

**A Articulação de um Banco de Automóvel:  
Estudo da Utilização de Novos Materiais  
CEIIA-CE**

*Mariana Azevedo*

**Relatório do Projecto Final/Dissertação do MIEM**

Orientador no CEIIA-CE: Eng. Paulo Machado

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro



**FEUP**

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Fevereiro de 2008



## Confidencialidade

Nos termos do protocolo de estágio e do acordo de confidencialidade celebrado com o CEIIA-CE, Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel – Centro de Engenharia, o presente relatório é confidencial e poderá conter referências a know-how, desenhos, segredos comerciais, produtos, métodos, planos, projectos, dados ou obras abrangidos por direitos de propriedade industrial e/ou intelectual do CEIIA-CE. Este relatório só poderá ser utilizado para efeitos de investigação e de ensino. Qualquer outro tipo de utilização está sujeita a autorização prévia e por escrito do CEIIA-CE. Esta restrição aplica-se durante um ano.



## Resumo

Este relatório pretende descrever um projecto de investigação realizado em estágio curricular nas instalações do CEIIA-CE – Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel-Centro de Engenharia, no âmbito da cadeira de Projecto de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. Este projecto iniciou a 27 de Agosto de 2007, finaliza a 16 de Fevereiro de 2008 e consistiu no desenvolvimento de um mecanismo basculante (mais propriamente, uma articulação para um banco de automóvel) em material compósito.

Este estágio foi constituído por duas fases. A 1ª fase começou no dia 27 de Agosto, tendo durado duas semanas, e consistiu, essencialmente, numa formação sobre modelação em CATIA. A 2ª fase começou imediatamente a seguir e correspondeu ao projecto em si, sendo portanto, a fase mais importante do estágio.

Começou-se por pesquisar sobre o estado da arte em relação a articulações de bancos de automóvel (tendo em conta os tipos de articulações, o modo de funcionamento e os materiais normalmente usados), sobre patentes de articulações similares (de modo a ajudar a perceber o seu funcionamento) e sobre vários tipos de materiais possíveis de serem utilizados como alternativa aos actualmente usados.

Depois desta etapa, procedeu-se à modelação da articulação, pelo software CATIA.

Por último, o mecanismo foi estudado quanto aos esforços e à resistência mecânica, primeiro com cálculos teóricos, de modo a ter uma primeira impressão e depois, mais profundamente, com uma análise de elementos finitos, usando novamente o software CATIA e também o software Hypermesh. Foi também efectuada uma análise quanto à viabilidade de um dos componentes à moldação por injeção pelo software Moldflow.

O estágio também incluiu uma formação em compósitos (já que este projecto estava muito relacionado com os mesmos) e em qualidade. Mensalmente, eram realizadas apresentações no CEIIA.

Este projecto é um estudo que pode servir de base para outros estudos mais aprofundados.



## Abstract

This report presents a research project performed during a curricular internship in the facilities of CEIIA-CE (Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel-Centro de Engenharia) as the final semester of the Integrated Master degree in Mechanical Engineering of FEUP (Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto).

This Project began the 27th August, 2007 and finished the 16th February, 2008 and consisted in the development of a bascule mechanism - more exactly, a recliner for a vehicle seat - in composite material.

This internship was composed of two phases. The first one, started the 27th August, lasted two weeks, and consisted, essentially, of training on modelling in CATIA. The second phase started immediately after and corresponded to the project itself, being therefore the most important phase of the internship. It started by research about the state of the art relating to recliners, especially as concerns the types, the mode de operation, the materials used and existing patents, aiming at understanding its operation and several possible materials that may be employed as alternatives to those presently used.

After this stage, the recliner's modelling was carried out using the software CATIA.

Finally, the mechanism was studied in terms of loads and mechanical resistance, first with theoretical calculations, in an attempt of having a first rough approach and after, more profoundly, with an analysis by finite elements, again using the software CATIA but also the software Hypermesh.

An analysis concerning the feasibility of one of the components using injection moulding was carried out using Moldflow.

The internship also included training on composites and on quality, subjects of relevance for the work performed. The progress of the work was the object of presentations at CEIIA.

This project may constitute a starting point for subsequent, deeper, studies.



## Agradecimentos

Em especial, ao engenheiro Paulo Machado (orientador no CEIIA-CE), pelo seu apoio e dedicação e ao professor Paulo Tavares de Castro (orientador na FEUP), pela ajuda e conselhos disponibilizados.

Às pessoas que, directamente e/ou indirectamente, contribuíram para o sucesso deste projecto. Por ordem alfabética:

### CEIIA-CE:

- José Campos;
- Luís Pinheiro;
- Tiago Marcelino.

### FEUP:

- José Esteves;
- Jorge Seabra;
- Mário Vaz.

Todo o contributo dado pelo colega de estágio e pelos restantes colegas do CEIIA-CE, incluindo o acolhimento hospitaleiro e a disponibilidade oferecidos, factores que ajudaram em muito a realização deste trabalho.



# Índice

1. Introdução.....	1
1.1 CEIIA.....	1
1.2 Projecto.....	6
1.3 Estudo e desenvolvimento.....	6
2. Formação em CATIA.....	9
3. Estado da arte.....	11
3.1 Articulação.....	11
3.2 Materiais.....	14
4. Compósitos.....	19
4.1 Introdução aos compósitos.....	19
4.2 Formação em compósitos.....	27
5. Estudo da articulação.....	33
5.1 KEIPER.....	33
5.2 Descrição e funcionamento.....	34
5.3 Modelação.....	45
5.4 Cálculos.....	59
5.5 Apresentação dos resultados.....	97
6. Conclusão.....	117
7. Lista de acrónimos.....	119
8. Bibliografia.....	121
Anexo A.....	123
Anexo B.....	125
Anexo C.....	127
Anexo D.....	135

# 1. Introdução

Este projecto foi desenvolvido na disciplina de Projecto, na opção Projecto e Construção Mecânica do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, nas instalações do CEIIA-CE e teve como propósito, desenvolver uma articulação de um banco de automóvel num material compósito.

Actualmente, existe a preocupação na indústria automóvel de criar veículos que sejam económicos, amigos do ambiente e de baixo consumo, sem nunca esquecer a segurança. De acordo com o Laboratório Nacional de Oak Ridge (ORNL), do Departamento de Energia (DOE) dos EUA, 75% do consumo de energia de um carro está directamente relacionado a factores associados ao peso do veículo, o que demonstra a necessidade de produzir veículos leves, seguros e económicos.

Tem havido muita investigação de opções de materiais para a carroçaria do veículo (*vehicle bodies*) como aço, alumínio e compósitos. Contudo, qualquer parte e componente deve ser analisado para potencial redução de peso, sendo o maior problema na produção de partes leves, o custo dos materiais e do fabrico das ditas peças. Segundo o Office of Transportation Technologies (OTT) do DOE, os materiais correntes podem reduzir o peso do veículo para mais de 60%, mas a capacidade de design e os processos de fabrico actuais associados são impróprios para produção de carros seguros, resistentes e recicláveis. Existem, portanto, estudos para reverter essa situação.

Os designers deixaram de ver os plásticos como simples substituições directas de material, para os começar a integrar na fase de concepção de modo a responder a requisitos de redução de peso, enquanto a segurança, a performance e a economia de combustível são melhorados e novos designs são explorados.

O software mais usado durante o estágio foi, sem dúvida, o CATIA V5, para modelação 3D e análise por elementos finitos. Também foram usados o software Moldflow (simulação de injeção de plástico para moldes) e o software HyperMesh (análise por elementos finitos).

## 1.1 CEIIA

O CEIIA, situado no Tecmaia (na Zona Industrial da Maia) – Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel – é uma associação de direito privado sem fins lucrativos, criada

em Dezembro de 1999 (por escritura pública), com o objectivo de *aumentar a competitividade das indústrias automóvel e aeronáutica em Portugal e melhorar o posicionamento das empresas portuguesas nas cadeias de fornecimento internacionais.*



Fig. 1 – CEIIA

É actualmente composta por 35 associados, nos quais se incluem os principais fornecedores de componentes, associações, centros de IDT e organismos públicos que operam nos sectores automóvel e aeronáutico em Portugal.

É constituído por três unidades:

- ❖ CEIIA-CE (Centro de Engenharia) – desenvolve e valoriza competências de engenharia de processo e de desenvolvimento de produto;
- ❖ CEIIA-PP (Parcerias Público-Privadas) – dinamiza actores, cria e gere instrumentos que contribuam para o reforço das cadeias de fornecimento das indústrias automóvel e aeronáutica. Os principais objectivos são:
  - criar condições para o aumento de incorporação de I+D+I nos produtos produzidos em Portugal;
  - contribuir para o reforço da qualificação do capital humano orientado para as necessidades efectivas das empresas;
  - apoiar as actividades estratégicas, organizacionais e tecnológicas das empresas portuguesas que lhes permita obter um melhor posicionamento nos mercados internacionais.
- ❖ CEIIA-VET (Valorização Empresarial de Tecnologia) – valoriza as capacidades desenvolvidas no CEIIA-CE em outros sectores de actividade. Os principais objectivos são:
  - apoiar e dinamizar fundos de investimento em colaboração com sociedades de capital de risco vocacionadas para o apoio a projectos inovadores nas indústrias automóvel e aeronáutica;
  - identificar e apoiar oportunidades de valorização empresarial de tecnologia.

O CEIIA-CE foi o local onde foi executado este estágio curricular.

## CEIIA-CE

O CEIIA-CE executa actividades de engenharia e desenvolvimento de produto, através de processos avançados de projecto e fabrico de componentes para apoio às indústrias automóvel e aeronáutica. Foi criado em Outubro de 2002, quando o CEIIA preparou a candidatura com o parceiro Galego (Centro de Ensaios e Testes – CTAG) à medida comunitária INTERREG III-A, tendo sido aprovada em Abril de 2003.

O Centro de Engenharia foi oficialmente inaugurado em 18 Abril de 2006 e detém actualmente uma base de competências técnicas em todas as fases do ciclo de desenvolvimento de produto, desde o estilo, passando pelo design e o cálculo estrutural até à produção de protótipos funcionais.

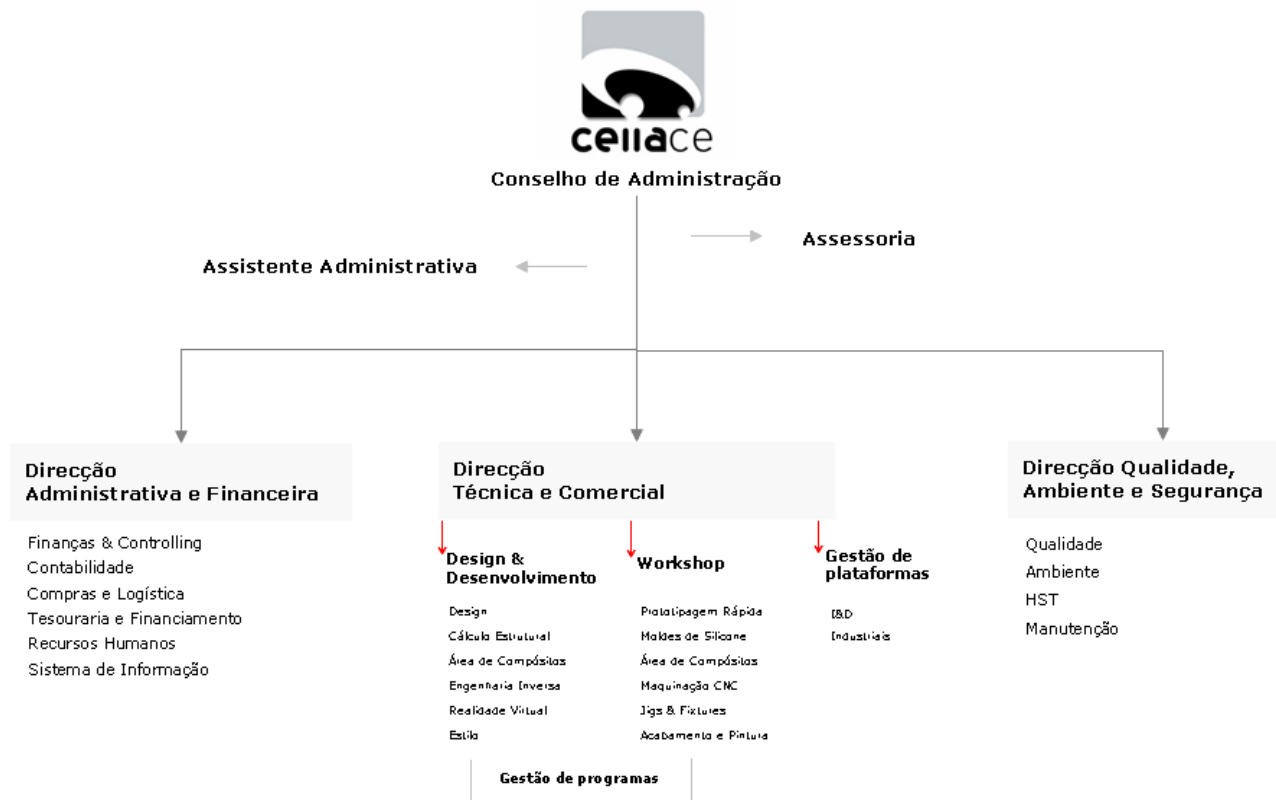


Fig. 2 – Organograma do CEIIA-CE

São desenvolvidas 3 tipos de actividades:


- 1) **Programas completos:** projectos que integram a execução das várias fases de desenvolvimento de produto, desde o estilo até à produção de protótipos funcionais, normalmente associados a módulos, sistemas ou mesmo a veículos e aeronaves.




Tab. 1 – Programas completos

	<p><b>VINCI GT DO AUTO MUSEU DA MAIA</b></p> <p>Concepção, desenvolvimento e prototipagem virtual e física de uma maquete de estilo à escala 1:1 de um veículo com um conceito retro.</p> <p>A maquete virtual foi apresentada oficialmente aos órgãos de comunicação social na sala de realidade virtual do CEIIA-CE em 29 de Setembro de 2006 e a maquete física foi apresentada em 10 de Outubro na Feira dos Clássicos realizada na Exponor.</p> <p>No final do ano 2006, iniciou-se a produção do primeiro protótipo funcional que seria concluído durante o primeiro semestre de 2007.</p>
	<p><b>FERRARI P45 DA PININFARINA</b></p> <p>Concepção, desenvolvimento, prototipagem virtual, testes de homologação em ambiente virtual e produção em colaboração com fornecedores nacionais das jantes do novo Ferrari.</p>
	<p><b>SUPERDESPORTIVO DA SALT</b></p> <p><i>Feasibility</i> e design de engenharia executadas numa plataforma instalada na Salt (Itália) suportada por tecnologias existentes no CEIIA-CE.</p>
	<p><b>CAPACETE DA NEXXPRO</b></p> <p>Concepção, desenvolvimento e prototipagem funcional do capacete com o nome de código “Modelo SU” que foi apresentado no salão de Colónia em 19 de Outubro de 2006.</p>

- 2) Serviços design e engenharia de produtos e processos: projectos que envolvem a prestação de serviços associados às áreas técnicas de competência em D&D e/ou Workshop.

Tab. 2 – Serviços design e engenharia

	<p><b>DESIGN/CAD</b></p> <p>Desenvolvimento de conceitos, modelação e dimensionamento de componentes, módulos e sistemas.</p>
---	---

	<p><b>CAE</b></p> <p>Validação e optimização de componentes, conjuntos e subconjuntos e optimização de processos, salientando-se os vários trabalhos realizados na área da estampagem.</p>
	<p><b>ENGENHARIA INVERSA</b></p> <p>Digitalização de ferramentas e peças para arquivo digital ou para reconstituição de superfícies.</p>
	<p><b>WORKSHOP</b></p> <p>Prototipagem de componentes e conjuntos; maquinação de modelos e moldes; produção de <i>soft tooling</i> por moldes de silicone e de pequenas séries de peças por vazamento.</p>

- 3) Plataformas: actividades executadas numa unidade avançada do CEIIA-CE, no cliente (Plataformas Industriais) ou desenvolvimento de programas completos ou serviços para criação de novas competências e capacidades (Plataformas I&D).

Tab. 3 - Plataformas

	<p><b>ENJOY – PININFARINA</b></p> <p>Base de formação da equipa do CEIIA-CE que participou activamente em todas as fases de desenvolvimento de produto associadas aos interiores, exterior e protótipo funcional. O CEIIA-CE trabalhou em parceria com a Louis Vuitton; Bang Olufsen e Matra, sendo coordenado pela Pininfarina.</p>
	<p><b>SUPERDESPORTIVO DA SALT</b></p> <p><i>Feasability</i> e design de engenharia executadas numa plataforma instalada na Salt (Itália) suportada por tecnologias existentes no CEIIA-CE.</p>

## 1.2 Projecto

Hoje em dia, os fabricantes de automóveis procuram por bancos mais otimizados, de modo a diferenciar os seus veículos e ir ao encontro da procura do consumidor por equipamento personalizado. Para responder a essa procura, os fabricantes de bancos desenvolvem continuamente os seus produtos (de modo a melhorar o conforto dos ocupantes), sem esquecer que o banco é uma parte vital para a segurança dos utentes.

Sendo os mecanismos de posicionamento (articulações, calhas, etc) uma parte importante dos bancos, são também, uma das partes mais estudadas e desenvolvidas. Actualmente, estes mecanismos estão já muito otimizados, de modo a satisfazer as várias solicitações do mercado automóvel, como a diminuição do peso e o *user-friendly*. Apesar desta optimização, os fabricantes continuam sempre a apostar na investigação, para melhorar sempre mais os seus produtos, pois sendo a indústria automóvel muito competitiva, é necessário inovar para não ficar desactualizado.

Foi com esta mesma mentalidade, que o CEIIA (tendo como um dos lemas, ser um centro de referência internacional no desenvolvimento integrado do produto e do processo para a indústria automóvel) aceitou o desafio de desenvolver um destes mecanismos – a articulação das costas – em material compósito, num esforço de reduzir peso.

## 1.3 Estudo e desenvolvimento

Para poder desenvolver algo, primeiro é necessário saber e conhecer esse “algo”. Foi com esse propósito que se iniciou o projecto com uma pesquisa ao estado da arte sobre articulações, tendo em conta os tipos de articulações existentes, o modo de funcionamento e os materiais actualmente usados. Tentou-se, especialmente, encontrar algum estudo relacionado com este, isto é, articulações com materiais alternativos como plásticos e/ou compósitos (pois, como comprovado com a pesquisa, o aço é o material maioritariamente utilizado). Existiu muita dificuldade nessa procura e apenas se descobriu um pequeno exemplo, que irá ser descrito com mais detalhe num próximo capítulo. Para ajudar a perceber o funcionamento do mecanismo, também foram procuradas patentes sobre este.

A pesquisa terminou com uma procura de materiais, suas propriedades mecânicas, com especial atenção ao módulo de Young e à tensão de cedência, e suas aplicações.

Após organizar a informação obtida, procedeu-se à modelação da articulação. Esta foi desmontada nos seus vários componentes do modo menos destrutivo possível, fazendo-se depois, a modelação e um inventário destes.

Para saber quais eram as alterações necessárias, foram efectuados cálculos (tendo por base os regulamentos de segurança europeus):

1. à mão, através de analogias teóricas adaptadas o melhor possível ao caso;
2. através de modelação numérica, isto é, análise por elementos finitos.

Foi também feito um estudo de um dos componentes (cuja geometria original não precisava de grandes modificações) à viabilidade para o processo de moldação para injeção de plásticos, através de simulação numérica.

Paralelamente, houve uma pequena, mas interessante, formação em compósitos que será descrita mais pormenorizadamente num capítulo posterior, uma formação em qualidade e, já no final, uma formação do software Moldflow.



## 2. Formação em CATIA V5

Numa 1ª fase do projecto, teve lugar uma formação em CATIA (Computer Aided Three dimensional Interactive Application) que durou duas semanas – sólidos e conjuntos na 1ª semana e superfícies na 2ª semana. No início da 2ª fase, houve ainda uma outra formação – desenhos 2D<sup>1</sup>.

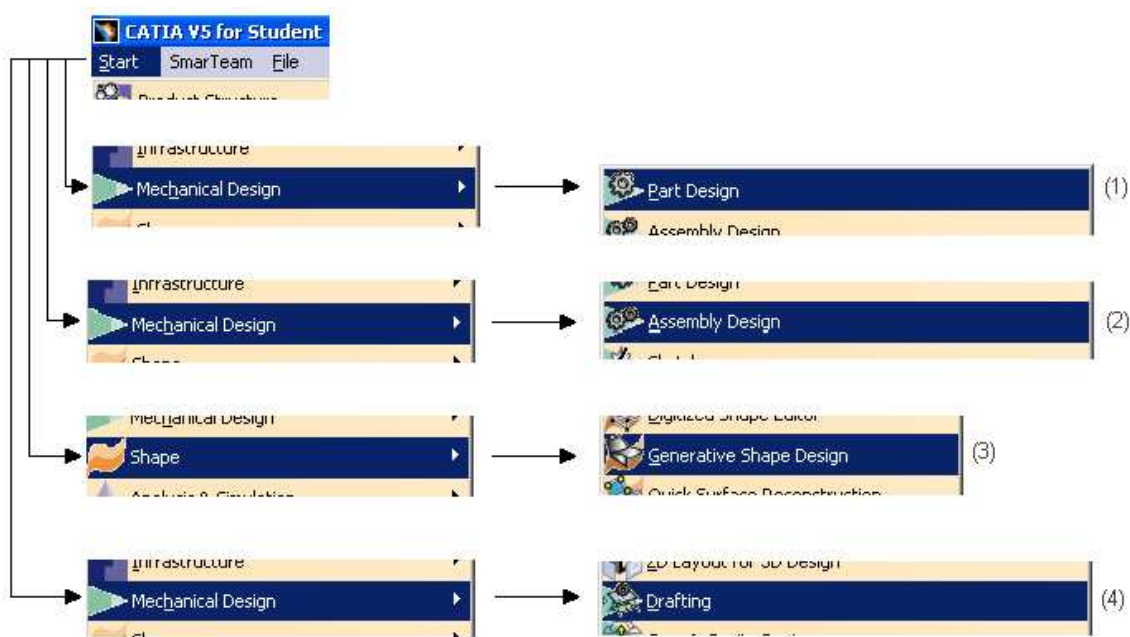


Fig. 3 – Módulos do CATIA

Legenda da fig. 3:

- (1) Part Design – construir e trabalhar sólidos;
- (2) Assembly Design – fazer conjuntos de várias peças modeladas pelos outros módulos (Part Design e Generative Shape Design);
- (3) Generative Shape Design – construir e trabalhar com superfícies. Sempre que possível, deve-se evitar usar este módulo em detrimento do Part Design, pois as superfícies costumam ser mais difíceis de editar;
- (4) Assembly Design – fazer conjuntos de várias peças modeladas pelos outros módulos (Part Design e Generative Shape Design);

Tanto no (1) como no (3), usa-se muito a aplicação *Sketcher*. Esta aplicação serve para criar os perfis dos modelos 3D, ou seja, é o primeiro passo para modelar algo. A única diferença é que,

<sup>1</sup> Mais tarde, foi usado um outro módulo do CATIA, adaptado à análise por elementos finitos. Contudo, não fez parte de nenhuma formação, logo não foi colocado nesta secção, sendo abordado no cap. Cálculos.

para criar elementos 3D (ou seja, sólidos – módulo (1)) os perfis têm de ser fechados, enquanto que para criar elementos 2D (caso das superfícies – módulo (2)), essa imposição não existe.

Foi uma formação intensiva (na qual se sentiu muitas dificuldades no início) e produtiva, não só de CATIA, mas também de como agir numa empresa, com exercícios individuais e de equipa. Começou no dia 28 de Agosto e terminou no dia 07 de Setembro.

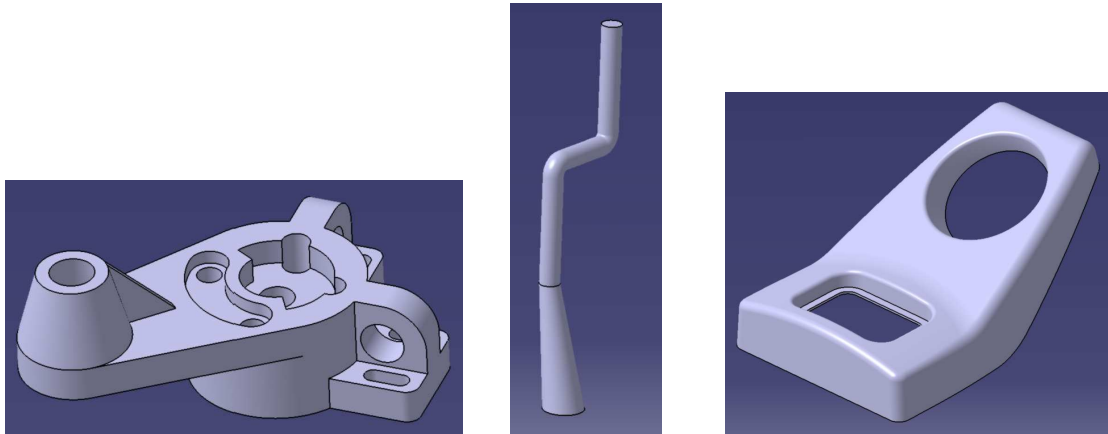


Fig. 4 – Exercícios da formação

#### **Breve introdução ao software CATIA:**

O CATIA é um software que suporta várias fases de desenvolvimento do produto, que vão desde a conceptualização através do design – CAD – e fabrico (“manufacturing”) – CAM – até análise – CAE. É muito usado na indústria na área de engenharia, especialmente nos sectores automóvel e aeroespacial e foi adoptado por várias grandes companhias, como a Boeing e a IBM. No sector automóvel, algumas companhias como a BMW, a Porsche, a Fiat, a Volvo, a Ford, etc, usam o software em graus variáveis.

Uma das principais razões pelas quais o CATIA é escolhido é a sua capacidade de interagir sem problemas e trabalhar em conjunto com outras aplicações, como a Enovia, Smarteam, várias aplicações de análise CAE, etc.

### 3. Estado da arte

Não se sabe se esta história é verdadeira ou não, mas foi algo que se encontrou durante a pesquisa e sendo uma história divertida e, de algum modo, relacionada com a teoria deste projecto, resolveu-se colocá-la aqui.

Com a entrada da serie III da Land Rover, em 1971, veio a primeira tentativa “séria” do uso de plásticos no automóvel, com a substituição da grelha de metal do radiador por uma de plástico. Houve, contudo, alguns protestos com esta mudança vindos da Austrália. Parece que os australianos que acampavam no deserto australiano (Outback) tinham descoberto que não precisavam de levar a grelha do churrasco, pois a grelha de metal do Land Rover funcionava tão bem como esta para grelhar a carne. Por isso, ficaram chateados quando descobriram que a nova grelha desfazia-se quando colocada na fogueira.

#### 3.1 Articulação

A articulação das costas (*recliner* da figura) de um banco de automóvel é, tal como o nome indica, um mecanismo que regula a posição angular do encosto das costas relativamente ao assento. Um banco é constituído, basicamente, por duas estruturas, mecanismos de regulação do posicionamento, espumas e capas (fig. 5). Uma articulação pertence ao grupo dos mecanismos de regulação do posicionamento.

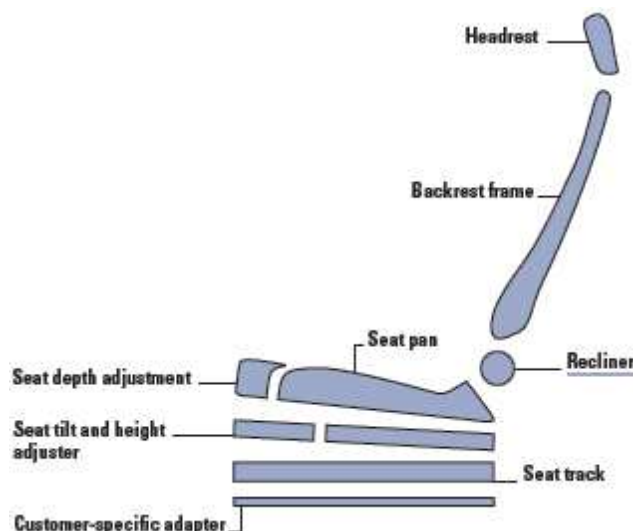


Fig. 5 – Banco de automóvel

A primeira articulação foi criada e patenteada pela empresa alemã KEIPER em 1938, tornando-se logo um produto de sucesso com o nome de “*patented Keiper sleep seat recliner*”. Podia ser instalada, virtualmente, em qualquer veículo, permitindo aos ocupantes ajustar o banco do modo que preferissem. Marcou o rumo da empresa, tornando-a numa especialista em bancos.



Fig. 6 – 1ª articulação mundial

Mais tarde, em 1967, a KEIPER apresenta a primeira articulação Taumel com uma engrenagem rotativa, patenteada. A Taumel reduziu o preço das articulações anteriores em 50%.

Actualmente, existem vários tipos de articulações – rotativa, *sector*, *pawl*, etc – e são, normalmente, constituídas por aço. A articulação rotativa é a que trata este estudo (Taumel da KEIPER) e será tratada com mais pormenor num próximo capítulo.

Muito resumidamente:

- ✓ a articulação *sector* é uma articulação dividida em sectores que permitem bloquear e desbloquear o movimento da articulação;
- ✓ a articulação *pawl* é uma articulação que tem uma espécie de manípulo com dentes, cuja função é bloquear o mecanismo, para que este mantenha a posição escolhida.

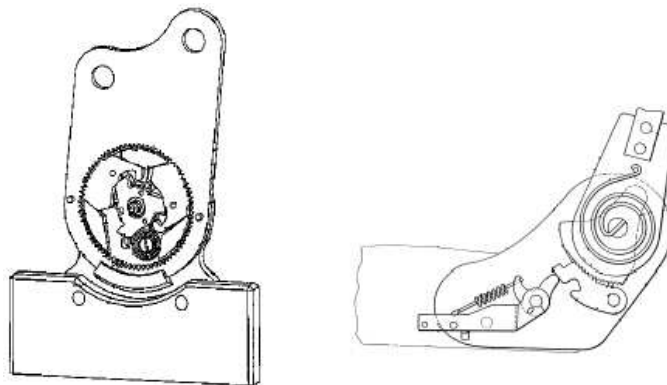


Fig. 7 – *Sector* e *pawl*

Hoje em dia, as articulações têm, por vezes, funções extra como, por exemplo, a *easy-entry*. Como o nome indica (*easy-entry* = entrada fácil), esta função é projectada de modo a ter um acesso mais fácil aos assentos de trás, dobrando o encosto do banco da frente o máximo possível para a frente, de encontro ao assento, enquanto o assento desliza para a frente. Esta função torna o acesso aos assentos de trás dos carros de duas portas mais fácil e mantém o encosto na posição ajustada previamente.



Fig. 8 – *Easy-entry*

Actualmente, as articulações são de metal, mas já começam a aparecer tentativas para mudar para materiais mais leves, de modo a corresponder às necessidades do ramo automóvel.

A empresa P. L. Porter Co., de modo a reduzir os custos, conseguiu mudar na sua nova articulação, alguns componentes de metal para materiais compósitos. Foi usado o Vertron RF, um compósito estrutural de nylon 66 reforçado com fibras de vidro longas com a resistência à tracção e à compressão necessárias, da companhia LNP Engineering Plastics, para o *swing arm component* (braço de suspensão). Este é um componente que funciona como um dispositivo de bloqueio que permite os passageiros mover o assento para a frente e para trás, e precisa de ser feito de um material com grande resistência para suportar as cargas a que está sujeito. Para o *dump lever component* (alavanca), foi usado o Lubricomp RFL, um compósito estrutural de nylon 66 reforçado com fibras de vidro da LNP Engineering Plastics, tal como o anterior, mas com a particularidade de ser lubrificado, o que reduz a fricção e o desgaste. Ao usar os dois compósitos, a empresa conseguiu juntar o *seat dump* com a articulação por um terço do preço original.

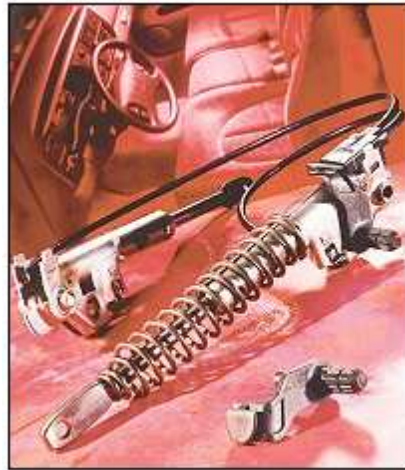


Fig. 9 – Articulação da P. L. Porter Co.

Existem mais exemplos do uso de um material (metálico ou não metálico) que não o aço, porém são sempre componentes que não sofrem esforços significativos, tais como *covers* (capas), não se tendo encontrado nada mais sobre os componentes internos.

## 3.2 Materiais

Os materiais usados durante o estudo foram alguns plásticos e o aço. Segue-se uma pequena definição do estado da arte de alguns dos plásticos usados.

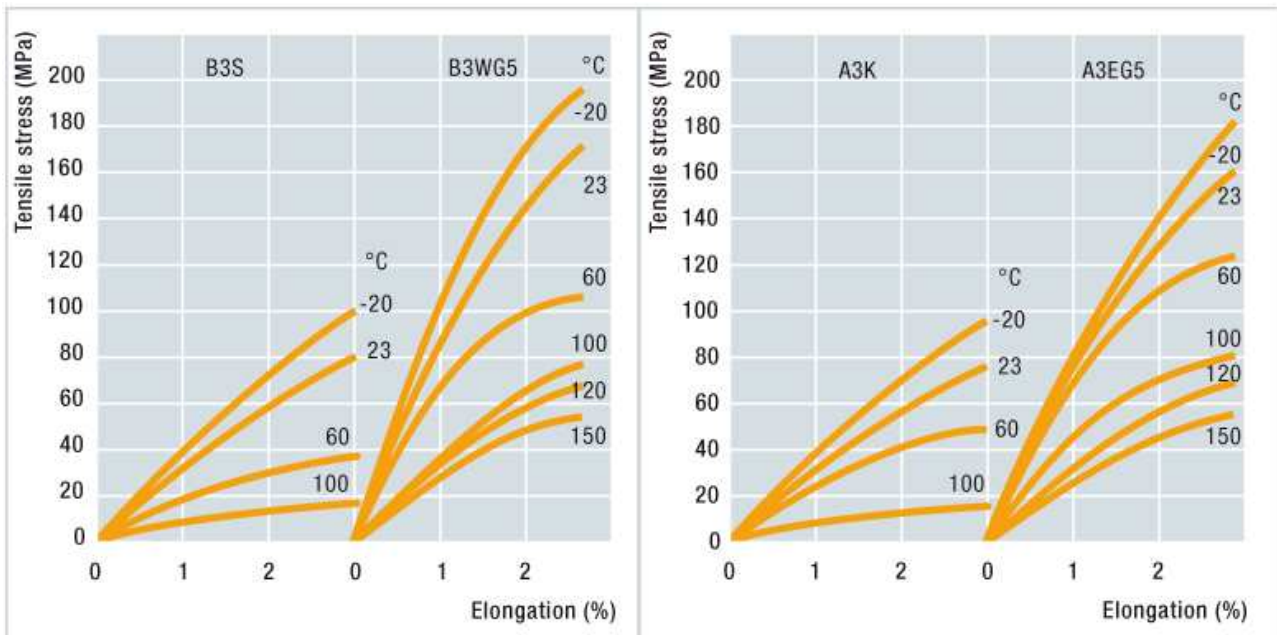
Os plásticos encontrados com as melhores características para a substituição do aço (pelo módulo de Young e a tensão de cedência, tal como já foi referido anteriormente) foram o Ultramid da BASF, o Zytel da DuPont e o Celstran da Ticona.

A BASF e a DuPont são ambas companhias produtoras de químicos (onde se incluem os polímeros) e a Ticona é uma companhia internacional produtora de polímeros. Todas estas empresas são grandes companhias de renome internacional

### **Ultramid® da BASF:**

É um plástico (engineering plastics) com elevada resistência mecânica e rigidez, boa tenacidade, boa resistência ao impacto, estabilidade dimensional e bom comportamento à fricção. Aliado ao seu baixo peso e ao seu fácil processamento, o Ultramid é um bom material tanto para componentes estruturais e para isolantes eléctricos, como para outros tipos de aplicações. É muito usado nas áreas de engenharia mecânica, electrotécnica, automóvel e química. É uma poliamida –

PA – e a gama de produtos engloba a marca PA 6 (Ultramid® B), a marca PA 66 (Ultramid® A) e a marca PA 6/6T (Ultramid T), bem como marcas baseadas em copoliamidas especiais, como por exemplo, PA 66/6.



Gráf. 1 – Propriedades mecânicas de vários tipos de Ultramid

Usados neste projecto:

- Ultramid® A3WG10 (PA66-GF50) – é uma poliamida 66 com 50% de fibra de vidro e pode ser usada em artigos industriais de alta rigidez;
- Ultramid® HMG13 HS BK-102 (PA6-GF63) – é uma poliamida 6 com 63% de fibra de vidro, desenvolvida para ter uma grande resistência mecânica e rigidez para substituição do metal. Tem uma excelente moldabilidade e aparência de superfície.

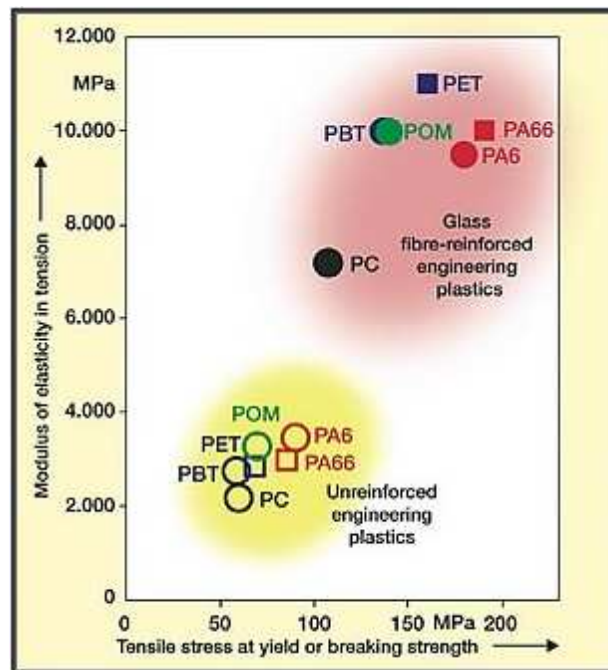
### **Zytel® da DuPont:**

É um nylon (ou poliamida) e é um plástico muito versátil. É fácil de processar, amigo do ambiente durante a produção e na reutilização. Tem uma boa tenacidade, baixo peso e muito boa resistência a ambientes quentes, quimicamente agressivos e húmidos.

Usados neste projecto:

- Zytel® 70G60HSL BK359 (PA66-GF60) – é uma poliamida 66 com 60% de fibra de vidro com uma elevada resistência mecânica, rigidez e tenacidade, boas propriedades eléctricas, boa abrasão e boa resistência química e ao fogo. É usado em aplicações na área automóvel,

na área da construção, entre outras.



Gráf. 2 – Propriedades mecânicas de plásticos da DuPont

### Celstran® da Ticona:

É um plástico (tal como os outros, também uma poliamida/nylon) reforçado com fibras longas produzido por pultrusão. Ao contrário das fibras curtas, as fibras longas interagem mecanicamente umas com as outras formando uma espécie de “esqueleto” de fibra de vidro interno que limita a contração anisotrópico e reduz muito o empenamento. A combinação de propriedades mecânicas, impacto, resistência à fluência e baixo empenamento fazem deste plástico um bom substituto do metal em várias aplicações, como, por exemplo, nas rodas dentadas.

Usados neste projecto:

- Celstran® PA66-GF60-02-US (PA66-GF60) – é uma poliamida 66 com 60% de fibra de vidro;
- Celstran® PA66-GF50-02-EU (PA66-GF50) – é uma poliamida 66 com 50% de fibra de vidro. Tem excelentes propriedades mecânicas, tais como boa resistência mecânica e rigidez e uma óptima resistência ao impacto devido ao esqueleto de fibra de vidro. O encolhimento isotrópico diminui o empenamento e pode servir como substituto de partes produzidas por die cast metal com a vantagem da redução de peso e da não existência de corrosão.

Tab. 4 – Aplicações

Product	#1 or #2	Transportation	Electrical & Electronics	Consumer & Appliance	Industrial	Medical
<b>Hostaform®</b> (Polyacetals)	●	X	X	X		X
<b>GUR®</b> (Ultra-high molecular weight PE)	●			X	X	X
<b>Celanex®</b> (Polyester Engineering Resins)	●	X	X	X		X
<b>Vectra®</b> (Liquid Crystal Polymer)	●	X	X			X
<b>Celstran®</b> (Long fiber reinforced thermoplastics)	●	X			X	
<b>Fortron®</b> (Polyphenylensulfide)	●	X	X		X	

No Anexo A, existe um gráfico de tensão versus deformação destes plásticos (gráf. A-2).



## 4. Compósitos

De seguida, apresenta-se, de um modo abreviado, uma síntese sobre os compósitos.

### 4.1 Introdução aos compósitos

Um compósito consiste numa mistura de dois ou mais materiais mecanicamente separáveis, da qual resulta propriedades superiores às propriedades dos componentes separados. É constituído por:

- reforços (ou “fibras”), cuja função é fornecer resistência mecânica e rigidez;
- matriz (ou “resina”), cujas funções são suportar os reforços, mantendo-os na sua orientação correcta e unidos, transferindo as cargas aplicadas no compósito para estes.

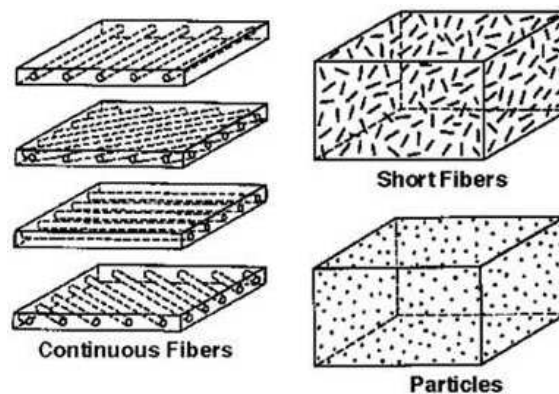
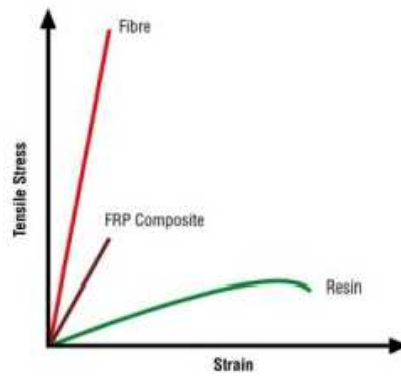


Fig. 10 - Compósitos

Actualmente os compósitos feitos pelo Homem, podem ser divididos em três grupos principais:

- compósitos de matriz polimérica (PMC's) – os mais comuns, também conhecidos como polímeros de fibras reforçadas (ou plásticos) – FRP, usam uma resina polimérica como matriz e tem uma variedade de fibras como o vidro, carbono e aramida;
- compósitos de matriz metálica (MMC's) – cada vez mais usados na indústria automóvel, usam um metal como o alumínio como matriz e fibras como carboneto de silício;
- compósitos de matriz cerâmica (CMC's) – usados em ambientes de temperaturas altas, usam um cerâmico como matriz e são reforçadas com fibras curtas feitas de carboneto de silício e de nitreto de boro.



Gráf. 3 – Comparação de propriedades mecânicas

São quatro os factores que determinam as propriedades de um compósito:

- 4) as propriedades da fibra;
- 5) as propriedades da resina;
- 6) a razão da fibra sobre a resina do compósito (Fibre Volume Fraction);
- 7) a geometria e orientação das fibras no compósito.

A resposta de um compósito a cargas de **tracção** depende muito das propriedades de rigidez e resistência das fibras reforçadas.

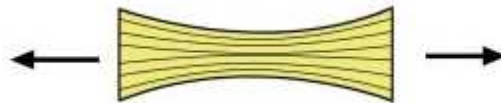


Fig. 11 – Tracção

Quando as cargas aplicadas são de **compressão**, as propriedades adesivas e de rigidez da resina são cruciais, pois devem manter as fibras como colunas direitas.



Fig. 12 – Compressão

Se as cargas aplicadas causam **corte**, a resina volta a desempenhar o papel principal, transferindo as tensões ao longo do compósito. A resistência ao corte interlaminar (interlaminar shear strength – ILSS) de um compósito é muitas vezes referida como uma propriedade de compósito multi-camadas (“laminado”).

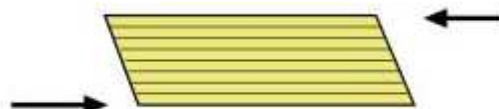


Fig. 13 – Corte

As cargas de **flexão** são, na verdade, uma combinação das cargas apresentadas anteriormente. Pela figura abaixo, verifica-se que existe compressão na face de cima, tracção na face de baixo e corte na secção central do laminado.

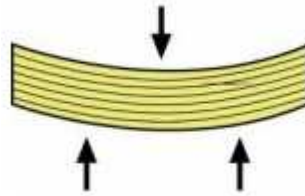


Fig. 14 – Flexão

Sendo os PMC os compósitos mais utilizados, toda a informação que se segue refere-se apenas a eles.

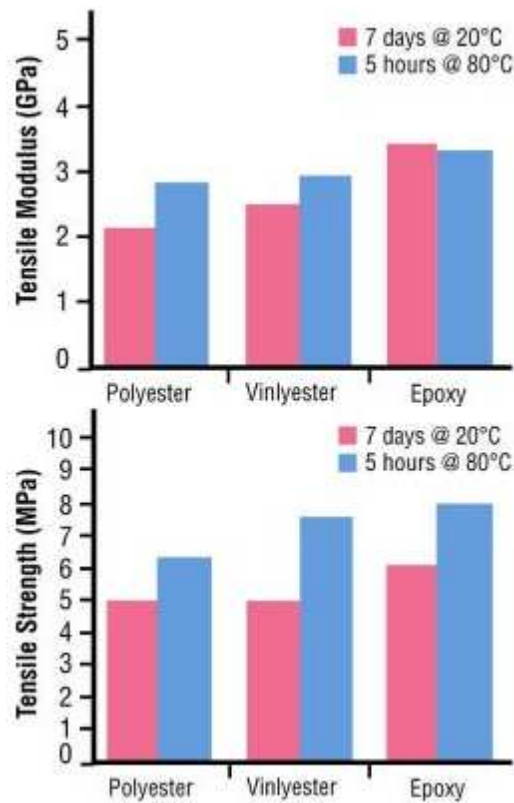
As fibras mais conhecidas para os PMC são as fibras de vidro, as fibras de carbono e as fibras de aramida.

Tab. 5 – Aramida versus carbono versus vidro

Property	Aramid	Carbon	Glass
High Tensile Strength	B	A	B
High Tensile Modulus	B	A	C
High Compressive Strength	C	A	B
High Compressive Modulus	B	A	C
High Flexural Strength	C	A	B
High Flexural Modulus	B	A	C
High Impact Strength	A	C	B
High Interlaminar Shear Strength	B	A	A
High In-plane Shear Strength	B	A	A
Low Density	A	B	C
High Fatigue Resistance	B	A	C
High Fire Resistance	A	C	A
High Thermal Insulation	A	C	B
High Electrical Insulation	B	C	A
Low Thermal Expansion	A	A	A
Low Cost	C	C	A

Tal como se pode observar pela tabela acima, as fibras mais resistentes mecanicamente são as de carbono, enquanto as fibras de aramida são as que têm melhor reacção ao impacto e as de vidro são as mais baratas.

Existem vários tipos de resinas, mas as mais usadas são as de poliéster, de viniléster e de epóxi.



Gráf. 4 – Poliéster versus viniléster versus époxi

As resinas de poliéster são as mais fáceis de manusear, mas tem propriedades mecânicas moderadas. As de viniléster e as de epóxi são mais caras do que as de poliéster, mas tem propriedades mecânicas mais elevadas.

No Anexo B, gráf. B-1 para comparação de propriedades de materiais.

As fibras costumam ser usadas sob a forma de tecidos, estando alguns destes descritos a seguir:

- Tecido plano – cada feixe de fibras passa alternadamente sob e sobre outros feixes de fibras. É o mais comum, com boa resistência mecânica em ambas as direcções (vertical e horizontal).

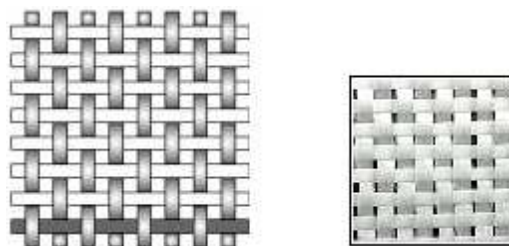


Fig. 15 – Tecido plano

- Tecido twill – um ou mais feixes de fibras passam alternadamente sob e sobre dois ou mais feixes de fibras de forma repetitiva e regular, o que resulta num padrão diagonal. Tem melhores propriedades mecânicas do que o tecido plano.

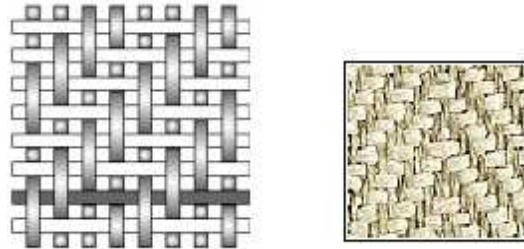


Fig. 16 – Tecido twill

- Tecido cetim – cada feixe de fibras passa sobre um nº de feixes de fibras e depois sob um feixe de fibras, o que resulta num tecido que é facilmente distorcido. Tal como o anterior, tem melhores propriedades mecânicas do que o tecido plano.

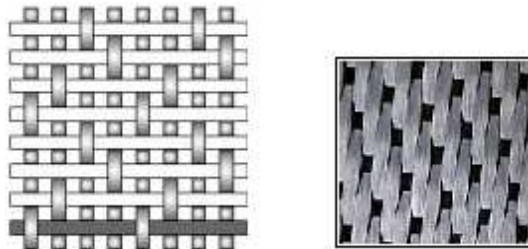


Fig. 17 – Tecido cetim

Existem vários processos de fabrico de compósitos, tais como:

- Moldação manual – as resinas são impregnadas à mão nas fibras (que podem estar na forma de tecidos de malha, cosida ou aglomerados) com rolos ou pincéis. A cura é efectuada do mesmo modo que o processo anterior.

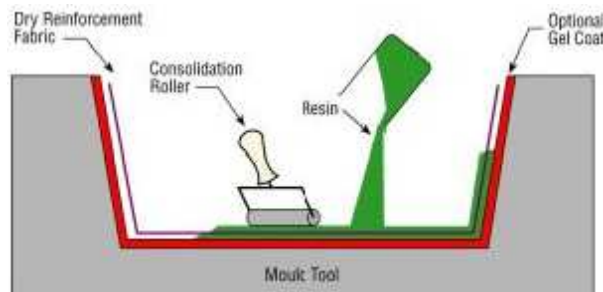


Fig. 18 – Moldação manual

- Saco de vácuo – basicamente, é uma extensão do processo wet lay-up, com a diferença de que é aplicada uma pressão no laminado, de modo a melhorar a sua consolidação. Isto é conseguido, ao selar um filme de plástico sobre o laminado e a ferramenta, sendo o ar

extraído posteriormente por uma bomba de vácuo e aplicando, de seguida, a pressão.

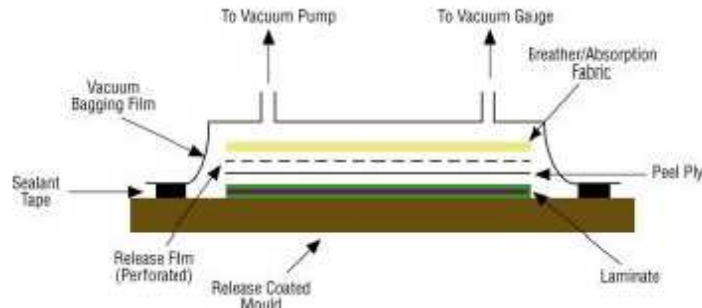


Fig. 19 – Saco de vácuo

- Enrolamento filamental – é usado, habitualmente, para criar componentes ocós circulares ou ovais. As fibras são passadas por um banho de resina e são enroladas num mandril numa variedade de orientações.

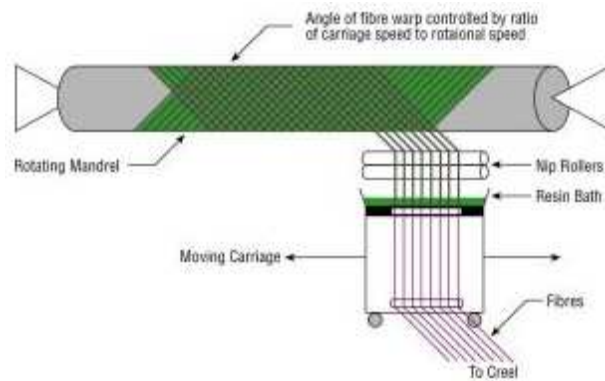


Fig. 20 – Enrolamento filamental

- Pultrusão – as fibras são impregnadas num banho de resina e, de seguida, passadas por uma prensa aquecida que completa a impregnação das fibras, controla a quantidade de resina e cura o material na sua forma final. O material curado é depois cortado automaticamente no comprimento pretendido.

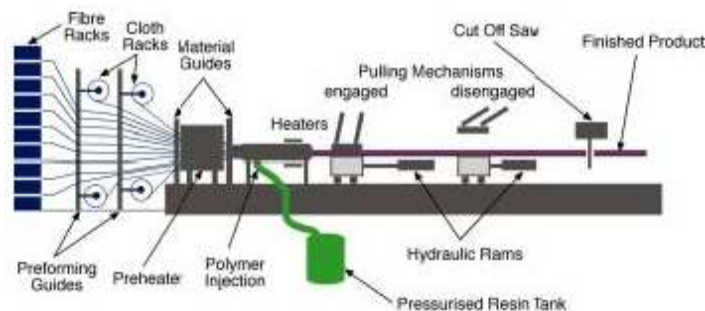


Fig. 21 – Pultrusão

- Transferência de resina (RTM) – fibras secas são colocadas entre as duas partes do molde e é injectada resina na cavidade. Assim que estas estiverem completamente impregnadas de resina, são tapados todos os orifícios e o laminado é deixado a curar. Numa variante deste

processo é aplicado vácuo para ajudar a resina a espalhar (VARTM).

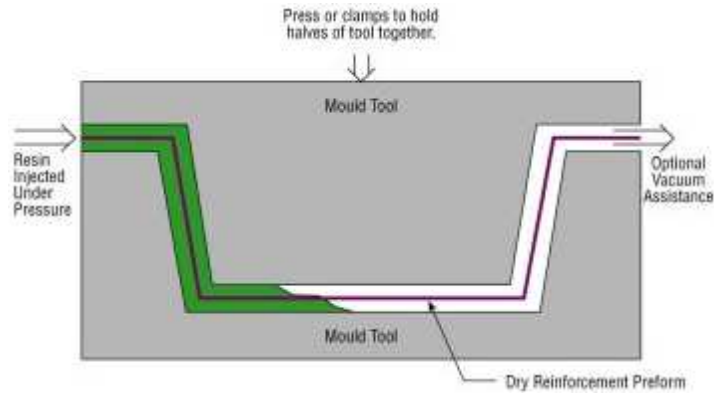


Fig. 22 – Transferência de resina

- Moldação de *prepeg* – tecidos e fibras são pre-impregnados pelo fabricante de materiais, sob temperatura e pressão com uma resina pre-catalizada. Este catalizador é latente à temperatura ambiente o que permite manter os *prepegs* (ou pré-impregnados) úteis, durante semanas ou até meses, quando descongelados (normalmente são congelados para aumentar o tempo de vida). Os pré-impregnados são colocados à mão ou à máquina no molde, selados a vácuo e curados num autoclave.

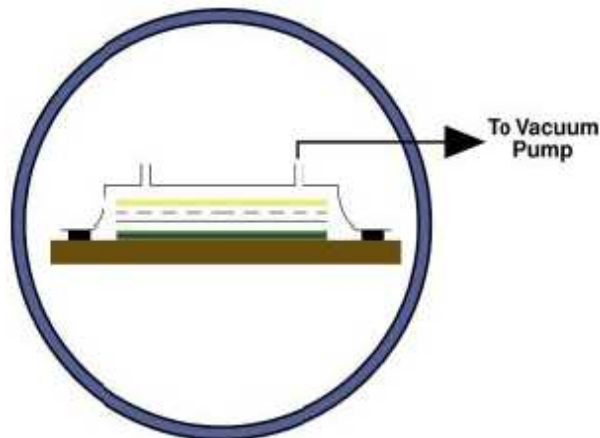


Fig. 23 – Moldação de prepeg

- Autoclave – de modo a maximizar a performance dos materiais compósitos, estes são usualmente colocados sob altas temperaturas e pressões. O melhor método para alcançar essas condições é aplicando um gás comprimido num recipiente sob pressão (autoclave), onde estão os laminados.



Fig. 24 – Autoclave (a), Autoclave do CEIIA (b)

Durante o estágio, como já referi no resumo, houve uma formação em compósitos onde se trabalhou com dois destes processos – moldação de pré-impregnados e autoclave.

Os laminados (*skin*, fig. 25) podem ser usados para criar estruturas *sandwich*, cuja rigidez é superior às dos laminados em si. São constituídas pelos laminados e por um núcleo de um material de baixa densidade, com uma maior resistência e rigidez ao corte e à compressão.

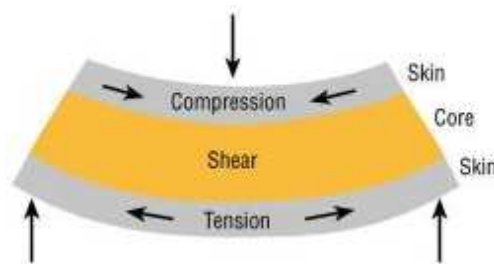


Fig. 25 – Estrutura *Sandwich*

Um tipo de núcleo com o qual se trabalhou na formação foi o *honeycomb* ou favo de abelha. Estes podem ser de alumínio ou de termoplástico (aramida ou nomex).

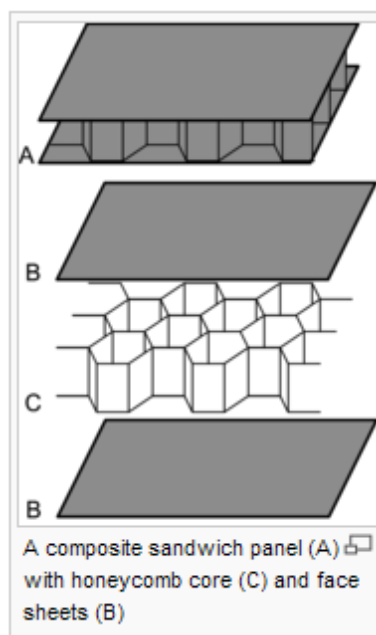


Fig. 26 – *Honeycomb*



Fig. 27 – Tipos de *honeycomb*

*Honeycombs* podem originar laminados leves e com grande rigidez, mas devido ao facto da sua área de aderência ser muito pequena, são usados quase exclusivamente com resinas de elevada performance como as epóxis para que se consiga a adesão necessária.

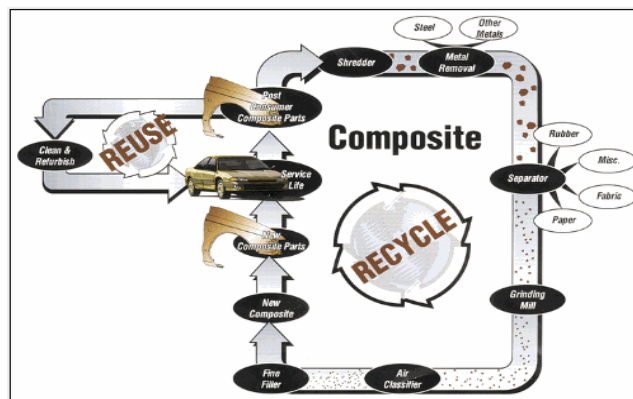


Fig. 28 – Reciclagem

## 4.2 Formação em compósitos

Durante o estágio, houve uma oportunidade de trabalhar com compósitos e fazer duas peças como exercícios.

Abaixo, são descritas as etapas de fabrico de uma delas com fibras de carbono (a 2ª a fazer e a mais complexa). Tanto uma como a outra foram executadas pelo processo de prepeg e curadas por autoclave.

1º → os preregs foram cortados com a forma e dimensões parecidas com o desenho do molde 2D;

## Articulação de um Banco de Automóvel

2º → para que a peça saísse quando curada, aplicou-se no molde papel autocolante transparente como desmoldante (como o molde era muito complexo, havia o risco de, apenas com o líquido desmoldante, a peça não sair) e foram colocados parafusos para formar os furos no compósito;



Fig. 29 – 2º passo

3º → colocaram-se as camadas (8 ao todo) de prepreg de fibras de carbono no molde, uma de cada vez, com cuidado e tendo em atenção as zonas mais difíceis (cantos do molde e as zonas perto dos parafusos);

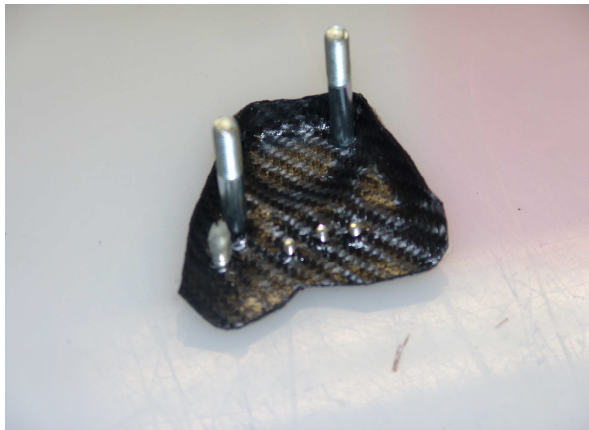


Fig. 30 – 3º passo

4º → o laminado foi embrulhado numa película cor-de-rosa e na manta (cuja função é absorver a resina em excesso);

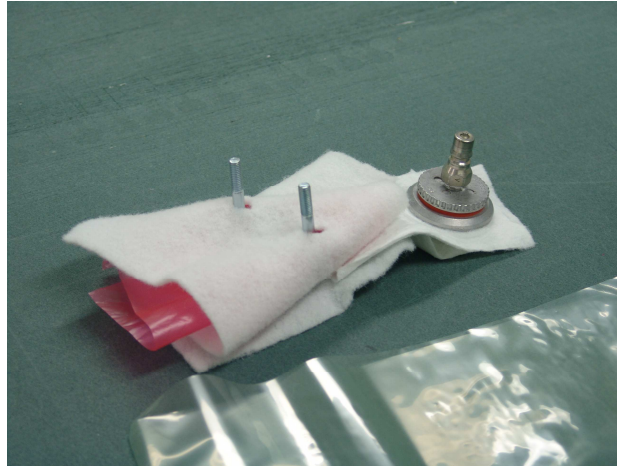


Fig. 31 – 4º passo

5º → o laminado foi colocado num saco de vácuo e este foi selado;



Fig. 32 – 5º passo

6º → com o cuidado para que o saco não se rasgue, foi retirado o ar com uma bomba de vácuo, ficando pronto para ir para o autoclave.



Fig. 33 – 6º passo

Depois de curado no autoclave, obteve-se a seguinte peça.



Fig. 34 – Peça final

O molde desta peça é um dos componentes do mecanismo e todo este processo teve como objectivo ver quais as vantagens e as desvantagens de fazer este elemento por este método. Onde se sentiu maior dificuldade foi ao colocar as camadas no molde, pois devido à reduzida dimensão e complexidade geométrica deste, as camadas não ficaram muito bem colocadas e pode-se concluir que este não é o processo mais indicado para produzir esta peça em compósito, pois mesmo com mãos mais experientes, haveria sempre o grande risco de defeitos causados por má aderência de camadas.

A 1ª peça (ver fig. 35) foi mais simples e consistia numa espécie de viga. Foram usados como materiais, preregs de fibra de vidro e de fibra de carbono e um honeycomb de termoplástico (na alma da viga, para lhe fornecer mais rigidez). O processo foi semelhante ao descrito anteriormente, excepto no 2º ponto, em que apenas foi colocado o líquido desmoldante em vez do papel.



Fig. 35 – 1ª peça produzida



## 5. Estudo da articulação

De seguida, procedeu-se ao estudo e compreensão do funcionamento do mecanismo.

### 5.1 KEIPER

A KEIPER GmbH & Co. KG é uma empresa alemã do ramo automóvel que fabrica e desenvolve bancos para fabricantes de automóveis internacionais e seus fornecedores. A sua gama de produtos está dividida em três áreas principais: componentes (articulações, calhas, etc), estruturas (desde bancos standard até aos mais personalizados) e serviços de engenharia.



Fig. 36 - KEIPER

Fundada em 1920 por Fritz Keiper, em Remscheid, Alemanha, a KEIPER sempre foi uma empresa de sucesso inclinada para componentes de automóvel. Foi a companhia que introduziu a primeira articulação do mundo para bancos de automóvel e é, actualmente, a fabricante líder desses mesmos componentes.

Em 1983, funde-se com a RECARO (uma empresa que tinha tornado sua filial), tornando-se a KEIPER RECARO GmbH & Co. No ano de 1997, a KEIPER RECARO GmbH & Co é reestruturada em 4 divisões independentes: KEIPER GmbH & Co, Kaiserslautern, KEIPER Car Seating GmbH & Co (esta foi vendida mais tarde), Bremen, RECARO GmbH & Co, Kirchheim/Teck e RECARO Aircraft Seating GmbH & Co, Schwarzbisch Hall, formando o KEIPER RECARO Group.



Fig. 37 – KEIPER RECARO Group

No final do ano 2006, a companhia tinha gerado 931,6 milhões de € no total de vendas, um aumento de 43 milhões de € relativamente ao ano anterior e empregava à volta de 6700 pessoas no mundo inteiro.



Fig. 38 – Clientes da KEIPER

## 5.2 Descrição e funcionamento

### Taumel 2000®

#### Descrição

O Taumel 2000® é uma articulação rotativa, cujas características incluem várias variações manuais ou automáticas de ajuste da inclinação do encosto combinado com o curso livre de travamento, função *easy-entry* e função *table*. Uma articulação rotativa é, basicamente, uma articulação em que um dos componentes roda em torno de outro componente. Tem várias vantagens, tais como:

- ✓ baixo peso;
- ✓ duas classes de carga para ir ao encontro de todas as demandas específicas do veículo;
- ✓ standards de segurança elevadas;
- ✓ ajustamento infinito;
- ✓ elevada resistência.

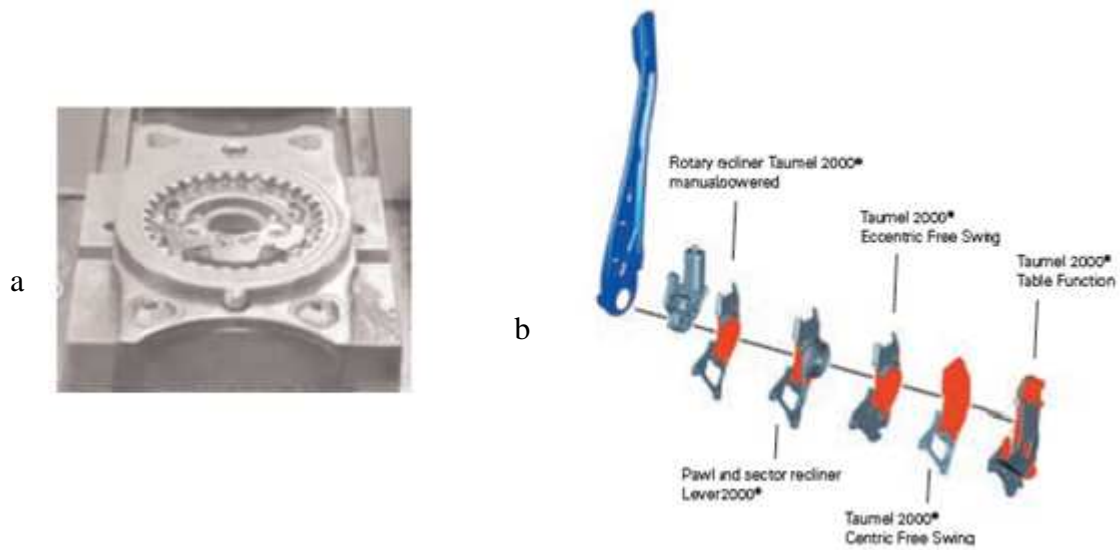


Fig. 39 – Taumel 2000® (a), funcionalidades do Taumel 2000® (b)

### Modo de funcionamento

As fig. 40, 41 e 42 representam o mecanismo Taumel 2000® básico, isto é, sem quaisquer funções extra. Tem como única diferença do estudado, o facto de não ter a função easy-entry, mas o modo de funcionamento principal é o mesmo e essa função extra irá ser explicada pormenorizadamente mais tarde.

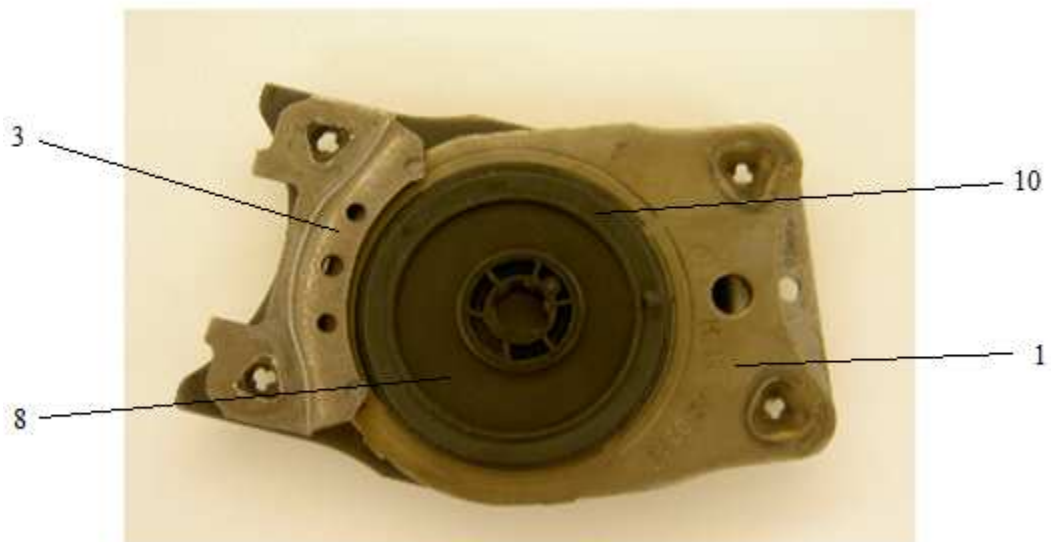


Fig. 40 – Frente



Fig. 41 – Atrás

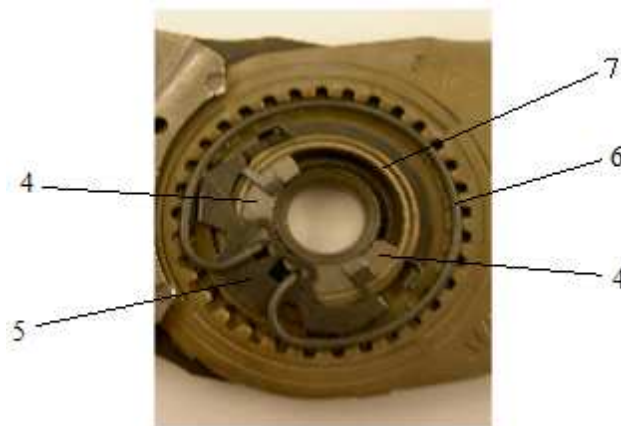


Fig. 42 – Pormenor

Como se pode observar pelas figuras, o Taumel 2000® é basicamente constituído por duas peças maiores e várias mais pequenas:

- 1 – Chapa exterior;
- 2 – Chapa interior;
- 3 – Peça soldada;
- 4 – Cunha;
- 5 – Peça estampada;
- 6 – Mola de torção;
- 7 – Casquilho metálico;
- 8 – Tampa;
- 9 – Casquilho de plástico;

## 10 – Vedante.

A função deste mecanismo é garantida por uma engrenagem interna, em que a roda menor (pinhão), com dentes exteriores, roda dentro de uma roda maior (roda dentada) com dentes interiores. Têm uma melhor capacidade de transmissão de cargas do que as mais comuns engrenagens exteriores.

Portanto, as peças principais e que transmitem o movimento (variação do ângulo entre o encosto e o assento) são as duas chapas, onde estão fixadas as rodas dentadas. A chapa exterior (1) está ligada ao assento do banco e tem uma roda dentada “encastrada” – pinhão, mantendo-se fixa. A segunda chapa (2) está ligada ao encosto do banco e tem uma roda dentada, maior do que a anterior, de engrenado interior estampada na sua superfície, que engrena com o pinhão da outra chapa, rodando em torno deste, permitindo assim o deslocamento angular do encosto. A roda dentada tem mais um dente do que o pinhão e a diferença do diâmetro primitivo das duas rodas é muito pequena. Ambas as chapas são de aço.

Existe um furo central na chapa exterior de um diâmetro pouco maior do que 1/2 do diâmetro de cabeça do pinhão, onde foi inserido à pressão um casquilho de um aço diferente do da chapa (seta azul, fig. 43). Este casquilho está revestido de um material que diminui o atrito (a necessidade da diminuição do atrito é explicada posteriormente).

A chapa interior tem um rebordo concêntrico à roda dentada de um diâmetro menor do que o furo da outra chapa (seta verde, fig. 43).

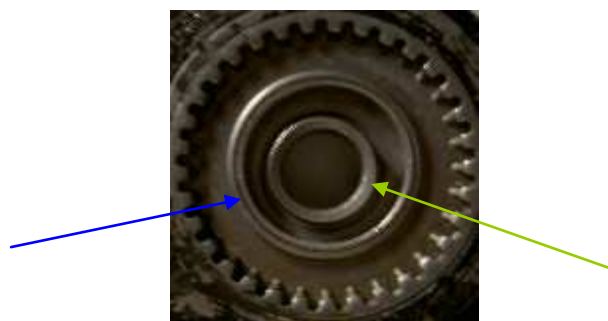


Fig. 43 – Casquilho e rebordo

No espaço excêntrico que existe entre o casquilho e o rebordo, estão posicionados dois elementos (4) iguais em forma de cunha. À medida que estes dois elementos rodam em torno do rebordo, provocam o movimento da roda dentada em relação ao pinhão (daí a razão do material no casquilho, de modo a diminuir o atrito de contacto entre este e as peças). Um factor peculiar que foi descoberto durante o *teardown* do mecanismo é que estas peças são ímãs. Tentou-se descobrir qual

o propósito das propriedades magnéticas, pois, aparentemente, estas não são necessárias, contudo não se chegou a nenhuma conclusão definitiva. Como a atracção é muito fraca e desprezável comparada com as forças mecânicas em jogo, o assunto não pareceu relevante, e dada a confidencialidade do estudo na busca de soluções com o exterior, não se despendeu mais tempo sobre o assunto. Supõe-se que sejam feitas de um aço que foi magnetizado posteriormente. Estas peças são muito polidas de modo a diminuir, o máximo possível, o atrito entre elas e os outros elementos (permitindo um melhor movimento). Provavelmente, foi devido ao elevado polimento durante o fabrico, que o aço destas peças ganhou propriedades magnéticas secundárias.



Fig. 44 - Ímans

Em vez de duas peças, poder-se-ia ter uma peça única com a forma das duas juntas que faria o mesmo trabalho sem problemas. Então, qual a razão de duas peças (a partir de agora, serão mencionadas como cunhas) em vez de uma só? A razão prende-se com o travamento do mecanismo. As duas cunhas podem ser afastadas e, se forçadas contra as paredes do casquilho e do rebordo, elas não permitem o movimento da roda dentada em relação ao pinhão durante o repouso, mantendo o mecanismo completamente preso, sem espaço para qualquer tipo de folgas.

Para as manter afastadas durante o repouso e para impedir que se movam sem a vontade do ocupante, existe uma mola de aço (6) (seta azul, fig. 45), cujos extremos entram nas reentrâncias existentes nas cunhas (assinaladas a amarelo na fig. 45). Durante o estudo do funcionamento do mecanismo, depois do teardown, comprovou-se que a mola tinha uma grande força e que, pela simples força muscular, era muito difícil, senão quase impossível, deslocar as cunhas. A única maneira de as cunhas se moverem e o mecanismo funcionar, era usando o manípulo do banco.

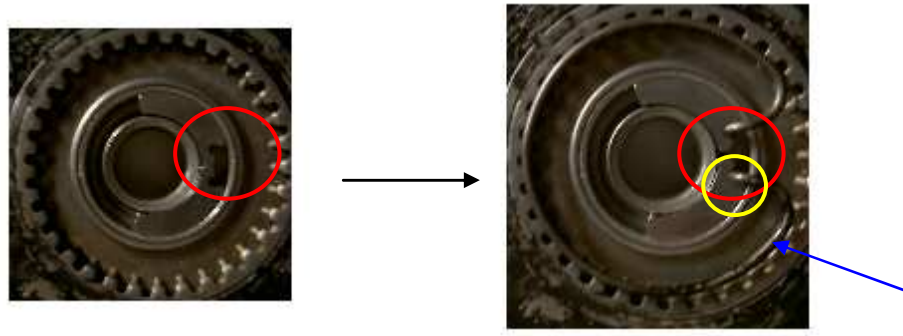


Fig. 45 – Cunhas e mola

Entre a mola e as cunhas, existe uma peça de formato complexo (5). A função desta peça não foi completamente compreendida, mas deverá servir como base de posicionamento dos outros elementos mais pequenos falados anteriormente.

A tampa (8), cujo material é uma poliamida (PA) 6 com 30% de fibra de vidro, tem dois interesses funcionais:

- proteger o mecanismo interior;
- permitir ao ocupante do veículo usar o mecanismo.

A tampa é o elemento que está em contacto com a barra do manípulo, sendo portanto, o que permite ao ocupante usar o mecanismo. É uma peça com uma forma complexa, salientando-se o tubo oco e um relevo (fig. 46).

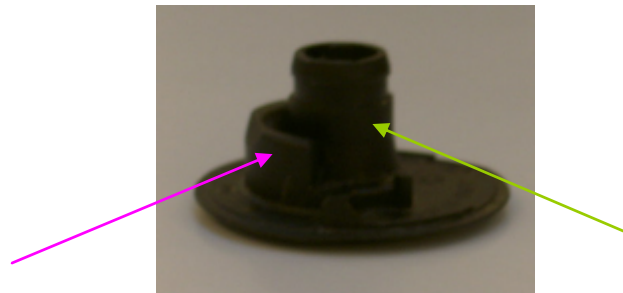


Fig. 46 - Tampa

A sua forma complexa tem razão de ser. No tubo oco (seta verde, fig. 46) existem umas pequenas saliências onde encaixam as saliências da barra do manípulo, permitindo uma melhor transmissão de cargas, logo melhor movimento.

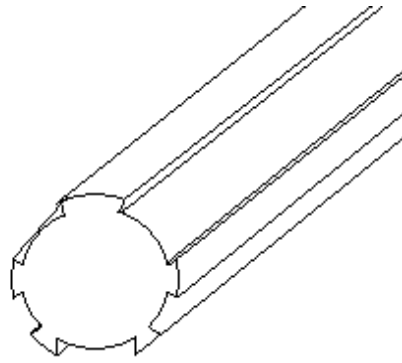


Fig. 47 – Secção do manípulo

Quando o manípulo é rodado, as suas saliências empurram as saliências do tubo oco da tampa, fazendo esta rodar também. Quando esta roda, o relevo (seta magenta, fig. 46) bate contra as cunhas, empurrando-as, forçando-as a mover-se e a abrir “caminho” pelo espaço excêntrico, fazendo, conseqüentemente, o engrenamento funcionar.

O vedante (10), de PA 6.6, serve, tal como o nome indica, para fechar e vedar o mecanismo, de modo a protegê-lo de poeiras e outras partículas. O casquilho de plástico (9), cujo material não está referido na peça, mas supôs-se que fosse uma PA 66-GF 35 (35 % de fibra de vidro), tem como único interesse funcional impedir que a tampa saia, fechando assim completamente, o mecanismo.

As peças soldadas (3) servem simplesmente para evitar que as chapas (1) e (2) flictam uma sobre a outra, mantendo a estabilidade do mecanismo.

**Easy-entry:**

Com esta função, alguns elementos anteriormente mencionados foram modificados e outros foram acrescentados (como se pode ver pelas fig. 48 e 49).

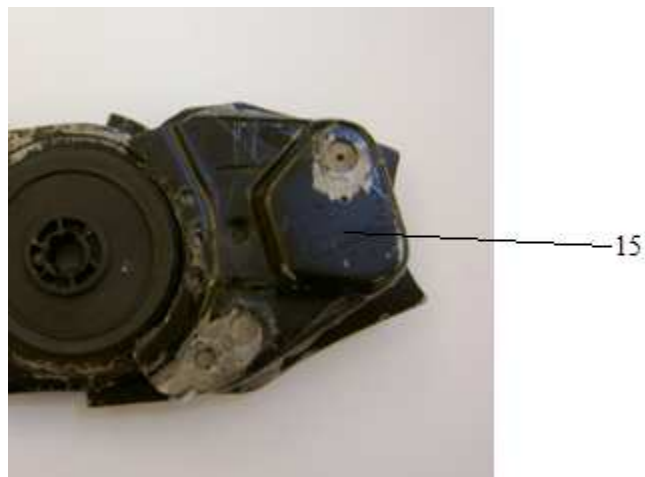


Fig. 48 – Frente

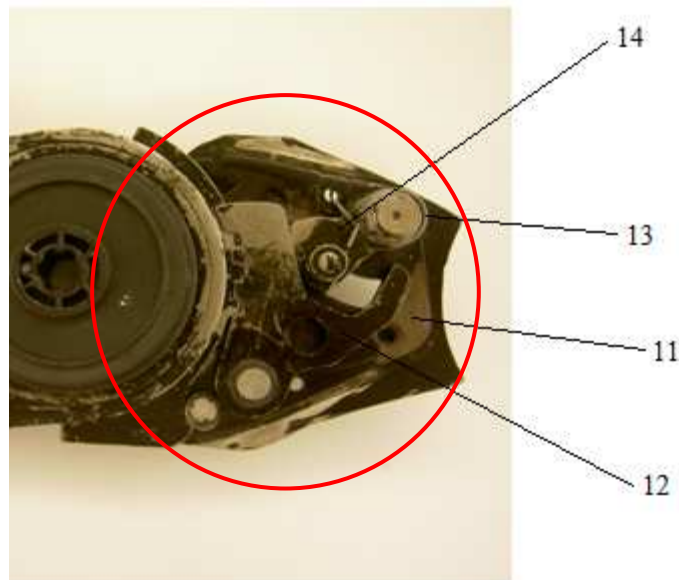


Fig. 49 – Pormenor

Peças modificadas (fig. 48 e 49):

1. peça (2) – chapa interior;
2. peça (3) – peça soldada;

Peças acrescentadas (assinaladas a vermelho, fig 49):

- 11 – chapa;
- 12 – guia de travamento;
- 13 – mola cilíndrica de torção;
- 14 – braço;
- 15 – capa.

A chapa soldada (peça (3)) à peça (2) é a única que deixa de ser usada, sendo a sua função substituída por outra peça. A chapa soldada à peça (1) é aumentada, mas isto acontece, muito provavelmente, apenas devido à forma do banco.

A chapa (2) sofre uma mudança um pouco radical. A roda dentada não sofre quaisquer modificações (todo o conceito explicado anteriormente mantém-se), mas o resto é mudado, deixando de estar ligada ao encosto e sendo maquinados na peça uns dentes. Estes dentes servem como uma espécie de memória, marcando sempre a posição do encosto no repouso do *easy-entry* (voltar-se-á a este assunto, posteriormente) e encaixam nos dentes do guia de travamento (12). Este braço move-se quando empurrado pelo braço (14), que é comandado pela força humana e pela mola (13).

Todos estes elementos estão colocados numa peça (11), que está ligada ao encosto do banco por soldadura. Esta peça (ou chapa) tem dois pinos nos quais se encaixam todas as outras peças (vermelho, fig. 50).



Fig. 50 – Pinos

Quando o ocupante quer ajustar a posição angular do encosto em relação ao assento, regula o manípulo, fazendo rodar a roda dentada à volta do pinhão, tal como anteriormente, não sendo o conceito afectado em nada pelos componentes acrescentados. Durante o repouso (banco fixo na posição pré-definida), o braço (14) é forçado para baixo pela mola (13), empurrando o guia de travamento (12) de encontro à chapa (2), estando os dentes de ambos engrenados. Quando o braço é puxado para cima por um cabo (regulado pela activação manual de um braço no lado do encosto do banco), traz consigo o guia de travamento (12), desengrenando os dentes e podendo rodar-se a chapa (11) que está ligada ao encosto, logo o encosto também. Para voltar a colocar o encosto na posição anterior, o cabo é largado sem força e a chapa é puxada para a sua posição manualmente. Esta posição mantém-se devido ao pino assinalado a amarelo na fig. 50 que não deixa a chapa passar um limite (ver fig. 50, assinalado a amarelo). Quando este limite é atingido, significa que o guia está na posição certa e os dentes engrenam perfeitamente nos dentes da chapa (2), fixando assim a chapa. A capa serve, simplesmente, para proteger o mecanismo interior.

Supõe-se que o material de destas peças é o aço.



Fig. 51 – Limite

Existe ainda uma anilha de metal que é soldada na borda interior à peça (2) para impedir que a chapa (11) saia (fig. 52) e uma pequena e leve peça de plástico (PA 6.6), que se localiza num sítio deveras difícil de alcançar e cuja função é evitar folgas (ver fig. 53).



Fig. 52 – Anilha



Fig. 53 – Peça de plástico (calço)

## 5.3 Modelação

### 1 – Inventário

Depois de perceber o conceito e o modo de funcionamento do mecanismo, começou-se a proceder à modelação. Para isso, depois de pesada, a articulação foi desmontada de modo a visualizar (*teardown*) e pesar cada componente, mas principalmente para conhecer os seus pormenores e as suas dimensões. Como primeiro registo, foi feito um inventário com os esboços e as medidas principais de cada peça, com o paquímetro e o aristo.



Fig. 54 – Danos causados durante o *teardown*

### 2 – Modelação

Foi efectuado um “*Bill of Material*” (BOM) do mecanismo depois de completamente modelado e pesado. Este BOM está presente no Anexo C, tab. C-1.

Como muitas das peças não são peças comuns e não têm um nome próprio (como casquilhos ou molas), todas elas foram nomeadas por letras. Começou-se por modelar as peças mais simples, passando depois para as mais complexas (a ordem aqui representada é aleatória e não corresponde à ordem usada):

Peça A → corresponde à chapa exterior (peça (1))

Na figura abaixo, mostram-se alguns dos passos tomados para modelar esta peça<sup>2</sup>. Começou-se por usar o módulo Generative Shape Design (superfícies, imagem em tons amarelados), passando depois para o módulo Part Design (sólidos, imagens em tons azulados) do CATIA.

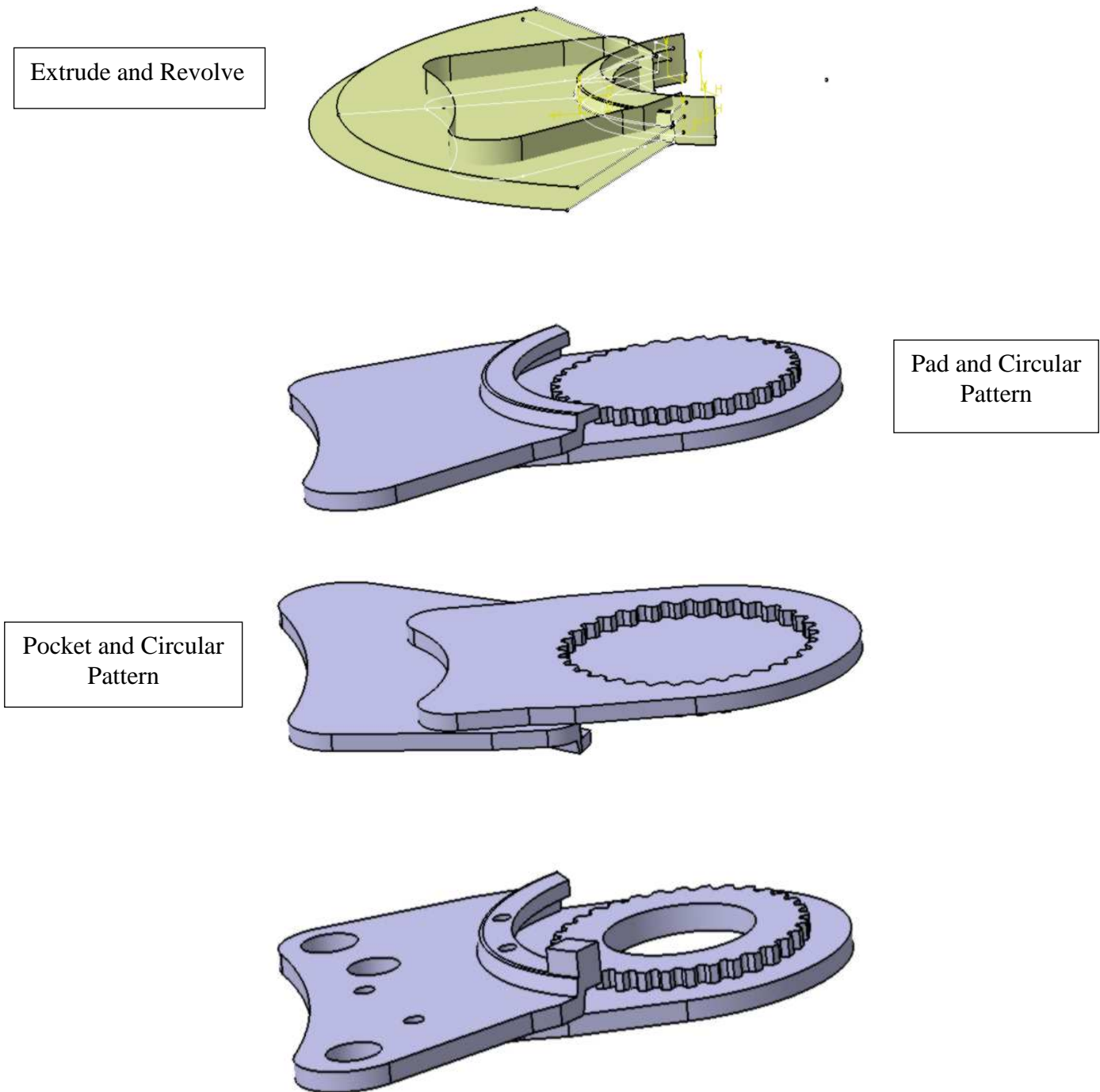


Fig. 55 – Passos

<sup>2</sup> Resolveu-se mostrar os passos em apenas uma peça, já que mostrar em todas, tornaria o relatório demasiado longo e pesado.

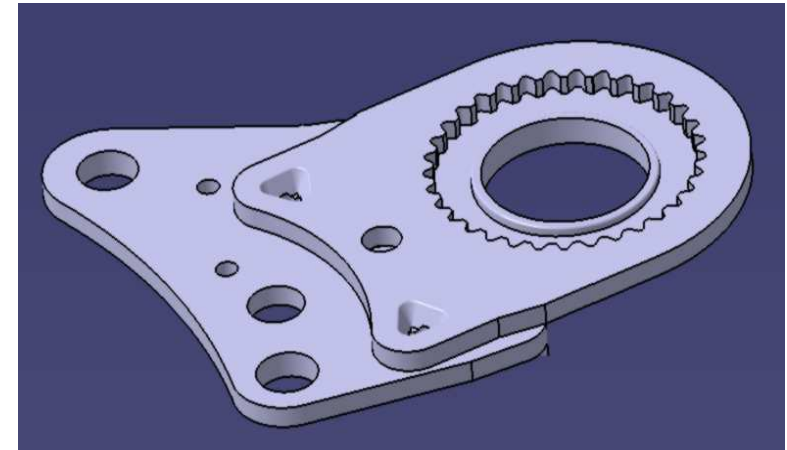


Fig. 56 – Frente

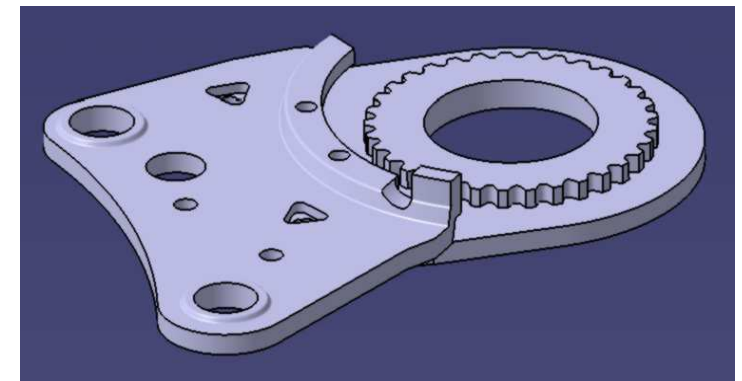


Fig. 57 – Atrás

Peça A' → corresponde ao casquilho metálico (peça (7))

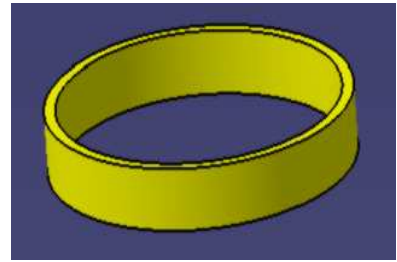


Fig. 58 – Casquilho

Peça B → corresponde à chapa interior (peça (2))

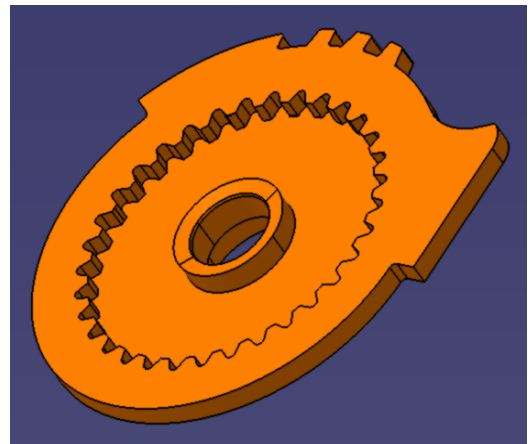


Fig. 59 – Frente

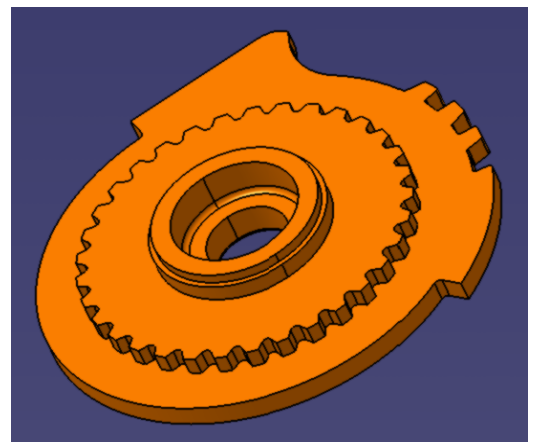


Fig. 60 – Atrás

Peça C → corresponde à cunha (peça (4))

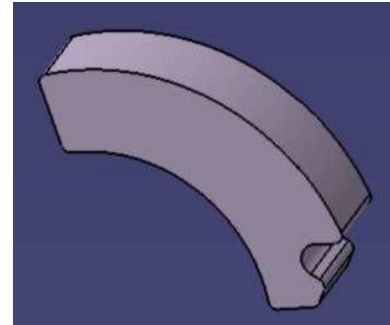


Fig. 61 – Cunhas

Peça D → corresponde à anilha de metal

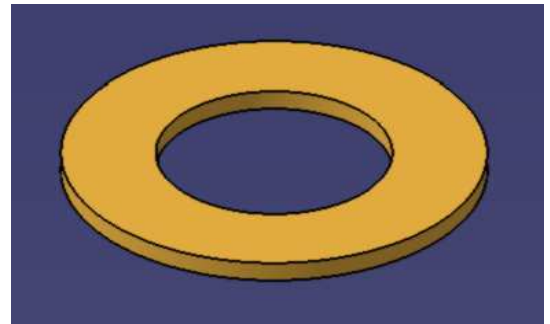


Fig. 62 – Anilha

Peça E → corresponde à mola (peça (6))

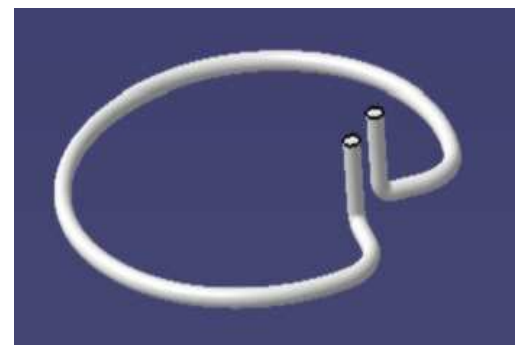


Fig. 63 – Mola de torção

Peça F → corresponde à tampa (peça (8))

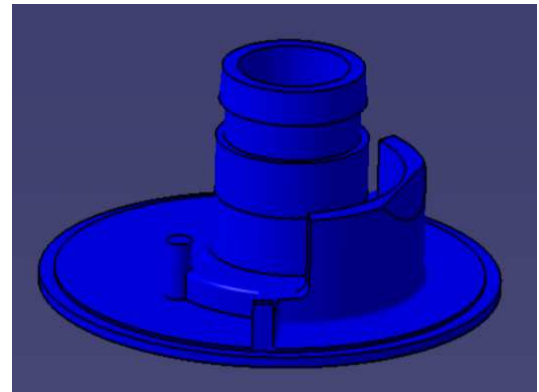


Fig. 64 – Tampa

Peça G → corresponde ao casquilho de plástico (peça (9))



Fig. 65 – Casquilho

Peça H → corresponde ao vedante (peça (10))

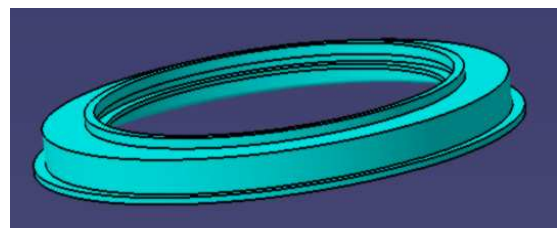


Fig. 66 – Vedante

Peça I → corresponde à peça estampada (peça (10))

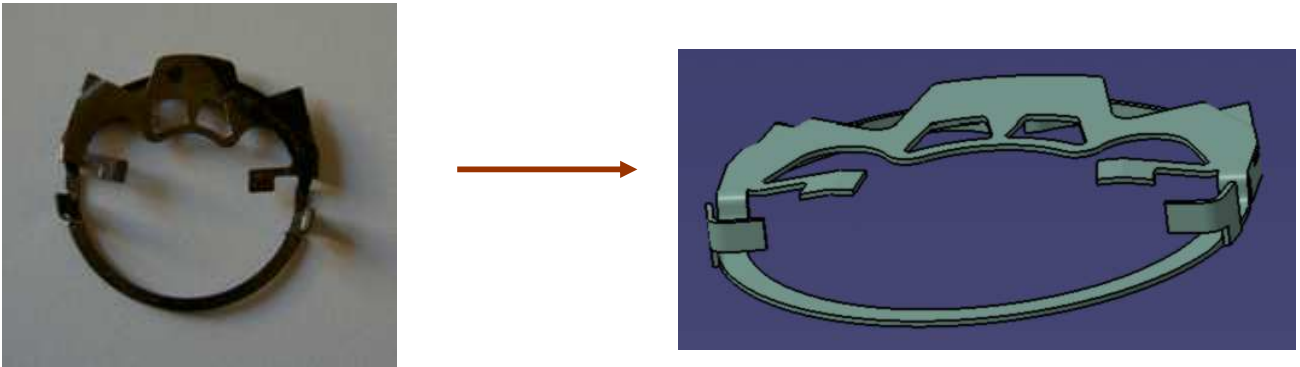


Fig. 67 – Peça estampada

Peça J → corresponde à capa (peça (15))



Fig. 68 – Capa

Peça K → corresponde ao guia de travamento (peça (12))

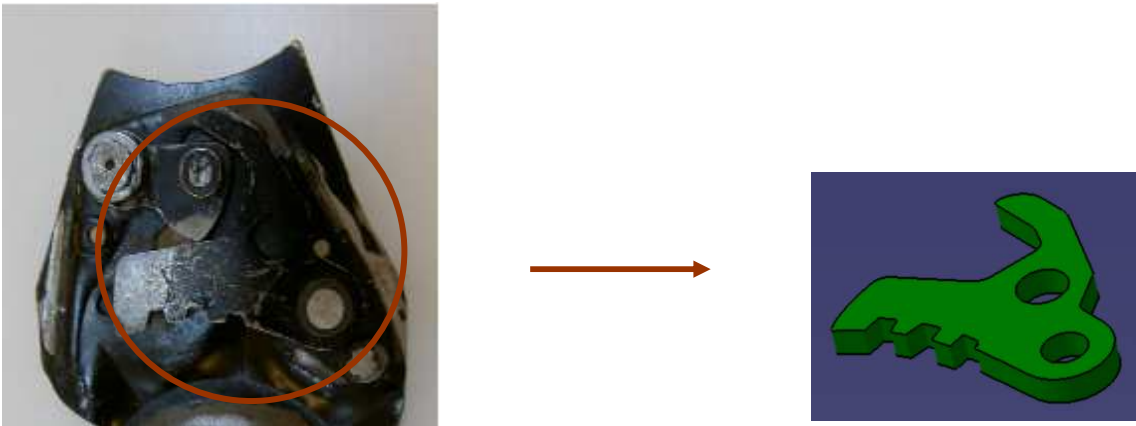


Fig. 69 – Guia de travamento

Peça L → corresponde à chapa (peça (11))

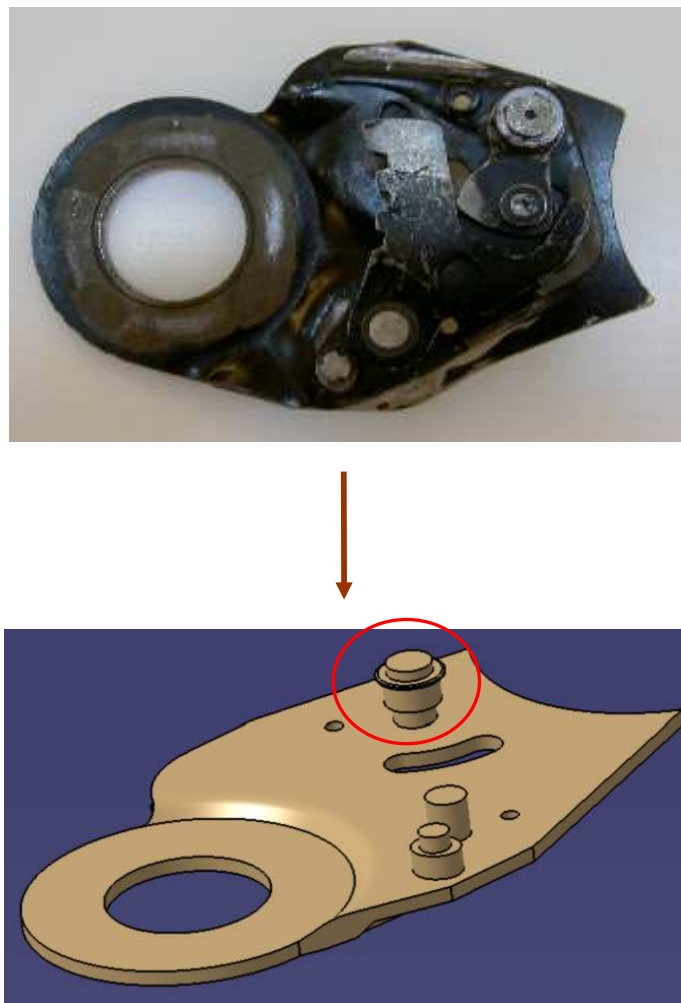


Fig. 70 – Chapa

O pino assinalado a vermelho foi feito à parte e acrescentado mais tarde, como se pode ver na Vista Explodida nos Anexos, em que a peça em questão tem uma cor diferente da peça L. Todos os pinos nesta peça não fazem verdadeiramente parte da peça L, tendo sido acrescentados mais tarde por cravação.

Peça M → corresponde ao braço (peça (14))

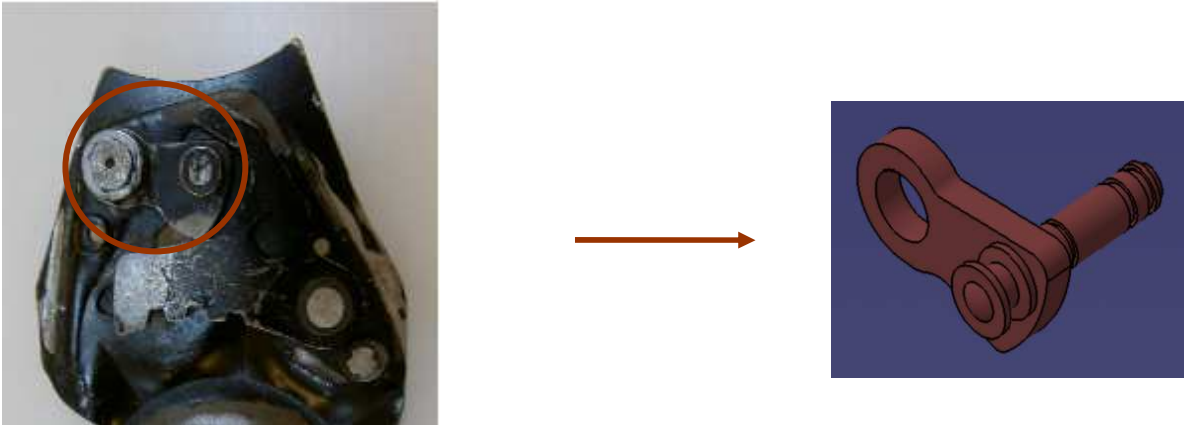


Fig. 71 – Braço

Peça N → corresponde à mola cilíndrica de torção (peça (13))

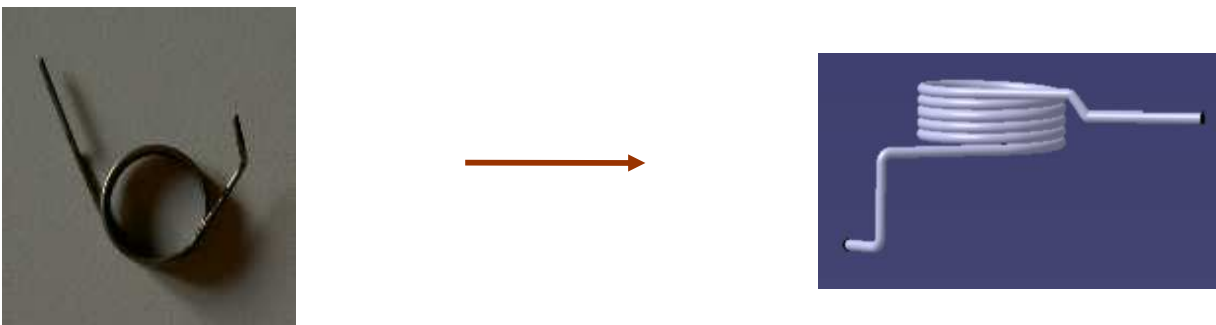


Fig. 72 – Mola cilíndrica de torção

Peça O → corresponde à peça de plástico (ou calço)

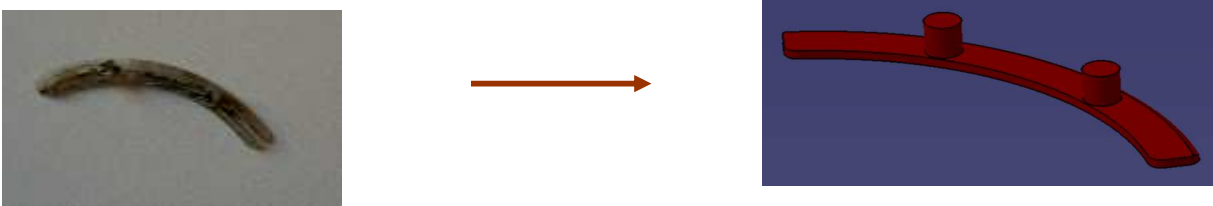


Fig. 73 – Calço

### *Montagem da articulação*

Depois de modeladas todas as peças, pode-se finalmente juntá-las para formar o conjunto final usando apenas como restrições, coincidências e distâncias lineares ou angulares entre linhas e superfícies.

Obteve-se no final as imagens que se apresentam na fig. 74.

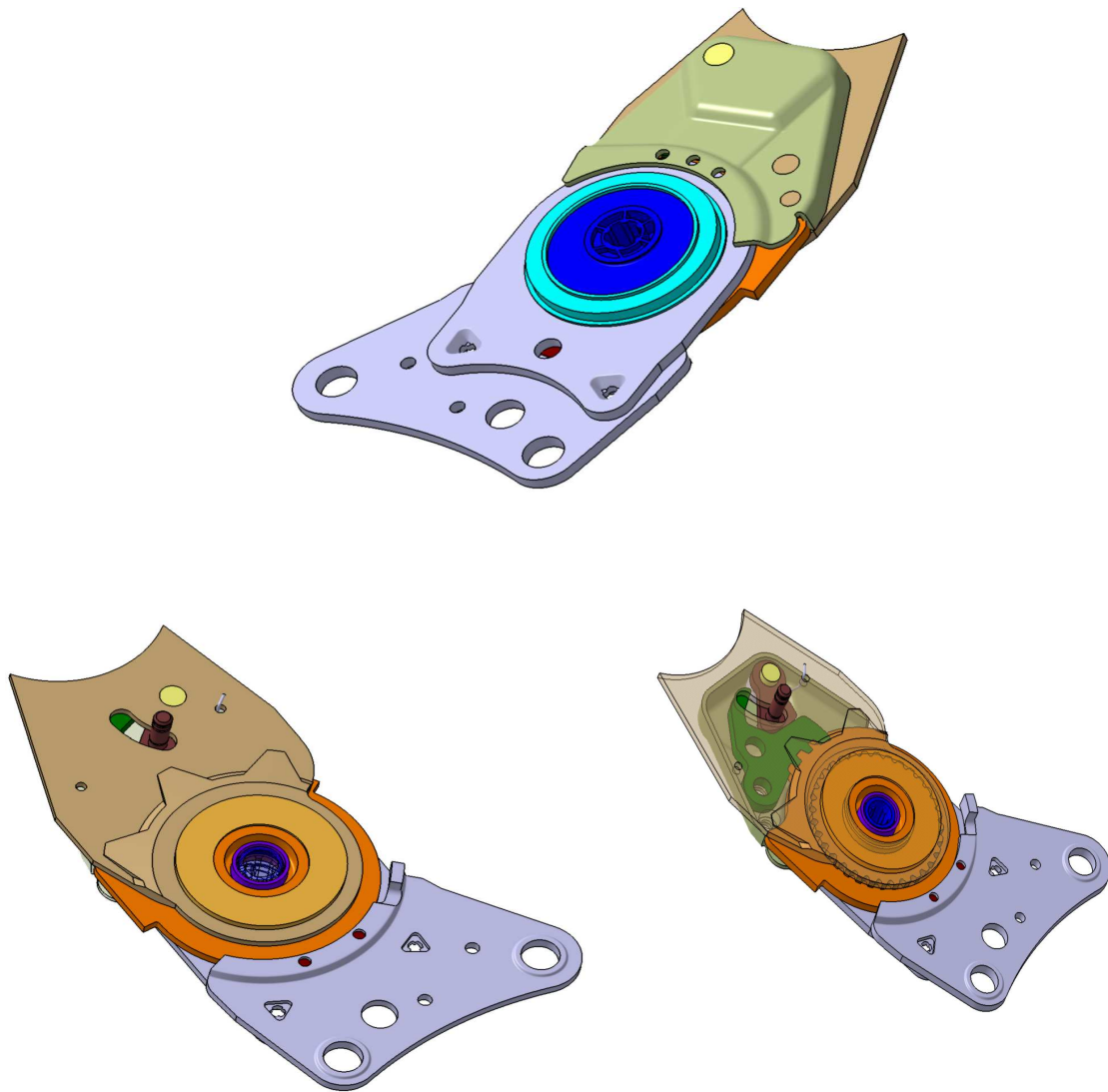


Fig. 74 – Conjunto final

Na fig. 75, consegue-se ver melhor as peças internas e nota-se como o mecanismo funciona.

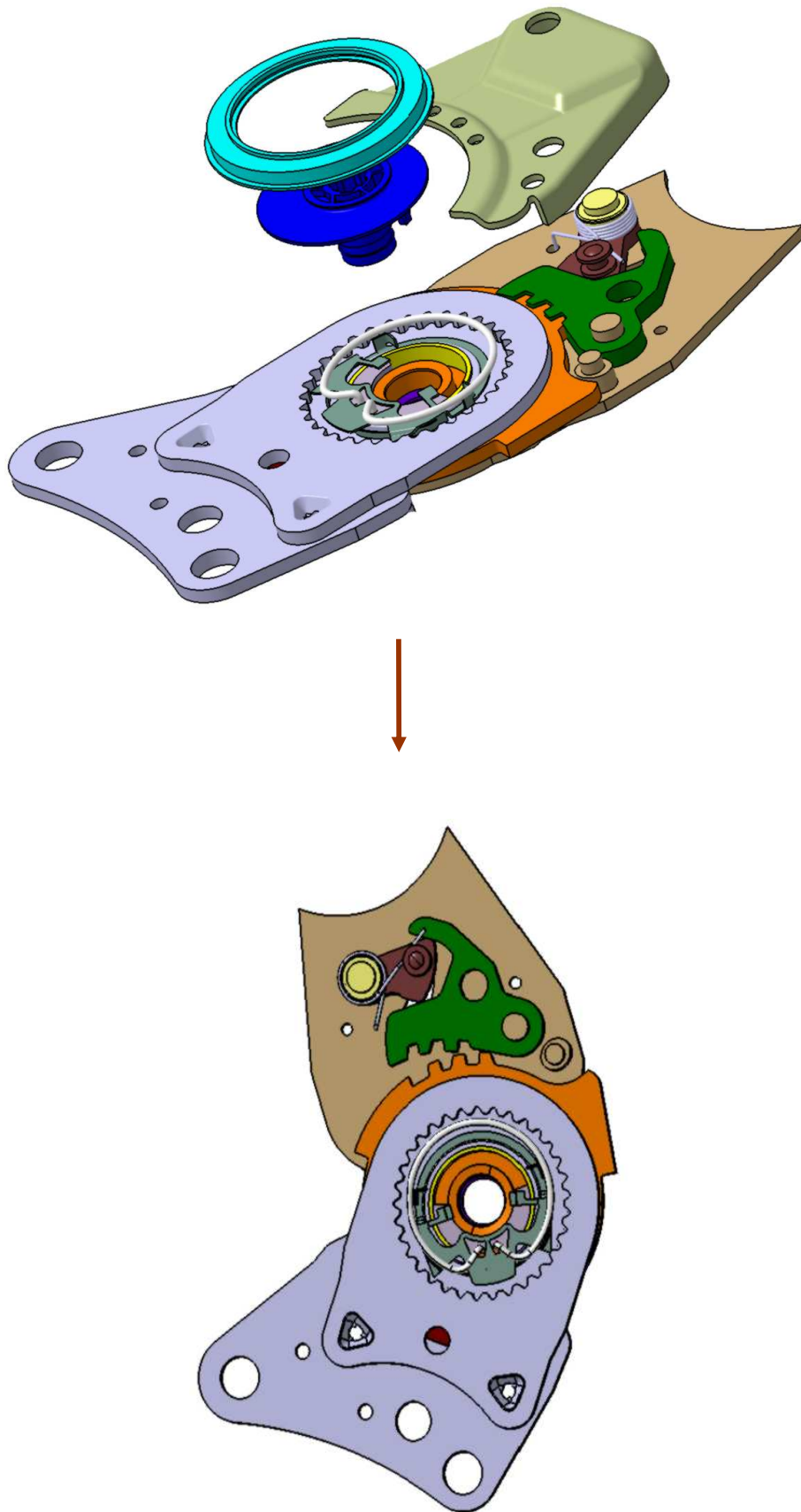


Fig. 75 – Funcionamento

Vista Explodida (ver Anexo C, fig. C-1)

### *Mudanças na articulação*

Na peça A e na peça L foram efectuadas modificações, pensadas para adaptar o mecanismo a um assento desenvolvido no CEIIA-CE (ver Anexo C, fig. C-2) e para serem feitas em plástico (daí os ribs).

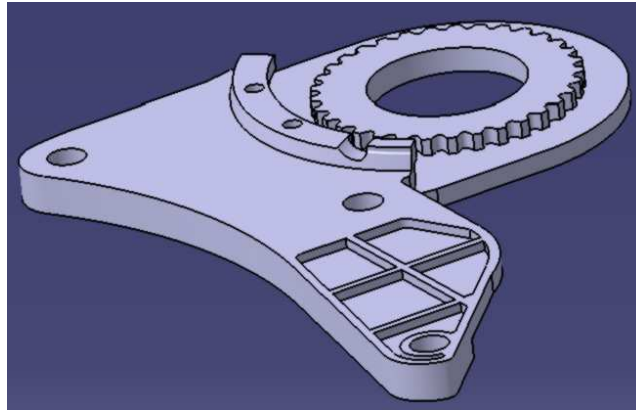


Fig. 76 – Peça A

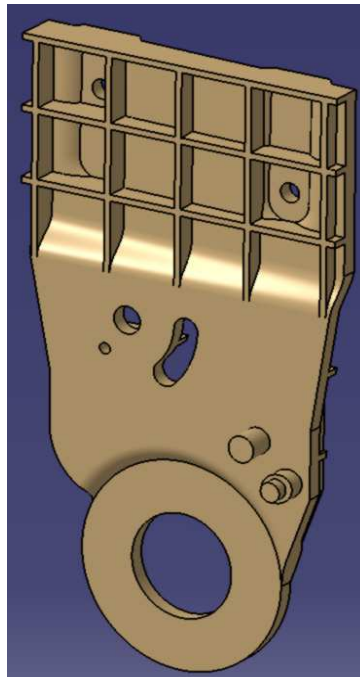


Fig. 77 – Peça L

A peça J também foi mudada, de modo a poder ser feita em plástico. Esta peça, no mecanismo original, é soldada à peça L, um tipo de ligação que não é possível fazer nos plásticos, logo decidiu-se fazê-la por clipagem (fig. 78). Também a peça L sofreu mais umas alterações de modo a permitir este tipo de ligação (assinalado a vermelho, na fig. 80).

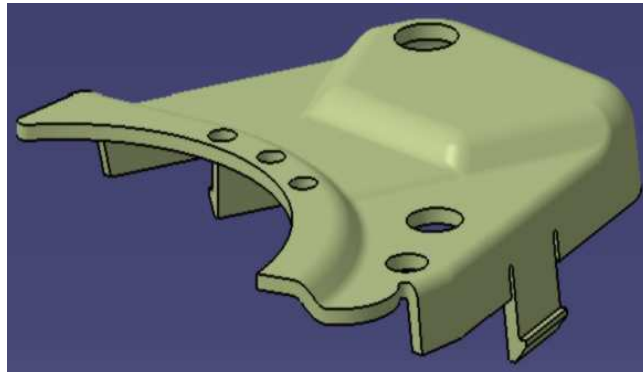


Fig. 78 – Clips

Devido aos clips acrescentados na peça J, a peça L também teve de sofrer umas alterações extra.

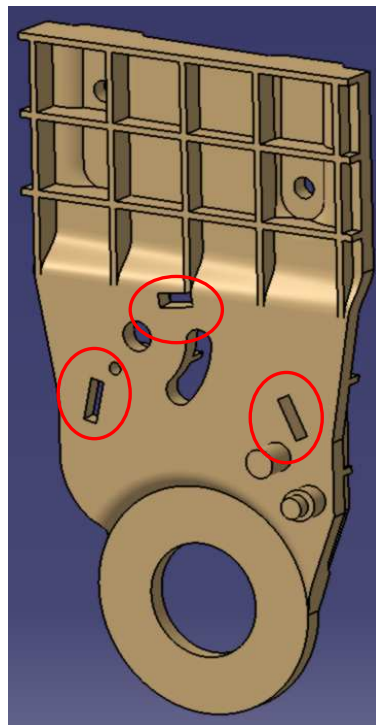


Fig. 79 – Alterações da peça L

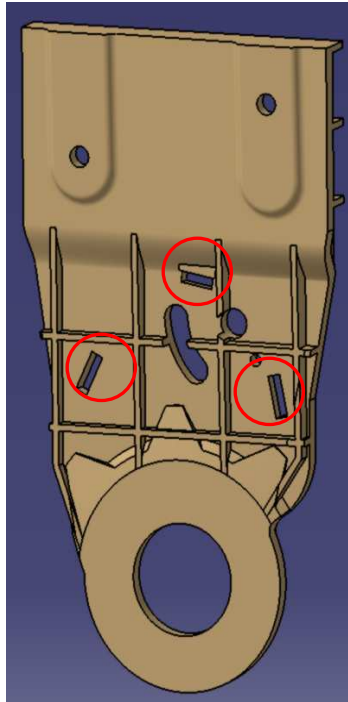


Fig. 80 – Alterações da peça L

Para ver o mecanismo modificado (conjunto), ver Anexo C, fig. C-3.

## 5.4 Cálculos

Tal como já foi referido anteriormente, a objectivo era modificar o material de que a articulação era constituída, de modo a que esta ficasse mais leve, mas que continuasse a ter, no mínimo, a mesma resistência mecânica.

Para conhecer essa resistência, foram realizados cálculos, primeiro teóricos (todos no domínio elástico) com equações e analogias (para obter uma primeira impressão) e mais tarde analisando através da aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF) em três peças. Numa quarta peça, foi feito um estudo para verificar a viabilidade desta à moldação por injeção de plástico.

### Normas

As cargas a que estão sujeitas as articulações num veículo não são facilmente mensuráveis pois dependem de vários factores, tais como o peso dos bancos e dos ocupantes, impactos dos veículos, etc, que são incógnitas. Contudo, existem vários testes de segurança pelos quais a articulação tem de resistir e que tentam simular, o melhor possível, as situações de carga.

Portanto, para conhecer os testes a que as articulações são sujeitas, foram pesquisadas normas. As usadas neste estudo foram as normas europeias ECE e nestas, no addendum 16: Regulation No.17, existem três testes para as articulações:

- ✓ “Test of strength of the seat-back and its adjustment systems” – teste de resistência da parte de trás do banco (encosto) e da articulação. Tem de ser aplicada uma força, que produz um momento –  $M = 53 \text{ daN.m}$  – no ponto R, a meio do encosto, simulando as costas do manequim (ver Anexo D, fig. D-1);
- ✓ “Test of strength of the seat anchorage and the adjustment, locking and displacement systems” - teste de resistência das fixações, da articulação, do easy-entry e do sistema de “travamento”. Uma desaceleração não inferior a 20 g deve ser aplicada durante 30 ms na direcção da frente a toda a carroçaria do veículo;
- ✓ “Test for checking energy dissipation on the seat-back and head restraint” - teste para verificar a dissipação de energia. Um pêndulo com uma esfera de diâmetro igual a 165 mm (o pêndulo tem uma massa reduzida igual a 6,8 kg) atinge a cabeça do banco a uma velocidade de 24,1 km/h.

Os cálculos realizados foram feitos para cargas estáticas, portanto, sabendo que as articulações têm de resistir a todos os testes acima mencionados, usou-se o teste (a) (pois é um teste estático) como base para todos os cálculos apresentados na parte Cálculo.

### Moldação por injeção de plástico

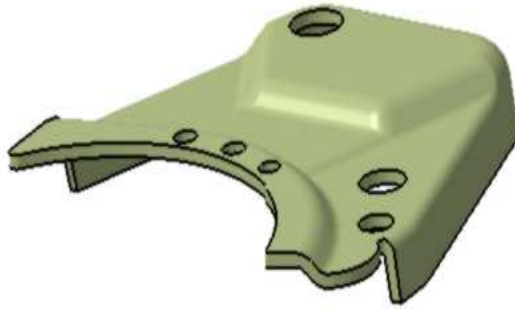


Fig. 81 – Peça J

Este estudo foi feito apenas para a peça J.

A localização de cada clip não é completamente aleatória, já que a peça em que eles vão “clipar” tem ribs (ver Modelação, fig. 79 e 80), logo era necessário ter isso em conta. Para as suas dimensões, foram usadas notas encontradas no site da BASF.

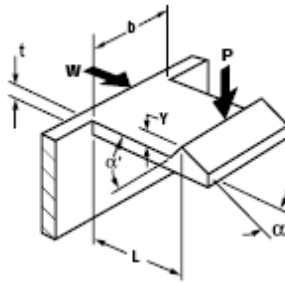


Fig. 82 – Clip (dimensões e cargas)

#### **Deslocamento máximo:**

$$\varepsilon = 1,5 \cdot \frac{t \cdot Y}{L^2 \cdot Q} \quad (1)$$

Para que os clips sirvam, o deslocamento máximo tem de ser inferior aos valores da tab. 6 para cada material.

Tab. 6 – Máximo deslocamento  $\varepsilon_0$   
Allowable Strain Value,  $\varepsilon_0$ 

MATERIAL	UNFILLED	30% GLASS
PEI	9.8% <sup>(a)</sup>	
PC	4% <sup>(a)</sup> - 9.2% <sup>(a)</sup>	
Acetal	1.5% <sup>(a)</sup>	
Nylon 6 <sup>(a)</sup>	8% <sup>(a)</sup>	2.1% <sup>(a)</sup>
PBT	8.8% <sup>(a)</sup>	
PC/PET	5.8% <sup>(a)</sup>	
ABS	6% - 7% <sup>(a)</sup>	
PET		1.5% <sup>(a)</sup>

O material usado é um Ultramid B3ZG6 que é uma PA (ou nylon) 6 com 30% de fibra de vidro.

Neste caso, os clips têm as seguintes dimensões:

$$t = 2mm;$$

$$Y = 1,12mm;$$

$$L = 9,421mm.$$

$$\frac{L}{t} = 4,71mm \Rightarrow Q = 2,2 \text{ (pelo gráf. D-1, no Anexo D)}$$

$$\varepsilon = 1,5 \cdot \frac{2 \cdot 1,12}{9,421^2 \cdot 2,2} = 1,72\%$$

$$\varepsilon = 1,72\% \leq 2,1\% \text{ (para nylon6 com 30\% de fibra de vidro – tab. 6)} \Rightarrow \text{condição satisfeita}$$

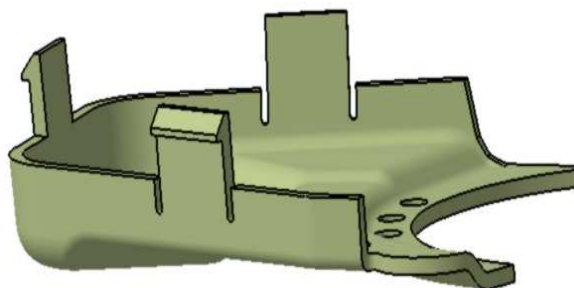


Fig. 83 – Clips

**Simulação pelo software Moldflow:**

*Best gate location* – avalia cada área do modelo quanto à viabilidade para uma zona de injeção

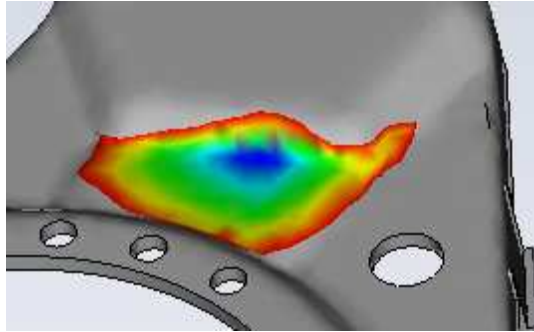


Fig. 84 – Best gate location

Coordenadas do ponto de injeção:

$$x = 6,5mm$$

$$y = -35,5mm$$

$$z = 9,7mm$$

*Plastic flow* – mostra a posição da frente do fluxo em intervalos regulares à medida que a cavidade enche

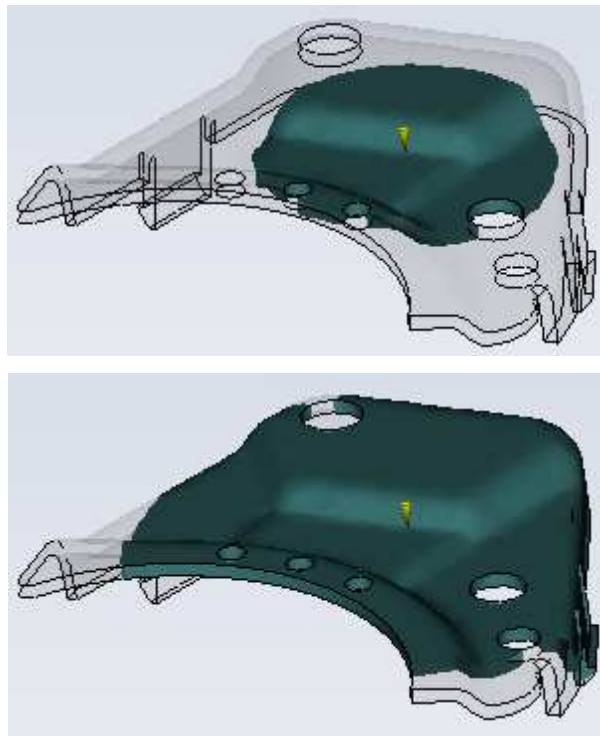


Fig. 85 – Plastic flow

## Fundamentação teórica

Existem algumas peças na articulação que não podem ou não necessitam de qualquer mudança em termos de material. Algumas convém serem de metal, como por exemplo, as molas e outras já são de plástico (ex: tampa, vedante), além de que estas peças são muito pequenas e o seu peso não é significativo.

Observando a articulação e o BoM (ver Anexo C, tab. C-1), verifica-se que as peças que irão fazer uma diferença significativa no peso do mecanismo, ao mudar o material, são as maiores, logo apenas essas foram estudadas em questões de esforços. Essas peças são as que se encontram na fig. 85.

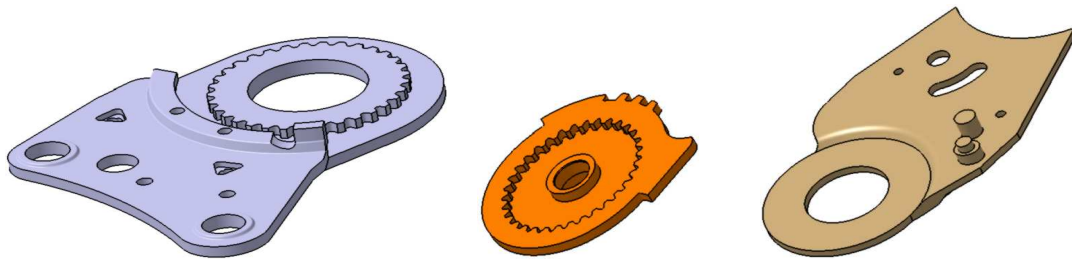


Fig. 86 – Peças estudadas

Sabendo que o momento no ponto R teria de ser igual a 53 daN.m, obtêm-se a força aplicada no encosto do banco (ver fig. 87).

$$M = F \cdot L$$

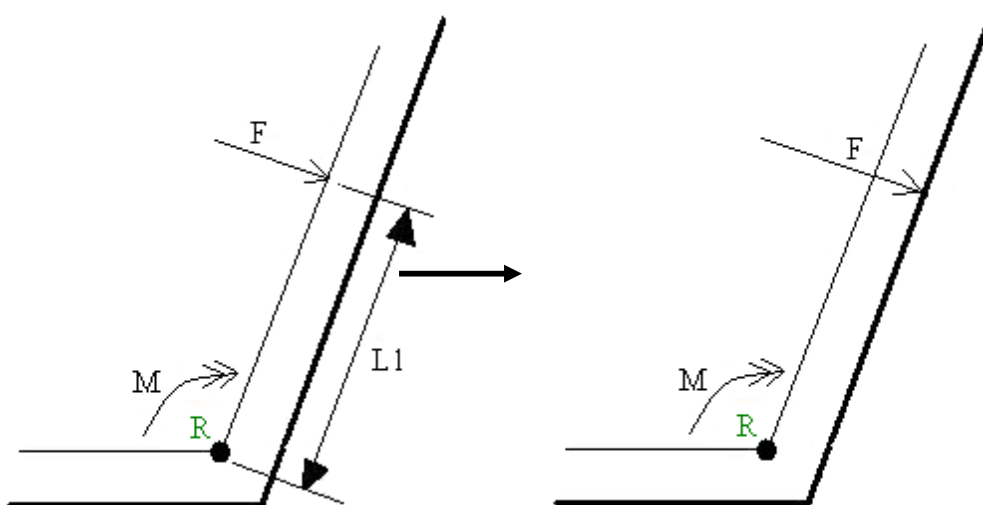


Fig. 87 – Cargas aplicadas

Usando um banco desenvolvido no CEIIA-CE, obteve-se  $LI=329,33 \text{ mm}$ , dando  $F=1609,32 \text{ N}$ .

O encosto do banco não deve mover-se nem rodar, mantendo-se completamente fixo em relação ao assento, portanto o encosto tem de estar encastrado. Um factor importante que mantém o encosto fixo (encastrado) é a resistência do engrenamento das articulações aos esforços, ou reacções, causados pela força  $F$  no banco. Todos os bancos têm duas articulações, logo cada uma delas tem de suportar uma força de valor igual a  $F/2$ .

Começou-se primeiro, por calcular as reacções no encastramento devido à acção da força  $F/2$ , indo de seguida ao cálculo da resistência do engrenamento, passando depois para a resistência das peças em si.

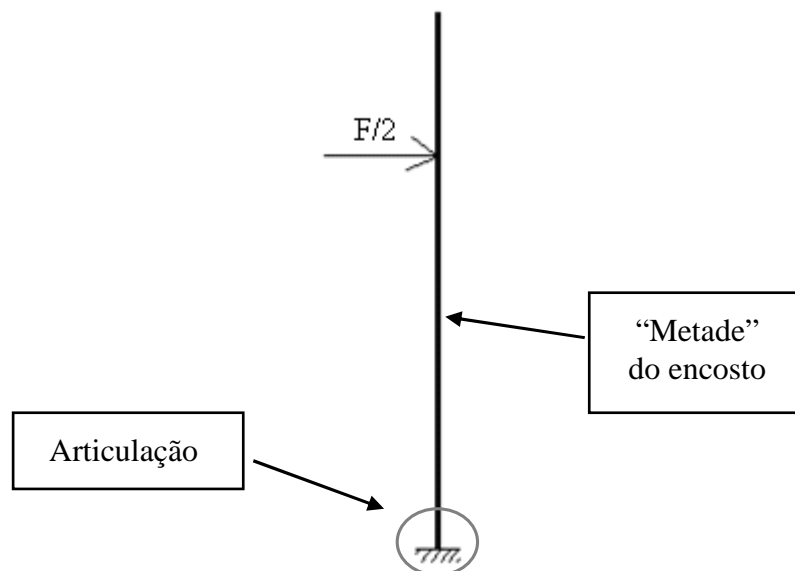


Fig. 88 – Viga análoga ao encosto

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0N \\ \sum F_y &= 0N \\ \sum M_z &= 0N.m \end{aligned} \quad (2)$$

Como se pode ver na fig. 88, existe um ângulo  $\theta$  entre o encosto e o assento diferente de  $90^\circ$ , porém nos cálculos este ângulo foi ignorado, pois como era muito pequeno –  $\theta = 11^\circ$  –, considerou-se que o erro consequente era baixo, logo desprezável, sendo considerado que o encosto estava perpendicular ao assento.

## Esforços nas engrenagens

Para estudar a resistência das rodas dentadas, foram usados dois métodos de cálculo:

1. baseado em notas do vol.1 de *Traité théorique et pratique des engrenages* de Henriot;
2. baseado em notas encontradas no site da empresa DuPont.

Existe ainda outro método de cálculo, também da DuPont, mas não foi usado. No Anexo D, existe uma breve explicação deste método.

### *Método de Henriot*

Sendo um teste, o número de ciclos  $n$  nunca pode ser muito grande, pois o teste não é repetido muitas vezes. Neste método foram considerados  $n = 100$ , de modo a encontrar um equilíbrio entre o número de ciclos do teste e os gráficos usados para tirar as constantes, que estão feitos para n°s de ciclos mais elevados.

Capacidade à rotura

$$F_{t_{1adm}} = \sigma_{b_{1lim}} \cdot b \cdot m_0 \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl_1} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_{F_1} \cdot Y_\beta} \rightarrow \text{pinhão} \quad (3)$$

$$F_{t_{2adm}} = \sigma_{b_{2lim}} \cdot b \cdot m_0 \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl_2} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_{F_2} \cdot Y_\beta} \rightarrow \text{roda dentada} \quad (4)$$

Capacidade à pressão superficial

$$F_{t_{1adm}} = \sigma_{H_{1lim}}^2 \cdot b \cdot d_1 \cdot C_r \cdot \frac{K_v \cdot K_{HL_1} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2} \rightarrow \text{pinhão} \quad (5)$$

$$F_{t_{2adm}} = \sigma_{H_{2lim}}^2 \cdot b \cdot d_2 \cdot C_r \cdot \frac{K_v \cdot K_{HL_2} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2} \rightarrow \text{roda dentada} \quad (6)$$

Para as constantes das equações, ver Anexo D.

Conhecidas as dimensões e o material das engrenagens, obtém-se  $F_{t1}$  e  $F_{t2}$ . Ambas as forças  $F_t$ , tanto na capacidade à rotura como na capacidade à pressão superficial, deverão ser superiores à carga em serviço.

São equações mais adaptadas para engrenagens de metal e que girem com velocidades significativas, o que não é o caso, mas na altura em que os cálculos começaram a ser feitos, era o único método conhecido.

### *Método de DuPont*

Neste método foram considerados  $n = 10$ , valor que está mais próximo do  $n^\circ$  real de ciclos do teste do que o valor usado no método anterior.

Este método foi um método encontrado mais tarde no site da empresa DuPont.

Tab. 7 – Equações para o método da DuPont  
Allowable Fatigue Strength for DELRIN® and ZYTEL® 101

$\sigma_n = \sigma_1 [1 - C_n \log(n)]$ (MPa)
where: $\sigma_1$ = fatigue strength for $10^6$ cycles, see Table 8.03
$C_n = 0,20$ for ZYTEL® 101; = 0,22 for DELRIN®
$n$ = number of cycles in million (industrial purposes: $n \geq 1000$ )
$\sigma_{all} = c_1 c_2 c_3 \sigma_n$ (MPa)
where: $c_1 = 1 - 0,6 (T - 20) / 80$
$T$ = temperature in °C
$c_2$ = factor for shock-load
no shocks: $c_2 = 1,0$
heavy shocks: $c_2 = 0,5$
$c_3$ = factor for velocity = $1 / (1 + v)$
$v$ = peripheral velocity; $\leq 5$ (m/s)
$v = \pi d \omega / 60000$ (m/s)
$d$ = pitch diameter (mm)
$\omega$ = rotational speed (rpm)

$\sigma_1$  – tensão de fadiga para materiais para engrenagens da DuPont para  $10^6$  ciclos

$\sigma_{all}$  – tensão de fadiga admissível para Delrin® e Zytel®

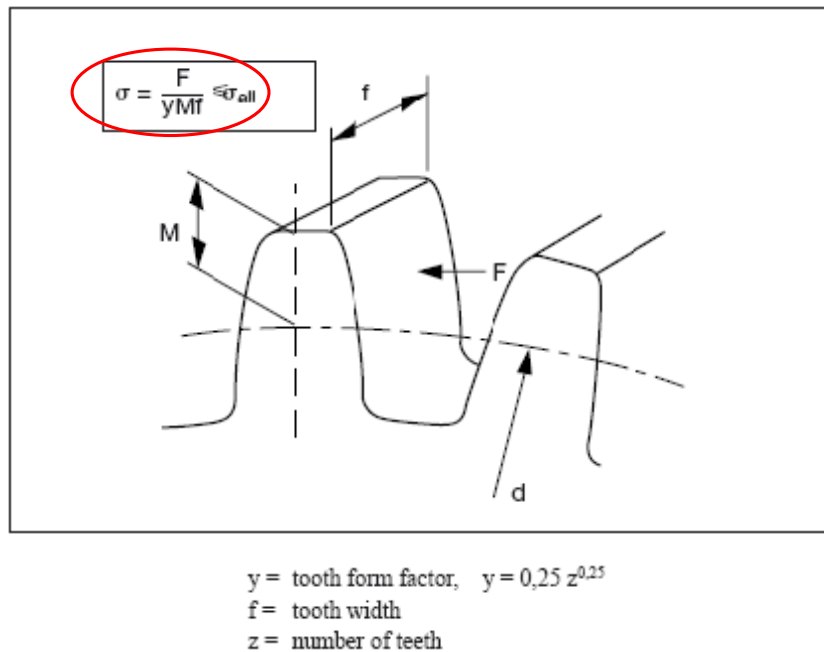


Fig. 89 – Equações para o método da DuPont

$\sigma$  – tensão de flexão calculada

Conhecidas as dimensões e o material das engrenagens, obtém-se  $\sigma$  que tem de ser inferior ou igual a  $\sigma_{all}$ , como mostra a fig. 89.

Sendo a DuPont, um fabricante de polímeros, estas são equações adaptadas a engrenagens de plástico, logo mais perto dos objectivos pretendidos. Contudo, as engrenagens de plástico não costumam ser construídas para mecanismos que aguentem as grandes cargas a que, normalmente, as articulações têm de suportar e os valores apresentados na tab. 7 são só para polímeros fabricados pela DuPont.

## Vigas

É necessário saber também se as peças resistem aos esforços ao longo do seu eixo longitudinal. Simplesmente, não existe uma teoria para partes assim pequenas e de forma variável, logo adoptou-se a teoria das vigas. Sabe-se que é uma analogia bastante grosseira, pois estas peças não se comparam a vigas.

### Tensão normal $\sigma_{xx}$

$$\sigma_{ced} = \sigma_{xx} = -\frac{M_{fz} \cdot y}{I_z} + \frac{M_{fy} \cdot z}{I_y} \quad (7)$$

Em todos os casos neste estudo,  $\sigma_{ced} = -\frac{M_{fz} \cdot y}{I_z}$  (8)

### Deformação $\delta$

Pelo Teorema da Carga Unitária

$$F \cdot \delta = \int \frac{N\bar{N}}{EA} dl + \int \frac{V\bar{V}}{GA_r} dl + \int \frac{M_f \bar{M}_f}{EI} dl + \int \frac{M_t \bar{M}_t}{GI_r} dl \quad \text{com } F = 1N \quad (9)$$

Em todos os casos neste estudo,

$$N = 0, \quad M_t = 0 \Rightarrow F \cdot \delta = + \int \frac{V\bar{V}}{GA_r} dl + \int \frac{M_f \bar{M}_f}{EI} dl \quad (10)$$

Foi considerado que as peças tinham secção rectangular.

Momento de inércia  $\rightarrow I_z = \frac{b \cdot h^3}{12}$ ; (11)

Área reduzida  $\rightarrow A_r = 1,2 \cdot b \cdot h$  (12)

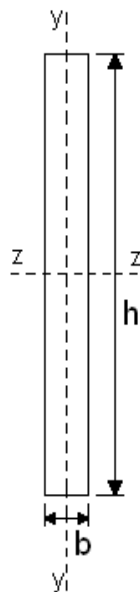


Fig. 90 – Secção rectangular

## Cálculo

### Reacções

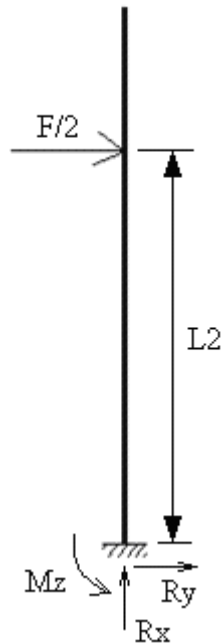


Fig. 91 – Reacções

$$F = 1609,3N \Rightarrow F/2 = 804,7N$$

$$L2 = 348,7mm = 0,3487m$$

$$\sum F_x = 0N \Leftrightarrow R_x = 0N$$

$$\sum F_y = 0N \Leftrightarrow F/2 + R_y = 0 \Leftrightarrow R_y = -804,7N$$

$$\sum M_z = 0N.m \Leftrightarrow M_z - (F/2) \cdot L2 = 0 \Leftrightarrow M_z = 280,5N.m$$

### Esforços nas engrenagens

Tab. 8 – Características da engrenagem

	$\alpha$ (°)	a (mm)	z	$r_a$ (mm)	$r_b$ (mm)	m (mm)	r (mm)	b (mm)
Pinhão – 1	20	0,825	33	28,35	25,5	1,65	27,225	3,4
Roda dentada – 2		$\approx 1$	34	27,6	30,625	1,65	28,05	

a –entre-eixo

z – n° de dentes

$r_a$  – raio de cabeça ou de addendum

$r_b$  – raio de base ou de dedendum

m – módulo

r – raio primitivo

b – largura do dente

$$x_1 = x_2 = x = 0 \quad (13)$$

$$y_1 = y_2 = y = 1 - x = 1 \quad (14)$$

Razão de condução para engrenagens interiores (pela eq. 26, Anexo D) –  $\epsilon_\alpha$

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 y_1} - \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_2^2 - z_2 y_2} + (z_2 - z_1) \cdot \sin \alpha \right] \Leftrightarrow \epsilon_\alpha = 2,56$$

Baseando-se neste valor, pode-se dizer que existem 2 a 3 dentes engrenados. Para os cálculos seguintes foi decidido que eram 3 dentes.

O esforço  $F_n$  (força normal) que cada dente engrenado sofre é igual à “soma” do esforço causado pelo momento  $M_z$  mais o esforço causado pela reacção  $R_y$ .

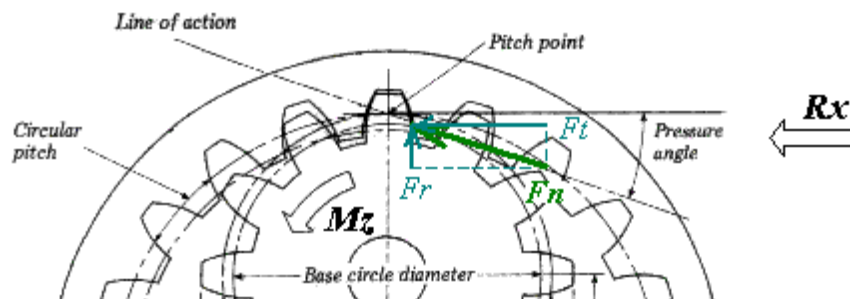


Fig. 92 – Esforços nas rodas dentadas

Decompondo-se  $F_n$  nas suas componentes  $F_t$  (força tangencial) e  $F_r$  (força radial), verifica-se que destas, a  $F_t$  é a mais crítica para a resistência do dente.

$F_{t21}$  – força que a roda dentada exerce no pinhão

$F_{t12}$  – força que o pinhão exerce na roda dentada

Como são 3 dentes engrenados, então  $F_t$  é dividido pelo número de dentes.

$$F_{r21} = \frac{M_z / r_1 + R_y}{3} = 370,31 daN \quad (15)$$

$$F_{r12} = \frac{M_z / r_2 + R_y}{3} = 360,2 daN \quad (16)$$

Tab. 9 – Propriedades mecânicas

	E (MPa)	G (MPa)	$\sigma_{elast}$ (MPa)	$\sigma_{rot}$ (MPa)
Ultramid A3WG10	16,8	1,903	60	240
Celstran PA66-GF50-02-EU	16,2	4,107	50	260
Ultramid HMG13 HS BK-102	22,4	5	75	245
Celstran PA66-GF60-02-US	21,6	5	75	280
Zytel 70G60HSL BK359	20	4,813	70	230
Ultramid B3ZG6	9	-----	-----	150
Aço	210	80	235	900

Alguns valores (assinalados a azul) da tab. 9 não foram encontrados, logo foram estimados (considerou-se que seriam parecidos com os valores encontrados para os outros plásticos).

### Método de Henriot

Tab. 10 – Constantes dependentes do tipo e da geometria da engrenagem

$K_v$	1
$K_{bL1}$	2,7
$K_{bL2}$	2,7
$K_M$	1
$K_A$	1
$Y_\varepsilon$	0,39
$Y_{F1}$	2,44
$Y_{F2}$	2,43
$Y_\beta$	1
$d_1$ (mm)	54,45
$i$	1,03
$C_r$	2
$K_{HL1}$	4,7
$K_{HL2}$	4,7
$(Z_\beta)^2$	0,48
$(Z_C)^2$	3,13

Os materiais estudados foram o aço e os plásticos mencionados na tab. 9.

Durante o estudo surgiu um problema relacionado com os plásticos. Tal como já foi referido anteriormente, o método de Henriot é indicado para materiais metálicos, logo os gráficos que indicam os valores a usar para  $\sigma_{b.lim}$  e  $\sigma_{H.lim}$  (ver Anexo D, gráficos correspondentes) só mencionam esse tipo de material.

Portanto, foram tomadas as seguintes hipóteses:

-  $\sigma_{b.lim}$  = valor resultante da extrapolação da tendência do gráfico relativo a esta tensão na linha correspondente ao material mais fraco (para o resultado mais pessimista);

-  $\sigma_{H.lim} = \sigma_{rot}$  do material.

Também foi considerado, para a constante  $Z_E$  que os plásticos usados eram isotrópicos, logo  $E_1 = E_2 = E$  (ver Anexo D, eq. 28)

#### - Ultamid A3WG10 -

Tab. 11 - Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	5,5
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	24
$(Z_E)^2$	588

#### - Celstran PA66-GF50-02-EU -

Tab. 12 – Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	6,0
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	26
$(Z_E)^2$	567

#### - Ultamid HMG HS BK-102 -

Tab. 13 – Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	5,6
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	24,5
$(Z_E)^2$	784

**- Celstran PA66-GF60-02-US -**

Tab. 14 – Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	6,8
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	28
$(Z_E)^2$	756

**- Zytel 70G60HSL BK359 -**

Tab. 15 – Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	5,4
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	23
$(Z_E)^2$	700

**- Aço -**

Tab. 16 – Constantes dependentes do tipo de material da engrenagem

$\sigma_{b.lim}$ (hbar)	33,0
$\sigma_{H.lim}$ (hbar)	150
$(Z_E)^2$	7350

***Método de DuPont***

Tab. 17 – Tensão de fadiga  $\sigma_1$   
**Fatigue Strength ( $\sigma_1$ ) for DuPont gear materials  
 for  $10^6$  cycles (MPa)**

Material	Mating Material	Lubrication	
		Continuous	Initial
DELRAIN® 100	Steel	48	27
DELRAIN® 500	Steel	36	18
ZYTEL® 101	Steel	40	25
ZYTEL® 101	ZYTEL® 101		18

$$\sigma_n = \sigma_1 [1 - C_n \cdot \log(n)] \quad (17)$$

Em que:

Material do pinhão e da roda dentada  $\rightarrow$  Zytel  $\rightarrow \sigma_1 = 18 \text{ Mpa}$

poliamida\*  $\rightarrow C_n = 0,20$

\*Este valor Cn é para o Zytel da DuPont e é uma poliamida. Como não havia informação em relação a esta constante para os outros materiais usados (pois a tab. 7 foi feita pela DuPont), considerou-se o Cn dos outros plásticos igual ao do Zytel, pois todos eles são poliamidas.

- n = 10 ciclos

Obtém-se então,  $\sigma_n = 36 \text{ MPa}$

$$\sigma_{all} = c_1 c_2 c_3 \sigma_n \quad (18)$$

Em que:

$$c_1 = 1 - 0,6(T - 20)/80 \quad (19)$$

T=23°C

sem choques  $\rightarrow c_2=1,0$

$$c_3 = 1/(1 + v) \quad (20)$$

$$v = \pi d \omega / 60000 = 0 \text{ m/s} \quad (21)$$

Obtém-se então,  $\sigma_{all} = 35,19 \text{ MPa}$ .

$$\sigma = \frac{F_t}{y \cdot m \cdot f} \leq \sigma_{all} \quad (22)$$

Em que:

$$y \rightarrow \text{factor de forma do dente} \quad y = 0,25 \cdot z^{0,25} \quad (23)$$

f (ou b) (mm)  $\rightarrow$  largura do dente

Ft (N)  $\rightarrow$  força tangencial

**Vigas**

*Peça L*

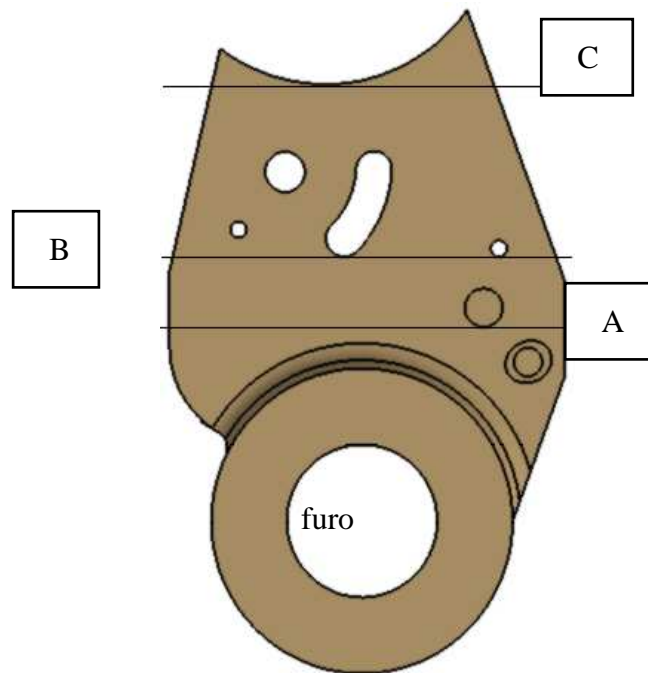


Fig. 93 – Secções

A, B, C → Secções estudadas

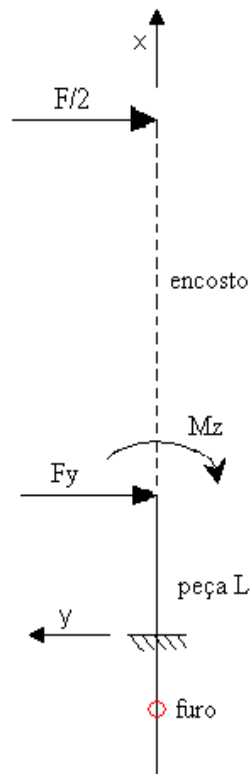


Fig. 94 – Viga

$$F_y = 804,66 \text{ N e } M_z = 205,45 \text{ N.m}$$

**Diagramas de esforços**

Esforço normal N é nulo

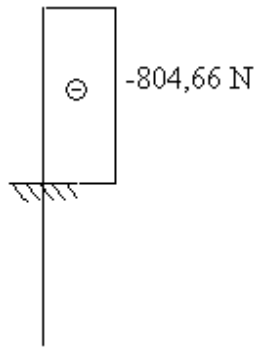


Fig. 95 – Esforço transverso V

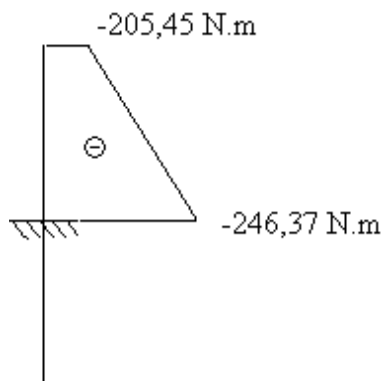


Fig. 96 - Momento flector Mf

Tab. 18 - Secção A

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-243,16	0,04285	1,56E-007	2,23E-004	-67

Tab. 19 - Secção B

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-234,54	0,04118	1,44E-007	2,17E-004	-67

Tab. 20 - Secção C

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-205,45	0,03186	5,79E-008	1,60E-004	-113

**Tensão normal  $\sigma_{xx}$  e deformação  $\delta$** **- Ultamid A3WG10 -**

Tab. 21 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	3,55	0,00832	0,01
B	3,58	0,03950	0,05
C	6,02	0,44387	0,74

**- Celstran PA66-GF50-02-EU -**

Tab. 22 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	4,26	0,00429	0,01
B	4,30	0,02453	0,03
C	7,23	0,38305	0,64

**- Ultamid HMG HS BK-102 -**

Tab. 23 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,84	0,00344	0,00
B	2,87	0,01904	0,02
C	4,82	0,28315	0,47

**- Celstran PA66-GF60-02-US -**

Tab. 24 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,84	0,00346	0,00
B	2,87	0,01935	0,02
C	4,82	0,29174	0,49

**- Zytel 70G60HSL BK359 -**

Tab. 25 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	3,04	0,00346	0,00
B	3,07	0,0204	0,03
C	5,16	0,31297	0,52

**- Aço -**

Tab. 26 – Valores obtidos

Secção		deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	0,91	0,00024	0,00
B	0,91	0,00155	0,00
C	1,54	0,02794	0,05

**Peça A**

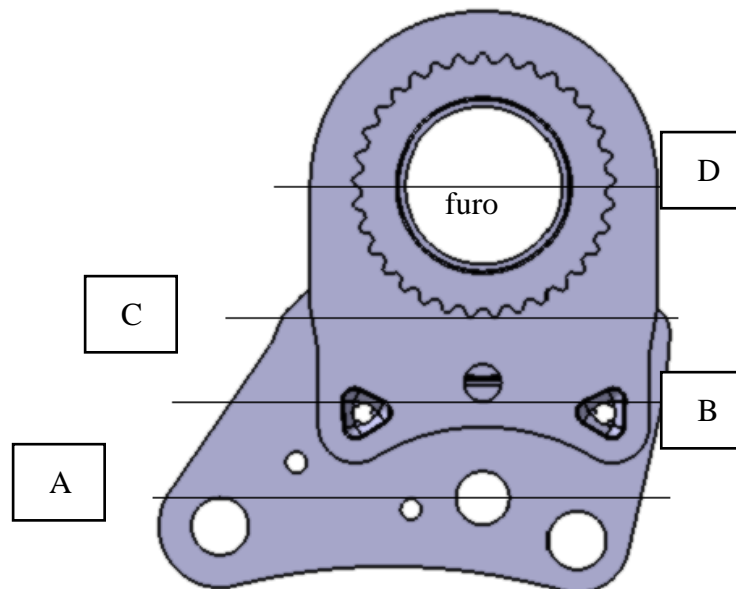


Fig. 97 – Secções

A, B, C, D → Secções estudadas

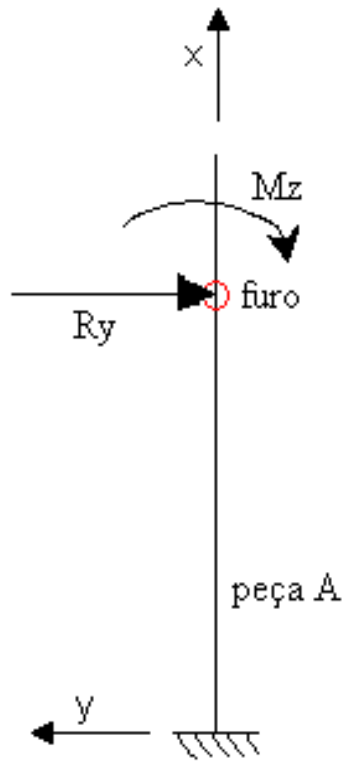


Fig. 98 – Viga

$$R_y = 804,66 \text{ N} \text{ e } M_z = 280,54 \text{ N.m}$$

### Diagramas de esforços

Esforço normal N é nulo

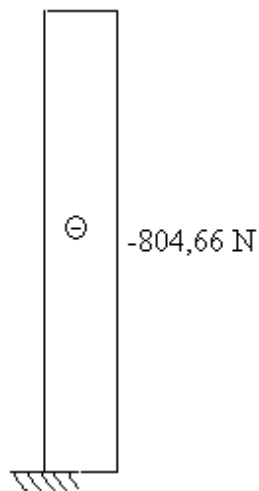


Fig. 99 - Esforço transversal V

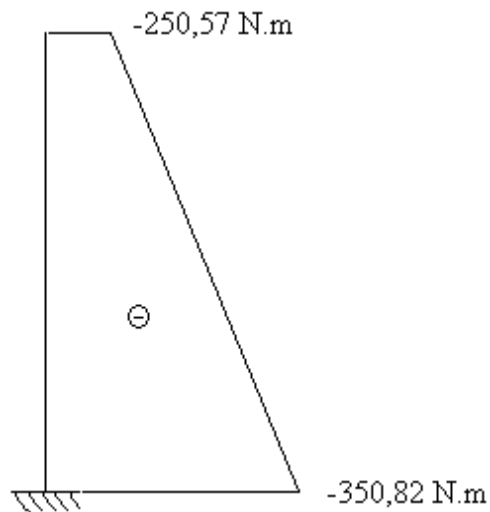


Fig. 100 - Momento flector  $M_f$

Tab. 27 - Secção A

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-334,62	0,05107	3,55E-007	3,02E-004	-48

Tab. 28 - Secção B

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-317,76	0,05417	5,75E-007	6,17E-004	-30

Tab. 29 - Secção C

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-303,17	0,04174	1,77E-007	2,69E-004	-72

Tab. 30 - Secção D

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-280,54	0,03725	1,33E-007	1,11E-004	-79

**Tensão normal  $\sigma_{xx}$  e deformação  $\delta$** **- Ultamid A3WG10 -**

Tab. 31 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,37	0,03992	0,04
B	3,98	0,05782	0,06
C	4,78	0,29094	0,36
D	5,32	0,89259	1,20

**- Celstran PA66-GF50-02-EU -**

Tab. 32 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,84	0,02523	0,02
B	4,78	0,04381	0,05
C	5,74	0,24840	0,31
D	6,38	0,73480	0,99

**- Ultamid HMG HS BK-102 -**

Tab. 33 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	1,89	0,01953	0,02
B	3,19	0,03297	0,04
C	3,82	0,18387	0,23
D	4,25	0,54655	0,73

**- Celstran PA66-GF60-02-US -**

Tab. 34 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	1,89	0,01986	0,02
B	3,19	0,03379	0,04
C	3,82	0,18937	0,23
D	4,25	0,56211	0,75

**- Zytel 70G60HSL BK359 -**

Tab. 35 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,03	0,02101	0,02
B	3,41	0,03605	0,04
C	4,10	0,20307	0,25
D	4,56	0,60186	0,81

**- Aço -**

Tab. 36 – Valores obtidos

Secção		deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	0,60	0,00161	0,00
B	1,02	0,00304	0,00
C	1,22	0,01805	0,02
D	1,36	0,05271	0,07

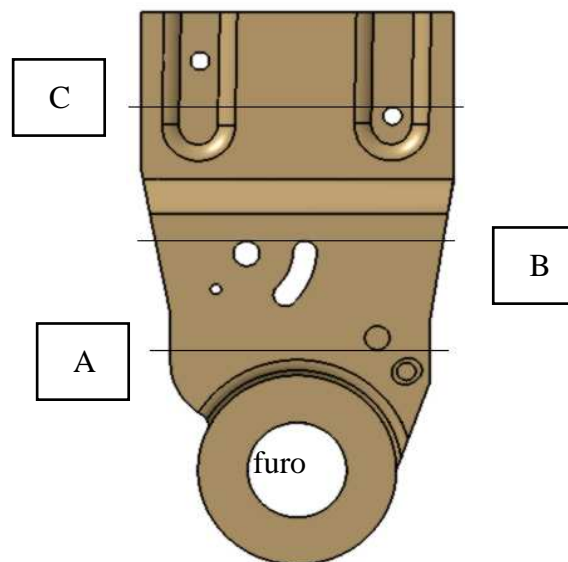
***Peça L modificada<sup>3</sup>***

Fig. 101 - Secções

A, B, C → Secções estudadas

<sup>3</sup> As peças A e L modificadas foram analisadas sem os ribs.

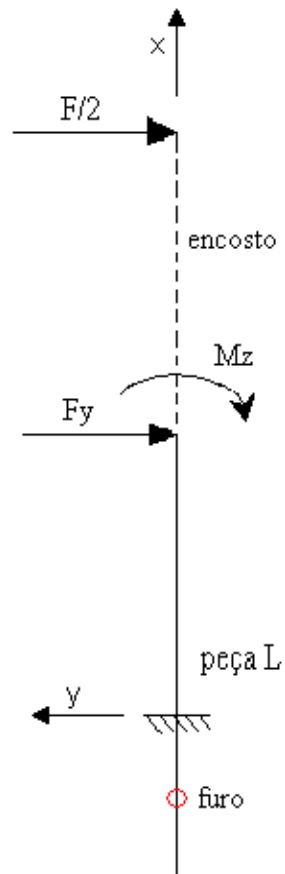


Fig. 102 – Viga

$$F_y = 804,66 \text{ N e } M_z = 152,58 \text{ N.m}$$

### Diagramas de esforços

Esforço normal N nulo

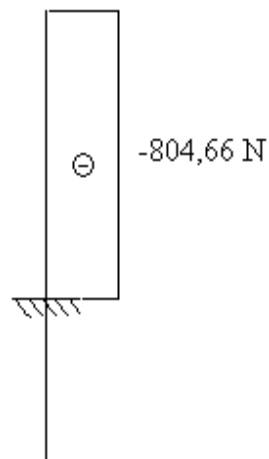


Fig. 103 – Esforço Transverso V

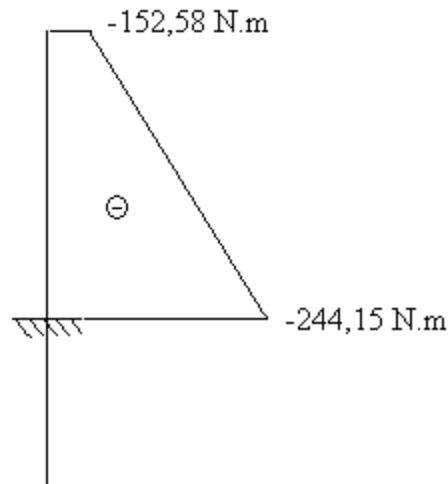


Fig. 104 – Momento flector  $M_f$

Tab. 37 – Secção A

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-240,94	0,04285	2,44E-007	3,49E-004	-42

Tab. 38 - Secção B

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-214,54	0,04708	3,33E-007	3,87E-004	-30

Tab. 39 - Secção C

$M_f$ (N.m)	y (m)	$I_z$ (m <sup>4</sup> )	$A_r$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma_{xx}$ (MPa)
-178,49	0,05058	4,51E-007	4,59E-004	-20

**Tensão normal  $\sigma_{xx}$  e deformação  $\delta$**

**- Ultamid A3WG10 -**

Tab. 40 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	3,51	0,03127	0,04
B	2,53	0,18489	0,20
C	1,38	0,24629	0,24

**- Celstran PA66-GF50-02-EU -**

Tab. 41 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	4,22	0,02965	0,04
B	3,03	0,16864	0,18
C	1,66	0,21228	0,21

**- Ultamid HMG HS BK-102 -**

Tab. 42 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,81	0,02166	0,03
B	2,02	0,12380	0,13
C	1,11	0,15695	0,16

**- Celstran PA66-GF60-02-US -**

Tab. 43 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	2,81	0,02240	0,03
B	2,02	0,12781	0,14
C	1,11	0,16170	0,16

**- Zytel 70G60HSL BK359 -**

Tab. 44 – Valores obtidos

Secção	Pela tensão	deformação	
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	3,01	0,02411	0,03
B	2,17	0,13741	0,15
C	1,19	0,17346	0,17

- Aço -

Tab. 45 – Valores obtidos

Secção	deformação		
	$b_{\min}$ (mm)	$\delta$ (mm)	% $\delta$
A	0,90	0,00223	0,00
B	0,65	0,01253	0,01
C	0,35	0,01548	0,00

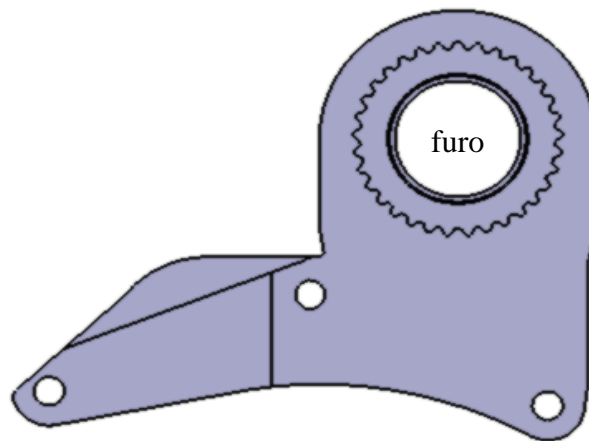
*Peça A modificada*

Fig. 105 - Peça

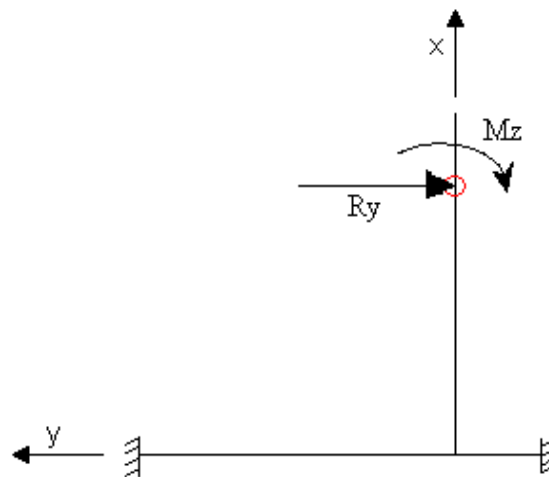


Fig. 106 - Viga

$$R_y = 804,66 \text{ N e } M_z = 280,54 \text{ N.m}$$

Como se pode observar pela fig. 106 esta peça é uma peça hiperestática. Para fazer os cálculos anteriores, seria necessário usar o Método das Forças para chegar às reacções, o que daria bastante trabalho, pois estas dependem do tipo de material da peça, devido às constantes E (módulo

Articulação de um Banco de Automóvel de elasticidade) e  $G$  (módulo de rigidez ao corte). Ou seja, tinha-se de repetir um método, que por si só já é longo, sempre que se mudava de material (neste caso, 6 vezes).

Logo, foi decidido que seria melhor fazer por MEF. Foi feita, então, uma análise no software Hypermesh.

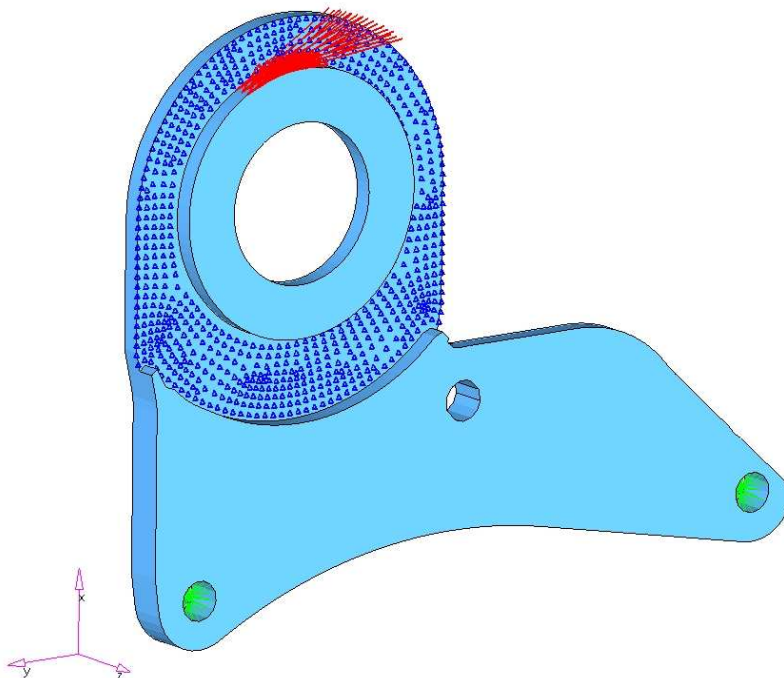


Fig. 107 – Cargas e restrições aplicados

## Método dos Elementos Finitos

Para os elementos finitos foi usado o módulo Generative Structural Analysis do software CATIA.

Generative Structural Analysis – fazer análises de elementos finitos.

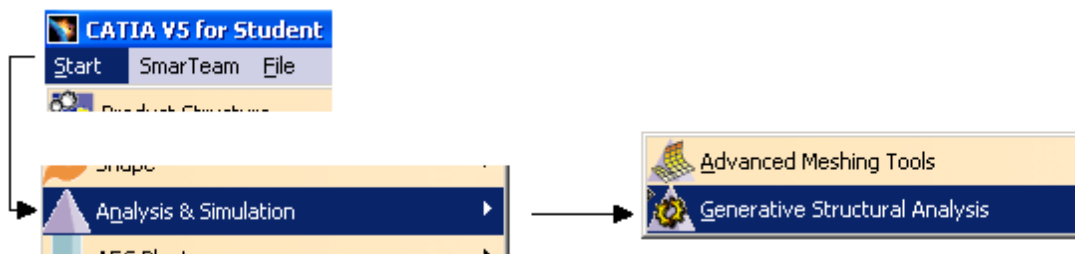


Fig. 108 – Módulo do CATIA

Efectuam-se os seguintes passos:

- escolhe-se o material;

- cria-se a malha, definindo o tipo e o tamanho médio do elemento e a distância média deste à peça (ex: furos) – sag;
- colocam-se as restrições;
- colocam-se as cargas;
- faz-se o cálculo (*Compute*);
- visualiza-se os resultados.

Materiais usados em todas as análises:

- aço Domex 700 MC ( $\sigma_{ced} = 700 \text{ MPa}$ );
- Ultramid HMG13 HS BK-102 ( $\sigma_{ced} = 75 \text{ MPa}$ ).

*Peça A*

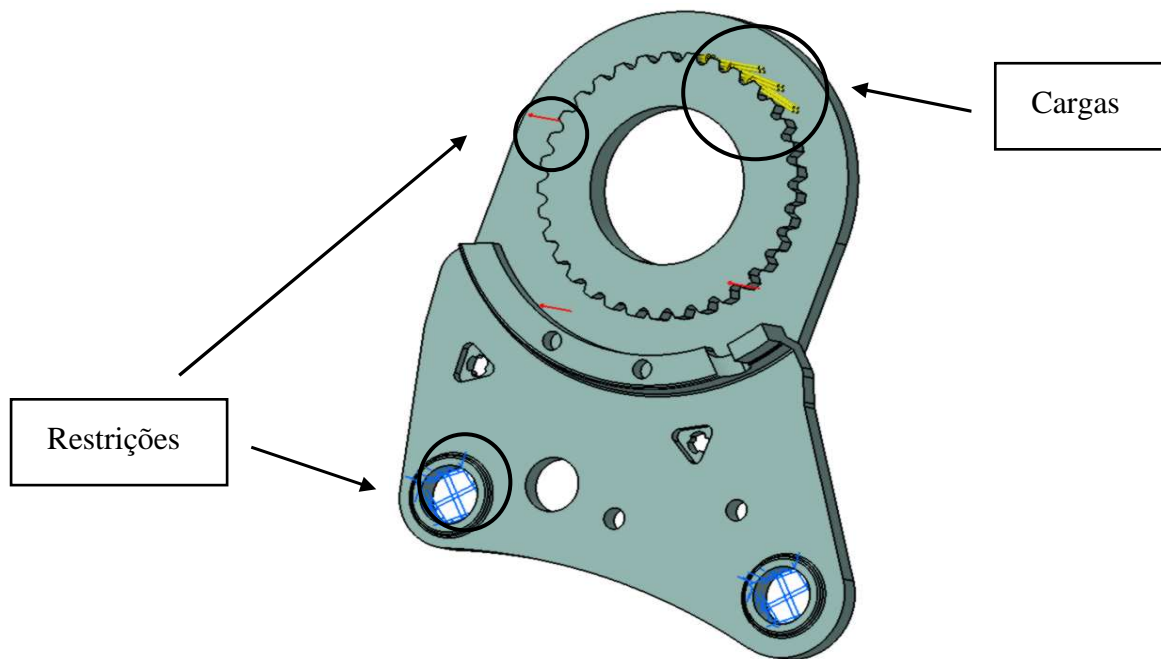


Fig. 109 – Cargas e restrições



Fig. 110 – Malha

Malha:

- tamanho do elemento – 2 mm;
- sag – 0,5 mm

Restrições:

- azul – encastramento;
- vermelho – apoio simples.

Cargas:

- forças distribuídas –  $F_{res} = 3703,1 N$ .

**Peça B**

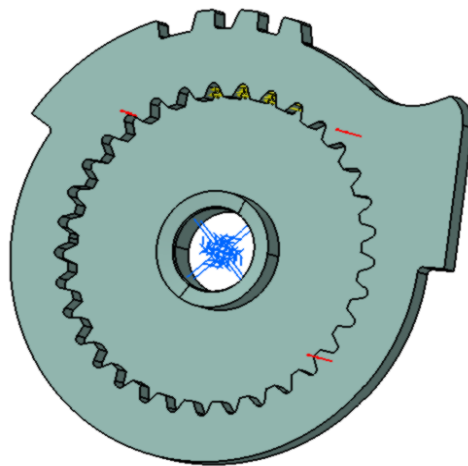


Fig. 111 - Cargas e restrições

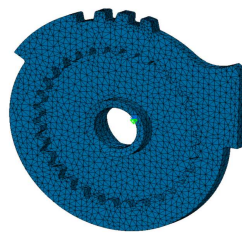


Fig. 112 - Malha

Malha:

- tamanho do elemento – 2 mm;
- sag – 0,5 mm

Restrições:

- azul – encastramento;
- vermelho – apoio simples.

Cargas:

- forças distribuídas –  $F_{res} = 3602 N$ .

*Peça A modificada*

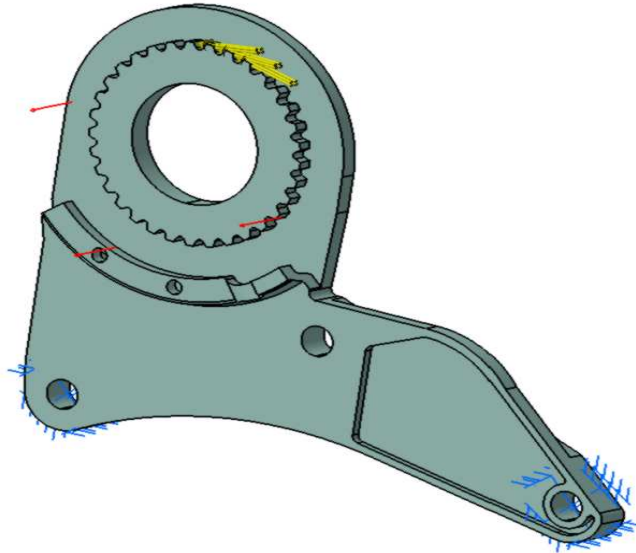


Fig. 113 - Cargas e restrições



Fig. 114 - Malha

Malha:

- tamanho do elemento – 2 mm;
- sag – 0,5 mm

Restrições:

- azul – encastramento;
- vermelho – apoio simples.

Cargas:

- forças distribuídas –  $F_{res} = 3703,1 N$ .

**Peça L**

Nesta peça, foram experimentadas várias maneiras de análise, porque era difícil simular a realidade em questões das restrições.

Malha:

- tamanho do elemento – 2 mm;
- sag – 0,5 mm, excepto na 2ª maneira que é 0,6 mm.

Restrições:

- azul – encastramento;
- vermelho – apoio simples e apoio triplo.

Cargas:

- forças distribuídas –  $F_{res} = 804,66 N$ ;
- momento –  $M_{res} = 205,45 N.m$ .

1ª maneira: um corpo rígido (as duas peças estão completamente ligadas e fixas uma à outra como um corpo rígido único)

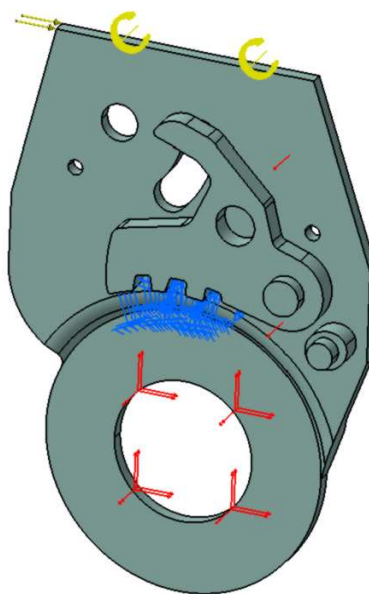


Fig. 115 – Cargas e restrições

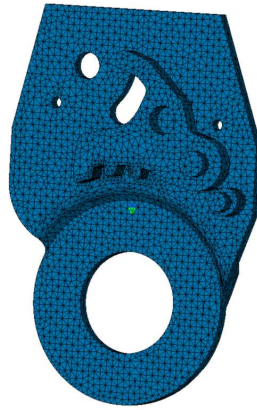


Fig. 116 - Malha

2ª maneira: um corpo rígido (as várias peças estão completamente ligadas e fixas umas às outras como um corpo rígido único)

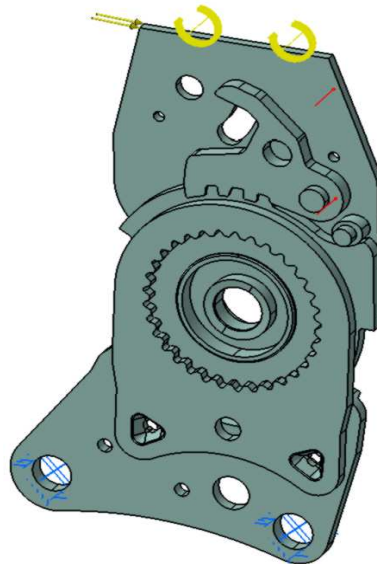


Fig. 117 - Cargas e restrições



Fig. 118 - Malha

3ª maneira: um mecanismo (as ligações entre as peças são as reais, isto é, a peça mais pequena – peça K – roda livremente em torno do eixo do pino (assinalado a preto) da peça maior – peça L).

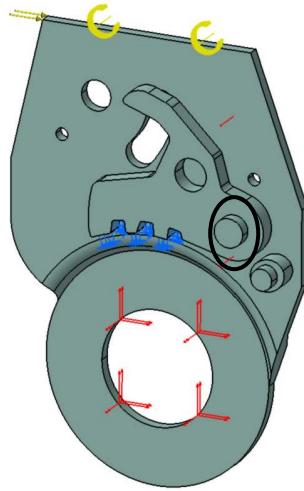


Fig. 119 - Cargas e restrições



Fig. 120 - Malha

### *Peça L modificada*

Como já se sabe, esta é a peça L com algumas alterações na geometria, mas o funcionamento é o mesmo. Logo, tem os mesmos problemas encontrados no caso anterior e foram usadas as mesmas soluções.

Malha:

- tamanho do elemento – 2 mm;
- sag – 0,5 mm, excepto na 2ª maneira que é 1 mm.

Restrições:

- azul – encastramento;
- vermelho – apoio simples e apoio triplo.

Cargas:

- forças distribuídas –  $F_{res} = 804,66 \text{ N}$  ;
- momento –  $M_{res} = 205,45 \text{ N.m}$ .

1ª maneira: um corpo rígido (as duas peças estão completamente ligadas e fixas uma à outra como um corpo rígido único)

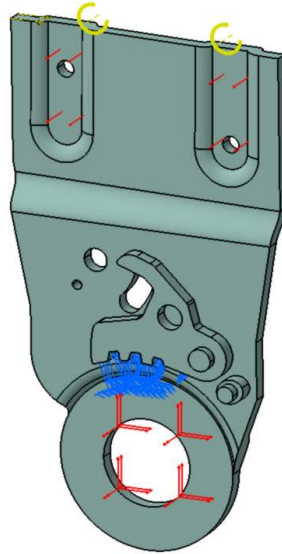


Fig. 121 - Cargas e restrições

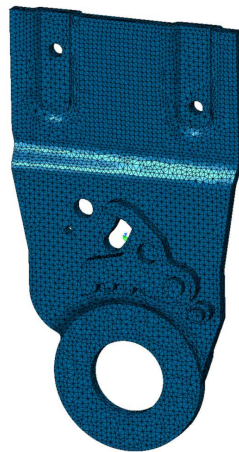


Fig. 122 - Malha

2ª maneira: um corpo rígido (as várias peças estão completamente ligadas e fixas umas às outras como um corpo rígido único)

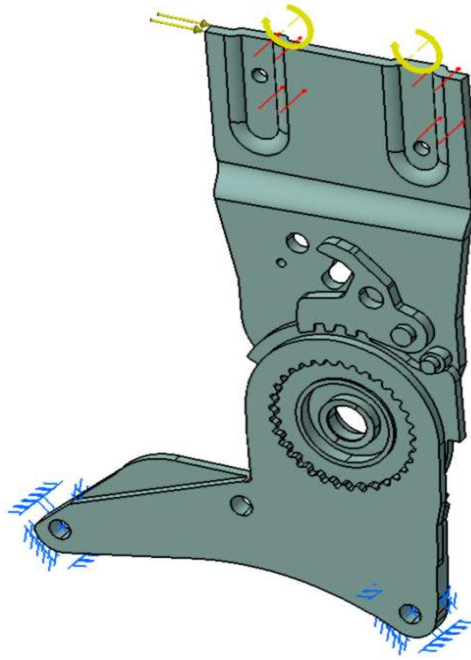


Fig. 123 - Cargas e restrições



Fig. 124 - Malha

3ª maneira: um mecanismo (as ligações entre as peças são as reais, isto é, a peça mais pequena – peça K – roda livremente em torno do eixo do pino (assinalado a preto) da peça maior – peça L.

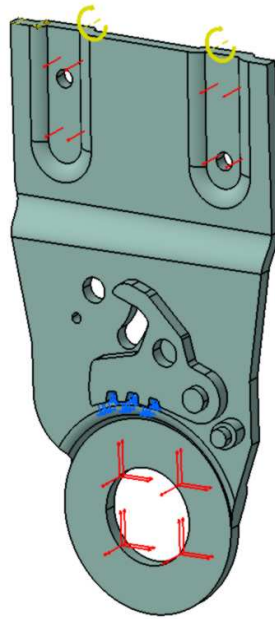


Fig. 125 - Cargas e restrições



Fig. 126 - Malha

No capítulo Resultados (capítulo seguinte), para as duas peças L, estão apresentados apenas os resultados da 2ª maneira, pois foram os resultados mais pessimistas. É possível que a 3ª maneira seja a mais fiel à realidade, mas, por via da segurança, foi escolhida a 3ª maneira.

## 5.5 Apresentação de resultados

### Moldação por injeção de plástico

*Quality prediction* – depende da pressão, da temperatura, etc e estima a qualidade esperada da aparência da peça e as suas propriedades mecânicas.

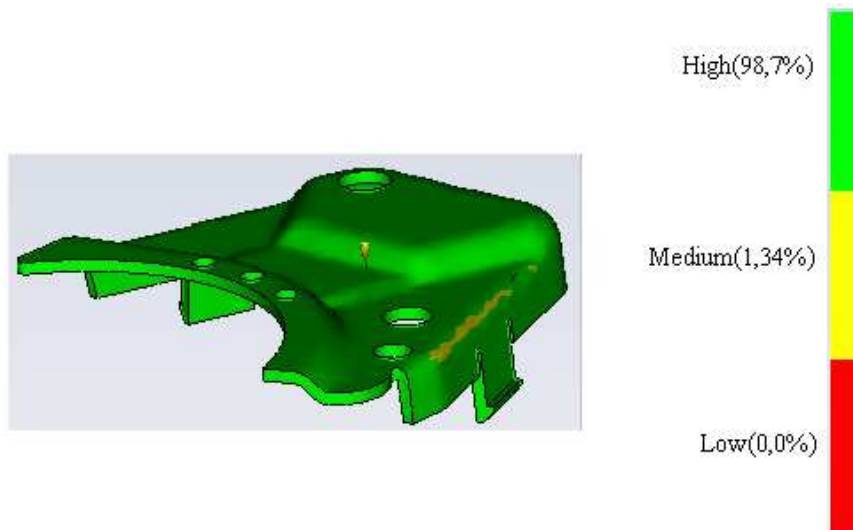


Fig. 127 – Quality prediction

*Warpage indicator, all effects* – estima o empenamento

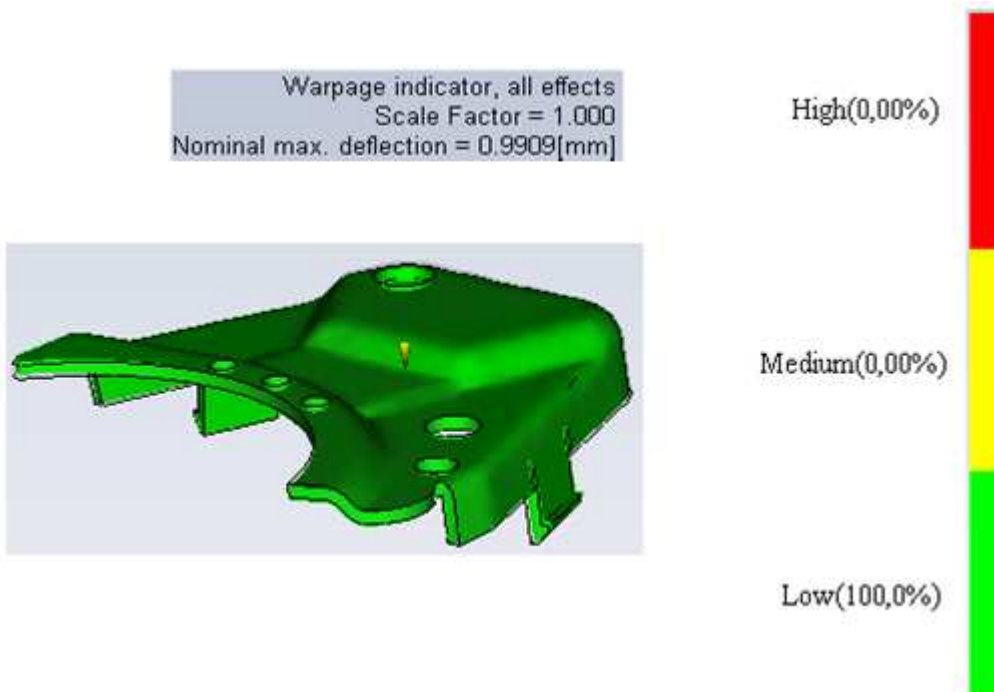


Fig. 128 – Warpage indicator

*Confidence of fill* – mostra a probabilidade do plástico preencher uma região dentro da cavidade nas condições de injeção standard.

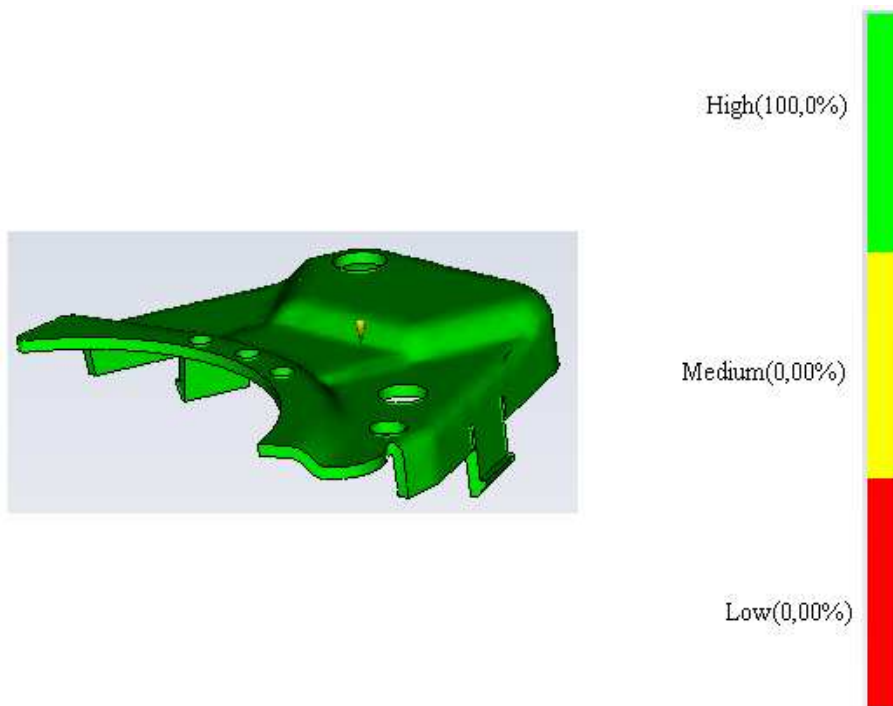


Fig. 129 – Confidence of fill

*Air traps* – mostra a provável localização de bolsas de ar

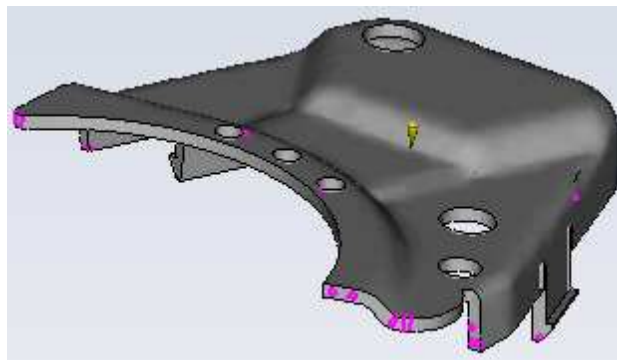


Fig. 130 – Air traps

*Weld lines* – mostra onde podem ocorrer as linhas formadas quando duas frentes de fluxo colidem uma com a outra

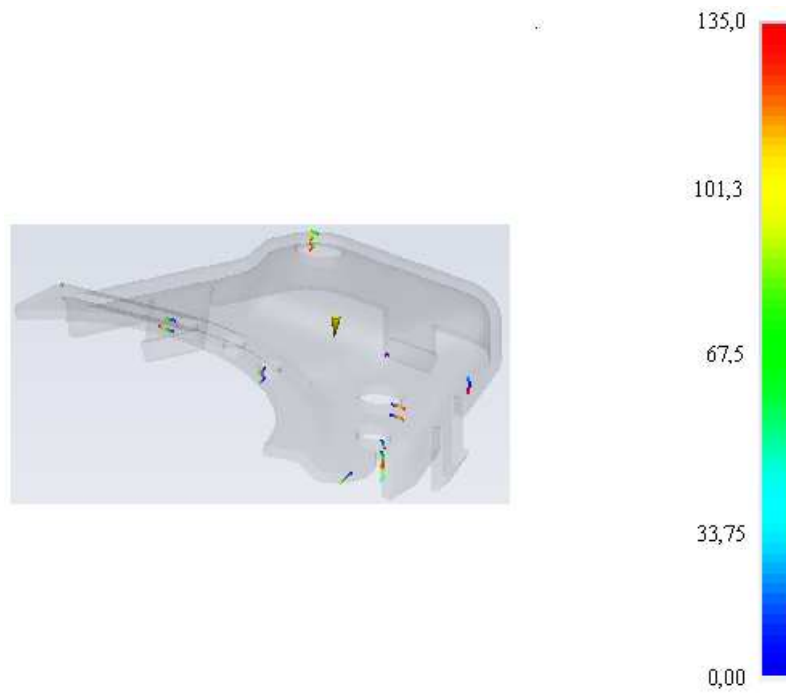


Fig. 131 – Weld lines

*Volumetric shrinkage* – mostra o encolhimento volumétrico para cada elemento como uma percentagem do volume original.

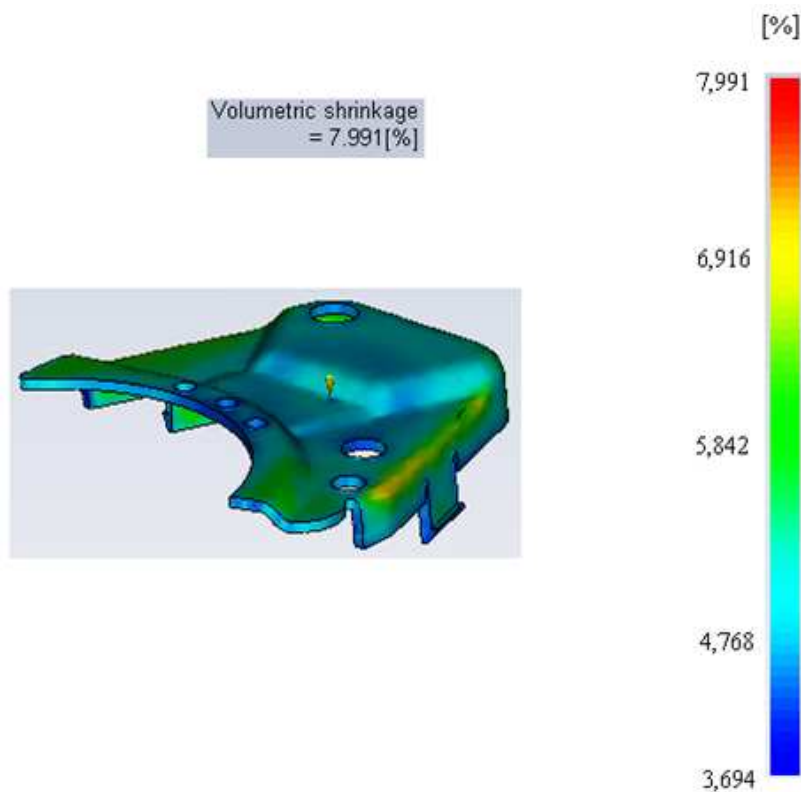


Fig. 132 – Volumetric shrinkage

Pelos resultados, pode-se concluir que é possível produzir esta peça em plástico sem grandes mudanças na sua geometria original.

## Fundamentação teórica

Tab. 46 – Plásticos usados

<b>1</b>	Ultamid A3WG10
<b>2</b>	Celstran PA66-GF50-02-EU
<b>3</b>	Ultamid HMG HS BK-102
<b>4</b>	Celstran PA66-GF60-02-US
<b>5</b>	Zytel 70G60HSL BK359

## **Esforços nas engrenagens**

### **Cargas em serviço**

$$F_{t21} = 370,31 \text{ daN}$$

$$F_{t12} = 360,2 \text{ daN}$$

### *Método de Henriot*

Tab. 47 – Resultados

<b>Materiais</b>	<b>Capacidade à rotura</b>		<b>Capacidade à pressão superficial</b>	
	<b>F<sub>t1</sub> (daN)</b>	<b>F<sub>t2</sub> (daN)</b>	<b>F<sub>t1</sub> (daN)</b>	<b>F<sub>t2</sub> (daN)</b>
<b>1</b>	87,42	87,78	1134	1134
<b>2</b>	95,37	95,76	1380	1380
<b>3</b>	89,01	89,37	886	886
<b>4</b>	107,29	107,73	1200	1200
<b>5</b>	85,83	86,18	875	875
<b>Aço</b>	524,51	526,67	3543	3543

Observando os valores da tab. 47, verifica-se que os valores de  $F_{t1}$  e  $F_{t2}$  para a capacidade à pressão superficial em todos os materiais são superiores aos valores das cargas em serviço. Porém, verifica-se também que o mesmo não se passa com os valores de  $F_{t1}$  e  $F_{t2}$  para a capacidade à rotura, sendo os valores correspondentes ao aço as únicas excepções.

Por esta tabela, conclui-se, então, que com a geometria e as dimensões actuais da engrenagem, nenhum dos plásticos estudados serve como bom substituto do aço, pois nenhum aguenta as cargas em relação à rotura.

### ***Método de DuPont***

pinhão  $\rightarrow y_1 = 0,599$  e  $F_{t_{21}} = 3703,1N \Rightarrow \sigma = 1100,14MPa$

roda dentada  $\rightarrow y_2 = 0,604$  e  $F_{t_{12}} = 3602N \Rightarrow \sigma = 1063,59MPa$

Sabendo que todos os plásticos estudados são poliamidas (ou seja, do mesmo material que o Zytel®) e sabendo que a condição  $\sigma_{all} > \sigma$  tem de ser satisfeita, comprova-se com estes cálculos que as cargas em serviço são demasiado altas para que esta engrenagem aguarde em plástico.

Pelos dois métodos, comprova-se que, para a engrenagem aguentar as cargas em compósitos, a largura  $b$  dos dentes teria de ser muito maior, o que tornaria a articulação demasiado grande e a ocupar muito espaço no banco.

Tab. 48 – Comparações

<b><i>Henriot</i></b> (rotura)	<b><i>DuPont</i></b> ( $\sigma$ )
$\approx 4x$ menor do que $F_t$ (devia ser superior)	$\approx 31x$ maior do que $\sigma_{all}$ (devia ser inferior)

### **Vigas**

deform. máxima elástica pertence ao Ultamid HMG HS BK-102 (ver gráf. A-2, Anexo A) = 0,3%

**Peça L**

b (espessura) = 3,2 mm

Pela *tensão normal*  $\sigma_{xx}$ , obteve-se

Tab. 49 – Espessura mínima b

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C
	b (mm)	b (mm)	b (mm)
<b>1</b>	3,55	3,58	6,02
<b>2</b>	4,26	4,3	7,23
<b>3</b>	2,84	2,87	4,82
<b>4</b>	2,84	2,87	4,82
<b>5</b>	3,04	3,07	5,16
<b>Aço</b>	0,91	0,91	1,54

Pela *deformação*  $\delta$ , obteve-se

Tab. 50 - % de deformação

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C
	% deform.	% deform.	% deform.
<b>1</b>	0,01	0,05	0,74
<b>2</b>	0,01	0,03	0,64
<b>3</b>	0,00	0,02	0,47
<b>4</b>	0,00	0,02	0,49
<b>5</b>	0,00	0,03	0,52
<b>Aço</b>	0,00	0,00	0,05

Comparando com a máxima deformação elástica encontrada e com a espessura actual da peça, vê-se nas tab. 49 e 50 que, mesmo usando os plásticos mais resistentes, a secção C já está na zona plástica. Soluções possíveis: aumentar a espessura b.

**Peça A**

b (espessura) = 4 mm, excepto na secção B em que b = 8 mm

Pela *tensão normal*  $\sigma_{xx}$ , obteve-se

Tab. 51 - Espessura mínima b

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C	Secção D
	b (mm)	b (mm)	b (mm)	b (mm)
<b>1</b>	2,37	3,98	4,78	5,32
<b>2</b>	2,84	4,78	5,74	6,38
<b>3</b>	1,89	3,19	3,82	4,25
<b>4</b>	1,89	3,19	3,82	4,25
<b>5</b>	2,03	3,41	4,10	4,56
<b>Aço</b>	0,60	1,02	1,22	1,36

Pela *deformação*  $\delta$ , obteve-se

Tab. 52 - % de deformação

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C	Secção D
	% deform.	% deform.	% deform.	% deform.
<b>1</b>	0,04	0,06	0,36	1,20
<b>2</b>	0,02	0,05	0,31	0,99
<b>3</b>	0,02	0,04	0,23	0,73
<b>4</b>	0,02	0,04	0,23	0,75
<b>5</b>	0,02	0,04	0,25	0,81
<b>Aço</b>	0,00	0,00	0,02	0,07

Comparando com a máxima deformação elástica e com a espessura actual da peça, vê-se nas tab. 51 e 52 que, mesmo usando os plásticos mais resistentes, a secção D já está na zona plástica. Soluções possíveis: aumentar a espessura b.

### *Peça L modificada*

b (espessura) = 5 mm

Pela *tensão normal*  $\sigma_{xx}$ , obteve-se

Tab. 53 - Espessura mínima b

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C
	b (mm)	b (mm)	b (mm)
<b>1</b>	3,51	2,53	1,38
<b>2</b>	4,22	3,03	1,66
<b>3</b>	2,81	2,02	1,11
<b>4</b>	2,81	2,02	1,11
<b>5</b>	3,01	2,17	1,19
<b>Aço</b>	0,90	0,65	0,35

Pela *deformação*  $\delta$ , obteve-se

Tab. 54 - % de deformação

Materiais	Secção A	Secção B	Secção C
	% deform.	% deform.	% deform.
<b>1</b>	0,04	0,20	0,00
<b>2</b>	0,04	0,18	0,00
<b>3</b>	0,03	0,13	0,00
<b>4</b>	0,03	0,14	0,00
<b>5</b>	0,03	0,15	0,00
<b>Aço</b>	0,00	0,01	0,00

Comparando com a máxima deformação elástica e com a espessura actual da peça, vê-se nas tab. 53 e 54 que esta peça, em princípio, aguenta as cargas a que está sujeita (o que mostra a eficácia da solução apresentada na peça L – aumentar a espessura).

Método dos Elementos Finitos

Peça A modificada (software usado – Hypermesh)

Tensões

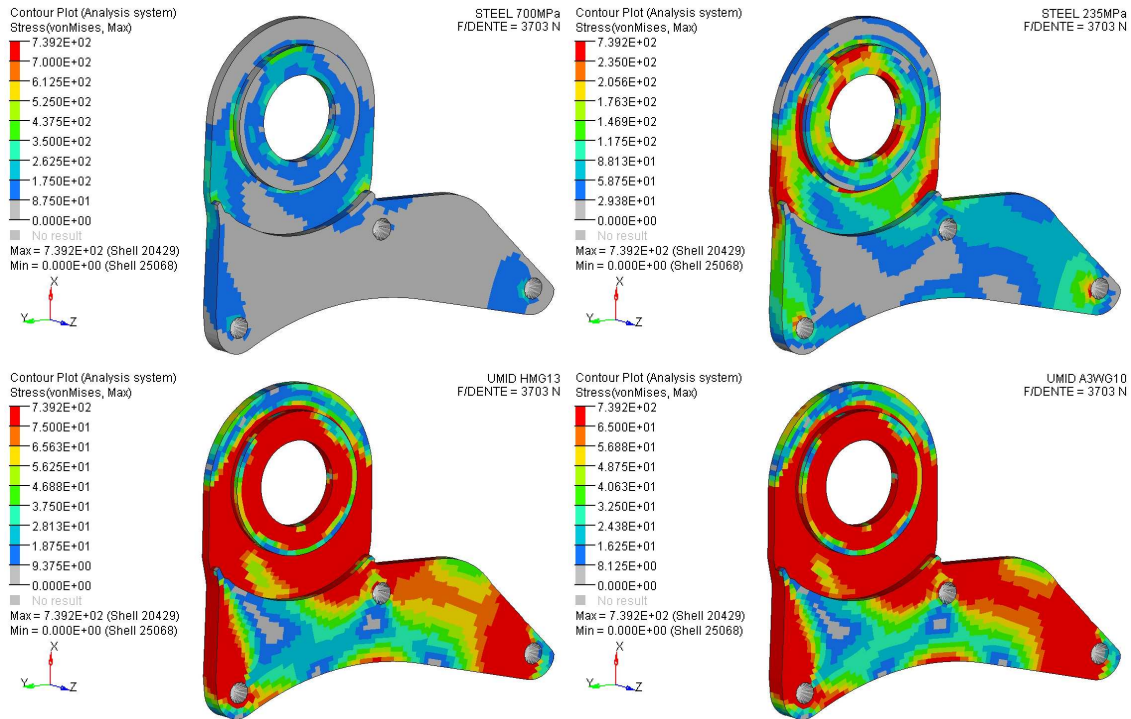


Fig. 133 - Tensões

Deslocamentos (escala 10, de modo a notar-se a diferença)

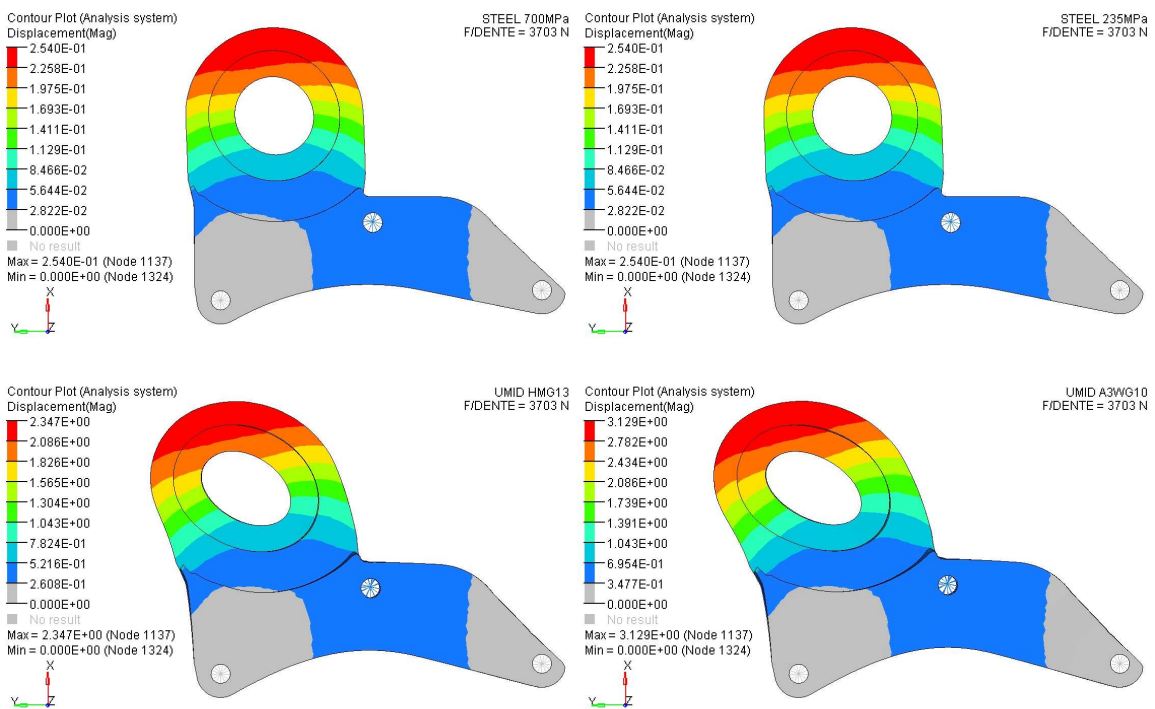


Fig. 134 – Deslocamentos

Pelos resultados obtidos no Hypermesh, verifica-se que não é possível fazer esta peça em plástico. Nota-se também que, com um aço de  $\sigma_{ced} = 235MPa$ , a peça atinge já a zona plástica, sendo necessário um aço com uma maior  $\sigma_{ced}$  ( $\sigma_{ced} = 700MPa$ ), para aguentar as cargas.

A partir daqui, o software usado foi o CATIA. As tensões Von Mises (nós e elementos) estão numa escala 0 e os deslocamentos estão numa escala 10. As imagens da esquerda correspondem a análises com aço e as imagens da direita correspondem a análises com Ultramid HMG HS BK-102 (em todos os casos).

### Peça A

Tensões Von Mises nos nós

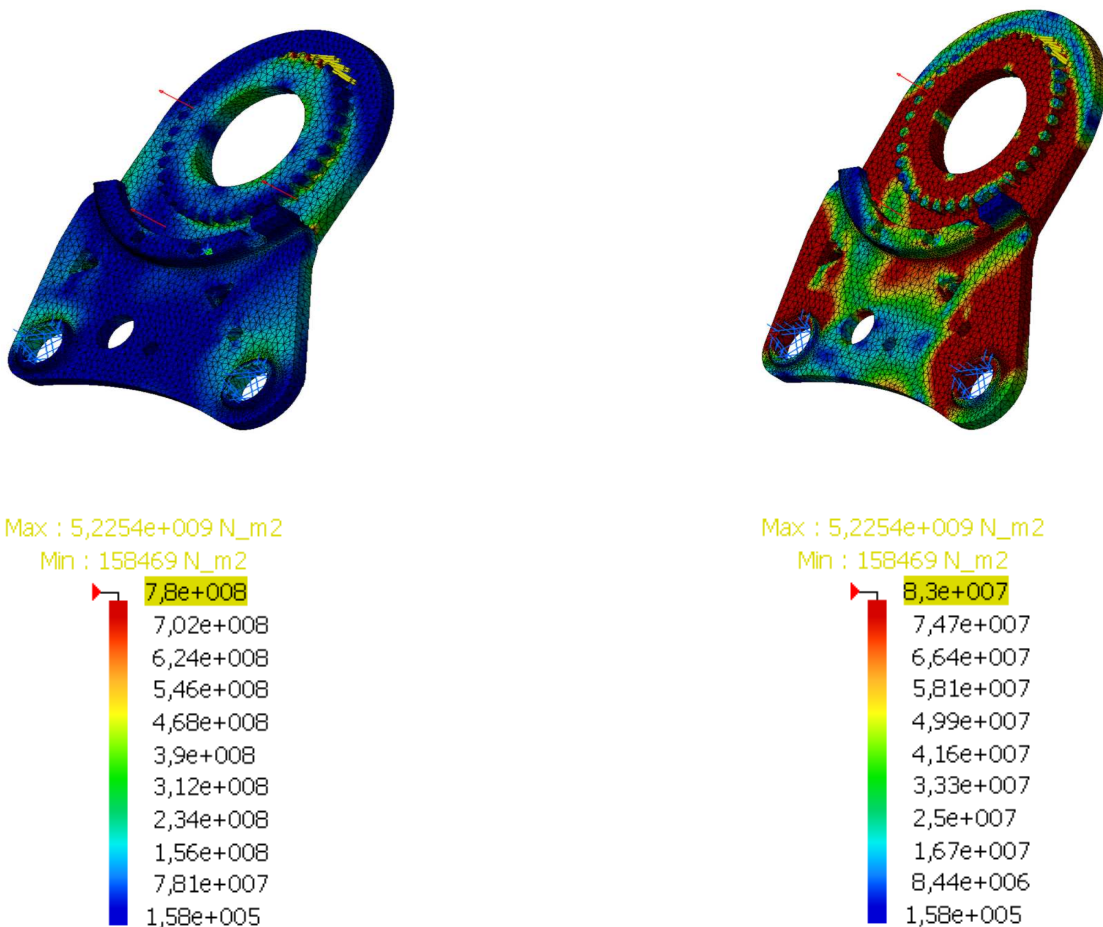


Fig. 135 – Tensões nos nós

Deslocamentos

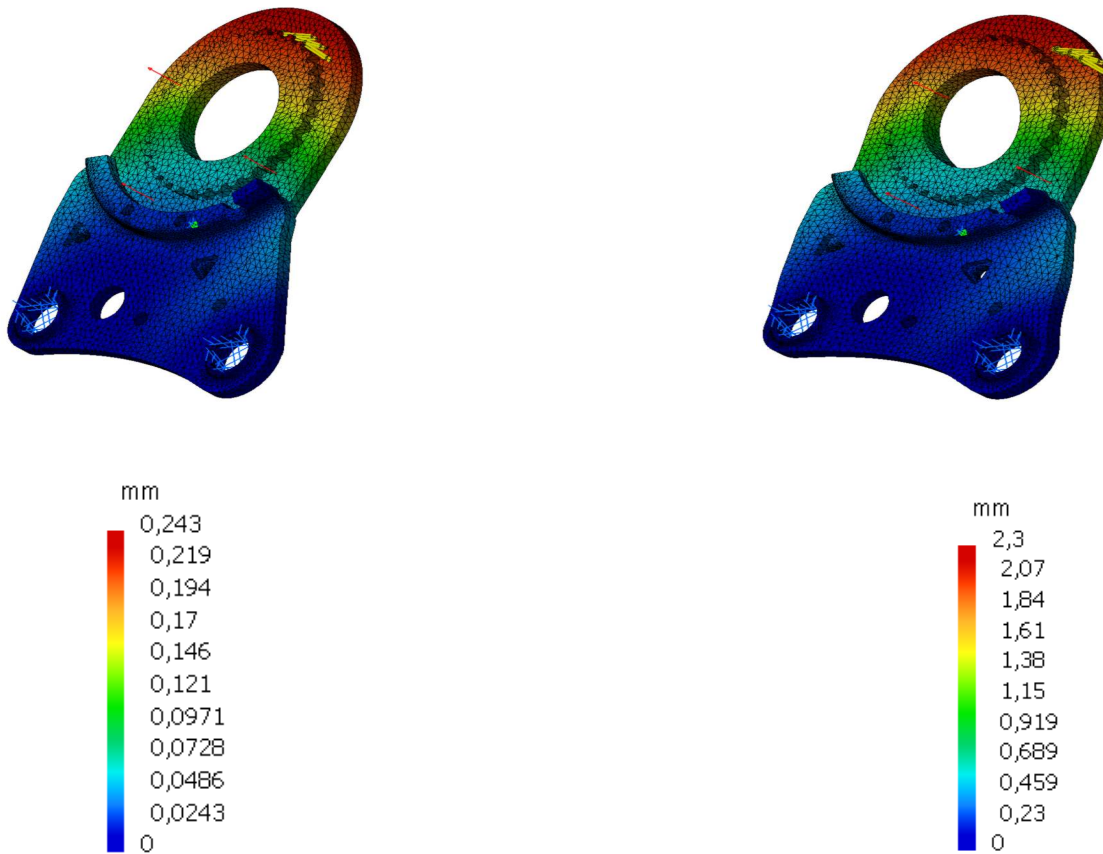


Fig. 136 – Deslocamentos

Tensões Von Mises nos elementos



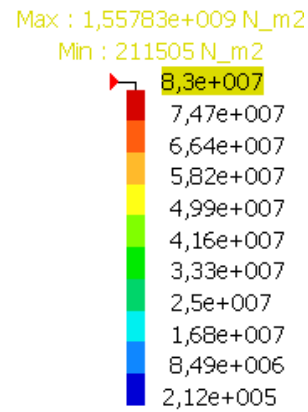
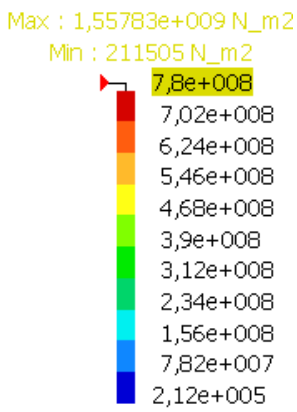


Fig. 137 – Tensões nos elementos

**Peça B**

Tensões Von Mises nos nós

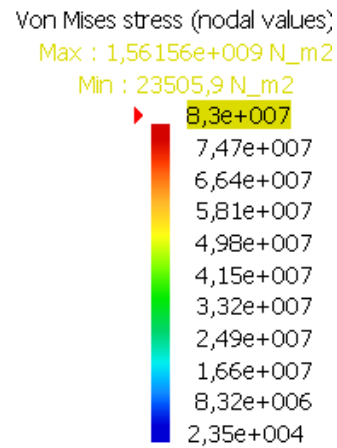
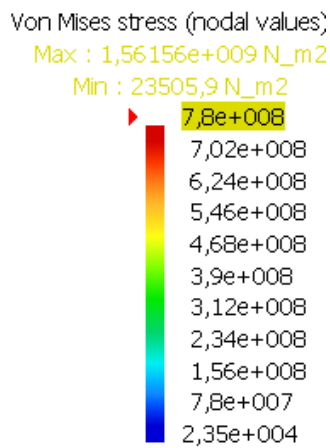
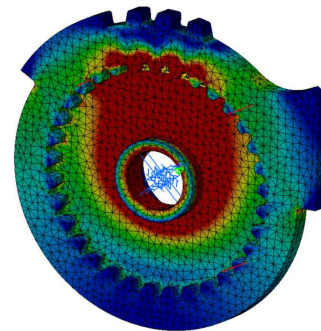
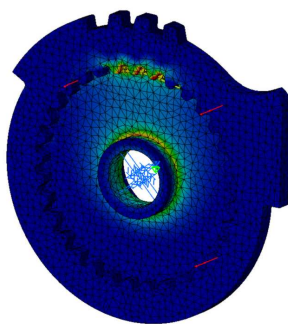
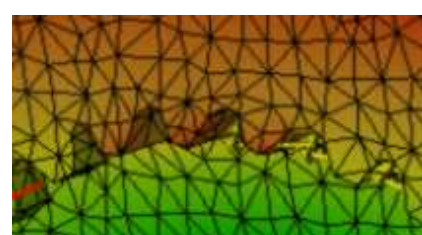
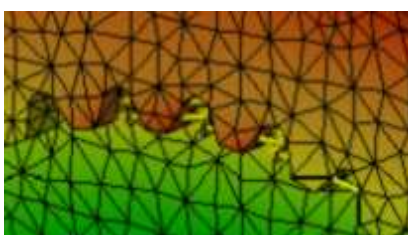


Fig. 138 - Tensões nos nós

Deslocamentos



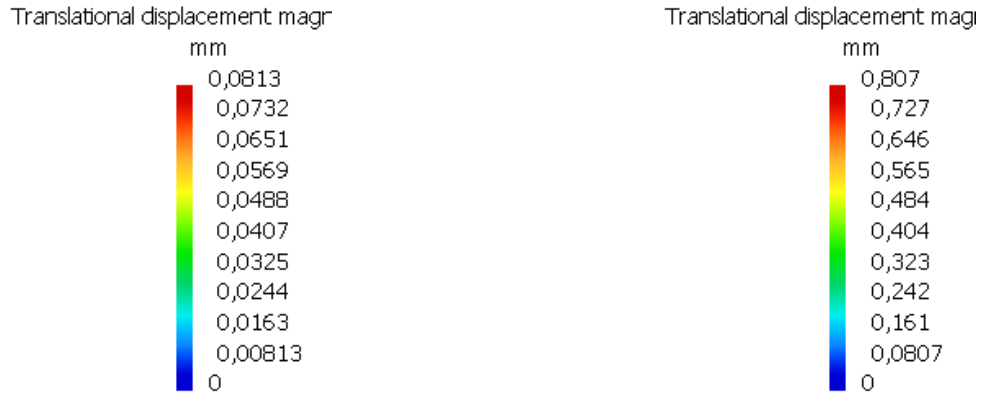
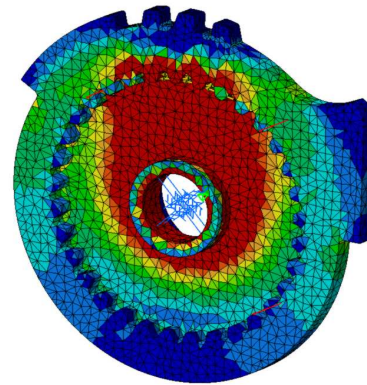
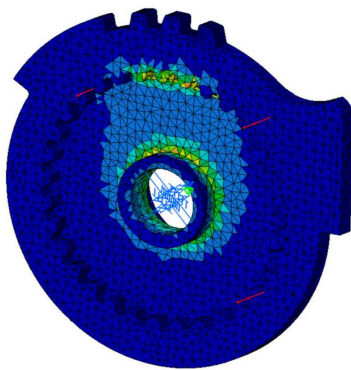
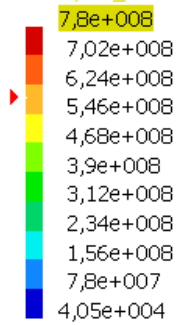


Fig. 139 - Deslocamentos

Tensões Von Mises nos elementos



Stress Von Mises criterion (center of eleme  
Max : 5,89937e+008 N\_m2  
Min : 40518,4 N\_m2



Stress Von Mises criterion (center of eleme  
Max : 5,89937e+008 N\_m2  
Min : 40518,4 N\_m2

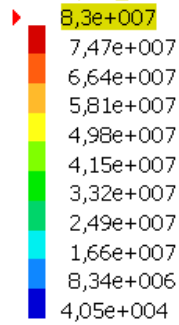
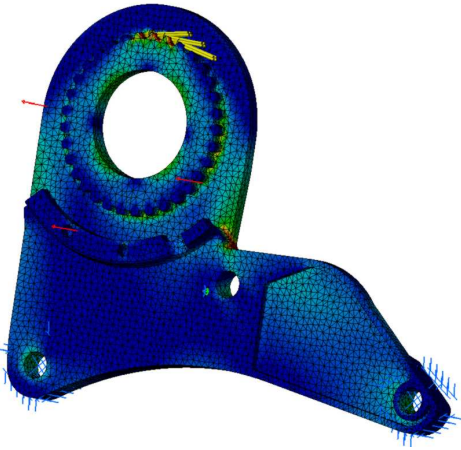


Fig. 140 – Tensões nos elementos

*Peça A modificada*

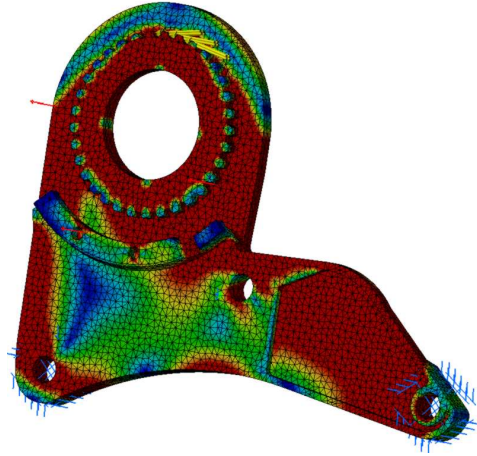
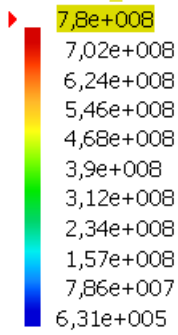
Tensões Von Mises nos nós



Von Mises stress (nodal values)

Max : 2,5483e+009 N\_m2

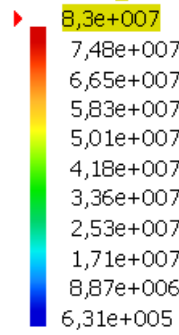
Min : 630699 N\_m2



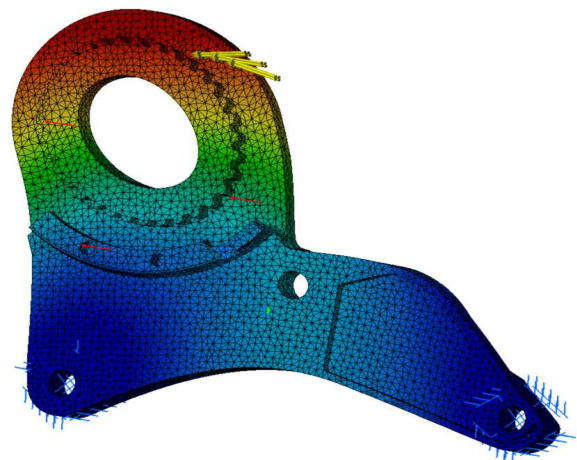
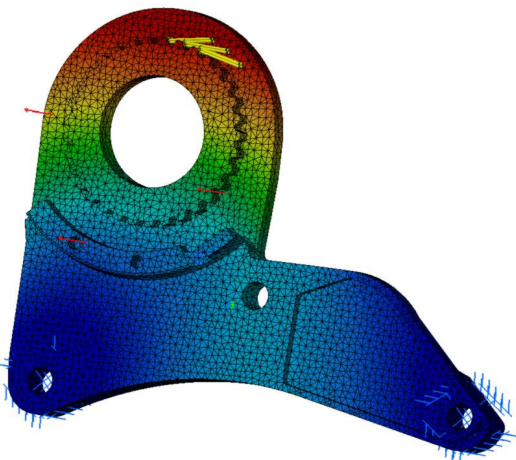
Von Mises stress (nodal values)

Max : 2,5483e+009 N\_m2

Min : 630699 N\_m2



Deslocamentos



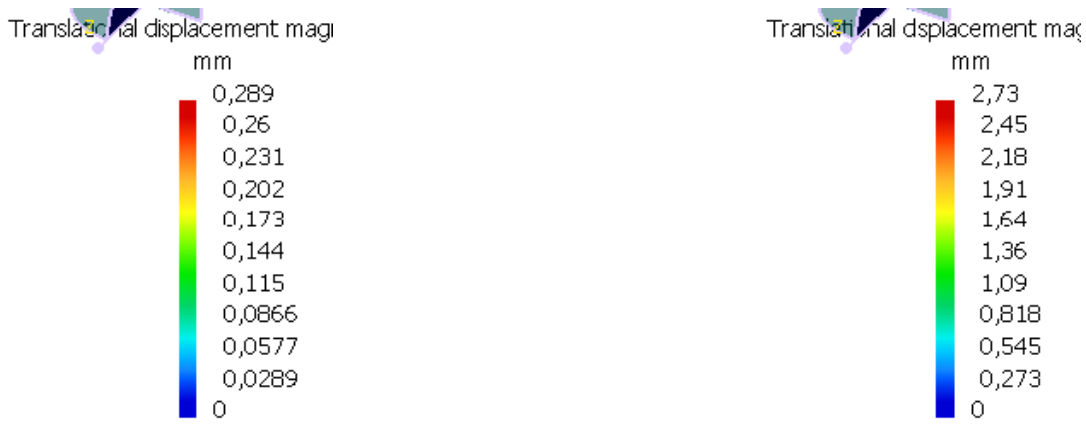


Fig. 141 - Deslocamentos

Tensões Von Mises nos elementos

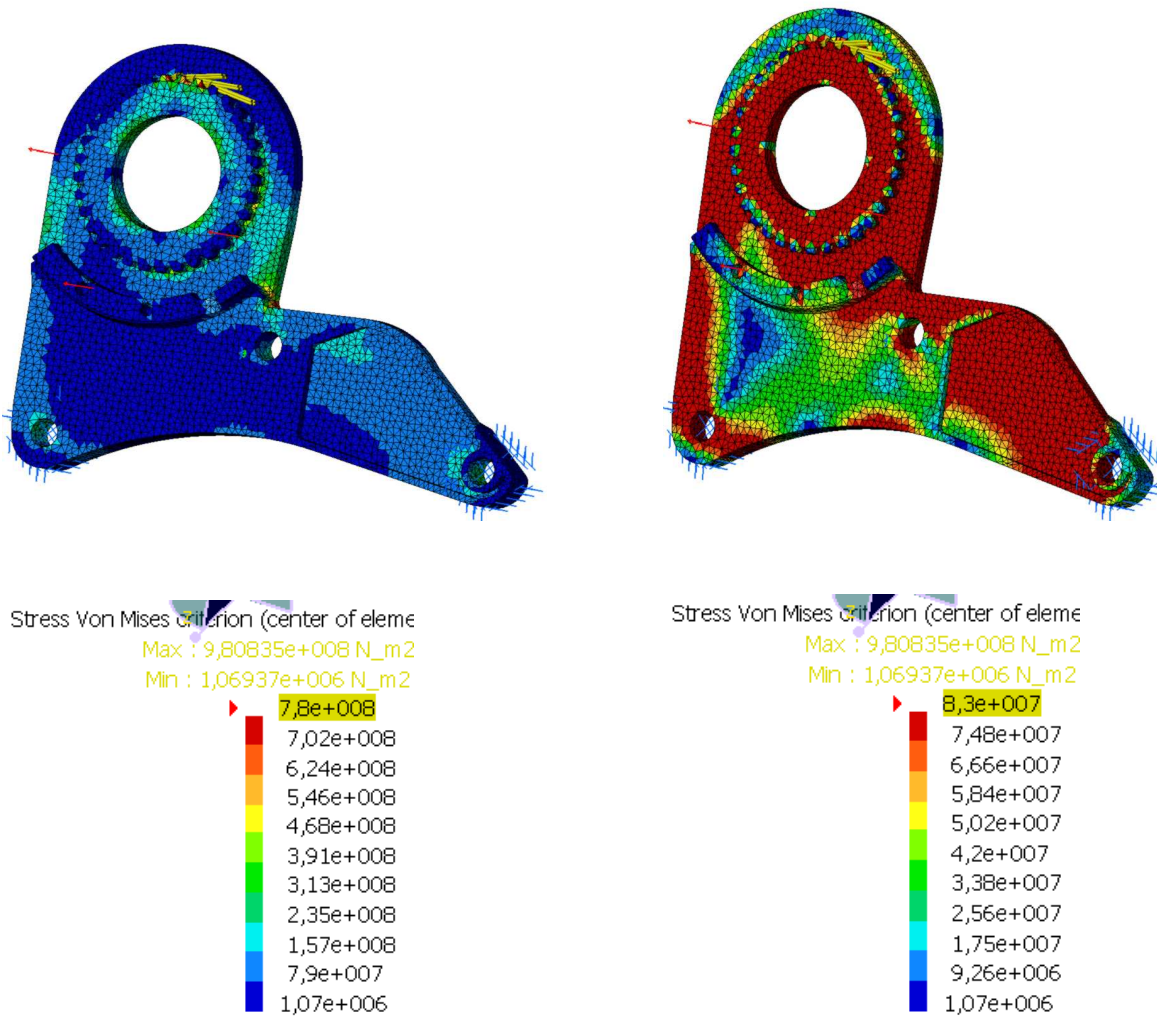


Fig. 142 – Tensões nos elementos

Peça L

Tensões Von Mises nos nós

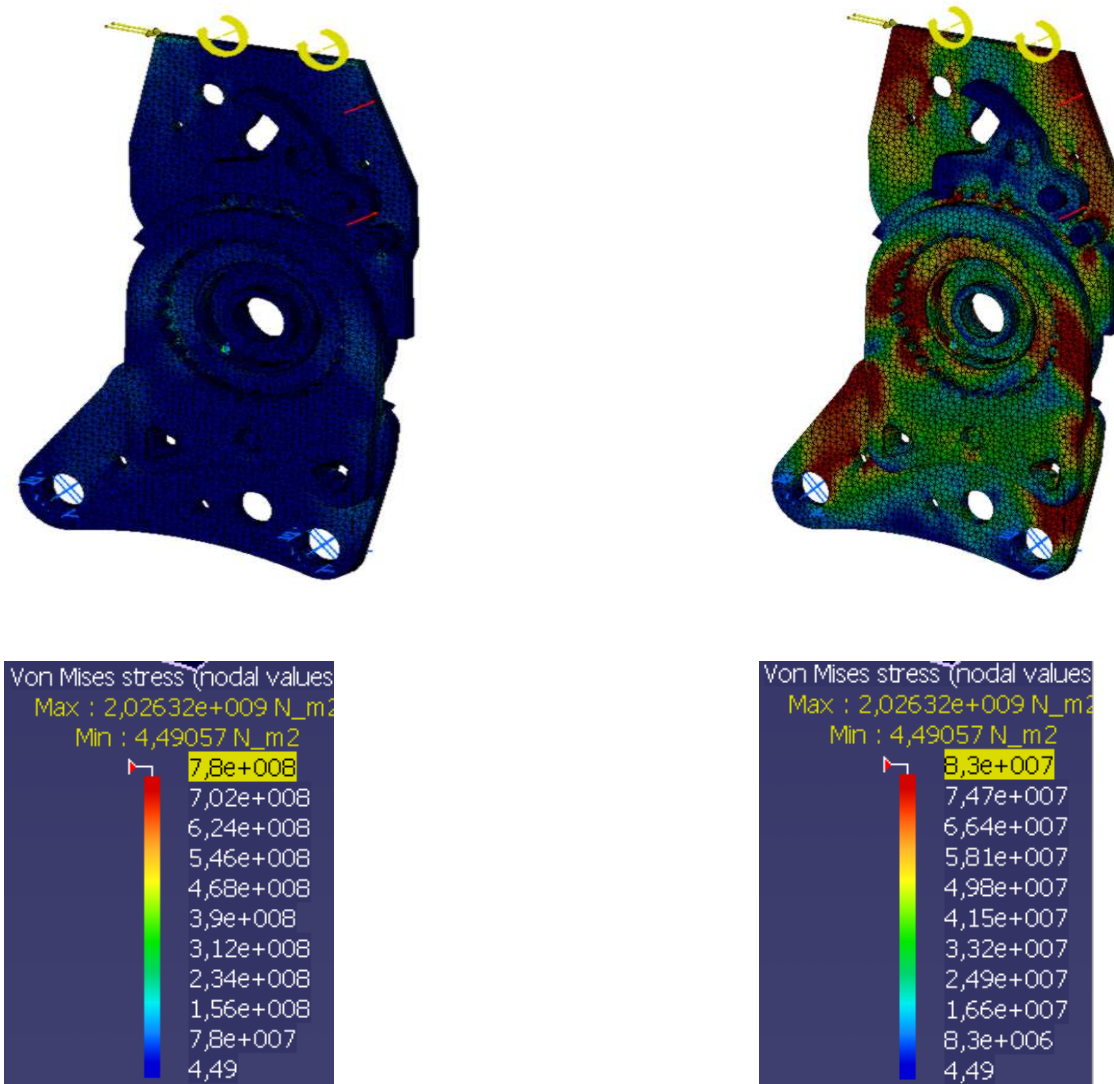
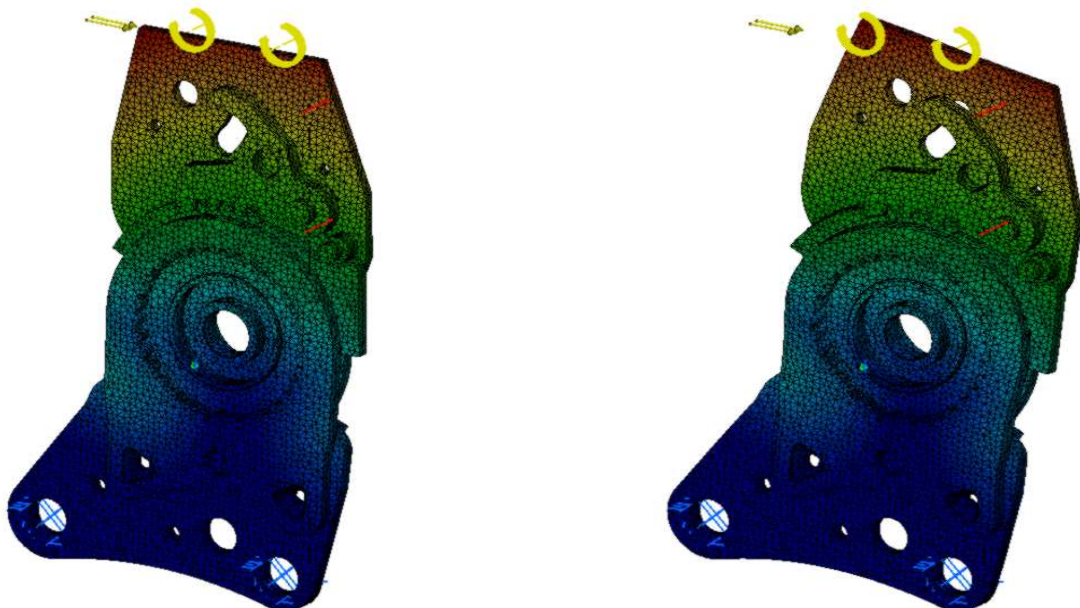


Fig. 143 – Tensões nos nós

Deslocamentos



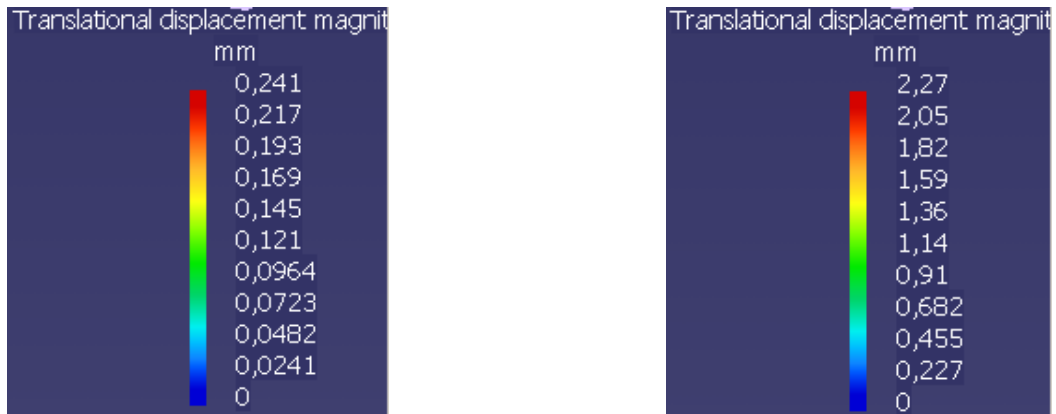


Fig. 144 - Deslocamentos

Tensões Von Mises nos elementos

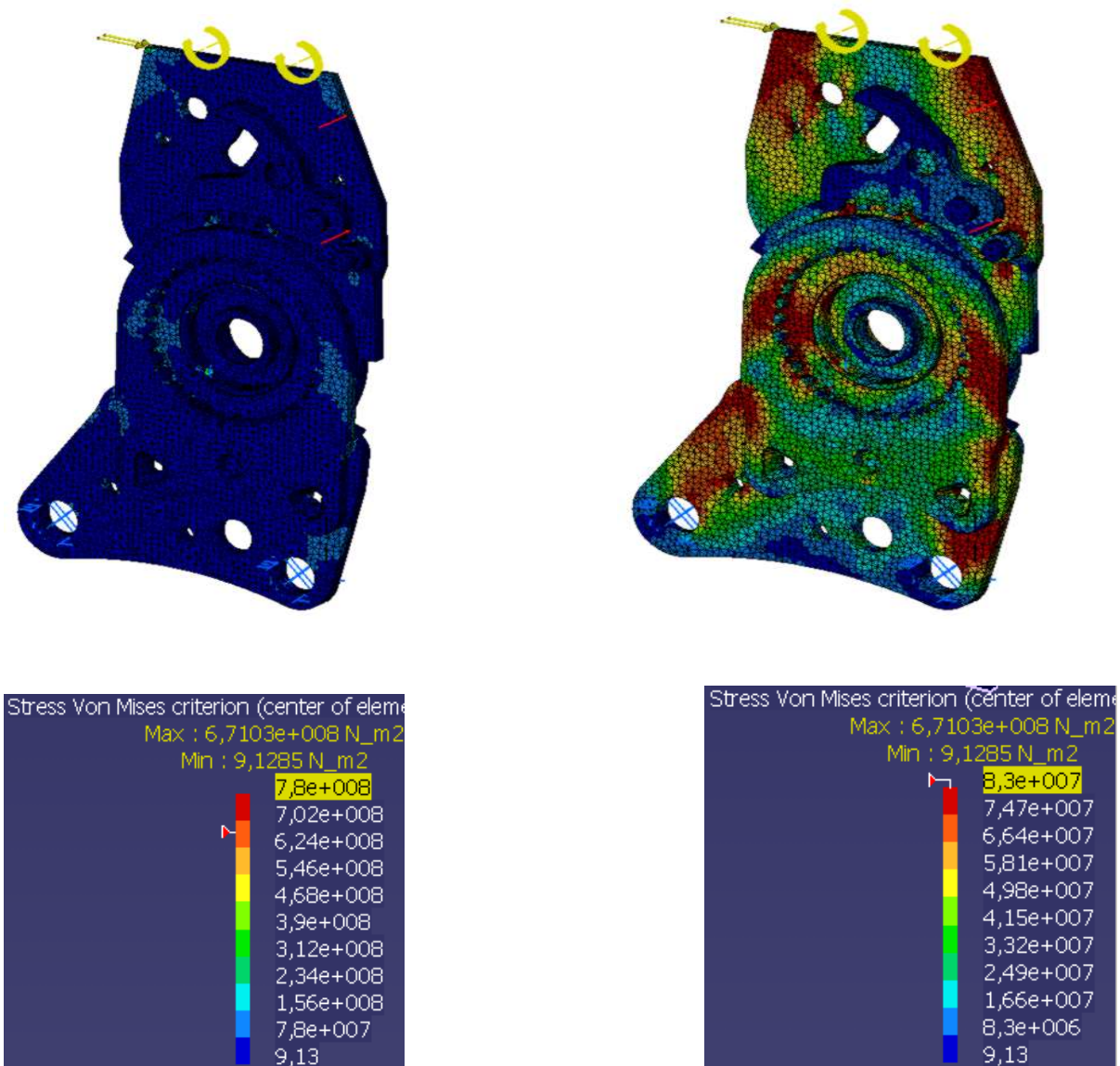


Fig. 145 – Tensões nos elementos

*Peça L modificada*

Tensões Von Mises nos nós

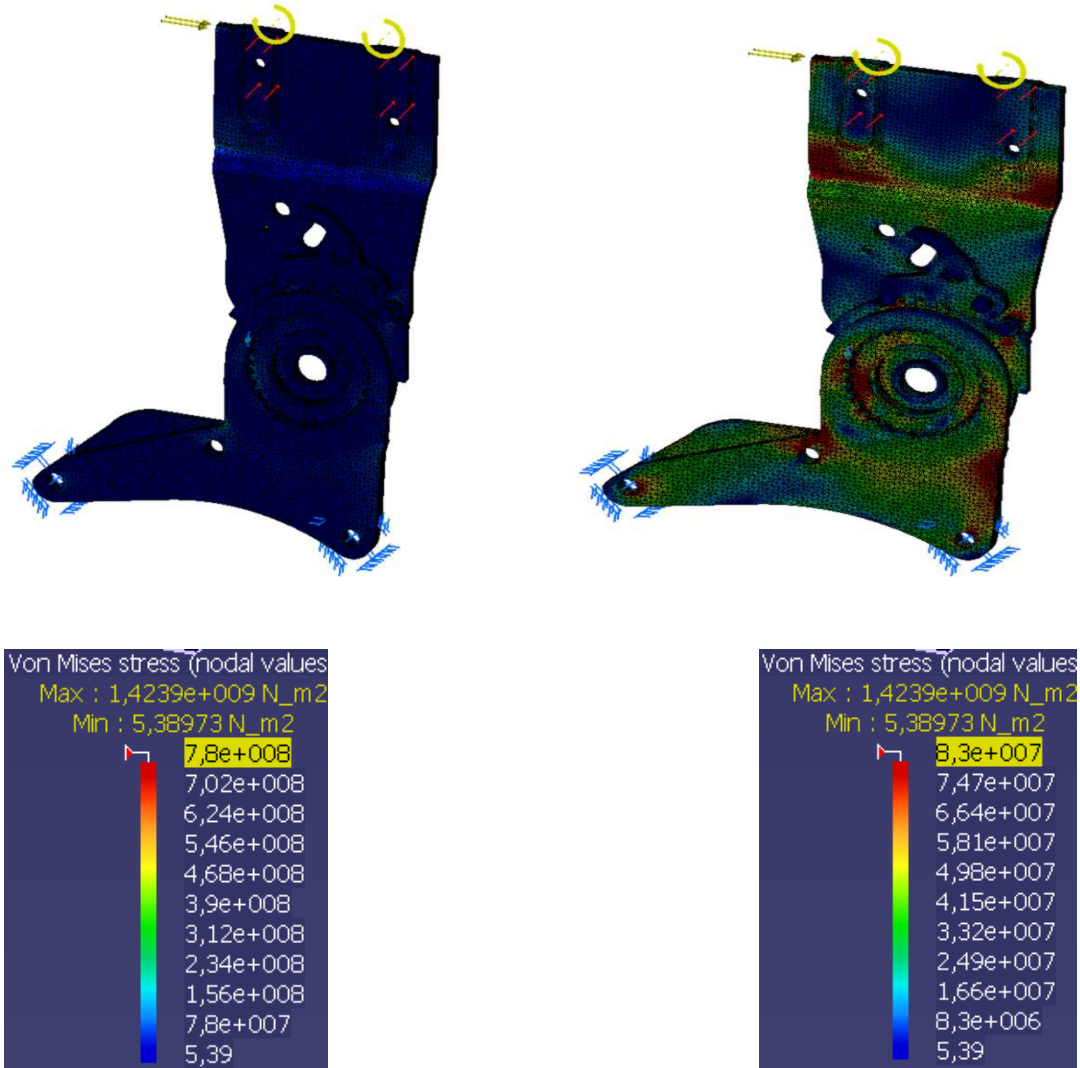
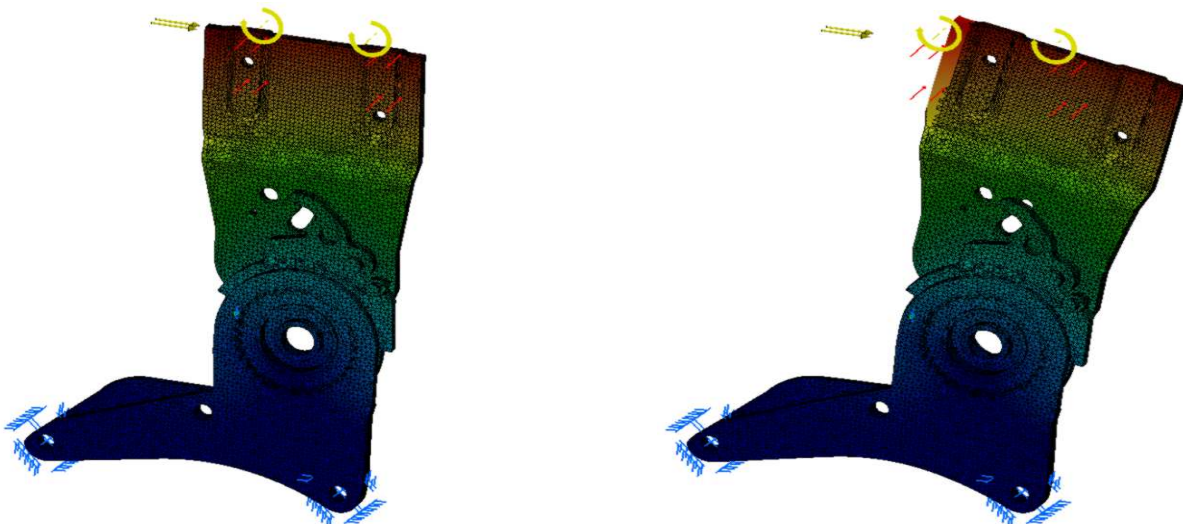


Fig. 146 – Tensões nos elementos

Deslocamentos



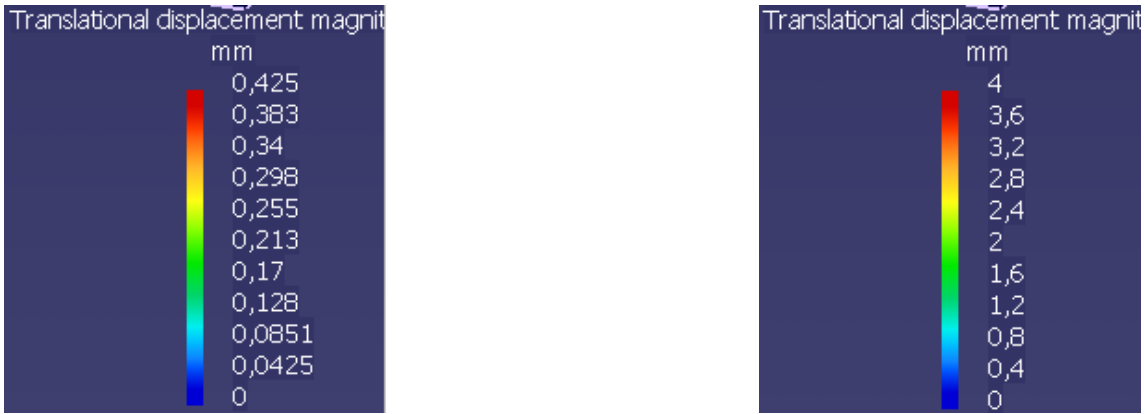


Fig. 147 - Deslocamentos

Tensões Von Mises nos elementos

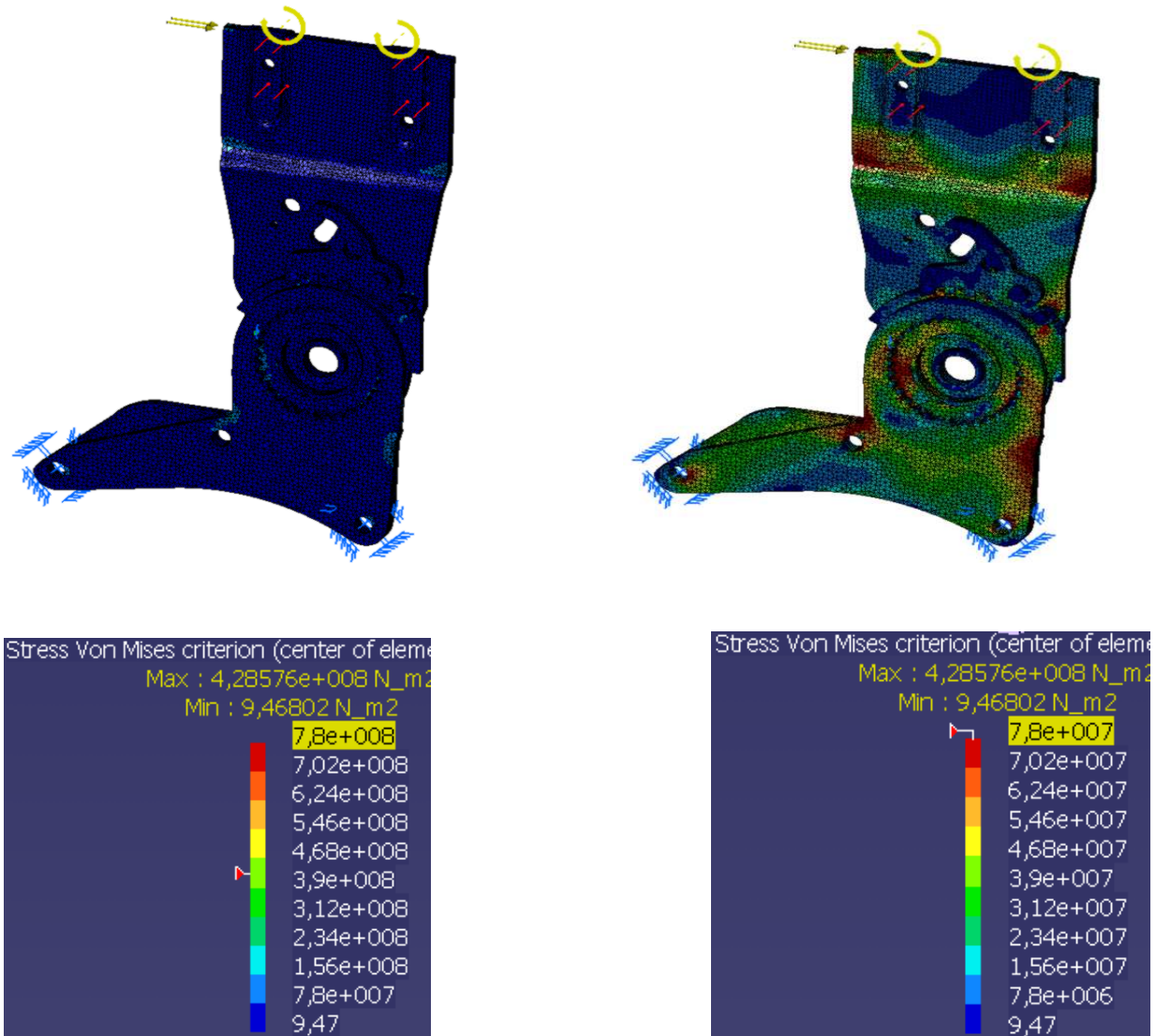


Fig. 148 – Tensões nos elementos

Pelos resultados de MEF, todas peças atingem já a zona plástica em grandes áreas e têm grandes deformações em plástico, o que torna inviável a mudança de aço para plástico. Só com um aço forte, é que as peças resistem às cargas.

## 6. Conclusão

O projecto resultou num trabalho produtivo para ambas as partes intervenientes, tendo oferecido uma oportunidade de conhecer um ambiente de concepção e desenvolvimento do produto e evidenciado o ciclo completo de desenvolvimento do produto, num ambiente multidisciplinar.

Permitiu também, aplicar conhecimentos adquiridos no curso e aprofundá-los, tendo contribuído para o desenvolvimento deste projecto.

Foram encontradas muitas dificuldades e obstáculos na realização do projecto, pois é algo ambicioso, e revestido da confidencialidade. Todos os resultados obtidos, tanto pelo cálculo teórico, como por Método dos Elementos Finitos, são resultados qualitativos e não quantitativos, sendo extremamente essencial que sejam construídos protótipos e que o seu design (soluções de engenharia) e avançamento seja cuidadosamente testado nas condições de uso (actuais ou simuladas).

As articulações dos bancos de automóvel são mecanismos muito resistentes (de modo a garantir a segurança do ocupante), podendo concluir-se com alguma certeza que qualquer articulação com este design, fabricado em plástico reforçado com fibras de vidro, não suportaria as grandes cargas a que estas estão sujeitas.

### **Sugestões para o futuro**

Este trabalho ainda está longe de alcançar o objectivo proposto, tendo este projecto sido a sua fase inicial de um estudo que pode e deve ser mais aprofundado.

Uma das soluções provavelmente mais viáveis seria substituir os compósitos de fibra de vidro por compósitos de fibra de carbono, já que estes apresentam uma resistência mecânica superior.



## 7. Lista de acrónimos

CEIIA – Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel;

CEIIA-CE – Centro para a Excelência e Inovação na Indústria Automóvel – Centro de Engenharia;

FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto;

KEIPER – empresa alemã fabricante de bancos de automóvel fundada por Fritz Keiper;

MEF – Método dos elementos finitos;

RTM – *Resin Transfer Molding*;

PMC – *Polimeric matrix composites*;

MMC – *Metallic matrix composites*;

CMC – *Ceramic matrix composites*;

ILSS – *Interlaminar shear strength*;

ORNL – *Oak Ridge National Laboratory*;

DOE – *Department Of Energy*;

OTT – *Office of Transportation Technologies*.



## 8. Bibliografia

### Livros e documentos:

- ❖ Simões Morais, J., “Desenho Técnico Básico 3”, 1994;
- ❖ Normas ECE (Regulamento Europeu) European Testing and Safety Regulations, 1995;
- ❖ Shigley, Joseph E., “Mechanical Engineering Design”, McGraw-Hill, 2001;
- ❖ Hamrock, Bernard J., “Fundamentals of Machine Elements”, McGraw-Hill, 2005;
- ❖ Henriot, G., “Traité théorique et pratique des engrenages”, Dunod, 1949;
- ❖ Reis Gomes C., Apontamentos de Mecânica das Estruturas I, 2004;
- ❖ Apontamentos de Órgãos de Máquinas I, 2004;

### Base de dados:

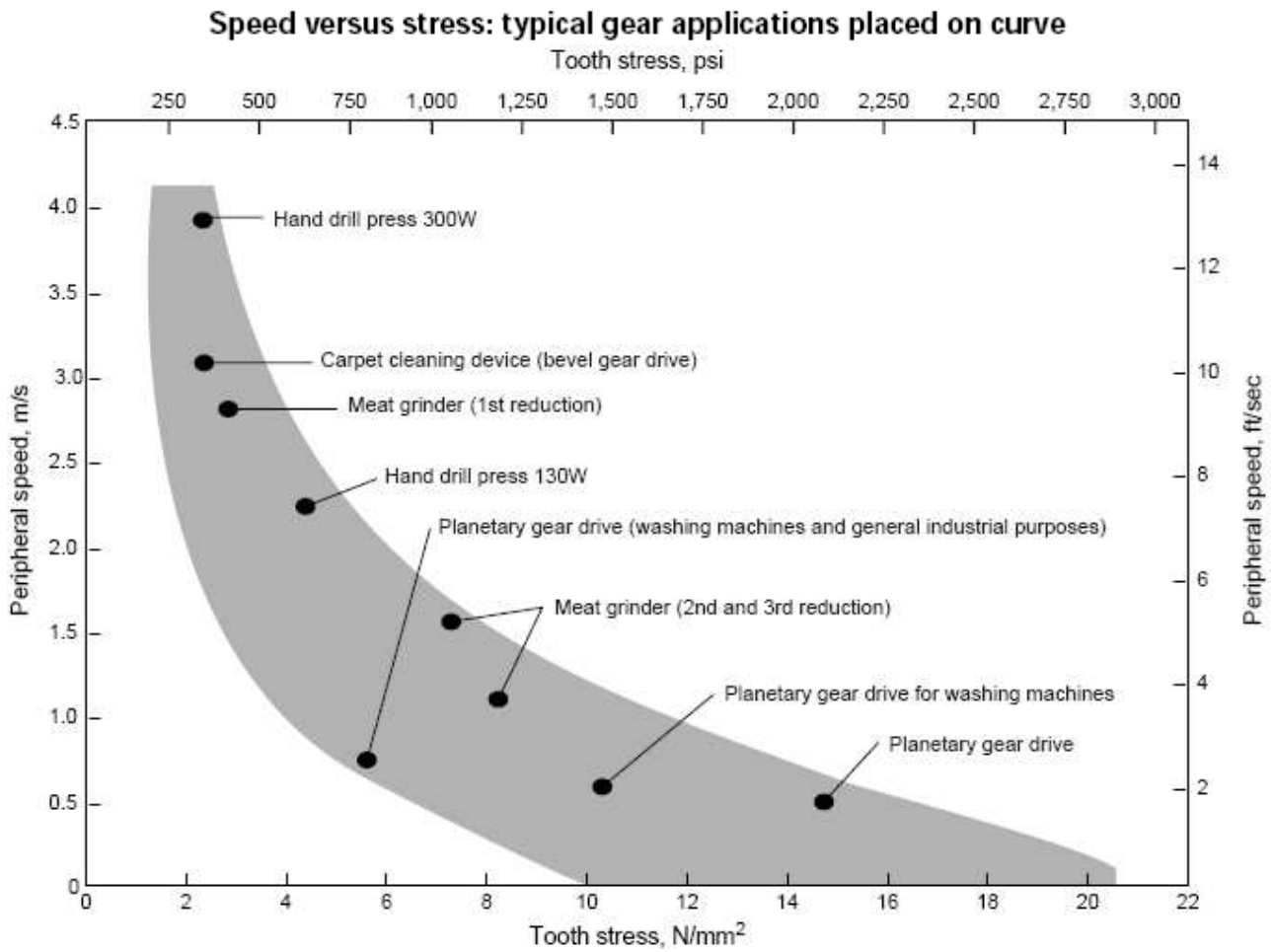
- ❖ CAMPUS

### Sites:

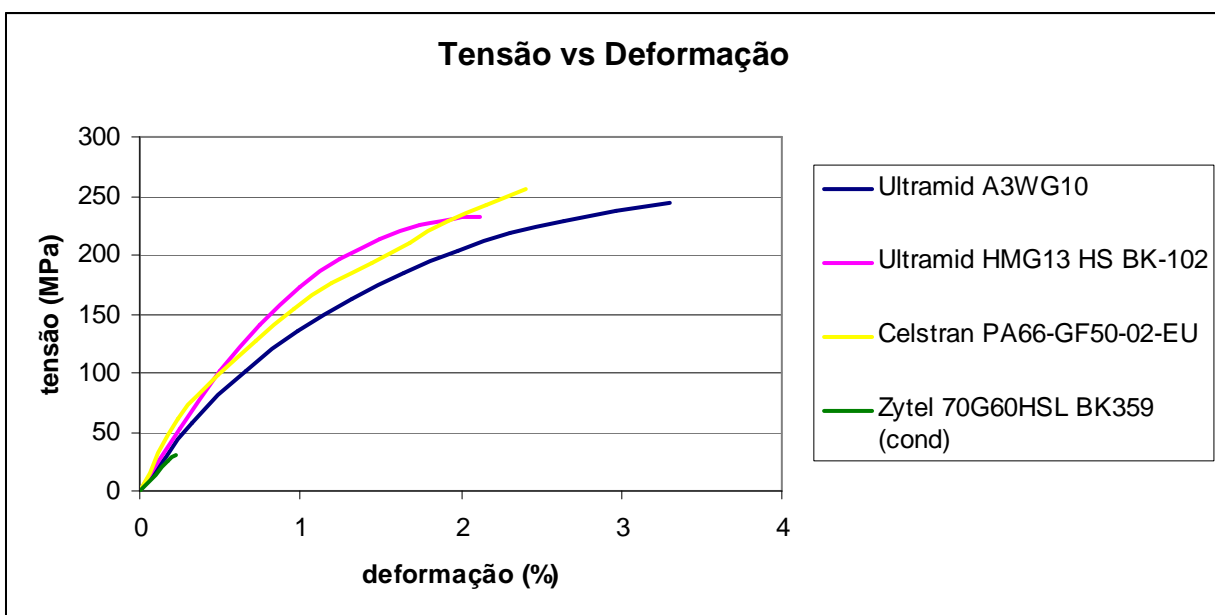
- ❖ [www.basf.com](http://www.basf.com);
- ❖ [www.brose.com](http://www.brose.com);
- ❖ [www.dupont.com](http://www.dupont.com);
- ❖ [www.faurecia.com](http://www.faurecia.com);
- ❖ [www.freepatentsonline.com](http://www.freepatentsonline.com);
- ❖ [www.keiper.com](http://www.keiper.com);
- ❖ [www.matweb.com](http://www.matweb.com);
- ❖ [www.netcomposites.com](http://www.netcomposites.com);
- ❖ [www.sae.org/automag/plastics](http://www.sae.org/automag/plastics);
- ❖ [www.ssab.com](http://www.ssab.com);
- ❖ [www.ticona.com](http://www.ticona.com);
- ❖ [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org);



Anexo A



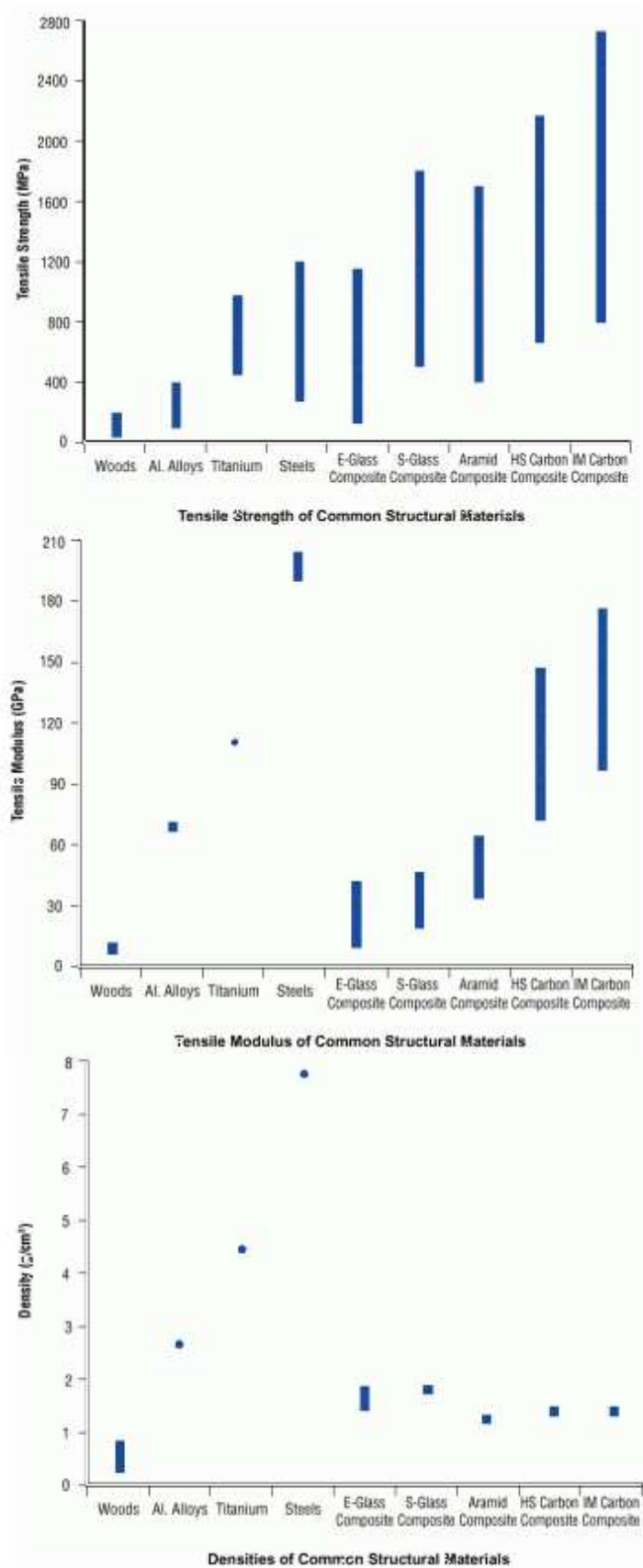
Gráf. A-1 – Velocidade versus tensão

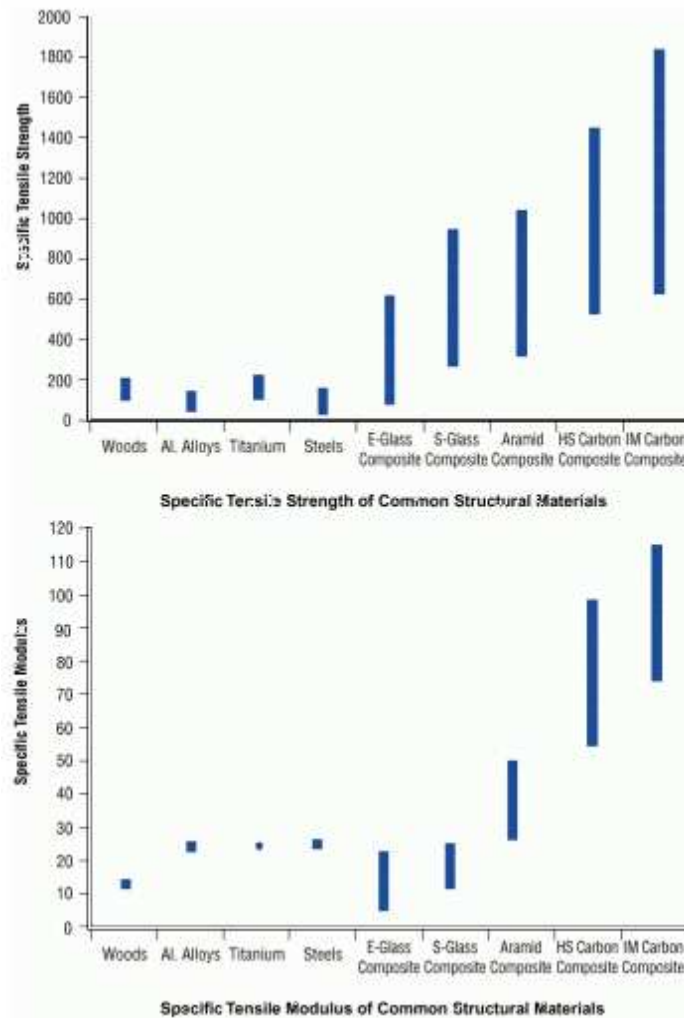


Gráf. A-2 – Tensão versus deformação



Anexo B





Gráf. B-1 – Propriedades mecânicas

Tab. B-1 – Propriedades mecânicas de fibras

Material Type	Tensile Str. (MPa)	Tensile Modulus (GPa)	Typical Density (g/cc)	Specific Modulus
Carbon HS	3500	160 - 270	1.8	90 - 150
Carbon IM	5300	270 - 325	1.8	150 - 180
Carbon HM	3500	325 - 440	1.8	180 - 240
Carbon UHM	2000	440+	2.0	200+
<hr/>				
Aramid LM	3600	60	1.45	40
Aramid HM	3100	120	1.45	80
Aramid UHM	3400	180	1.47	120
<hr/>				
Glass - E glass	2400	69	2.5	27
Glass - S2 glass	3450	86	2.5	34
Glass - quartz	3700	69	2.2	31
<hr/>				
Aluminium Alloy (7020)	400	69	2.7	26
Titanium	950	110	4.5	24
Mild Steel (55 Grade)	450	205	7.8	26
Stainless Steel (A5-80)	800	196	7.8	25
HS Steel (17/4 H900)	1241	197	7.8	25

Anexo C

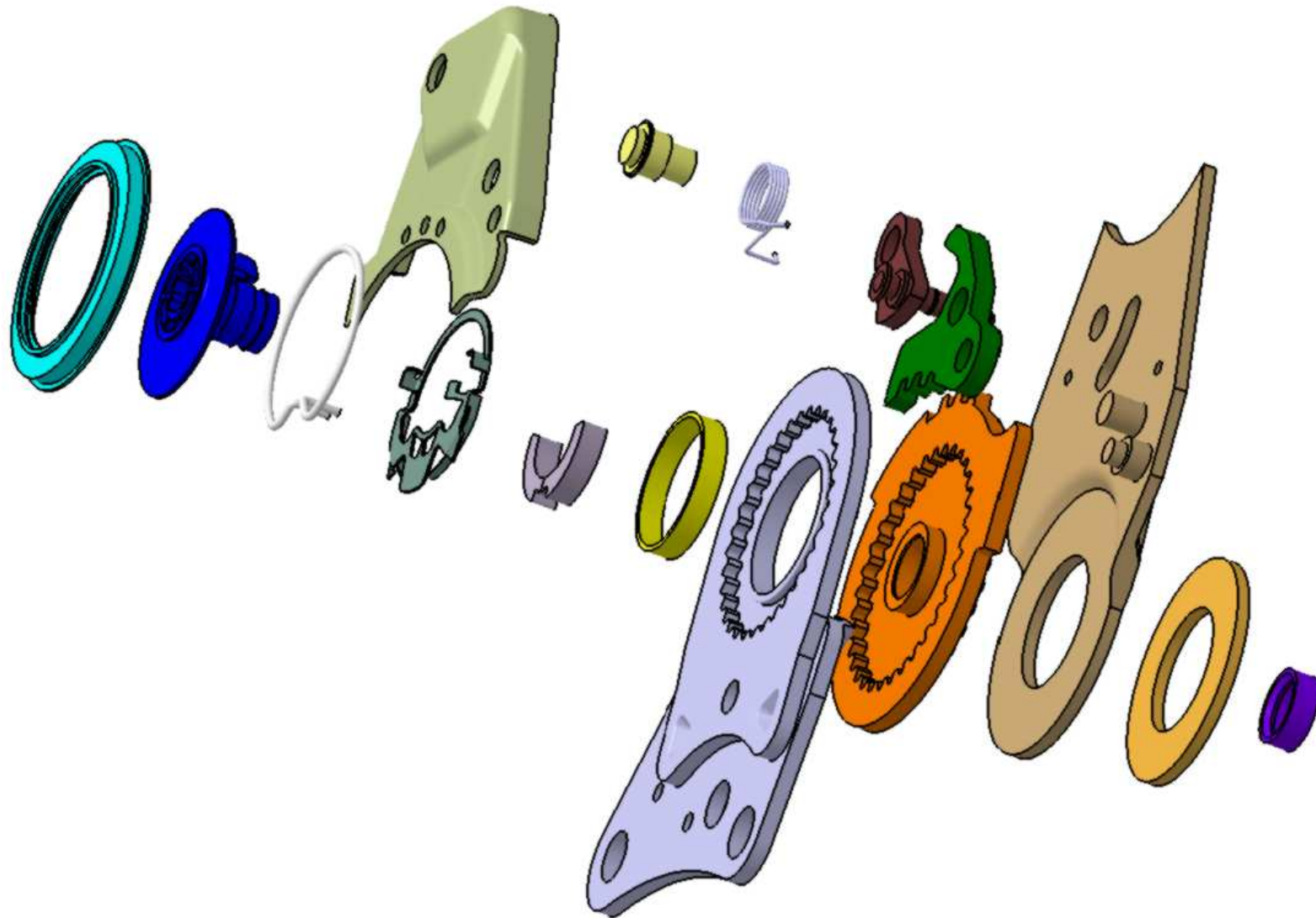
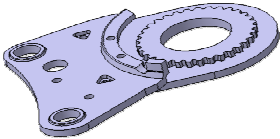

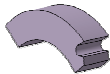
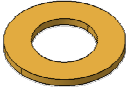



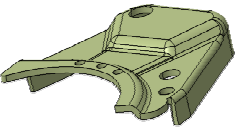

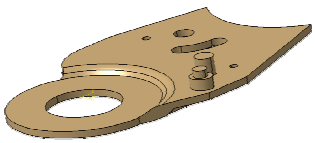
Fig. C-1 – Vista explodida

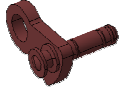

Articulação de um Banco de Automóvel

Peça	Referência	Descrição	Imagem do componente	Dim. Aprox. (mm)	Volume (mm <sup>3</sup> )	Massa real (g)	Matéria-prima	E (Gpa)	Massa (g)	Erro
A	ACE003_4001_M	Roda dentada		<b>Compriment</b>	40400	A+A'	<b>Aço</b>	<b>210</b>	319	5,18%
				124,6			<i>Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)</i>	<b>16,8</b>	63	
				<b>Largura</b>			<i>Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)</i>	<b>11,5</b>	57	
				109,7			<i>Ultramid A4H (PA66)</i>	<b>3,1</b>	46	
				<b>Altura</b>			<i>Celstran PA66-GF60-02-US</i>	<b>21,6</b>	68	
				16,6			<i>Celstran PA6-GF60-01</i>	<b>21</b>	68	
							<i>Ultramid 8202C (PA6)</i>	<b>3,7</b>	46	
	<i>Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)</i>	<b>10,1</b>	56							
B	ACE003_4002_M	Roda dentada		<b>Diâmetro</b>	22190	177	<b>Aço</b>		175	1,13%
				81,5			<i>Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)</i>		35	
				<b>Altura</b>			<i>Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)</i>		31	
				13,6			<i>Ultramid A4H (PA66)</i>		25	
							<i>Celstran PA66-GF60-02-US</i>		38	
							<i>Celstran PA6-GF60-01</i>		38	
							<i>Ultramid 8202C (PA6)</i>		25	
	<i>Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)</i>		31							
C	ACE003_4003_M	Bloco em forma de cunha		<b>Compriment</b>	679	5	<b>Aço</b>		5	0,00%
				o			<i>Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)</i>		1	
				17,5			<i>Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)</i>		0,9549	
				<b>Largura</b>			<i>Ultramid A4H (PA66)</i>		0,7653	
				15,5			<i>Celstran PA66-GF60-02-US</i>		1	
				<b>Altura</b>			<i>Celstran PA6-GF60-01</i>		1	
				6,0			<i>Ultramid 8202C (PA6)</i>		0,7653	
	<i>Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)</i>		0,9414							
D	ACE003_4004_M	Anilha		<b>Diâmetro</b>	4750	36	<b>Aço</b>		37	2,78%
				54,0			<i>Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)</i>		7	
				<b>Altura</b>			<i>Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)</i>		7	
				3,0			<i>Ultramid A4H (PA66)</i>		5	
	<i>Celstran PA66-GF60-02-US</i>		8							




Articulação de um Banco de Automóvel

Item	Designação	Imagem	Dimensão	Valor	Quantidade	Materiais			
						Material	Quantidade	Porcentagem	
I	ACE003_4009_M		Diâmetro	388,6	3	Aço	3	0,00%	
			47,8			Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	0,6147		
			Altura			4,5	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	0,5556	
							Ultramid A4H (PA66)	0,4453	
							Celstran PA66-GF60-02-US	0,666	
							Celstran PA6-GF60-01	0,67	
							Ultramid 8202C (PA6)	0,4453	
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	0,5478						
J	ACE003_4010_M		Comprimento	10070	81	Aço	79	2,47%	
			80,6			Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	16		
			Largura			77,7	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	14	
			Altura			12,7	Ultramid A4H (PA66)	11	
							Celstran PA66-GF60-02-US	17	
							Celstran PA6-GF60-01	17	
							Ultramid 8202C (PA6)	11	
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	14						
K	ACE003_4011_M		Comprimento	4593	L+K+M+N+M'	Aço	36	6,77%	
			50,4			Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	7		
			Largura		42,6	251	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	6	
			Altura		5,0		Ultramid A4H (PA66)	5	
							Celstran PA66-GF60-02-US	8	
							Celstran PA6-GF60-01	8	
							Ultramid 8202C (PA6)	5	
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	6						
L	ACE003_4012_M		Comprimento	26940	L+K+M+N+M'	Aço	213	6,77%	
			139,1			Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	42		
			Largura		83,7	251	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	38	
			Altura		15,1		Ultramid A4H (PA66)	30	
							Celstran PA66-GF60-02-US	46	
							Celstran PA6-GF60-01	46	
							Ultramid 8202C (PA6)	30	
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	37						

M	ACE003_4013_M		2163	<b>Comprimento</b>	L+K+M+N+M'	Aço	17	6,77%	
				32,3		Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	3		
				<b>Largura</b>		251	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	3	
				19,6		Ultramid A4H (PA66)	2		
<b>Altura</b>		Celstran PA66-GF60-02-US	4						
		Celstran PA6-GF60-01	4						
		Ultramid 8202C (PA6)	2						
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	3						
N	ACE003_4014_M	Mola de torção (helicoidal cilíndrica)	213,1	<b>Diâmetro</b>	L+K+M+N+M'	Aço	2	6,77%	
				48,1					251
				<b>Altura</b>					
		5,0							
O	ACE003_4015_P		506,5	<b>Comprimento</b>	*	PA6.6	0,4406		
				54,3					
				<b>Largura</b>					
				13,7					
<b>Altura</b>									
		6,0							
A'	ACE003_4016_M	Casquilho	759,9	<b>Diâmetro</b>	A+A'	Aço	6	5,18%	
				33,5		Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)	1		
				<b>Altura</b>	309	Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)	1		
				6,0		Ultramid A4H (PA66)	0,8587		
		Celstran PA66-GF60-02-US	1						
		Celstran PA6-GF60-01	1						
		Ultramid 8202C (PA6)	0,8587						
		Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)	1						

Articulação de um Banco de Automóvel

M'	ACE003_4017_M	Pino		<i>Diâmetro</i>	1186	L+K+M+N+M'	Aço	9	6,77%
				13,4		251	<i>Ultramid A3WG10 (PA66-GF50)</i>		
<i>Altura</i>	<i>Ultramid A3WG7 (PA66-GF35)</i>	2							
15,9	<i>Ultramid A4H (PA66)</i>	1							
	<i>Celstran PA66-GF60-02-US</i>	2							
	<i>Celstran PA6-GF60-01</i>	2							
	<i>Ultramid 8202C (PA6)</i>	1							
	<i>Ultramid 8233G HS (PA6-GF33)</i>	2							

Tab. C-1 – *Bill of Material* (BoM)

Peça M' – pino da peça L feito à parte

Assento projectado e desenvolvido pelo CEIIA-CE – Módulo Assento II.

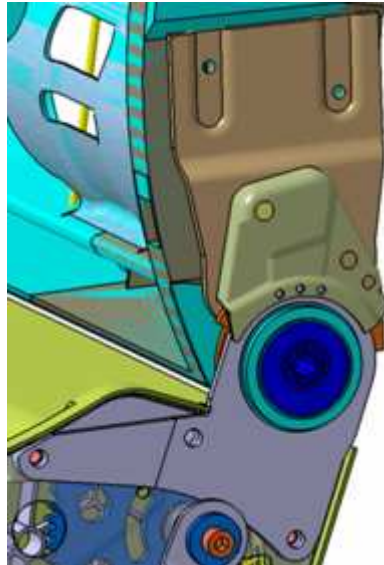


Fig. C-2 – Módulo Assento II

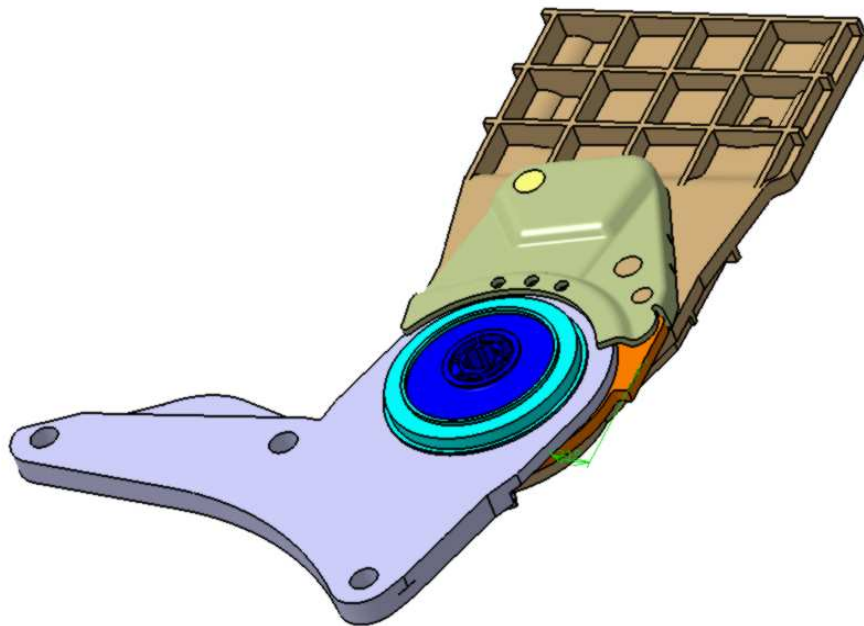


Fig. C-3 – Mecanismo modificado



## Anexo D

### Normas

O ponto H significa centro da articulação entre o tronco e a coxa do manequim instalado no banco do veículo (ver figura abaixo). O ponto R corresponde teoricamente ao ponto H.

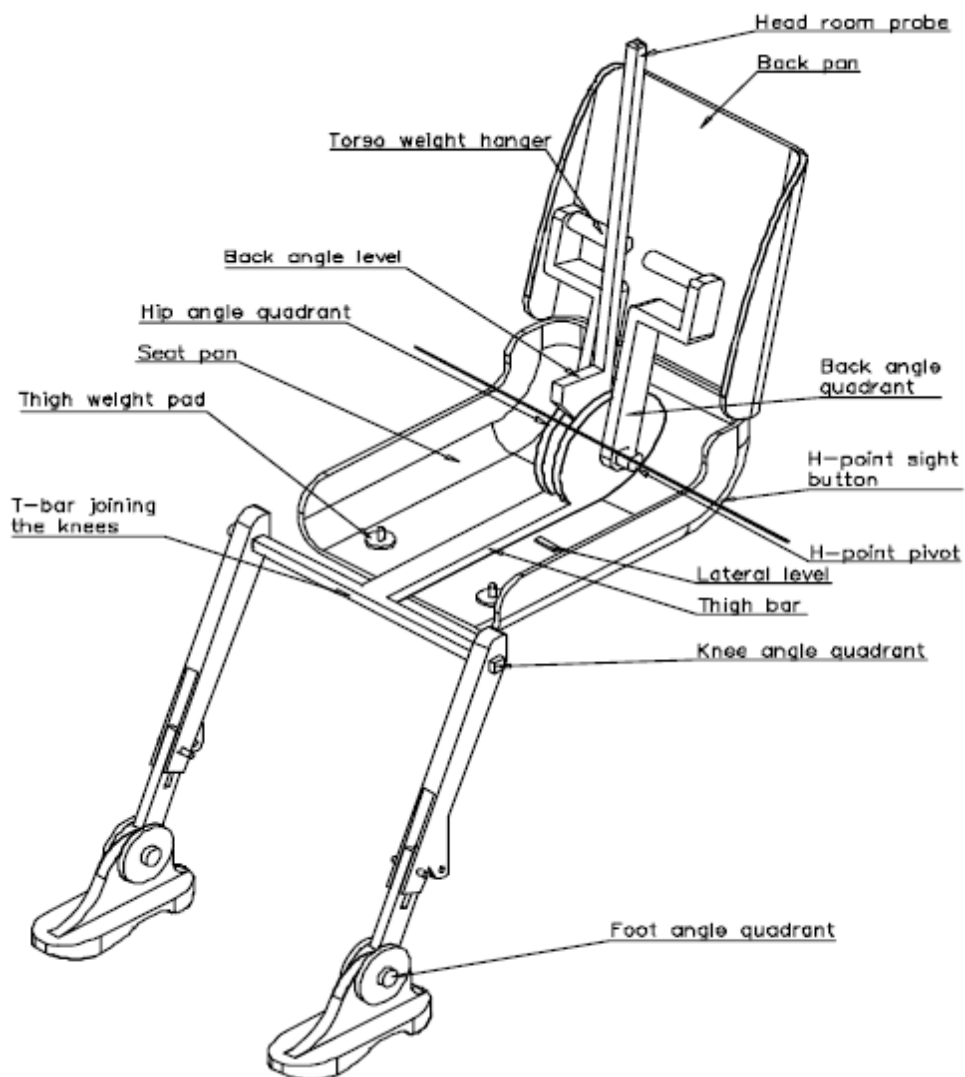
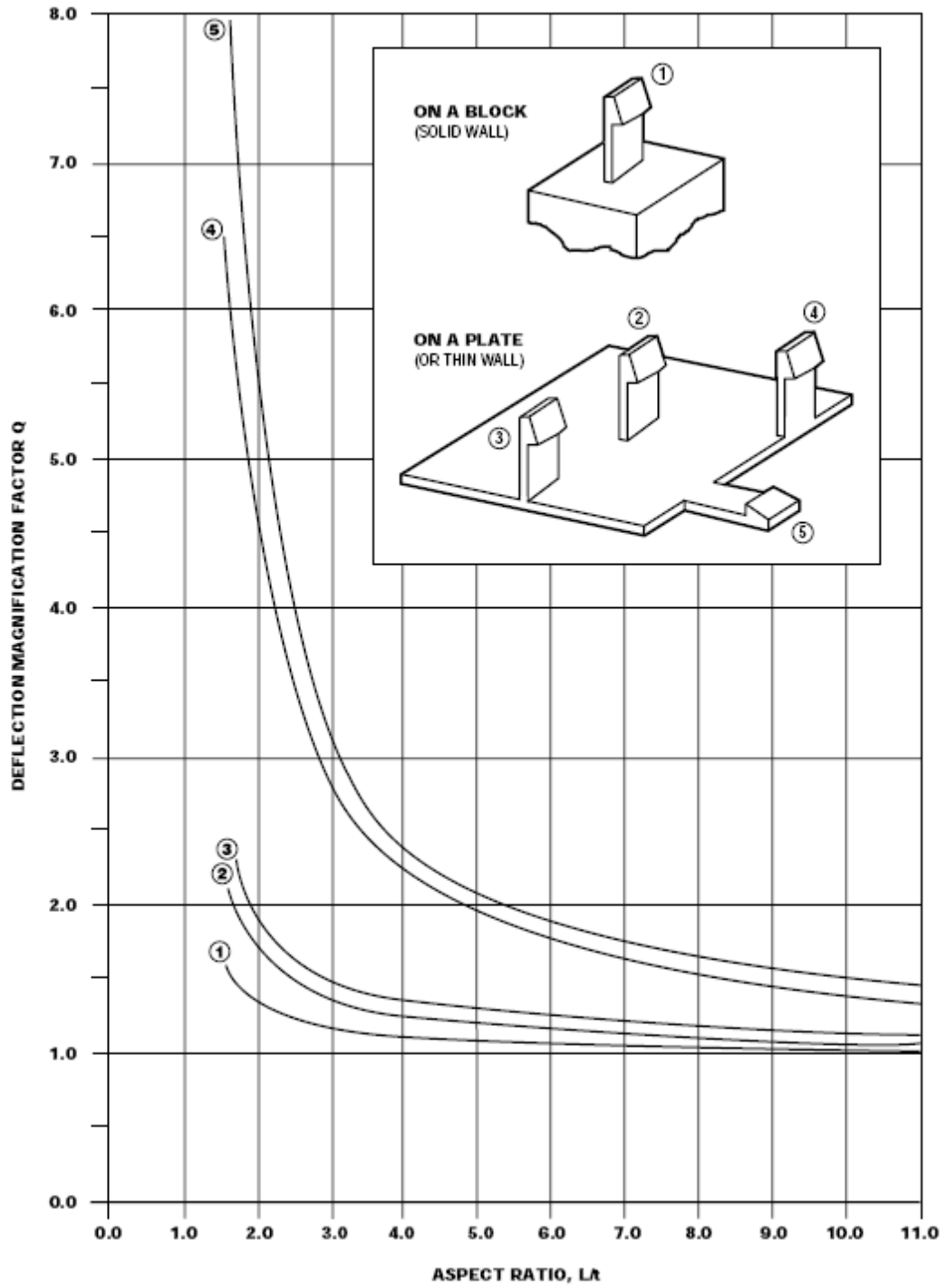


Fig. D-1 – Máquina 3-D H

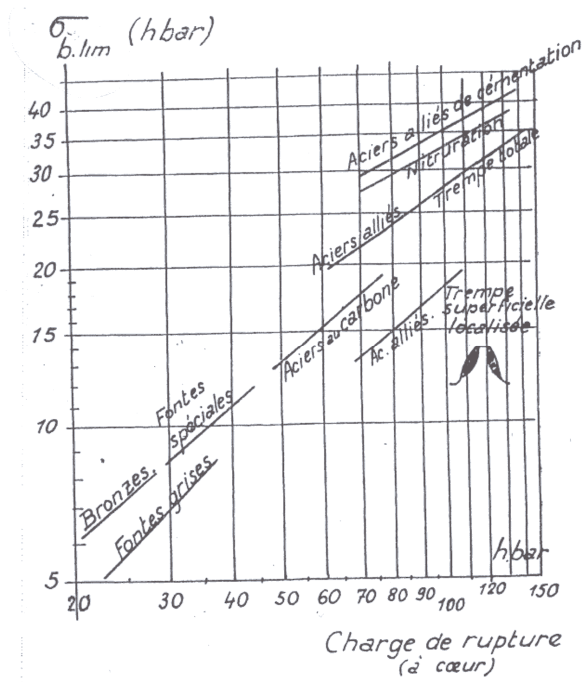
Snap-fits (clips)



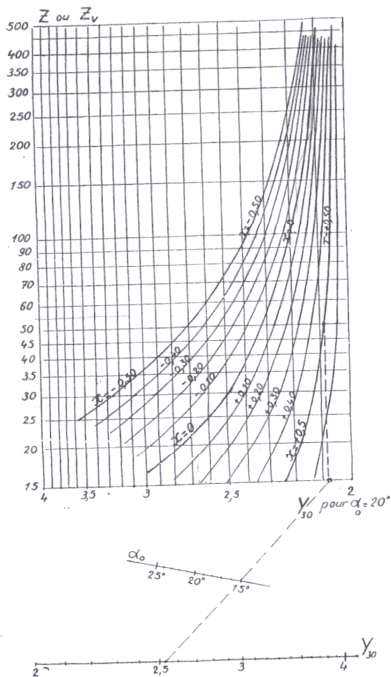
Gráf. D-1 – Viga uniforme, factor Q

Capacidade à rotura

➤  $\sigma_{blim}$  – tensão limite de base (hbar)



➤  $Y_F$  – factor de forma



➤  $Y_\varepsilon$  – factor de engrenamento

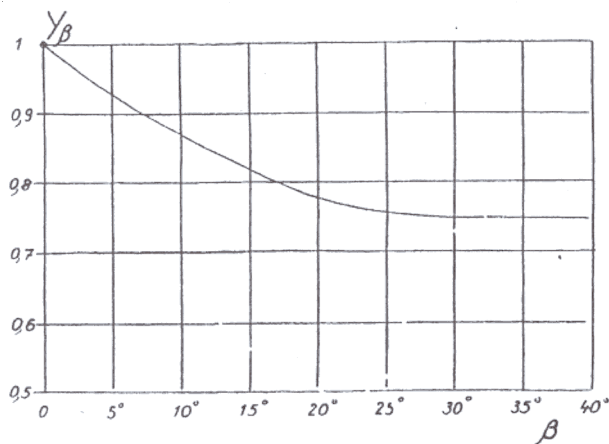
$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \quad (24)$$

$$x_1 = x_2 = x = 0$$

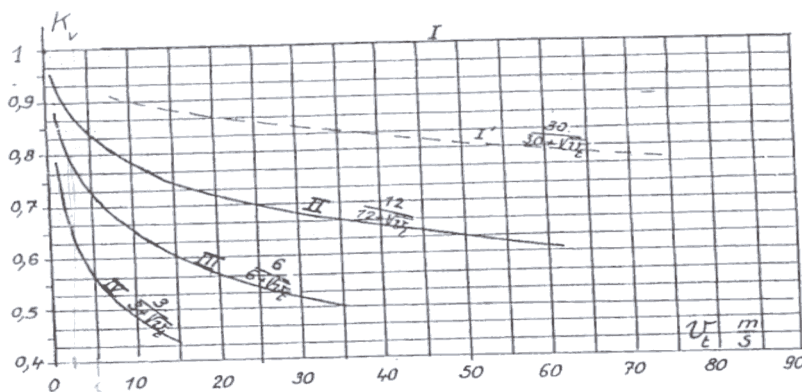
$$y_1 = y_2 = y = 1 - x = 1 \quad (25)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 y_1} - \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + y_2^2 - z_2 y_2} + (z_2 - z_1) \cdot \sin \alpha \right] \quad (26)$$

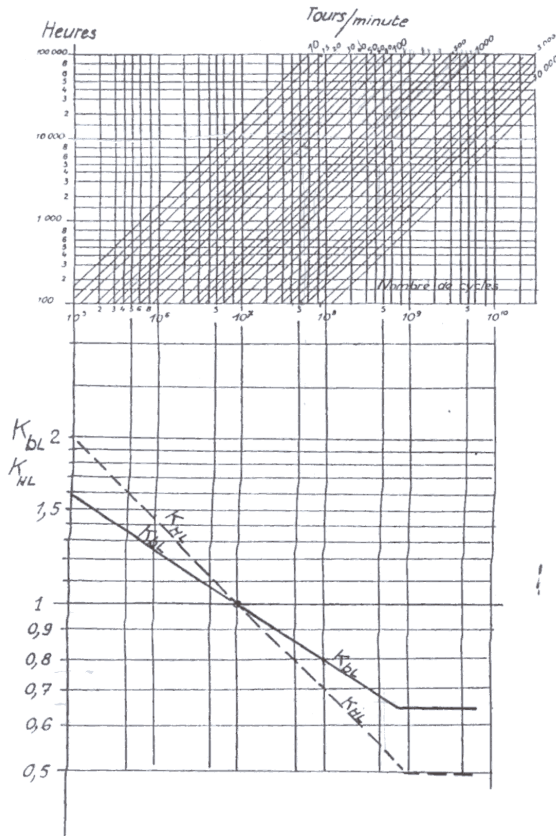
➤  $Y_\beta$  – factor de inclinação



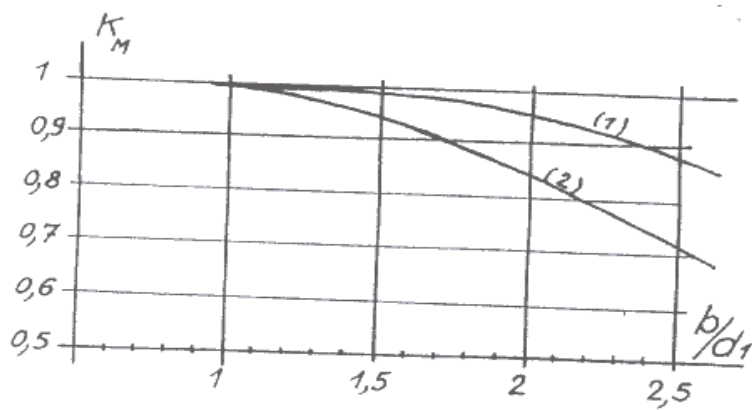
➤  $K_v$  – factor de velocidade



➤  $K_{bL}$  – factor de duração



➤  $K_M$  – factor de montagem

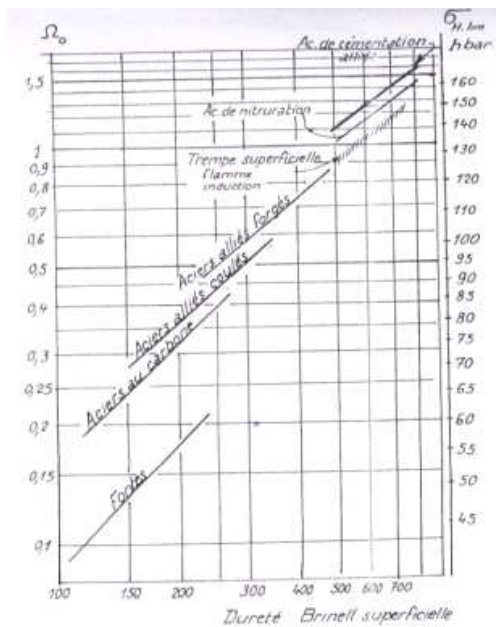


➤  $K_A$  – factor de serviço

Orgão motor	Grau de choque do órgão receptor	Até 12 horas por dia	24 horas por dia
Mot. eléctricos	I	1	0,95
	II	0,80	0,70
	III	0,67	0,57
Turbinas	I	0,80	0,70
	II	0,67	0,57
	III	0,57	0,45
Motores de combustão interna com pistões múltiplos	I	0,67	0,57
	II	0,57	0,45
	III	0,45	0,35
Motores de combustão interna com 1 só pistão	I	0,67	0,57
	II	0,57	0,45
	III	0,45	0,35

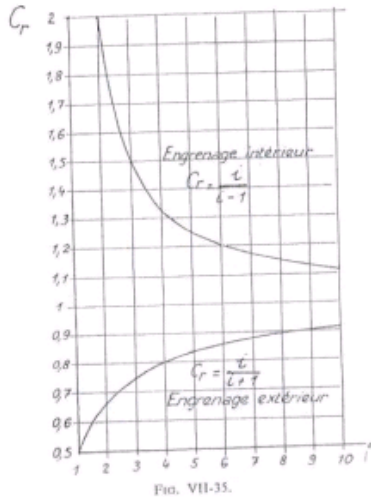
### Capacidade à pressão superficial

➤  $\sigma_{Hlim}$  – pressão superficial (hbar)



➤  $d_1$  – diâmetro primitivo do pinhão

➤  $C_r$  – factor de relação



$i$  – relação de transmissão

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (27)$$

➤  $K_{HL}$  – factor de duração

Pelo mesmo gráfico do  $K_{bL}$ .

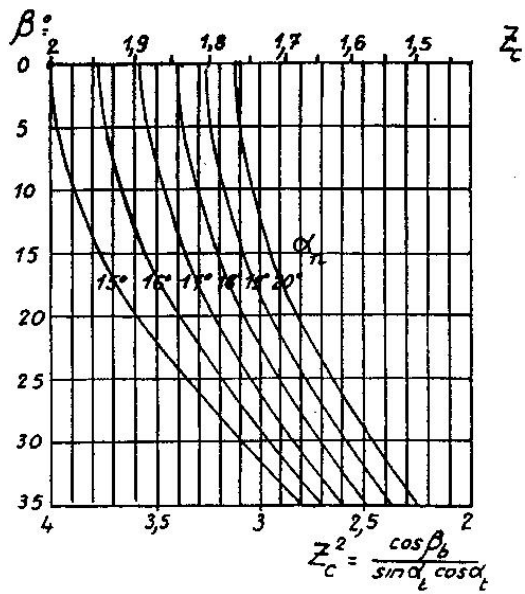
➤  $Z_E$  – factor de material

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (28)$$

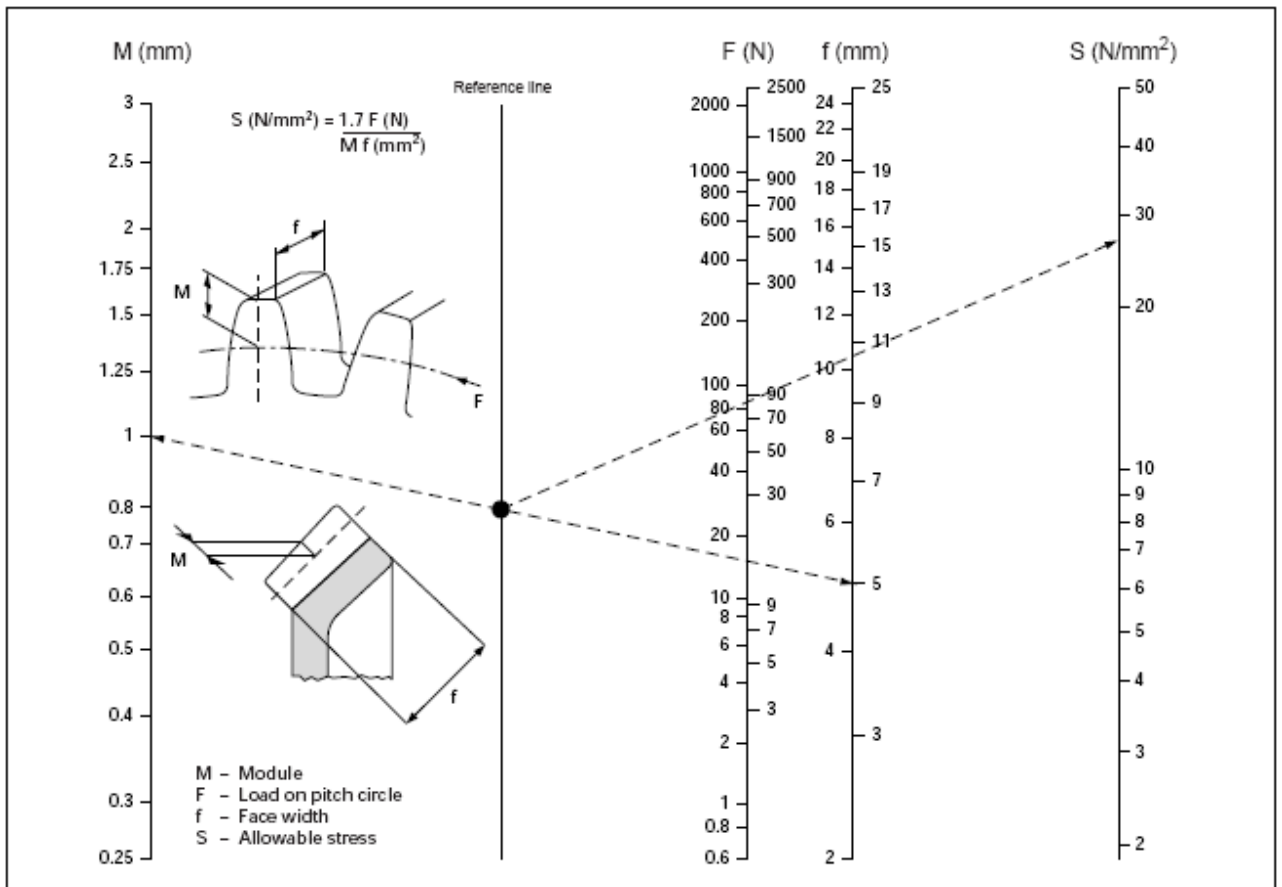
➤  $Z_\beta$  – factor de comprimento de contacto

$$Z_\beta = \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \quad (29)$$

➤  $Z_C$  – factor geométrico



Outro modo de calcular a resistência das rodas dentadas (DuPont)



Gear nomograph (S.I. units)

Gráf. D-2 – Nomográfico de engrenagens

Este nomográfico é baseado para um factor de forma do dente de 0,6. Usando a tensão admissível  $S$  (ou  $\sigma$ ) e a força tangencial  $F_t$ , desenha-se uma linha interceptando a linha de Referência. A este ponto, o módulo ou a largura do dente deve ser conhecido.

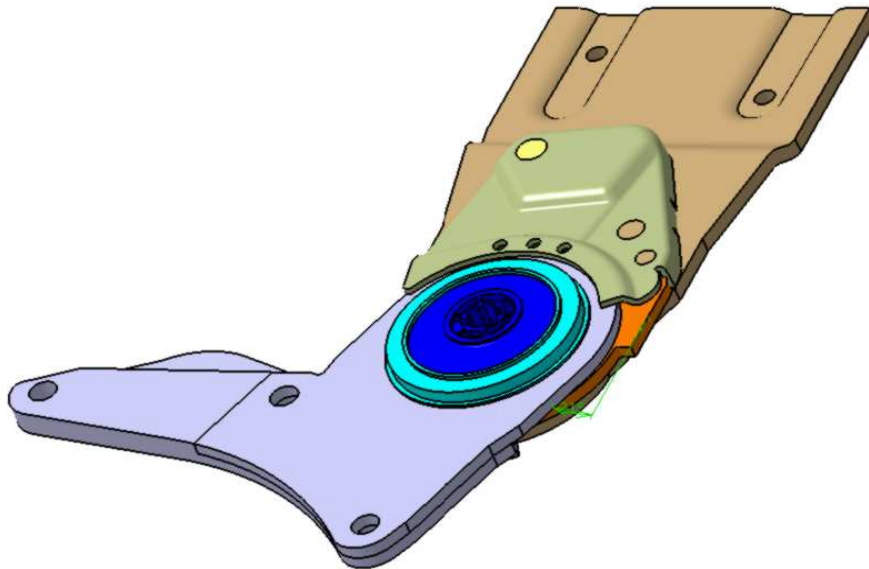
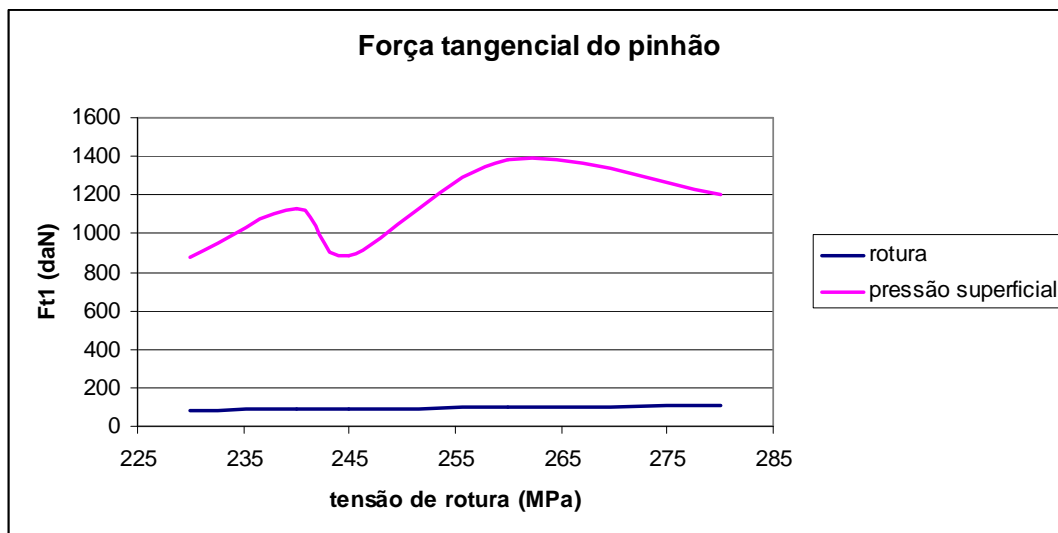
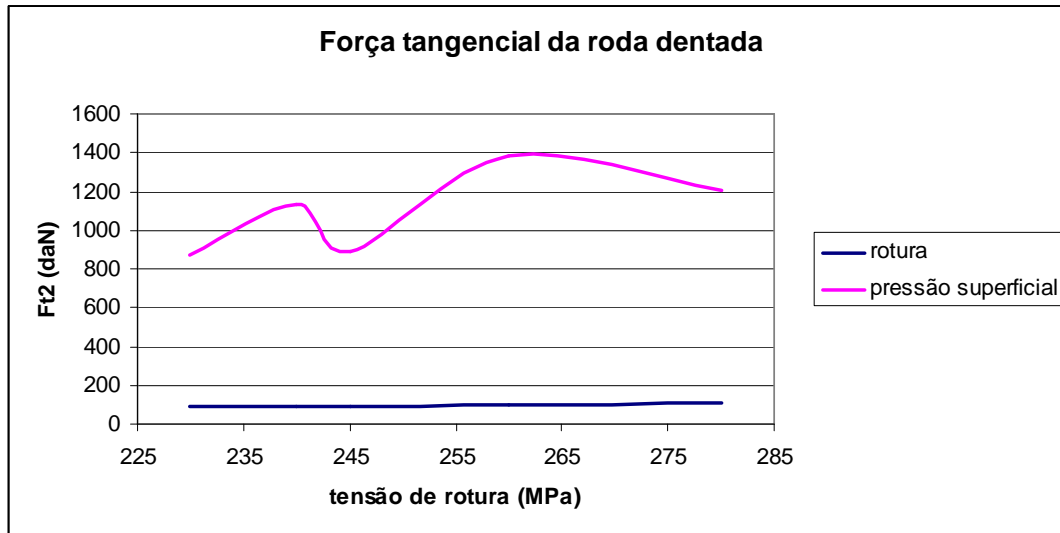


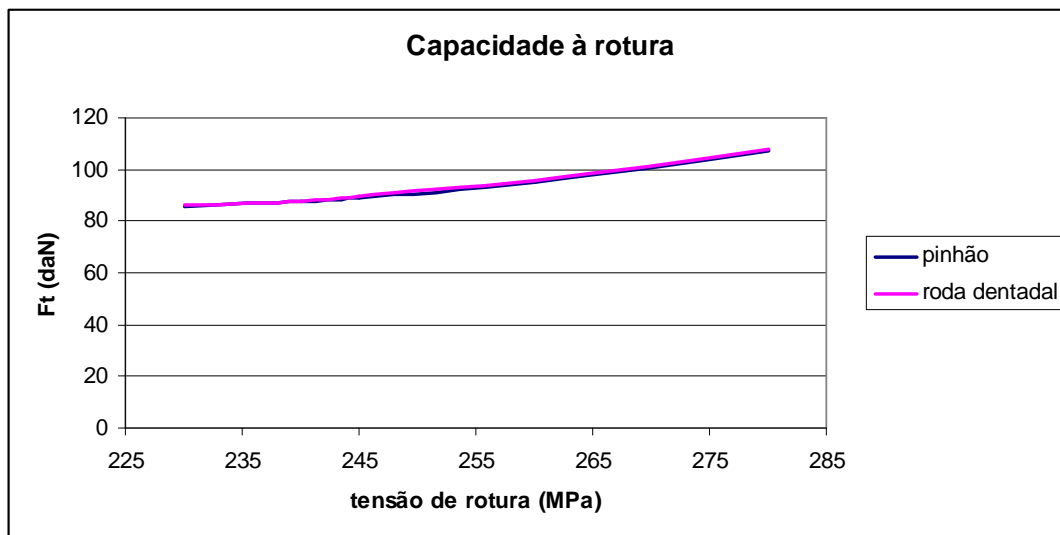
Fig. D-2 – Mecanismo modificado sem ribs



Gráf. D-3 – Tensão de rotura versus  $F_t$



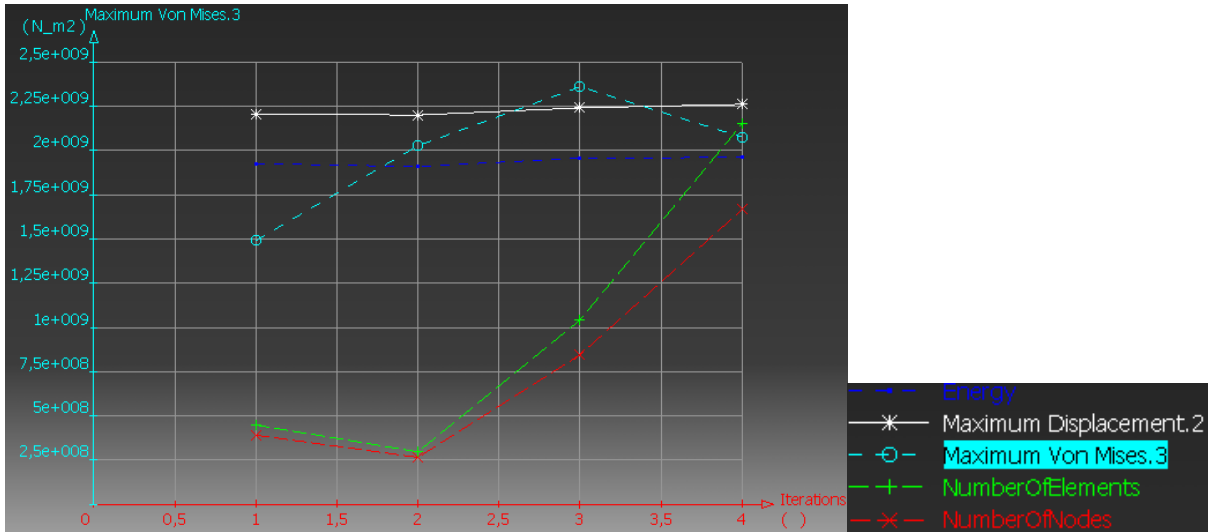
Gráf. D-4 – Tensão de rotura versus Ft



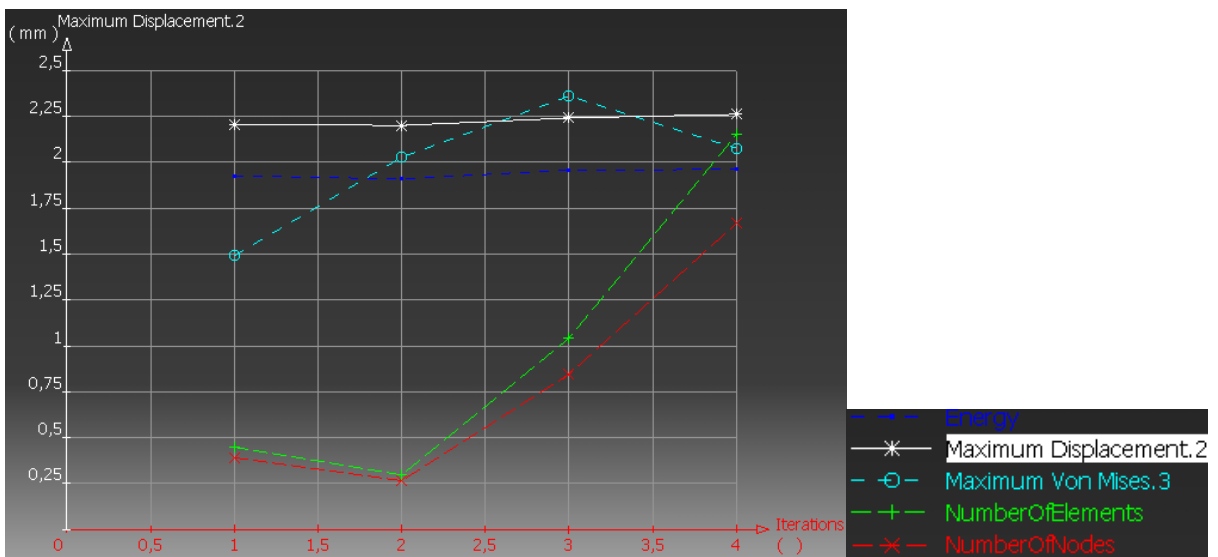
Gráf. D-5 – Tensão de rotura versus Ft

**MEF**

**Ultramid HMG HS BK-102**



Gráf. D-6 – Variação da tensão com o nº de elementos



Gráf. D-7 – Variação do deslocamento com o nº de elementos