos elementos planos superiores do modelo do chassis

Por fim simulou-se uma carga distribuída ao longo das superfícies dos banzos superiores das longarinas dos perfis laterais equivalente a 35 toneladas por intermédio de forças de pressão. A figura II-85 mostra a localização e sentido de tais pressões.

Visualização Gráfica dos Resultados Obtidos

Perante este tipo de carregamento o chassis deu a resposta, em termos de deslocamento segundo a direcção y, que se apresenta na figura II-86.

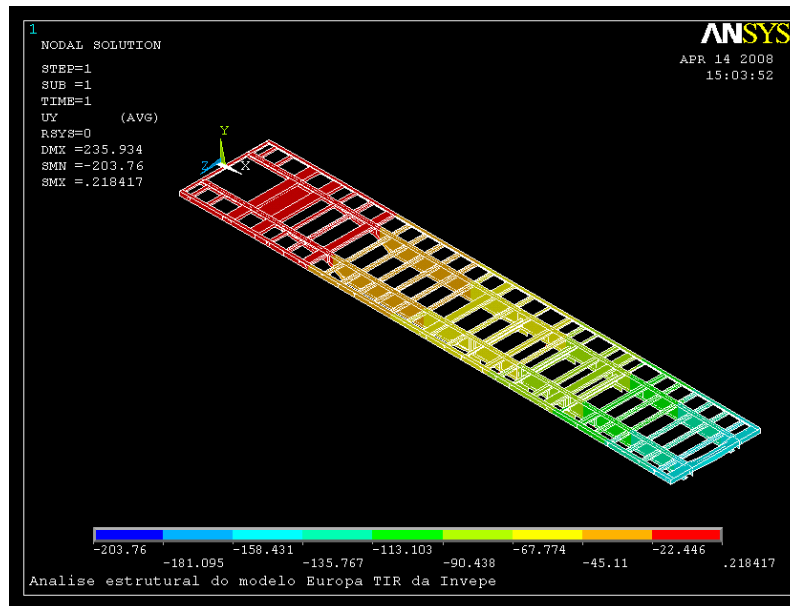


Fig. II-86 Deslocamento do chassis segundo a direcção y – A.CD (vista global)

Aqui é possível verificar, pela diferente tonalidade de cores, que o deslocamento do chassis segundo a direcção y aumentou gradualmente da frente para a traseira da estrutura.

Isto prende-se com o facto de a placa de king pin se encontrar directamente constringida segundo a direcção y e a zona das suspensões, possuir uma liberdade de movimento por efeito da constante elástica da mola, acaba por nos transmitir valores perto da realidade do comportamento global. Mas é necessário ter em atenção que estes deslocamentos não são somente derivados da estrutura mas também, e em grande medida, facultados pelo efeito das molas que simulam as suspensões.

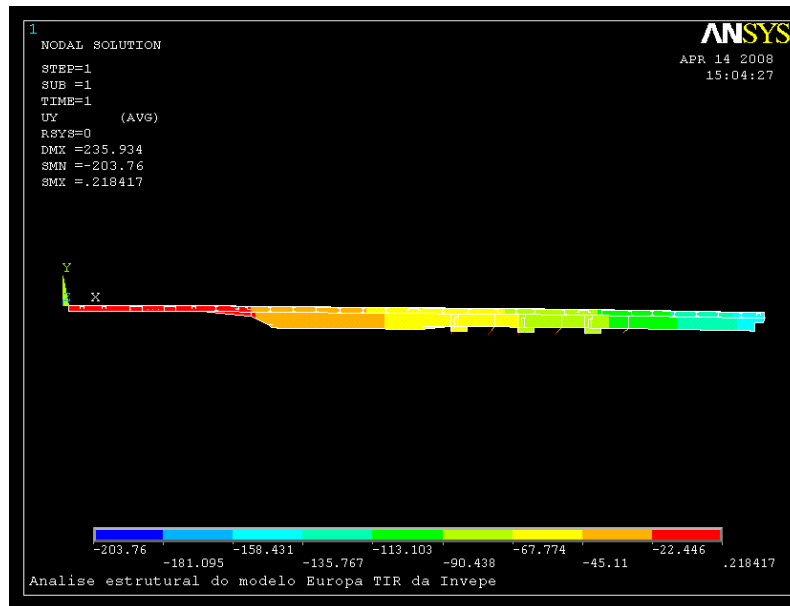


Fig. II-87 Deslocamento do chassis segundo a direção y – A.CD (vista lateral)

Na figura II-87, esse efeito proporcionado pelas molas e o deslocamento do chassis segundo a direção y são bem visíveis. O valor máximo registado de 203,76 mm é o resultado da soma dos deslocamentos das molas e da estrutura em si.

Uma característica importante a ter em conta neste tipo de casos, além dos deslocamentos da estrutura, prende-se com as tensões de Von Mises que se originam.

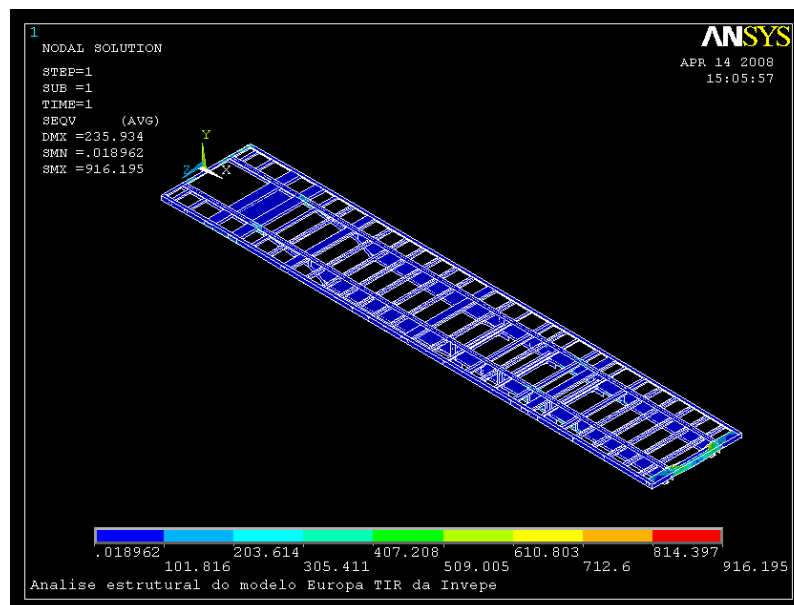


Fig. II-88 Tensões de Von Mises registadas no chassis na análise A.CD (vista geral)

Da visualização da figura II-88, que mostra as diferentes gamas de valores de tensões de Von Mises registadas nesta simulação, apercebemo-nos que na generalidade da estrutura as tensões correspondem a valores bastante baixos. No entanto saltam à vista alguns locais onde se registam concentrações de tensões mais elevadas, sendo a gama mais elevada registada entre os 814 MPa e os 916 Mpa.

Um desses locais é precisamente a zona do pescoço do chassis, que na figura II-89 é mostrada em detalhe.

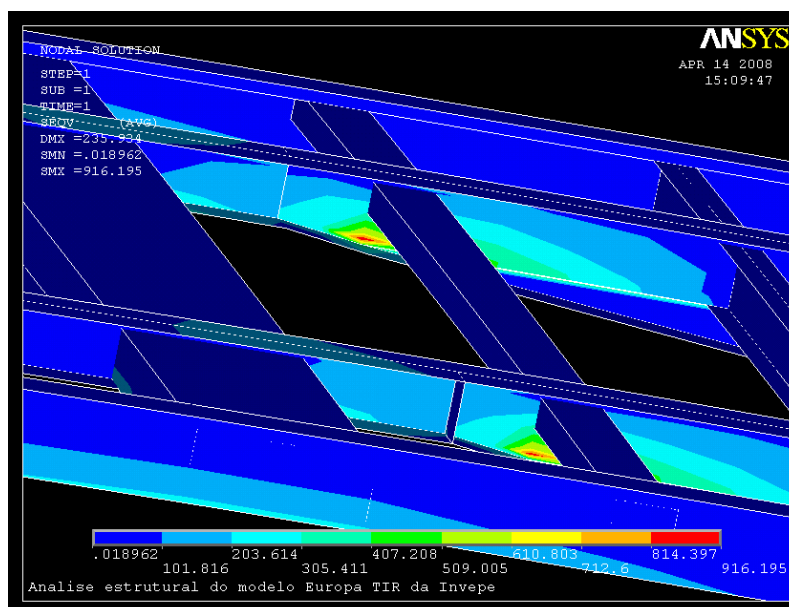


Fig. II-89 Detalhe das tensões de Von Mises registadas no pescoço do chassis – A.CD

É então perfeitamente visível uma concentração de tensões na alma de ambas as longarinas que podem chegar a valores superiores a 800 MPa.

Na figura que se segue (II-90), e que mostra a zona do pescoço do chassis e a placa de king pin vista de baixo, podemos verificar que as concentrações de tensões aí existentes tomam valores bastante inferiores aos anteriores. Estas concentrações de tensões estão localizadas, essencialmente, nos quatro cantos formados pela união dos banzos inferiores das longarinas com a placa do king pin.

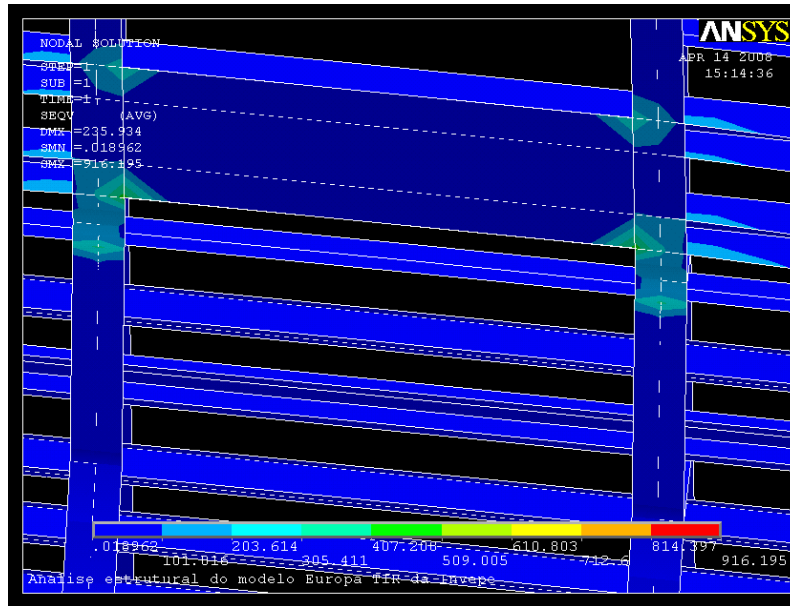


Fig. II-90 Detalhe das tensões de Von Mises registadas no pescoço do chassis – A.CD (vista de baixo)

Uma outra localização geralmente mais sensível à origem de concentração de tensões é a zona dos eixos de suspensão. As duas imagens seguintes mostram em detalhe essa região do modelo (II-91 e II-92).

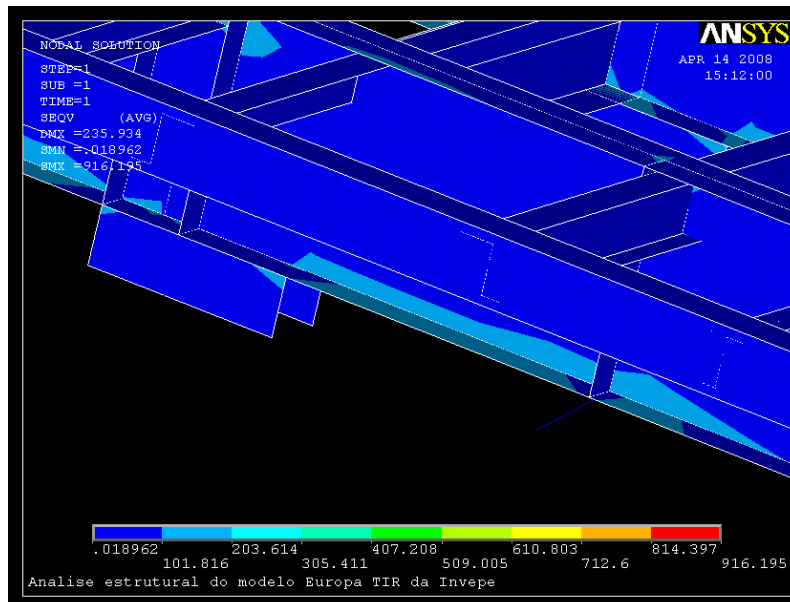


Fig. II-91 Detalhe das tensões de Von Mises registadas na zona das suspensões – A.CD

Nesta região os valores das tensões que se registam não são suficientemente elevados para causar qualquer tipo de preocupações em situações de carregamentos deste género.

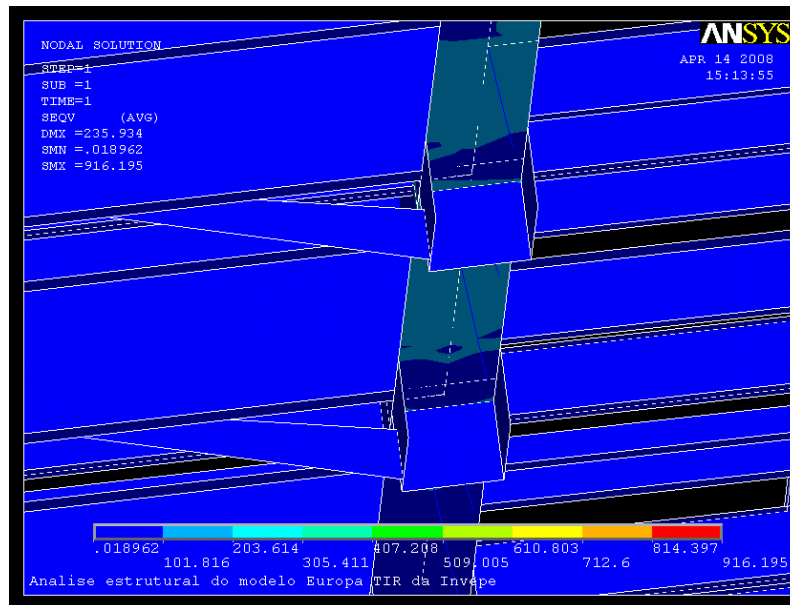


Fig. II-92 Detalhe das tensões de Von Mises registadas na zona das suspensões – A.CD (vista de baixo)

Esta situação pacífica é análoga aos diversos reforços que este projecto tem em conta para esta zona geralmente crítica da estrutura.

A figura II-93 mostra uma situação não real. Apesar de não se verificar na realidade importa referi-la por ser bastante visível na figura global do chassis.

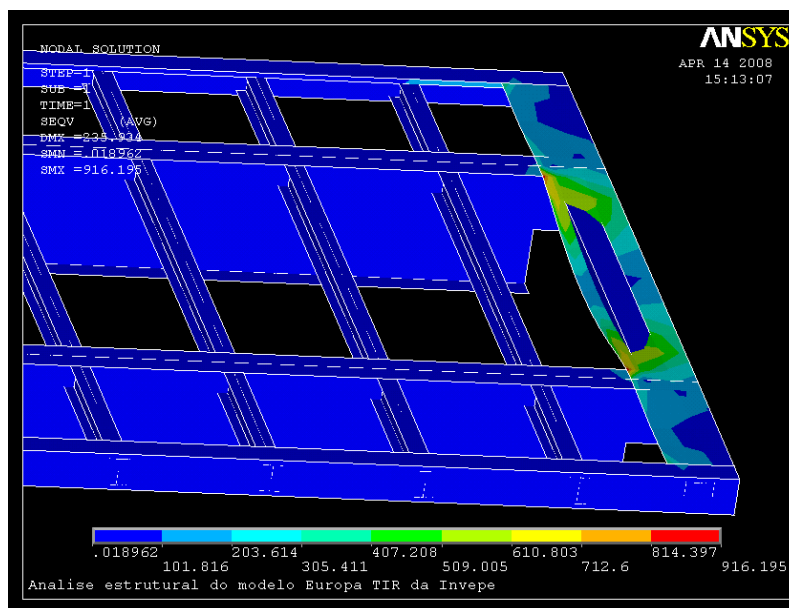


Fig. II-93 Detalhe das tensões de Von Mises registadas no perfil traseiro do chassis – A.CD

Este fenómeno sucede porque durante o processo de cálculo, o programa não detectou uma travessa de perfil em U que se encontra sob o perfil traseiro deste modelo. Essa travessa não é afectada pelo carregamento nesta simulação, daí o perfil traseiro sofrer tal deformação e ser sujeita a elevados valores de tensões. A travessa é bem visível na imagem por entre o perfil traseiro deformado.

Discussão dos Resultados Obtidos

A visualização gráfica dos resultados anteriores não dispensa a abordagem analítica que é apresentada em seguida.

Assim, os valores da massa e das coordenadas do centro de massa, bem como a variação entre a análise agora efectuada de carga distribuída e a análise de referência anterior, estão patentes nas duas tabelas que se seguem (II-14 e II-15).

Tabela II-14 Massa e centro de massa do chassis nas análises A.CRef. e A.CD

#	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
		XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
<i>A.CRef.</i>	1939,83	6910,6	-112,56	7,370E-15
<i>Anal. CD</i>	1944,96	6916,0	-113,47	7,350E-15

Registou-se então um aumento ligeiro da massa global da estrutura que advém da introdução no modelo dos elementos acima referidos.

Tabela II-15 Variação da massa e centro de massa y do chassis nas análises A.CRef. e A.CD

Massa (Kg)		Coord. YY c.m. (mm)	
Var. Abs.	Var. Perc.	Var. Abs.	Var. Perc.
5,130	0,26%	-0,91	0,81%

O incremento de massa é apenas de 0,26% e em consequência da localização desses elementos introduzidos, o centro de massa segundo y acabou por baixar em quase 1 mm.

Estas diferenças podem ser visualizadas nos dois gráficos seguintes (II-26 e II-27).

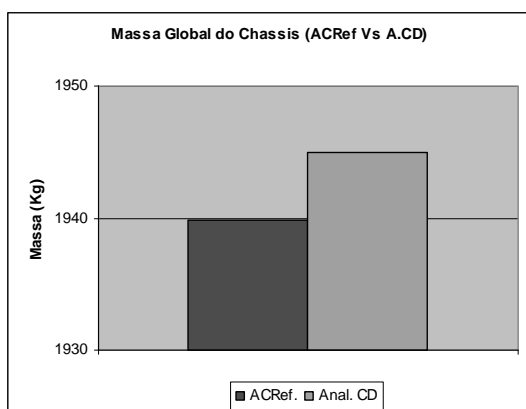


Gráfico II-26 Massa global do chassis referente às análises A.CRef. e A.CD

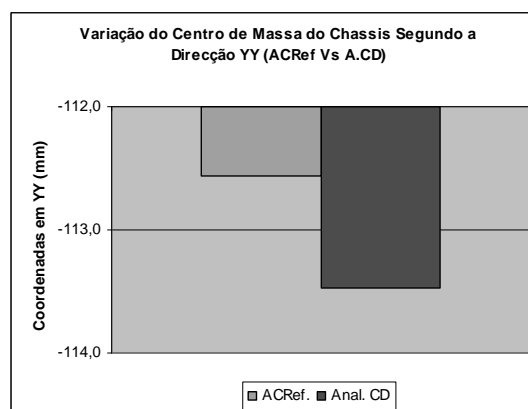


Gráfico II-27 Variação do centro de massa segundo a direcção y, referente às análises A.CRef. e A.CD

Dois pontos importantes a reter desta análise são os deslocamentos registados segundo y e os valores das tensões de Von Mises registados.

Assim para o estudo dos deslocamentos em y da estrutura, foram tidos diversos pontos ao longo do perfil lateral esquerdo do modelo Europa TIR. O gráfico II-28 mostra o comportamento da estrutura perante uma situação de carga distribuída.

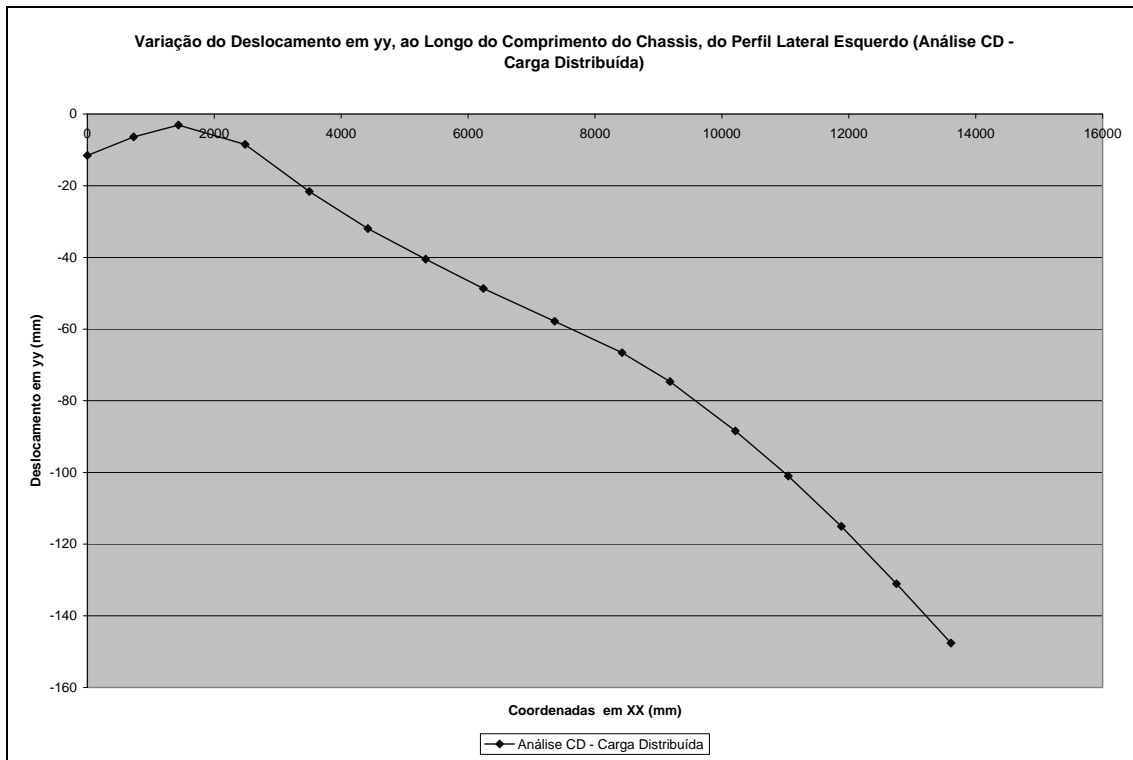


Gráfico II-28 Deslocamento em y do perfil lateral esquerdo do chassis na análise A.CD

Na leitura do gráfico há que ter em conta que o deslocamento verificado não advém somente da cedência da estrutura de aço mas também da permissão dada pelas molas que simulam o efeito das suspensões.

Assim conclui-se que as suspensões são responsáveis por grande parte do deslocamento verificado e que perante isto, o chassis encontra-se estruturado de tal forma que se pode afirmar estar sobredimensionado.

O facto de se terem considerado as suspensões nos três eixos traseiros e se restringir totalmente em y a placa de king pin deu origem à concentração de tensões registadas no pescoço do chassis. Pois na realidade, a zona frontal da estrutura também

é premiada com o efeito das suspensões do veículo tractor. Este factor faz com que essas tensões não se verifiquem na realidade.

Já no que diz respeito aos valores das tensões de Von Mises, encontram-se registados no gráfico II-29 os valores em alguns pontos dos banzos superior e inferior e da alma de uma das longarinas. Por sinal os mesmos que foram tidos em conta durante a análise anterior.

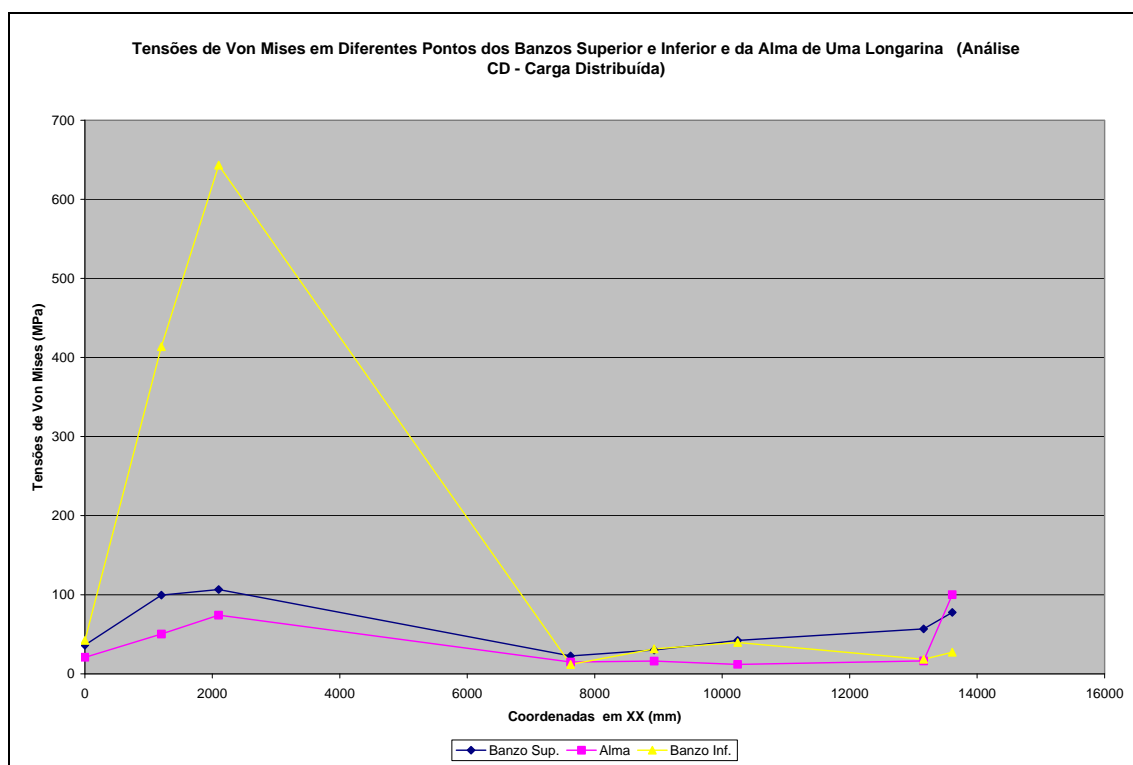


Gráfico II-29 Tensões de Von Mises em diversos pontos dos banzos superior e inferior e da alma de uma longarina referente à análise A.CD

Deste gráfico, em geral, não fazem parte valores de tensões elevados. Excepção para dois valores registados no banzo inferior relativo à zona da placa de king pin. Estes valores que não superam o valor da tensão admissível do aço em questão, podem em parte advir do facto de a placa de king pin ter sido totalmente constringida em y, como mencionado anteriormente.

Todos os outros valores que se verificam nesta análise, que corresponde a um carregamento idêntico ao máximo admissível por lei, indicam mais uma vez um sobredimensionamento da estrutura.

II.3.3 Simulação de Porta Contentores

Quando se fala da versatilidade da utilização de um só chassis em diversos modelos de cargas específicas, surge a ideia do transporte de contentores de carga marítima. Para se conhecer tais potencialidades efectuaram-se análises onde se pretendiam simular o transporte deste tipo de carga pelo nosso modelo em estudo.

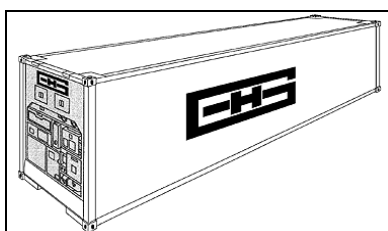


Fig. II-94 Contentor tipo Reefer

Uma vez que os contentores de carga marítima que são hoje em dia utilizados no mercado possuem dimensões e peso normalizado [37,38], são a partir desses dados que se vai determinar o tipo e a forma de cargas a introduzir no programa de cálculo de forma a obtermos os resultados pretendidos.

Quadro II-4 Resumo das dimensões, peso bruto e designações normalizadas de contentores de carga

Tamanho (in feet)	Designação	Comprimento (mm)	Altura (mm)	Largura (mm)	Peso bruto (kg)
20'	C	6058	2438	2438	20320
20'	CC	6058	2591	2438	20320
30'	B	9125	2438	2438	25400
30'	BB	9125	2591	2438	25400
40'	A	12192	2438	2438	30480
40'	AA	12192	2591	2438	30480

FONTE: http://www.containerhandbuch.de/chb_e/stra/index.html?chb_e/stra/stra_03_00.html

No quadro II-4 constam os valores standards para dimensões e peso bruto deste tipo de contentores. Devido às dimensões do nosso modelo, determinou-se efectuar a simulação do contentor de 40 pés.

Estes contentores possuem quatro pontos de apoio nas suas extremidades. Perante a sua localização e as dimensões do contentor determinaram-se os quatro locais de aplicação das forças que irão simular a massa do contentor escolhido. São essas quatro forças que se encontram exemplificadas na figura II-95.

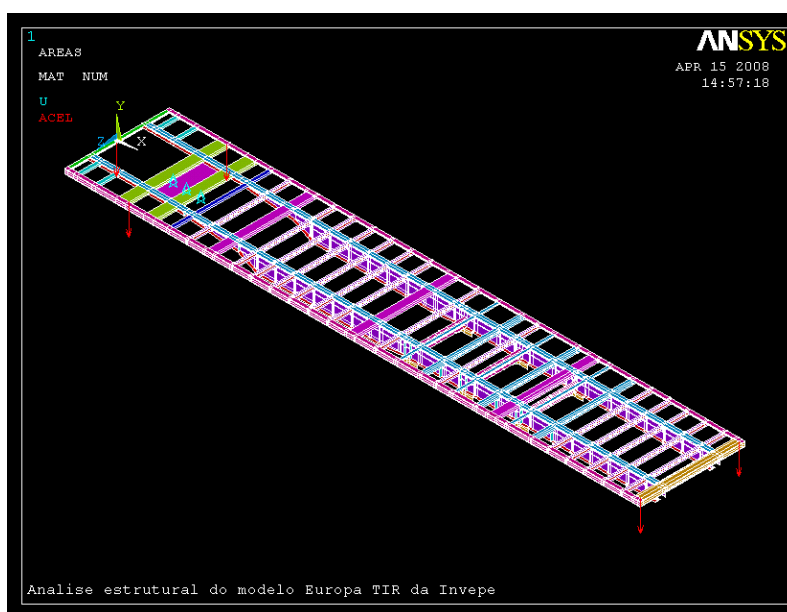


Fig. II-95 Ponto de aplicação, direcção e sentido das quatro forças que simulam a massa do contentor

Dada a massa bruta do contentor seleccionado ser igual a 30480 Kg, cada uma das quatro forças terá uma intensidade equivalente a 74752,2 N, com a direcção e sentido exemplificado na figura anterior.

Foram tidos em consideração os mesmos pontos de apoio do modelo que na análise de carga distribuída, assim como os graus de liberdade de cada e ainda considerado o valor de $9,81 \text{ m/s}^2$ para a gravidade.

Realizaram-se duas. Na primeira, denominada PC, testou-se o chassis criado de base e que serviu para a análise de carga distribuída. A segunda análise denominou-se

por PCL e testou-se o chassis sem algumas das suas componentes, no caso sem as mesmas 14 travessas IPN80 já retiradas anteriormente numa análise de torção.

Visualização Gráfica dos Resultados Obtidos

A visualização e interpretação das imagens com os resultados obtidos far-se-á separadamente, sendo primeiro os resultados referentes à análise PC, seguindo-se então os resultados obtidos na análise PCL.

- PC

Da análise PC, onde se considerou o modelo base do chassis com todas as suas componentes, obtiveram-se os deslocamentos segundo a direcção y que se mostram na figura II-96.

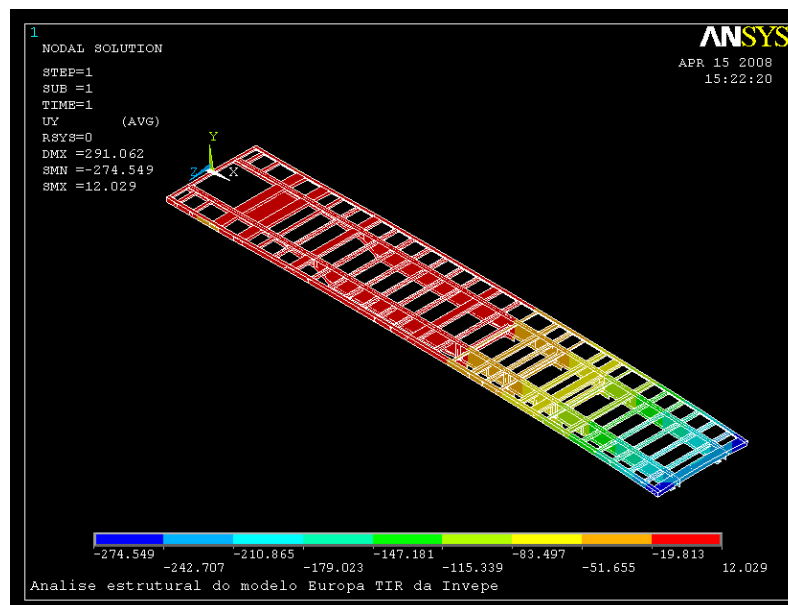


Fig. II-96 Deslocamento do chassis segundo a direcção y - A.PC

Aqui é possível aferir que é na zona traseira da estrutura que se registam os deslocamentos máximos na ordem dos 275 mm. Toda a estrutura desde a sua frente até à zona das suspensões não é afectada por deslocamentos em y superiores a 20 mm.

De notar ainda o efeito que as suspensões conferem a estes valores.

Estes deslocamentos introduzem tensões na estrutura. De um modo geral estas encontram-se patentes na próxima figura (II-97). Perante a vista facultada é possível constatar que as zonas mais afectadas por tensões de Von Mises são as vigas que sustentam a placa de king pin, os banzos superior e inferior na zona dos três eixos do semi-reboque e o perfil traseiro da estrutura. A primeira e terceira são precisamente as zonas onde o contentor marítimo se encontra apoiado no modelo.

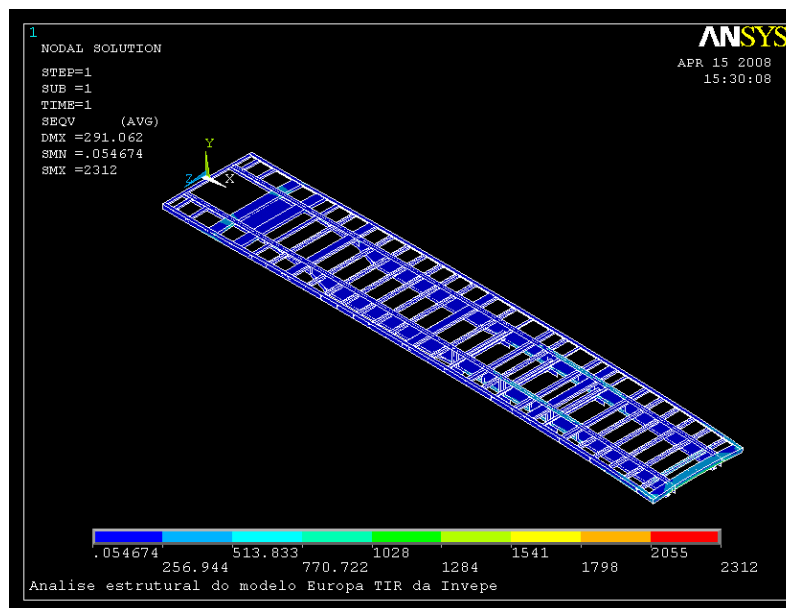


Fig. II-97 Tensões de Von Mises registadas no chassis na análise A.PC (vista geral)

Importa agora realizar uma visualização mais detalhada destas três regiões do chassis. Assim na zona da placa de king pin verificam-se tensões numa gama de valores na ordem dos 800 MPa. Isto deve-se ao facto de aqui se encontrarem os apoios frontais do contentor na estrutura.

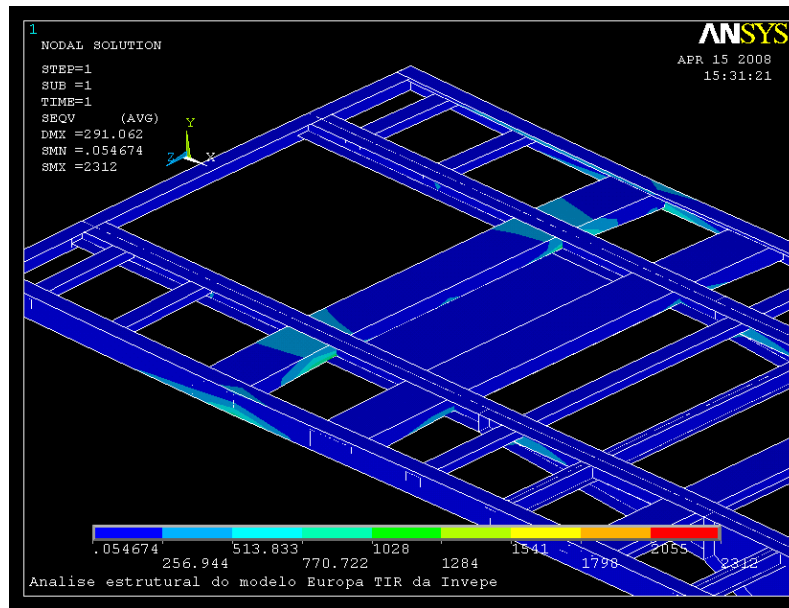


Fig. II-98 Tensões de Von Mises registadas no pescoço do chassis - A.PC

Já a figura seguinte (II-99) mostra o banzo inferior de uma das longarinas na zona dos eixos de suspensão. Registam-se valores de tensões de Von Mises perfeitamente admissíveis, na ordem dos 500 *MPa*.

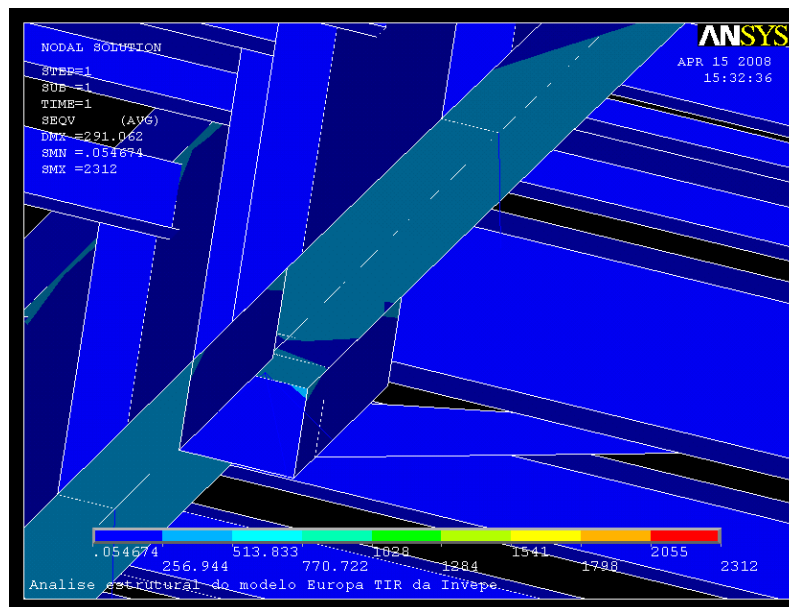


Fig. II-99 Tensões de Von Mises registadas na zona das suspensões – A.PC (vista de baixo)

Na zona traseira do chassis encontram-se então os apoios traseiros do contentor marítimo. Aqui os valores de tensões são mais elevados, chegando mesmo a registar-se em determinados pontos concentrações de tensões com valores na ordem dos 2000 MPa.

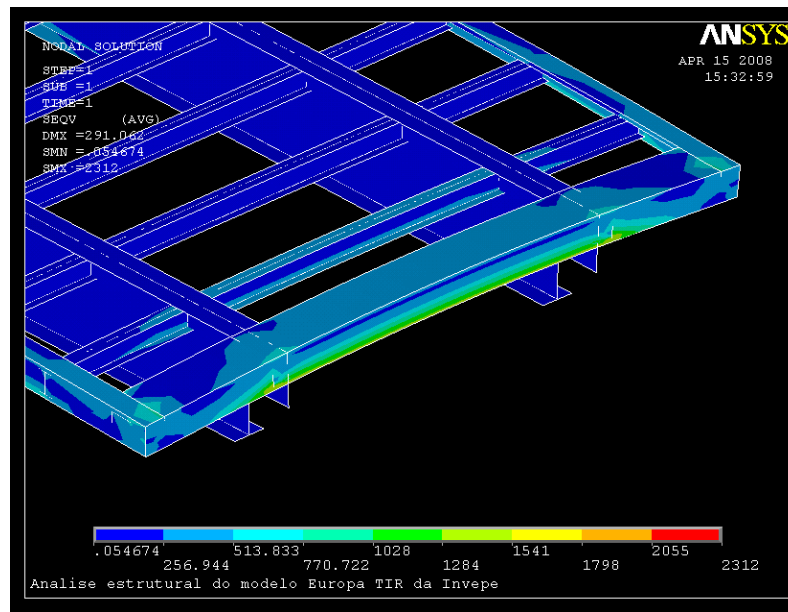


Fig. II-100 Detalhe das tensões de Von Mises registadas no perfil traseiro do chassis – A.PC

Quer esta zona traseira do modelo analisado como a região da placa de king pin não se encontram dimensionadas para o transporte deste tipo de carga. Contudo, e perante os valores verificados, podemos dizer que com alguns ajustes dimensionais das componentes destas zonas, o transporte de contentores marítimos com este modelo se encontra assegurado.

- PCL

Assegurado o transporte de contentores marítimos por este semi-reboque, importa agora aferir a possibilidade da redução de peso da estrutura através da remoção de algumas componentes do chassis.

Procedeu-se então à remoção das mesmas catorze travessas IPN80 que numa das anteriores análises.

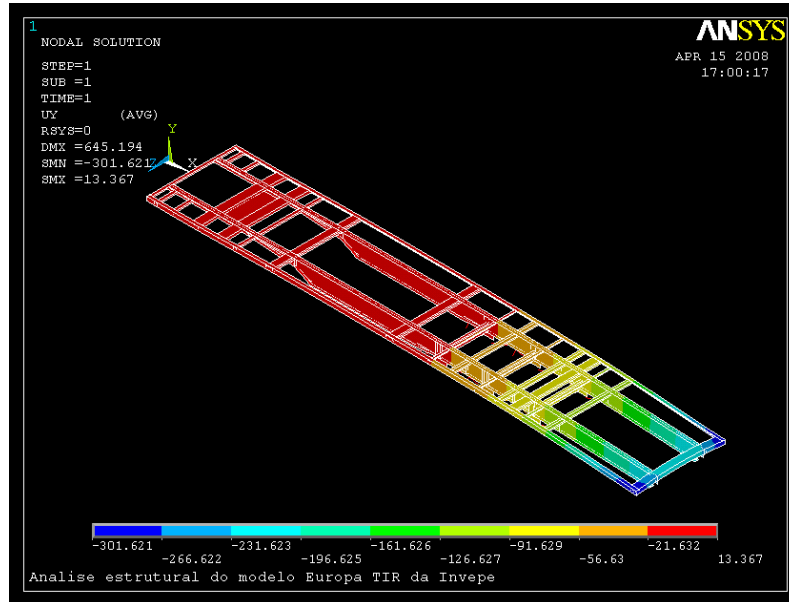


Fig. II-101 Deslocamento do chassis segundo a direcção y - A.PCL

A figura II-101 mostra já os deslocamentos em y do chassis perante o mesmo tipo de carregamento mas sem as tais catorze travessas. Verificamos que o comportamento da estrutura é bastante idêntico mas com um ligeiro agravamento dos valores dos mesmos deslocamentos.



Fig. II-102 Tensões de Von Mises registadas no chassis na análise A.PCL (vista geral)

No que se refere aos valores de tensões de Von Mises, a imagem acima (II-102) aponta precisamente para valores mais elevados de tensões nas mesmas três regiões da estrutura.

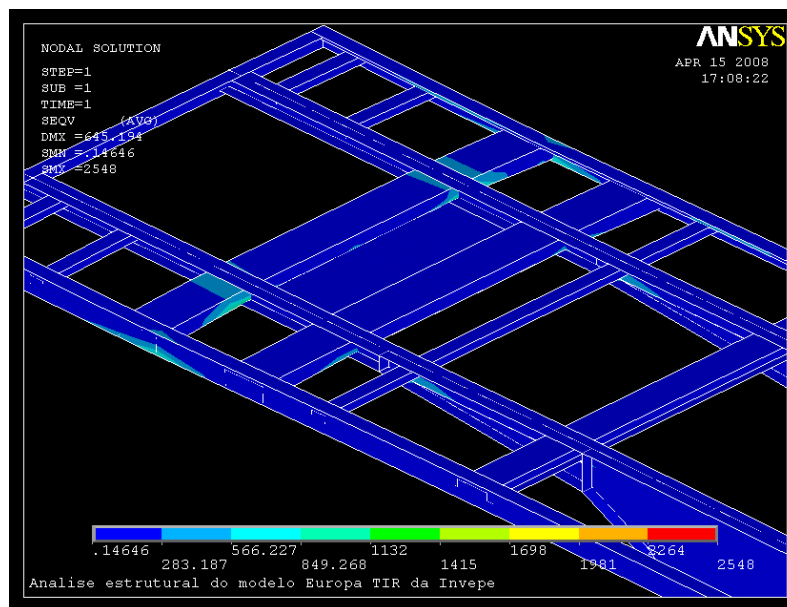


Fig. II-103 Tensões de Von Mises registadas no pescoço do chassis - A.PCL

Na zona da placa de king pin, local de apoio frontal do contentor, registam-se perfis e valores de tensões idênticas aos da análise da estrutura com as travessas.

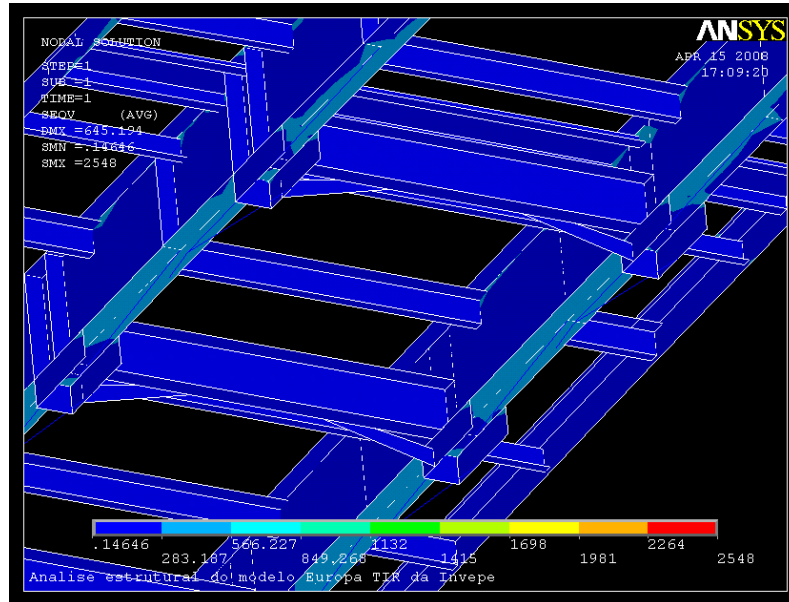


Fig. II-104 Tensões de Von Mises registadas na zona das suspensões – A.PCL (vista de baixo)

O banzo inferior das longarinas na zona das suspensões reflecte uma vez mais resultados idênticos ao caso da presença das travessas IPN80 na estrutura do chassis.

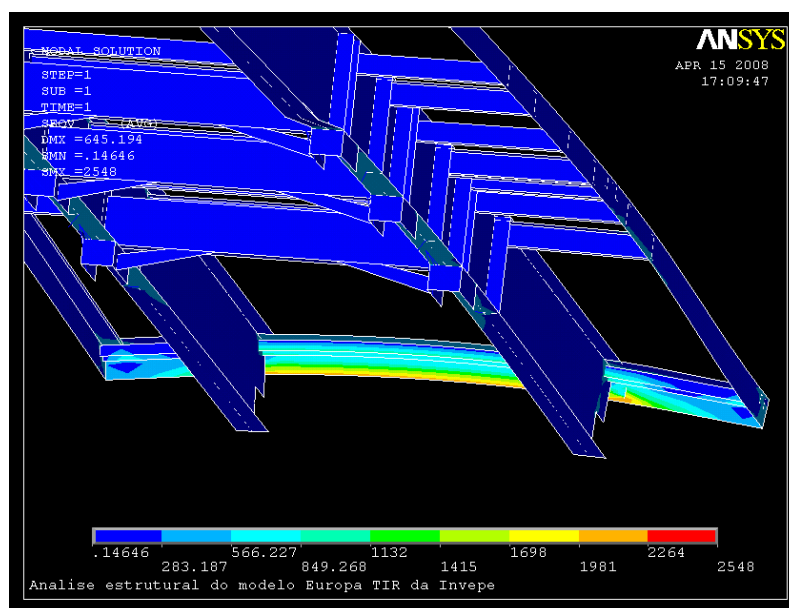


Fig. II-105 Detalhe das tensões de Von Mises registadas no perfil traseiro do chassis – A.PCL

O mesmo se verifica na zona traseira do chassis, local de apoio traseiro do contentor. Existe um aumento ligeiro dos valores contudo dentro da mesma gama de valores.

Após se verificar a capacidade deste modelo transportar contentores marítimos, conclui-se agora que esta estrutura possui boa margem para redução significativa de peso do chassis.

Discussão dos Resultados Obtidos

Após a visualização gráfica dos resultados obtidos importa agora efectuar uma comparação analítica dos mesmos.

Tabela II-16 Massa e centro de massa do chassis nas análises A.PC e A.PCL

#	Massa (Kg)	Coordenadas do Centro de Massa		
		XX (mm)	YY (mm)	ZZ (mm)
<i>Anal. PC</i>	1944,96	6916,0	-113,47	7,350E-15
<i>Anal. PCL</i>	1674,60	6753,8	-122,91	-5,039E-14

Os valores referentes à massa do chassis e coordenadas do centro de massa encontram-se patenteados na tabela anterior. As diferenças registadas entre as análises PC e PCL são exibidas abaixo.

Tabela II-17 Variação da massa e centro de massa y do chassis nas análises A.PC e A.PCL

Massa (Kg)		Coord. YY c.m. (mm)	
Var. Abs.	Var. Perc.	Var. Abs.	Var. Perc.
-270,360	-13,90%	-9,44	8,32%

A remoção das catorze travessas IPN80 originou uma redução do chassis em mais de 270 Kg, ou seja, menos 13,9% de massa. O centro de massa do chassis também baixou em mais de 8% para a estrutura PCL.

Estas diferenças são bem visíveis nos dois gráficos seguintes (II-30 e II-31).

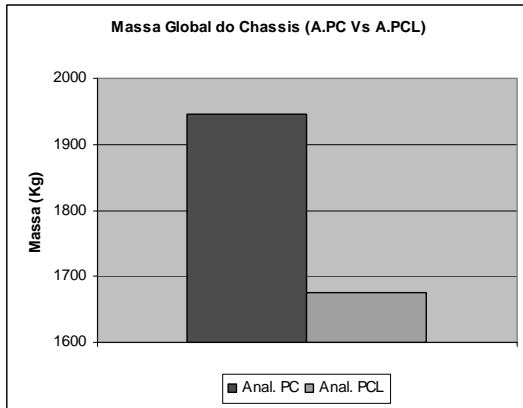


Gráfico II-30 Massa global do chassis referente às análises A.PC e A.PCL

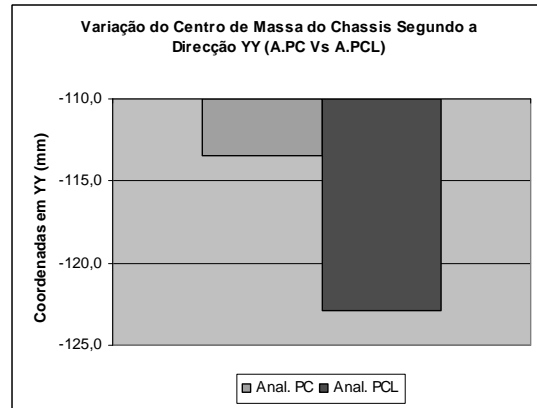


Gráfico II-31 Variação do centro de massa segundo a direcção y, referente às análises A.PC e A.PCL

Os deslocamentos em y do perfil lateral esquerdo do chassis, quando carregado com um contentor marítimo para as análises PC e PCL, tem um comportamento expresso pelas linhas do gráfico seguinte (II-32).

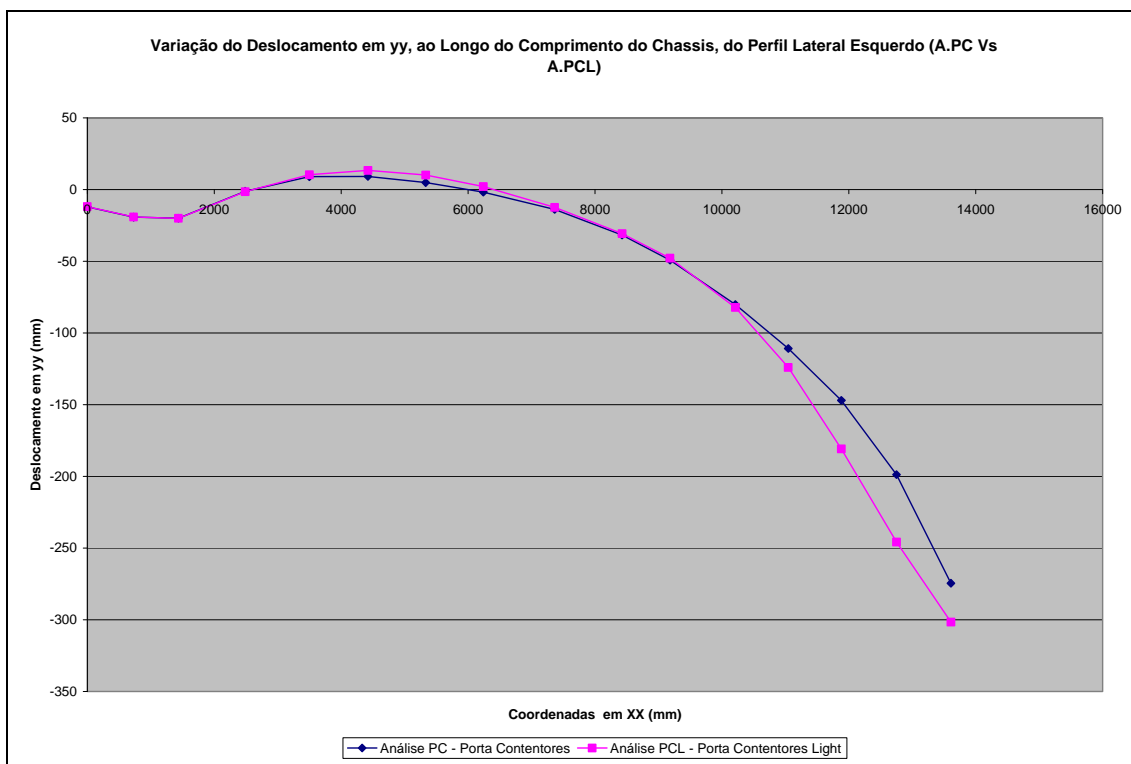


Gráfico II-32 Deslocamento em y do perfil lateral esquerdo do chassis nas análises PC e PCL

Com já fora referido em análises anteriores, a curva traçada advém da cedência da estrutura à carga aplicada e da cedência proporcionada pela constante de elasticidade das molas que simulam o efeito das suspensões.

Em termos comparativos verifica-se que a curva toma contornos mais acentuados na análise PCL nas zonas de onde se retiraram as catorze travessas IPN80.

Os dois gráficos que se seguem (II-33 e II-34) reportam os valores das tensões de Von Mises verificados em diversos pontos dos banzos superior e inferior e alma de uma das longarinas ao longo do comprimento total do chassis.

No caso da análise que conta com a presença das travessas IPN80, análise PC, registaram-se valores mais elevados na zona da placa de king pin e na zona do perfil traseiro da estrutura.

Estando estas regiões do chassis sujeitas aos apoios do contentor, estes valores seriam de esperar, uma vez que estas componentes se encontram sujeitas a esforços para os quais não foram dimensionadas.

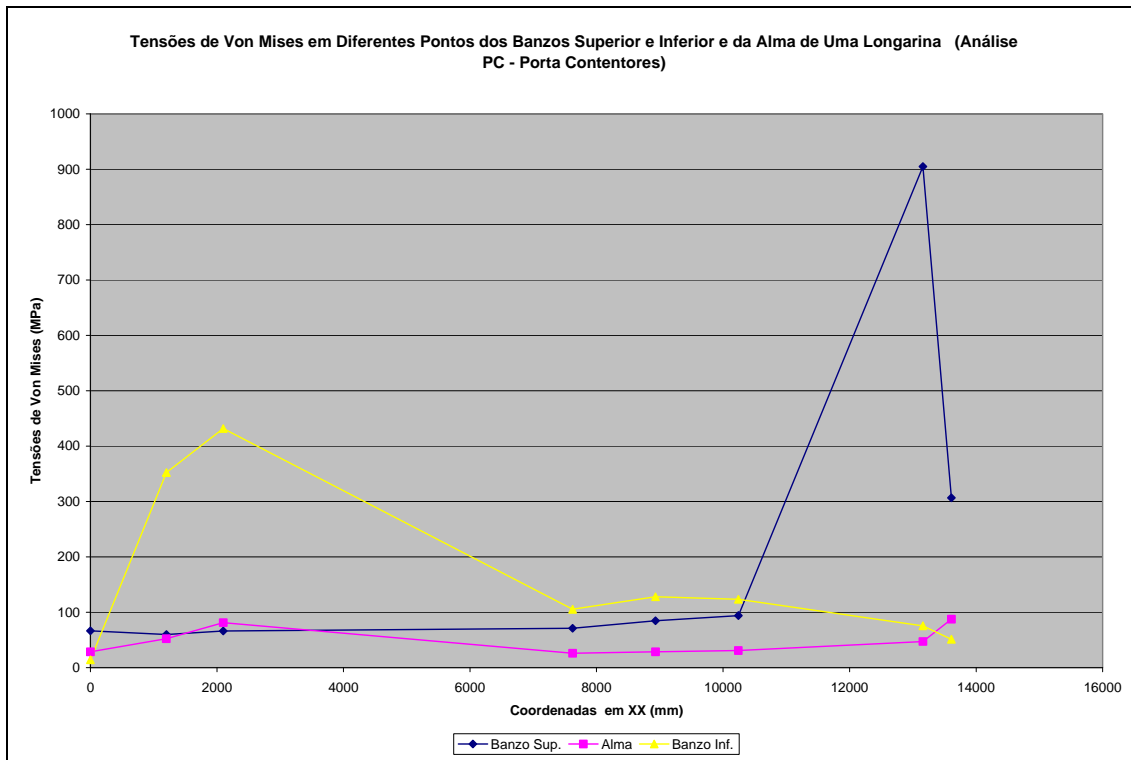


Gráfico II-33 Tensões de Von Mises em diversos pontos dos banzos superior e inferior e da alma de uma longarina referente à análise PC

Estes valores de concentração de tensões são facilmente resolvidos localmente através de um novo design de algumas das componentes e/ou introdução de reforços.

A restante estrutura da longarina fica sujeita a valores de tensões de Von Mises inferiores a 150 MPa.

Ao se retirarem as catorze travessas IPN80 verificam-se que as zonas mais afectadas se mantêm inalteradas. Isto encontra-se expresso no gráfico que se segue (II-34).

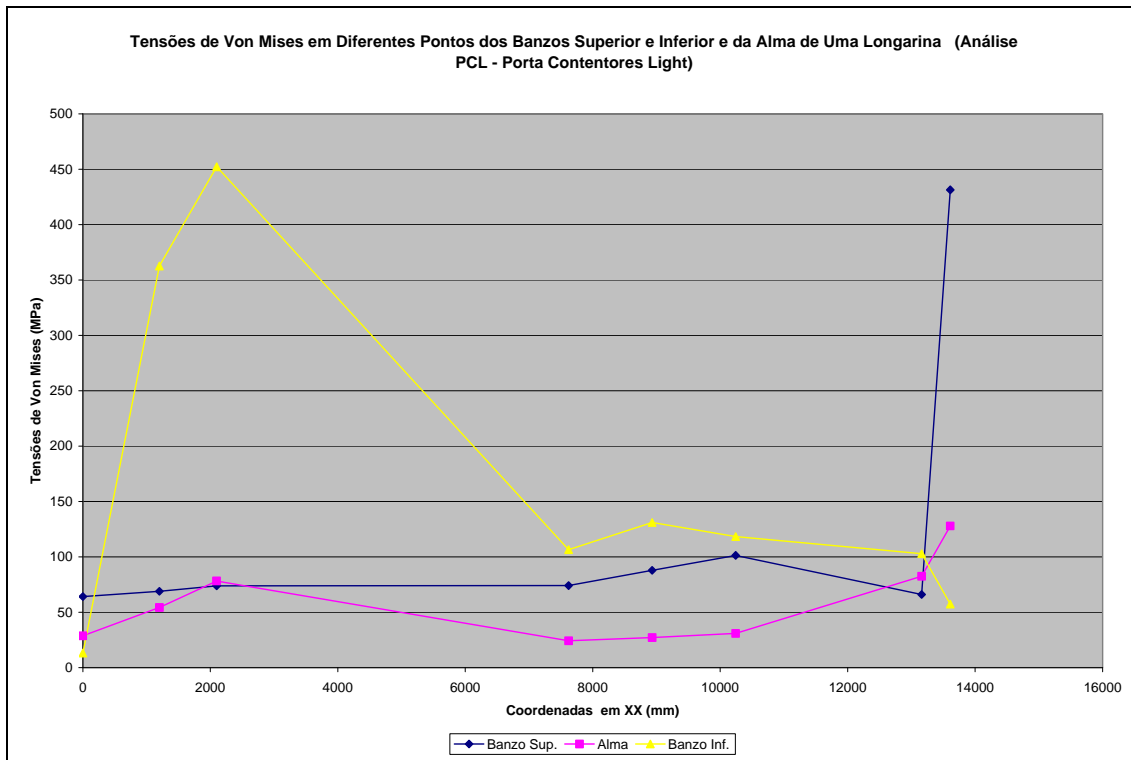


Gráfico II-34 Tensões de Von Mises em diversos pontos dos banzos superior e inferior e da alma de uma longarina referente à análise PCL

As tensões que afectam a zona da placa de king pin não sofreram alterações significativas relativamente à análise PC. Contudo o mesmo já não se pode afirmar relativamente à zona do perfil traseiro do chassis.

Aqui num dos pontos de registo o valor da tensão passou de cerca de 900 *MPa* para uns pouco significantes 70 *MPa*. Já o ponto de registo localizado na extremidade traseira da longarina regista um ligeiro acréscimo de tensões de Von Mises mas inferior a 450 *MPa*.

Perante os valores obtidos nos diferentes parâmetros analisados quando o chassis se encontra sujeito a uma carga equivalente à de um contentor marítimo de quarenta pés, podemos afirmar que este, perante algumas pequenas alterações, poderá ficar apto ao transporte especializado de contentores e este poderá ainda sofrer uma redução significativa no seu peso global.

II.3.4 Conclusões

A diversidade das análises realizadas durante este capítulo revelam conclusões deveras interessantes no que diz respeito à optimização de uma estrutura com a complexidade e dimensão que esta apresenta.

Da simulação de componentes eliminadas constata-se que é possível reduzir significativamente o peso global do chassis sem que este perca as suas qualidades de rigidez de torção. Para o transporte de algumas cargas específicas, que dispensam a presença de uma plataforma no topo da estrutura é possível retirarem-se as travessas IPN80 e colocar no seu lugar um número muito inferior de elementos mais leves que permitam compensar o ligeiro aumento do ângulo de torção devido à falta destas.

A simulação de carga distribuída permitiu verificar a robustez deste chassis para as funções que lhe são atribuídas e constatar a boa margem de manobra que este oferece no que diz respeito à sua optimização estrutural, pois é patente um sobredimensionamento da estrutura do chassis que provoca um aumento de peso e custo.

As simulações de porta contentor permitiram concluir que este chassis se encontra capaz de desempenhar uma função de transporte de contentores. Apenas através do design de algumas soluções para os apoios dos contentores, este chassis dispensaria as catorze travessas IPN80, aspecto que o tornaria bem mais leve.

As alterações impostas nas diferentes análises e o carregamento com diversos tipos de carga provocam reacções de tensões de Von Mises distintas para os mesmos pontos do chassis. Isto foi observado individualmente em cada uma das análises, tendo-se verificado que em situações pontuais de carregamentos específicos existem valores de concentração de tensões mais elevados. Contudo isto deve-se ao facto de certas componentes se encontrarem desajustadas em relação ao carregamento a que se encontram sujeitas.

Só com a introdução ou substituição de algumas componentes com funções mais específicas estes valores irão baixar. De notar no entanto que os valores máximos não

são exagerados e que com intervenções ao nível da optimização estrutural serão facilmente solucionados.

Este grupo de análises permite concluir que a redução de massa do modelo é possível em valores superiores a 10% e que o modelo tem potencialidades de diversificação para servir diferentes gamas de semi-reboques.

Importa agora estabelecer relações que visem a diminuição do custo final do produto através de intervenções ao nível da optimização estrutural, da simplificação e automatização de processos de fabrico e produção, bem como a implementação de soluções multifuncionais que visem a versatilidade de um só chassis.

Parte III OPTIMIZAÇÃO DE CUSTOS

III.1 Introdução

Todo o trabalho necessário até aqui realizado desemboca agora no objectivo primordial desta dissertação, desenvolver um método eficaz para efectuar um eficiente dimensionamento do chassis do modelo Europa TIR da Invepe, do ponto de vista da sua massa e do seu custo de produção [39-41].

Tradicionalmente os processos de optimização assentam na experiência e senso comum dos colaboradores da equipa de trabalho que desenvolve o projecto [42]. Os métodos de cálculo por mais eficientes que possam ser esbarram constantemente numa falta de base científica para as decisões tomadas.

Assim torna-se necessário, e de forma a obter a tal experiência, desenvolver o maior número possível de solução para que se possa chegar aquela que se encontrará mais próximo da solução ideal.

Uma forma de contornar esta dificuldade em obter soluções passa pela conjugação de diversas ferramentas e métodos de trabalho que permitam obter de forma automática o maior número de soluções possíveis para o caso em estudo, e deste modo aquando da toma de decisão a variedade de escolhas permita que o projecto e a entidade patrocinadora optem por aquela que mesmo não sendo a solução ideal será por certo a mais próxima desta. Aqui o tempo e os recursos humanos utilizados para se obter o maior número de soluções possíveis terão sempre de ser minimizados, pois uma boa solução depois do prazo pode vir a ser uma solução menos boa.

III.2 Teoria da Optimização

A optimização é um conceito corrente no dia-a-dia em todas as áreas sociais. As optimizações do tempo de viagens de avião com escalas, do custo de produção de uma linha de montagem, da distância de um atleta numa prova de orientação, dos recursos hídricos de um agricultor em tempo de seca, são alguns dos exemplos onde este conceito se encontra presente.

Em termos estruturais, a optimização é cada vez mais rigorosa e utilizada em todo o tipo de indústrias. Importa optimizar estruturas por uma questão de massa, custo, tempo de produção ou mesmo por questões de estética.

O processo de optimização é uma disciplina de ajustamento do processo de fabrico de forma a optimizar um determinado conjunto de parâmetros sem violar alguns constrangimentos. Este tem como objectivos a minimização de custos, a maximização da taxa de transferência e/ou eficiência. Esta é uma das maiores ferramentas quantitativas nas tomadas de decisão industrial.

Assim sendo, através do processo de optimização vamos encontrar variáveis que minimizam ou maximizam a função objectiva à medida que satisfazem os constrangimentos.

No caso aqui em estudo, a optimização visa a redução de massa do chassis de forma a tornar o produto final mais competitivo no segmento dos semi-reboques e a redução dos custos de matéria-prima e produção por forma a aumentar os lucros da empresa e ao mesmo tempo fazer face à inflação de custos fixos, como a mão-de-obra ou os recursos energéticos.

III.3 Custos

O valor do preço de qualquer artigo ou serviço é afectado por diversos factores que variam constantemente. No caso do produto final de uma qualquer empresa esses factores podem ser, entre outros, o custo da matéria-prima, recursos humanos, equipamento de produção e montagem, logística, instalações e patentes.

Para o caso em estudo do chassis do semi-reboque vamos apenas considerar os que se encontram directamente ligados à produção do chassis para o modelo Europa TIR.

Ao custo da produção do chassis encontram-se directamente ligados os preços relativos à matéria-prima, recursos humanos, processos de fabrico e montagem, como são os casos das máquinas, ferramentas e consumíveis, recursos energéticos, entre outros.

No entanto, para o caso da optimização do custo pela massa importa considerar os custos das matérias-primas. Pontualmente os preços e os tempos de montagem e soldadura do chassis serão um factor relevante na economia global de que se poderá beneficiar.

Os custos dos diversos materiais que constituem todas as componentes do chassis encontram-se patentes no quadro III-1. Os valores dos preços dos materiais aqui apresentados foram gentilmente fornecidos por parte da Invepe [4], sendo datados e reportam a valores praticados no final do mês de Junho de 2008.

Quadro III-1 Custo do Material dos Componentes do Chassis

Custo do Material		
Material		Preço (/Kg)
A42-B	2mm	0,63 €
	4mm	0,67 €
	5mm	0,65 €
	6mm	0,70 €
	8mm	0,70 €
	10mm	0,75 €
St52	10mm	0,75 €
	120x12	0,64 €
	120x15	0,69 €
Chapa perfilada 130		0,96 €
Travessa Principal do Chassis		18,09 €
Mancais		54,00 €
IPN80		0,71 €
UPN80		0,65 €

O preço por quilograma dos aços A42-b e St52 não é linear com o valor da espessura. Estas diferenças registam-se por diversas contingências de mercado como por exemplo a relação da oferta e da procura.



Gráfico III-1 Variação do preço do Aço A42-b com a espessura

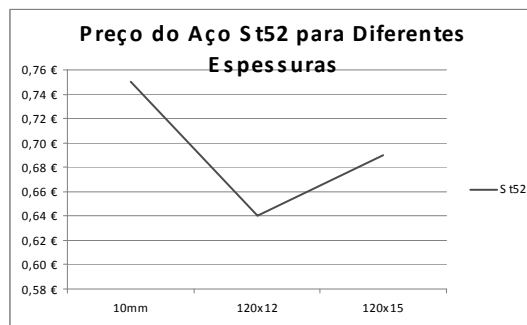


Gráfico III-2 Variação do preço do Aço St52 com a espessura

Perante isto, o quadro seguinte demonstra o valor total da massa e do custo dos materiais empregues na montagem do chassis completo do modelo Europa TIR, do modelo construído para realizar as análises em Ansys, e ainda o mesmo modelo mas desta vez sem contar com a presença das travessas IPN80.

Quadro III-2 Custo e massa total dos materiais do chassis

Custo dos Materiais do Chassis		
Modelo	Massa (Kg)	Custo
Chassis Europa TIR	2223,69	1.716,22 €
Chassis Europa TIR - Modelo Ansys	1952,62	1.538,09 €
Chassis Europa TIR - A.CE e A.PCL	1741,97	1.388,54 €

A diferença entre o modelo Ansys e o modelo real advém das simplificações tidas em consideração e devidamente justificadas anteriormente.

Outros dois parâmetros importantes são os tempos de montagem e de soldadura. Esses valores carecem de uniformização, no entanto foi possível obter uma média ponderada no que toca ao processo de soldadura.

Assim sendo, o custo de soldadura estimado é de 1,40 *euros/metro*, valor no qual se incluem os consumíveis, a mão-de-obra dos colaboradores, os recursos energéticos, entre outros.

Este valor revela particular interesse para o caso onde as travessas IPN80 são removidas. As catorze travessas consomem um total de 3808 *mm* de cordão de soldadura, e que no caso da sua não colocação regista uma poupança de cerca de 5,35 *euros*, isto além das horas de trabalho e preparação.

III.4 Optimização Estrutural com Algoritmos Genéticos

Na optimização do chassis Europa TIR importa que as componentes e as dimensões dos materiais sejam normalizadas para ir de encontro aos produtos existentes no mercado, pois a produção de peç as especiais é mais cara e conseqüentemente aumenta o custo de produção e o preç o final do produto.

Assim sendo, não seria útil realizar uma optimização na qual se iriam definir como próximo do ideal espessuras de chapas que não se encontram disponíveis no mercado. Tendo em conta este ponto de vista, foi decidido recorrer aos algoritmos genéticos para se criarem um conjunto de soluções a partir de um determinado grupo de variáveis.

III.4.1 Algoritmos Genéticos

O algoritmo genético é uma técnica de optimização baseada na teoria da evolução de Darwin [43].

Na teoria da evolução das espécies, Darwin refere que num mecanismo de selecção natural os indivíduos mais adaptados tem maior probabilidade de sobrevivência do que os menos adaptados. Como conseq ncia disso, os mais adaptados teriam maior número de descendentes, o que provocaria na geração seguinte um aumento no seu número em relação aos não adaptados. Tais adaptações levam à evolução biológica, a qual ocasiona mudanç as nas propriedades das populações dos organismos que transcendem o período de vida de um único indivíduo. As mudanç as nas populações que são consideradas evolutivas são as herdadas através do material genético de uma geração para a outra. A evolução biológica pode ser pequena ou substancial, sendo estes efeitos responsáveis pelas adaptações dos organismos em diferentes ambientes.

O algoritmo genético [44] é uma técnica de pesquisa utilizada em sistemas de computação de forma a encontrar soluções exactas ou aproximadas em problemas de

pesquisa e otimização. Este é usualmente representado para parâmetros de otimização através das etapas inicialização, selecção, cruzamento e mutação (figura III-1) [45].

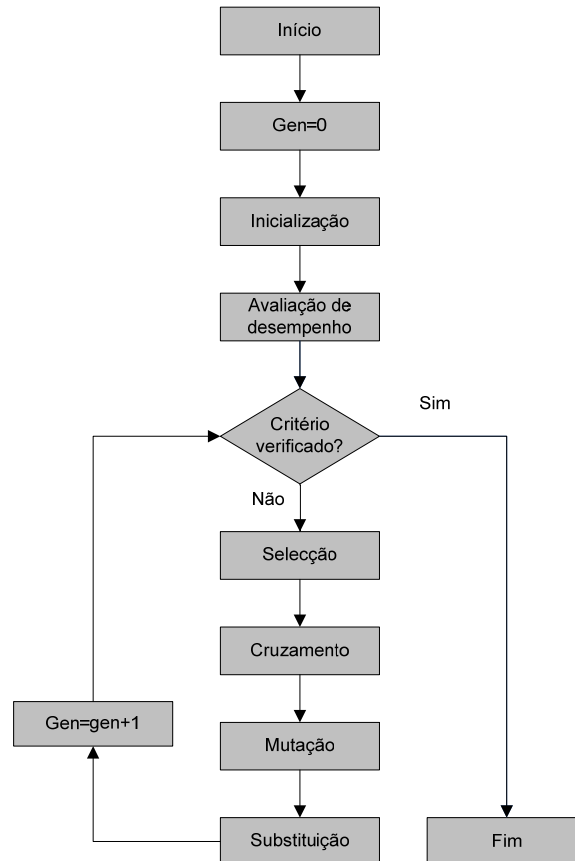


Fig. III-1 Fluxograma do funcionamento básico do algoritmo genético

O processo de inicialização consiste numa dada população constituída por n indivíduos, sendo cada um deles caracterizado pelo seu genótipo que determina a sua vitalidade e capacidade de sobrevivência. O genótipo de cada indivíduo é representado por um binário que representa os valores paramétricos do objecto directamente ou através de um esquema de codificação.

No processo de selecção são escolhidos dois parentes com probabilidades proporcionais à sua posição relativa na população. A sua contribuição é avaliada para o valor médio da função objectiva da geração ou pela sua posição.

No cruzamento são produzidos dois descendentes através da interligação de dois genótipos parentes (*crossover*) numa dada probabilidade de recombinação, sendo que

apenas um dos descendentes será utilizado. Os processos de selecção e recombinação são repetidos até que n indivíduos representem a geração seguinte [46].

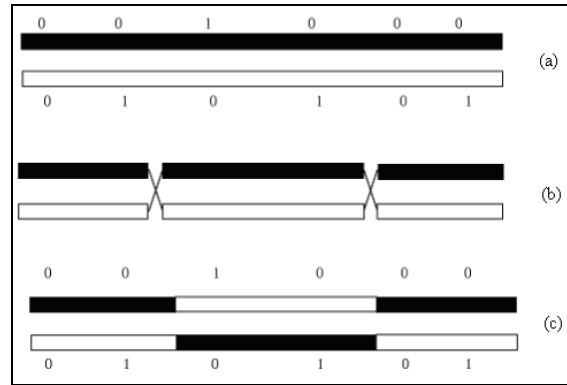


Fig. III-2 Etapa de cruzamento. Neste caso ocorre: (a) emparelhamento de dois cromossomas; (b) rompimento e permuta do material genético; (c) geração de dois novos cromossomas

No processo de mutação, a eventual descendência sofre alteração nos pontos de mutação, alterando assim o código genético de uma pequena parcela da população [43].

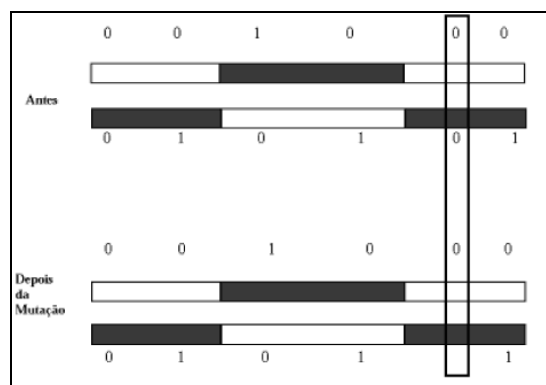


Fig. III-3 Etapa de mutação. Neste caso numa das posições ocorre a troca de um bit cujo valor é "0" pelo valor "1", gerando um novo indivíduo

A aplicação destas etapas resulta numa população caracterizada por uma nova geração de indivíduos que substituirão os indivíduos pertencentes à geração anterior, designando-se esta etapa por substituição. A capacidade de desempenho dos novos indivíduos é avaliada e testada através de um critério de paragem do algoritmo, com a repetição deste processo pretende-se a evolução de uma população de indivíduos de

geração para geração, de forma a encontrar o melhor indivíduo em alguma medida do desempenho, isto é, a solução ideal do problema [45].

As aplicações deste algoritmo cresceram muito nos últimos anos, principalmente devido às vantagens que este apresenta quando comparado a outros métodos de optimização. Como principais vantagens podem-se destacar os seguintes pontos [46].

- Não requer informações sobre o gradiente da superfície de resposta;
- Eventuais descontinuidades da superfície de resposta não afectam a performance da optimização;
- A presença de mínimos locais não reduz a eficiência do algoritmo;
- A performance do algoritmo tem apresentado excelentes resultados para problemas de optimização de grande escala.

III.4.2 Processo de Optimização

Uma forma eficaz de estabelecer a ligação entre a criação do código genético das variáveis consideradas e o modelo base construído em Ansys para análise, foi o recurso ao MatLab. O esquema da figura III-4 representa a forma como decorre todo o processo de optimização montado para este caso.

Assim sendo, o processo de optimização com recurso a algoritmos genéticos inicia-se com a execução de um ficheiro criado em Matlab [47] e denominado por *chassis.m* (anexo VII). Este ficheiro ao ser executado promove inicialmente a definição de uma combinação aleatória das 21 variáveis consideradas, criando e escrevendo-as num ficheiro denominado por *variáveis.txt*.

De seguida, este promove o arranque do programa Ansys e do ficheiro *optimizacao.txt*.

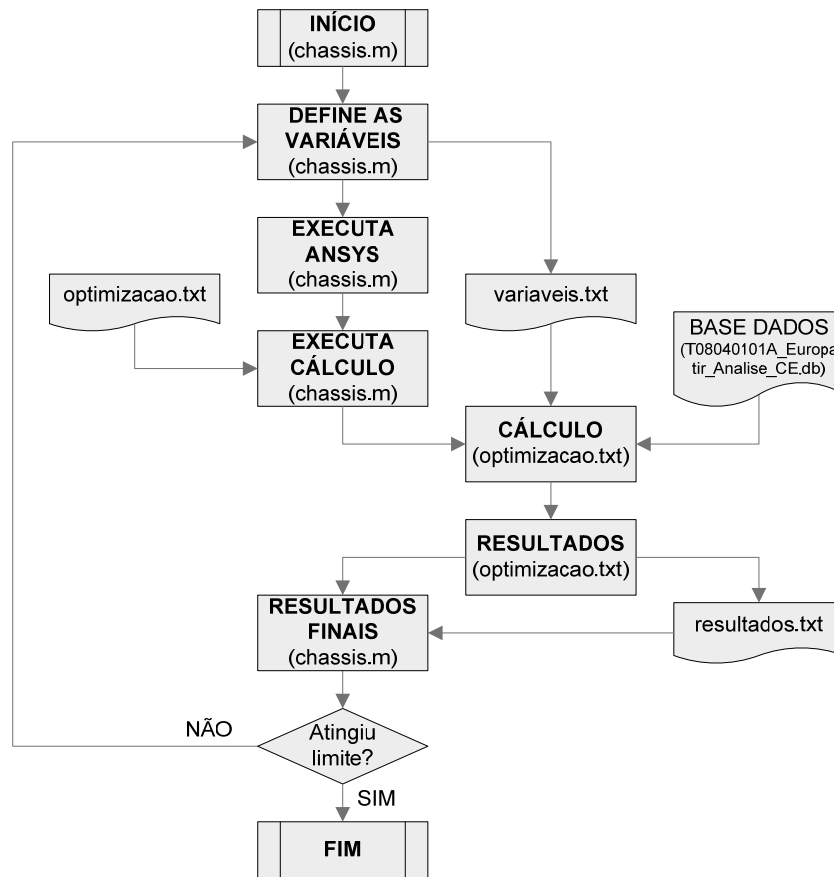


Fig. III-4 Esquema de funcionamento do processo de optimização

O ficheiro *optimização.txt* (anexo VIII) foi criado para executar a análise de elementos finitos pretendida através do Ansys. Assim o Ansys procede à leitura do ficheiro base de dados que contém todas as definições do modelo Europa TIR anteriormente construído e já alvo de diversos tipos de análise. Posteriormente é feita a leitura do ficheiro *variáveis.txt* procedente do Matlab e que contém os novos valores das variáveis de projecto. O Ansys procede então à realização da análise de elementos finitos.

Após a conclusão da análise de elementos finitos levada a cabo pelo Ansys do modelo do chassis Europa TIR e tendo em consideração as variáveis de projecto, é então escrito um novo ficheiro com o nome *resultados.txt* com os resultados da massa, custo e deslocamento.

Assim que o ficheiro *resultados.txt* é criado, este é lido pelo Matlab que procede ao tratamento dos dados e confere se estes respeitam os constrangimentos pré-estabelecidos. São então exibidos os resultados da análise referentes à massa, custo e

deslocamento, bem como a combinação de espessuras das placas dos componentes do chassis que fazem parte das variáveis de projecto.

Até o número limite de análises estabelecidas no início do processo ser atingido, procede-se, com base nos resultados das combinações entretanto sujeitas à análise, a uma nova combinação das variáveis de projecto com base na teoria dos algoritmos genéticos.

III.4.3 Variáveis Consideradas

Das vinte componentes introduzidas no modelo Ansys do chassis Europa TIR apenas as espessuras de onze são consideradas como variáveis para a optimização e uma como existente ou não existente.

O quadro III-3 mostra quais são essas componentes e para que valores de espessura podem variar.

Quadro III-3 Componentes e espessuras variáveis na optimização

OPT I (Massa - Livre - 35)		
Componente	Espessura de Projecto (mm)	Espessuras Toleradas (mm)
Alma Frontal da Longarina	6	5, 6, 8, 10
Alma Central e Traseira da Longarina	5	5, 6, 8, 10
Perfil Frontal	4	2, 4, 5, 6
Perfil Traseiro	4	2, 4, 5, 6
Travessa de Perfil U da Placa KP	6	4, 5, 6, 8
Travessa da Zona dos Eixos	4	2, 4, 5, 6
Barra de Perfil U dos Eixos	5	2, 4, 5, 6
Placa KP	8	5, 6, 8, 10
Reforço da Suspensão na Longarina	10	5, 6, 8, 10
Banzo Inferior	12	12, 15
Banzo Superior	15	12, 15
Travessa IPN80	Presente	Presente/Ausente

De notar que, por uma questão de linguagem binomial foram considerados dois ou quatro valores possíveis para cada uma destas doze componentes. Repare-se ainda

que sempre que possível, o valor da espessura de projecto corresponde a um dos valores intermédios tolerados na optimização.

III.4.4 Constrangimento

Um factor importante a ter em conta antes de se iniciar qualquer processo de optimização é a definição de critérios e constrangimentos durante a optimização, de forma a respeitar certas limitações que sejam impostas ao projecto.

As análises decorrentes desta fase são em tudo idênticas em termos de carregamentos e apoios às análises realizadas anteriormente em que se sujeitou o chassis a uma força de torção.

Contudo, para a realização da optimização foi necessário estabelecer um limite máximo torsional à estrutura, e deste modo manter a mesma rigidez global que o chassis já possuía com as componentes originais.

Assim, durante o processo de optimização, sempre que numa análise o valor do ângulo na secção frontal do chassis ultrapassasse os 15,7621 *graus*, essa solução era imediatamente considerada como uma solução não válida. Este valor corresponde a um deslocamento máximo de 700 *mm* da soma dos deslocamentos verticais registados nos nós 7517 e 9610.

III.4.5 Resultados da Análise de Optimização

Devido à natureza do problema e ao seu modo de funcionamento é importante que o processo de optimização corra para o maior número possível de combinações que o algoritmo genético possa gerar de forma a determinar qual a solução mais próxima do ideal. Como em tudo, o tempo que qualquer operação requer é sempre tido em conta.

Posto isto, foram realizados dois grupos de análises de optimização. Um onde a função minimizava o valor da massa e outro onde era o valor do custo o objectivo

primordial tido em conta. Cada um destes dois grupos subdividiu-se ainda em duas outras categorias. Assim para cada um dos grupos efectuaram-se análises nas quais as travessas IPN80 poderiam ser retiradas caso essa fosse a melhor solução, e outras onde a presença das travessas IPN80 fazia parte dos requisitos obrigatórios do processo de optimização.

Ao longo de um período superior a um mês, correram inúmeros processos de análises de optimização para cada um destes quatro grupos. Dos resultados então obtidos, seleccionaram-se os melhores em cada um dos grupos.

O diagrama da figura III-5, apresenta os melhores resultados de optimização obtidos nos quatro grupos considerados.

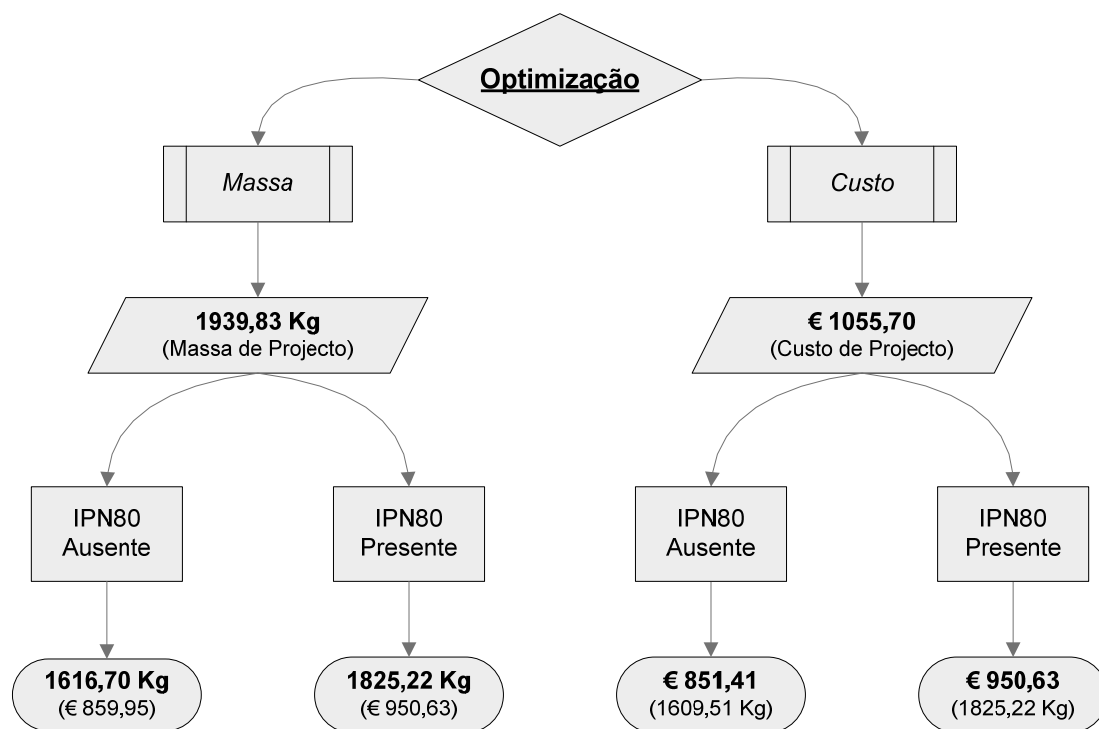


Fig. III-5 Diagrama dos melhores resultados do processo de optimização nos quatro grupos considerados

O modelo do chassis Europa TIR criado em Ansys é dotado de uma massa de 1939,83 Kg.

As optimizações deste chassis levadas a cabo, em que se pretendia reduzir a massa, revelaram uma redução da mesma em 323,13 Kg quando as travessas IPN80

podiam ser retiradas e de 114,61 Kg para o caso em que a presença destas travessas era obrigatória. Estas reduções de massa equivalem a 17% e 6%, respectivamente. Estes valores encontram-se esquematizados no quadro III-4.

Quadro III-4 Ganhos de massa decorrentes da optimização pela massa do chassis

Ganhos de Massa da Optimização					
Optimização		Massa Projecto (Kg)	Massa Óptima (Kg)	Ganho de Massa	
				Kg	%
<i>Massa</i>	<i>Opt I</i>	1939,83	1616,70	323,13	17%
	<i>Opt II</i>	1939,83	1825,22	114,61	6%

O custo do material deste modelo do chassis Europa TIR estima-se que seja 1055,70 euros, tendo em conta o valor dos preços actuais dos materiais das diversas chapas utilizadas pelas componentes do chassis.

A optimização pelo custo revelou como melhores resultados ganhos de 204,29 euros quando a inclusão das travessas IPN80 não era obrigatória e de 105,63 euros quando estas teriam forçosamente que fazer parte da estrutura. Isto corresponde a ganhos de 19% e 10%, respectivamente, quadro III-5.

Quadro III-5 Ganhos de custo decorrentes da optimização pelo custo do chassis

Ganhos de Custo da Optimização					
Optimização		Custo Projecto (Kg)	Custo Óptimo (Kg)	Ganho de Custo	
				Kg	%
<i>Custo</i>	<i>Opt III</i>	1.055,70 €	851,41 €	204,29 €	19%
	<i>Opt IV</i>	1.055,70 €	950,63 €	105,07 €	10%

Um ponto interessante, e até mesmo esperado, foi a ligeira diferença de resultados obtidos no caso de as IPN80 poderem não ser incluídas na estrutura quando se realizou a optimização pela massa e aquando da optimização da estrutura pelo custo. A optimização pelo custo obteve um resultado melhor.

Quando as travessas IPN80 tinham que fazer parte da estrutura do chassis a optimização revelou soluções iguais.

No quadro III-6 encontram-se patentes as espessuras das componentes variáveis optimizadas para cada um dos grupos considerados. Aí, as diferenças supracitadas revelam que estas se encontram no perfil frontal e no reforço da suspensão nas longarinas.

Quadro III-6 Valores das espessuras dos componentes variáveis das melhores optimizações de cada grupo

Comparação da Espessuras de Optimização (mm)					
Componente	Projecto	OPT I	OPT II	OPT III	OPT IV
Alma Frontal da Longarina	6	5	5	5	5
Alma Central e Traseira da Longarina	5	5	5	5	5
Perfil Frontal	4	5	2	2	2
Perfil Traseiro	4	2	2	2	2
Travessa de Perfil U da Placa KP	6	8	8	8	8
Travessa da Zona dos Eixos	4	2	2	2	2
Barra de Perfil U dos Eixos	5	6	6	6	6
Placa KP	8	5	8	5	8
Reforço da Suspensão na Longarina	10	5	5	6	5
Banzo Inferior	12	15	12	15	12
Banzo Superior	15	12	12	12	12
Travessa IPN80	Presente	Ausente	Presente	Ausente	Presente

O quadro anterior (III-6) demonstra ainda, além das soluções iguais obtidas para as optimizações pela massa e pelo custo aquando da obrigatoriedade de inclusão das travessas IPN80, as variações de que as espessuras das chapas das diferentes componentes aqui consideradas foram alvo.

Vê-se que as reduções de espessuras afectaram grande parte das componentes e que apenas a alma central e traseira das longarinas não sofreram qualquer alteração em qualquer uma das optimizações.

Consensual revelou-se a redução em 1 mm da espessura da alma frontal das longarinas, em 2 mm da espessura das travessas das zonas dos eixos e em 3 mm a espessura do banzo superior das longarinas. Ainda consensual foi o aumento em 1 mm da espessura da chapa da barra de perfil em U dos eixos de suspensão e em 2 mm das travessas de perfil em U da placa de king pin.

III.4.6 Conclusões

O processo de optimização permitiu obter diversas conclusões em diversos níveis.

Do processo e programas propriamente ditos constatou-se que não existe um método concreto para a realização de optimizações. Os processos devem ser estabelecidos para cada caso em particular. Daí, a construção de um modelo tão rigoroso quanto possível, a caracterização dos carregamentos e apoios a considerar, bem como os constrangimentos e limites a serem estabelecidos definem o rigor dos resultados finais.

Assim o conhecimento profundo sobre o tema e os contornos do projecto são essenciais.

A ligação estabelecida neste caso entre o Ansys e o Matlab demonstrou ser bastante útil, bem como eficaz. O tempo necessário para a correcta definição do problema e a construção do programa de optimização permitem a obtenção de resultados melhores, bem como um maior número de possíveis soluções de um modo mais ou menos automático. Aqui, o recurso aos algoritmos genéticos revelou-se uma boa solução.

Os resultados obtidos eram previsíveis, nomeadamente no que se refere à realização de optimizações pela massa e de optimizações pelo custo podem levar a soluções óptimas diferentes, que respeitem diferentes objectivos. No caso, o objectivo de reduzir ao máximo o peso do chassis independentemente dos custos que isso poderia acarretar, ou o objectivo de proporcionar um produto mais barato mesmo que para isso a tara do veículo seja maior.

Este tipo de ferramenta de optimização permite que o projecto seja ligeiramente alterado de forma rápida e fiável de forma a ir de encontro às necessidades e desejos de cada cliente.

De notar que outros parâmetros podem ser tidos em conta para uma optimização, daí cada situação torna-se num caso.

Por vezes podem existir mais do que um critério de optimização, por exemplo optimizar com o objectivo de se obter a menor massa para o chassis e o menor custo. Contudo por vezes essa é uma solução não válida. O recurso a métodos como a curva *Ótimo de Pareto* [48] pode ajudar na interpretação dos resultados da optimização, bem como na escolha da melhor solução, segundo estes dois objectivos.

No caso aqui apresentado, não se revelaram diferenças muito acentuadas entre as melhores soluções na optimização pela massa e na optimização pelo custo. Isso deve-se ao facto de no custo se ter tido em conta apenas o valor do preço das chapas por quilograma em função da sua espessura, uma vez que os preços por quilograma das chapas cresce mais ou menos de forma linear com o aumento da espessura destas, não eram de esperar diferenças muito acentuadas.

No entanto, noutros casos, ou no caso desta tendência dos preços se alterar por qualquer motivo, seja ele por uma questão de procura e oferta ou outra qualquer, e as chapas com espessuras menores passassem a ter um preço superior às chapas com espessuras maiores, essas diferenças seriam claras e aí a ponderação entre uma das melhores soluções seria mais complexa.

Conclusões Finais

Baseado no estudo anteriormente reportado, ficámos a conhecer metodologias que visam a optimização estrutural de produtos como base em mais do que um objectivo concreto. A optimização do chassis de um semi-reboque tendo como pontos de melhoria máxima a sua massa e custo final.

Uma incursão pelo mercado dos semi-reboques permitiu, além da verificação da evolução do mercado deste segmento, um conhecimento dos limites estruturais legais para que possam ser comercializados.

A construção em SolidWorks do modelo escolhido para caso de estudo, chassis do modelo Europa TIR da Ivepe que é por si só o mais comercializado pela marca, permitiu conhecer profundamente todos os componentes e suas constituições. Assim o conhecimento dos materiais, processos de fabrico, montagem e soldadura, bem como algumas características específicas do chassis como a sua massa exacta, centro de massa, densidade e volume, revelaram-se de extrema importância aquando da construção do modelo em Ansys, do tipo de análises estruturais a efectuar e ainda durante a fase de optimização.

A construção do modelo Ansys e a definição dos parâmetros de análise tornou-se num processo complexo, minucioso e deveras muito interessante. Os elementos de malha a utilizar, as aproximações de detalhes consideradas e a definição dos tipos de carregamentos a que o chassis iria ser sujeito são alvo de uma profunda explicação e justificação em todo o capítulo II-1. Sabendo que depende em muito da obtenção de resultados tão reais quanto possíveis com a caracterização do modelo em Ansys. Como suporte das escolhas tomadas apresentam-se ainda neste capítulo resultados e conclusões de análises preliminares realizadas durante a execução do projecto de licenciatura.

As diversas análises de sensibilidades realizadas permitiram potenciar as qualidades deste chassis para que o caminho a seguir durante a fase de optimização fosse fundamentado, justificado e até certo ponto previsto. Numa primeira fase de análises pretendeu-se conhecer a reacção do chassis sempre que era imposta uma

alteração idêntica a cada uma das suas componentes individualmente, isto para a mesma condição de carga, no caso sujeito a uma força de torção. Durante a segunda fase destas análises de sensibilidades foi observado o comportamento do chassis Europa TIR ao se retirarem as catorze travessas IPN80, quando este é sujeito a uma carga distribuída uniformemente ao longo da plataforma e para o caso específico do transporte de contentores de carga marítima.

Com a quantidade e diversidade de análises realizadas até então, podemos constatar factos deveras interessantes no que diz respeito à optimização de uma estrutura com a complexidade e dimensão que esta apresenta.

São caso disso a simulação de componentes eliminadas, onde se constata que é possível reduzir significativamente o peso global do chassis sem que este perca as suas qualidades de rigidez de torção, a simulação de carga distribuída, que permitiu verificar a robustez deste chassis para as funções que lhe são atribuídas e constatar a boa margem de manobra que este oferece no que diz respeito à sua optimização estrutural, e as simulações de porta contentor, que permitiram concluir que este chassis se encontra capaz de desempenhar uma função de transporte de contentores.

O grupo de análises até então realizadas, permite concluir que a redução de massa do modelo é possível em valores superiores a 10% e que o modelo tem potencialidades de diversificação para servir diferentes gamas de semi-reboques.

Chegados a este ponto, podemos reconhecer que as ferramentas e métodos apresentados que visam a diminuição do custo final do produto através de intervenções ao nível da optimização estrutural, da simplificação e automatização de processos de fabrico e produção não só são possíveis como se recomendam.

Para ir de encontro ao objectivo primordial desta dissertação, desenvolver um método eficaz para efectuar um eficiente dimensionamento do chassis do modelo Europa TIR da Invepe, do ponto de vista da sua massa e do seu custo de produção, foi necessária a montagem de um processo que englobou, além do modelo do chassis já criado em Ansys, a elaboração de um programa em Matlab que realizasse a optimização de forma semi-automatizada. Durante o processo de optimização o Matlab recorreu a uma função interna que tem como princípio o conceito de algoritmos genéticos.

Após a verificação dos custos dos materiais dos diversos componentes do chassis, foi necessário definir quais desses componentes eram vantajosos em dimensionar, uma vez que não fazia sentido do ponto de vista monetário otimizar componentes normalizadas, e a que valores de espessuras de chapas também normalizadas, estes poderiam recorrer.

Do processo de optimização resultaram conclusões esclarecedoras. Tendo o modelo do chassis Europa TIR criado em Ansys uma massa de 1939,83 Kg, as optimizações deste chassis levadas a cabo, em que se pretendia reduzir a massa, revelaram uma redução da mesma em 323,13 Kg quando as travessas IPN80 eram retiradas e de 114,61 Kg no caso da presença destas travessas. Estas reduções de massa equivalem a 17% e 6%, respectivamente.

Já o custo do material deste modelo do chassis Europa TIR estima-se que seja 1055,70 euros, sendo que da optimização pelo custo resultaram ganhos de 204,29 euros na ausência das travessas IPN80 e de 105,63 euros aquando da sua incorporação na estrutura. Isto corresponde a ganhos de 19% e 10%, respectivamente.

Um facto interessante, e até mesmo esperado, foi a ligeira diferença de resultados obtidos no caso de as IPN80 poderem não ser incluídas na estrutura quando se realizou a optimização pela massa e aquando da optimização da estrutura pelo custo. A optimização pelo custo obteve um resultado melhor. No entanto, quando as travessas IPN80 tinham que fazer parte da estrutura do chassis a optimização revelou soluções iguais. Isto deve-se aos valores actuais dos preços das chapas consideradas, contudo as variações de mercado podem revelar outras diferenças.

O processo de optimização permitiu obter diversas conclusões em diversos níveis. Do processo e programas propriamente ditos constatou-se que não existe um método concreto para a realização de optimizações. Os processos devem ser estabelecidos para cada caso em particular. Daí, a construção de um modelo tão rigoroso quanto possível. Assim o conhecimento profundo sobre o tema e os contornos do projecto são essenciais.

Este tipo de ferramenta de optimização permite que o projecto seja ligeiramente alterado de forma rápida e fiável para ir ao encontro das necessidades e desejos de cada cliente. Por vezes podem existir mais do que um critério de optimização, por exemplo

optimizar com o objectivo de se obter a menor massa para o chassis e o menor custo. Contudo, por vezes, essa é uma solução não válida. O recurso a métodos como a curva *Ótimo de Pareto* pode ajudar na interpretação dos resultados da optimização, bem como na escolha da melhor solução, segundo estes dois objectivos.

Trabalho Futuro

O trabalho não se esgota com o que foi apresentado anteriormente, no que se refere às potencialidades do chassis Europa TIR da Invepe e muito menos no que concerne a optimização e processos. Muito há a fazer e muito poderá ser feito.

No que respeita às observações, constatações e conclusões retiradas ao longo de todo o projecto, podemos perspectivar incorporações em novos campos.

Para o melhoramento das performances e lucros deste chassis, a introdução de outras variantes ao processo de optimização, como a consideração de outros tipos de materiais, a criação de subconjuntos modulares ou a procura de novas formas de ligação entre as diferentes componentes, mostrará uma panóplia de soluções que se enquadram com uma série de outros objectivos que levam ao sucesso do produto final e como consequência da empresa.

Explorar ao máximo as análises computacionais do chassis, tentando prever o seu comportamento para situações como a queda de objectos na estrutura, de embates durante a circulação ou mesmo de travagens bruscas. Contudo, após uma fase de testes computacionais, é necessário o respectivo ensaio experimental através da construção de protótipos.

A certa altura, perante resultados experimentais conseguidos, seria importante a definição de um chassis que se adaptasse a diferentes tipos de modelos de semi-reboques, cada qual com especificações de carga bem diferentes. Nesta fase o recurso a métodos que permitam uma interpretação mais pragmática dos resultados de optimização, como é o caso da curva do *Ótimo de Pareto*, será sem sombras de dúvidas muito útil e eficaz, tendo em vista a sua implementação.

Referências Bibliográficas

- [1] Página de Internet de Informação Generalista – *Wikipédia*, www.wikipedia.org
- [2] *Invepe S.A.*, www.invepe.pt
- [3] *Fruehauf S.A.*, www.fruehauf.es
- [4] *Desenhos, Catálogos Comerciais e outra documentação da Invepe*, Invepe S.A.
- [5] *Instituto Nacional de Estatísticas*, www.ine.pt
- [6] *Euro Stat*, www.eurostat.net
- [7] *Associação dos Industriais do Ensino de Condução Automóvel de Portugal*, www.anoreca.com
- [8] *Associação Nacional de Transportadores Públicos Rodoviários de Mercadorias*, www.antram.pt
- [9] *Decreto-Lei n.º.99/2005* de 21 de Junho
- [10] *Camiões Scania*, www.scania.com.br
- [11] *Renault Trucks*, www.renault-trucks.com
- [12] *Roman, Autocamioane Brasov*, www.roman.ro
- [13] *Associação Automóvel de Portugal*, www.acap.pt
- [14] *Help topics* do software SolidWorks
- [15] Ribeiro, Carlos Tavares; Dias, João; Sousa, Luís – *Desenho Técnico Moderno*, 4ª edição, Lidel
- [16] Cunha, Luís Veiga da – *Desenho Técnico*, 11ª edição, Fundação Calouste Gulbenkian, 1999
- [17] *Desenhos, Catálogos Comerciais e outra documentação da Fruehauf*, Fruehauf S.A.

- [18] Norma IPQ – **EN10025**, Instituto Português da Qualidade
- [19] Santos, José F. Oliveira; Quintino, Luísa – **Processos de soldadura**, 2ª edição, Instituto de Soldadura e Qualidade
- [20] **Elementkriterien Allgemein**, BMW Meshing Standards
- [21] **FE Modelling Specification for Thin Walled Parts**, GM Meshing Standards
- [22] **Help topics** do software Ansys 8.0
- [23] **Ansys Tutorials**, Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Alberta
- [24] Beer, Ferdinand P.; Johnston, E. Russell, Jr.; DeWold John T. – **Mecânica dos Materiais**, 3ª edição, McGraw-Hill, 2003
- [25] Thompson, Lonny L.; Raju, Srikanth; Law, E. Harry – **Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness**, Department of Mechanical Engineering, Clemson University
- [26] Thompson, Lonny L.; Lampert, Jon K.; Law, E. Harry – **Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis**, Department of Mechanical Engineering, Clemson University, 1998
- [27] Charubhun, Weerawut; Rodkwan, Supasit – **Design of the Space Frame Racing Car Front Clip and Rear Clip for Torsional Rigidity**, Faculty of Engineering, Kasetsart University, Bangkok
- [28] Thompson, Lonny L.; Soni, Pipasu H.; Raju, Srikanth; Law, E. Harry – **The Effects of Chassis Flexibility on Roll Stiffness of a Winston Cup Race Car**, Department of Mechanical Engineering, Clemson University, 1998
- [29] Chan, L. Y; Doecke, M.; Lalwani, H.; Lau, H. W; Lau, T.; Lee, C.C; Low, C.C – **Design/Build of a Formula SAE Vehicle**, Department of Mechanical Engineering, University of Adelaide
- [30] Thompson, Lonny L.; Herrick, Gregory P.; Law, E. Harry – **The Effects of Local Spring Perch Flexibility on Suspension Geometry of a Winston Cup Race Car**, Department of Mechanical Engineering, Clemson University, 1998

- [31] Juvinall, Robert C.; Marshek, Kurt M. – *Fundamentals of Machine Component Design*, 3^a edição, Wiley
- [32] Collins, Jack A. – *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*, Wiley
- [33] Shigley, Joseph E.; Mischke, Charles R.; Budynas, Richard G. – *Mechanical Engineering Design*, 7^a edição, McGraw-Hill, 2004
- [34] Kamarani, Ph.D. Ali K.; Salhieh, Ph.D. Sa'ed M. – *Product Design for Modularity*, 2^a edição, Fluwer Academic Publishers, 2002
- [35] Stein, Robert E. – *Re-Engineering the Manufacturing System*, Founding Editor, 1996
- [36] Mühlmeier, Martin – *Multiobjective Optimization of Race Car Vehicle Dynamics*, Audi Sport, Audi AG
- [37] *Container Handbook*, www.containerhandbuch.de, Cargo Loss Prevention Information from German Marine Insurers
- [38] *Danicon Containers*, www.danicon.com
- [39] Kaufmann, Markus – *Cost/Weight Optimization of Aircraft Structures*, Licentiate Thesis, KTH School of Engineering Sciences, Stockholm, 2008
- [40] Heinmuller, B.; Dilts, D. M. – *Automated Design-to-Cost: Application in the Aerospace Industry*, Proceedings – Annual Meeting of the Decision Sciences Institute, 1997
- [41] Kassapoglou, C. – *Simultaneous Cost and Weight Minimization of Composite-Stiffened Panels under Compression and Shear*, Composites – Part A: Applied Science and Manufacturing, 1997
- [42] Maier, Jonathan R. A.; Fadel, Georges M. – *Strategic Decisions in the Early Stages of Product Family Design*, Clemson Research in Engineering Design and Optimization, Laboratory from Department of Mechanical Engineering of Clemson University, 2001

- [43] Schwefel, Hans Paul – *Evolution and Optimum Seeking*, Sixth, Generation Computer Technology Series, Branko Souček Series Editor
- [44] Goldberg, David E. – *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, Addison-Wesley, Reading US, 1989
- [45] Coelho, Pedro Samuel Gonçalves – *Meta-Heurísticas Aplicadas em Optimização Estrutural*, Secção de Mecânica Estrutural do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2003
- [46] Filho, Paulo Augusto da Costa; Poppi, Ronei Jesus – *Algoritmo Genético em Química*, Instituto de Química, Universidade Estadual de Campinas, 1998
- [47] Jalón, Javier García de; Rodríguez, José Ignacio; Vidal, Jesus – *Aprenda MATLAB 7.0 Como Si Estuviera en Primero*, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 2005
- [48] Das, I.; Dennis, J. E. – *Normal-Boundary Intersection: A New Method for Generating Pareto Optimal Points in Multicriteria Optimization Problems*, SIAM Journal on Optimization, 1998
- [49] Martins, David João Machado – *Reengenharia do projecto de um semi-reboque*, Projecto de Licenciatura do curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2007

Anexos

Anexo I Documento informativo da Scania sobre o tractor industrial e a quinta-roda
(FONTE: www.scania.com.br/4_pt_tcm73-97605.pdf)

Anexo II Folha de pesos/dimensões da Renault Premium 450.19T (FONTE: www.renault-trucks.com)

Anexo III Ficha de características do tractor industrial Roman Autotractor 19.410
FLS 4x2 (FONTE: www.roman.ro)

Anexo IV Ficha de homologação do modelo Europa TIR da Invepe (FONTE: Invepe)

Anexo V Ficha informativa das características do modelo Europa TIR da Invepe
(FONTE: www.invepe.pt)

Anexo VI Documento informativo da BMW sobre características standard de malhagem, *BMW meshing standards – Elementkriterien allgemein* (FONTE: Juan Ortego Bielsa – Departamento I+D da Fruehauf)


Anexo VII Ficheiro *chassis.m*

Anexo VIII Ficheiro *optimizacao.txt*

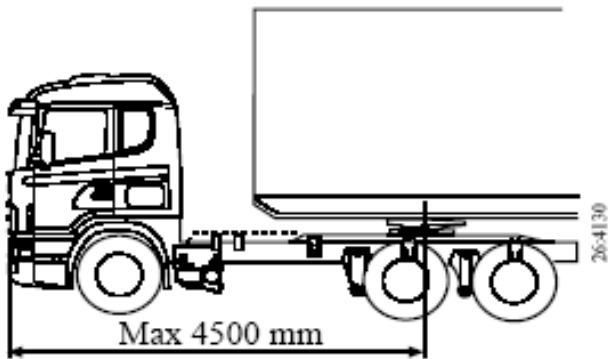
Anexo I – Documento informativo da Scania sobre o tractor industrial e a quinta-roda

(FONTE: www.scania.com.br/4_pt_tcm73-97605.pdf)

Camiões tractores, quintas-rodas 4

 **SCANIA**

Para poder transportar um semi-reboque de 13,6 m (da UE) dentro de um comprimento total de 16,5 m, a distância entre a frente do camião-tractor e o centro da quinta-roda deverá ser, no máximo, 4500 mm.



The diagram shows a side view of a tractor-trailer truck. A dimension line at the bottom indicates a maximum distance of 4500 mm from the front of the tractor to the center of the fifth wheel. The trailer is represented by a simple rectangular outline. The number '26-4130' is written vertically on the right side of the truck chassis.

Esta é uma breve apresentação de ISO 1726.
Para obter mais pormenores acerca deste padrão internacional ou de normas padrão locais, queira contactar a organização de padronização nacional.

6

© Scania 2000

Anexo II – Folha de pesos/dimensões da Renault Premium 450.19T

(FONTE: www.renault-trucks.com)

FOLHA DE PESOS/DIMENSÕES



PREMIUM 450.19 T
CÓDIGO DE MODELO 24TF07100007
TRATOR
P.B. 19 / P.B.CONJUNTO 40

CABINE PROFUNDA
SUSPENSÃO TRASEIRA
AIRTRONIC



PESOS

DISTÂNCIA ENTRE EIXOS		3700	3900
P.B.	kg	19000	19000
Carga total	kg	11745	11625
Peso do chassis-cabine	kg	6944	6960
Repartição dianteira	kg	4751	4775
Repartição traseira	kg	2193	2185
Peso máximo no eixo diant.	kg	7100	7100
Peso máximo no eixo tras.	kg	12000	12000

DIMENSÕES

DISTÂNCIA ENTRE EIXOS		3700	3900
Posic. recomendado da sellette (Y)	mm	620	820
Posição máxima sellette (Y)	mm	820	870
Posição mínima sellette (Y)	mm	420	520
Distância-entre-eixos (F)	mm	3700	3900
Raio de balaiaagem (D)	mm	2040	2040
Rabeira do chassis-cabine (N)	mm	720	720
Comprimento total do chassis-cabine (A)	mm	5840	6040
Altura do chassis em vazio com os pneus série (H2)	mm	945	945
Altura do chassis em carga com os pneus série (H2)	mm	920	920
Altura em vazio do chão ao tejadilho (O)	mm	3547	3546
Distância da frente ao 1º rodado (H)	mm	1420	1420
Largura da cabine (nível guarda-lamas)	mm	2500	2500
Via dianteira (V1)	mm	2010	2010
Via traseira	mm	1836	1836
Largura ao nível das rodas traseiras	mm	2504	2504
Altura mínima ao solo (frente)	mm	184	184
Altura mínima ao solo (trás)	mm	230	230
Largura do chassis dianteira	mm	1080	1080
Largura do chassis traseira	mm	850	850
Raio de viragem entre muros	mm	7440	7750

O peso do veículo é um peso médio, dependente de uma CONSTITUIÇÃO MÉDIA, sem condutor, passageiro ou equipamento opcional. É um peso em ordem de marcha, com depósitos completos e on bord kit (Ver selecção de DEPÓSITOS DE COMBUSTÍVEL).

Este é um documento não contratual. Os pesos, dimensões, características e dados fornecidos são apenas indicativos, estando dependentes da selecção de opções efectuada. O construtor reserva-se o direito de modificar, sem aviso prévio, estas características. Para mais informações, por favor contacte um comercial RENAULT TRUCKS

FONTE: http://offer.renault-trucks.com/PartnerWeb_J23/FirePond/Pages/pg_weight_dim_table.html?1175863770706

Anexo III – Ficha de características do tractor industrial Roman Autotractor 19.410

FLS 4x2

(FONTE: www.roman.ro)

**AUTOTRACTOR
19.410 FLS (4X2)
ADR (cu inst. basculare)**

Sp. 945.0128

LUNGIMI (mm)	
L1 Ansamblament	3.700
L2 Consola față	1.500
L3 Consola spate șasiu	725
L4 Consola spate autotractor	850
L5 Lungime totală	6.050
L6 Lungimea până la dispozitivul de cuplare	4.500
L7 Avansul șasiu	700
L8 Raza spațiului liber, față	2.120
L9 Raza spațiului liber, spate	1.950
LĂȚIMI (mm)	
B1 Lățime cabină	2.300
B2 Lățime peste roți spate	2.452
B3 Lățime totală	2.500
B4 Lățime ramă șasiu față	940
B5 Lățime ramă șasiu spate	780
B6 Diametru de viraj exterior (m)	13,5
B7 Diametru de gabarit exterior la viraj (m)	15,2
ÎNĂLȚIMI (mm)	
H1 Înălțimea totală, la cabină, nelăcărat (cu greutăți)	3.200
H2 Înălțimea totală, la cabină, încălăcat (cu greutăți)	3.215
H3 Înălțimea șasiu nelăcărat (pe șasiu spate)	995
H4 Înălțimea șasiu încălăcat (pe șasiu spate)	950
H5 Cădere la sol, față	255
H6 Cădere la sol, spate	175
H7 Înălțime suprafață șasiu, nelăcărat	1.285
H8 Înălțime suprafață șasiu, încălăcat	1.230
MAȘI (kg)	
G1 Masa admisă pe șasiu față	7.500
G2 Masa admisă pe șasiu spate	11.500
G3 Masa totală admisă	19.000
G4 Masa proprie a autotractorului	7.500
G5 Masa autotractorului pe față	5.150
G6 Masa autotractorului pe spate	2.450
G7 Sarcina pe șasiu	10.700
G8 Masă totală admisă în autotren	40.000
PERFORMANȚE	
Viteza maximă cinematică (km/h)	107
Viteza maximă limitată electronic (km/h)	85
Rampa maximă în autotren (%)	21

MOTOR

Tip: MAN D 2866 LF 25
Diesel, 4 timpi, supraalimentat prin turbosoflanta și răcoare aer-aer, motor răcit cu lichid.
Nr. cilindri: 6 în linie
Cămbrașă: 11.967 cm³
Aluzaj / cursă: 120 / 155 mm
Putere nominală: 301 kW (410P) / 1.900 SO/1965
Cuplu maxim: 1.850 Nm / 1.000 – 1.300 rpm SO/1965

CABINĂ

Tip: FGL, metalică, cu kit Ptegl 2001, cu 2 locuri, înălțată cu 170 mm, suspensie mecanică în 4 puncte, rebariere cu cilindru hidrolic, furtunuri spate, oglinzi retrovizoare cl. II, IV și V, 3 ștergătoare de parbriz cu 2 viteze și baleiaj intermitent, acces la poartă de conducere pe 2 trepte de urcare cu iluminare, treptă transparentă.
Echipare: două scaune reglabile cu suspensie hidrolică, centuri de siguranță foarte în 3 puncte, 2 cupete rebarabile, geamuri laterale acționate electric, coloană de direcție reglabilă, locaș pentru șic și gustări (plastic) pe ușă, bord modular injectat, instalație de ventilație / încălzire tip ROMRADA TO-RHE, instalație de încălzire independentă WEBASTO, frigider ELECTROLUX, 1 ștergător geam.

Tablău de bord cu tahigraf 2 șasiu și 2, turometr electronic, indicator de temperatură apă, indicator de presiune și nivel ulei, lămpi de avertizare.

PUNTE SPATE

Tip: ROMAN P513 S, incluzând, cu gîndă turnată tip carcasă, reductor planetar în buclă roșor, reductor central conic, diferențial transversal blocat. Raport de transmisie i=4,17.
Portanță max. 13000 kg.

SUSPENȚIA

Față: șasiu parabolic, amortizare telescopică, secționă din cauduc, bară de stabilizare transversală.
Spate: pneumatică cu 4 buclă, amortizare telescopică, bară de stabilizare transversală.

ROȚI

Front: 315/80 R 22,5 (TUGLESS)
Jante: 9.00 x 22,5 7175 - 10 x M22 Ø335

SISTEM DE FRÂNARE

Frîna de servică: îngrui pneumatică, cu 2 circuite independente față / spate, asistată ABS. Frîna disc față / lină cu tambur și șabot articulat spate.
Frîna de parcare: cu arc acumulator de forță, pe cilindri punți spate. Comandă pneumatică.
Frîna de securitate: unul din cele două circuite, cînd celălalt se defectează.
Frîna de motor: cu clapetă pe conducte de evacuare, cu o-dă pneumatică + țină EVB pe motor.

ȘASIU

Longerone U 260x70x7, cu traverse ambulate aseriate cu rîuri sau șabot.
Echipare: cu o căsuță de staționare, cârlig față/spate pt. deșeură, suport roți de rezervă, bară protecție față cu șor aerodinamic, cutie de scute, lămpi de semnalizare spate pe suport.

AMBREIAJ

Tip: HFE 430, monodisc uscat, comandă hidrolică asistată pneumatică.

CUTIA DE VITEZE

Tip: ZF 16 S 181 OD, mecanică, cu 16+2 trepte de viteză.
Raportare: 13,80 – 0,84 pneumatică.

PRIZA DE PUTERE

Tip: ZF NH / Ic
Raportare: 0,91 / 1,00
Comandă: electropneumatică
Sens de rotație: invers sens motor

REZERVOR DE COMBUSTIBIL

Un rezervor cu capacitatea de 415 l montat pe longeronul dreapta. Bujon aerif.

DIRECȚIA

Servodirecție hidrolică.
Căsuță CALZONI tip TAS 85, pentru volan stînga.

AXA FAȚĂ

Tip: AF 7,5 directoare, nemotoare, cu gîndă rigidă profil.
Portanță max. 7500 kg.

NIVEL DE POLUARE: EURO 3

02866 LF, 301 kW (410 hp)

NOTĂ:
Aceste caracteristici tehnice sunt date cu titlu informativ.
ROMAN S.A. își rezervă dreptul de a le modifica fără preaviz.


50019 – BRAȘOV – ROMANIA; Str. Păuleștii nr. 5; Tel.: +40-268-311133 – Sales, +40-268-302722 – Sales-Marketing.
E-mail: des.g@roman.ro

13.3064 (R) H.

182

Anexo IV – Ficha de homologação do modelo Europa TIR da Invepe

(FONTE: Invepe)



semi-reboques

2. DIMENSÕES E PESOS (em milímetros e quilogramas)

2.1 Distância entre os eixos e o apoio 7 765

2.1.1 Distância entre o 1º e 2º eixo 1 310 - 1 400

2.1.2 Distância entre o 2º e 3º eixo 1 310 - 1 400

2.2 Dimensões máximas:

	Quadro	Quadro com (sem acessórios)	carroçaria (com acessórios)
2.2.1. Comprimento	13620	13800	13840
2.2.2. Largura máxima	1320-1420	2480	2480
2.2.3. Altura em vazio	1320	1355	2090
2.2.4. Distância do apoio à frente	1655	1835	1875
2.2.5. Distância do eixo traseiro à retaguarda do veículo	2800-2890	2800-2890	2800-2890

2.4 **Peso do veículo em vazio (tara)** 5 495

2.4.1 Distribuição do peso:

Apoio 1 109

1º Eixo 1 462

2º Eixo 1 462

3º Eixo 1 462

2.5 **Peso Bruto** 36 000

2.5.1. Distribuição do peso

Apoio 12 000

1º Eixo 8 000

2º Eixo 8 000

3º Eixo 8 000

2.6 **Peso máximo tecnicamente admissível declarado pelos fabricantes:**

Apoio 12 000

1º Eixo 9 000


2º Eixo 9 000

3º Eixo 9 000

Total 39 000

2.7 Trajectória em curva

A distância entre o pino de engate e a traseira do veículo é de **11 965 mm**, podendo inscrever-se numa coroa circular de raio mínimo de 5300 mm e de raio máximo de 12500 mm.



INVEPE - Indústria de Veículos Pesados, S.A. • Apartado 146 • Zona Industrial • 2080-998 RIO MAIOR - PORTUGAL • Tel. 243 999 270 • Fax 241 999 277

Contribuinte n.º 501 716 173 • Soc. Anónima Matric. na Circ. do Reg. Com. de Rio Maior sob o N.º 414 • Capital Social 1.018.650 EUR05

E-mail: info@invepe.pt / comercial@invepe.pt / technical@invepe.pt / finance@invepe.pt

Anexo V – Ficha informativa das características do modelo Europa TIR da Invepe

(FONTE: www.invepe.pt)

Plataforma com cortinas laterais
e tecto elevável



 **INVEPE**

GRUPO

 **TOTALTRAILERS**

Plataforma com cortinas laterais e tecto elevável Modelo Europa TIR

CARACTERÍSTICAS STANDARD

Chassis

- > Altura de engate 1 150 mm
- > King-pin de 2^o homologado e desmontável pelo exterior
- > Chassis com pectreço de 700mm de altura

Carruagem

- > Comprimento interior 13 620 mm
- > Largura interior útil de 2 480 mm
- > Largura exterior de 2 550 mm
- > Altura standard de 2 700 mm de passagem lateral
- > Painel frontal telescópico em aço com protecção interior em madeira
- > Cortinas laterais de correr de 900 gr/m² com sensores verticais de aço inoxidável
- > Sensores diâmetros de roquete e traseiros de alumínio
- > Quatro colunas por lado, desloçáveis e eleváveis
- > 50 m² de alumínio entre colunas
- > Coluna traseira telescópica com portas traseiras fixas com fechos embutidos
- > Portas traseiras prelacadas em branco
- > Tecto de correr com lona branca de 650 gr/m²
- > Tecto elevável por bomba hidro-pneumática
- > Estrado em contralacado marítimo finlandês de 30 mm fixado com parafusos auto-roscantes

Eixos e suspensão

- > Equipado com três eixos para rodado simples
- > Jantes com diâmetro 120 mm
- > Rodas 385/55 R 22,5"
- > Suspensão pneumática com válvula de regulação de altura
- > Elevação pneumática ao primeiro eixo

Instalação de Travagem

- > Válvula automática de regulação do esforço de travagem segundo a carga (A.R.)
- > Travagem de parque por actuadores
- > EBS 2S/2M na suspensão pneumática
- > Travagem a disco
- > Afinação automática

Instalação eléctrica

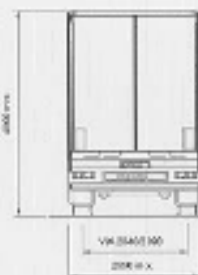
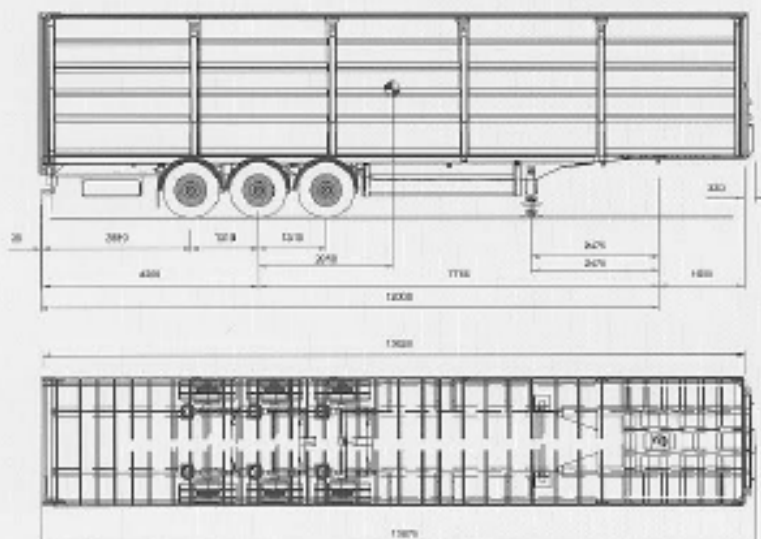
- > Instalação eléctrica blindada segundo normas CE e ADR (certificado não incluído)
- > Fanóis traseiros multi-funções sem protecção
- > Iluminação lateral
- > Plúbas traseiros
- > Terceira luz de stop

Accessórios

- > Apoios verticais de duas velocidades de acionamento manual
- > Pára-choques homologado
- > Guarda-lamas individuais anti-projeção segundo directiva CE
- > 1 suporte de roda de socorro individual tipo "testa"
- > Batentes traseiros (rolos) de borracha "roll-stop"
- > Escada traseira de acesso (metálica)
- > Fechos de segurança exteriores das portas
- > Cintas interiores de segurança das portas
- > 1 Caixa de ferramentas termoplástica de 800 mm
- > 2 Caixas de ferramentas em inox com suporte para fogão
- > Depósito de água
- > Protecção lateral
- > 1 suporte de extintor
- > Dispositivos de roda
- > Perfil lateral com rebordo para anilhas de amarração de carga
- > Perfil lateral rebordado na parte dianteira
- > 16 anilhas de amarração de carga
- > Manómetro de verificação da pressão na suspensão
- > Pintura de acabamento em esmalte de poliuretano cor: vermelho RAL 3001

OPCIONAIS

- > Tecto de correr fixo
- > Opção quilómetros de roda
- > Travagem a tambor
- > Segundo suporte de roda de socorro
- > Avisador automático de desgaste de pastilhas



INVEP3

Z.L. Apartado 146
2040-357 Rio Major
Portugal
www.invep.pt
Tel. +351 240 999 270
Fax +351 240 999 277

Anexo VI – Documento informativo da BMW sobre características standard de malhagem, *BMW meshing standards – Elementkriterien allgemein*

(FONTE: Juan Ortego Bielsa – Departamento I+D da Fruehauf)

XXX

Elementkriterien allgemein

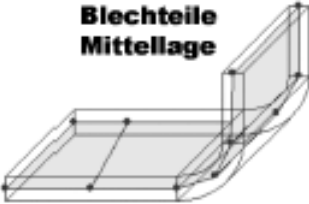

Allgemein

Vorgaben und Qualitätskriterien für die Erstellung von FE-Netzen zur Berechnung Gesamtfahrzeug

Allgemeine Vorgaben:


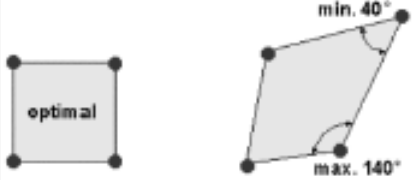

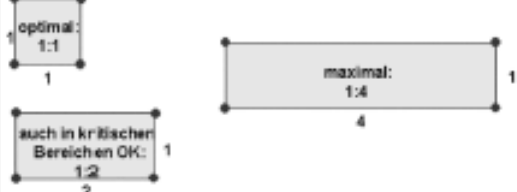
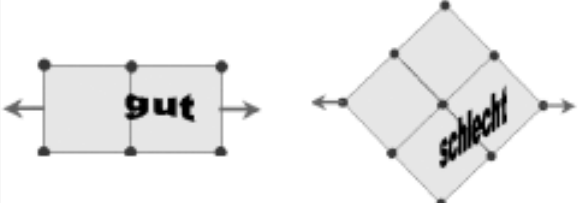
Alle lastübertragenden und energieabsorbierenden Strukturteile möglichst realitätsgetreu abbilden
Nicht-tragende Anbauteile und Beschichtungen mit Masse, Lage und Art der Anbindung dokumentieren

Diskretisierungsrichtlinien für Blechteile


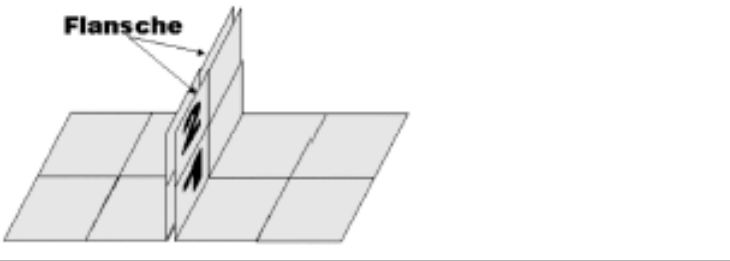
<p>1) Blechteile grundsätzlich in der Mittellage der Dicke diskretisieren</p>	<p>Blechteile Mittellage</p> 
<p>2) Elementkantenlänge regulär 12 mm, minimal 5,5 mm (z. B. für Defoelemente). Keinesfalls jedoch kleiner als 4 mm.</p> <ul style="list-style-type: none">• Defoelemente: 5,5 mm (orange)• Faltenbeulende Bauteile (Motorträger, Längsträger, B-Säule innen): 6-8 mm (rot)• Biegebelastete Bauteile: 10-15 mm (blau)• Aussenhautteile (Dach, Seitenwandfläachen) auch größer: 20 mm (gruen)	

<p>3) nur Radien > 0.5 Elementkantenlänge bzw. 6 mm abbilden</p> <ul style="list-style-type: none"> • Wenn möglich 2 Elemente, ansonsten 1 Element über den Radius (speziell bei MTR + Schweller) • Signifikante Elementkanten müssen erhalten bleiben 	<p>Radien < 5 mm nicht abbilden</p> <p>Radien > 5 mm abbilden Wenn Radius $> 0.5 \cdot$ Elementkantenlänge</p>
<p>4) Löcher < 8 mm nicht abbilden</p>	<p>Löcher größer 8 mm</p>
<p>5) Generell 4-Knoten-Schalenelemente verwenden</p>	
<p>6) Warping maximal 15 Grad</p>	

xxx

	<p>Die gelben Knoten liegen in einer Ebene.</p>  <p>Winkel zu der Ebene max. 15°</p>
<p>7) Vierecksinnenwinkel zwischen 40 und 140 Grad</p>	
<p>8) Dreieckswinkel zwischen 30 und 120 Grad Dreieckselemente nur dort, wo die Kriterien für Viereckselemente nicht erfüllbar sind (i.A. max 10% im Bauteil, Nester müssen vermieden werden)</p>	
<p>9) Seitenverhältnis maximal 4, in kritischen Bereichen 2</p>	
<p>10) FE-Netze möglichst in Hauptbelastungsrichtungen ausrichten</p>	

XXX

<p>11) einheitliche Orientierung der Elementnormalenrichtung innerhalb der einzelnen Bauteile</p>	
<p>12) Verbindungsflansche mit mindestens 2 Elementschichten über die Höhe abbilden</p>	
<p>13) Schweißpunkte NICHT als Netzpunkte abbilden, da im Craschumfeld ungünstige Auswirkung auf Lösungsstabilität, in Einzelfällen tolerierbar</p>	
<p>14) SG-Schweißnähte mit Netzkanten belegen</p>	
<p>15) Strangpressprofile: mindestens 3 Elemente über die Höhe im Steg</p>	

Verfasser: Falko Brunies

Anexo VII – Ficheiro *chassis.m*

```
%
% Ficheiro 'chassis.m'
%
% Optimização do chassis do semi-reboque Europa Tir
%
% Esta função calcula o mérito, correspondente a uma combinação
% de espessuras de placas que constituem o chassis
%
% A função devolver um escalar contendo o valor do mérito para
% um conjunto de valores das 21 variáveis recebidas no cabeçalho.
% Deve ser indicada ao algoritmo genético (gatool) através de @chassis
%!-----
%
function [y]=chassis(x)
%
%x=[1 0 1 1 1 1 1 0 0 1 1 1 0 1 1 1 0 1 1 1 1];
%
caminhoMatlab='C:\Programas\MATLAB701\work';
%
% escreve o ficheiro de dados para o ANSYS
%
Tabela_1= [ 5, 6, 8, 10; ...
            5, 6, 8, 10; ...
            2, 4, 5, 6; ...
            2, 4, 5, 6; ...
            4, 5, 6, 8; ...
            2, 4, 5, 6; ...
            2, 4, 5, 6; ...
            5, 6, 8, 10; ...
            5, 6, 8, 10];
%
Tabela_2= [ 0.00001, 6; ...
            0.00001, 4; ...
            12, 15; ...
            12, 15];
%
nome='\variaveis.txt';
ficheiro=[caminhoMatlab,nome];
%display(ficheiro);
fid= fopen(ficheiro,'w');
%
% R,1
id1=1+x(1)*2+x(2);
fprintf(fid,'R,1,%e\n',Tabela_1(1,id1));
%
% R,2
id2=1+x(3)*2+x(4);
fprintf(fid,'R,2,%e\n',Tabela_1(2,id2));
%
% R,6
id6=1+x(5)*2+x(6);
fprintf(fid,'R,6,%e\n',Tabela_1(3,id6));
%
% R,7
id7=1+x(7)*2+x(8);
fprintf(fid,'R,7,%e\n',Tabela_1(4,id7));
%
% R,9
id9=1+x(9)*2+x(10);
fprintf(fid,'R,9,%e\n',Tabela_1(5,id9));
%
% R,15
id15=1+x(11)*2+x(12);
fprintf(fid,'R,15,%e\n',Tabela_1(6,id15));
%
% R,16
id16=1+x(13)*2+x(14);
fprintf(fid,'R,16,%e\n',Tabela_1(7,id16));
```

```

%
% R,19
id19=1+x(15)*2+x(16);
fprintf(fid,'R,19,%e\n',Tabela_1(8,id19));
%
% R,20
id20=1+x(17)*2+x(18);
fprintf(fid,'R,20,%e\n',Tabela_1(9,id20));
%
% R,3
id3=1+x(19);
fprintf(fid,'R,3,%e\n',Tabela_2(3,id3));
%
% R,4
id4=1+x(20);
fprintf(fid,'R,4,%e\n',Tabela_2(4,id4));
%
% R,13 e R,14
id13=1+x(21);
fprintf(fid,'R,13,%e\nR,14,%e\n',Tabela_2(1,id13),Tabela_2(2,id13));
%
fclose(fid);
%
% Executa o programa ANSYS
!"C:\Programas\ANSYS Inc\v80\ANSYS\bin\intel\ansys80.exe" -b -p ane3fl -i
C:\Programas\MATLAB701\work\optimizacao.txt -o
"C:\Programas\MATLAB701\work\optimizacao.out"
%display('executou ANSYS');
%
% Le o ficheiro de resultados
nome='\resultados.txt';
ficheiro=[caminhomatlab,nome];
%display(ficheiro);
fid= fopen(ficheiro,'r');
lixo= fscanf(fid,'%s',1);
massa= fscanf(fid,'%f',1);
lixo= fscanf(fid,'%s',1);
desloc7515= fscanf(fid,'%f',1);
desloc9610= fscanf(fid,'%f',1);
fclose(fid);
%
% Tabelas dos custos dos materiais para as diferentes variáveis.
%
Tabela_3= [ 8.79, 11.36, 15.40, 20.82; ...
           198.88, 257.60, 344.42, 462.06; ...
           6.88, 14.75, 17.66, 22.82; ...
           11.91, 25.44, 30.91, 40.03; ...
           34.30, 41.72, 53.99, 72.26; ...
           26.55, 56.40, 67.96, 87.12; ...
           10.79, 23.04, 28.00, 36.25; ...
           26.43, 34.16, 45.54, 61.56; ...
           7.65, 9.89, 13.19, 17.67];
%
Tabela_4= [ 193.31, 260.51; ...
           193.06, 260.18; ...
           0.00, 149.56];
%
% Determina o custo de cada componente de espessura variável tendo em
% conta o código genético da análise.
%
pr1= Tabela_3(1,id1);
pr2= Tabela_3(2,id2);
pr6= Tabela_3(3,id6);
pr7= Tabela_3(4,id7);
pr9= Tabela_3(5,id9);
pr15= Tabela_3(6,id15);
pr16= Tabela_3(7,id16);
pr19= Tabela_3(8,id19);

```

```

pr20= Tabela_3(9,id20);
%
pr3= Tabela_4(1,id3);
pr4= Tabela_4(2,id4);
pr13= Tabela_4(3,id13);
%
% Custo total das componentes não variáveis da estrutura.
%
custok=661.21;
%
% Determina o custo total das componentes variáveis.
%
custo= custok + pr1 + pr2 + pr6 + pr7 + pr9 + pr15 + pr16 + pr19 + pr20 + pr3 +
pr4 + pr13;
%
% Calcula a função de mérito a partir do custo e dos constrangimentos
%
deslocamento= desloc7515-desloc9610;
if deslocamento <= 700
    g= 0;
else
    g= deslocamento - 700;
end
% Funcao objectivo penalizada
%
% Esta constante tem de ser 'afinada' para o problema
Constante= 50;
%
y= custo + Constante * g ;
%
if deslocamento < 700
    fprintf('    obj= %f, m= %f, d= %f, c= %f, %2d %2d %2d %2d %2d %2d %2d %2d
%2d %2d %2d %2d\n',...
y,masse,deslocamento,custo,id1,id2,id6,id7,id9,id15,id16,id19,id20,id3,id4,id13)
;
else
    fprintf('**** obj= %f, m= %f, d= %f, c= %f, %2d %2d %2d %2d %2d %2d %2d %2d
%2d %2d %2d %2d\n',...
y,masse,deslocamento,custo,id1,id2,id6,id7,id9,id15,id16,id19,id20,id3,id4,id13)
;
end
%

```

Anexo VIII – Ficheiro *optimizacao.txt*

```
!-----!  
! Ficheiro 'optimizacao.txt'  
! Este ficheiro executa a analise de elementos finitos:  
! 1- Le o ficheiro 'T08040101A_Europatir_Analise_CE.db'contendo a base  
! de dados com a definição da estrutura do chassis.  
! 2- Le o ficheiro 'variaveis.txt' que vem do Matlab com os  
! novos valores das variaveis de projecto.  
! 3- Realiza a análise de E.F.  
! 4- Escreve a massa total do chassis e o deslocamento nos nos 7515  
! e 9610 no ficheiro 'resultados.txt' que vai para o Matlab  
!-----!  
RESUME,T08040101A_Europatir_Analise_CE,db,C:\DOCUME~1\aluno\DAVID\,0,0  
!  
/PREP7  
/INPUT,'variaveis','txt',,  
FINISH  
/SOL  
/STATUS,SOLU  
SOLVE  
FINISH  
/POST1  
ETABLE,VOLUME,VOLU,  
SSUM  
*GET,TVOL,SSUM,,ITEM,VOLUME  
MASSA= TVOL*7850e-9  
U7515Y= UY(7515)  
U9610Y= UY(9610)  
*CFOPEN,resultados,txt,,  
*VWRITE,'massa'  
(A15)  
*VWRITE,MASSA  
(E18.6)  
*VWRITE,'Desloc'  
(A15)  
*VWRITE,U7515Y  
(E18.6)  
*VWRITE,U9610Y  
(E18.6)  
*CFCLOSE  
FINISH  
!  
! Fim do ficheiro  
!
```