

# PROJETO DE UM CENTRO DE RODA PARA VEÍCULO DE COMPETIÇÃO

Rafael Silva Vale



Departamento de Engenharia Mecânica

Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Especialização em Construções Mecânicas

**2014**



Relatório elaborado para satisfação parcial dos requisitos da Unidade Curricular de  
Tese/Dissertação do Mestrado em Engenharia Mecânica

Candidato: Rafael Silva Vale, Nº 1090783, 1090783@isep.ipp.pt

Orientação científica: Hernâni Miguel Reis Lopes, hml@isep.ipp.pt ; Fernando José  
Ferreira, fjf@isep.ipp.pt



Departamento de Engenharia Mecânica

Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Especialização em Construções Mecânicas

**2014**



## *Agradecimentos*

Ao Engenheiro Hernâni Lopes pelo apoio que me deu ao longo de todo o semestre, pela disponibilidade que sempre demonstrou para ajudar e transmitir todo o conhecimento que possui. Agradeço a motivação, incentivo e por exigir de mim sempre o máximo em todas as etapas do projeto

Ao Engenheiro Fernando Ferreira pela orientação dada e pelo vasto conhecimento que possui na área automóvel que nunca se inibiu de partilhar. Agradeço por toda a ajuda e sugestões dadas ao longo da tese.

Ao Engenheiro Arnaldo Pinto e aos alunos da Fórmula Student pela disponibilidade sempre demonstrada em ajudar.

Aos engenheiros das oficinas do ISEP e do laboratório de mecânica aplicada pela ajuda ao longo do projeto, pela disponibilidade sempre demonstrada para dissipar dúvidas e para ajudar na parte mais prática do projeto.

Ao engenheiro Nuno Viriato, funcionário do INEGI, pela ajuda dada no desenho do novo centro de roda e pela grande vontade que demonstrou em ajudar.

Aos meus amigos e família pela motivação e apoio dado ao longo do semestre não só na realização do projeto, mas também a nível pessoal.

A todos, o meu mais sincero agradecimento...



## *Resumo*

A presente tese surgiu da cooperação entre a empresa Semog Racing e o Instituto Superior de Engenharia do Porto, no âmbito da unidade curricular de DPEST, englobado no 2º ano do Mestrado de Engenharia Mecânica, ramo de Construções Mecânicas.

Esta dissertação tem como objetivo principal, o projeto de um novo centro de roda para substituir o existente num veículo de competição da Semog Racing. Este centro deverá ser dimensionado para suportar o peso do veículo e os esforços transmitidos à roda. Pretende-se igualmente que o novo modelo apresente um design apelativo e um baixo custo de produção para poder vir ser a comercializado.

Na primeira fase, será estudado o centro de roda original fornecido pela Semog Racing. Este estudo engloba a modelação do componente através do software SolidWorks® e uma fase de simulações para diferentes condições de carregamento. O estudo será complementado com a realização de ensaios experimentais para validação do modelo numérico.

A segunda fase é dedicada ao desenvolvimento do novo modelo de centro de roda, focando as características mecânicas e o design. Este tem como base o estudo numérico realizado para a roda original, tendo sempre como objetivo final garantir que o novo centro de roda cumpra todos os requisitos. O caminho seguido no processo de otimização é suportado em simulações numéricas pelo método dos elementos finitos, o qual permite aferir quais os pontos críticos a corrigir. No final, será apresentado um novo modelo de centro de roda capaz de suportar as cargas previstas de serviço, que apresente um baixo custo de fabrico e design apelativo.

### *Palavras-Chave*

Centro de roda, modelação geométrica, método dos elementos finitos



## *Abstract*

This thesis arose from the cooperation between the company Semog Racing and ISEP, within the MSc Thesis, clustered in the 2<sup>nd</sup> year of the Master of Mechanical Engineering in Mechanical Constructions.

This dissertation aims to develop a new wheel center to replace the existing wheel in a Semog Racing competition vehicle. The design of this center should be account for the weight of the vehicle and the forces transmitted to the wheel. It is intended that this new model presents an appealing design, as well as, a low-cost production so it can be marketed.

In a first stage, the wheel supplied by Semog Racing was studied. This study include modeling the component, using SolidWorks® software, and simulations for different loading conditions. The study will be complemented by carrying out experimental tests to validate the numerical model.

The second phase will be devoted to the design of the new wheel center focusing on its mechanical characteristics. This development is based on the numerical study for the original wheel, having as final goal getting a new wheel center that meets all requirements. The path followed in the optimization process is supported by numerical simulations using the finite element method, which allows to correct the critical points. Finally, a new model of wheel center capable of supporting service loads with low cost of manufacture and attractive design will be presented.



# Índice

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1.CONTEXTUALIZAÇÃO.....	15
1.2.OBJETIVOS .....	17
1.3.ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO .....	17
<b>2. CARACTERIZAÇÃO DE JANTES PARA VEÍCULOS A MOTOR.....</b>	<b>21</b>
2.1.FUNÇÃO .....	22
2.2.MATERIAIS USADOS NO FABRICO DE JANTES .....	25
2.3.PROCESSOS DE FABRICO .....	28
<b>3. ANÁLISE DAS SOLICITAÇÕES APLICADAS AO CENTRO DE RODA DE UM VEÍCULO KART CROSS .....</b>	<b>37</b>
3.1.SOLICITAÇÕES EM JANTES DE VEÍCULOS KART CROSS .....	37
<b>4. ESTUDO DO CENTRO DE RODA ORIGINAL .....</b>	<b>43</b>
4.1.LEVANTAMENTO DA FORMA E MODELAÇÃO GEOMÉTRICA.....	44
4.2.SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	47
<b>5. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CENTRO DE RODA ORIGINAL.....</b>	<b>59</b>
5.1.ENSAIO EXPERIMENTAL PARA VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO.....	59
5.2.CARACTERIZAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO CENTRO DE RODA ORIGINAL .....	67
<b>6. PROJETO DO NOVO CENTRO DE RODA.....</b>	<b>73</b>
6.1.ANÁLISE DO MODELO DE RODA ORIGINAL MODIFICADO .....	73
6.2.ANÁLISE DO NOVO MODELO DO CENTRO DE RODA.....	82
6.3.SELEÇÃO DO MATERIAL MAIS ADEQUADO PARA A CONSTRUÇÃO DO CENTRO DE RODA.....	86
6.4.CUSTO DE PRODUÇÃO DO CENTRO DE RODA.....	89
<b>7. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>91</b>
<b>8. REFERÊNCIAS E BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>95</b>
<b>9. ANEXOS.....</b>	<b>99</b>



## *Índice de Figuras*

Figura 1	Exemplo de veículos Kart Cross	16
Figura 2	Constituição de uma jante	23
Figura 3	Diferença entre tampão e jante	24
Figura 4	Diferentes tipos de jantes	24
Figura 5	Jante obtida por fundição	29
Figura 6	Esquema representativo da fundição a baixa pressão	30
Figura 7	Esquema representativo do processo de fundição por gravidade	31
Figura 8	Esquema representativo da fundição por compressão	31
Figura 9	Esquema representativo do forjamento	32
Figura 10	Exemplo de jantes obtidas por forjamento	32
Figura 11	Máquina CNC e operações permitidas	33
Figura 12	Representação do processo de estampagem	34
Figura 13	Representação do processo de perfilagem	35
Figura 14	Esquema representativo da aplicação da força lateral	39
Figura 15	Linha de transmissão	41
Figura 16	Dimensões gerais e modelação inicial	44
Figura 17	Dimensões do furo central e respectiva modelação	45
Figura 18	Dimensões dos furos e respectiva modelação	45
Figura 19	Dimensionamento dos raios e respectiva modelação	46
Figura 20	Modelo final	46
Figura 21	Condições de fronteira	48
Figura 22	Bolt connectors e sua aplicação	48
Figura 23	Contactos e atrito entre superfícies do centro e do cubo de roda	49

Figura 24	Aplicação do Peso	50
Figura 25	Resultados obtidos para o modelo original (Peso)	50
Figura 26	Aplicação do binário	51
Figura 27	Resultados obtidos para o modelo original (Binário)	52
Figura 28	Força Lateral	53
Figura 29	Resultados obtidos para o modelo original (Combinado)	54
Figura 30	Resultados obtidos para o modelo original (Deslocamentos)	55
Figura 31	Resultados obtidos para o modelo original (Distribuição de tensões)	55
Figura 32	Resultados obtidos para o modelo original (Pontos críticos)	56
Figura 33	Representação de um extensómetro	60
Figura 34	Colagem dos extensómetros	61
Figura 35	Cubo de roda fabricado	62
Figura 36	Ligação aparafusada	62
Figura 37	Representação da peça para aplicação do binário no centro	63
Figura 38	Aplicação do cinto na jante	64
Figura 39	Montagem experimental	64
Figura 40	Método de carregamento	65
Figura 41	"Setup" experimental	65
Figura 42	Gráfico deformação-binário aplicado	66
Figura 43	Recoha das amostras para o ensaio de tração	68
Figura 44	Provetes	69
Figura 45	Ensaio de tração	70
Figura 46	Rutura frágil dos provetes	71
Figura 47	Ensaio de tração do provete 2 um comprimento entre amarras de 52 mm	71
Figura 48	Resultados obtidos para o caso 1	75
Figura 49	Resultados obtidos para o caso 2 (Distribuição de tensões)	76

Figura 50	Resultados obtidos para o caso 2 (Pontos críticos)	77
Figura 51	Resultados obtidos para o caso 3 (Distribuição de tensões)	78
Figura 52	Resultados obtidos para o caso 3 (Pontos críticos)	79
Figura 53	Resultados obtidos para o caso 4 (Distribuição de tensões)	80
Figura 54	Resultados obtidos para o caso 4 (Pontos críticos)	81
Figura 55	Diferentes geometrias para o novo centro de roda	83
Figura 56	Resultados obtidos para o modelo final (15mm)	84
Figura 57	Resultados obtidos para o modelo final (15mm + Pontos críticos)	85



## *Índice de Tabelas*

Tabela 1	Propriedades consideradas para o dimensionamento	28
Tabela 2	Resultados experimentais do ensaio de aplicação do binário	66
Tabela 3	Comparação entre valores experimentais e valores da simulação numérica	67
Tabela 4	Força máxima esperada	69
Tabela 5	Resultados obtidos no ensaio de tração	70
Tabela 6	Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido no modelo do caso 1	76
Tabela 7	Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 2	78
Tabela 8	Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 3	80
Tabela 9	Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 4	82
Tabela 10	Tensões máximas obtidas no modelo original e no novo modelo de centro de roda (espessura 15 mm)	86
Tabela 11	Tensões máximas obtidas com o novo modelo de centro de roda, para as espessuras de 15 mm e 20 mm.	86
Tabela 12	Características das ligas de alumínio consideradas no projeto	87
Tabela 13	Composição química das ligas de alumínio	88
Tabela 14	Análise dos valores obtidos	89



# 1. INTRODUÇÃO

Este capítulo pretende contextualizar o tema desta dissertação, definir os principais objetivos associados ao trabalho intitulado “ Projeto de um centro de roda para veículo de competição”, apresentar a estrutura em que se divide esta tese e o conteúdo de cada capítulo.

## 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

A Semog é uma empresa criada nos finais dos anos 80, fundada por Francisco Ramilo Gomes e Pedro Ramilo Gomes, dedicada à construção de veículos para diversas competições desportivas, tendo-se especializando no fabrico de veículos de Kart Cross e buggies off-road de topo e à organização de diversas competições internacionais. Uma outra vertente da sua atividade é a importação e comercialização de acessórios para motos, motos 4, quads, ATV, karts e Kart Cross. Esta possui um gabinete de projeto dedicado ao estudo, desenvolvimento e conceção de veículos utilizados nas competições nacionais e internacionais, havendo a destacar diversos títulos ao longo da sua história. A experiência acumulada e a qualidade do serviço prestado ao longo destes anos fizeram com que a Semog tivesse como principais fornecedores marcas de elevado prestígio internacional, como: ITP TIRES; BRAID; GOLDSPEED; FMF RACING; LONESTAR; Etc... [1].

A oportunidade de desenvolver um projeto na área automóvel surgiu a partir de uma solicitação da Semog Racing dirigida ao ISEP para a resolução de um problema mecânico associado a um centro de roda utilizado num dos veículos de Kart Cross fabricado pela empresa.

Foram identificadas falhas mecânicas num lote de jantes utilizadas nos veículos de Kart Cross, apesar destas serem dedicadas para este tipo de aplicação. As falhas ocorriam devido a fraturas no centro de roda, as quais se concentravam na região dos raios e junto aos pontos de fixação da roda traseira ao eixo motriz do Kart Cross, principalmente, quando o motor trabalhava no regime de binário máximo. No sentido de resolver o problema foi proposto, inicialmente, realizar uma análise da resistência mecânica ao centro de roda. A partir deste, desenvolver um novo centro que fosse capaz de cumprir com todos os requisitos mecânicos e que, simultaneamente, consistisse numa solução apelativa, para posterior inclusão em veículos de competição. Assim, iniciou-se um longo processo de caracterização do centro de roda através de simulações, modelações e pesquisa que teriam como conclusão o projeto de um novo centro.



**Figura 1** Exemplo de veículos Kart Cross [2].

## **1.2. OBJETIVOS**

O principal objetivo deste trabalho é a melhoria de um centro de roda usado num veículo de competição Kart Cross da empresa Semog Racing. Para concretizar este objetivo foi necessário realizar um estudo aprofundado sobre o desempenho do centro de roda quando sujeito a diferentes solicitações, identificando pontos de maior fragilidade. Outro dos objetivos desta dissertação foi, com base na informação recolhida, projetar um novo centro de roda capaz de suportar as cargas de serviço, que apresentasse baixo custo de produção e que, simultaneamente, consistisse numa solução apelativa. Assim, relativamente ao estudo dos centros de roda usado nos veículos de competição, foi necessário fazer-se um levantamento de quais os processos de fabrico e materiais mais utilizados. O levantamento da geometria da roda existente, o estudo dos esforços transmitidos a um centro de roda e a identificação dos pontos críticos do centro de roda fornecido estão também englobados no conjunto de objetivos a cumprir.

Quanto ao desenvolvimento de um novo centro de roda, foi necessário proceder-se à otimização da sua geometria de forma a garantir a capacidade de resistir às solicitações previstas, apresentar um baixo custo de produção e com imagem apelativa.

## **1.3. ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO**

A dissertação aborda o estudo do processo de fabrico dos centros de roda, o levantamento da geometria do centro de roda original e a sua modelação, as simulações necessárias para identificar os pontos críticos, ensaios experimentais para validação das simulações, a modelação de um novo centro de roda e, por fim, o estudo do tempo de produção e os custos que lhe estão associados. Todos estes pontos serão detalhados ao longo deste documento.

Esta tese está estruturada em 7 capítulos, correspondendo cada um a uma parte do projeto, seguindo uma sequência lógica do trabalho. Assim, apresenta-se em seguida a descrição sumária do conteúdo de cada capítulo:

### **Capítulo 1- Introdução ao trabalho desenvolvido**

Neste capítulo é feito o enquadramento do tema desenvolvido nesta dissertação, contextualizando a sua execução e apresentando de uma forma clara e sucinta todos os objetivos a atingir, terminando com uma breve descrição da estrutura do relatório.

## Capítulo 2 – Caracterização de jantes para veículos a motor

No segundo capítulo é apresentado o estudo geral das jantes utilizadas em veículos de quatro rodas, nomeadamente: partes constituintes e tipos de jantes, os processos de fabrico, os materiais utilizados e a definição das características pretendidas para um centro de roda.

## Capítulo 3 – Análise das solicitações aplicadas ao centro de roda de um veículo Kart Cross

O capítulo 3 apresenta um estudo das cargas aplicadas num centro de roda kart Cross, função das solicitações previstas e das características do veículo, as quais irão ser utilizadas nas simulações numéricas para determinação dos esforços.

## Capítulo 4 – Estudo do centro de roda original

O capítulo 4 é dedicado ao levantamento da forma do centro de roda fornecido e ao estudo numérico dos esforços produzidos pelas solicitações definidas no capítulo 3. Este é realizado recorrendo ao programa comercial de simulação numérica, SolidWorks®.

## Capítulo 5 – Análise experimental do centro de roda original

No capítulo 5 são apresentadas as medições experimentais das tensões em pontos críticos, identificados a partir da simulação realizada no capítulo 4, com o objetivo de validar o estudo numérico. Para esse efeito, foi construída uma montagem experimental e utilizada a extensometria elétrica. Por fim, procedeu-se à caracterização mecânica do material, através da realização de um ensaio de tração em três provetes retirados da roda original.

## Capítulo 6 – Projeto do novo centro de roda

A partir da informação recolhida nos capítulos anteriores é projetado um novo centro de roda. Este deverá suportar as solicitações previstas durante o serviço do veículo de competição Kart Cross, apresentar uma solução construtiva de baixo custo e um design atrativo para poder vir a ser comercializado. A otimização da geometria do centro de roda é realizada usando o programa SolidWorks®. São ainda descritas as metodologias seguidas que levaram à melhoria do desempenho do centro de roda e que, simultaneamente, permitiram reduzir o seu custo de fabrico. O capítulo termina com a seleção do material a utilizar no fabrico do novo centro de roda.

## Capítulo 7 – Conclusões e Trabalhos futuros

O último capítulo apresenta as conclusões gerais e as dificuldades encontradas na realização deste trabalho. A partir destes são definidas linhas de desenvolvimento futuras para a construção de um novo centro de roda.



## 2. CARACTERIZAÇÃO DE JANTES PARA VEÍCULOS A MOTOR

Para o projeto de um novo centro de roda foi necessário realizar um estudo sobre os processos mais comuns utilizados no fabrico do centro de roda, bem como as características requeridas para que esta possua um bom desempenho.

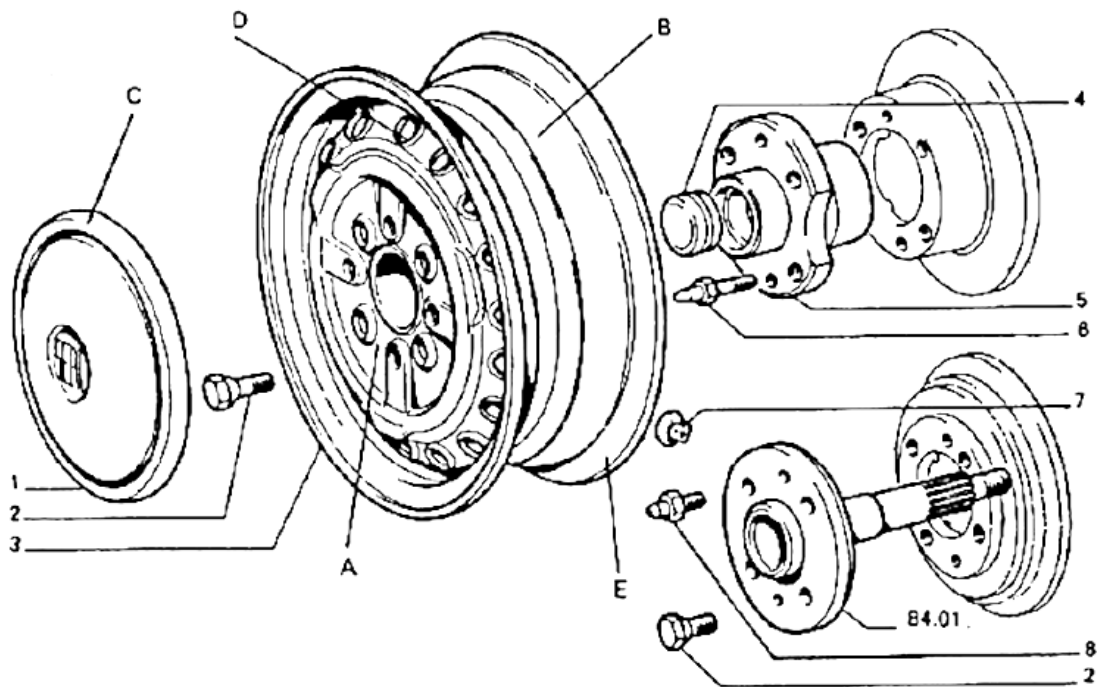
## **2.1. FUNÇÃO**

Para uma correta análise do problema de fratura do centro de roda durante a utilização no veículo de competição Kart Cross é importante entender quais as principais funções do centro de roda na jante. Para uma melhor análise dos esforços que são transmitidos ao centro de roda é necessário realizar o estudo da roda completa.

O conjunto pneu e jante formam o elemento responsável por transmitir movimento ao veículo através do contacto do pneu com o solo. Por outro lado, os elementos responsáveis por transmitir movimento desde o motor até às rodas estão sujeitos a esforços que devem ser considerados durante o seu projeto. Assim, as jantes devem possuir um conjunto de características que as tornem um componente capaz de suportar as seguintes solicitações: binário do motor, peso do veículo, oscilações da carroçaria, irregularidades do pavimento, travagens e acelerações do veículo e forças laterais transmitidas pelo solo ao pneu e consequentemente ao centro de roda.

As jantes estão sujeitas a elevadas solicitações, devendo apresentar uma resistência, rigidez e geometria adequadas para cumprirem corretamente a sua função. A leveza e a dissipação do calor gerado nos pneus e travões são outras duas características fulcrais para a sua conceção. A escolha do material ditará as propriedades inerentes à jante, sendo este assunto abordado num capítulo posterior.

### 2.1.1. CONSTITUIÇÃO DE UMA JANTE



A. Prato ou disco da jante	1. Tampão	6. Parafuso
B. Aro da roda	2. Parafuso de fixação	7. Perno Guia
C. Tampão	3. Jante	8. Parafuso
D. Orifícios de ventilação	4. Porca	
E. Rebordo da jante	5. Cubo	

**Figura 2** Constituição de uma jante [3].

Em geral, as jantes são constituídas pelo disco da jante ou centro de roda, e pelo aro da roda, sendo unidos por soldadura ou por ligação aparafusada [4]. A jante possui um furo central que cumpre a função de centrar a roda e garantir a concentricidade com o veio motriz. A este furo central é aparafusado o cubo da roda que transmitirá o movimento ao conjunto. Por outro lado, as forças aplicadas na jante são também transmitidas ao cubo nesta ligação, contribuindo para o equilíbrio do sistema de direção. No centro de roda existem umas aberturas cuja função é arrefecer os travões e ventilar o resto dos componentes. A forte componente estética da jante é por vezes dada pelos tampões de plástico que tapam estes furos com geometria menos apelativa. Outras vezes, o próprio centro de roda é modelado e fabricado com uma configuração atrativa, sendo os furos de ventilação substituídos por raios.



**Figura 3** Diferença entre tampão e jante [5].

Ao cubo da roda é acoplado o travão de disco através de parafusos, sendo que no aro da roda é montado o pneu. A geometria exterior das jantes permite a perfeita montagem do pneu, onde os seus rebordos definem qual a secção do pneu a utilizar.

### 2.1.2. TIPOS DE JANTE

No momento atual existem três tipos de jantes cujas vantagens e desvantagens serão aprofundadas em seguida.



a.



b.



c.

**Figura 4** Diferentes tipos de jantes [6,7].

O primeiro tipo de jante abordado denomina-se por “*one-piece*” (figura 4 a.). Como o seu próprio nome indica, esta categoria de jante é formada apenas por uma peça, podendo ser forjadas ou fabricadas por fundição e, posteriormente, maquinadas, polidas e pintadas. A resistência e a leveza são os seus pontos fortes.

As jantes “*two-piece*” (figura 4 b.) são constituídas pelo centro de roda (fabricado por fundição maquinagem etc..) e pelo aro da roda, geralmente fabricado por perfilagem. O centro é aparafusado à jante, garantindo a transmissão dos esforços e uma leveza considerável, ainda que, menor que as “*one-piece*”. São jantes cujo preço é bastante inferior às “*three-piece*” (figura 4 c.) e têm como grande vantagem o centro poder ser substituído facilmente, alterando o seu aspeto, o que as torna bastante atrativas comercialmente [8].

Por fim, as jantes “*three-pieces*” (figura 4 c.) são formadas pelo centro de roda e por duas metades da jante uma denominada “*outer rim*” e “*inner rim*”. O centro pode ser aparafusado entre as duas metades ou só numa delas, dependendo da configuração desejada, sendo este um aspeto meramente estético. A grande vantagem deste tipo de jantes é a possibilidade de combinar diferentes materiais para o centro e nas duas metades, proporcionando características que nunca seriam possíveis alcançar com as jantes do tipo “*one-piece*”. Por exemplo, é possível juntar a resistência do aço nas *outer* e *inner rims* com a leveza do alumínio no centro de roda. O baixo custo de manutenção da roda é outra das vantagens, uma vez que é possível trocar um dos componentes com maior desgaste, mantendo os restantes. Todavia, o preço deste tipo de jantes é mais elevado que os outros dois abordados anteriormente [7,8].

## **2.2. MATERIAIS USADOS NO FABRICO DE JANTES**

### **2.2.1. MATERIAIS MAIS UTILIZADOS**

A escolha do material utilizado no fabrico de um centro de roda é função das características mecânicas pretendidas. Por esta razão, a sua seleção deve ser realizada cuidadosamente. Assim, é essencial fazer-se uma pesquisa aprofundada sobre quais os materiais mais utilizados e quais as suas vantagens e desvantagens. Esta escolha deve ser bem ponderada e direcionada para os objetivos pretendidos.

Ao longo dos anos, a utilização de aço em jantes foi decrescendo. Apesar destas serem mais económicas, bastante resistentes e de fácil produção, o elevado peso dos componentes fabricados em aço é um ponto crítico. De facto, a preocupação dos dias de hoje em carros de passageiros e principalmente em veículos de competição, é a redução do peso dos seus componentes, para potenciar a leveza do carro e, conseqüentemente, aumentar o seu desempenho. É por esta razão que os materiais mais leves têm vindo a substituir os materiais de maior peso, como o aço [9]. Surgiram assim as jantes em liga de alumínio, também conhecidas por jantes de liga leve, que apesar de serem mais dispendiosas que as jantes em aço, apresentam um conjunto de características apelativas para o mercado comum e para o ramo da competição, havendo a destacar: o menor peso, a melhor aparência, o processo de fabrico permite centrar com precisão e limitar a excentricidades radial e lateral, a resistência à corrosão etc.

Para além das jantes em alumínio surgiram também jantes em magnésio, as quais possuem melhores características mecânicas e conferem mais leveza. Apesar destas características mais apelativas, é um material muito difícil de trabalhar e o seu custo é superior ao dos outros dois materiais referidos anteriormente, sendo por isso, uma opção menos viável para a produção em grande quantidade [10]. De facto e sabendo que o centro de roda ia ser utilizado num veículo de competição, o peso e a facilidade de produção são dois requisitos que sobressaem em relação a todos os outros.

A facilidade de produção está relacionada diretamente com a diminuição do custo, garantindo assim um fator muito apelativo para as empresas inseridas no meio da competição. A redução do peso das jantes contribui para a diminuição da massa do conjunto de componentes entre os quais: freios, cubos, rolamentos, rodas e pneus. Apesar de ser uma parte deste conjunto, a redução do peso das jantes permite aos pneus absorverem melhor as irregularidades do terreno, aumentando a aderência ao solo e ajudando os amortecedores a realizarem a sua função. Este aumento de aderência dos pneus está relacionado com o facto das jantes em liga leve poderem ser mais espessas que as de aço. Por outro lado, o acréscimo de espessura permite aumentar a sua rigidez e montar pneus mais largos, possibilitando a melhoria da aderência em curva. No entanto, o aumento exagerado da largura do pneu irá traduzir-se numa elevada resistência ao rolamento, dificultando a aceleração do veículo em linha reta [11].

Outro fator relacionado com a redução do peso é o momento de inércia. Como a roda é mais leve quando fabricada em alumínio, o momento de inércia diminui. Associado a este aspecto surge a redução dos esforços necessários para acelerar ou travar o veículo, sendo esta uma característica crucial para veículos de competição em que acelerações bruscas e travagens repentinas exigem respostas rápidas por parte do veículo.

Para além do alumínio, do aço e do magnésio existem, em aplicações bastante específicas, jantes fabricadas em plástico. Inicialmente surgiram para aplicações de menor responsabilidade e sujeitas a baixas solicitações, por exemplo: carros de mão, carros telecomandados etc. A sua utilização foi motivada pelo baixo custo de produção e leveza, apesar de apresentar características mecânicas inferiores quando comparadas com os materiais metálicos. Com o evoluir da tecnologia e dos materiais plásticos, começou a ser utilizado em aplicações mais exigentes, apesar do seu uso não ser consensual em veículos ligeiros, pesados e motos. Ainda assim, é comum a sua utilização em veículos Kart Cross, uma vez que o avanço da tecnologia proporcionou uma melhoria substancial das características mecânicas, podendo neste momento suportar solicitações elevadas. Mesmo nos veículos ATV (all-terrain vehicle), apenas o aro da roda pode ser fabricado em plástico sendo o centro de roda fabricado em alumínio ou aço para garantir o cumprimento dos requisitos de resistência mecânica. Conclui-se assim, que os plásticos são utilizados na combinação com outros materiais ou isoladamente em aplicações de baixa responsabilidade. Todavia, verifica-se um aumento da procura de jantes deste tipo devido ao seu baixo peso e razoável resistência mecânica.

### **2.2.2. CARACTERÍSTICAS PRETENDIDAS**

Depois de efetuado o estudo das vantagens e desvantagens dos diferentes tipos de jantes, delineou-se um conjunto de características desejadas para a produção do novo centro de roda. Estas características servirão de base à posterior escolha do material de fabrico e desenvolvimento do projeto, sendo as propriedades mais importantes e respetiva justificação apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 **Propriedades consideradas para o dimensionamento [12,13].**

Propriedade	Justificação
Comportamento à fadiga	Parâmetro mais importante para o dimensionamento servindo de referência para todo o projeto.
Comportamento estático	Tensão de cedência e módulo de elasticidade são consideradas para evitar deformações e tensões indesejadas, na presença de forças axiais máximas (aceleração e travagem) e forças radiais máximas.
Rigidez	Rigidez estrutural depende do design do centro de roda, sendo bastante importante para o projeto.
Facilidade de maquinagem	Parâmetro diretamente relacionado com a fase de produção do centro. Pretende-se uma boa maquinabilidade da liga.
Resistência à corrosão	É importante que o componente apresente elevada durabilidade.
Preço	Baixo custo de produção para que o centro de roda seja comercialmente viável.

### 2.3. PROCESSOS DE FABRICO

Atualmente, a maior parte dos centros de roda são fabricados por um de dois processos: fundição ou forjamento. A utilização destes dois processos está diretamente relacionada com as características e a finalidade desejada para o centro de roda. Enquanto a fundição produz centros mais estéticos e apelativos, o forjamento torna os centros mais leves e resistentes, apesar de este ser um processo mais caro. Nos dias de hoje, a maioria das jantes são fabricadas por fundição, uma vez que com o devido controlo da qualidade do material e do processo, os centros podem atingir não só a estética desejada, mas também, fornecer longevidade e boas características mecânicas. Para além disso, o facto de presentemente a leveza ser um requisito chave na indústria automóvel levou a uma otimização dos métodos de fundição, tornando-se o principal processo no fabrico de jantes e de centros de roda atualmente. Para além destes dois processos utilizados para produções de grandes séries, é

ainda possível fabricar centros de roda por maquinagem em CNC. Este processo de fabrico garante uma elevada precisão dimensional e uma diminuição dos erros humanos, sendo um método muito indicado para pequenas séries [14].

Outro método bastante utilizado no fabrico de centros de roda é a estampagem. É um processo bastante utilizado na indústria automóvel para a produção dos mais diversos componentes de um veículo, entre os quais as jantes. Este consiste em deformar plasticamente uma chapa, conferindo-lhe a geometria pretendida [15].

Para além dos métodos atrás referenciados, a perfilagem de chapa é outro processo utilizado no fabrico do aro de roda. Como referido anteriormente, este componente possui nervuras com geometria pré-definida, que possibilitam a correta montagem do pneu. A perfilagem de chapa é um dos processos de fabrico mais utilizados devido ao baixo custo de produção e à facilidade na obtenção da geometria do aro.

### **2.3.1. FUNDIÇÃO**

São vários os processos de fundição disponíveis para o fabrico de jantes. O processo escolhido determina não só as características mecânicas da jante e centro de roda, mas também influencia o seu aspeto final. É necessário ponderar as principais vantagens e desvantagens dos métodos de fundição mais utilizados, tendo em conta qual as propriedades finais desejadas para a jante.

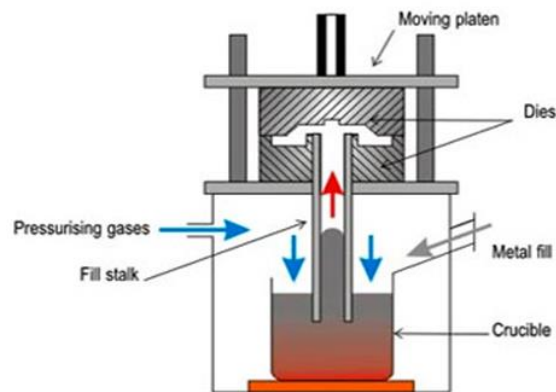


**Figura 5 Jante obtida por fundição [16].**

Os principais processos de fundição utilizados para a produção de centros de roda são a Fundição de baixa pressão, Fundição por gravidade e Fundição por compressão. A fundição de baixa pressão utiliza pressões baixas, cerca de 1 bar, para forçar o metal

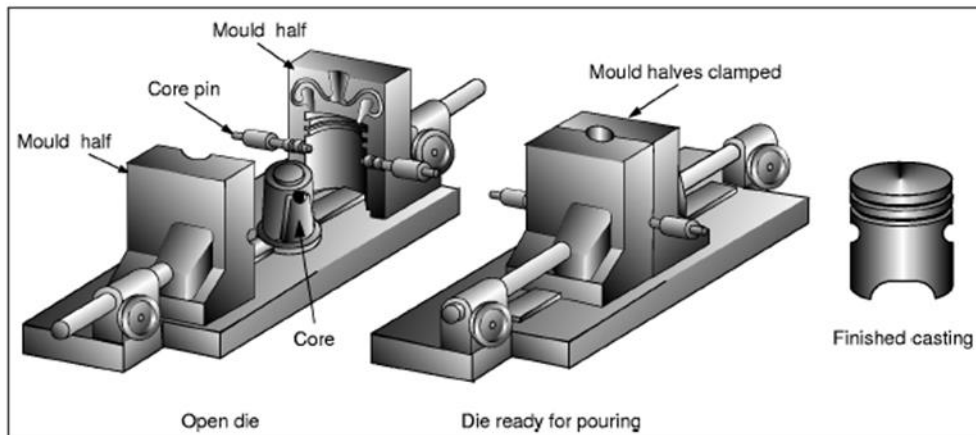
fundido a entrar na cavidade do molde, sendo um processo muito utilizado na produção de jantes [19]. Comparando-o com outros processos de fundição, as taxas de produção são mais baixas. Apesar disso, a qualidade final do componente é muito boa, garantindo até propriedades mecânicas melhoradas quando comparadas com outros processos [20].

Como podemos ver na figura 6, o material fundido é pressurizado sendo forçado a subir pelo tubo que liga o cadinho ao molde previamente fabricado. A pressão sendo constante, faz com que o molde esteja totalmente preenchido e que o arrefecimento forme a peça com baixa probabilidade de ocorrerem defeitos.



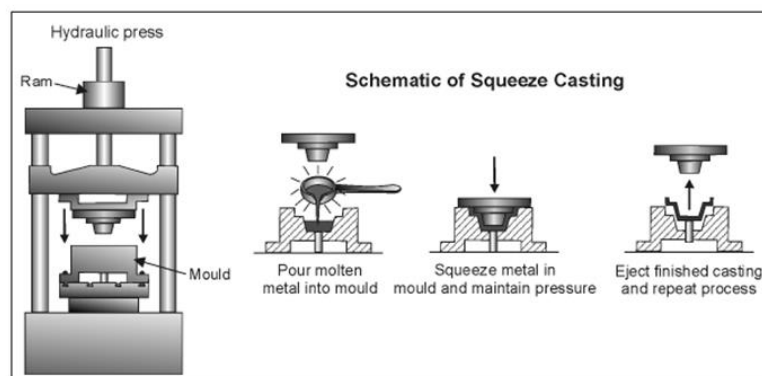
**Figura 6** Esquema representativo da fundição a baixa pressão [17].

O processo de fundição por gravidade é menos utilizado que o anterior na produção de jantes, ainda assim, tem alguma expressão na indústria automóvel. É um processo cujo custo não é elevado, sendo especialmente utilizado quando a complexidade da geometria é o ponto-chave do projeto ou quando a leveza não é a propriedade mais relevante [18]. Este consiste no vazamento do material derretido por gravidade num molde pré-aquecido. Posteriormente, o molde é aberto e a peça retirada [19]. Por ser um processo somente dependente da gravidade, a presença de defeitos é bastante comum. Assim, a sua resistência é garantida através do aumento da espessura das peças, sendo estas, em geral, mais pesadas.



**Figura 7** Esquema representativo do processo de fundição por gravidade [19].

A fundição por compressão é uma combinação dos dois processos mais comuns no fabrico de jantes e, conseqüentemente, centros de roda: a fundição e o forjamento. O metal derretido é vazado para o molde pré-aquecido e posteriormente comprimido na fase de solidificação. Esta compressão do molde conduz à forma desejada. É um processo mais utilizado para os componentes da suspensão e travagem, ainda assim, pode ser utilizado para o fabrico de jantes [20]. Conforme se verifica na figura 8, o metal pré-aquecido é vazado para o molde e comprimido utilizando uma prensa hidráulica. Depois de comprimido alivia-se a pressão executada pela prensa e retira-se a peça.



**Figura 8** Esquema representativo da fundição por compressão [20].

### 2.3.2. FORJAMENTO

Para além da fundição, o forjamento é um dos métodos utilizados no fabrico de jantes. Na figura seguinte podemos observar as principais etapas do processo de forjamento, em que o material é aquecido e adquire a forma desejada através da aplicação de pressão ou de forças de impacto que causam a deformação plástica do componente. Para a aplicação destas forças é utilizada uma prensa ou um martelo num ou vários moldes [21].

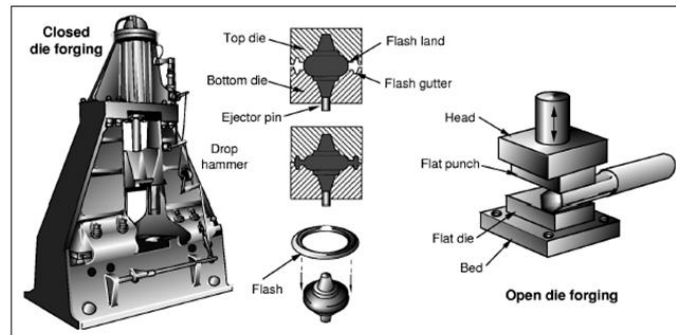


Figura 9 Esquema representativo do forjamento [23].

Quando comparado com os processos da fundição, este método garante um conjunto de propriedades bastante relevantes para um componente automóvel. As propriedades mecânicas e a resistência à fadiga são melhores, mas as tolerâncias dimensionais e o peso do componente são duas das desvantagens do processo [22]. Outra vantagem do forjamento é a minimização de defeitos de fabrico, tais como: porosidades e cavidades, que podem afetar o comportamento em serviço. Por outro lado, é um processo de fabrico mais caro e está limitado ao fabrico de jantes de geometria mais simples.

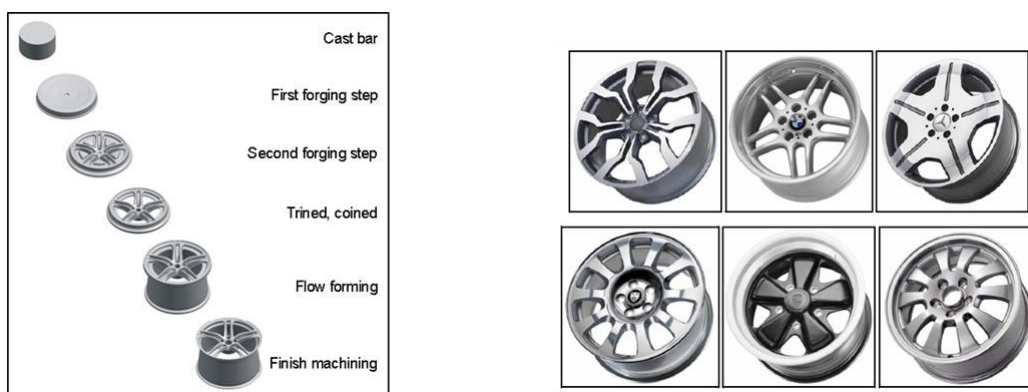


Figura 10 Exemplo de jantes obtidas por forjamento

### 2.3.3. MAQUINAGEM CNC

O fabrico de componentes através deste processo é relativamente recente, o qual surgiu devido à crescente necessidade das empresas criarem modelos customizados e aumentar a qualidade dos componentes. As máquinas CNC (*Computer Numerical Control*) permitem realizar operações automáticas e sequenciais de maquinagem através de uma série de instruções codificadas, que, por sua vez, possibilitam o controlo simultâneo de vários parâmetros da máquina. É um processo que pode controlar os movimentos, com elevada precisão das peças ou ferramentas e os parâmetros de entrada, tais como: alimentação, profundidade de corte e velocidade de corte, entre outros [14].

As máquinas CNC vieram substituir as máquinas como as fresadoras, os tornos e as furadoras convencionais devido às inúmeras vantagens, sendo as mais importantes: a redução do erro humano, a maior flexibilidade, a diminuição dos tempos de maquinagem, o aumento da produtividade e a maior precisão e fiabilidade do processo produtivo [14].

Apesar de todas estas vantagens serem suficientes para suplantarem os métodos convencionais, é necessário um investimento inicial bastante elevado, sendo por isso necessário ponderar a componente financeira. No entanto, este processo produtivo está limitado a pequenas séries de produção. Esta requer mão-de-obra especializada para garantir o correto funcionamento do programa e que são inseridos todos os dados necessários para um fabrico de qualidade. Ao nível da manutenção e devido ao facto de serem máquinas com um elevado nível de automação, as máquinas CNC precisam de uma manutenção especializada.

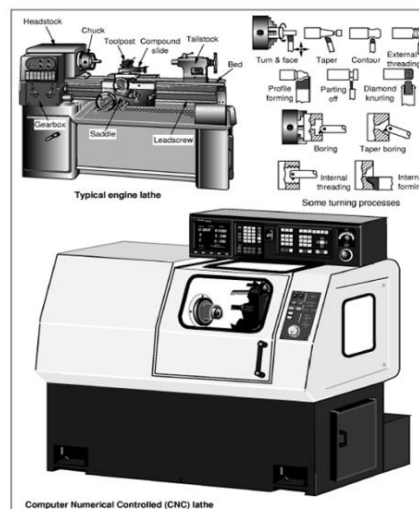


Figura 11 Máquina CNC e operações permitidas

#### 2.3.4. ESTAMPAGEM

Na estampagem são geralmente utilizadas três ferramentas (Matriz, Punção e Cerra-chapas). A geometria e o posicionamento da matriz e do punção são bastante importantes para garantir uma boa qualidade do produto final. A peça é colocada entre a matriz e um cerra-chapas (com a função de impedir o enrugamento da chapa), e, posteriormente, o punção movimenta-se no sentido da matriz, deformando a peça até se atingir a geometria final desejada. Este é um processo bastante utilizado devido ao elevado volume produtivo, podendo fabricar cerca de 20 a 30 mil peças numa hora, caso estas não sejam de grandes dimensões [15]. As outras vantagens deste processo são o baixo custo inerente à produção de grandes quantidades de componentes e ao facto de não serem necessários tratamentos adicionais depois da peça ser conformada plasticamente. Por outro lado, o desenvolvimento de ferramentas específicas acarreta custos elevados e despende bastante tempo, ainda que, atualmente a evolução da tecnologia tenha permitido relegar este problema para segundo plano. Para além desta desvantagem, o processo de estampagem pode originar alguns defeitos superficiais na peça e algumas variações dimensionais recorrentes da recuperação elástica.

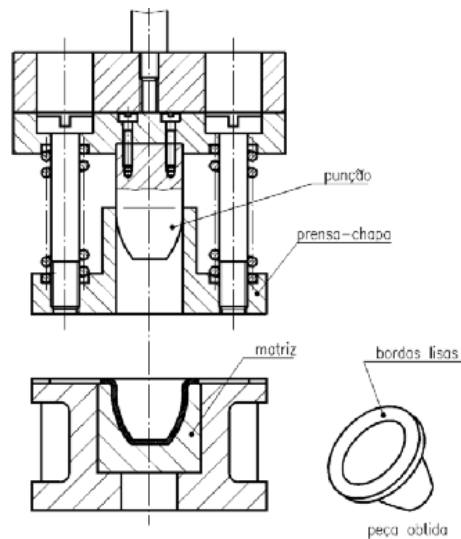


Figura 12 Representação do processo de estampagem [15].

### 2.3.5. PERFILAGEM

Este é um processo de transformação de uma chapa metálica em perfis metálicos, bastante utilizado na indústria automóvel para o fabrico de aros de roda. A sua elevada cadência produtiva torna-a num processo bastante atrativo do ponto de vista comercial. Apesar disso, o facto de ter de recorrer a outros métodos para a produção do centro de roda e posterior união dos dois componentes é uma desvantagem do processo.

Neste método, a chapa passa por um conjunto de rolos que deformam a chapa até esta adquirir a forma final. Posteriormente para terminar a produção do aro de roda, a chapa é enrolada e soldada.



**Figura 13** Representação do processo de perfilagem [23].



# 3. ANÁLISE DAS SOLICITAÇÕES APLICADAS AO CENTRO DE RODA DE UM VEÍCULO KART CROSS

## 3.1. SOLICITAÇÕES EM JANTES DE VEÍCULOS KART CROSS

Serão abordados neste capítulo o estudo dos principais esforços transmitidos a uma jante, onde se inclui o centro de roda. Nas simulações numéricas pelo Método dos Elementos Finitos, recorrendo ao programa Solidworks®, são aplicadas as combinações das solicitações previstas durante o serviço, para assim, determinar os esforços transmitidos ao centro de roda. Os resultados serão acompanhados de uma análise da influência de cada tipo de solicitação, com o objetivo de identificar os pontos críticos de concentração de tensões.

### 3.1.1. PESO DO VEÍCULO

As forças de inércia são proporcionais à massa do veículo e são importantes na sua resposta dinâmica, principalmente nas situações de mudança de direção, aceleração e travagem [24]. Por esta razão, os veículos de competição devem possuir um baixo peso e um centro de massa próximo do solo para facilitar mudanças de direção. Por seu lado estas solicitações são transmitidas às jantes. As jantes têm como um dos principais objetivos servir de ponto de apoio e de suporte de todos os componentes do carro. Em geral, o peso do carro não é igualmente distribuído pelas quatro rodas. Este deverá ser distribuído tendo por base a localização do centro de massa e a geometria do veículo, para, assim, realizar uma correta avaliação dos esforços no centro de roda. Geralmente, nos veículos de kart Cross, o peso distribui-se em 70% na parte traseira e 30% na parte dianteira. Dado que ocorrem situações durante as provas de competição em que uma das rodas fica suspensa, foi assumido para o dimensionamento do centro de roda, que o valor de solicitação correspondente a 70% do peso total do veículo estaria aplicado numa só roda.

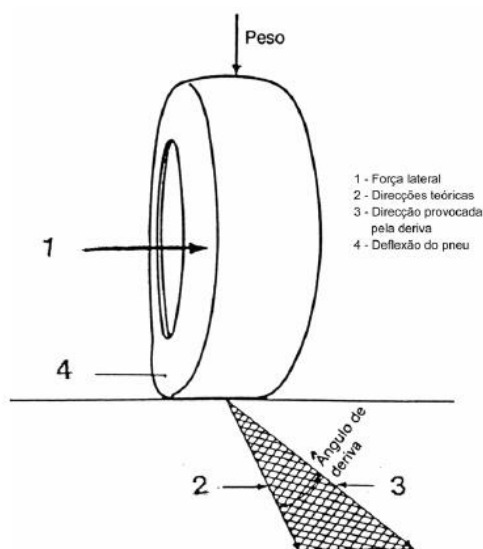
O peso de um veículo de kart Cross não está padronizado, sendo, por essa razão, difícil de quantificar qual a sua contribuição para os esforços induzidos no centro de roda. Esta dispersão de peso resulta do tipo de estrutura adotada para o chassi e da massa dos componentes incorporados. Depois de consultado o catálogo da Semog referente ao veículo de kart Cross, verificou-se que a massa de um dos veículos construído seria de 630 kg. Este valor foi tomado como ponto referência para o cálculo do esforço transmitido ao centro de roda do veículo. Considerando que 70% do peso se encontra na parte traseira, a massa correspondente calculada foi aproximadamente 441 kg. De forma a estudar a situação mais crítica a que o kart cross poderia estar sujeito, considerou-se que o peso do carro na parte traseira estaria aplicado numa só roda, como referido anteriormente. Para além do peso foi adicionado um coeficiente dinâmico, que tem como principal objetivo, traduzir o efeito das cargas dinâmicas. O valor do coeficiente dinâmico para estes veículos pode variar entre 1,5 e 3. Assim, neste estudo, foi assumido um coeficiente dinâmico de 2,5, valor que garante uma segurança adicional ao dimensionamento. Consideradas as variáveis atrás apresentadas e aplicando a fórmula (1), o valor da solicitação calculado foi 10815 N.

$$\text{Peso} = \text{massa}_{\text{traseira}} \times g \times \text{coeficiente dinâmico} \quad (1)$$

### 3.1.2. FORÇA LATERAL

As forças laterais na jante são essencialmente causadas pelo movimento na diagonal do pneu relativamente à direção de movimento do carro, ou seja, este tipo de força surge quando o veículo efetua uma curva para a direita ou para a esquerda [25, 26].

Durante a curva surgem forças de inércia, designadas de forças centrífugas, dirigidas para o exterior. Para contrariar esta força e manter o veículo na sua trajetória surge a força lateral que é resultado do contacto entre o pneu e o piso [27]. Esta força obriga o pneu a flectir lateralmente, criando um ângulo entre o pneu e o sentido do movimento do veículo. A flexão designa-se por a deriva dos pneus e está diretamente relacionada com a velocidade do veículo e sua trajetória em curva.



**Figura 14** Esquema representativo da aplicação da força lateral [28].

A força lateral deverá ser igual em módulo à força centrífuga, de modo a garantir o equilíbrio e a segurança do carro quando se efetuam mudanças de direção em velocidade. Através da fixação do pneu à jante, a força será transmitida ao centro de roda. Esta reveste-se de grande importância na determinação dos esforços transmitidos ao centro de roda. Há a referir que num carro de competição este esforço ganha uma importância extra, uma vez que os veículos de kart Cross efetuam curvas a alta velocidade com escorregamento lateral, o que aumenta o valor das forças laterais aplicadas nos pneus.

Os esforços no centro de roda produzidos pela força lateral são essencialmente de maior relevo quando o veículo descreve uma trajetória curva. Como referido anteriormente, esta força é gerada no contacto do pneu com o piso, originando a sua flexão. Por seu lado, esta força será transmitida ao centro de roda, através da sua ligação ao aro e deste ao pneu. A força lateral produzida é dependente da aderência do pneu ao piso e está relacionado com o coeficiente de atrito. Por sua vez, o coeficiente de atrito é função do tipo de superfícies em contacto e das condições atmosféricas. Assim, para análise deste tipo de solicitação calculou-se o valor da força lateral relacionando o peso do carro com o coeficiente de atrito. O valor adotado para o coeficiente de atrito foi 1, sendo este um valor de referência para contactos entre uma superfície de borracha e o asfalto seco. Apesar dos veículos kart Cross serem utilizados principalmente na terra (coeficiente de atrito 0,7), o carro em questão pode também ser usado para provas em asfalto, desta forma, optou-se por usar um valor conservativo.

No caso em estudo, considerou-se que esta força estaria aplicada na área correspondente à zona de contacto do pneu com o solo. Na realidade, só uma pequena área do pneu está em contacto com o solo durante o movimento e por consequência só uma zona do centro de roda se encontra solicitada lateralmente (ver figura 14). Dado que se pretendia analisar o comportamento do centro de roda na situação mais crítica considerou-se o valor do peso calculado anteriormente. Assim, o valor da força lateral, obtido através da fórmula (2), é de 10815 N:

$$\text{Força Lateral} = \text{Peso} \times \text{coeficiente de atrito} \quad (2)$$

### 3.1.3. BINÁRIO DO MOTOR

O binário do motor transmitido às rodas motrizes é ampliado pela relação de transmissão da caixa de velocidades, que representa o elemento preponderante na transmissão de esforços à jante.

Nos motores de automóveis podemos constatar que no momento da explosão e expansão gera-se uma elevada pressão devido aos gases presentes na câmara de combustão. O aumento desta pressão origina uma força que faz deslocar o pistão do motor. O pistão transmite essa força à cambota, através da biela, originando um movimento rotacional e consequentemente o binário do motor [29]. O binário é posteriormente transmitido às rodas motrizes que garantem o movimento do carro, sendo para o efeito usado um conjunto de elementos de transmissão. Este sistema tem como principais funções permitir que o veículo passe de um estado de imobilização para um estado de movimento, compensar diferenças de velocidades entre rodas do mesmo eixo e permitir tração/deslocamento para frente e para trás, entre outras [30].

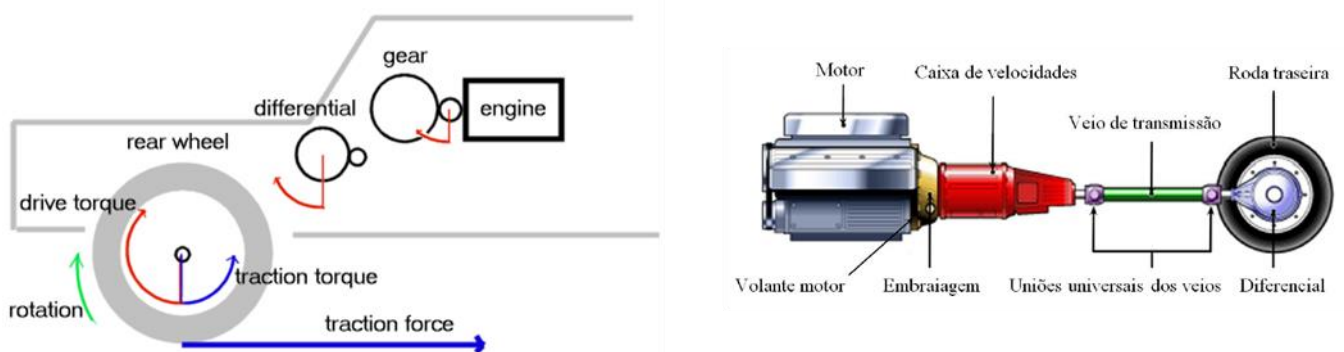


Figura 15 Linha de transmissão [30].

Relativamente às rodas motrizes do veículo no kart Cross em estudo, a relação de transmissão é de cerca de 1:20, o que significa que o binário que sai do motor é ampliado cerca de vinte vezes. Assim, a partir do binário do motor é possível determinar o binário que é transmitido ao centro de roda, o qual se realiza por intermédio de uma ligação aparafusada do cubo ao centro de roda.

Quanto ao binário de projeto existente em cada roda motriz, este é dependente do binário máximo do motor do veículo e da relação de transmissão adotada. O binário do motor do kart Cross da Semog é o mesmo encontrado nas motos Suzuki Hayabusa, dado ser este o motor usado no veículo. A relação de transmissão foi escolhida para os cálculos após

consulta da parte técnica da Semog, sendo que o kart Cross utiliza as duas rodas motrizes traseiras.

Considerando que o binário máximo do motor de uma Suzuki Hayabusa é 155,1 N.m e que a relação de transmissão é 1:20, é possível afirmar que o binário à saída da linha de transmissão é cerca de 3101,9 N.m. Este binário é dividido pelas duas rodas motrizes, sendo que o valor final calculado e posteriormente utilizado na análise do centro de roda, foi aproximadamente 1550,9 N.m.

Refira-se que o binário transmitido ao centro de roda é habitualmente elevado para este tipo de veículos de competição, sendo um parâmetro importante no dimensionamento da roda.

#### **3.1.4. FIXAÇÃO DO CENTRO DE RODA**

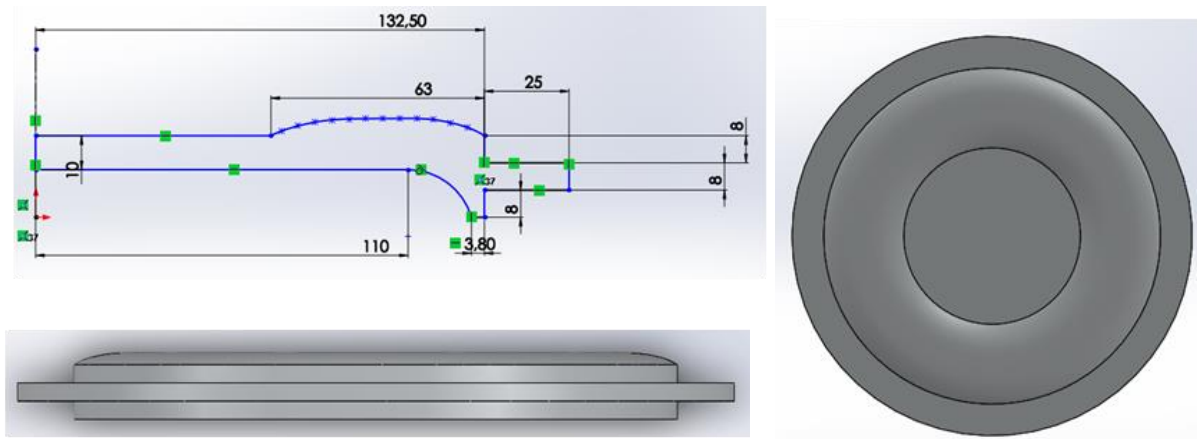
O centro de roda é acoplado ao cubo através de ligação aparafusada. O aperto dos parafusos é geralmente realizado utilizando uma chave dinamométrica, para, desta forma, controlar o binário de aperto do parafuso. É uma variável bastante importante uma vez que é responsável pela estabilidade do centro de roda e pela transmissão dos esforços. Por norma, é utilizado um binário de aperto de 120 N.m. O objetivo deste aperto é garantir que o esforço de corte se transmite por atrito entre o cubo e o centro da roda. Este valor de pré-esforço foi adotado nas simulações em Solidworks® através da aplicação da opção *bolt connectors*, que simula a utilização de uma ligação aparafusada. Um outro parâmetro que é necessário definir é o coeficiente de atrito entre o cubo em aço e centro de roda em alumínio para garantir que não existe escorregamento entre os dois elementos. Diversas fontes referem que o coeficiente de atrito entre uma superfície de alumínio e uma de aço (mild steel) é cerca de 0.6 [33]. Este valor foi adotado nas simulações para o contacto entre o centro de roda e o cubo de roda.

## 4. ESTUDO DO CENTRO DE RODA ORIGINAL

A primeira fase do estudo está direcionada para o levantamento da forma e modelação geométrica do centro de roda fornecido pela empresa Semog Racing para, numa segunda fase, proceder a uma análise dos esforços produzidos pela combinação das diferentes solicitações, recorrendo ao módulo do programa comercial de elementos finitos Solidworks®. O objetivo deste estudo é identificar os pontos críticos e as solicitações que mais contribuem para a concentração de tensões no centro de roda. Posteriormente, esta informação servirá de base ao desenvolvimento de um novo centro de roda, de modo a que seja capaz suportar as solicitações previstas de serviço e que, simultaneamente, apresente uma geometria apelativa.

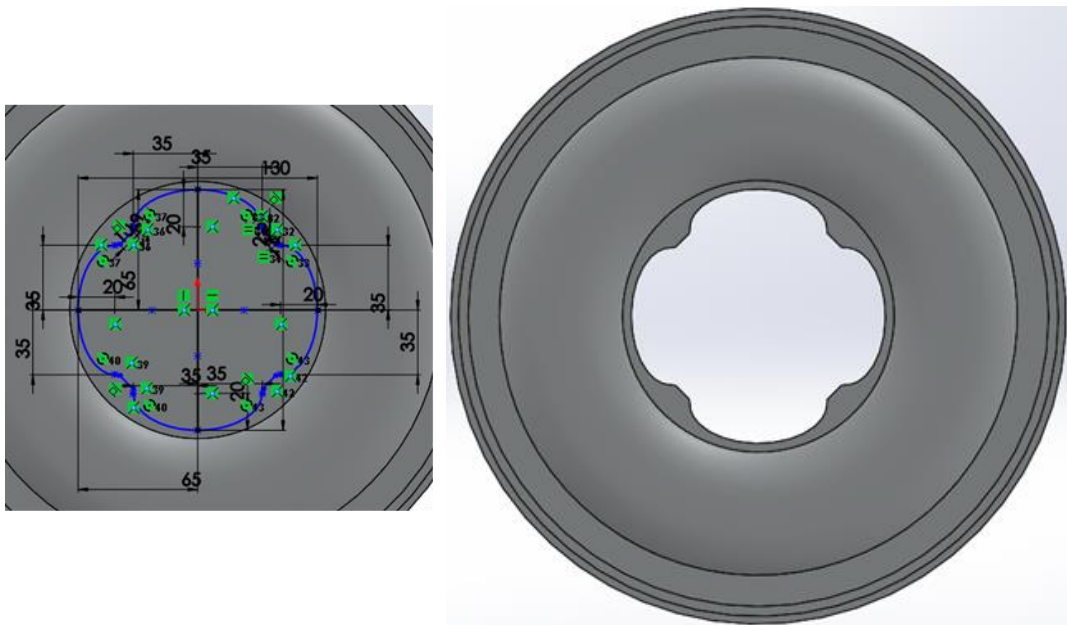
#### 4.1. LEVANTAMENTO DA FORMA E MODELAÇÃO GEOMÉTRICA

O processo de levantamento da forma foi realizado utilizando o equipamento disponível nas oficinas mecânicas do ISEP, principalmente: comparador, fita métrica, paquímetro, graminho. Neste processo pretende-se construir um modelo geométrico numérico que reproduza com a máxima fiabilidade o modelo real. A modelação foi realizada no programa comercial SolidWorks®, tendo como referência as dimensões do diâmetro externo, face visível, diâmetro dos furos, raios e curvatura do centro de roda. As medições foram realizadas com grande rigor e o modelo geométrico final validado por comparação da massa entre os dois modelos. Nas figuras seguintes representam-se os esboços dos passos seguidos na construção do modelo geométrico.

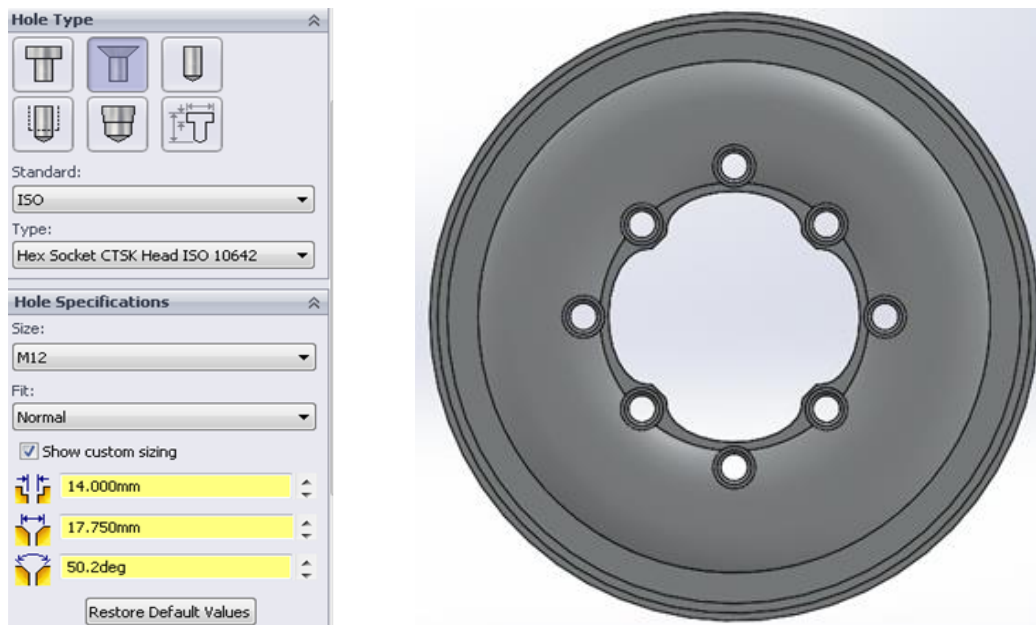


**Figura 16 Dimensões gerais e modelação inicial.**

O centro de roda fornecido pela Semog possui curvatura na zona superior e inferior. Para a correta aferição da sua geometria, utilizou-se um comparador e um graminho, tendo sido realizadas várias medições em pontos equidistantes na região de maior gradiente. As medições foram repetidas para diferentes direções radiais, com o objetivo de diminuir o erro no processo de medição. A modelação do furo central e da furação foram realizadas com base nas medições através de um paquímetro digital.

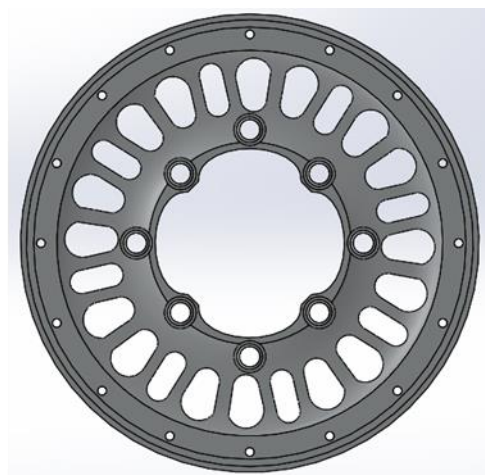
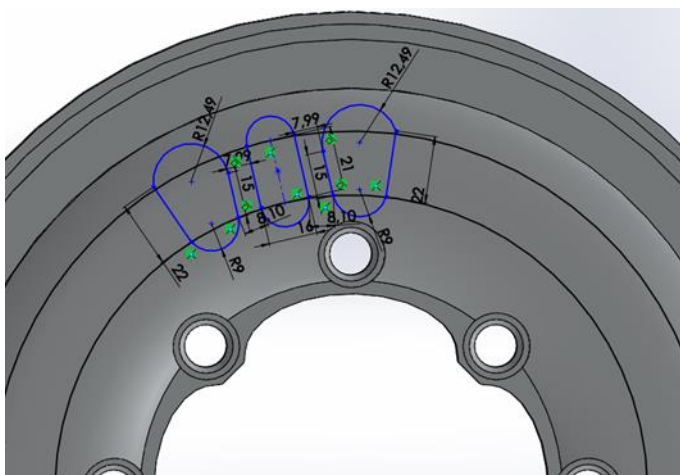


**Figura 17** Dimensões do furo central e respetiva modelação



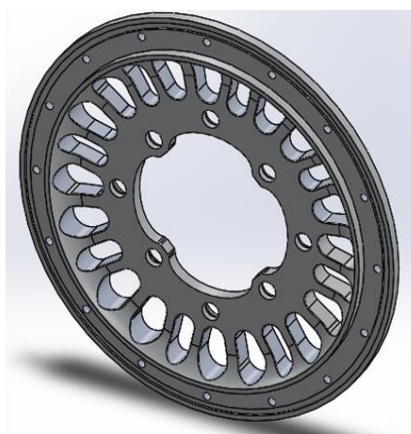
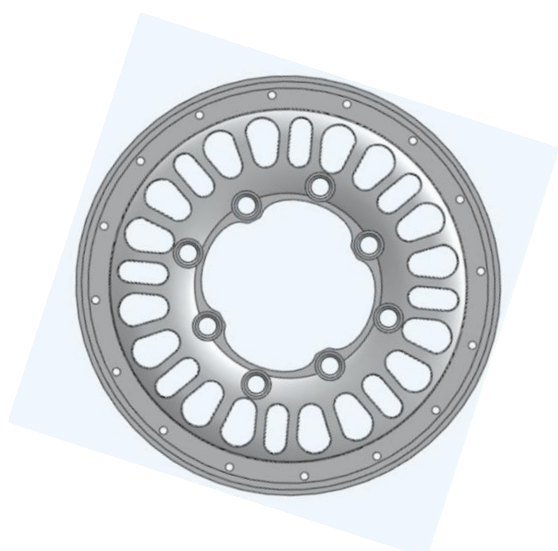
**Figura 18** Dimensões dos furos e respetiva modelação

Os raios no interior da roda central apresentam simetria radial e uma distribuição periódica. Estes foram modelados tendo como referência o número de raios, o seu espaçamento angular e a sua posição relativamente à furação central da roda.



**Figura 19 Dimensionamento dos raios e respetiva modelação**

Após a modelação do centro de roda foi essencial garantir que o resultado obtido era bastante próximo do modelo real. Este foi avaliado por comparação da massa entre os dois modelos, isto é, o modelo geométrico e o modelo real. A massa do modelo real foi de 1529 g, medida utilizando uma balança digital. Este foi usado como referência para validar o modelo geométrico, o qual apresentava o valor de 1558 g, o que corresponde a um erro relativo de 1,9%. Este resultado permite afirmar com elevado grau de confiança que o levantamento da geometria foi realizado de modo correto e que o modelo geométrico é, em princípio, representativo do modelo real.



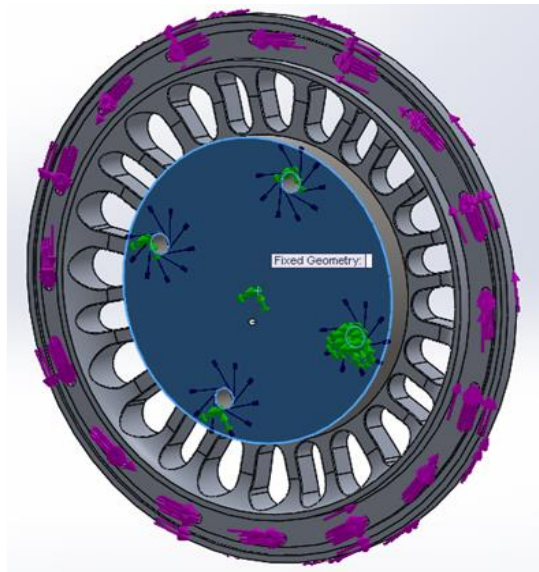
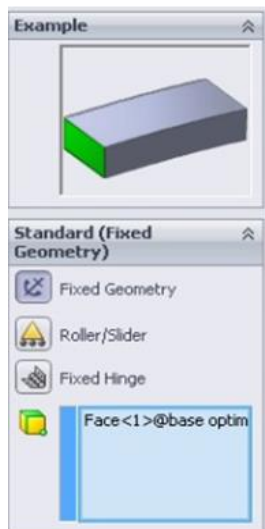
**Figura 20 Modelo final.**

Refira-se que a reprodutividade do comportamento do modelo real a partir da simulação numérica é, em grande parte, dependente do grau de detalhe conseguido na modelação geométrica do elemento estrutural. Assim, será de esperar que os esforços obtidos na simulação numérica do centro de roda sejam verificados por medição no modelo real.

#### **4.2. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

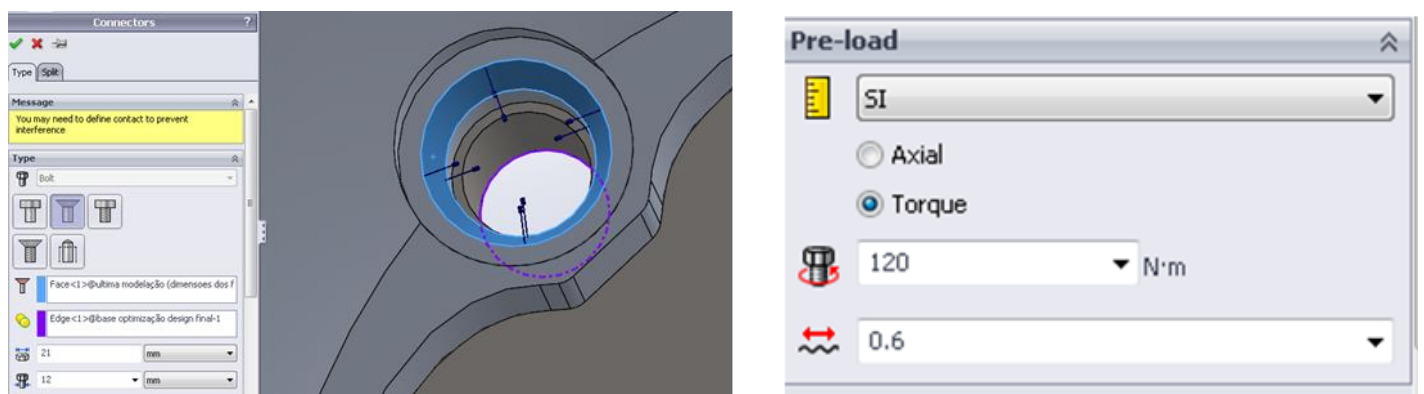
Após o levantamento da forma do centro de roda fornecido pela empresa e da sua modelação geométrica tridimensional através do programa Solidworks®, procedeu-se à análise dos esforços provocados pelas diferentes solicitações. As solicitações aplicadas ao centro de roda são essencialmente de três tipos: peso do veículo (cargas dinâmicas), forças laterais e binário do motor. Estes deverão ser combinados por forma a reproduzir os casos reais de solicitação e, assim, determinar os esforços gerados no centro de roda. O peso e o binário estão sempre presentes quando o carro está em movimento, sendo que a força lateral só interfere no funcionamento do centro de roda quando o veículo segue numa trajetória em curva. A partir das simulações numéricas realizadas na plataforma Solidworks® são identificadas as regiões de maior concentração de tensões, através da distribuição da tensão equivalente de Von Mises, permitindo aferir o grau de segurança da utilização deste centro de roda. Por outro lado, a informação recolhida das simulações numéricas com o centro de roda original permitirá corrigir/melhorar as situações críticas de esforços no desenvolvimento do novo centro de roda através da identificação das zonas mais solicitadas.

Nas simulações numéricas apresentadas em seguida foi admitido que o material apresenta um comportamento linear elástico, sendo as condições fronteira idênticas para todos os casos. Na realidade verifica-se que a transmissão do binário é feita por atrito, devido ao contato entre o centro e o cubo de roda. Apesar disso, para facilitar as simulações e sabendo que a opção utilizada produz resultados semelhantes ao que se verifica na realidade, optou-se por fixar o cubo de roda aplicando o binário no centro de roda, conforme se exemplifica na figura 21.



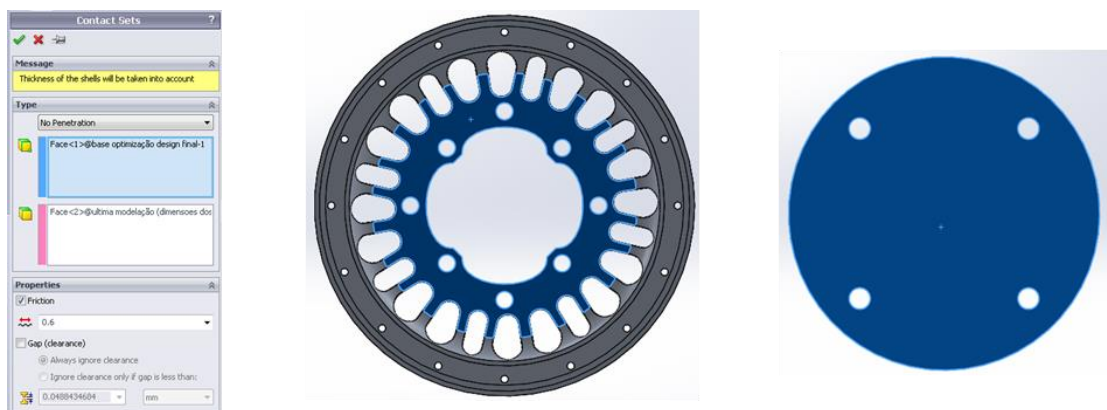
**Figura 21 Condições de fronteira.**

Ao nível da ligação da jante ao cubo da roda, há a referir que o centro de roda possui duas furações distintas para permitir ser usada em diferentes cubos. Neste caso, optou-se por utilizar a fixação na furação interior nas simulações, por se tratar da situação mais severa ao nível dos esforços introduzidos no centro de roda. Esta foi materializada através da opção “*bolt connectors*”, a qual simula a aplicação de um parafuso em pré-tensão, sendo possível definir o binário de aperto e o coeficiente de atrito entre o material do parafuso e o alumínio do centro de roda. A utilização desta opção permitiu diminuir substancialmente o tempo das simulações e evitar a modelação de parafusos.



**Figura 22 Bolt connectors e sua aplicação.**

O contacto entre o centro de roda e o cubo da roda foi definido utilizando a opção “*contact sets*” do Solidworks®. O contacto entre estas duas superfícies é designado por “*no penetration*”, uma vez que as duas faces são livres de deslizar uma sobre a outra, mas sem penetração. Nesta opção é ainda possível definir o coeficiente de atrito entre as duas superfícies, sendo que foi adotado o valor de 0,6. No caso real haveria a definir também o contacto entre os parafusos e o centro de roda. Todavia, este não foi necessário já que foi usada a opção “*bolt connectors*” para simplificar a simulação.



**Figura 23 Contactos e atrito entre superfícies do centro e do cubo de roda.**

Conforme já foi referido anteriormente, o estudo numérico tem como objetivo determinar os esforços produzidos pelo peso do veículo, força lateral e binário transmitido ao centro da roda. As solicitações devem ser prescritas nas regiões correspondentes ao verificado na condição real.

#### **4.2.1. CASOS DE CARGA ANALISADOS**

Depois de definidas as condições de apoio e contatos, foram discutidos quais os casos de carga que se pretendia aplicar ao centro de roda fornecido pela Semog Racing. Os casos de carga deveriam representar todas as combinações de solicitações a que um centro de roda de kart Cross está sujeito e, assim, possibilitar a análise detalhada e pormenorizada do componente estudado.

Caso de carga	Solicitações aplicadas
Caso 1	Peso
Caso 2	Binário
Caso 3	Força lateral+Binário
Caso 4	Peso+Binário+Força Lateral

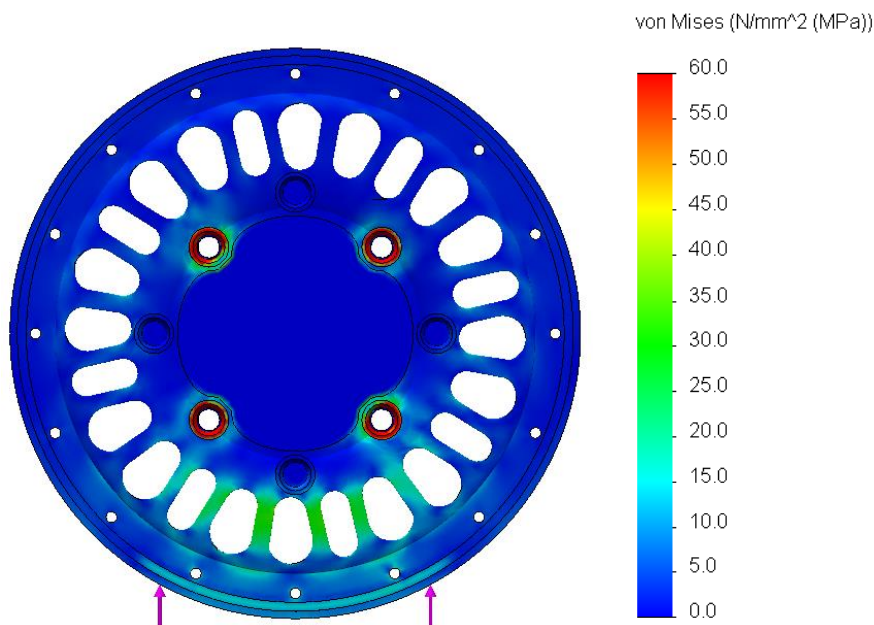
## Caso 1

O peso de uma parte do veículo é transmitido a cada centro de roda na região correspondente ao contato do pneu com o solo. Conforme se pode observar na figura 24, foi definida uma área de carregamento que se julga ser correspondente à região suportada pela roda, sendo o valor da carga definida anteriormente.



**Figura 24** Aplicação do Peso.

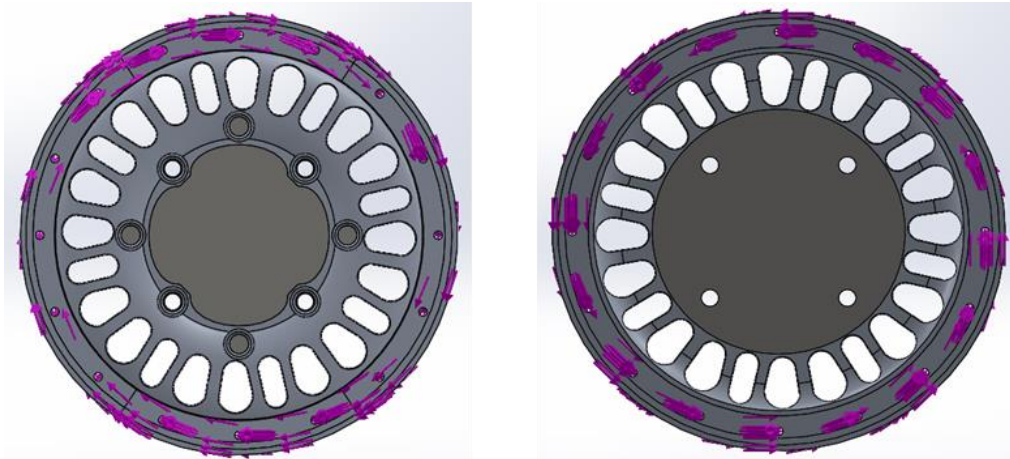
Como se pode constatar nos resultados expostos na figura 25, o peso do veículo não origina tensões elevadas nos raios do centro de roda, sendo que a região de maiores tensões corresponde à furação. Seria de prever elevada concentração de tensões na região dos furos dado que a área de contacto entre o furo e o parafuso é muito pequena.



**Figura 25** Resultados obtidos para o modelo original (Peso).

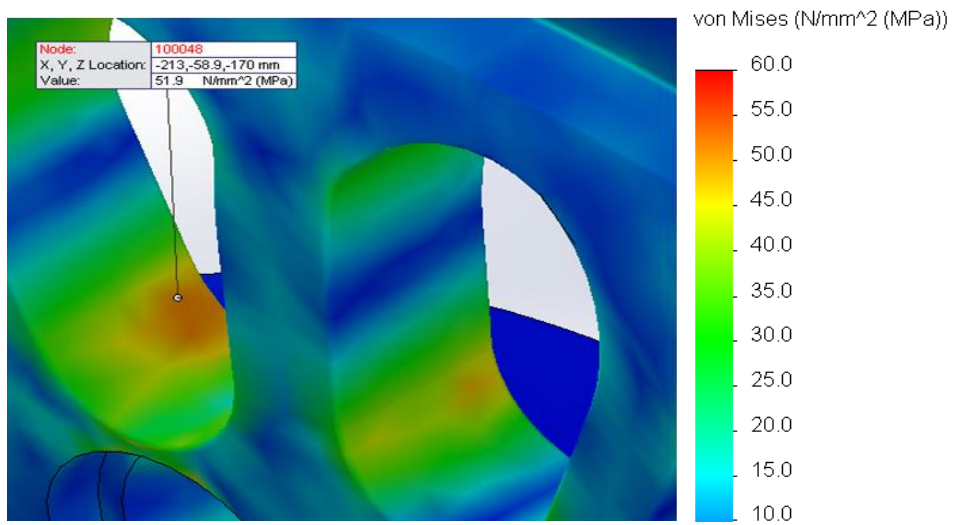
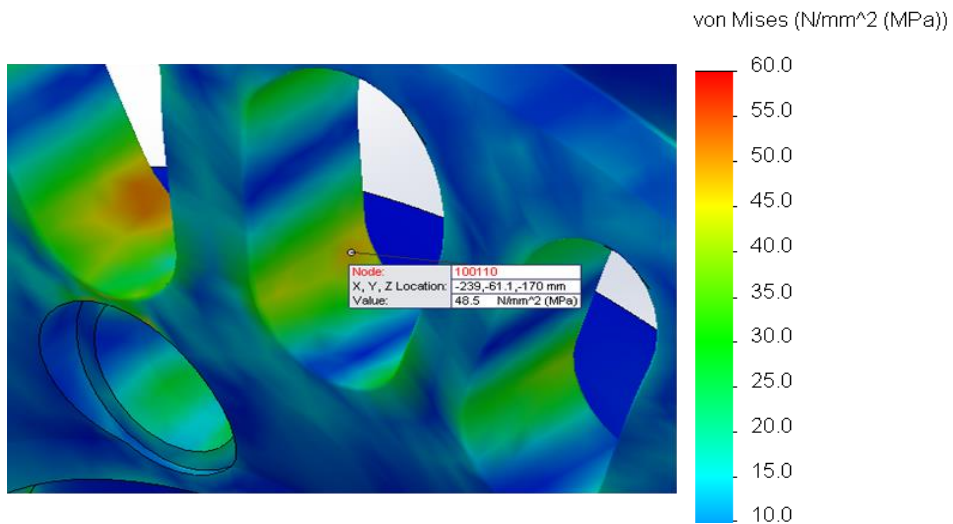
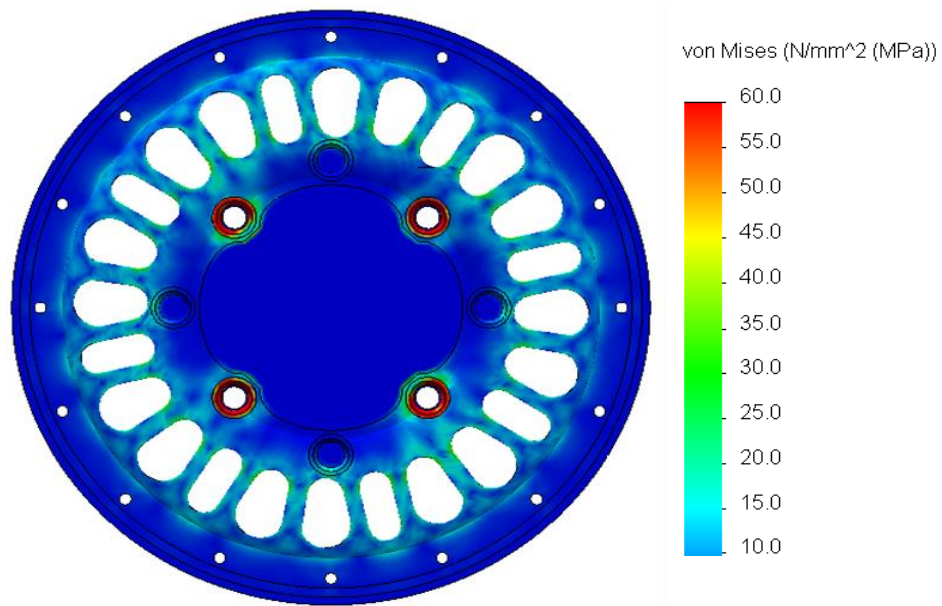
## Caso 2

O binário produzido pelo motor e transmitido à roda será aplicado nas regiões de contacto com as duas metades do aro da jante, por se considerar nesta análise o cubo da roda um elemento fixo.



**Figura 26** Aplicação do binário.

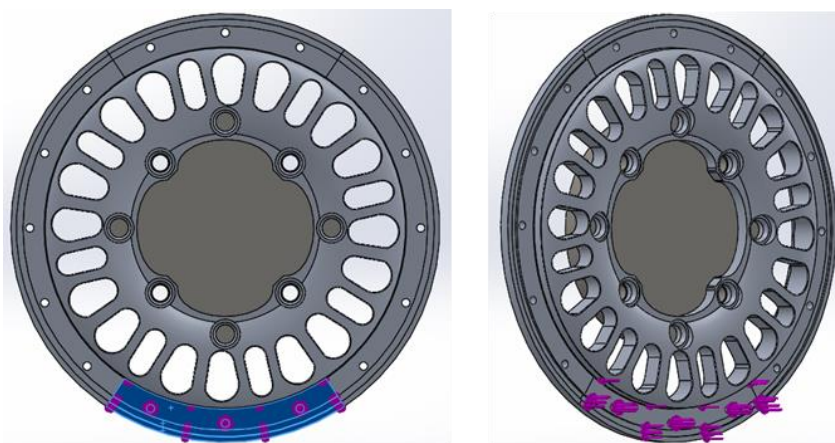
De acordo com os cálculos realizados o binário será 1550 N.m. A partir da simulação numérica (figura 27), constata-se que os pontos críticos do centro de roda estão localizados no interior dos raios alinhados com a furação exterior (156 milímetros). Estes resultados poderão estar relacionados com a proximidade destes raios com os furos de fixação do centro de roda.



**Figura 27 Resultados obtidos para o modelo original (Binário).**

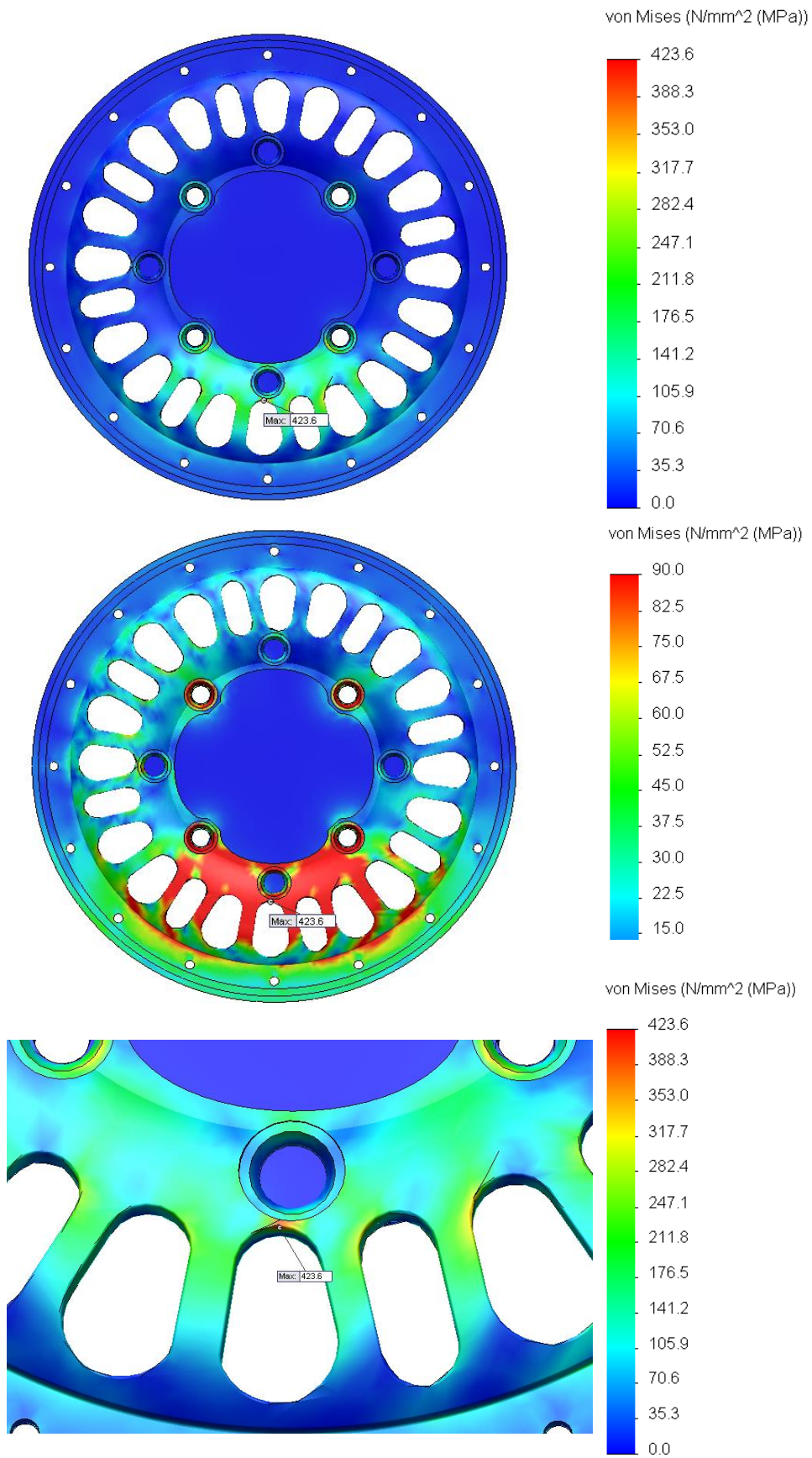
### Caso 3

Quando o veículo se encontra a curvar apenas uma parte do pneu se encontra em contacto com o solo. Nesta situação surgem forças laterais na região de contacto do pneu com o piso que irão ser transmitidas à jante. Por sua vez, o pneu, que está montado na jante, transmite a força às duas metades do aro e, conseqüentemente, à superfície do centro de roda em contacto com essas duas metades. Assim, a força lateral deve ser aplicada numa área previamente delineada, a qual corresponde à zona do pneu que se encontra em contacto com o solo. O sentido da força depende do lado em que é montada a roda e se o veículo está a curvar para a direita ou para a esquerda. Para além da força lateral está presente o binário do motor aplicado à roda, pelo que neste estudo se deverá considerar a combinação das duas solicitações. É de esperar que a força lateral, devido ao tipo de solicitação, seja determinante para o cálculo da espessura do centro da roda.

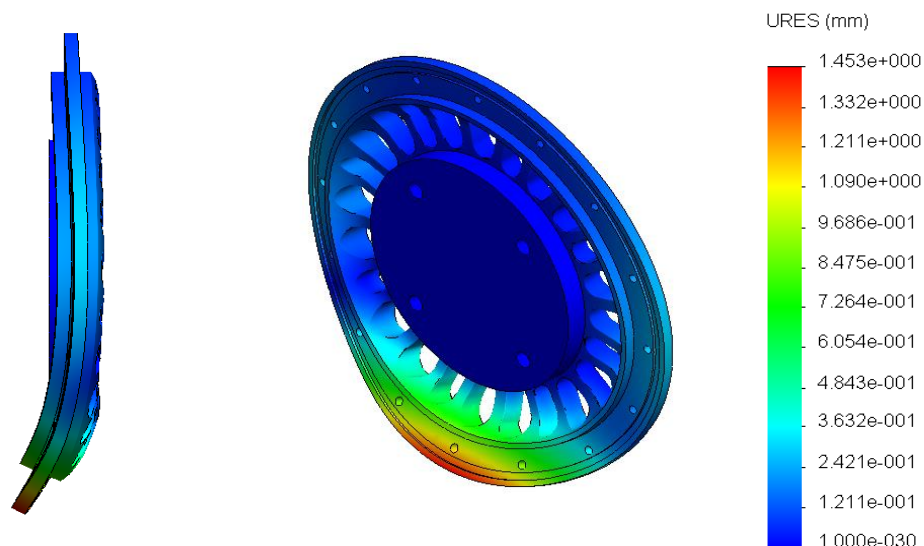


**Figura 28 Força Lateral.**

No terceiro caso de carga foi analisada a sobreposição dos efeitos do binário transmitido ao da força lateral. Os resultados obtidos através da simulação numérica sugerem que a zona que está em contacto com o solo sofre maiores esforços, sendo que o ponto mais crítico se localiza no raio que está alinhado com a furação (ver figura 29). Este carregamento permitiu concluir que uma das zonas que seria necessário reforçar neste centro de roda corresponde à região entre raios e as furações. Constatou-se igualmente que a geometria adotada para os raios poderia não ser a mais indicada uma vez que propicia uma elevada concentração de tensões. Também o elevado número de raios resulta numa redução da secção resistente do centro da roda e promove o aparecimento de pontos de concentrações tensões.



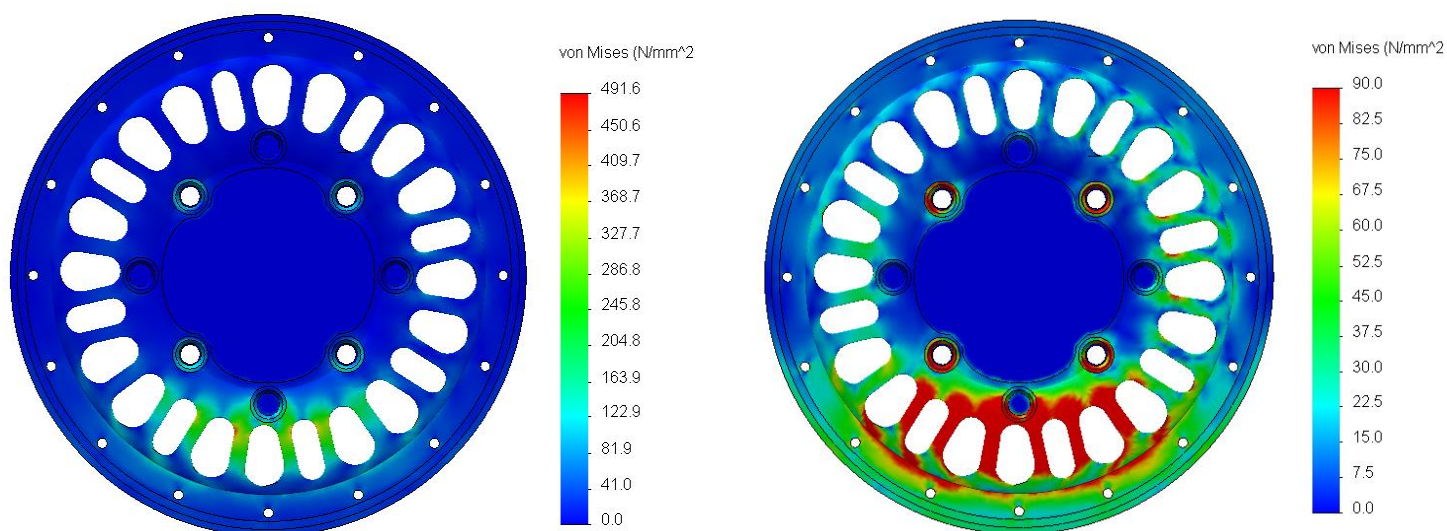
**Figura 29 Resultados obtidos para o modelo original (Combinado).**



**Figura 30 Resultados obtidos para o modelo original (Deslocamentos).**

#### Caso 4

Depois de analisada a influência de cada uma das solicitações, o último caso de carga representa o caso mais crítico de funcionamento e reúne todos os casos anteriormente estudados. Com base nos resultados obtidos é possível definir quais os pontos críticos e, posteriormente, comparar os valores do centro de roda original com os valores do novo centro de roda. Na figura seguinte está apresentada a distribuição de tensões referente ao caso 4 e são mostrados os pontos a melhorar. Mais uma vez, é visível que os raios alinhados com a furação exterior são os mais solicitados e que a região correspondente à área de contato do pneu com o solo apresenta uma elevada concentração de tensões.



**Figura 31 Resultados obtidos para o modelo original (Distribuição de tensões).**

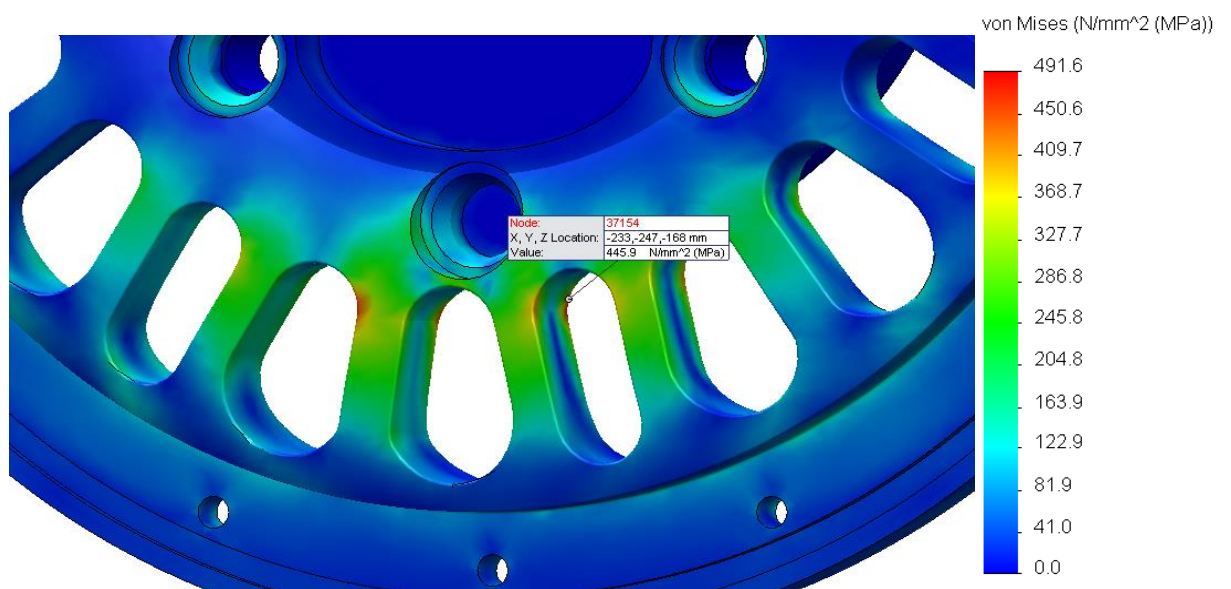
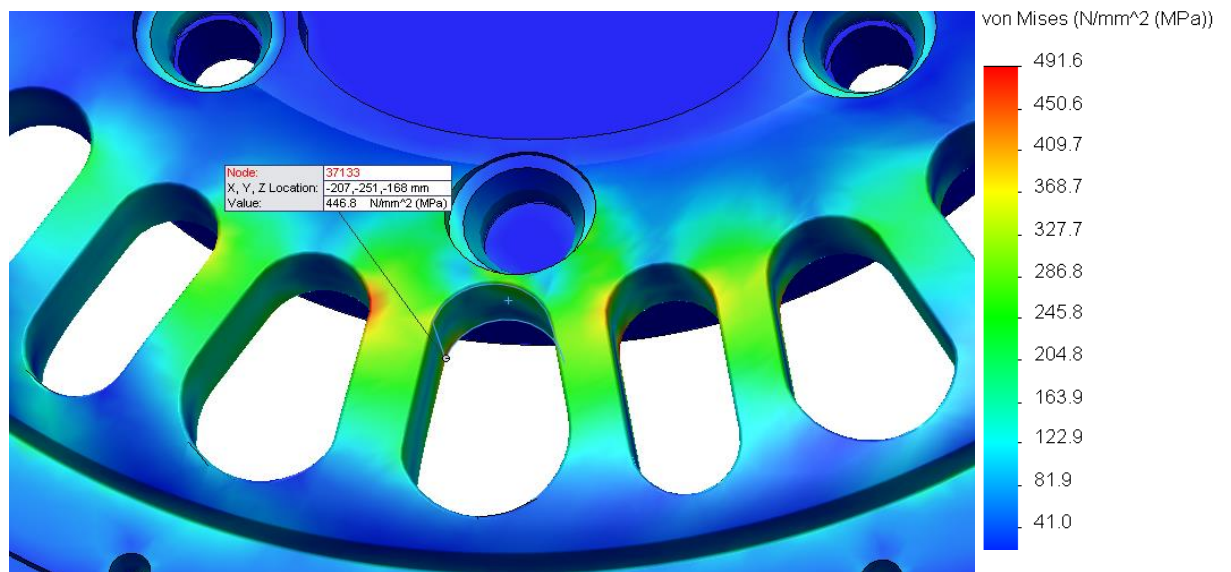
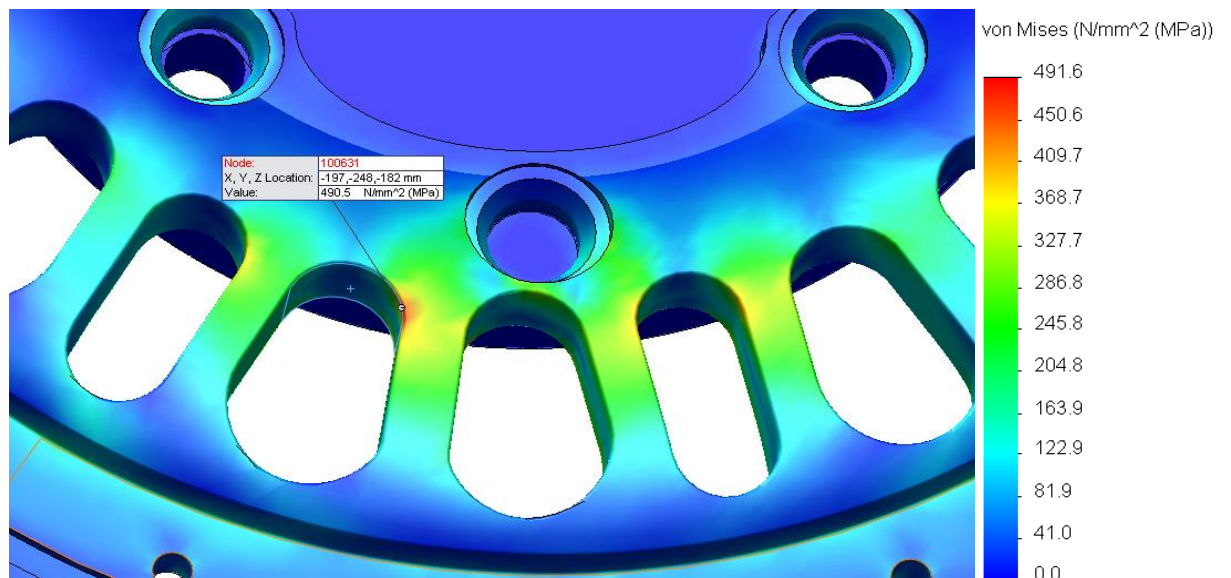


Figura 32 Resultados obtidos para o modelo original (Pontos críticos).

Análise global dos resultados:

Uma análise à distribuição de esforços revela que o facto de o fabricante da jante pretender inserir no centro dois tipos de furação originou pontos em que a concentração de tensões era elevada, facto que é agravado pelos raios estarem alinhados com a furação e com o furo central. Desta forma, verifica-se para o caso 3 e 4, que os esforços nos raios próximos da furação de fixação excedem a tensão limite de cedência do alumínio, a qual que se admite ser de 90MPa (valor de referência em alumínio de fundição).

Um outro ponto que suscitou algumas dúvidas devido à elevada concentração de tensões, está localizado próximo dos furos, usados na ligação do centro ao cubo da roda. À primeira vista, a altura do cone do furo era muito pequena, o que poderia originar tensões elevadas devido ao esforço de pretensão aplicado nos parafusos. Todavia, este resultado pode ser parcialmente explicado pela utilização da opção “*bolt connectors*” para simular os parafusos.

A análise da influência de cada uma das solicitações no comportamento do centro de roda permitiu, ainda, concluir que a aplicação da força lateral origina os valores mais elevados de tensões. Daqui para a frente serão combinadas as solicitações apresentadas neste capítulo de forma a se obter um modelo que represente as condições mais críticas de funcionamento, ou seja, em todas as simulações serão usadas as solicitações: peso, a força lateral e o binário em simultâneo.

A partir da informação obtida nestas simulações numéricas é agora possível definir um novo modelo de centro de roda em que se procura evitar as zonas já identificadas de concentração de tensões, através da otimização da geometria e melhoria a estética da roda.



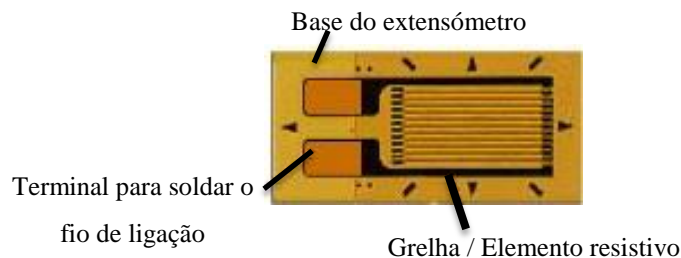
# 5. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CENTRO DE RODA ORIGINAL

## 5.1. ENSAIO EXPERIMENTAL PARA VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Com o objetivo de complementar os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos, foi efetuado um ensaio experimental nas oficinas do Instituto Superior de Engenharia do Porto. Para levar a cabo este objetivo, foram construídos diversos acessórios de fixação de modo a permitir aplicar um binário no centro de roda e, assim, reproduzir as condições de carregamento e solitação usadas nas simulações numéricas. Os valores das tensões seriam aferidos a partir da medição das deformações por extensometria elétrica e posteriormente comparados com os resultados obtidos nas simulações numéricas efetuadas.

A extensometria elétrica utiliza a informação obtida a partir de extensómetros, cuja principal função é converter uma deformação numa correspondente variação do valor da resistência, sendo estes colados em superfícies solicitadas mecanicamente quando se pretende medir o estado de deformação numa dada região [31].

Um extensômetro de resistência elétrica é constituído por uma base e por uma grelha. A base tem como principais funções isolar eletricamente a grelha da superfície em que o extensômetro é colado e permitir a montagem do transdutor na superfície [32].



**Figura 33 Representação de um extensômetro.**

O princípio de funcionamento de um extensômetro é relativamente simples. O componente mede a deformação ocorrida em determinada região da peça, através do alongamento do componente resistivo do extensômetro. A variação do comprimento da grelha do extensômetro provoca uma correspondente variação no valor da resistência, sendo esta relação definida pelo fator do extensômetro segundo a equação:

$$K = (\Delta R / R_0) / \epsilon, \quad (3)$$

onde K é conhecido como fator do extensômetro. A partir da variação da resistência do extensômetro é possível conhecer a deformação ( $\epsilon$ ) produzida.

Posteriormente esse valor de deformação pode ser convertido em tensão segundo a lei de Hooke, sendo para o efeito necessário conhecer o módulo de elasticidade do material. Esta relação está definida na equação (4), a qual só é válida no caso de estado uniaxial de tensão.

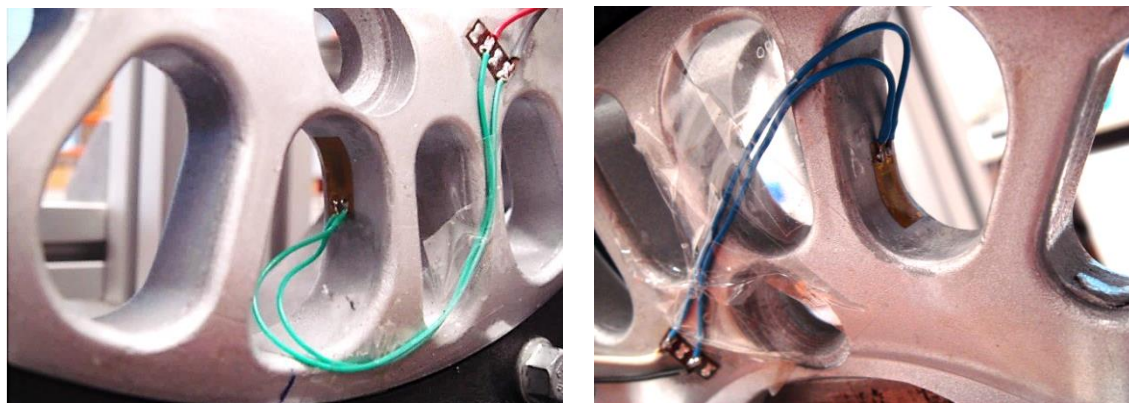
$$\sigma = E \times \epsilon, \quad (4)$$

Torna-se assim possível medir pontualmente o estado de tensão à superfície de um componente quando sujeito a diversos tipos de carregamento. É um processo habitualmente utilizado devido às inúmeras vantagens, entre as quais: a elevada resolução da medição, o baixo custo, a fácil instalação e a possibilidade de realizar medições à distância.

A análise dos resultados obtidos nas simulações do Solidworks® permitiu selecionar dois pontos de concentração de tensão onde foram colados os extensômetros. Através da

comparação dos valores obtidos por via numérica com os obtidos através por via experimental, pretende-se validar as simulações numéricas anteriormente apresentadas.

O processo da medição começou com a colagem, sendo necessária a preparação da superfície a colar. Esta engloba a lixagem das regiões onde se pretendia colar os extensómetros e a posterior limpeza. Estes dois processos têm como objetivo comum eliminar a rugosidade que dificultaria a colagem e permitir uma leitura correta da deformação do centro de roda.



**Figura 34 Colagem dos extensómetros.**

O processo de montagem e ligação eléctrica dos extensómetros foi dificultado pela elevada curvatura da superfície e pela pequena dimensão dos extensómetros. Numa primeira abordagem, tentou-se colar uma roseta de extensómetros de pequena dimensão (tamanho da grelha cerca de 0.76 mm), por forma a medir a deformação em duas direções ortogonais. Devido à sua reduzida dimensão, permitiria medir só na região com tensões mais elevadas. Contudo, o processo de colagem e soldadura era bastante minucioso, o que tornou inviável a sua utilização. Assim, decidiu-se utilizar extensómetros unidireccionais de maior dimensão, fazendo com que a medição da deformação não correspondesse ao valor máximo, mas à média da região correspondente à grelha.

A extensometria segue um conjunto de procedimentos que são cruciais para a correta medição da deformação, havendo a destacar: a aplicação da cola deve ser cuidada de maneira a não impedir que as deformações sejam transmitidas para a grelha e a soldadura dos fios eléctricos deve ser feita com o devido cuidado para não danificar a grelha ou terminal do extensómetro.

Depois de instrumentado o centro da roda, foi construída uma peça que reproduzisse um cubo de roda. Esta peça seria acoplada ao centro de roda original recorrendo a uma ligação

aparafusada. O cubo da roda foi construído em aço e cortado nas oficinas mecânicas. Esta é formada a partir de uma placa com 20 milímetros de espessura. Depois de cortada a placa com as dimensões desejadas (120x120x20 mm<sup>3</sup>) foram realizados quatro furos que permitissem o aperto do centro ao cubo de roda pela furação de 135 milímetros. A furação foi efetuada na fresadora com o intuito de garantir uma elevada precisão no posicionamento dos furos.



**Figura 35** Cubo de roda fabricado.

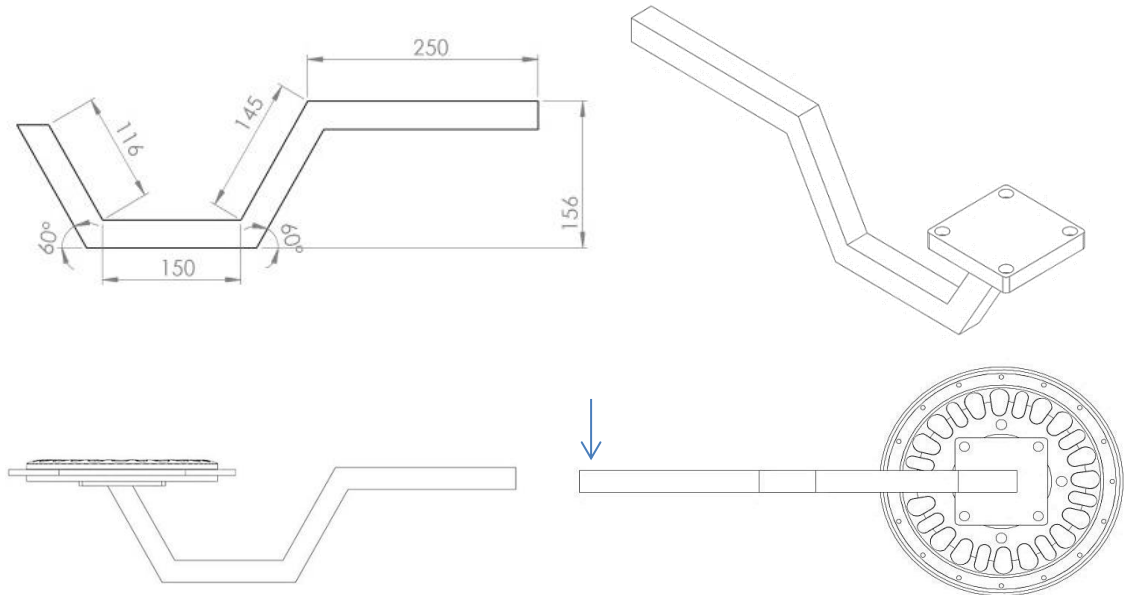


**Figura 36** Ligação aparafusada.

Todas as imperfeições na placa foram eliminadas por forma a se obter contacto em toda a superfície entre o centro e o cubo de roda e, assim, garantir que o momento só seria transmitido por atrito entre as duas superfícies.

Depois de construído o cubo de roda passou-se ao fabrico do componente que permitiria a aplicação do binário ao centro de roda. Nesta fase foi importante perceber qual a melhor geometria que garantisse a aplicação isolada do binário ao centro de roda sem introduzir esforços laterais.

A solução encontrada está representada na figura 37. A peça é formada por diversas barras soldadas nas extremidades e que, por sua vez, é soldada ao cubo de roda apresentado anteriormente.



**Figura 37** Representação da peça para aplicação do binário no centro.

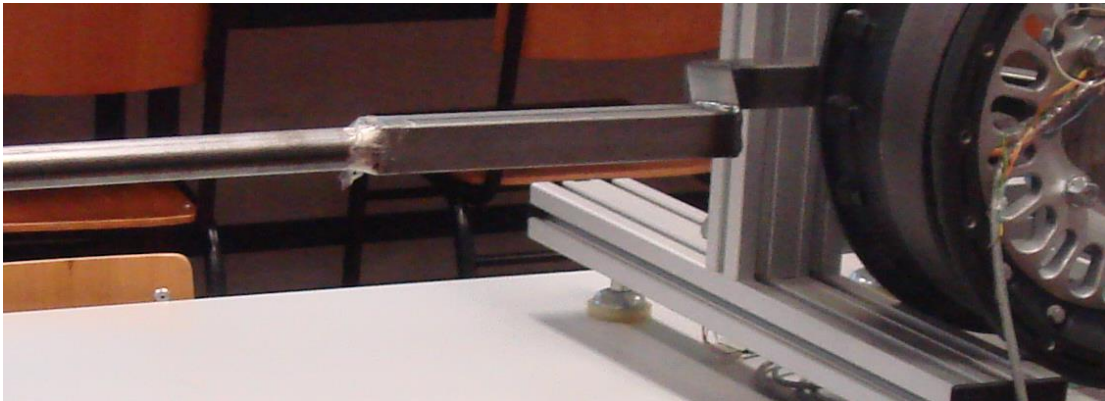
No fabrico da peça e na preparação do ensaio houve uma especial preocupação com o alinhamento do plano médio do centro de roda com o perfil utilizado para a aplicação da força, para desta forma garantir que o centro de roda não sofria esforços laterais.

De forma a produzir um binário no centro de roda, uma força estática é aplicada na extremidade esquerda do braço, sendo o aro da jante imobilizado através da fixação por um cinto de segurança, (ver figuras 38 e 40).



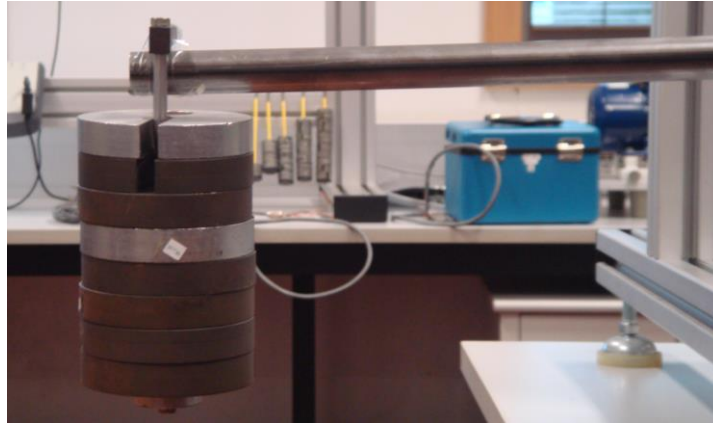
**Figura 38** Aplicação do cinto na jante.

A inclusão de um braço com elevado comprimento tem como objetivo diminuir o esforço de corte transmitido ao centro de roda e aumentar o binário aplicado. Para esse efeito foi usada uma extensão de perfil tubular circular com diâmetro inferior ao do perfil tubular quadrado (ver figura 39).

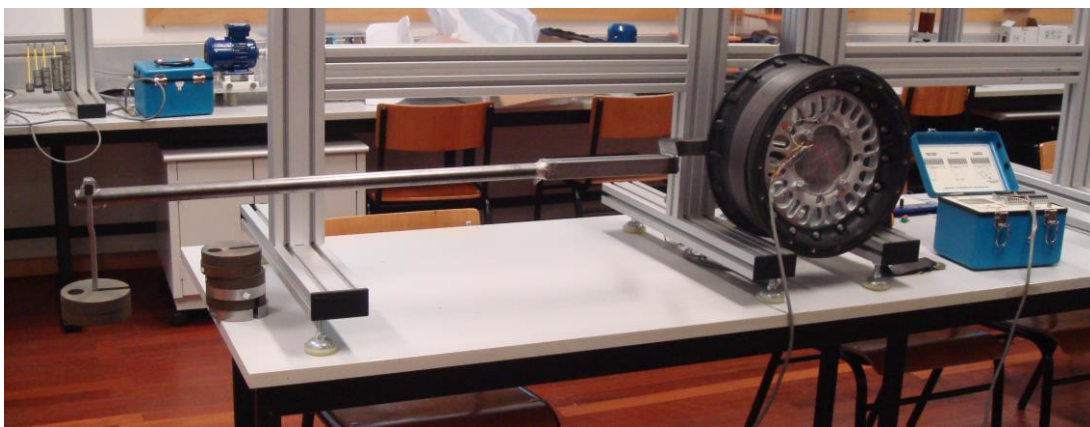


**Figura 39** Montagem experimental.

O ensaio experimental consistiu na aplicação de cargas fixas na extremidade do braço, a uma distância de 1300 milímetros do eixo do centro de roda. Foram aplicados cargas incrementais de 20 N e registados os valores lidos no equipamento de extensometria presente no Laboratório de Mecânica Aplicada do ISEP. Fizeram-se duas medições para cada carregamento e analisaram-se os resultados obtidos.



**Figura 40 Método de carregamento.**



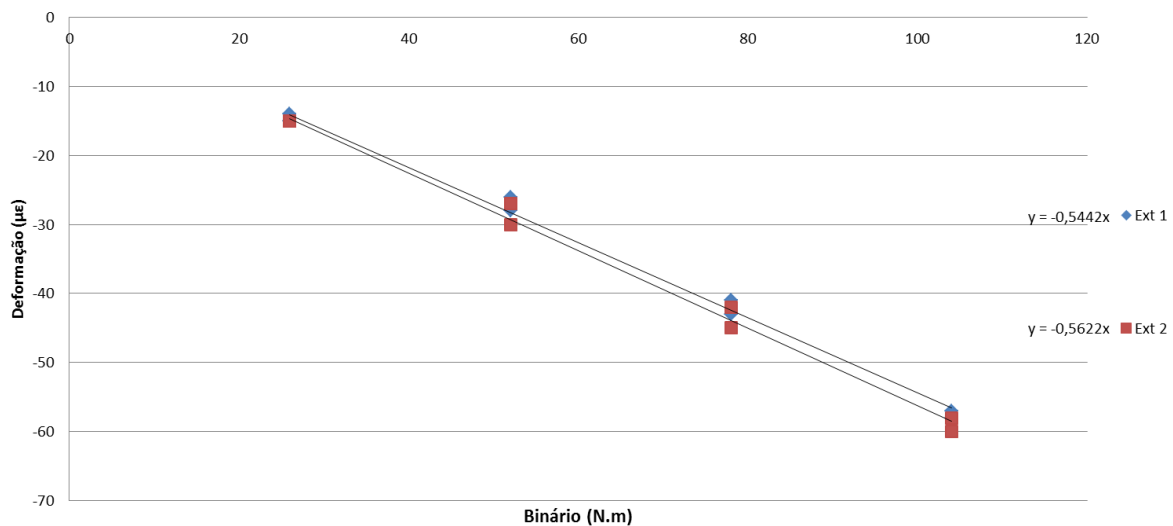
**Figura 41 “Setup” experimental.**

Na tabela seguinte apresentam-se as deformações medidas por extensometria elétrica para valores incrementais e decrementais de carregamento.

Tabela 2 **Resultados experimentais do ensaio de aplicação do binário.**

Carregamento (N)	Momento aplicado (N.m)	Deformação ( $\mu\epsilon$ )			
		Ext 1 (carregamento)	Ext 2 (carregamento)	Ext 1 (descarregamento)	Ext 2 (descarregamento)
20	26	-14	-15	-15	-15
40	52	-26	-30	-28	-27
60	78	-43	-45	-41	-42
80	104	-58	-60	-57	-58

A partir da tabela 2 é possível observar que as deformações medidas são coerentes entre os dois extensómetros e para o processo de carregamento e descarregamento. O valor negativo medido deve-se ao facto da região apresentar tensões de compressão.



**Figura 42 Gráfico Deformação – Binário aplicado.**

Na figura 42 apresenta-se a dispersão da deformação função do binário aplicado, a partir do qual se traçou uma linha de tendência por regressão linear. Os valores daqui extraídos serão usados como referência para serem comparados com os valores obtidos a partir de simulações numéricas.

Na tabela 3 apresenta-se a comparação entre os valores medidos por extensometria e os calculados por simulação numérica. Como se pode verificar, em geral, existem diferenças assinaláveis nas tensões obtidas por via experimental e calculadas por simulação numérica, principalmente para o binário de 1550 N.m. Em parte, esta diferença poderá ser explicada pela elevada dimensão do extensómetro, que não seria o indicado para uma área de estudo tão pequena e, por isso, as medições recolhidas são o resultado da média efetuada pela grelha numa região muito alargada. Este facto pode ter originado uma distorção dos resultados, uma vez que se verificou, pela simulação numérica, que nesta região ocorre um elevado gradiente na distribuição das deformações. Ainda assim, um erro relativo de 17% não é impeditivo para a validação do modelo realizado.

Tabela 3 Comparação entre valores experimentais e valores da simulação numérica.

Equações das linhas de tendência	Deformação ( $\mu\epsilon$ )	Valores experimentais (MPa)	Valores das simulações numéricas (MPa)	Erro relativo
Deformação = $-0,5442 \times \text{Binário}$	-844	59,1	52	13%
Deformação = $-0,5622 \times \text{Binário}$	-872	61,0	52	17%

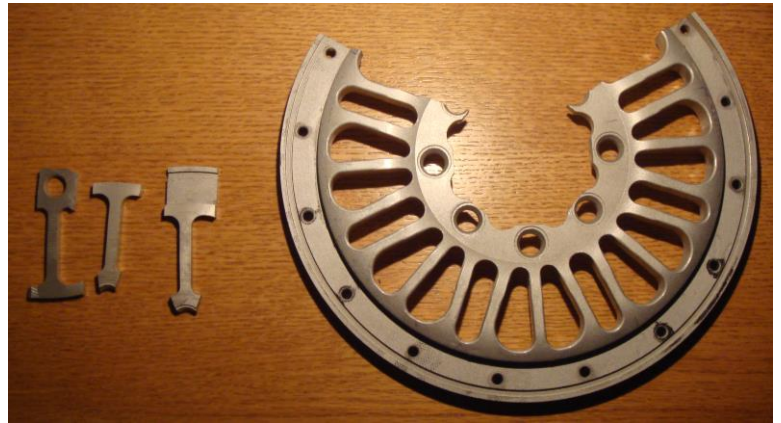
Nota: Para o cálculo da tensão foi utilizada a fórmula (4) e o módulo de elasticidade considerado foi de 70GPa. O valor do binário utilizado foi de 1550 N.m.

## 5.2. CARACTERIZAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL DO CENTRO DE RODA ORIGINAL

Um dos principais problemas que surgiu neste projeto foi a falta de informação relativa às propriedades do material utilizado no fabrico do centro de roda original. A análise ao centro de roda permitiu identificar que este foi construído por fundição injetada e, daqui se deduziu, que a liga de alumínio deveria ter uma tensão de cedência de 90 MPa. Porém, seria fundamental a caracterização das propriedades mecânicas do material através de um ensaio de tração que permitisse perceber por completo a causa da rutura do centro de roda em condição de serviço.

Previamente à realização do ensaio foi consultada a norma NP EN 1002-1 2006 referente aos ensaios de tração em materiais metálicos à temperatura ambiente. Esta norma define as características mecânicas que podem ser determinadas através deste ensaio e fornece todos

os passos necessários para um correto dimensionamento dos provetes. Todavia, a aplicação da norma mostrou-se à partida impossível, dado que o material teria de ser retirado do centro de roda existente. Ainda assim, a zona dos raios pareceu ser a mais indicada para a construção do provete utilizado no ensaio de tração. Desta forma, não foi possível obter os provetes com as dimensões definidas pela norma, servindo o ensaio apenas para estimar as principais características mecânicas do material utilizado no centro de roda original



**Figura 43 Recolha das amostras para o ensaio de tração.**

Para se obter uma boa estimativa destas propriedades, foram retiradas três amostras do centro de roda com dimensões que permitissem a sua utilização no ensaio de tração. Posteriormente, as amostras foram preparadas através da eliminação de todas as curvaturas e desníveis, tornando as faces perfeitamente planas e paralelas. Todas as etapas da fresagem foram realizadas com especial cuidado, uma vez que se pretendia que os provetes tivessem um bom acabamento superficial para evitar possíveis pontos de elevada concentração de tensões. Terminada a operação de fresagem os provetes foram lixados de modo a eliminar qualquer tipo de defeitos superficiais.



**Figura 44 Provetes.**

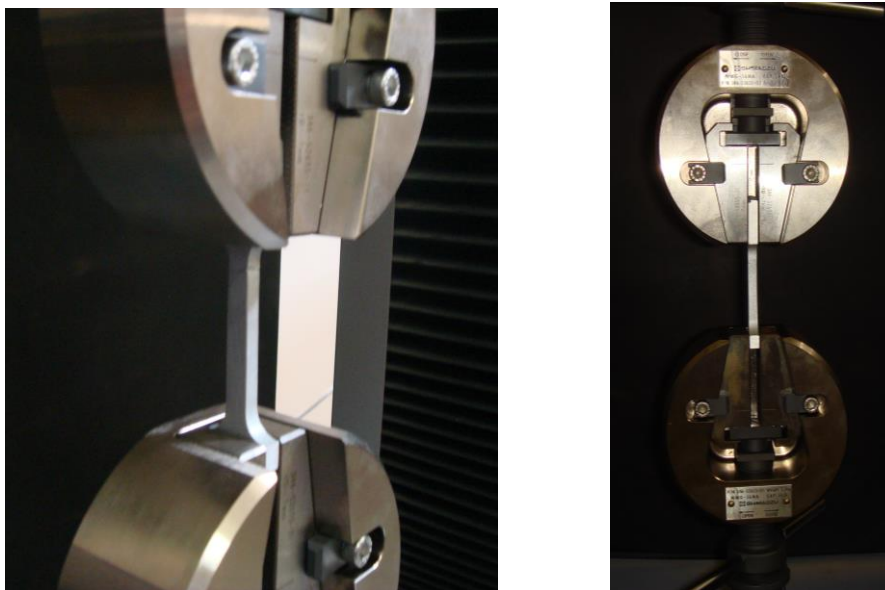
Como se pode verificar pela figura 44, os provetes apresentavam cabeças de amarração disformes e distintas. De facto, a área disponível para fixar os provetes na máquina de tração é mais pequena num dos lados do provete.

Após a preparação dos provetes, realizaram-se os três ensaios de tração. Numa primeira fase foi necessário calcular qual a força de tração que seria expetável exercer até a amostra atingir a tensão de rutura para seleccionar qual a célula de carga mais adequada. Na tabela seguinte apresenta-se a força máxima esperada função de uma tensão de cedência prevista de 90 MPa.

**Tabela 4 Força máxima esperada.**

Provete	Fórmula utilizada	Área de secção (mm <sup>2</sup> )	Força (N)
1	$\sigma = \frac{F}{A}$	63,0	5670
2		58,5	5265
3		43,7	3929

Perante os resultados obtidos foi seleccionada a célula de carga de 100 kN. Antes de iniciar os ensaios experimentais, foi definido o comprimento entre amarras utilizado (52 milímetros), sendo utilizada uma velocidade de ensaio de 1mm/min.



**Figura 45 Ensaio de tração.**

**Tabela 5 Resultados obtidos no ensaio de tração.**

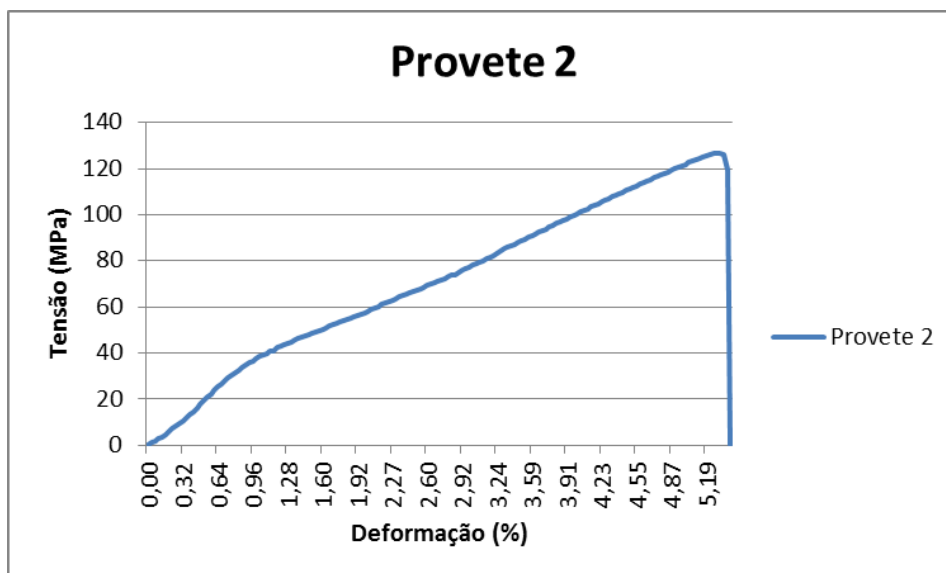
Provete	Tensão de rutura (MPa)
1	107,2
2	126,5
3	63,8

Conforme foi referido anteriormente, o ensaio de tração serviu apenas para estimar as características mecânicas do material utilizado no centro de roda original. Como podemos verificar na tabela 5, a dispersão entre os valores obtidos experimentalmente é elevada. Esta variação é explicada pelo facto das amostras recolhidas não possuírem as dimensões previstas pela norma. Por outro lado, os provetes poderão possuir defeitos internos causados pelo processo de fabrico o que poderá ter influenciado a sua resistência. Ainda assim, este ensaio permitiu ter uma noção do intervalo de tensões rutura do material usado no centro de roda. A partir dos resultados obtidos através das simulações numéricas pode-se concluir que a rutura do centro de roda se deve à baixa resistência do material usado ou por outro lado, ao seu mau dimensionamento. A partir da análise da curva tensão-deformação traçada durante o ensaio, não é possível aferir a tensão de cedência do material, devido ao escorregamento dos provetes nas amarras e à fragilidade do material (figura 46). Este tipo de ruturas é pouco comum em materiais utilizados na indústria automóvel, uma vez que as jantes devem possuir elevada resiliência.



**Figura 46** Rutura frágil dos provetes.

Com os valores obtidos experimentalmente foi possível analisar a deformação sofrida pelo provete até à rutura. Pela análise da figura 47, podemos verificar que a deformação máxima foi cerca de 5%, o que prova que o provete possui um comportamento frágil.



**Figura 47** Ensaio de tração do provete 2 para um comprimento entre amarras de 52 milímetros.



## 6. PROJETO DO NOVO CENTRO DE RODA

O projeto do novo centro de roda teve como base a informação recolhida com a análise do centro de roda fornecido pela empresa Semog. Assim procedeu-se à modelação de um novo modelo de centro de roda, partindo das dimensões globais medidas no centro de roda original. No passo seguinte foram introduzidas alterações no número de raios, eliminada a curvatura de modo a permitir o aumento da resistência mecânica do centro de roda, modificada a geometria do furo central e reduzindo a furação. Na fase posterior, procedeu-se a um novo desenho dos raios para tornar o centro de roda mais apelativo.

### 6.1. ANÁLISE DO MODELO DE RODA ORIGINAL MODIFICADO

O processo de desenvolvimento do novo centro de roda passou por, numa primeira fase, estudar o centro de roda original alterando todas as regiões onde se verificava concentração de tensões. Este foi um processo evolutivo, em que se testaram diversas soluções no centro de roda, com o objetivo de melhorar a sua resistência mecânica.

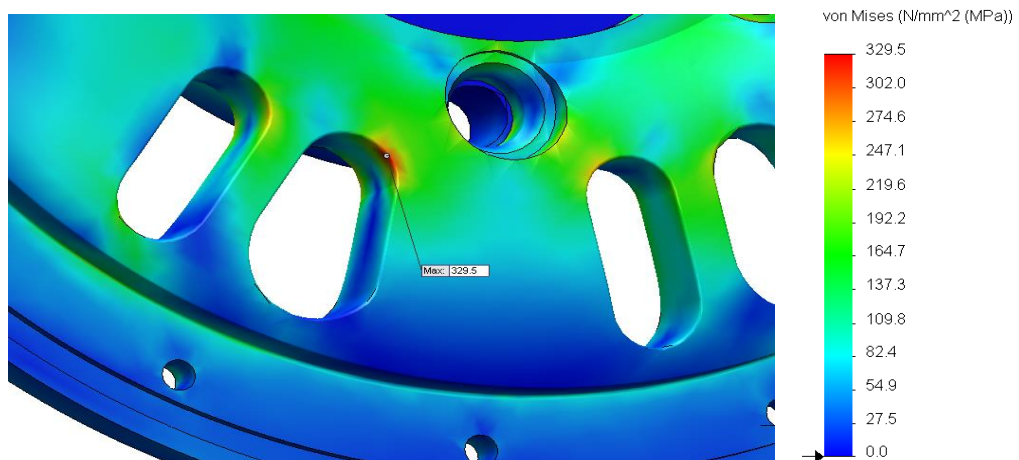
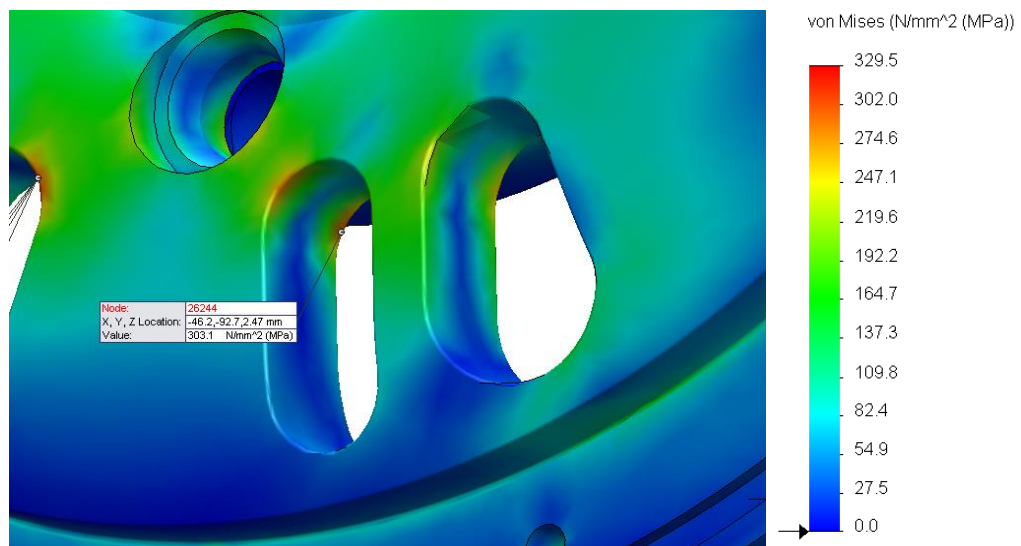
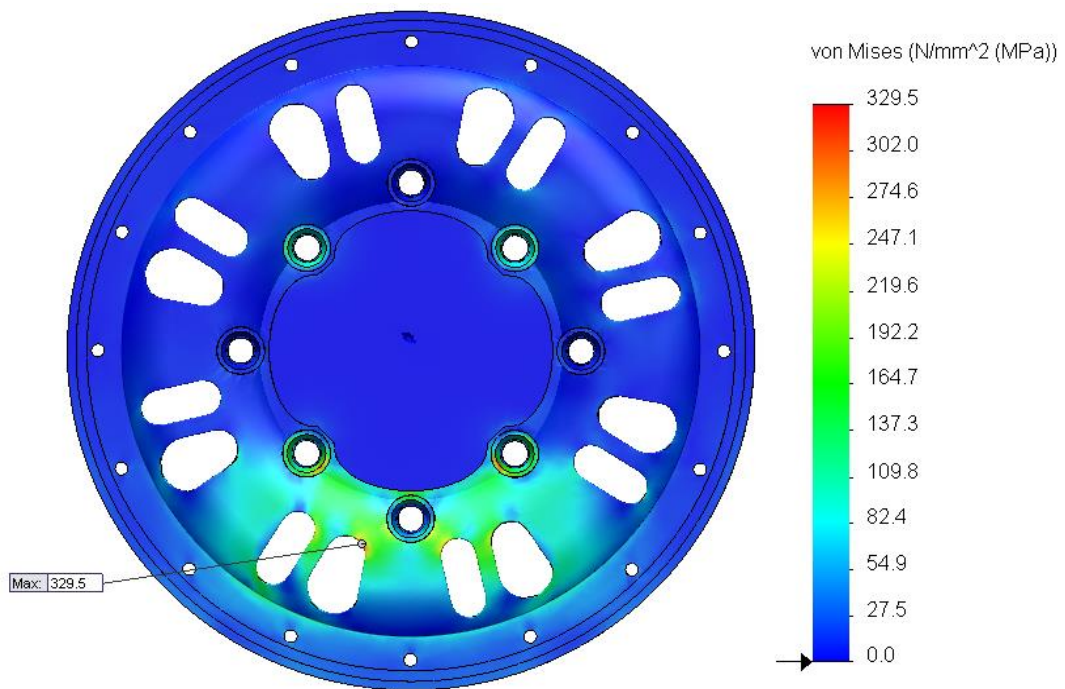
Assim, na primeira fase foram eliminados os raios alinhados com a furação de 156 milímetros e assim reduzir o valor elevado de tensões observado nos raios alinhados com essa furação. Posteriormente, com o objetivo de simplificar a produção do centro do centro

da roda, utilizando a máquina CNC, eliminou-se a curvatura geométrica, modificou-se a geometria do furo central e considerou-se apenas uma furação (135 milímetros). Para cada alteração foi efetuada uma simulação numérica em que se utilizou simultaneamente as três solicitações definidas no capítulo 3. Posteriormente, foi analisada a distribuição de tensões e comparados os valores máximos com os resultados obtidos para o centro de roda original. Para cada caso analisado é apresentada em seguida a distribuição de tensões no centro de roda.

### **CASO 1: ELIMINAÇÃO DOS RAIOS ALINHADOS COM A FURAÇÃO**

Na figura 48 é apresentada a distribuição de tensões, para a combinação das três solicitações estudadas (Peso, Força Lateral e Binário), no modelo sem raios alinhados com a furação.

A partir da distribuição de tensões e dos resultados apresentados na tabela 6 é possível afirmar que a eliminação dos raios permitiu diminuir as tensões nos raios adjacentes, como resultado do aumento da área resistente. De facto, verificou-se que a tensão máxima diminuiu nos raios mais solicitados, podendo assim concluir-se que a zona alinhada com a furação de 156 milímetros é uma zona crítica e que deve ser reforçada no projeto do novo centro de roda. De notar que esta alteração da geometria foi feita apenas para confirmar que a exclusão dos raios próximos dos furos exteriores permitiria um aumento da resistência mecânica. Apesar disso esta solução não poderia ser adotada de uma forma isolada.



**Figura 48 Resultados obtidos para o caso 1.**

Tabela 6 Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 1.

	Valores máximos Caso 1 (MPa)	Valores modelo original (MPa)
Simulação numérica	329,5	490,5

## CASO 2: ELIMINAÇÃO DA CURVATURA GEOMÉTRICA

No sentido de facilitar e reduzir os custos de produção do novo centro da roda, recorrendo a um centro de maquinagem em CNC, foi retirada a curvatura geométrica ao modelo de centro original. Todavia, esta alteração conduz a uma diminuição da espessura do centro de roda e conseqüente a uma redução da resistência mecânica, principalmente para solicitações que provocam flexão do centro da roda. Assim, será de esperar um aumento da espessura, na região dos raios, de modo a compensar esta eliminação da curvatura.

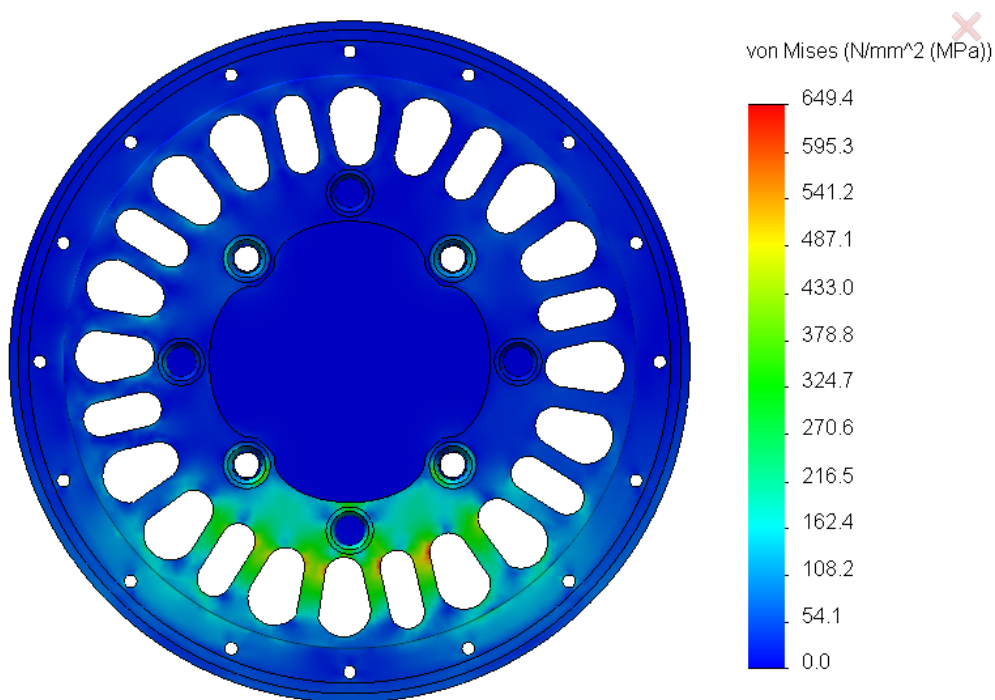
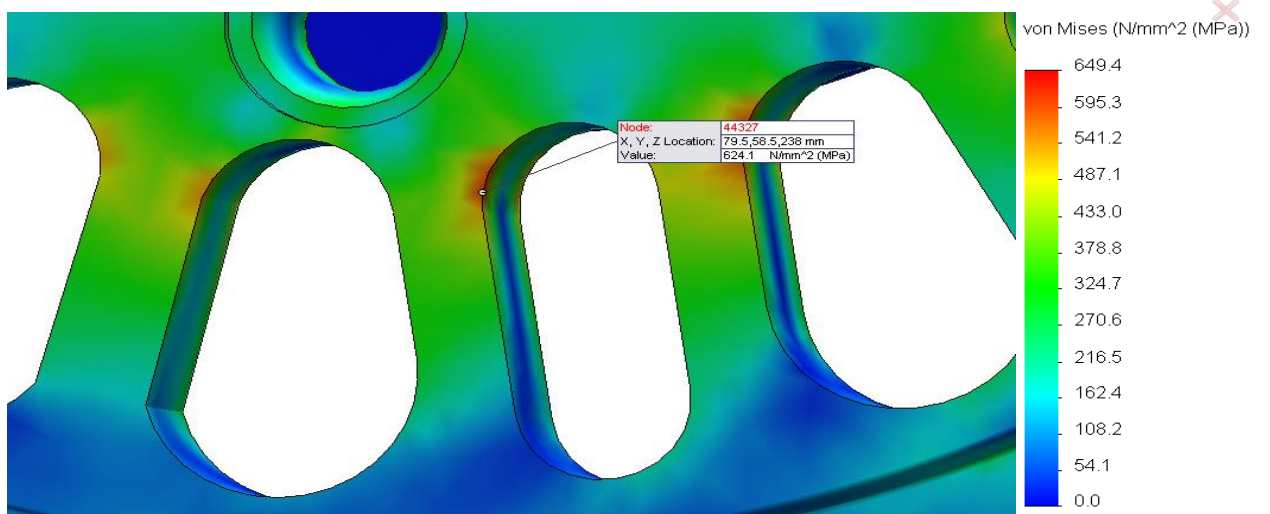
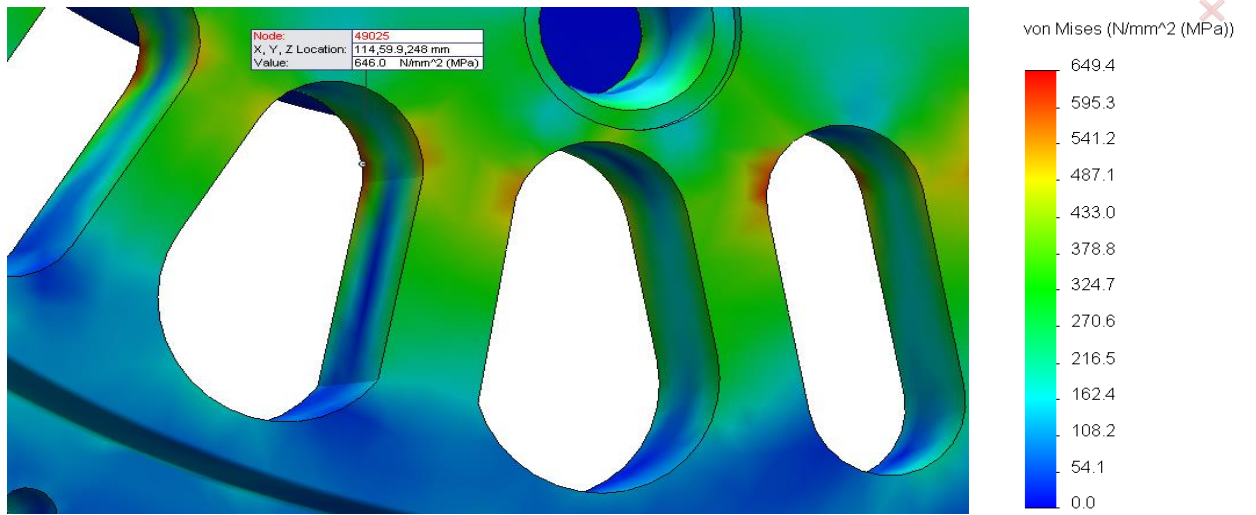
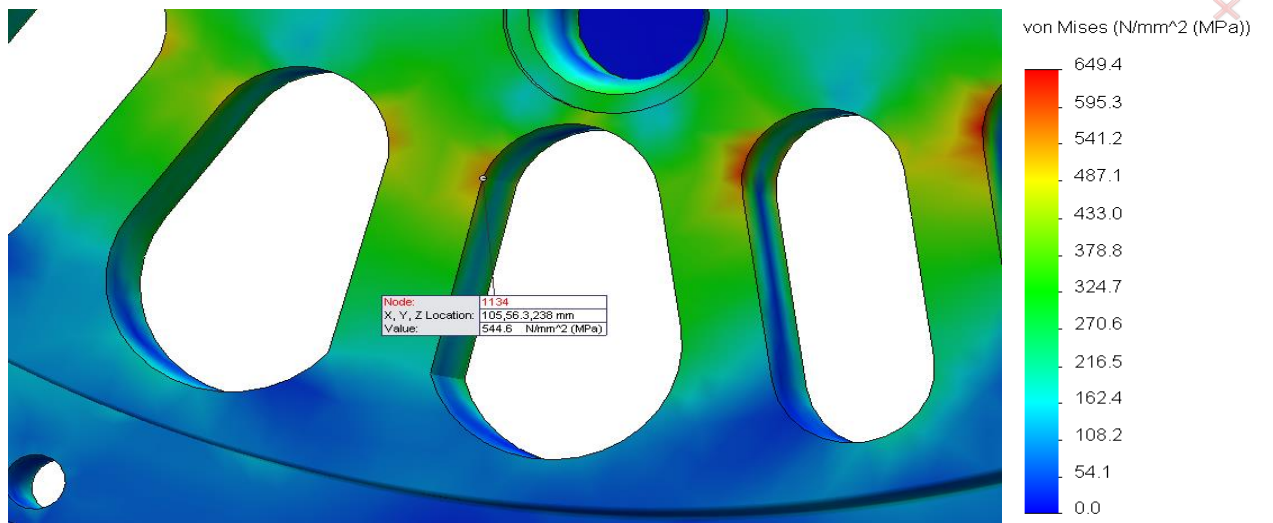


Figura 49 Resultados obtidos para o caso 2 (Distribuição de tensões).



**Figura 50 Resultados obtidos para o caso 2 (Pontos críticos).**

Tabela 7 Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 2.

	Valores máximos Caso 2 (MPa)	Valores modelo original (MPa)
Simulação numérica	646,0	490,5

A análise da distribuição de tensões obtida após a eliminação da curvatura geométrica (caso 2) revela um aumento no valor máximo das tensões de Von Mises. Este resultado era expetável, dado que existe uma diminuição da rigidez à flexão do centro da roda por via da diminuição da sua espessura. Lembra-se que esta alteração foi efetuada para reduzir os custos e o tempo de produção do novo centro de roda sendo uma alteração essencial para o projeto. Para compensar esta alteração a espessura na zona dos raios foi aumentada.

### CASO 3: FURAÇÃO ÚNICA

A dupla furação para fixação da jante a diferentes cubos da roda foi substituída por uma única furação, correspondente à de menor diâmetro. Esta opção foi tomada por forma a aumentar a secção resistente e eliminar a concentração de tensões junto da furação. O que se pretende perceber com esta alteração é se a proximidade da furação exterior (156 milímetros) com as aberturas dos raios é responsável pelos valores elevados de tensões obtidas no centro de roda original.

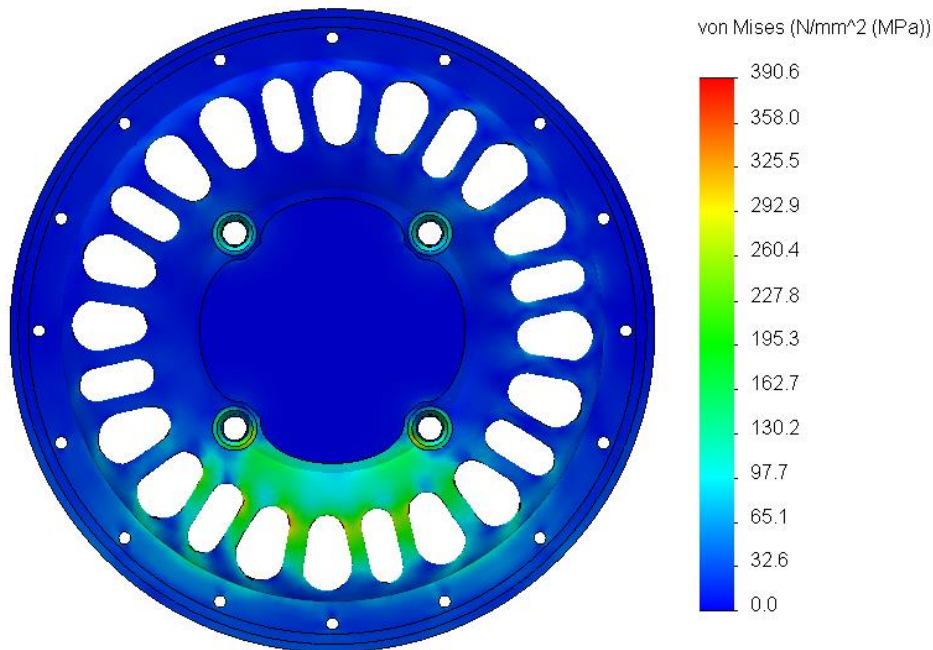


Figura 51 Resultados obtidos para o caso 3 (Distribuição de tensões).



Tabela 8 Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do Caso 3.

	Valores máximos Caso 3 (MPa)	Valores modelo original (MPa)
Simulação numérica	345,3	490,5

Conforme se pode constatar pelos resultados apresentados na tabela 8, a alteração realizada conduziu a uma redução significativa das tensões, podendo esta diminuição ser explicada pelo aumento da área resistente do centro de roda, ou seja, com a exclusão da furação exterior, o componente passou a ter uma maior área para suportar o esforço lateral aplicado. É de referir que as tensões máximas são observadas no interior dos raios alinhados com a furação exterior (existente no modelo original).

#### CASO 4: NOVA GEOMETRIA DO FURO CENTRAL

O centro de roda fornecido pela empresa apresentava um furo interior com uma geometria irregular. Dado que o furo central é normalmente circular de diâmetro de 90 milímetros e que serve de guia para o encaixe da jante no cubo da roda, resolveu-se simplificar a geometria e substituí-la por um furo padronizado. Por outro lado, esta alteração permite aumentar a distância entre a furação para fixação da jante e o furo central, resultando no aumento da rigidez do centro da roda. Além disso, permite reduzir o tempo de maquinação da roda.

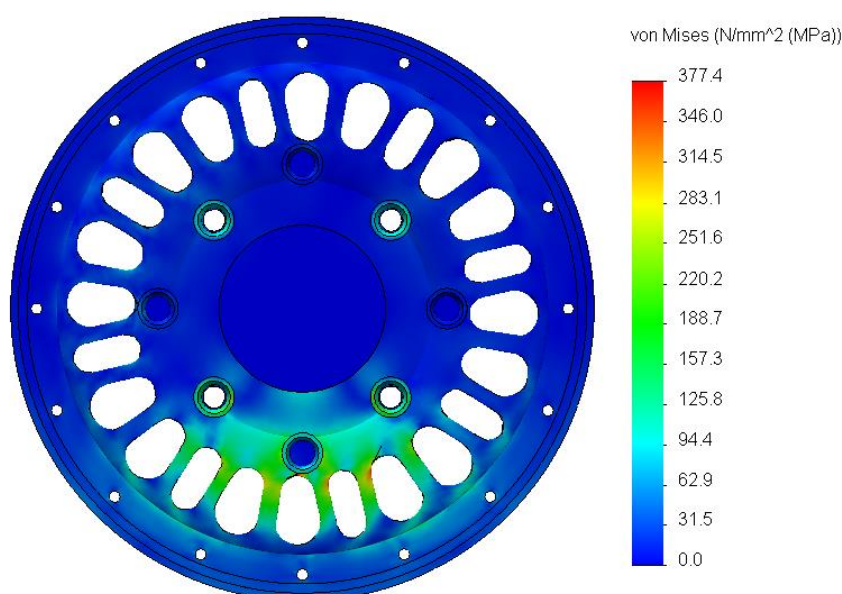
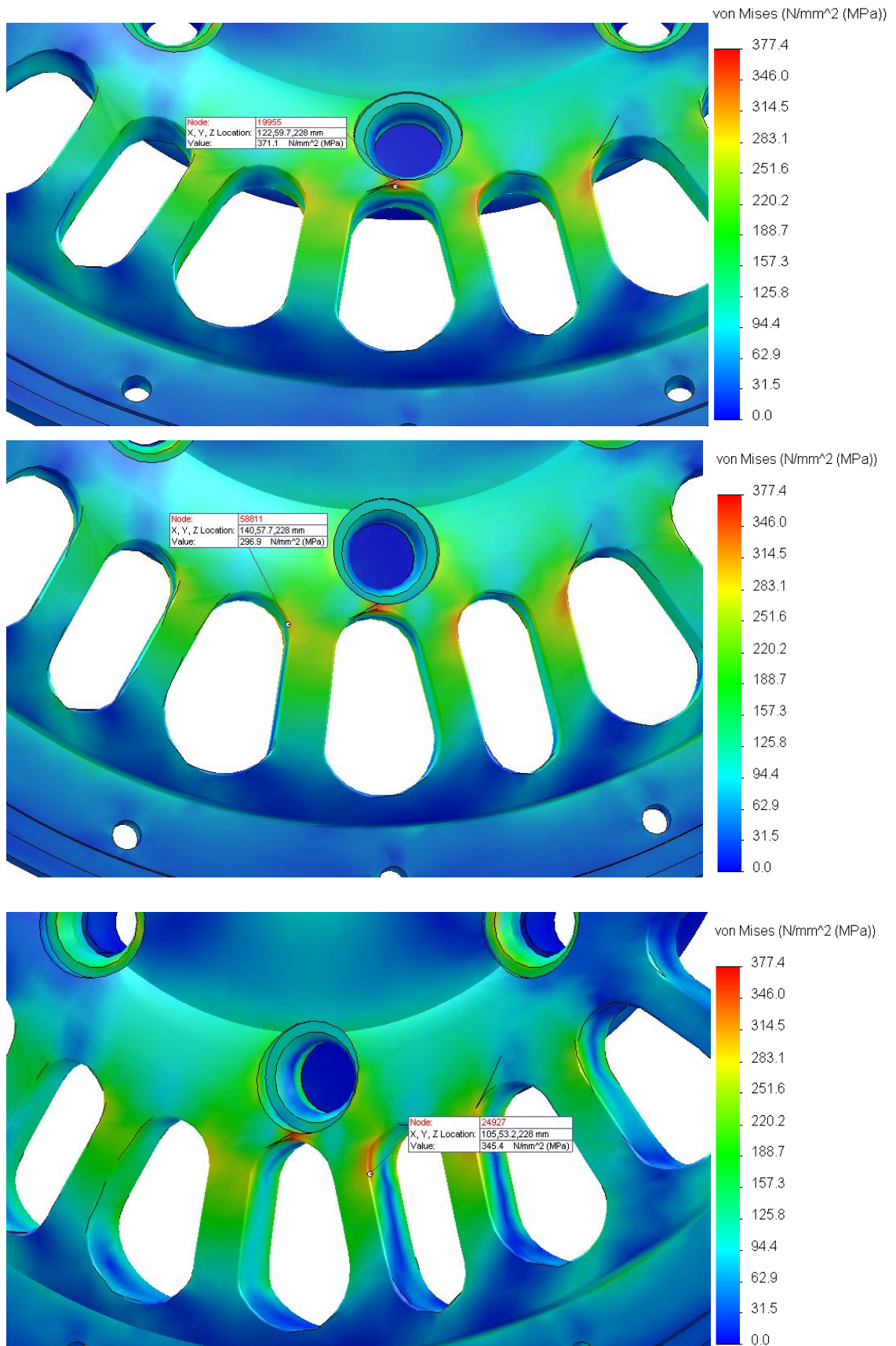


Figura 53 Resultados obtidos para o caso 4 (Distribuição de tensões).



**Figura 54 Resultados obtidos para o caso 4 (Pontos críticos).**

Tabela 9 Comparação entre resultados obtidos no modelo fornecido e no modelo do caso 4.

	Valores máximos Caso 4 (MPa)	Valores modelo original (MPa)
Simulação numérica	371,1	490,5

Na tabela 9 é realizada uma análise comparativa das tensões máximas de Von Mises observadas na roda original e na roda após a alteração da geometria do furo central. Esta alteração conduziu a uma redução das tensões máximas. Para além desta diminuição, observou-se uma redução substancial no nível de tensões na região próxima do furo central.

## **6.2. ANÁLISE DO NOVO MODELO DO CENTRO DE RODA**

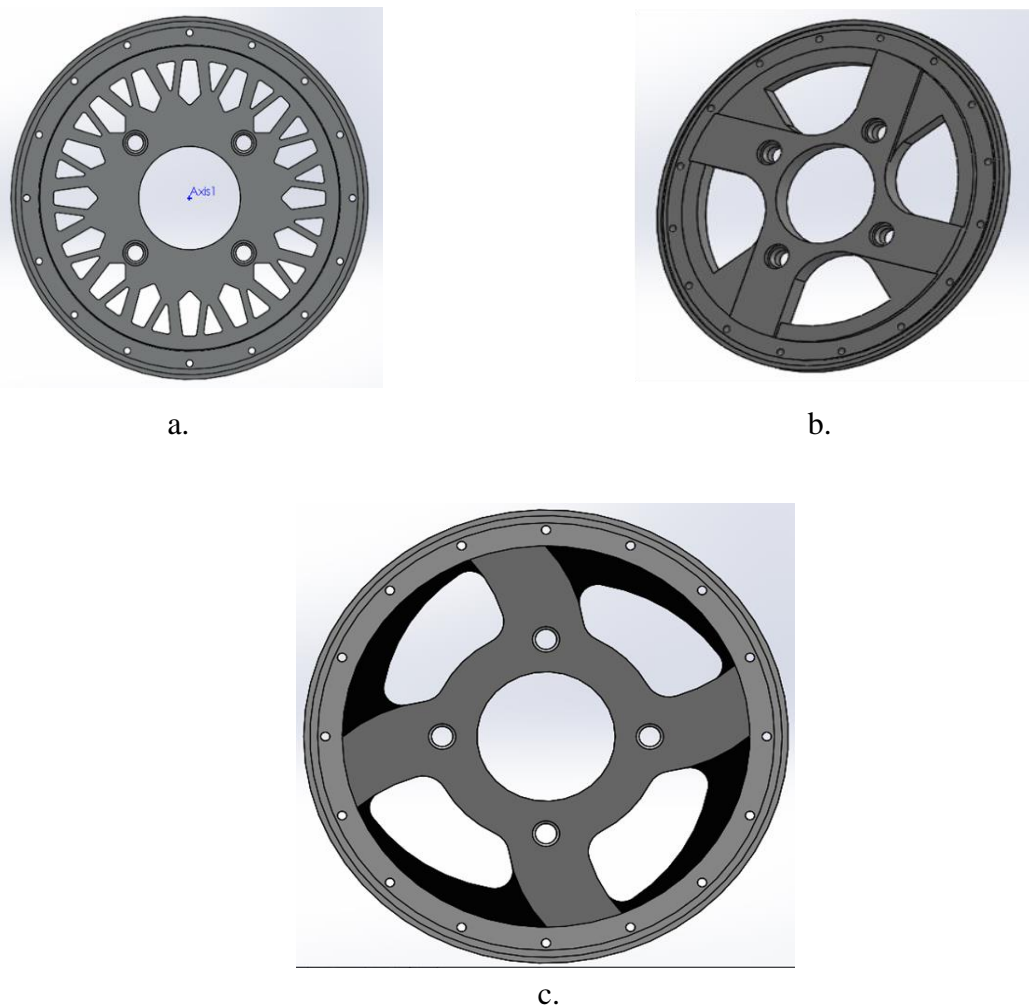
A partir do estudo do centro de roda original é possível aferir qual o caminho a seguir para desenvolver um novo centro de roda. Assim, numa primeira fase, procedeu-se à modelação da geometria do novo centro de roda onde se procuraram evitar situações que conduzissem à concentração de tensões observadas no centro de roda original e que, simultaneamente, apresentasse uma aparência apelativa. Este foi um processo iterativo que conduziu a três modelos de centro de roda distintos. Por fim, a solução final é o resultado de um extenso trabalho de modelação, simulações e pesquisa de materiais propícios para a maquinagem de um centro de roda.

### **6.2.1. MODELAÇÃO GEOMÉTRICA DO CENTRO DE RODA**

Os passos comuns a todos os desenhos efetuados para o novo centro de roda são a base necessária para definir o espaço disponível para construir os raios. Estes devem estar dispostos de modo simétrico, para garantir o equilíbrio da roda, e radialmente alinhados com a furação central, para evitar a concentração de tensões. Por outro lado, é necessário garantir que os raios apresentem uma secção suficiente para resistir a todas as solicitações.

A partir da análise da roda original após a remoção da curvatura, foi possível identificar que a espessura de 10 mm na região dos raios não seria suficiente para conferir a resistência necessária. Assim, como primeira aproximação do novo centro de roda foi considerado uma espessura constante de 15 milímetros, por se tratar de uma espessura de chapa em alumínio habitualmente comercializada.

Na figura seguinte apresentam-se os desenhos dos três modelos de centro de roda elaborados. Estes tiveram como base de inspiração desenhos de jantes já existentes no mercado. Um dos desenhos teve como inspiração uma jante da BBS (modelo a). Todavia, a geometria é muito complexa e acarreta muito tempo de maquinagem devido ao elevado número de raios com diferente orientação. Por outro lado, não é possível garantir neste modelo que os raios estão desalinhados com a furação central. De notar que este desenho surgiu antes dos ensaios estarem terminados e que a principal preocupação foi puramente estética.



**Figura 55 Diferentes geometrias para o novo centro de roda.**

Depois de diferentes abordagens surgiu uma geometria mais consensual (modelo b). O espaço entre furos promovia um desenho mais criativo e apelativo, sendo a zona dos furos reforçada quando comparado com o modelo original. O desenho tenta passar a imagem de dois raios sobrepostos o que proporcionaria um efeito de movimento. Ainda assim, as linhas deste modelo ainda eram muito retas, isto é, sem raios de concordância, e a secção

resistentes dos raios estava subdimensionada, verificando-se também alguma fragilidade na região próxima do furo central. Estes seriam os pontos a melhorar no modelo posterior, sendo este o modelo que serviu de base ao modelo final.

O modelo final (modelo c) surgiu através de um processo de pesquisa e melhorias sucessivas do modelo anterior. Na geometria apresentada está presente uma parte de cada fase do projeto. As linhas retas no centro de roda foram substituídas por um conjunto de curvaturas que tornam o centro de roda, a nível de design, mais chamativo. Para além disso, optou-se por aplicar a cor preta a algumas zonas para transmitir a ideia de dois níveis de raios e tornar o desenho mais complexo e atrativo. Uma das dificuldades encontradas no desenvolvimento do novo modelo geométrico foi a simplificação da geometria para reduzir o custo do processo de maquinagem sem comprometer o seu design. A solução passou por simplificar a geometria e jogar com as cores para fazer sobressair o efeito tridimensional e desportivo. Por fim, foi realizada a análise do comportamento do novo centro de roda para o mesmo conjunto de solicitações aplicadas na jante original.

Nas figuras seguintes apresentam-se as distribuições de tensões de Von Mises obtidas para a combinação das solicitações Binário, Força lateral e Peso

### 6.2.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS

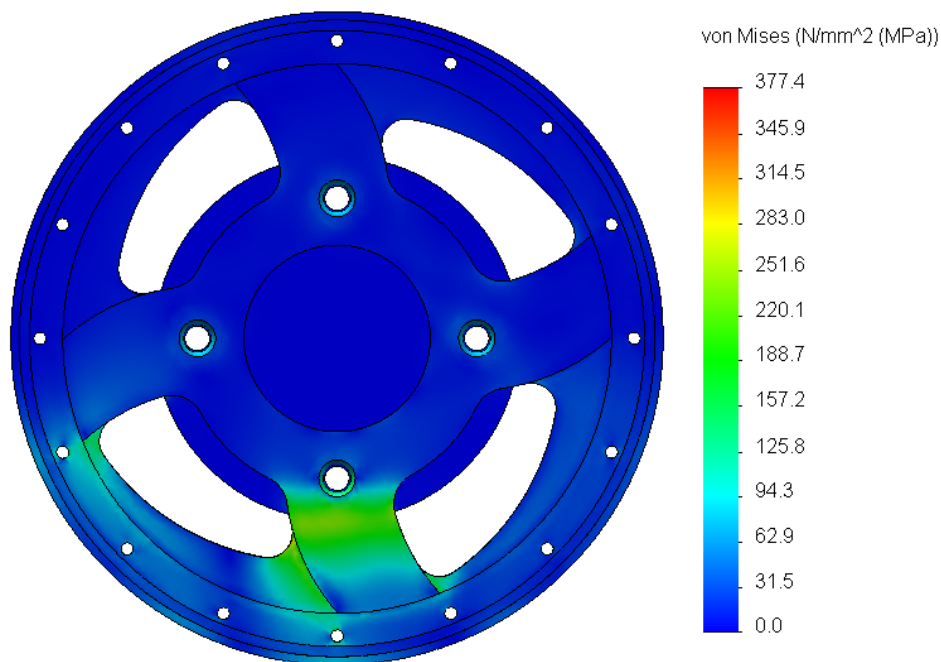
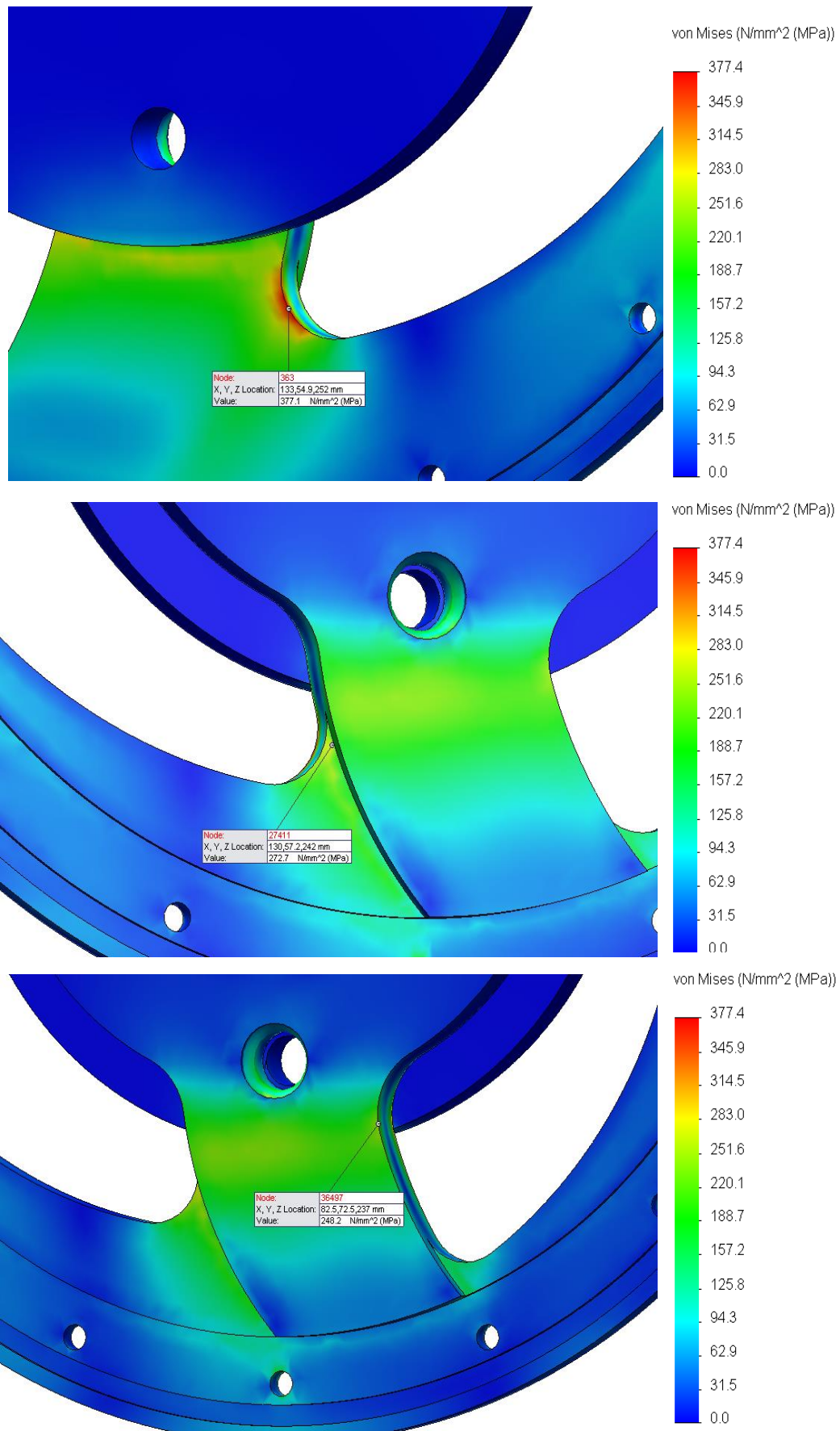


Figura 56 Resultados obtidos para o modelo final (15mm).



**Figura 57 Resultados obtidos para o modelo final (15mm + Pontos críticos).**

Os resultados apresentados nas figuras 56 e 57 permitem concluir que apesar da geometria do novo modelo permitir globalmente uma diminuição significativa dos valores das tensões, continua-se a verificar tensões elevadas no centro de roda. Por forma a corrigir este aspeto, decidiu-se aumentar a espessura para 20 mm, por ser esta a dimensão de chapa alumínio imediatamente acima dos 15 mm.

Tabela 10 **Tensões máximas obtidas no modelo original e no novo modelo de centro de roda (espessura 15 mm).**

	Modelo original [MPa]	Novo Modelo [MPa]
Simulação numérica (Peso+Binário+Força Lateral)	490,5	377,1

A distribuição de tensões obtida para o novo modelo com a espessura de 20 mm é semelhante ao apresentado nas figuras 56 e 57, com a exceção que se verificou uma redução das tensões máximas, conforme se pode observar na tabela seguinte.

Tabela 11 **Tensões máximas obtidas com o novo modelo de centro de roda, para as espessuras de 15 mm e 20 mm.**

Espessura	15 milímetros (MPa)	20 milímetros (MPa)
Simulação numérica (Peso+Binário+Força Lateral)	377,1	206,0

Conclui-se, assim que a mudança de espessura do centro de roda foi suficiente para reduzir os valores de tensões máximas obtidos nos pontos críticos, na simulação relativa à aplicação das três solicitações analisadas. O valor obtido para a tensão máxima permite escolher o material mais adequado para cumprir os requisitos impostos.

### **6.3. SELEÇÃO DO MATERIAL MAIS ADEQUADO PARA A CONSTRUÇÃO DO CENTRO DE RODA.**

Após a modelação do novo centro de roda e realizadas as simulações necessárias para determinar o comportamento do modelo procedeu-se à seleção do material mais adequado para o seu fabrico. Depois de ponderados os prós e contras apresentados no capítulo 2, relativo aos diferentes tipos de materiais utilizados no fabrico de jantes e centros de roda, chegou-se à conclusão que o material mais adequado seria o alumínio, justificado por

apresentar o maior número de vantagens: baixo peso, resistência à corrosão, baixo preço, boa maquinabilidade etc.

No passo seguinte, procedeu-se à escolha da liga de alumínio que apresentasse valores de tensão limite elástica e de fadiga superiores aos obtidos nas simulações numéricas.

Nesta escolha foi usado o catálogo fornecido pela empresa Lanema Lda., a qual oferece serviços na área dos plásticos e alumínios. Na tabela 16 apresentam-se um resumo das principais propriedades das ligas de alumínio e respetivo preço escolhidas para o projeto de construção do centro de roda. É de referir que tanto a liga de 6082-T651 como a 7075-T651 apresentam valores de tensão limite de cedência e fadiga superiores aos observados nas simulações do novo modelo de centro de roda. Todavia, a liga 5083-H11 poderá igualmente ser usada, desde que se aumente a espessura do centro de roda de 20 mm para 25 mm.

Tabela 12 **Características das ligas de alumínio consideradas no projeto (catálogo Lanema).**

Ligas de alumínio mais utilizadas	Preço/kg	Espessura	Dimensões da placa	Peso chapa	Preço total (€)	Carga de rotura (MPa)	Limite elástico (MPa)	Limite de fadiga (MPa)	Módulo de Elasticidade (MPa)
5083-H11	5.6	15	2020x1020	82.21	460.376	300	145	250	71000
		20		109.61	613.816				
		25		137.02	767.312				
6082-T651	6.6	15		83.45	550.77	340	310	210	69000
		20		111.26	734.316				
		25		139.08	917.928				
7075-T651	7.8	15		86.85	677.43	570	505	300	72000
		20		115.80	903.24				
		25		144.74	1128.972				

Para facilitar a escolha do material resolveu-se incluir na análise a composição química de cada liga e que se apresenta na tabela seguinte.

Tabela 13 **Composição química das ligas de alumínio.**

Composição Química												
	Elementos	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ti	Outros	Al
5083-H11	Min				0.4	4	0.05					Resto
	Max	0.4	0.4	0.1	1	4.9	0.25		0.25	0.20		
	Elementos											
6082-T651	Min	0.7			0.4	0.6						
	Max	1.3	0.5	0.1	1	1.2	0.25		0.2	0.1		
	Elementos											
7075-T651	Min			1.2		2.1	0.18		5.1			
	Max	0.4	0.5	2	0.3	2.9	0.28	0.05	6.1	0.2		
	Elementos											

Como se pode constatar, o principal constituinte da liga 5083-H11 é o magnésio. A adição de magnésio está diretamente relacionada com o aumento da resistência e dureza, sendo, por isso, uma liga ideal para aplicações que necessitem de alta resistência mecânica. Para além desta característica proveniente da presença de magnésio, a liga 5083 é uma liga que oferece uma elevada resistência à corrosão e possui elevada conformabilidade, sendo bastante utilizada em construções navais, silos e estruturas.

Os principais componentes da liga 6082-T651 são o magnésio e o silício. As percentagens de todos os constituintes são bastante equilibradas, sendo que a conjugação das percentagens apresentadas para esta liga a tornam altamente resistente. A alta resistência à corrosão e a facilidade de maquinação são outros pontos fortes desta liga. Esta é aplicada em elementos submetidos a elevadas tensões mecânicas, estruturas de engenharia e em construções navais e de veículos.

Por fim, a liga 7075-T651 possui uma elevada percentagem de zinco, magnésio e cobre na sua constituição. O zinco é um constituinte que, sozinho, não traz nenhum benefício, mas quando adicionado ao alumínio e em conjugação com o magnésio e o cobre torna a liga muito resistente mecanicamente. A presença de cobre faz baixar a resistência à corrosão, ainda assim, apresenta uma boa resistência, sendo bastante utilizada em maquinaria e em peças de aviões.

Ponderando todos os fatores e a diferença de preço entre as ligas, chegou-se à conclusão que a liga 6082-T651 seria a mais adequada para uma espessura da roda central de 20 mm.

Na tabela 18 apresenta-se uma comparação das tensões limite elástico e de fadiga do material e as tensões máximas obtidas por simulação numérica para o novo centro de roda.

Tabela 14 **Análise dos valores obtidos.**

	Tensão limite elástico (MPa)	Tensão limite de fadiga (MPa)
Material (6082-T651)	310	210
Simulação	206	
Coefficiente de segurança	1.52	1.02

O coeficiente de segurança para a tensão limite elástico é suficiente para garantir a viabilidade do projeto. As solicitações usadas nas simulações correspondem às condições mais críticas de utilização do centro de roda. Desta forma, é possível garantir com uma boa margem de segurança que o novo centro de roda será capaz de suportar as solicitações previstas em serviço.

#### **6.4. CUSTO DE PRODUÇÃO DO CENTRO DE RODA**

Os custos de produção do novo centro de roda dividem-se em custo do material, vendido em placas, e custo de maquinagem. Quanto ao primeiro, considerou-se as dimensões e o peso da placa vendida pela Lanema e o preço praticado pela empresa. Dividiu-se a placa em quadrados com as dimensões aproximadas do centro de roda e calculou-se o custo do material necessário à sua produção. Considerando a espessura da placa igual a 20 milímetros e a liga da série 6000 chegou-se ao preço de 40,8 euros por centro. Quanto ao custo de maquinagem, este foi estimado com base no tempo previsto de maquinagem de 2h, sendo o preço de 25€/hora. Assim, o custo estimado para cada centro de roda seria cerca de 90€.



## 7. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

O principal objetivo deste trabalho é o projeto de um novo centro de roda para um veículo de competição. Este projeto seguiu um percurso evolutivo, que garantiu a modelação de um centro de roda capaz de cumprir todos os requisitos pré-definidos.

Numa primeira fase, foi efetuado um estudo preliminar que englobasse todos os aspetos relacionados com o seu desenvolvimento. Esta fase foi cumprida com sucesso, tendo sido aprofundados conhecimentos relacionados com as jantes em geral, materiais mais utilizados, processos de fabrico e solicitações mais comuns num veículo de competição. Esta etapa envolveu uma grande pesquisa e recolha de informação relevante, sendo uma fase bastante importante para o desenvolvimento sustentado do projeto.

Posteriormente estudou-se o centro de roda, enviado pela empresa Semog Racing, para poder analisar quais os pontos críticos e quais as alterações necessárias a realizar no novo centro de roda para que fosse capaz de suportar as cargas previstas de serviço e apresentasse uma solução comercialmente apelativa. Nesta fase realizaram-se um conjunto de simulações numéricas pelo método dos elementos finitos recorrendo ao módulo do Solidworks®. Esta etapa permitiu adquirir conhecimentos na área da modelação e da

análise do comportamento de um centro de roda quando sujeito a vários tipos de solicitações.

Para além das simulações numéricas desenvolveu-se um estudo experimental no sentido de validar todas as simulações numéricas realizadas. Neste ponto, surgiram algumas dificuldades na implementação de um ensaio experimental, ainda assim, o resultado final foi bastante satisfatório. Verificou-se uma razoável concordância entre as simulações numéricas e as medições experimentais o que permitiu validar as simulações numéricas.

Com o intuito de analisar as propriedades mecânicas do material do centro de roda original, realizaram-se vários ensaios de tração utilizando provetes retirados do centro de roda fornecido. Este ensaio permitiu estimar a tensão de rutura do material, ainda que com alguma discrepância nos resultados obtidos. Esta deveu-se à impossibilidade de extrair provetes com as dimensões recomendadas pela norma. No entanto, as características observadas aproximaram-se do esperado para uma liga de alumínio utilizada em injeção, cujo valor médio da tensão de cedência é cerca de 90 MPa. Conclui-se ainda que o comportamento frágil do material não o favorece para este tipo de aplicações.

A análise do centro de roda original foi bastante aprofundada, sendo que a realização de duas análises distintas (numérica e experimental) se tornou relevante para o conhecimento do componente fornecido pela Semog. As tensões observadas a partir das simulações numéricas permitiram verificar que eram muito superiores à tensão de rutura do material. O número de raios, a sua geometria, o facto de estarem alinhados com a furo central não transmitindo o binário eficientemente e o material utilizado para o fabrico do centro de roda são alguns dos problemas que se tentaram eliminar com o projeto do novo centro de roda

Na fase seguinte, depois de recolhidos todos os dados e informações relacionados com o centro de roda fornecido, avançou-se para o projeto do novo centro de roda. Foi realizado um conjunto de simulações com o intuito de melhorar as características mecânicas e o desenho dos raios do componente. Por fim, foi desenhado um novo centro de roda capaz de suportar as solicitações previstas.

A escolha do material foi realizada tendo em conta as simulações numéricas efetuadas. A escolha da espessura foi realizada tendo por base a tensão de cedência e a tensão de fadiga

do material. Esta última etapa foi cumprida com sucesso, tendo sido comprovada a elevada resistência mecânica do componente projetado.

Em geral, todos os objetivos foram cumpridos com sucesso apesar da escassez de tempo. Este projeto serviu para contactar com a indústria automóvel e com o método de trabalho utilizado no projeto e fabrico de um componente automóvel.

Por fim, como proposta de trabalhos futuros é sugerido o fabrico do novo centro de roda e realização de ensaios experimentais em condições reais de serviço, que permitam validar o estudo realizado.



## 8. REFERÊNCIAS E BIBLIOGRAFIA

- [1] Semog Racing – Alcanena: Semog Racing, act.2014. [consult. 16-09-2014]. Disponível em <[www.semog.com](http://www.semog.com)>
- [2] Luís Pedro Tavares – Offroad [em linha]. Aveiro: Luís Pedro Tavares, act. 2014. [consult.22-09-2014]. Disponível em <<http://offroadweb.blogspot.pt/2012/05/3-offroadcrosscar-cami-chorente-calcada.html>>
- [3] CEPRA (Centro de Formação Profissional de Reparação Automóvel)- Formação Modular Automóvel: Rodas e Pneus. Lisboa: Cepra, 2000, 1.1 pp
- [4] CEPRA (Centro de Formação Profissional de Reparação Automóvel)- Formação Modular Automóvel: Rodas e Pneus. Lisboa: Cepra, 2000, 1.1-1.3 pp
- [5] BBS – Alemanha: BBS, act. 2014. [consult. 17-09-2014]. Disponível em <<http://www.bbs.com>>
- [6] Subaru – Subaru. Áustria: Subaru, act 2014. [consult. 17-09-014] Disponível em <<https://www.subaru.com.au/>>
- [7] Sreter, Lucas – Multi-Piece Wheels. In Euro Alliance Tech articles [Mensagem em linha. 2011. [Consult.17-09-2014]. Disponível em <[www.theeuroalliance.com/tech-articles/multi-piece-wheels/](http://www.theeuroalliance.com/tech-articles/multi-piece-wheels/)>
- [8] TireRack - EUA: Tire Rack, act 2014. [consult 17-09-2014]. Disponível em <<http://www.tirerack.com/wheels/tech/techpage.jsp?techid=90>>
- [9] European Aluminium Association – The Alluminium Automotive Manual:Applications-Chassis & Suspension-Wheels. Bruxelas:EAA, 2011, 2 pp
- [10]Hemmer, Sean - What Is the Difference Between Aluminum & Magnesium Rims?. In eHow [Mensagem em linha.. 2011. [consult . 23-09-2014]. Disponível em <[http://www.ehow.com/info\\_7871871\\_difference-between-aluminum-magnesium-rims.html](http://www.ehow.com/info_7871871_difference-between-aluminum-magnesium-rims.html)>
- [11] Rio, Pedro Jorge Ferreira Espinheira – Dinâmica e afinação de uma viatura de competição. Porto: [s.n], 2009. Tese de mestrado

- [12] Gareth - Aluminium car wheels: Manufacturing, materials & design considerations [Em linha]. [Consult.23-09-2014]. Disponível em: <<http://www.mechanicaldesignforum.com/content.php?86-Car-wheels>>
- [13] European Aluminium Association – The Alluminium Automotive Manual:Applications-Chassis & Suspension-Wheels. Bruxelas:EAA, 2011, 3 – 5 pp
- [14] University of Buffalo – CNC Notes[Em linha]. [Consult. 24-09-2014].Disponível em :<<http://wings.buffalo.edu/academic/department/eng/mae/courses/460-564/Course--Notes/CNC%20notes.pdf>> 3 – 5 pp
- [15] Baptista, António José Caetano – Modelação Mecânica e Simulação Numérica do Processo de Estampagem Multi-Etapas: Aplicação ao processo de estampagem de chapas soldadas. Coimbra: [s.n], 2006. Dissertação para Doutoramento em Engenharia Mecânica na especialidade de Tecnologia da Produção.
- [16] BBS – BBS Products [em linha]., act. 2014. [consult. 17-09-2014]. Disponível em <<http://www.bbs.com/index.php?id=sr&L=1>>
- [17] The metal casting – Low pressure die casting. [consult. 25-09-2014]. Disponível em: <<http://www.themetalcasting.com/pressure-die-casting.html>>
- [18]European Aluminium Association – The Alluminium Automotive Manual:Applications-Chassis & Suspension-Wheels. Bruxelas: EAA, 2011, 6 pp
- [19] Swift, K.G ; Booker, J.D – Process Selection: From Design to Manufacture. 2ª Edição. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2003.42 p ISBN 978-0-7506-5437-1
- [20] Swift, K.G ; Booker, J.D – Process Selection: From Design to Manufacture. 2ª Edição. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2003.60 p ISBN 978-0-7506-5437-1
- [21] Swift, K.G; Booker, J.D – Process Selection: From Design to Manufacture.2ª Edição. Local de publicação: Oxford:Butterworth-Heinemann,2003. 90p ISBN 978-0-7506-5437-1
- [22]European Aluminium Association–The Alluminium Automotive Manual:Applications-Chassis & Suspension-Wheels. Bruxelas: EAA, 2011, 14 -15 pp

- [23]EIB – EIB Perfilagem. [consult. 24-09-2014]. Disponível em: <<http://www.eiblda.pt/pt/eib/conteudo?id=66>>
- [24] IMTT – Aspectos Dinâmicos dos Veículos [consult. 24-09-2014]. Disponível em: <[http://www.imtt.pt/sites/IMTT/Portugues/EnsinoConducao/ManuaisEnsinoConducao/Documents/Fichas/FT\\_AspetosDinamicosdosVeiculos.pdf](http://www.imtt.pt/sites/IMTT/Portugues/EnsinoConducao/ManuaisEnsinoConducao/Documents/Fichas/FT_AspetosDinamicosdosVeiculos.pdf)> 3-4 pp
- [25] Reimpell, J.; Stoll, H. ; Betzler, J.W – The Automotive Chassis : Engineering Principles. 2º Edição. Warrendale: SAE International, 2001. 128 – 129 pp ISBN 0768006570
- [26]Gillespie, Thomas D. - Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International. 348 – 349 pp . ISBN 978-1560911999
- [27] IMTT – Aspectos Dinâmicos dos Veículos [consult. 24-09-2014]. Disponível em: <[http://www.imtt.pt/sites/IMTT/Portugues/EnsinoConducao/ManuaisEnsinoConducao/Documents/Fichas/FT\\_AspetosDinamicosdosVeiculos.pdf](http://www.imtt.pt/sites/IMTT/Portugues/EnsinoConducao/ManuaisEnsinoConducao/Documents/Fichas/FT_AspetosDinamicosdosVeiculos.pdf)> 6 – 7 pp
- [28] CEPRA (Centro de Formação Profissional de Reparação Automóvel)- Formação Modular Automóvel: Rodas e Pneus. Lisboa: Cepra, 2000, 2.16 p
- [29]Motor Consult – Binário do motor [consult. 24-09-2014] Disponível em : <[http://www.motorconsult.pt/glossario/motor/156-binario-do-motor#.VCLxK\\_RDu6O](http://www.motorconsult.pt/glossario/motor/156-binario-do-motor#.VCLxK_RDu6O)>
- [30] da Silva, Cédric Bruno Gomes – Projeto de um sistema de transmissão de um veículo automóvel utilitário cidadão híbrido. Coimbra: [s.n], 2011. Tese de mestrado. 4-12 pp
- [31] Campilho, A. – Instrumentação Eletrónica : Métodos e Técnicas de Medição. Porto: FEUP Edições. ISBN 972-752-042-1
- [32] Balbinot, A.; Brusamarello, V. – Instrumentação e Fundamentos de Medidas. Rio de Janeiro: LTC. 152-168. ISBN 978-85-216-1563-7
- [33]The engineering toolbox – Friction and coefficient of friction [consult. 24-10-2014] Disponível em : <[http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html)>

## 9. ANEXOS

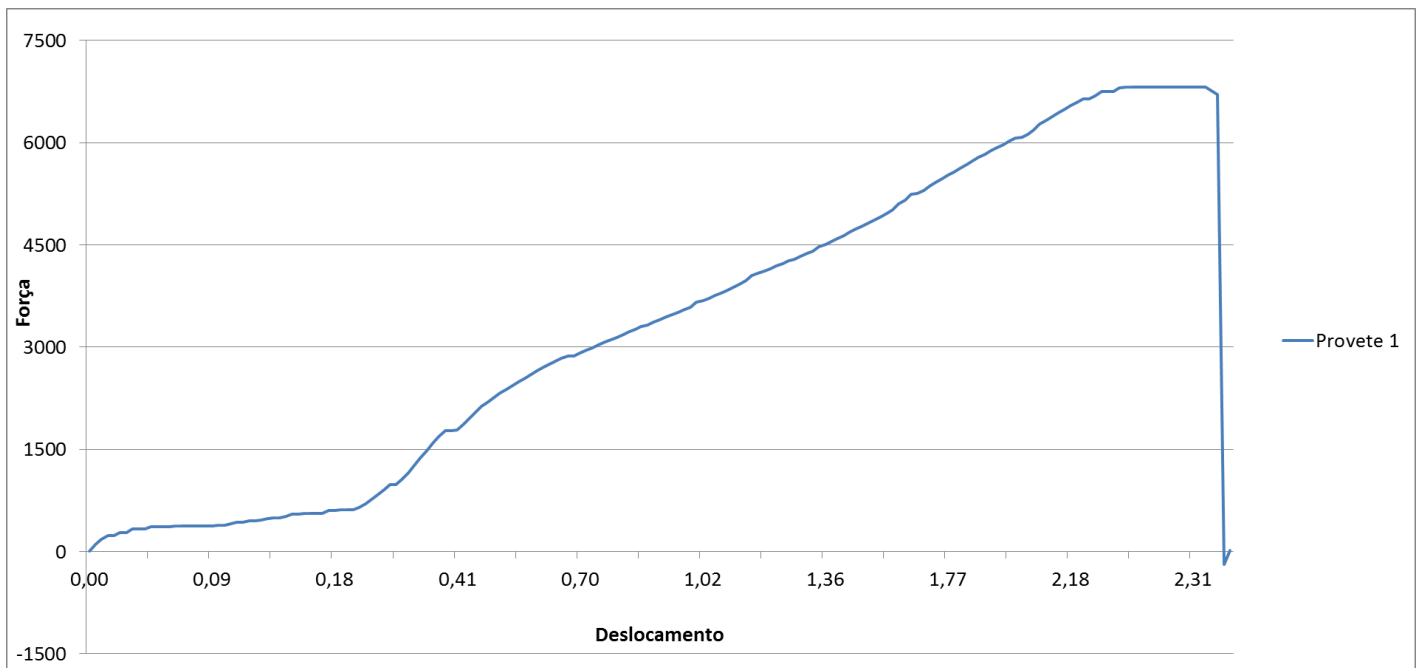
# Anexo A - Ensaio de tração

Provete 1

Palavra-chave		Nome do produto	Provete aço
Nome arq. do ensaio		Nome arq. do método	testehaste.xmak
Data do relatório	2014-10-17	Data do ensaio	2014-10-17
Modo de ensaio	Simplex	Tipo de ensaio	Tração
Velocidade	1mm/min	Placa	Placa
Batch No:	1	Sub-batch No:	1

Nome Parâmetros Unidade	Máx_Força Cálculo de áreas N	Máx_Tensão Cálculo de áreas N/mm2	Ruptura_Força Sensibilidade: 10 N	Ruptura_Tensão Sensibilidade: 10 N/mm2
1	6818,68	109100500	6701,77	107230000

Nome Parâmetros Unidade	Ruptura_Deslocam Sensibilidade: 10 mm	YS1_Força 0.2 % N
1	2,31363	--

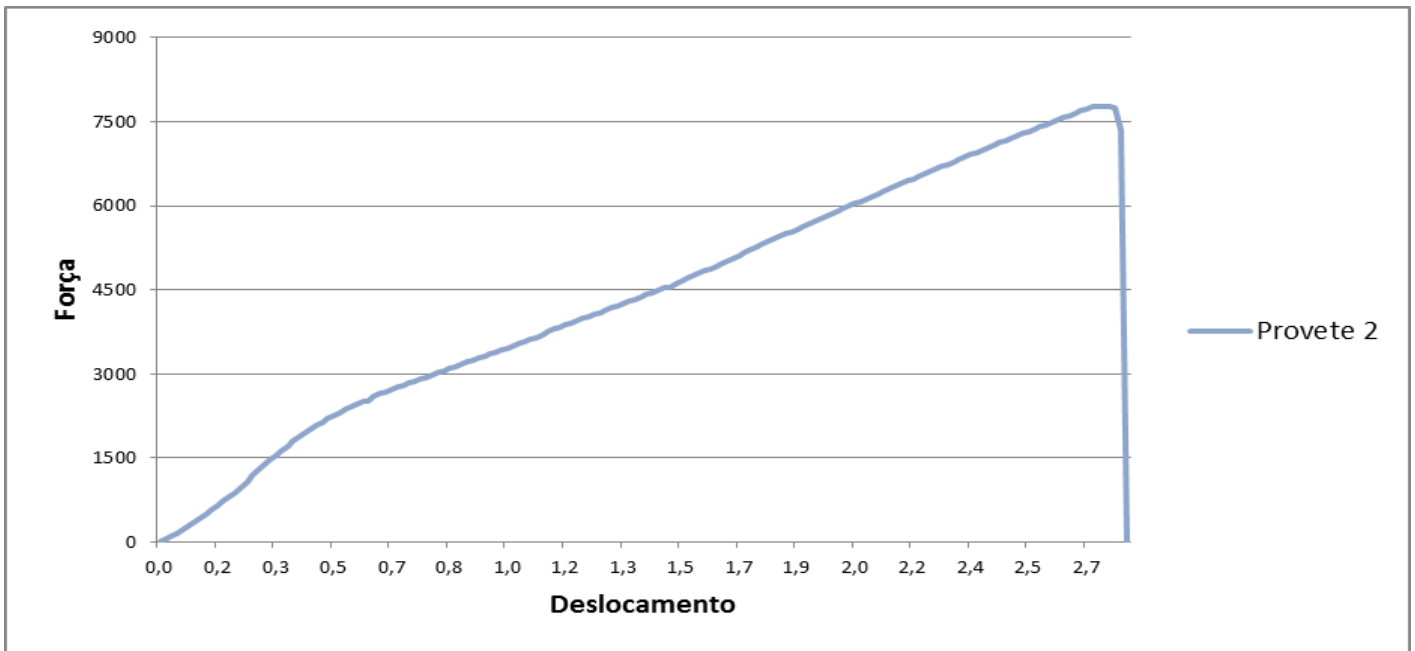


Provete 2

Palavra-chave		Nome do produto	Provete aço
Nome arq. do ensaio		Nome arq. do método	testehaste.xmak
Data do relatório	2014-10-17	Data do ensaio	2014-10-17
Modo de ensaio	Simplex	Tipo de ensaio	Tração
Velocidade	1mm/min	Placa	Placa
Batch No:	1	Sub-batch No:	1

Nome Parâmetros Unidade	Máx_Força Cálculo de áreas N	Máx_Tensão Cálculo de áreas N/mm2	Ruptura_Força Sensibilidade: 10 N	Ruptura_Tensão Sensibilidade: 10 N/mm2
1	7775,85	134094100	7337,33	126531900

Nome Parâmetros Unidade	Ruptura_Deslocar Sensibilidade: 10 mm	YS1_Força 0.2 % N
1	2,73083	--



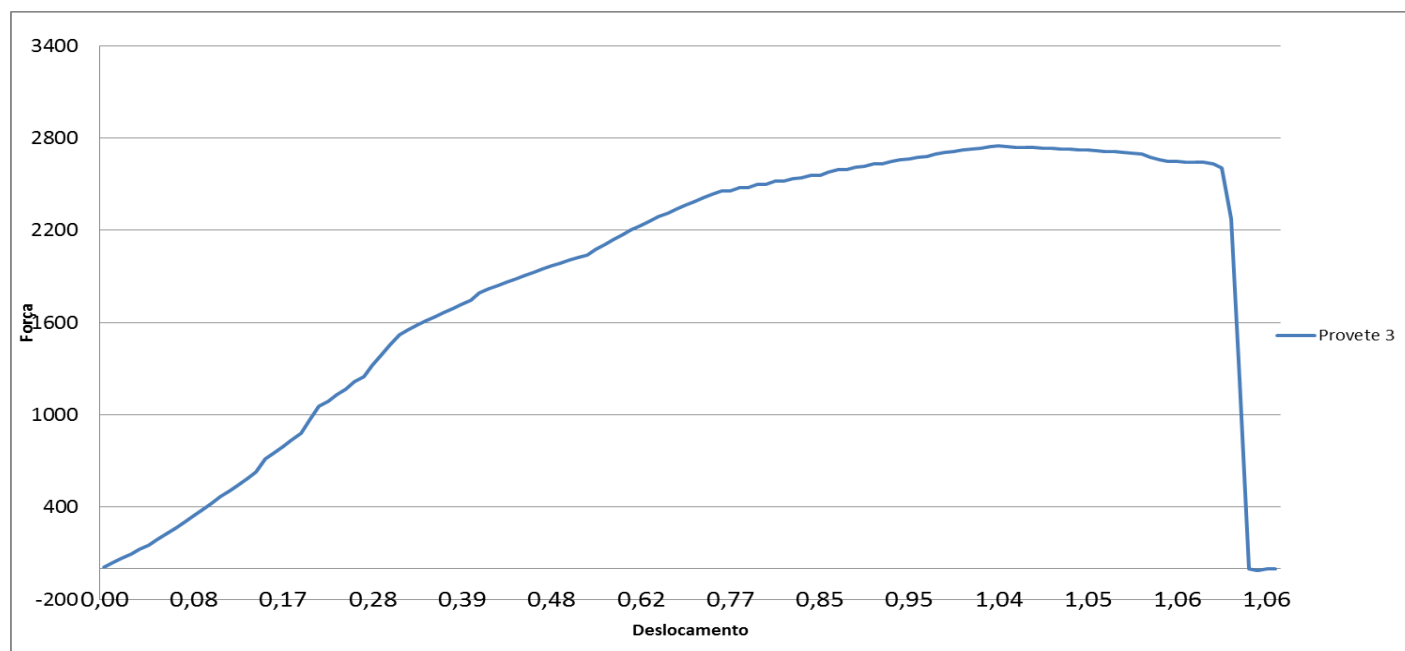
Provete 3

Palavra-chave		Nome do produto	
Nome do arquivo do ensaio		Nome do arquivo do teste	teste_AL_5kN_AGP.xml
Data do relatório	2014-10-17	Data do ensaio	2014-10-17
Modo de ensaio	Simples	Tipo de ensaio	Tração
Velocidade	1mm/min	Placa	Placa
Batch No:	1	Sub-batch No:	1

Nome Parâmetros Unidade	YS1_Força 0,2 % N	YS1_Tensão 0,2 % N/mm2	YP(Points)_Força 3 Pontos N	YP(Points)_Tensão 3 Pontos N/mm2
1_1	--	--	2749,49	63,8353

Nome Parâmetros Unidade	YP(%)_Força 0,2 % N	YP(%)_Tensão 0,2 % N/mm2	Máx_Força Cálculo de áreas de N	Máx_Tensão Cálculo de áreas de N/mm2
1_1	--	--	2749,49	63,8353

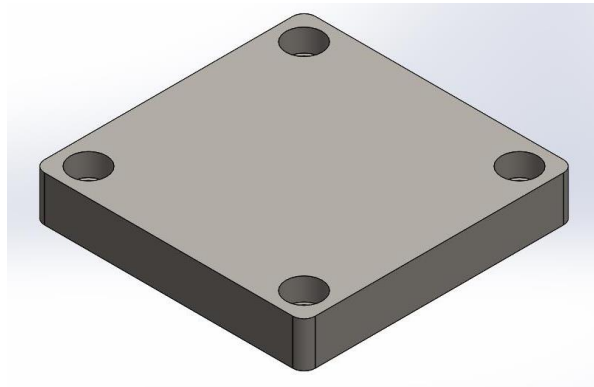
Nome Parâmetros Unidade	Ruptura_Deslocar Sensibilidade: 10 mm	Ruptura_Força Sensibilidade: 10 N
1_1	1,05429	2703,85



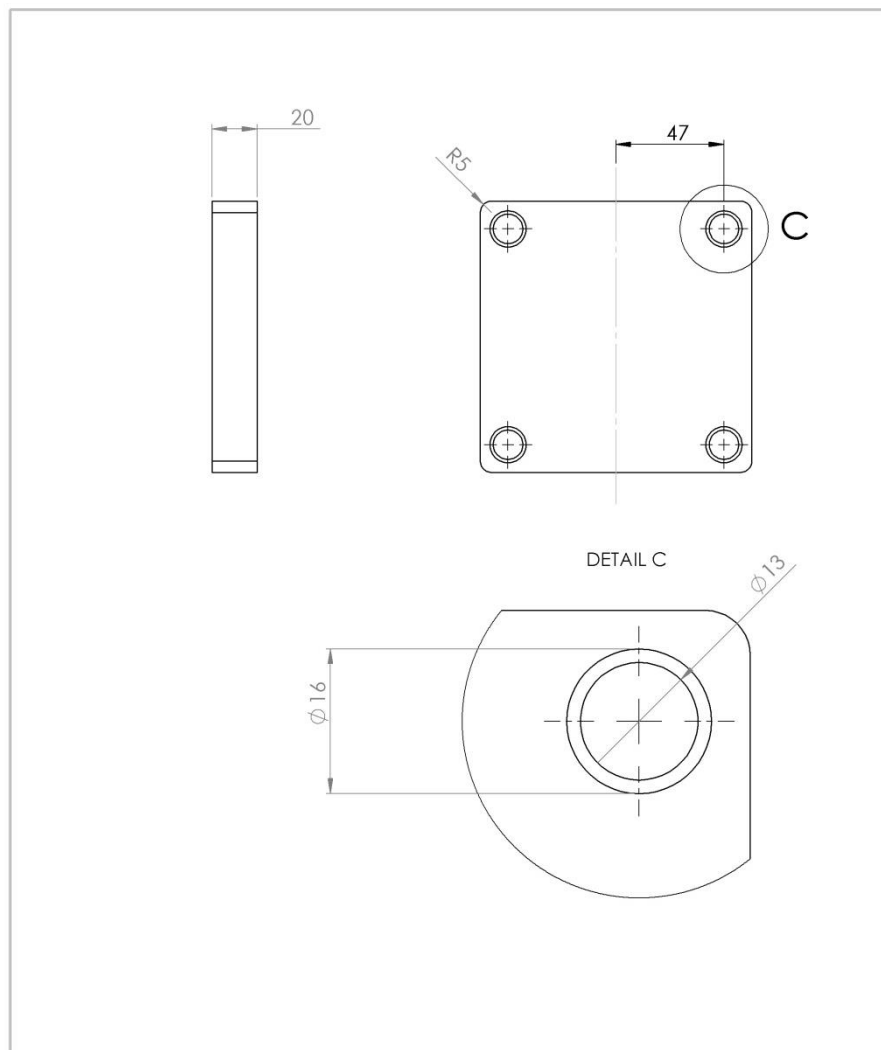
# Anexo B – Desenhos dos componentes utilizados no ensaio de aplicação do binário

## 1. Cubo de Roda

### a. Representação em Solidworks

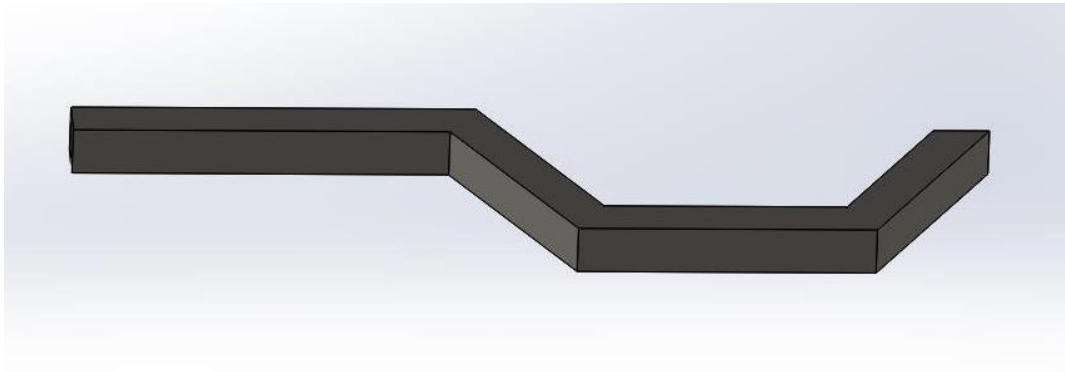


### b. Desenho 2d

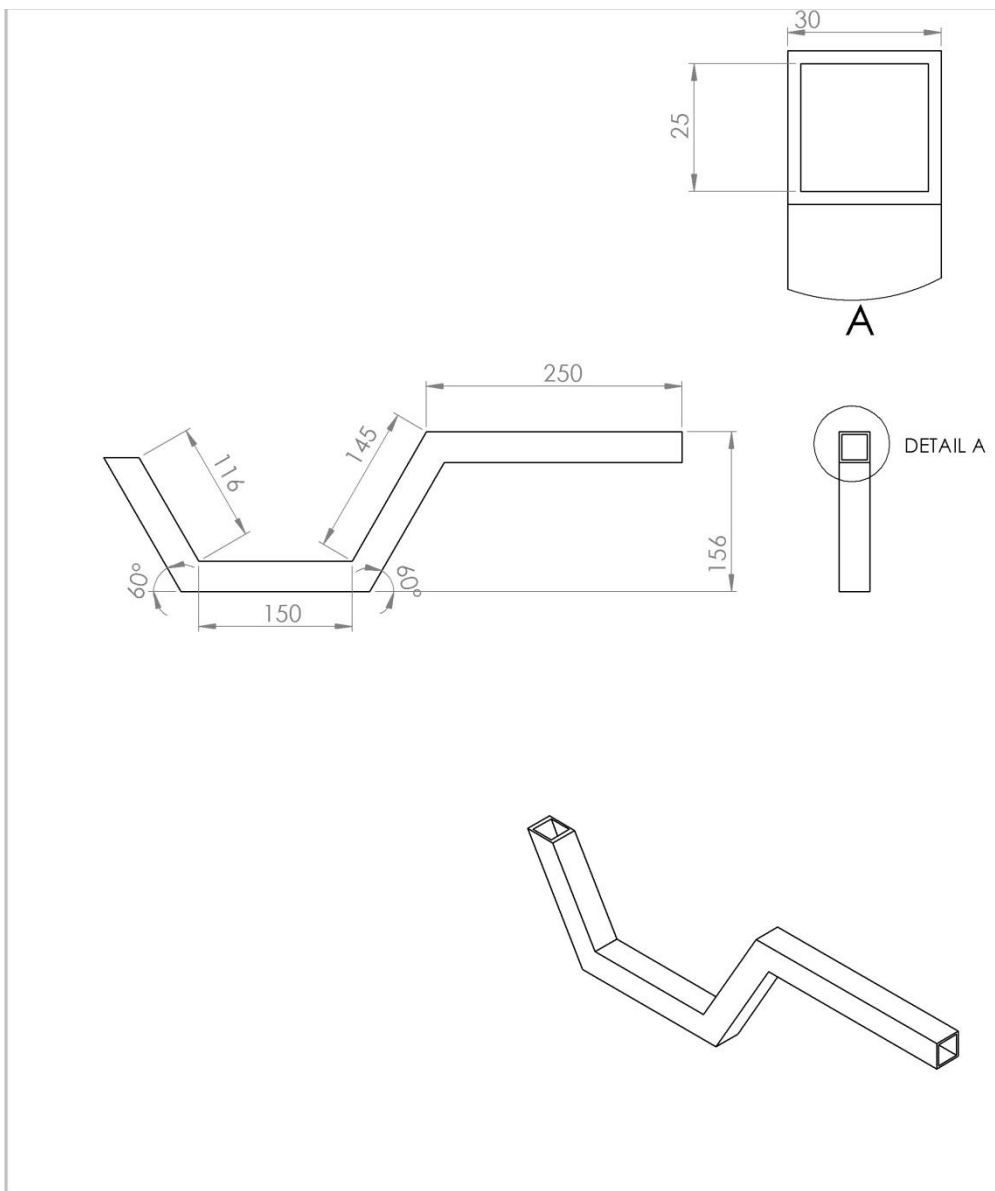


## 2. Perfil tubular quadrado

### a. Representação em Solidworks

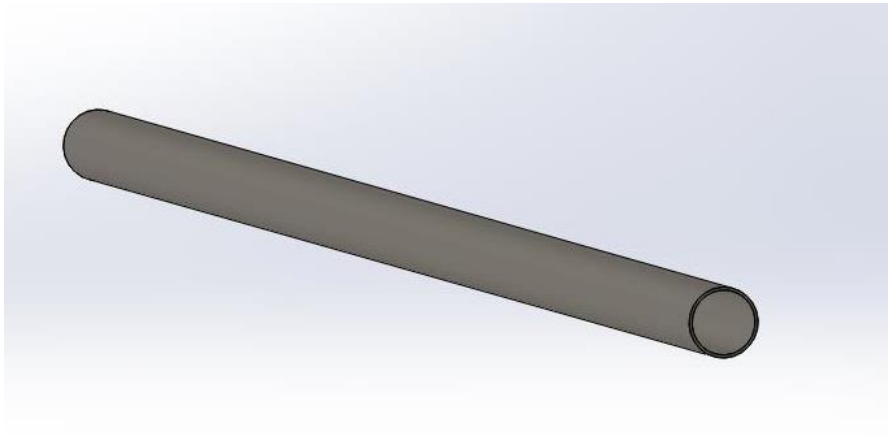


### b. Desenho 2d

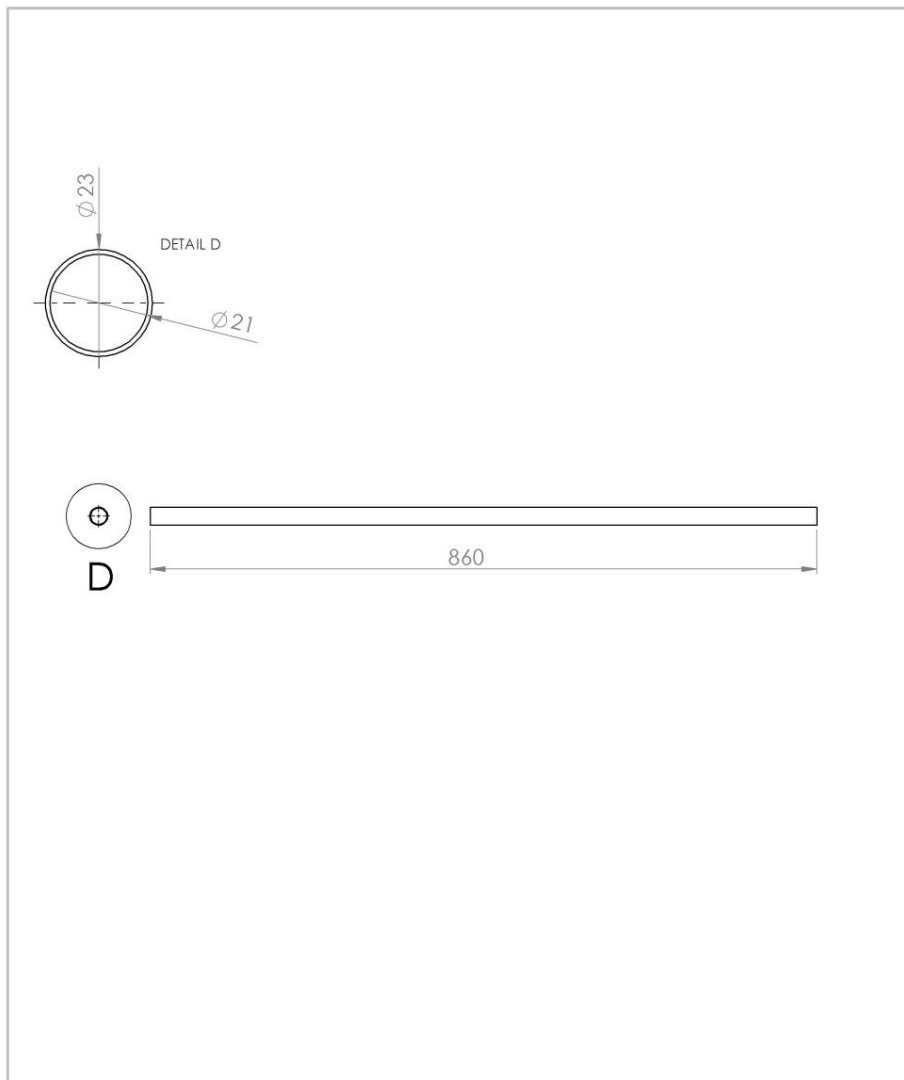


### 3. Perfil tubular circular

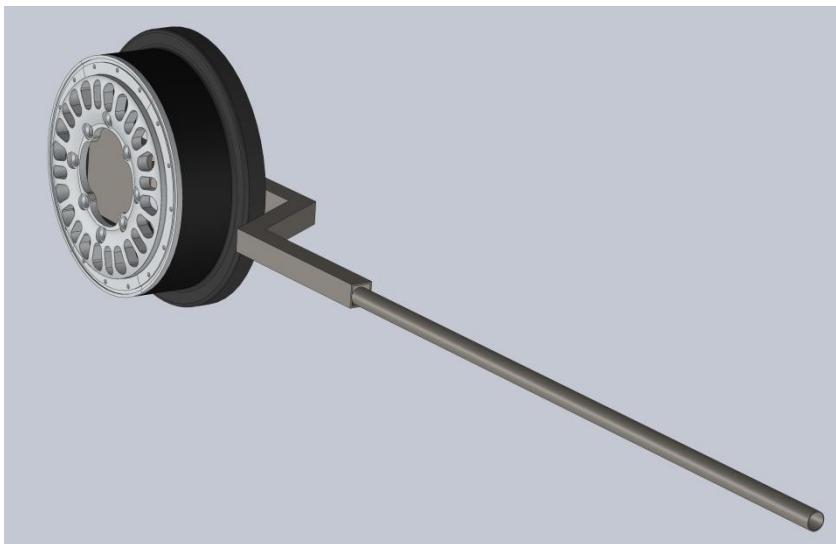
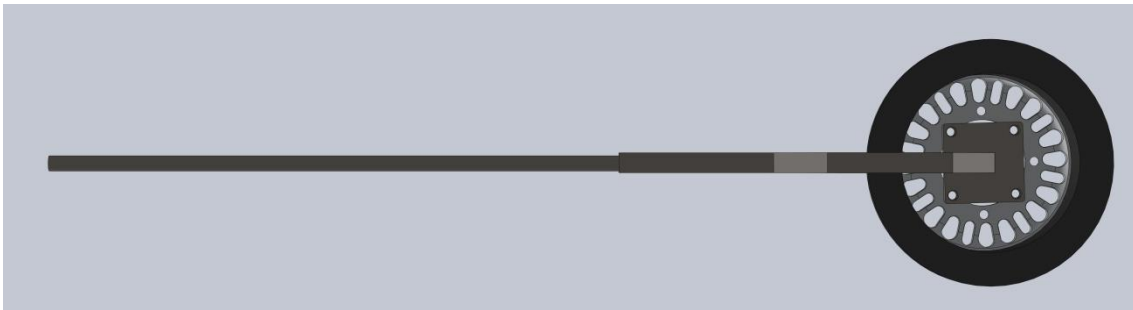
#### a. Representação em SolidWorks













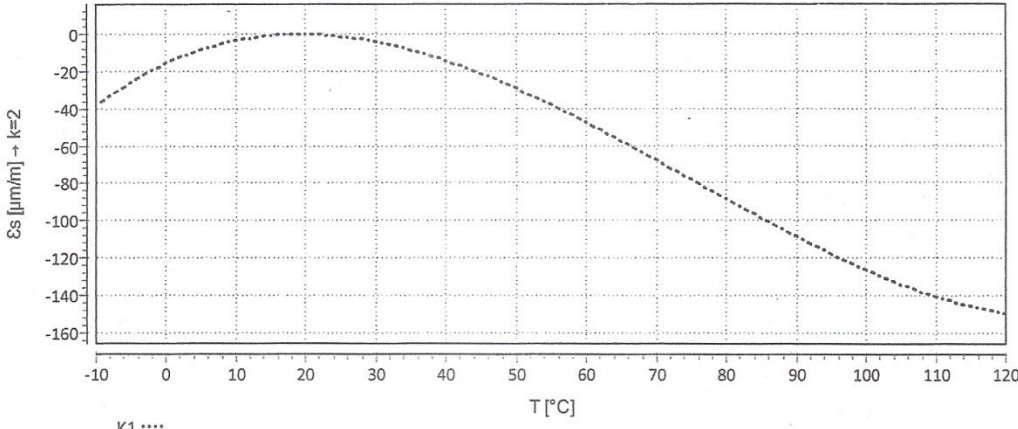

#### b. Desenho 2d



4. “Setup” experimental para o ensaio de aplicação do binário
  - a. Representação em SolidWorks



## 5. Ficha do tipo de extensómetro utilizado

		<b>Dehnungsmessstreifen</b> <b>Strain gages</b> <b>Jauges d'extensométrie</b>		Bestellnummer Order No. No. de référence	<b>1-LY41-6/350</b> 
		Typ Type Type	<b>6/350 LY41</b> 	Stückzahl Contents Quantité	<b>10</b> 
Widerstand Resistance Résistance	<b>350 Ω ±0.30 %</b> 	Temperaturkoeffizient des k-Faktors Temperature coefficient of gage factor Coefficient de température du facteur k	<b>93 ±10 [10<sup>-6</sup> / K]</b> <b>(-10°C ... +45°C)</b>	Daten / Data / Données 	
k-Faktor Gage factor Facteur k	<b>2.04 ±1.0 %</b> 	Folienlos Foil lot Lot de la feuille	<b>A412/09</b> 		
Querempfindlichkeit Transverse sensitivity Sensibilité transverse	<b>0.0 %</b> 	Herstellungslot Production batch Lot de fabrication	<b>812055962</b> 		
Temperaturkompensation: Angepasst für Temperature compensation: Compensated for Compensation de température: Compensation pour		Ferritischen Stahl mit steel with acier avec	$\alpha = 10.8 [10^{-6} / K]$		
					
$\epsilon_s(T) = -15.48 + 1.72 \cdot T - 5.15E-02 \cdot T^2 + 2.32E-04 \cdot T^3 \pm 0.30 [\mu\text{m}/\text{m}/\text{K}]$					
Alle technischen Daten nach OIML IR 62, bei Beachtung der abweichenden Toleranzangaben auch nach VDI/VDE 2635. Geben Sie bei Rückfragen bitte Bestellnummer und Herstellungs-Los an. All specifications in accordance with OIML IR 62, also compliant with VDI/VDE 2635 if deviating tolerances are observed. In case of further inquiries please indicate order no. and batch number. Toutes caractéristiques techniques selon OIML IR 62 et VDI/VDE 2635 pour les indications différentes de tolérance. Pour toutes questions, indiquer le no. de référence ainsi que le lot de fabrication.			Temperaturgang der Dehnungsmessstreifen bei Applikationen mit unweit angegebenem Wärmeausdehnungskoeffizienten $\alpha$ . Gemessen bei kontinuierlicher Temperaturänderung. Kennlinie 1: DMS ohne Anschlussbändchen. The temperature response refers to strain gages bonded to materials with the coefficient of thermal expansion $\alpha$ given overleaf. Values are measured with continuous temperature variation. Curve 1: Strain gages without leads.		
Réponse en température des jauges d'extensométrie appliquées sur des matériaux dont les coefficients de dilatation thermique $\alpha$ sont indiqués au verso. Mesurée au d'une variation continue de la température. Courbe 1: Jauges sans pattes de raccordement.					
Kopfdaten / Header / Titre 					

## Anexo C – Novo centro de roda

### 1. Novo Centro de roda

#### a. Representação em SolidWorks

