

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Luísa Imbroisi Cavalcanti

**Análise da Integridade Estrutural de um Veículo Off
Road do tipo Mini Baja SAE**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Marco Antonio Meggiolaro

Rio de Janeiro
Agosto de 2020

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha família, que sempre me apoiou em todas as decisões que tomei, me ajudou a descobrir do que gosto e hoje alimentam todos os meus sonhos. Obrigada Carla, Gustavo, Felipe, Clara, Euler e Almir por sempre acreditarem no meu potencial e por todos os esforços dedicados à mim e à minha formação.

Agradeço ao meu orientador, Marco Antonio Meggiolaro, que, além de excelente professor, sempre se demonstrou entusiasmado com o meu projeto e foi crucial para a realização deste trabalho. Meus agradecimentos ao Adrian Giassone que, mais que um professor, um amigo, ajudou incansavelmente na parte experimental deste estudo, além de toda a ajuda que sempre ofereceu à Equipe Reptiles.

À Baja SAE, meu muito obrigada. Sem a existência desse projeto, nada registrado nesse documento seria possível. Participar da Equipe Reptiles foi uma das experiências mais importantes que já vivenciei, tanto no âmbito profissional quanto pessoal. Muito além do protótipo, a equipe é composta por pessoas maravilhosas que me ajudaram em todas as ideias malucas que tive ao longo do caminho. Agradeço aos meus veteranos que me receberam na equipe e me ensinaram muito. À minha geração, pois, sem eles, nunca teria chegado tão longe. E a todos que vieram depois e fizeram de mim o que sou hoje. Sou muito feliz por tudo que vivenciei com vocês. Em especial, agradeço ao Matheus Hoffmann, Ana Letícia Wanderley, Luciana Heing, Rafael Schimmelpfeng, Eduardo Monte Santo, Stélio Henrique, Ana Luísa Formosinho por todas as vezes que estiveram ao meu lado e não foram poucas.

Aos meus colegas de curso e amigos Carol, João, Alexandre, Pedro Henrique e Jéssica, um muito obrigada. A experiência da graduação se tornou bem mais prazerosa com vocês ao meu lado.

Agradeço ao meu namorado, Gabriel, que, mais do que incentivar, por vezes me deu forças para continuar, acreditando mais em mim do que eu mesma. Obrigada por toda parceria e amor que recebi nestes últimos anos da minha graduação, tem sido bem melhor assim.

RESUMO

Análise da integridade estrutural de um veículo Off Road do tipo Mini Baja SAE

O presente trabalho se esforça na tentativa de realizar a análise estrutural mais completa possível sobre o chassi ou gaiola de um veículo Off Road do tipo Mini Baja SAE. Para que isto fosse possível, foi necessário reunir conhecimentos nas áreas de estudo analítico, computacional e empírico.

Assim, se fez necessária a utilização dos aprendizados de mecânica dos sólidos e comportamento mecânico dos materiais para realizar os equacionamentos que envolvem o conceito de falha mecânica, principalmente por escoamento e fadiga.

Foram manipulados softwares como: SolidWorks para desenvolvimento da geometria de estudo de forma virtual; Ansys Workbench para a realização de simulações estruturais estáticas que se utilizam do método de elementos finitos para conseguir mapas de distribuição de tensões e deformações na estrutura com a aplicação de carregamentos e restrições; AqDados e AqViewer da Lynx para o controle de testes e aquisição dos dados; MATLAB e EXCEL para o processamento dos milhares de dados adquiridos em teste e construção de gráficos explicativos.

Houve também o trabalho de instrumentação do veículo com extensometria e execução de experimentos dinâmicos com o intuito de recriar situações de um ambiente de competição de baja e conseguir captar históricos de deformações em tempo real durante sua atuação.

Ao final, com a utilização destas ferramentas e a união de todas as informações adquiridas, pôde-se chegar a diversas conclusões a respeito do protótipo atual com relação à durabilidade, segurança e otimização. Também foram levantados questionamentos e sugestões de melhorias tanto para o componente como para o próprio método de avaliação estrutural.

Palavras chaves: Baja SAE, Análise Estrutural, Falha Mecânica, Fadiga, SolidWorks, Ansys Workbench, Elementos finitos, Lynx, Extensometria.

ABSTRACT

Structural Integrity Analysis of an Off Road Mini Baja SAE vehicle

The present work strives to carry out the most complete structural analysis possible on the chassis or cage of an Off Road Mini Baja SAE vehicle. For this to be possible, it was necessary to gather knowledge in the areas of analytical, computational and empirical study.

Thus, it was necessary to use the learning of solid mechanics and mechanical behavior of materials to perform the equations that mainly involve the concepts of flow failures and fatigue.

Some software were implemented in the study, such as: SolidWorks to develop the component geometry in a virtual way; Ansys Workbench for conducting static structural simulations based on the finite element method to obtain stress and strain distribution maps in the structure with the application of loads and restrictions; AqDados and AqViewer from Lynx for dynamical tests control and data acquisition; MATLAB and EXCEL for the processing of the thousands of data acquired in testing and the construction of explanatory graphics.

There was also the instrumentation work of the vehicle with extensometry and execution of dynamic experiments in order to recreate situations of a competition environment and to be able to capture deformation histories in real time during its performance.

In the end, with the use of these tools and the union of all the acquired information, it was possible to reach several conclusions regarding the current prototype in relation to durability, safety and optimization. Questions and suggestions for improvements were also raised for both the component and the structural evaluation method itself.

Key words: Baja SAE, Structural Analysis, Mechanical Failure, Fatigue, SolidWorks, Ansys Workbench, Finite Elements, Lynx, Extensometry.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	2
RESUMO	3
ABSTRACT	4
LISTA DE FIGURAS	7
LISTA DE TABELAS	10
1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Importância e Motivação	13
1.2 Objetivos Gerais	13
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1 Noções Gerais de Conceitos de Análise de Falhas	14
2.2 Noções Gerais do Componente de Estudo	15
3 METODOLOGIA	17
3.1 Geometria	17
3.2 Carregamento	18
3.3 Propriedades	18
3.4 Análise de tensões, trincas e danos	19
4 ANÁLISES COMPUTACIONAIS	19
4.1 Elementos finitos	20
4.2 Geometria	21
4.3 Malha	22
4.4 Definição das condições críticas	24
4.5 Tipo de simulação	25
4.6 Carregamento	25
4.7 Condições de contorno ou restrições	26
4.8 Simulação de compressão traseira dos amortecedores	27

4.9 Simulação de compressão dianteira dos amortecedores	28
4.10 Simulação de impacto frontal	30
4.11 Simulação de Impacto Lateral	31
4.12 Simulação de queda vertical	33
4.13 Simulação de capotamento	34
4.14 Análise de resultados	35
5 EXPERIMENTO	36
5.1 Motivação	36
5.2 Objetivo do teste	37
5.3 Teoria	37
5.4 Definição dos locais de aquisição de dados	39
5.5 Preparação	42
5.6 Calibração	48
5.7 Execução	50
5.8 Aquisição de Resultados	52
6 EQUACIONAMENTO	54
7 APLICAÇÃO DO CÁLCULO	62
8 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	80
9 CONCLUSÕES	85
REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	88
APÊNDICE	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 –	12
Figura 2.1 – Curva Tensão X Deformação Real e de Engenharia	14
Figura 2.2 – Membros da Gaiola de Proteção segundo o RATBSB da SAE	16
Figura 3.1 – Corrente de Previsão do Comportamento à Fadiga [1]	17
Figura 3.2 – Modelo de geometria da Gaiola desenvolvido no SolidWorks	18
Figura 4.1 – Representação de malha em uma simulação de elementos finitos [6]	20
Figura 4.2 – Modelo da gaiola com pontos de ancoragem desenvolvido no SolidWorks	21
Figura 4.3 – Modelo da gaiola com pontos de ancoragem adaptado no Space Claim	22
Figura 4.4 – Resultados de simulações usando elementos de viga de Bernoulli e Timoshenko [12]	23
Figura 4.5 – Geometria e nós dos elementos (a) SOLID 186 (b) SOLID 187	23
Figura 4.6 – Representação da malha gerada com elementos (a) de viga (b) de sólido	24
Figura 4.7 – (a) Concentração de tensão quando a fixação foi aplicada nos furos das orelhas sendo vermelho o maior valor de tensão e (b) Representação dos locais de fixação	26
Figura 4.8 – Angulações do amortecedor traseiro em compressão máxima nos planos xy, xz e yz em relação aos eixos y, x e y respectivamente.	27
Figura 4.9 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de compressão traseira dos amortecedores	28
Figura 4.10 – Mapa de tensões da simulação de compressão traseira dos amortecedores com escala de deformação aumentada	28
Figura 4.11 – Angulações do amortecedor dianteiro em compressão máxima nos planos xy, xz e yz em relação aos eixos y, x e y respectivamente.	29
Figura 4.12 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de compressão traseira dos amortecedores	29
Figura 4.13 – Mapa de tensões da simulação de compressão traseira dos amortecedores com escala de deformação aumentada	30
Figura 4.14 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de impacto frontal	31

Figura 4.15 – Mapa de tensões da simulação de impacto frontal com escala de deformação aumentada	31
Figura 4.16 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de impacto lateral	32
Figura 4.17 – Mapa de tensões da simulação de impacto frontal com escala de deformação aumentada	32
Figura 4.18 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de queda vertical	33
Figura 4.19 – Mapa de tensões da simulação de queda vertical com escala de deformação aumentada	34
Figura 4.20 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de capotamento	35
Figura 4.21 – Mapa de tensões da simulação de queda vertical com escala de deformação aumentada	35
Figura 5.1 – Representação simplificada de um extensômetro [5]	38
Figura 5.2 – Ponte de Wheatstone ligada a um extensômetro TCC Motter	38
Figura 5.3 – Diagrama do sistema de medição de deformações através de extensômetros	39
Figura 5.4 – Mapa de tensões das simulações de compressão (a) dianteira (b) traseira	40
Figura 5.5 – Locais de colagem das rosetas (a) na dianteira (b) na traseira	40
Figura 5.6 – Simulação de compressão traseira utilizando elemento de viga (a) aplicação de força e (b) mapa de tensões	41
Figura 5.7 – Extensômetro do tipo PA-06-125BA-120-L da Excel Sensor	42
Figura 5.8 – Modelo de roseta retangular tripla a 0°- 45°- 90°	42
Figura 5.9 – Exemplo de roseta posicionada na superfície de um tubo	43
Figura 5.10 – Exemplos de rosetas e terminais colados nos tubos com fios soldados	43
Figura 5.11 – Coletor de dados ADS 2000 IP da Lynx	44
Figura 5.12 – Tela do software AqDados para a seleção de canais de leitura	45
Figura 5.13 – Calculadora de Shunt Cal da Lynx com parâmetros reais do cálculo	46
Figura 5.14 – Janela de configurações avançadas das entradas analógicas do coletor	47

Figura 5.15 – Leitor e laptop dispostos dentro da caixa acolchoada, já com os fios conectados	48
Figura 5.16 – Carro totalmente equipado e instrumentado	48
Figura 5.17 – Veículo erguido por cavaletes para a realização da calibração	49
Figura 5.18 – Janela de configurações das entradas analógicas do coletor com a execução de calibração	49
Figura 5.19 – Carro equipado e com piloto, pronto para a realização dos testes	50
Figura 4.1 – Deformações registradas por todos os canais durante o Teste Área Vermelha	53
Figura 6.1 – Curvas SN das Diversas Classes de Soldagem Normalizadas pelo IIW	62
Figura 7.1 – Representações do Gráfico de Biaxialidade (Caso A e Caso B)	63
Figura 7.2 – Gráfico de Biaxialidade da Roseta 3 no Teste de Queda	65
Figura 7.3 – Gráfico das Direções Principais da Roseta 3 no Teste de Queda	65
Figura 7.4 – Gráfico das Direções Principais da Roseta 5 no Teste Área Vermelha	65
Figura 7.5 – Pontos selecionados no código Racetrack para um filtro de 50 MPa	68
Figura 7.6 – Pontos selecionados no código Racetrack para um filtro de 10 MPa	68
Figura 7.7 – Representação gráfica dos pontos selecionados para a contagem Rainflow com filtro de 50 MPa	70
Figura 7.8 – Representação gráfica dos pontos selecionados para a contagem Rainflow com filtro de 10 MPa	71
Figura 7.9 – Curva de Wöhler construída para a estrutura a partir dos coeficientes B e C calculados para confiabilidade de 50%	73
Figura 7.10 – Curva de Wöhler construída para a estrutura a partir dos coeficientes B e C calculados para confiabilidade de 97,7%	74
Figura 7.11 – Classes de Solda segundo o IIW	74
Figura 7.12 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 50 segundo IIW	75
Figura 7.13 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 36 segundo IIW	76
Figura 7.14 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 50 segundo IIW com ajuste para confiabilidade de 50%	77
Figura 7.15 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 36 segundo IIW com ajuste para confiabilidade de 50%	78
Figura 7.16 – Histórico em Tensão de Mises da Roseta 6 no Teste Área Vermelha	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química do aço 4130 fornecido	18
Tabela 2 – Características dos tubos de aço 4130 fornecidos pelo fabricante (Vallourec)	19
Tabela 3 – Identificação das rosetas por localização e extensômetros por canais	44
Tabela 4 – Identificação dos Testes	52
Tabela 5 – Primeiros valores de deformação no Teste Zero	53
Tabela 6 – Coeficientes da curva de Wöhler segundo a IIW para confiabilidade 97,7%	61
Tabela 7 – Valores de ke em função da confiabilidade R e da dispersão V [1]	72
Tabela 8 – Coeficientes da curva de Wöhler segundo a IIW para confiabilidade 50%	76
Tabela 9 – Comparativo entre Tensões calculadas pela Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg Osgood para a Roseta 6	80
Tabela 10 – Danos calculados pelo Método SN para confiabilidade de 50%	81
Tabela 11 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 50 e confiabilidade de 50%	81
Tabela 12 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 36 e confiabilidade de 50%	81
Tabela 13 – Danos calculados pelo Método SN para confiabilidade de 97,7%	81
Tabela 14 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 50 e confiabilidade de 97,7%	81
Tabela 15 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 36 e confiabilidade de 97,7%	82
Tabela 16 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Método SN com confiabilidade de 50%	84
Tabela 17 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Solda de Classe 50 com confiabilidade de 50%	84
Tabela 18 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Solda de Classe 36 com confiabilidade de 50%	84

Tabela 19 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Método SN com confiabilidade de 97,7%	85
Tabela 20 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Solda de Classe 50 com confiabilidade de 97,7%	85
Tabela 21 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Solda de Classe 36 com confiabilidade de 97,7%	85

1 INTRODUÇÃO

Para contextualizar, a Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) organiza competições de baja em todo o país e mundo a fora, convidando as universidades a montarem equipes e participarem com seus protótipos de veículo. As equipes devem ser compostas por alunos que desenvolvem os protótipos desde o projeto até sua concepção e fabricação, sempre em busca de alcançar a melhor performance possível para passar por todas as provas da competição. Dentre elas, é possível citar a prova de segurança dinâmica, aceleração e retomada, tração, suspensão e tração e uma prova em específico, chamada enduro, que testa o projeto ao limite na medida em que, após terem sido aprovados em todas as outras etapas, os veículos percorrem um trajeto com diversos obstáculos durante 4 horas, configurando uma verdadeira prova de resistência. Então é comum presenciar a falha de componentes durante as provas, podendo algumas delas significar o fim da competição para uma equipe. Cabe aos participantes estarem preparados para este tipo de ocorrência e, se possível, consertar o problema ou levar o aprendizado para melhorias futuras no protótipo.



Figura 1.1 – Protótipo Naja ultrapassando um dos obstáculos na competição

1.1 Importância e Motivação

Um bom projeto deve levar em conta no seu dimensionamento as condições de operação do componente e, baseado nisso, definir os parâmetros que melhor atendam a estas necessidades ao mesmo tempo que favoreçam o desempenho. Mas, além disso, um bom projeto também precisa saber suas limitações e ter uma previsão de durabilidade e de que forma pode vir a falhar a fim de garantir segurança, possibilitando um plano de prevenção com manutenção e troca de peças, evitando acidentes e perda de recursos.

Assim, a escolha do tema deste trabalho foi motivada pela necessidade de entender melhor as características estruturais de um veículo do tipo baja e de condições de sua atuação, para então fornecer ferramentas que permitam prever o tempo de duração ou esforços máximos a que o protótipo poderia ser submetido e, partindo disso, poder futuramente evoluir o projeto, trazendo melhorias para a sua participação nas competições, além de torná-lo mais seguro e confiável.

1.2 Objetivos Gerais

Este trabalho tem como objetivo conseguir resultados concretos que indiquem as causas e os limites para a falha da estrutura tubular que compõe o chassi do protótipo de mini baja atual da equipe Reptiles. Tem-se o intuito de concluir se este componente é seguro ou apresenta previsão de falha perigosa dentro do tempo e formas de utilização do veículo, se está otimizado de forma correta ou superdimensionado, ou se é possível melhorar sua performance sem comprometer a integridade estrutural.

Como os carregamentos são dinâmicos e aleatórios, deseja-se obter informações reais de atuação do veículo com a realização de testes experimentais para a aquisição de dados. Assim, sendo possível uma análise mais completa e fidedigna.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Noções Gerais de Conceitos de Análise de Falhas

Para a realização deste trabalho, se faz necessária a revisão de alguns conceitos e equacionamentos importantes relacionados à mecânica dos sólidos e ao comportamento mecânico dos materiais, mais especificamente, na área de análise de falhas.

Os materiais possuem diversas propriedades que definem suas características estruturais, como limite de escoamento, limite de ruptura, limite de fadiga, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, ductilidade, tenacidade, dureza, resistência, resiliência, entre outras que serão importantes para entender como o material se comporta quando submetido a diferentes tipos de carregamento.

Um conceito muito importante que é base para a realização deste estudo é o de tensão mecânica (σ, τ) que é tida como a distribuição de esforços por unidade de área dentro de um corpo resistentes a carregamentos externos. Esses esforços podem ser normais, fletores, torçores e cisalhantes, gerando tração, compressão ou cisalhamento do material que resultam em deformação (ϵ, γ). Esta última pode ser definida como qualquer variação da forma ou das dimensões de um corpo devido à aplicação de uma força. Dependendo de como isto ocorre, as deformações podem ser elásticas, ou seja, o objeto volta à geometria inicial assim que para de receber atuação externa, ou plásticas, na qual as mudanças são permanentes.

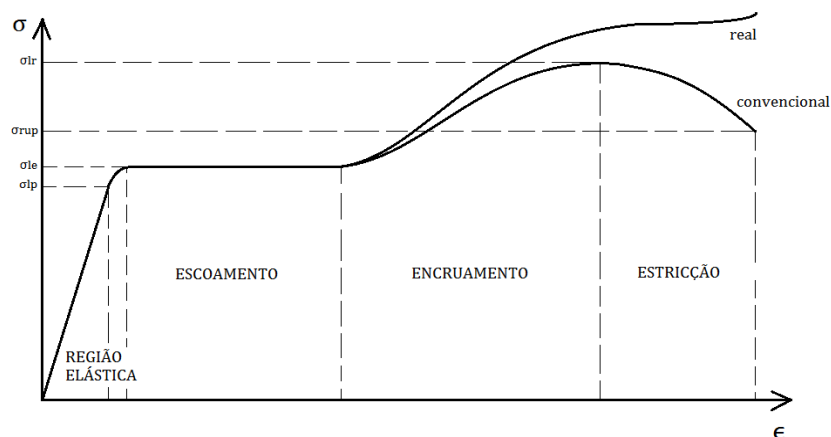


Figura 2.1 – Curva Tensão X Deformação Real e de Engenharia

O escoamento é um tipo de falha mecânica que ocorre quando um carregamento aplicado em um componente gera uma tensão na peça que ultrapassa o limite de escoamento do material e, assim, inicia uma deformação plástica, ou seja, uma mudança permanente na estrutura e geometria do objeto.

Porém, falar apenas em escoamento é desconsiderar o fato de que a maioria dos componentes mecânicos estão submetidos a carregamentos cíclicos, e que, por isso, estão sujeitos à falha por fadiga. Sendo assim, este é também um conceito muito importante a ser abordado, pois, diferentemente da falha citada anteriormente, neste caso o componente pode trincar e vir a fraturar sem nem mesmo ter ultrapassado o limite de escoamento do material, mas sim pela atuação repetida de uma força.

Existem ainda diversos outros tipos de falhas mecânicas que podem acometer uma peça, são elas: a fratura frágil, fluência, sobrecarga, flambagem, colapso plástico, corrosão, adesão, abrasão, erosão e etc. que resultam em quebra, distorção ou desgaste. Como se pode ver, existem muitas possibilidades, em todos os casos há a perda parcial ou total da funcionalidade do componente e, por isso, é importante investigar e entender quais dessas falhas podem representar um risco para o desenvolvimento de um projeto. [1]

2.2 Noções Gerais do Componente de Estudo

A gaiola, como é chamado o chassi do veículo, é uma das partes mais importantes do protótipo, pois é ela quem protege o motorista e alguns componentes importantes (como o motor por exemplo), também é nela que ficam posicionados os demais elementos e ancorada a suspensão.

Sendo assim, para a sua fabricação, existe uma série de normas e restrições estipuladas pela SAE que devem ser seguidas [2]. A gaiola deve ser uma estrutura composta de aço tubular. Na Figura 2.2 estão representados os tubos básicos exigidos.

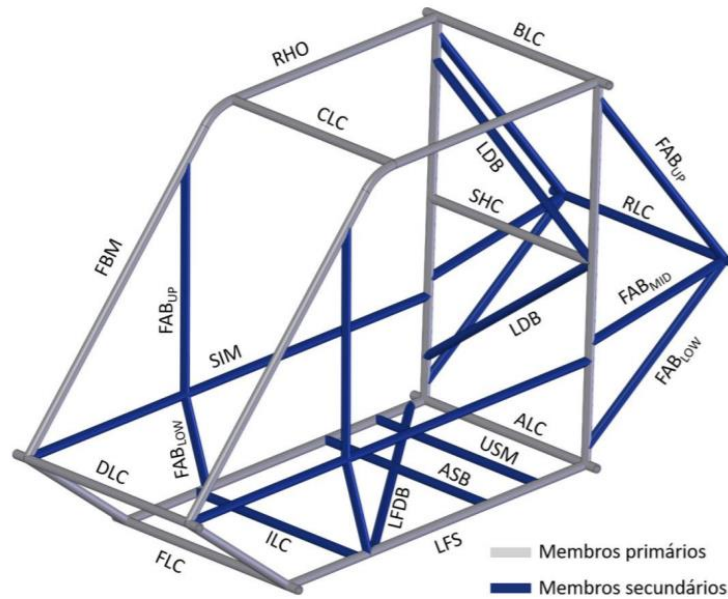


Figura 2.2 – Membros da Gaiola de Proteção segundo o RATBSB da SAE

Os membros primários, ilustrados em cinza, devem ser tubos de aço com uma composição mínima de 0,18% de carbono, diâmetro externo a partir de 25,4 mm (1 in) e menor espessura de parede possível sendo 3,05 mm. Ou, ainda, pode-se utilizar um perfil de aço que possua rigidez e resistência à flexão superiores ao equivalente do tubo já mencionado, mantendo a composição de carbono igual ou maior, com espessura de parede mínima de 1,57 mm. Assim, optou-se por utilizar tubos de aço SAE 4130 com 31,75 mm (1 ¼ in) de diâmetro externo e 1,6 mm de parede.

Os membros secundários, ilustrados em azul, precisam ser tubos de aço também com uma composição mínima de 0,18% de carbono, diâmetro externo mínimo de 25,4 mm (1 in) e menor espessura de parede sendo 0,89 mm. Neste caso, os tubos escolhidos também foram de aço SAE 4130 com 25,4 mm (1 in) de diâmetro externo e 0,9 mm para a espessura de parede.

O chassi do veículo em questão, assim como os demais, está sujeito a carregamentos aleatórios que são gerados pela leitura do terreno percorrido. Cada terreno, cada movimentação do protótipo, gera impactos diferentes na estrutura, que variam de acordo com a irregularidade do solo, geometria dos obstáculos a serem ultrapassados, velocidade, direcionamento das rodas, etc. O diferencial do Mini Baja é o fato de que o projeto é destinado a situações fora de estrada, na qual o veículo precisa ser capaz de ultrapassar terrenos sinuosos e com vários obstáculos, ou seja, tende a sofrer maiores impactos advindos da suspensão.

3 METODOLOGIA

Segundo Castro e Meggiolaro [1], o melhor método para realizar a análise de um componente que está sujeito à fadiga é descrito pela corrente da previsão do comportamento à fadiga, ilustrado na Figura 3.1.

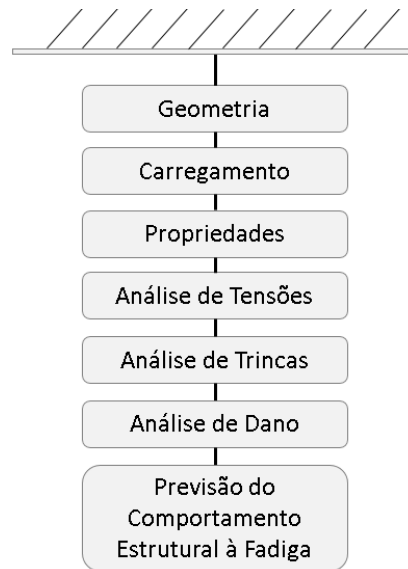


Figura 3.1 – Corrente de Previsão do Comportamento à Fadiga [1]

Os 3 primeiros elos são geometria da peça, carregamento sofrido por ela e propriedades do material que a compõe. Estas informações são adquiridas através da observação, de referências na literatura e de experimentos realizados. Os elos seguintes são calculados de forma analítica ou computacional (utilizando simulações a base de métodos numéricos como elementos finitos, por exemplo). É importante ressaltar que, tanto a parte empírica quanto o cálculo acadêmico não se substituem, ambos são necessários e devem ser precisos para que não prejudiquem o resultado final da análise. Assim, o estudo aqui presente se baseia nestas considerações para prever de forma coerente a vida do protótipo.

3.1 Geometria

A geometria da gaiola, como já foi mencionado, é formada por uma junção de tubos que seguem as normas do regulamento RATBSB [2] com alguma liberdade de posicionamento, angulação e espessura.

Foi desenvolvido um modelo 3D no *software* SolidWorks que representa a estrutura e que pode ser utilizado como referência para consulta e em simulações computacionais (Figura 3.2).

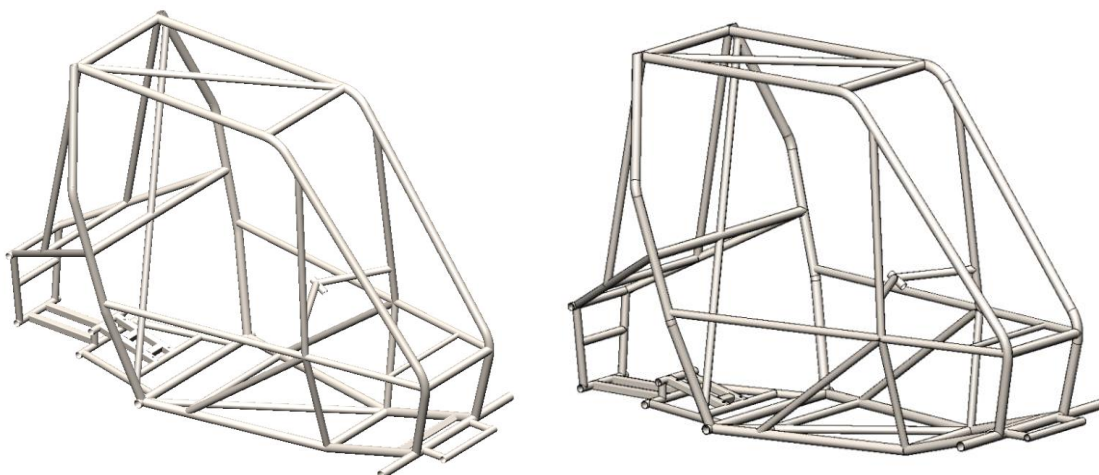


Figura 3.2 – Modelo de geometria da Gaiola desenvolvido no SolidWorks

Salvo pequenos erros de fabricação, que são difíceis de quantificar, tanto o modelo quanto o chassi construído possuem a mesma geometria.

3.2 Carregamento

A obtenção dos carregamentos é a parte mais complexa e uma das mais importantes neste estudo. Para isso, foi realizado um experimento com o veículo instrumentado e em movimento a fim de que fosse possível obter um histórico de carregamentos ou, no caso, deformações que o protótipo sofre ao longo de um percurso que simula a realidade das competições. O teste em si será explicado na íntegra mais adiante.

3.3 Propriedades

Os tubos que compõe a estrutura são feitos de o aço SAE 4130, chamado aço cromo-molibdênio. Na Tabela 1 encontra-se sua composição química:

Tabela 1 – Composição química do aço 4130 fornecido

Composição Química dos tubos de Aço SAE 4130 utilizados no protótipo [%]												
C	Mn	Cr	Al	Si	P	S	Mo	Ni	Cu	V	Nb	Ti
0,300	0,510	0,940	0,029	0,190	0,007	0,001	0,210	0,020	0,010	0,002	0,002	0,001

O fornecedor e fabricante dos tubos é a empresa Vallourec. A empresa realiza a fabricação através do processo de trefilação à frio, com um posterior tratamento térmico para alívio de tensões (BKS). Na Tabela 2 a seguir estão demonstradas as propriedades para cada dimensão de tubo que foi fornecida à equipe para a construção do protótipo.

Tabela 2 – Características dos tubos de aço 4130 fornecidos pelo fabricante (Vallourec)

Material	Dimensões	Estado de Fornecimento	Limite de Escoamento [MPa]	Alongamento [%]	Resistência à Tração [MPa]	Dureza Rockwell B [HRB]
4130	31,75 mm X 28,55 mm X 1,60 mm	BKS (Tratamento Térmico final de alívio de tensões)	566	18	705	98-100
4130	25,40 mm X 23,60 mm X 0,90 mm	BKS (Tratamento Térmico final de alívio de tensões)	691	17	728	96-98
4130	19,05 mm X 16,55 mm X 1,25 mm	BKS (Tratamento Térmico final de alívio de tensões)	764,5	22,5	850	97-100

Os tubos em questão não possuem costura e a solda utilizada para uni-los foi do tipo TIG.

3.4 Análise de tensões, trincas e danos

Para esta análise, utilizou-se do conhecimento acadêmico de engenharia mecânica, que será explicitado ao longo deste estudo, além da utilização dos softwares EXCEL e MATLAB para a execução dos cálculos matemáticos e obtenção de gráficos. Por fim, obtém-se a previsão de comportamento à fadiga.

4 ANÁLISES COMPUTACIONAIS

Com o auxílio do software de simulação computacional Ansys, foram realizadas diversas análises estruturais para averiguar os valores e locais das tensões máximas a que a estrutura poderia estar submetida em diferentes situações críticas de atuação do veículo.

4.1 Elementos finitos

O método de elementos finitos é utilizado na maioria dos softwares de simulação computacional estrutural. Esta técnica tem como base o princípio da discretização, subdividindo da geometria a ser analisada em geometrias menores, as quais chamamos de elementos. Assim, problemas grandes e complexos são também divididos em problemas menores e mais simples, o que possibilita à máquina realizar os cálculos individuais com eficiência e resolver o problema maior pela junção da resolução dos problemas menores. No entanto, a solução das equações matemáticas que regem o comportamento físico jamais será exata, mas sim aproximada por este método numérico.

Os elementos, diferentemente da estrutura complexa, possuem comportamento bem definido e podem apresentar diferentes formatos (triangular, piramidal, cilíndrico, cúbico e etc.) dependendo do problema e da geometria apresentados. Cada um dos elementos finitos se conecta ao outro através dos chamados nós ou pontos nodais de sua forma. São também estes pontos que realizam o papel de transferir o resultado de um elemento para o outro. Denomina-se malha o conjunto de todos os nós e elementos de uma estrutura. [6]

Como se está lidando com um método numérico, sabe-se que a sua precisão varia de acordo com a quantidade de subdivisões que compõem a malha, ou seja, quanto mais nós e mais elementos, mais próximo da realidade será o resultado calculado. Assim, o que se chama de “refinamento de malha” é muito importante no preparo das simulações.

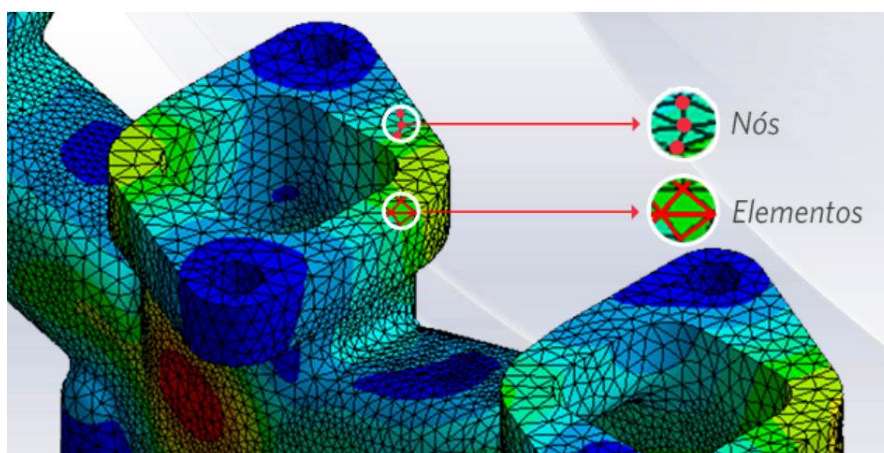


Figura 4.1 – Representação de malha em uma simulação de elementos finitos [6]

4.2 Geometria

Como já foi mencionado, desenvolveu-se um modelo da estrutura em 3D através do software SolidWorks. Foram incluídos neste modelo as orelhas, ou pontos de ancoragem da suspensão do veículo que são soldadas no chassi. Isto inclui as conexões com amortecedores e braços da suspensão que serão de suma importância para a aplicação das restrições e carregamentos.

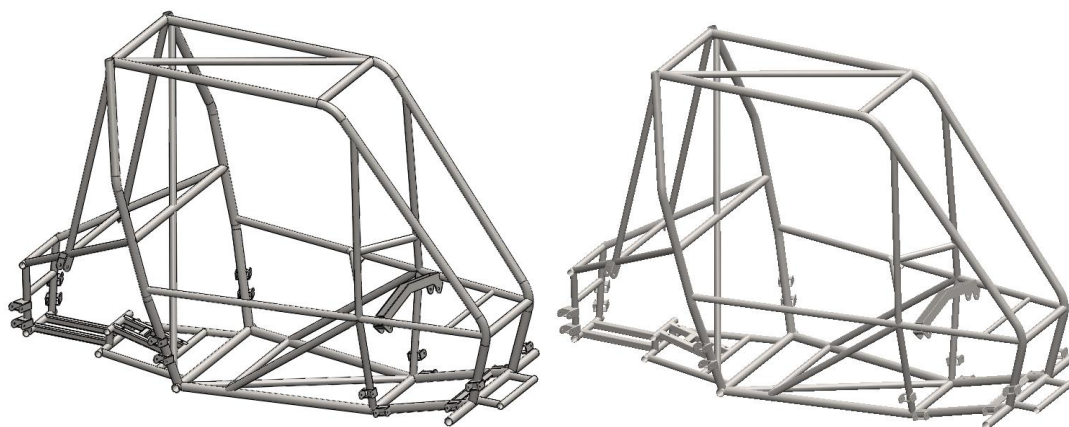


Figura 4.2 – Modelo da gaiola com pontos de ancoragem desenvolvido no SolidWorks

O modelo foi então transferido para a área de design do Ansys, o Space Claim, onde foram reparados alguns detalhes da estrutura na intenção de torná-la menos complexa e mais apta à simulação. Além disso, todas as geometrias (tubos e orelhas) foram unificadas em um único sólido, o que diminui o esforço computacional em termos de conexões e continua sendo uma boa aproximação visto que todos os corpos foram soldados uns nos outros. É importante dizer que, para estas simulações, não serão considerados os efeitos da solda sob as junções dos componentes, que pode apresentar tensões residuais e gerar concentradores de tensão.

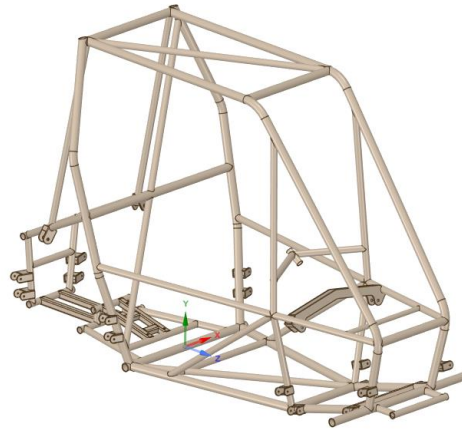


Figura 4.3 – Modelo da gaiola com pontos de ancoragem adaptado no Space Claim

Na Figura 4.3 também estão representadas as coordenadas do modelo que serão utilizadas nas análises. O eixo x está relacionado com a largura, o y está na direção da altura e z indica o comprimento, sendo a origem localizada no meio do tubo ALC.

4.3 Malha

Para construção da malha de uma gaiola de baja, muitos estudos utilizam a hipótese de que todos os tubos da gaiola se comportam como vigas simples, ou seja, possuem uma razão entre diâmetro e comprimento menor que 1/10 e sofrem essencialmente carregamentos perpendiculares ou momentos fletores. Esta é uma hipótese razoável, porém ela desconsidera a atuação de momentos torçores na estrutura, o que se deseja incluir neste caso, pois observações demonstraram que este esforço pode ter uma presença significativa na estrutura de estudo. No software Ansys existem alguns tipos de elementos de viga, sendo duas as teorias principais que os regem: Bernoulli e Timoshenko. Ambos possuem todos os graus de liberdade de translação e rotação e realizam uma simplificação da geometria para duas dimensões. Pela teoria de Bernoulli (elementos BEAM3 / BEAM4) as tensões cisalhantes não são calculadas, somente de acordo com a teoria de Timoshenko (elementos BEAM188 / BEAM189). A desconsideração do cisalhamento também leva a um comportamento mais rígido da estrutura no caso de Bernoulli. Assim, ao optar por uma análise com hipótese de viga, é importante estar atento para a escolha do elemento, aqui se optou pelo BEAM188. [12]

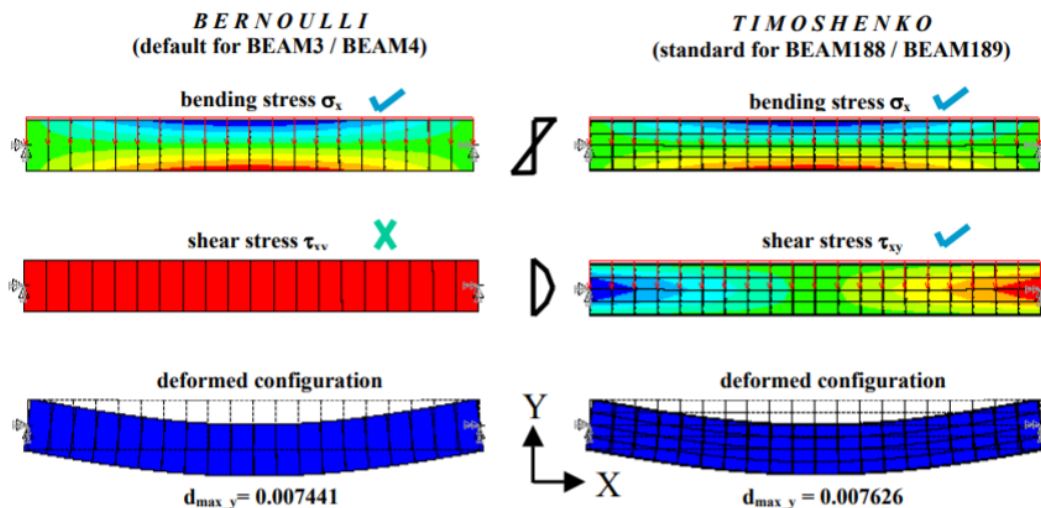


Figura 4.4 – Resultados de simulações usando elementos de viga de Bernoulli e Timoshenko [12]

Ainda assim, o elemento de viga é mais indicado quando há somente flexão. Outra questão que deve ser levada em conta são os locais de aplicação de força e restrições. No caso da escolha destes elementos, a estrutura seria representada somente pelas linhas de centro dos tubos e os locais seriam aproximados por pontos.

No caso de se optar por elementos sólidos, eles abrangeriam tanto a estrutura tubular quanto os elementos de união com a suspensão, as orelhas, que possuem geometrias irregulares e não podem ser aproximados como vigas. Estes possuem as 3 dimensões, todos os graus de liberdade de translação e consideram todos os tipos de carregamento. Os elementos SOLID186 / SOLID187 utilizam solução quadrática e são os que melhor representam geometrias irregulares.

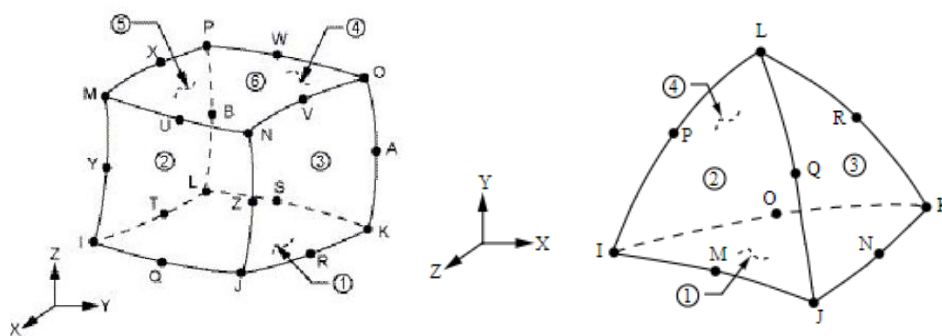


Figura 4.5 – Geometria e nós dos elementos (a) SOLID 186 (b) SOLID 187

Assim, foram realizados estudos tanto utilizando o elemento BEAM188, quanto o elemento SOLID187. Para as vigas o tamanho do elemento foi escolhido como 10 mm, obtendo-se 3094 elementos com 6148 nós na estrutura. Foi definido um valor de 20 mm para o tamanho médio dos elementos sólidos com diminuição gradual nas extremidades e uniões da estrutura e em locais onde o chassi gera cantos angulados. Dessa forma, foi alcançado um número de 421311 elementos e 842156 nós, muito superior às quantidades do primeiro caso. A Figura 4.6 demonstra o aspecto das malhas geradas:

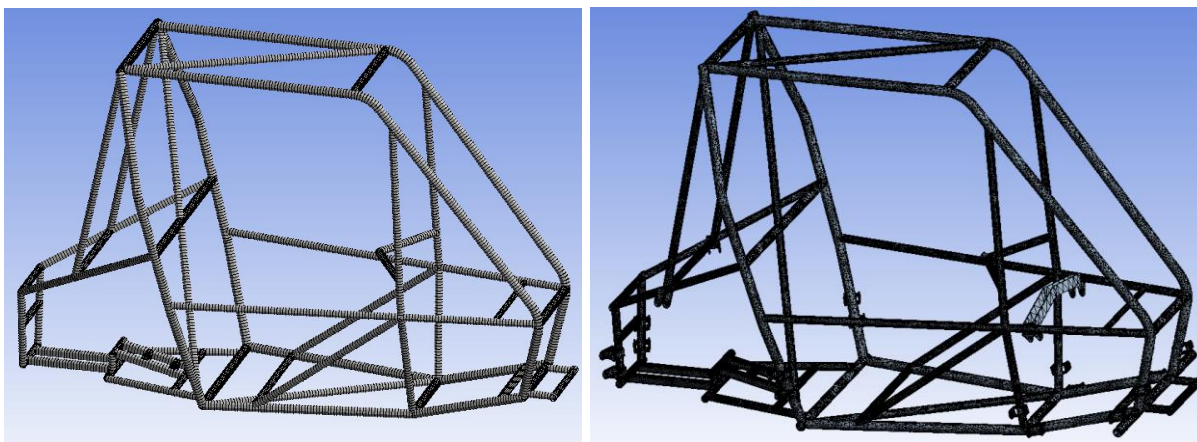


Figura 4.6 – Representação da malha gerada com elementos (a) de viga (b) de sólido

Embora ambas as escolhas sejam válidas, decidiu-se trabalhar com aquela que mais se aproxima à realidade, com a presença das orelhas e uma quantidade de nós bastante elevada para o cálculo com maior precisão.

4.4 Definição das condições críticas

O protótipo, como já foi explicado, é desenvolvido para percorrer terrenos “off-road” que, por definição, são terrenos mais irregulares, podendo ter diversos obstáculos no caminho. Assim, é preciso pensar em condições extremas às quais o veículo possa estar submetido nestas situações. Isto envolve a possibilidade de choques frontais ou laterais, quedas, capotamentos, além do fato de que a suspensão estará sendo sempre mais exigida do que em uma estrada que tende a ser mais plana.

4.5 Tipo de simulação

Pode-se perceber que, todos os casos citados representam situações dinâmicas de atuação do veículo. No entanto, simulações dinâmicas trazem um esforço computacional muito grande à medida que incluem equações não lineares ao sistema. Isto torna a resolução muito mais lenta e, por vezes, inviável dependendo das características de memória e processador da máquina que se utiliza. Portanto, foram realizadas simulações estáticas com hipóteses que a aproximam de uma situação dinâmica. Nestes casos, deve-se sempre escolher o momento mais crítico para analisar, como se fosse tirada uma foto no tempo t onde as cargas são as maiores possíveis, sendo as condições piores.

4.6 Carregamento

Existem algumas normas que fornecem as cargas dinâmicas de veículos representadas como uma multiplicação do peso próprio para análises estáticas. Porém, a maioria dos estudos disponíveis é realizada para carros de passeio, ônibus ou caminhões, tendo pouca similaridade ou aplicação em baixas. Assim, optou-se por definir alguns dos carregamentos a partir do cálculo de impulso, baseado na velocidade e duração do impacto, seguindo a equação de impulso e conservação da quantidade de movimento:

$$I = \int F_I dt = \int m dv; \quad F_I = \frac{m \Delta v}{\Delta t} \quad (1)$$

Onde,

F_I : Força de Impacto

m : Massa do veículo com piloto

Δt : Tempo de duração do Impacto

$\Delta v = v_i - v_f$: Variação da velocidade inicial para a velocidade final do Impacto

A velocidade inicial foi definida como sendo a máxima para cada situação e considerando-se nula a velocidade final, que representaria o fim do impacto. A massa é referente ao valor do conjunto de veículo e piloto, tendo o protótipo 180 kg e o piloto uma média de 70 kg, totalizando 250 kg. O tempo de impacto escolhido foi

de 0,2 segundos, retirado de um artigo que analisa choques de veículos em postes [7].

Para os casos onde não há colisões, somente o trabalho da suspensão, foram utilizados ensaios de compressão rápida dos amortecedores para obter as forças de entrada máximas.

4.7 Condições de contorno ou restrições

Em todas as situações analisadas as fixações foram impostas nas orelhas que fazem a conexão com os braços da suspensão, pois são estes os locais que poderiam travar o movimento da gaiola em um impacto ou aplicação de carregamento. Pensando em um caso real, ao sofrer um impacto, o terreno travaria o movimento dos pneus através do atrito, travando toda a roda e também o movimento das balanças de suspensão, que possuem um ângulo máximo de atuação.

Primeiramente fixaram-se apenas os furos das orelhas que, de fato, são a conexão entre a gaiola e a suspensão, porém, análises preliminares demonstraram que, em alguns casos, as tensões estariam muito concentradas nestes furos, o que atrapalharia a leitura dos valores de tensão da gaiola, que é o elemento que, de fato, se deseja analisar.

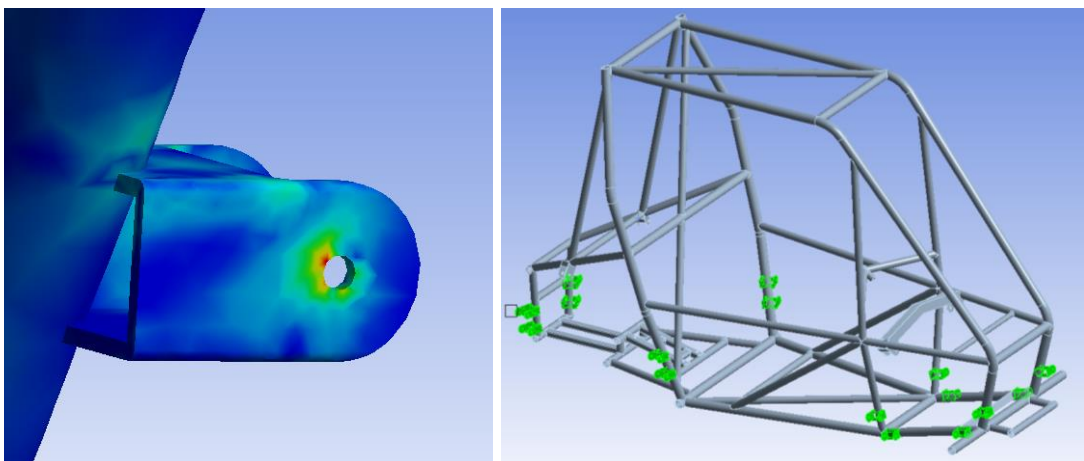


Figura 4.7 – (a) Concentração de tensão quando a fixação foi aplicada nos furos das orelhas sendo vermelho o maior valor de tensão e (b) Representação dos locais de fixação

4.8 Simulação de compressão traseira dos amortecedores

Para representar os carregamentos sofridos na passagem de obstáculos ou quedas do veículo somente no eixo traseiro, as forças foram aplicadas nas ancoragens dos amortecedores. O direcionamento desta carga foi obtido através de medições do posicionamento do amortecedor do veículo no SolidWorks e considerou-se uma situação de “Bump”, equivalente à máxima compressão dos amortecedores, na qual o carro estaria mais baixo possível, ou a suspensão mais elevada. A Figura 4.8 demonstra as angulações em cada plano (xy, xz e yz) através de visualizações do modelo do veículo no *SolidWorks®*. A magnitude das forças, por sua vez, foi retirada de um ensaio de compressão do amortecedor utilizado no veículo. A maior força obtida foi 7200 N na direção do amortecedor.

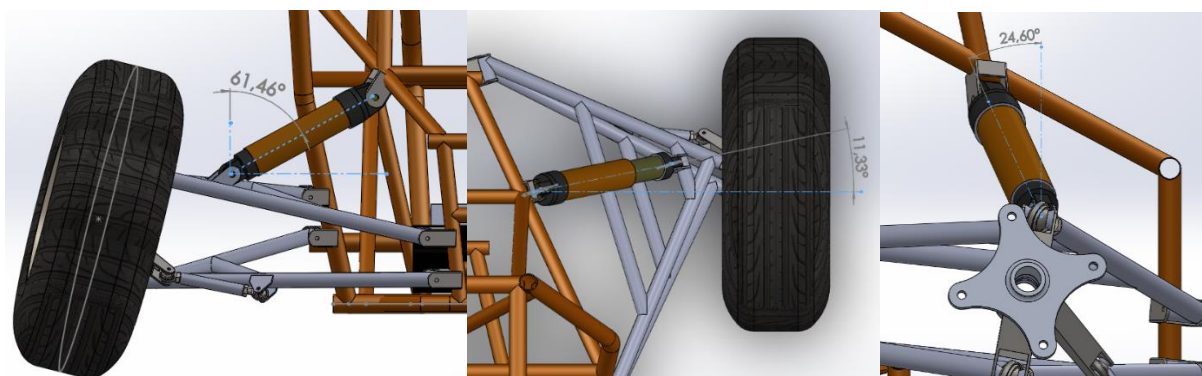


Figura 4.8 – Angulações do amortecedor traseiro em compressão máxima nos planos xy, xz e yz em relação aos eixos y, x e y respectivamente.

Assim, foi realizada uma decomposição da força em cada eixo, utilizando as angulações fornecidas para que fosse possível aplicá-la na direção correta nos furos das orelhas de ancoragem dos amortecedores traseiros de cada lado. A seguir está a representação de carregamentos, fixações e tensões no modelo:

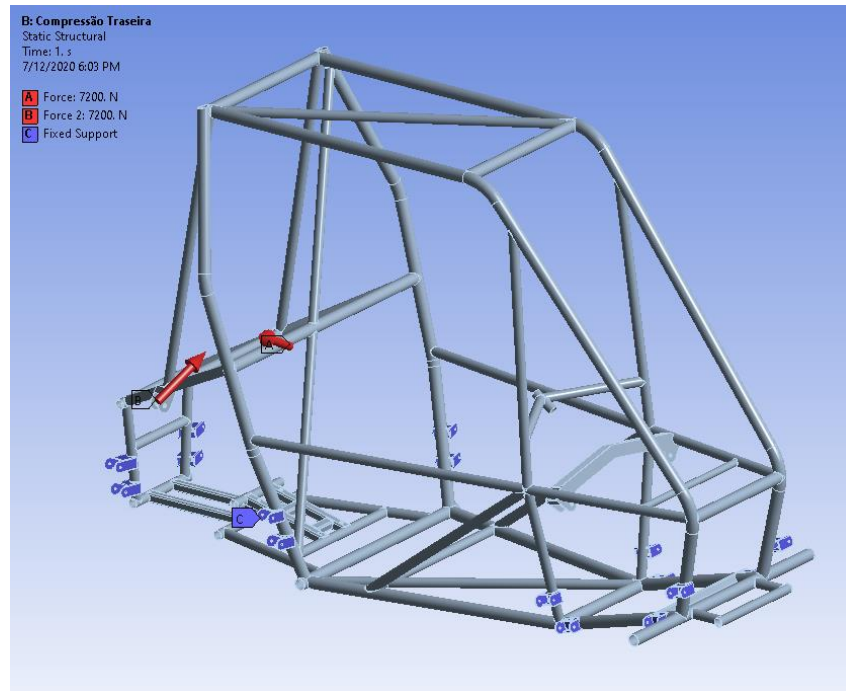


Figura 4.9 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de compressão traseira dos amortecedores

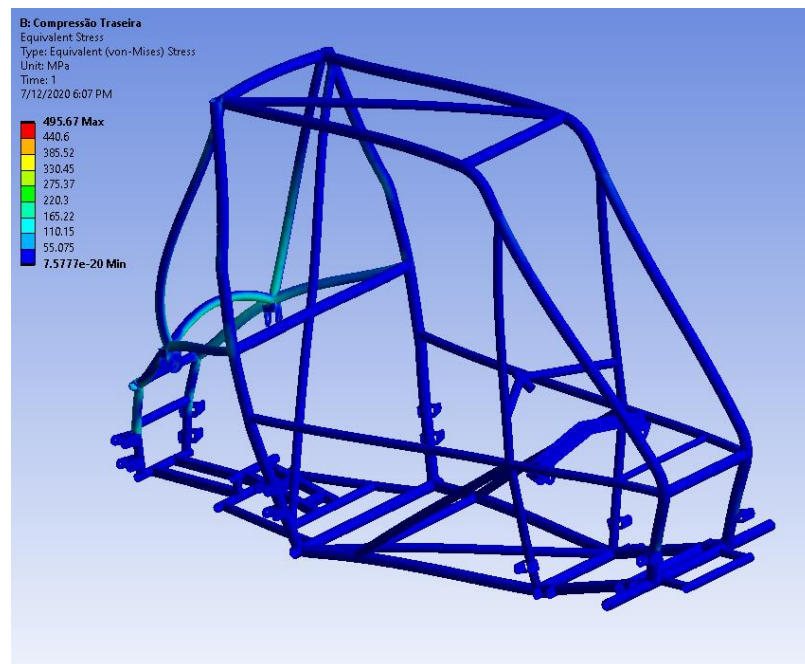


Figura 4.10 – Mapa de tensões da simulação de compressão traseira dos amortecedores com escala de deformação aumentada

4.9 Simulação de compressão dianteira dos amortecedores

Para a compressão dianteira, foi utilizada a mesma lógica do último tópico. A força foi aplicada na direção dos amortecedores dianteiros, assumindo-se uma

situação de “Bump” dianteiro, ou máxima compressão destes amortecedores. A Figura 4.11 demonstra os ângulos obtidos em cada plano (xy, xz e yz) através do modelo do veículo no *SolidWorks®*. A magnitude das forças também foi retirada de um ensaio de compressão, dessa vez atingindo um máximo de 2800 N.

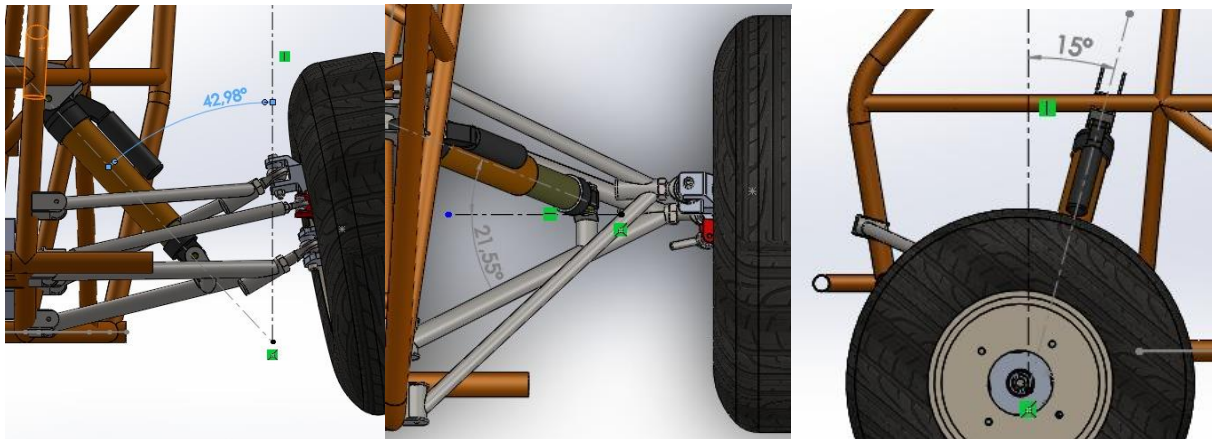


Figura 4.11 – Angulações do amortecedor dianteiro em compressão máxima nos planos xy, xz e yz em relação aos eixos y, x e y respectivamente.

Novamente, realizou-se a decomposição da força de compressão em cada eixo, utilizando as angulações da Figura 4.11 e então os carregamentos, foram aplicados nos pontos de ancoragem dos amortecedores dianteiros.

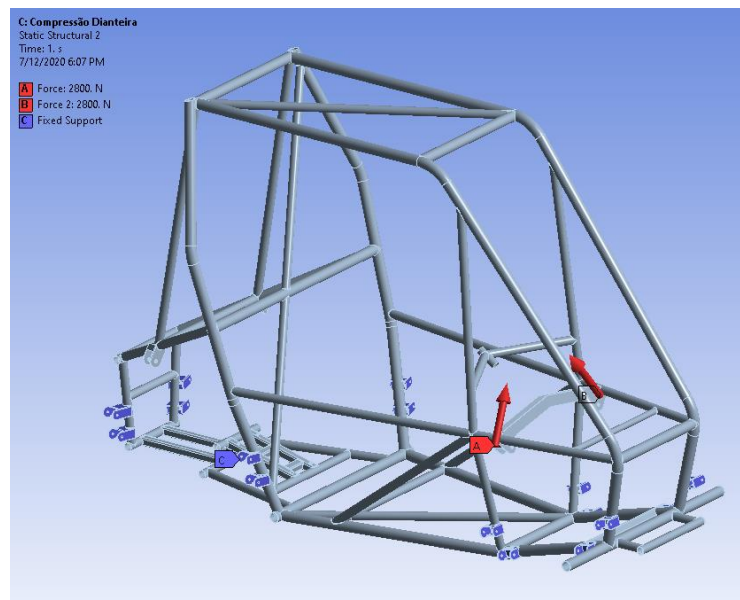


Figura 4.12 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de compressão traseira dos amortecedores

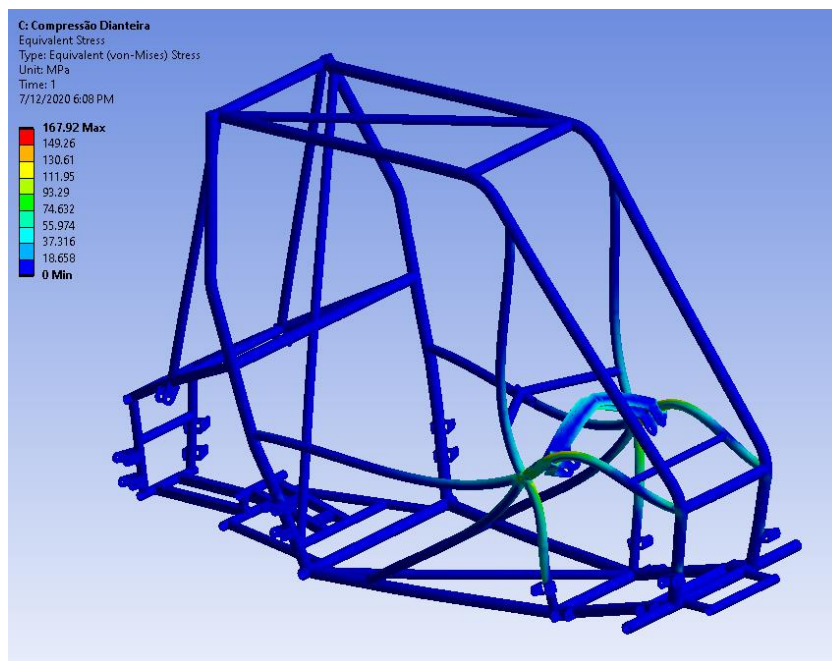


Figura 4.13 – Mapa de tensões da simulação de compressão traseira dos amortecedores com escala de deformação aumentada

4.10 Simulação de impacto frontal

Para a simulação de impacto frontal, assumiu-se uma velocidade máxima de 50 km/h, o equivalente a 13,9 m/s, visto que, em terra, o veículo atingiu uma velocidade máxima de 46 km/h em testes. Portanto, utilizando-se a Eq. (1) obteve-se uma força de impacto de 17361 N.

$$F_I = \frac{m\Delta v}{\Delta t} = \frac{250 * 13,9}{0,2} = 17361,1 N$$

A força foi aplicada nos tubos mais projetados da dianteira (DLC e final do RHO) no sentido negativo do eixo z ($-z$), excluindo-se o ponto de reboque da análise para que a tensão não fosse toda concentrada nele. Verifica-se que, em um caso real, seria mais provável que o ponto de reboque absorvesse a maior parte do impacto, atuando como um para-choque e escoando dependendo da magnitude da força aplicada. Desta forma, ele protegeria todo o resto da estrutura. Porém, neste caso, deseja-se analisar o resultado de um impacto frontal na gaiola como um todo, por isso optou-se por deixar o ponto de reboque de fora da análise.

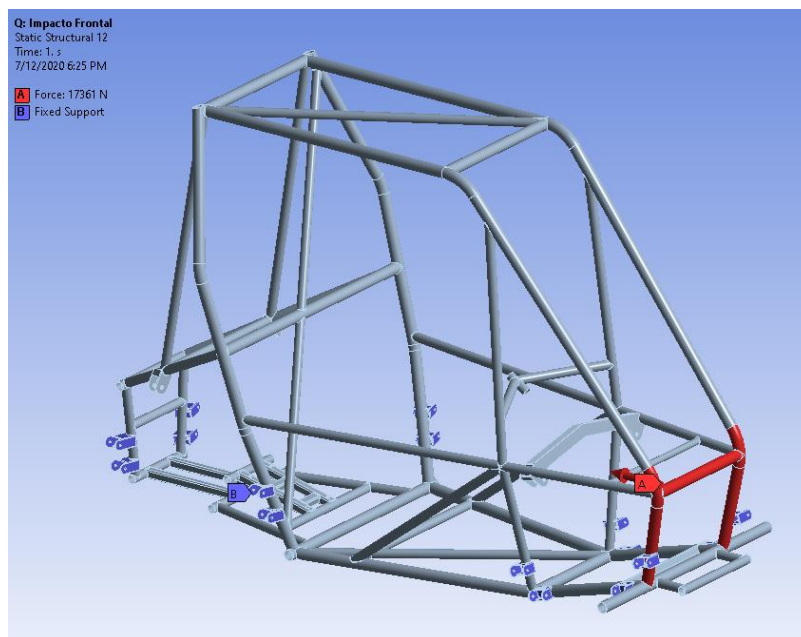


Figura 4.14 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de impacto frontal

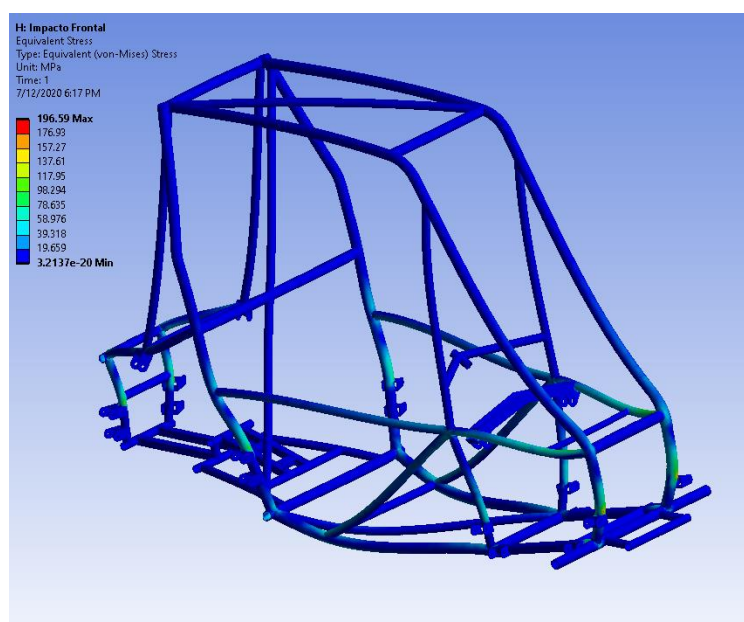


Figura 4.15 – Mapa de tensões da simulação de impacto frontal com escala de deformação aumentada

4.11 Simulação de Impacto Lateral

Para a simulação de impacto lateral, assumiu-se uma velocidade máxima de 30 km/h, ou aproximadamente 8,33 m/s. Portanto, utilizando-se a Eq. (1) obteve-se uma força de impacto de 10417 N.

$$F_l = \frac{m\Delta v}{\Delta t} = \frac{250 * 8,33}{0,2} = 10416,7 \text{ N}$$

A aplicação foi feita nos tubos laterais (SIM e RHO) no sentido positivo de x.

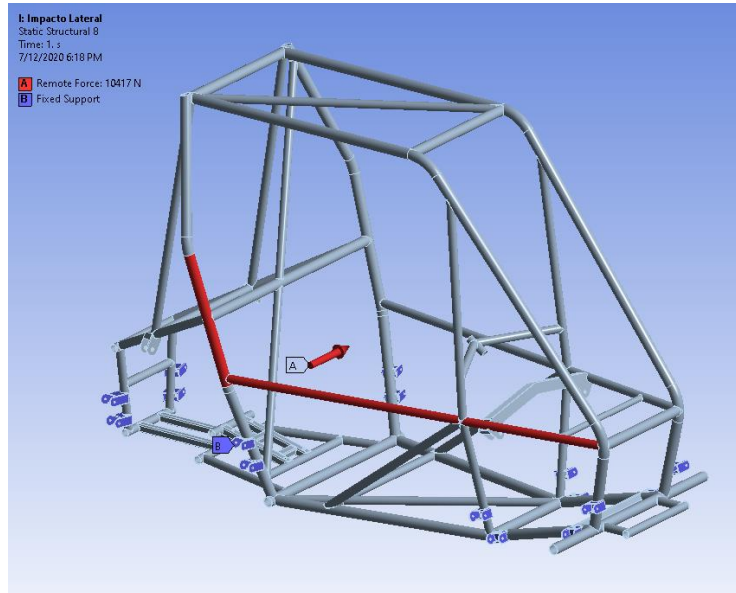


Figura 4.16 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de impacto lateral

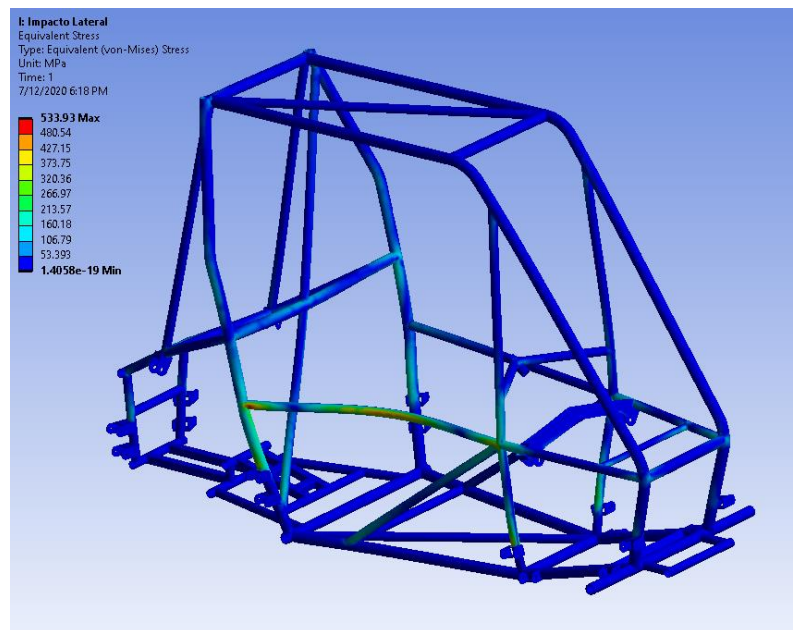


Figura 4.17 – Mapa de tensões da simulação de impacto frontal com escala de deformação aumentada

4.12 Simulação de queda vertical

Para este caso, estipulou-se uma altura de 2 m de queda, que é bem alta e pouco provável para um ambiente de competição. A velocidade de colisão com o solo foi calculada através da equação de Torricelli:

$$v = \sqrt{2gh} \quad (2)$$
$$v = \sqrt{2 * 10 * 2} \cong 6,3 \text{ m/s}$$

Com essa velocidade, a força de impacto vertical seria o equivalente a 7905,7 N na direção vertical, no sentido positivo do eixo y:

$$F_I = \frac{m\Delta v}{\Delta t} = \frac{250 * 6,3}{0,2} = 7905,7 \text{ N}$$

Como o impacto com o solo seria transmitido através dos amortecedores, dividiu-se a força pelos quatro pontos de ancoragem e, em cada um deles, foi realizada a projeção de acordo com os ângulos de compressão máxima. Vale ressaltar que, neste caso, o amortecimento está sendo desconsiderado e o amortecedor atua apenas como elemento transmissor de carregamento.

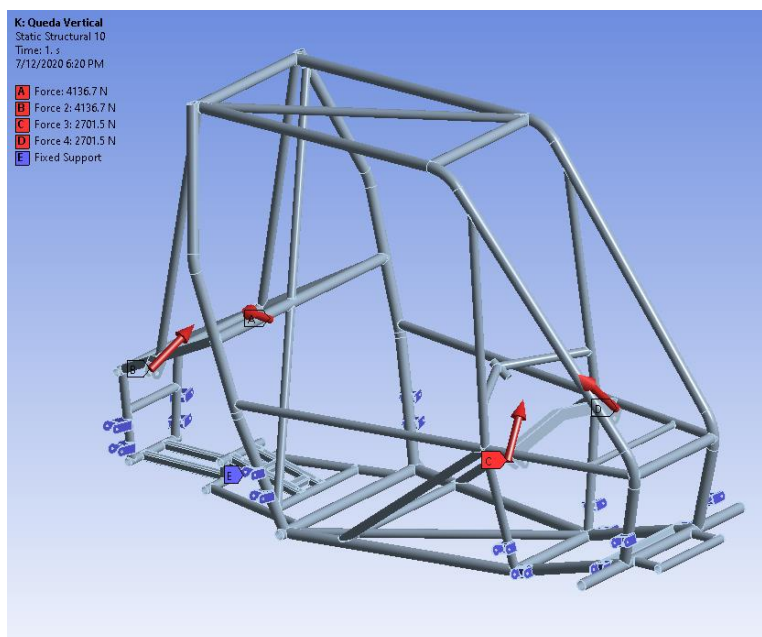


Figura 4.18 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de queda vertical

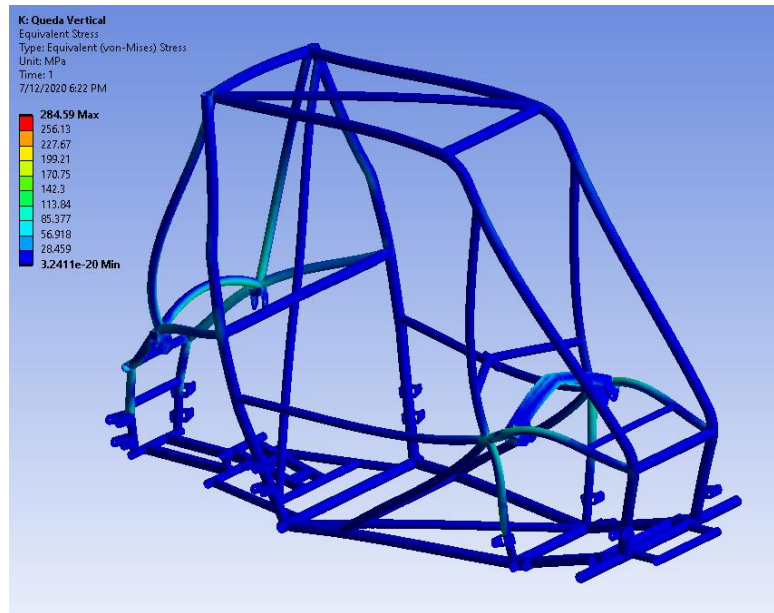


Figura 4.19 – Mapa de tensões da simulação de queda vertical com escala de deformação aumentada

4.13 Simulação de capotamento

Uma situação de capotamento é mais complicada de prever e tentar replicar em uma simulação, podendo variar muito a forma como o carro atinge o solo. Assim, optou-se por simular um capotamento no qual a colisão ocorreria de forma vertical com o teto do veículo. Novamente representou-se uma queda de 2 metros de altura, dessa vez, no entanto, com a aplicação de força nos tubos da parte de cima, com a magnitude de 7905,7 N, no sentido negativo do eixo y.

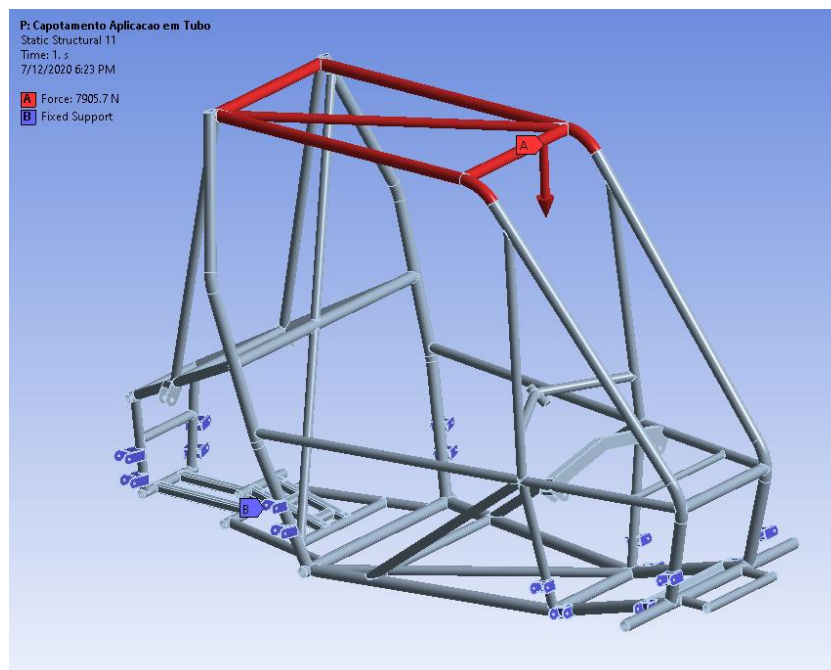


Figura 4.20 – Aplicação de forças (em vermelho) e fixações (em roxo) na simulação de capotamento

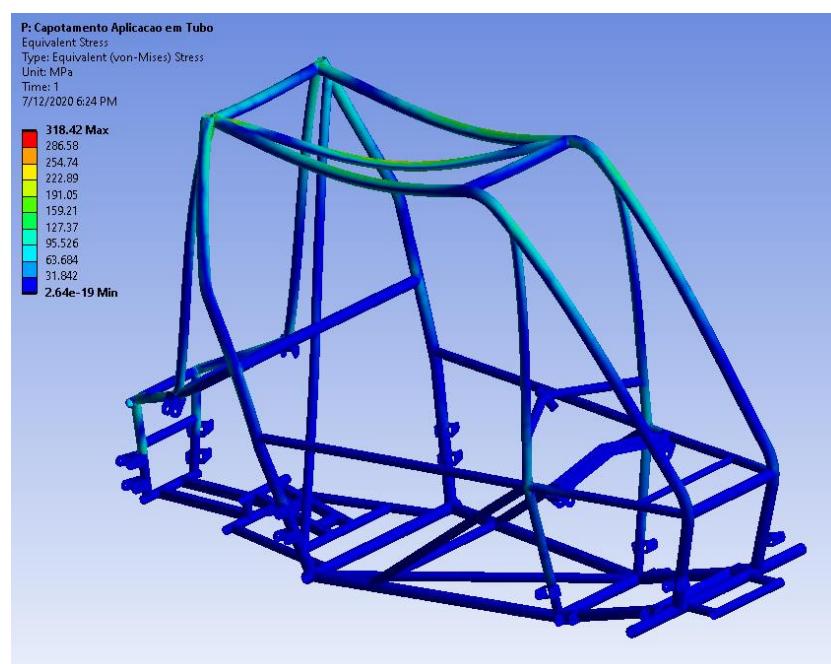


Figura 4.21 – Mapa de tensões da simulação de queda vertical com escala de deformação aumentada

4.14 Análise de resultados

Com os valores de tensões máximas obtidos através das simulações e, tendo em vista o limite de escoamento mínimo do aço SAE 4130 utilizado nos tubos (566

MPa), verifica-se que, em nenhum dos casos analisados haveria falha por escoamento da estrutura, ou seja, todas as tensões máximas estavam abaixo deste limite. O resultado é satisfatório, porém, deve-se estar atento às hipóteses que foram adotadas e entender que nenhuma delas é absoluta. Além disso, o escoamento não é o único modo de falha que se deve analisar para uma estrutura que recebe carregamentos repetidamente e, alguns deles, de forma cíclica. Para realizar uma análise mais profunda, que leva em conta a vida à fadiga da estrutura, as simulações de queda e de compressão traseira e dianteira dos amortecedores, ou qualquer outra simulação de impactos na suspensão, serão de grande importância. Isso porque, ainda que de forma estática e com a aplicação de carregamentos teóricos, obtém-se um mapa de tensões na estrutura que mostra os locais mais afetados, onde houve maior concentração de tensões, no chassi com o trabalho da suspensão.

5 EXPERIMENTO

Após a realização das análises computacionais, simulando compressão dianteira e traseira dos amortecedores, o que seria similar a qualquer situação de deslocamento do veículo, principalmente na passagem por obstáculos, foram definidos os locais para a aquisição de dados. Esta aquisição é o que irá fornecer informações mais completas sobre o comportamento do chassi do veículo em uma situação dinâmica e real, abrindo caminho para o cálculo de vida útil do protótipo.

5.1 Motivação

Os estudos estruturais analíticos ou virtuais muitas vezes se utilizam de valores estimados para a aplicação de carregamentos. Isso acontece pois, assim como o caso aqui observado, em diversas situações é difícil calcular um valor para as forças de entrada, principalmente em situações dinâmicas. É necessário criar modelagens de comportamento e, assim mesmo, os valores não são exatos. Por isso, falhas por sobrecarga ou fadiga antes do desejado podem vir a ocorrer, conseqüentes da determinação equivocada das cargas atuantes e parâmetros de projeto. Esta situação é diversas vezes contornada com a adição de fatores de segurança nos cálculos, os quais podem ser traduzidos em maiores espessuras, mudanças de material ou tratamentos térmicos para o componente em questão.

Por outro lado, a indústria e o mercado atual exigem cada vez mais qualidade e confiabilidade para os produtos ao mesmo tempo em que buscam por menores pesos e preços. Então, surge a necessidade de recriar e avaliar os componentes em situações reais, de forma a obter valores verídicos de entrada para os cálculos, tornando-os mais precisos, o que permite escolhas mais livres e melhor embasadas para os parâmetros de um projeto e é capaz de fornecer uma previsão segura de vida de um componente já existente. Portanto, é perceptível a importância de um experimento como este. [5]

5.2 Objetivo do teste

O experimento a ser realizado tem como objetivo captar as deformações sofridas pelo componente em pontos específicos, previamente selecionados, de sua geometria enquanto o protótipo é submetido a condições reais de sua atuação, sendo movimentado ou se locomovendo através de circuitos com obstáculos semelhantes aos de uma competição oficial. Assim, os dados ficariam armazenados ao longo do tempo, gerando históricos de deformações que podem ser utilizados para o cálculo *Rain Flow* de fadiga e dano, fornecendo uma projeção de vida útil da estrutura, apontando os locais que mais sofrem desgaste e dando a possibilidade de melhorias futuras.

5.3 Teoria

Os extensômetros ou *strain gauges* são, na realidade, um sensor de resistência variável que converte as deformações mecânicas em variações da resistência elétrica [5]. Isso acontece porque os *strain gauges* são transdutores resistivos formados por um resistor composto por uma camada finíssima de material condutor, que fica na chamada grade do sensor e varia a sua resistência linearmente à medida que varia suas dimensões. A relação entre a deformação e a resistência em um extensômetro segue a seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{\Delta R/R}{GF} \quad (3)$$

Onde,

R : Resistência elétrica inicial;

ΔR : Variação da resistência;

GF : *Gauge Factor* ou sensibilidade do extensômetro;

ε : Deformação do material.

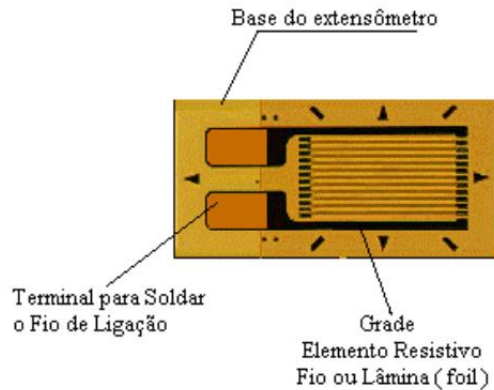
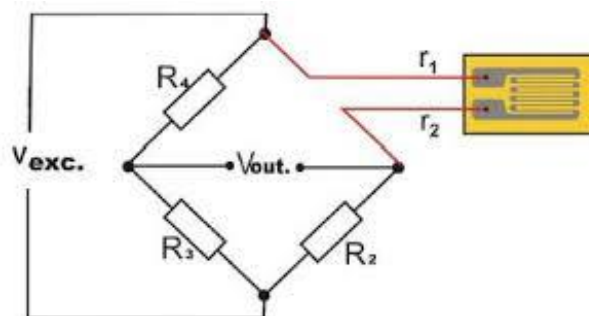


Figura 5.1 – Representação simplificada de um extensômetro [5]

Ao colar o extensômetro na superfície de um componente sujeito a carregamentos, se o local da peça onde o *strain gauge* foi colado deformar paralelamente à grade, ele também irá deformar e passar esta informação na forma de variação de sua resistência.

Para captar e conseguir ler de forma adequada estas variações de resistência é preciso que haja um sistema de medição acoplado ao sensor. Este sistema é normalmente composto por um circuito elétrico que possui uma ponte de Wheatstone que pode ser feita de diversas formas dependendo da quantidade de extensômetros ligados a ela.



Fonte: Paulino (2011)

Figura 5.2 – Ponte de Wheatstone ligada a um extensômetro

A alimentação do circuito é feita por meio de uma fonte de energia que produz corrente para passar através dele. Uma variação na resistência elétrica do sensor,

provocada por uma deformação, leva a um desequilíbrio na ponte. Para que haja o reequilíbrio, ocorre também uma variação na tensão de saída. Este sinal é amplificado e lido por uma placa de aquisição de dados. Os valores das diferenças de potencial coletados podem ser processados e transformados em outras grandezas de escolha do usuário que façam sentido para o teste realizado. Isso é feito através de equações com fatores de conversão calibrados no próprio equipamento. No caso deste estudo, a saída de informação viria em dados de deformação mecânica, medida em $\mu\epsilon$. [5]

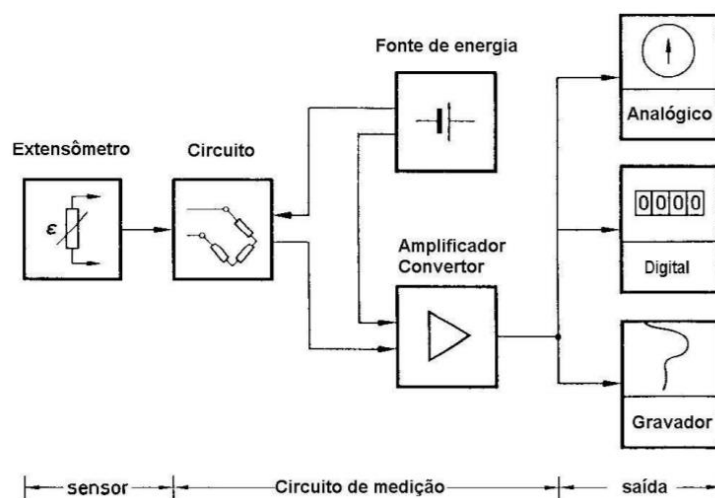


Figura 5.3 – Diagrama do sistema de medição de deformações através de extensômetros

5.4 Definição dos locais de aquisição de dados

Ao observar os mapas de tensão relativos às compressões dianteira e traseira, obtêm-se alguns locais candidatos para a colagem dos *strain gauges* e leitura dos valores de deformação. Estes locais estão demonstrados na Figura 5.4, onde há maiores concentrações de tensões.

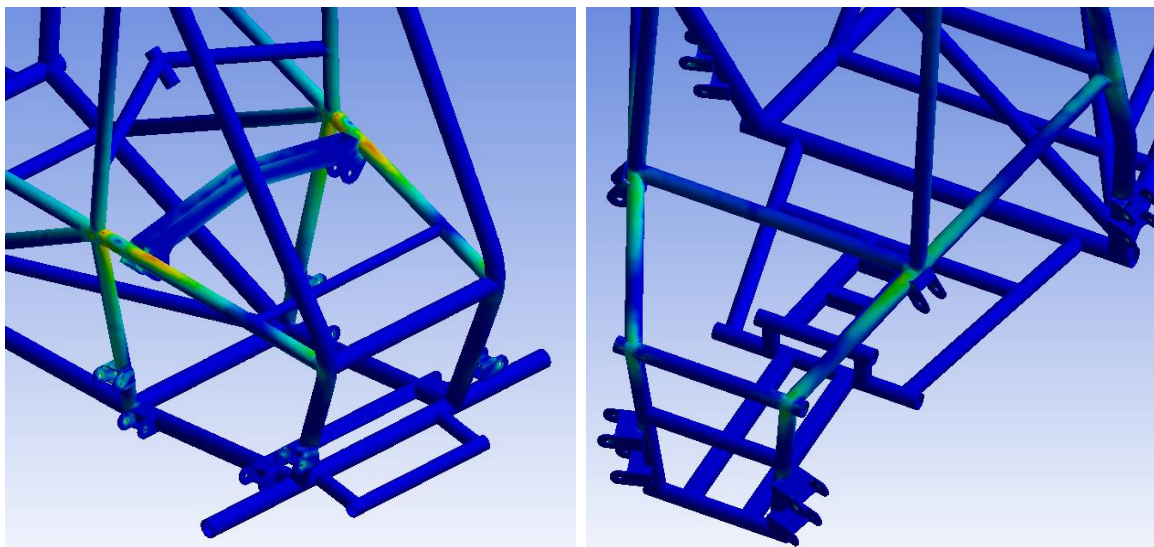


Figura 5.4 – Mapa de tensões das simulações de compressão (a) dianteira (b) traseira

No entanto, em um protótipo e teste real, com limitações, para a escolha dos locais de colagem dos extensômetros, também é preciso analisar outros fatores como a viabilidade, fácil acesso e disponibilidade de material e espaço para colagem, além do potencial de informações que podem fornecer. Assim, dentre todas as possibilidades, foram escolhidas as seguintes:

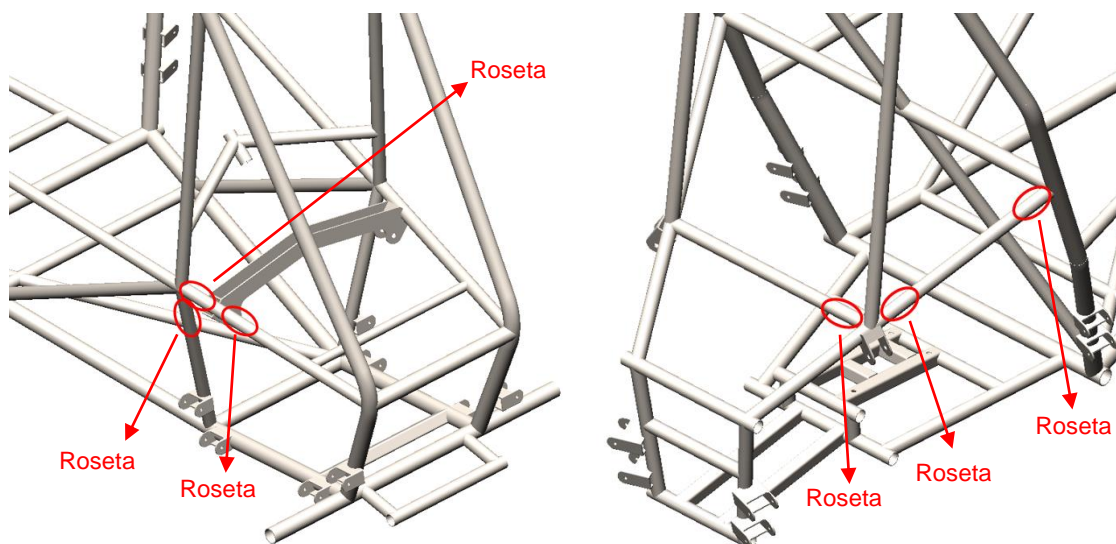


Figura 5.5 – Locais de colagem das rosetas (a) na dianteira (b) na traseira

Vale ressaltar que os locais foram escolhidos de forma que se pudesse analisar ao menos 4 tubos diferentes, longe de soldas e todos do lado direito para facilitar a instrumentação e a análise de resultados.

Deve-se notar que o local da Roseta 1 na Figura 5.5 (a) não parece tão promissor quanto as outras escolhas. Isso se deve ao fato de que, na realidade, a simulação analisada foi previamente realizada com elementos de viga ao invés dos elementos sólidos aqui demonstrados. Nesta análise, o tubo em questão aparecia com tensões mais elevadas em quase toda sua superfície (Figura 5.6).

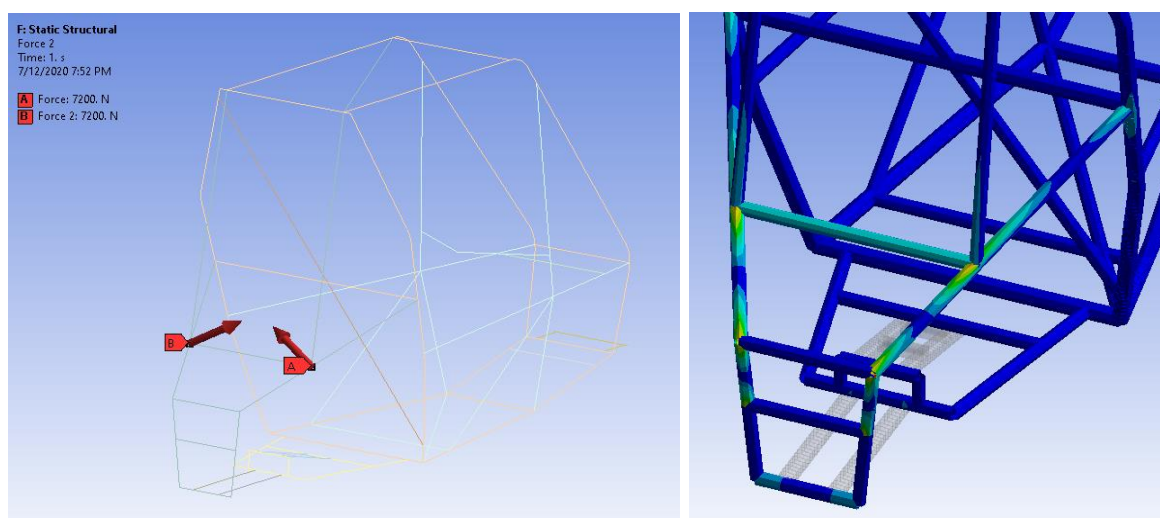


Figura 5.6 – Simulação de compressão traseira utilizando elemento de viga (a) aplicação de força e (b) mapa de tensões

Esta diferença entre as duas simulações tem algumas possíveis causas. A primeira está ligada ao fato de que os elementos de viga e sólidos atuam de maneira diferente, como já foi explicado na seção 4.3 e isto pode estar relacionado com as hipóteses simplificadoras e o equacionamento que rege cada um deles. A segunda e que parece ser uma causa mais plausível é o fato de que a simulação com elementos de viga se utiliza da geometria da gaiola sem a presença das orelhas que fazem a conexão com a suspensão e os locais de aplicação de força são então aproximados por pontos (Figura 5.6 (a)). Assim, o local de aplicação pode ter uma diferença significativa, afinal, a orelha em si pode trabalhar como uma pequena alavanca e não está posicionada exatamente na junção dos tubos. Como a geometria com as orelhas representa melhor a realidade, acredita-se que o resultado mais correto é o da Figura 4.10 e 5.4 (a).

Para interpretar os resultados, primeiramente considera-se apenas um carregamento vertical que daria origem a um momento fletor. Sabe-se que, teoricamente, a tensão na parte superior da viga é a mesma na parte inferior com a diferença de sinal, indicando se é trativa ou compressiva. Porém, o caso

representado possui também um carregamento axial advindo do amortecedor, que gera uma compressão no tubo. Essa compressão, por sua vez, estará somando à tensão compressiva de um dos lados do tubo, aumentando o seu módulo e diminuindo do outro lado onde há tração. Dependendo do local de aplicação (que vai definir o sentido do momento fletor) e magnitude dos carregamentos, a tração resultante da flexão pode ser quase anulada pela força axial compressora e a compressão pode receber um grande acréscimo. Este é o caso apresentado na simulação de elementos sólidos (Figura 4.10). Nestas condições, a parte do tubo que se escolhe posicionar o sensor faz toda a diferença. No entanto, como só havia sido analisada a simulação de viga antes da realização dos testes, optou-se por colar a Roseta 1 na parte de cima do travamento transversal traseiro. Após a análise com elementos sólidos, verificou-se que talvez este local não apresente tensões muito significativas e o melhor teria sido colar os sensores na parte de baixo.

5.5 Preparação

Para a execução do teste, utilizou-se 6 rosetas retangulares, cada uma composta por 3 *strain gauges* (45° espaçados um do outro) com 120 ohms de resistência, modelo PA-06-125BA-120-L da Excel Sensor.



Figura 5.7 – Extensômetro do tipo PA-06-125BA-120-L da Excel Sensor

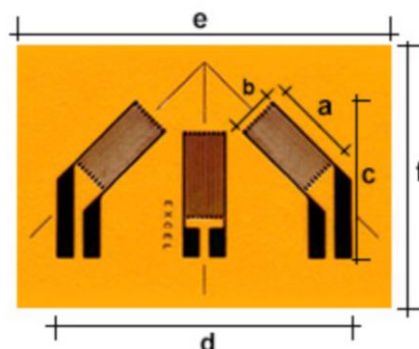


Figura 5.8 – Modelo de roseta retangular tripla a 0°- 45°- 90°

As rosetas foram coladas sobre os tubos de aço da gaiola para medir as deformações. Antes da colagem em si, foi preciso lixar os pontos de aplicação e

preparar a superfície com a utilização de lixas de gramaturas diferentes e cada vez menores além da passagem de acetona, garantindo uma área de contato polida e limpa. A colagem foi realizada com cianoacrilato e os extensômetros posicionados de forma que um deles estivesse alinhado com a direção axial do tubo, outro a 45° e o terceiro perpendicular ao tubo.



Figura 5.9 – Exemplo de roseta posicionada na superfície de um tubo

Foram também colados os terminais e soldados os conectores que faziam a ligação dos fios de cada *strain gauge* com o leitor. Todo o conjunto, rosetas e terminais, foi então coberto com Araldite para protegê-lo de eventuais choques na região, acúmulo de terra ou sujeira, chuva e outros eventuais fatores que pudessem vir a prejudicar a atuação do sensor.

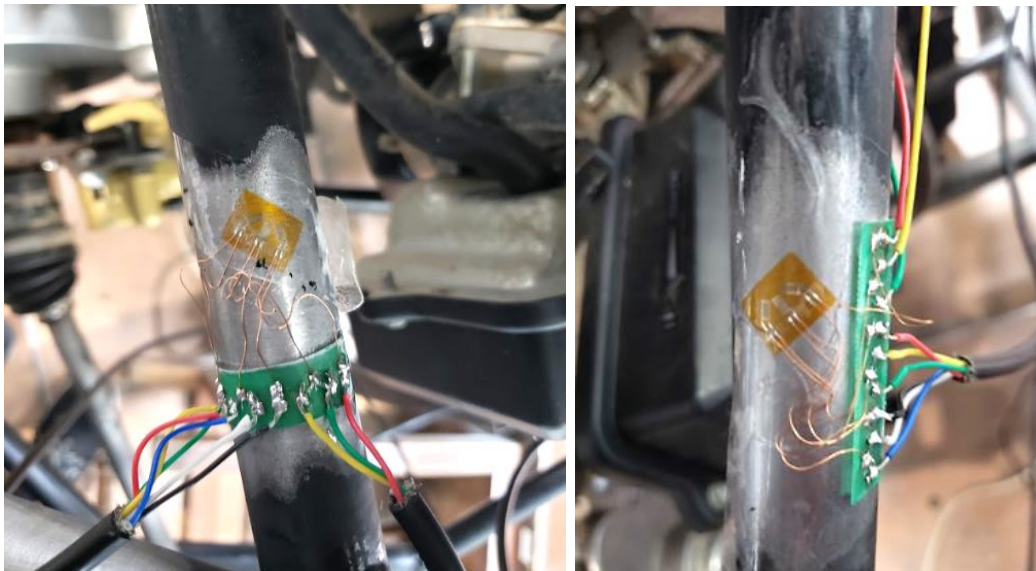


Figura 5.10 – Exemplos de rosetas e terminais colados nos tubos com fios soldados

O equipamento utilizado para a captação e fornecimento dos dados foi o coletor da marca Lynx, modelo ADS 2000 IP demonstrado na Figura 5.11.



Figura 5.11 – Coletor de dados ADS 2000 IP da Lynx

Dos 32 canais presentes no Lynx, foram utilizados 18, dado que havia 6 rosetas e 3 extensômetros por roseta. Na Tabela 3, as rosetas estão organizadas por uma numeração associada aos locais de aplicação e há a separação de cada *strain gauge* por angulação associado aos canais de informação.

Tabela 3 – Identificação das rosetas por localização e extensômetros por canais

Legenda	Posicionamento	Extensômetro	Canais
Roseta 1	Tubo traseiro de travamento transversal	90°	0
		45°	1
		0°	2
Roseta 2	Tubo traseiro, perto do amortecedor	0°	3
		45°	4
		90°	5
Roseta 3	Tubo traseiro, perto da corta fogo	0°	6
		45°	8
		90°	9
Roseta 4	Tubo dianteiro vertical (FAB LOW)	90°	10
		45°	11
		0°	12
Roseta 5	Tubo dianteiro (SIM), posterior ao amortecedor	90°	13
		45°	14
		0°	15
Roseta 6	Tubo dianteiro (SIM), à frente do amortecedor	90°	16
		45°	17
		0°	18

Observa-se que o canal 7 não foi utilizado, pois apresentou problemas de funcionamento com leitura de dados inadequada.

Foi necessário conectar o sistema a uma bateria de 10 A/h que forneceria a energia necessária ao funcionamento do aparelho e um computador para realizar o controle, calibração e aquisição dos dados através dos softwares de controle. Para realização dos testes, foi necessário instalar dois programas, que podem ser baixados no site da Lynx, são eles o AqDados e o AqViewer. É através do AqDados que todas as configurações para o teste são realizadas. O AqViewer é o visualizador

de resultados e também é através dele que é feita a conversão de arquivos para o formato de leitura desejado, no caso .TXT.

A imagem a seguir mostra uma das telas do AqDados, na qual os canais utilizados são selecionados e a coluna de unidades é preenchida com o símbolo “ue”, ou seja, “microstrains” ($\mu\epsilon$) para que os valores sejam registrados nesta unidade ao invés de variação de tensão (V).

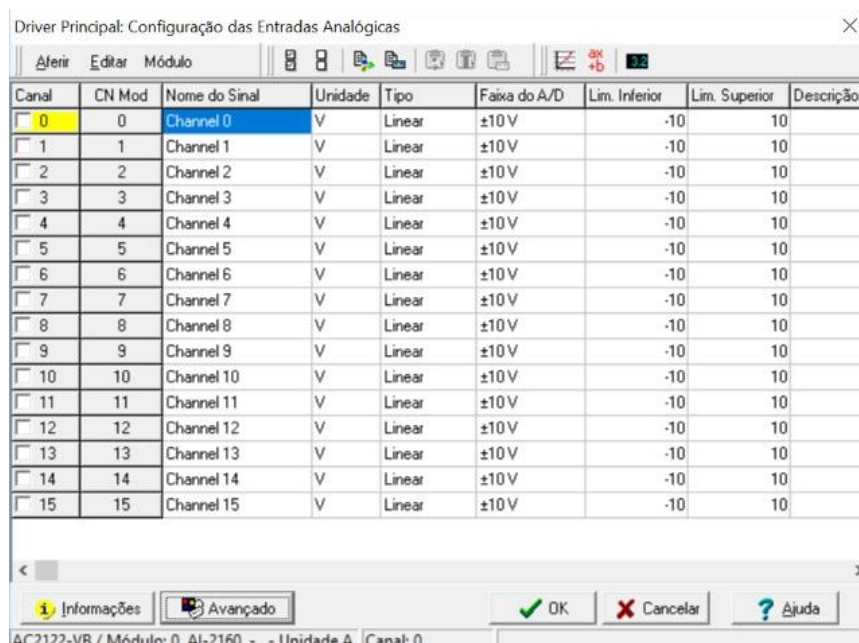


Figura 5.12 – Tela do software AqDados para a seleção de canais de leitura

Clicando no botão “Avançado”, outra janela é aberta, na qual a coluna de “Shunt Eng” deve ser preenchida com um valor que pode ser calculado através de uma calculadora virtual de ponte de Wheatstone que também foi adquirida através do site da Lynx. “O programa chamado de Calculadora de Shunt Cal foi desenvolvido para facilitar o cálculo do valor da deformação simulada pela resistência de shunt, quando se usa uma ponte de Wheatstone. O cálculo é feito automaticamente, bastando que o usuário selecione o tipo de ponte utilizada e entre com os parâmetros da mesma.” [10]

Nela, foi selecionada a “quarter bridge” de 3 fios que representa o esquema do extensômetro ligado ao canal no leitor escolhido. Os parâmetros “Shunt Resistance” e “Gage Factor” foram preenchidos conforme o indicado pelo fabricante do coletor de dados e o fabricante de extensômetros respectivamente, o primeiro com o valor de 61900 Ω e o segundo sendo 2,14. Sabe-se que o sensor utilizado tem resistência

de 120 Ω, o coeficiente de Poisson do aço que compõe os tubos é de 0,292, a colagem da roseta está alinhada com as direções em que se deseja medir as deformações e os fios em seu comprimento total possuem uma resistência calculada de 0,19605 Ω. Esta última foi calculada da seguinte forma usando os parâmetros dos cabos que fariam a ligação dos extensômetros com o leitor:

$$R_{fio} = \rho \frac{L}{A} \quad (4)$$

Sendo:

R_{fio} : Resistência elétrica do fio;

ρ : Resistividade elétrica;

L : Comprimento do fio;

A : Área da seção transversal do fio.

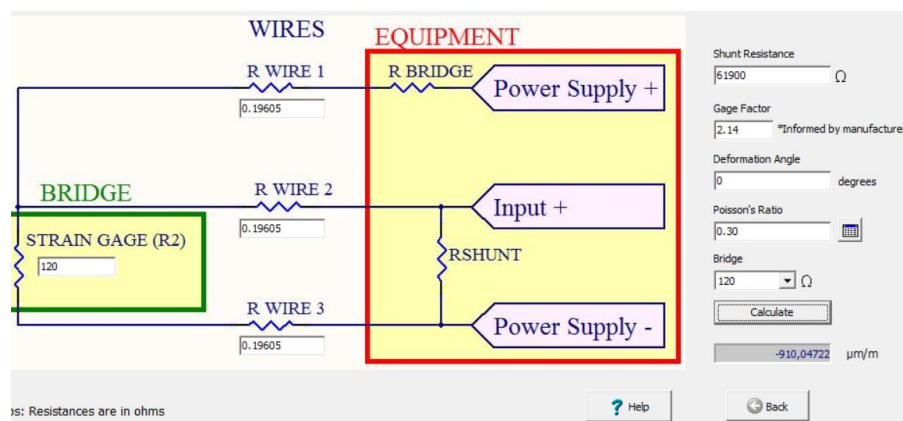


Figura 5.13 – Calculadora de Shunt Cal da Lynx com parâmetros reais do cálculo

Assim, com todas as informações preenchidas, a calculadora nos fornece o valor de “*Shunt Eng*”, que foi de aproximadamente -910 μm/m, sendo então utilizado no preenchimento da janela de configurações avançadas do AqDados.

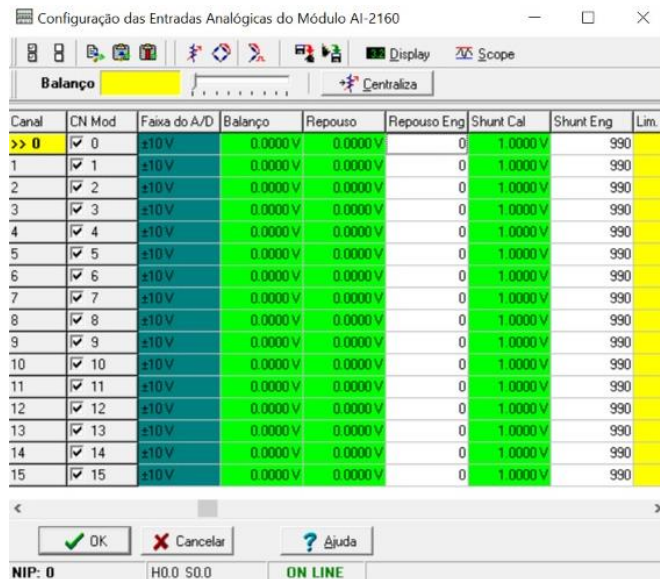


Figura 5.14 – Janela de configurações avançadas das entradas analógicas do coletor

Uma vez configurados todos os parâmetros de cálculo, foi então definida uma frequência de aquisição de dados de 30 Hz, que corresponde a uma taxa de 0,0333 segundos entre um valor capturado e outro. Este valor foi escolhido a fim de que o espaço de tempo entre as aquisições fosse curto o suficiente para que não houvesse grandes perdas de informação entre os eventos, mas também não tão pequeno para que não houvesse um acúmulo de informação, levando a uma sobrecarga computacional desnecessária.

O equipamento é mais utilizado para testes estáticos, nos quais o componente que irá sofrer algum tipo de forçamento é equipado com os extensômetros e seus respectivos terminais e o leitor é ligado a eles por fios, operando de uma bancada. No entanto, o presente experimento é de natureza dinâmica, com testes que apresentam o percurso de grandes distâncias, o que impossibilita a utilização de uma bancada. Assim, foi necessário acoplar o leitor e o laptop ao veículo de forma segura e evitando ao máximo vibrações e possíveis choques do instrumento. Para isso, utilizou-se uma caixa Pelican de plástico resistente com travas de segurança acolchoada por dentro, onde o Lynx e o laptop foram posicionados e, com o auxílio de fitas com catraca, tudo foi preso ao teto do veículo.

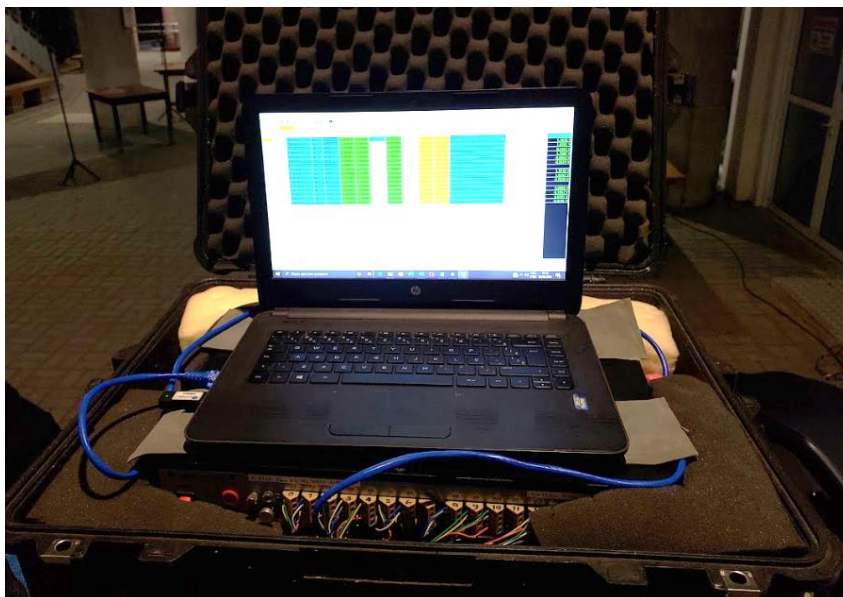


Figura 5.15 – Leitor e laptop dispostos dentro da caixa acolchoada, já com os fios conectados



Figura 5.16 – Carro totalmente equipado e instrumentado

5.6 Calibração

A calibração de qualquer instrumento tem por finalidade determinar o zero ou valor de referência das medições. Assim, neste caso, optou-se por realizar a

calibração com o veículo montado e totalmente apoiado em cavaletes, ou seja, tanto a gaiola quanto as quatro estruturas da suspensão estavam erguidas.



Figura 5.17 – Veículo erguido por cavaletes para a realização da calibração

Vale ressaltar também que, neste momento os amortecedores também estavam despressurizados. Considerou-se que esta seria a configuração na qual o veículo sofre menos esforços. Portanto, ao retirar os cavaletes, deixando o veículo apoiado no chão sobre as quatro rodas, sofrendo a ação do peso próprio, já seriam registradas tensões de natureza constante.

Configuração das Entradas Analógicas do Módulo AI-2160

Balanco 0 Centraliza

Canal	DN Mod	Nome do Sinal	Unidade	Faixa do A/D	Balanco	Repouso	Repouso Eng	Shunt Cal	Shunt Eng	Lim Inferior	Lim Superior	Descrição	Valor no A/D
0	0	Channel 0	us	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
1	1	Channel 1	us	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
2	2	Channel 2	us	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
3	3	Channel 3	us	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
4	4	Channel 4	us	±10 V	-10.0000 V	10.0000 V	0	10.0000 V	990	-10	10		-10.0000 V
5	5	Channel 5	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
6	6	Channel 6	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
7	7	Channel 7	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
8	8	Channel 8	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
9	9	Channel 9	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
10	10	Channel 10	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
11	11	Channel 11	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
12	12	Channel 12	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
13	13	Channel 13	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	10.0000 V	990	990	0.015106432		3.9997 V
14	14	Channel 14	V	±10 V	3.9997 V	3.9997 V	0	3.9997 V	990	-10	10		3.9997 V
15	15	Channel 15	V	±10 V	0.0398 V	0.0398 V	0	0.0317 V	990	-10	10		0.0398 V

Figura 5.18 – Janela de configurações das entradas analógicas do coletor com a execução de calibração

5.7 Execução

Uma vez que estivesse tudo preparado e calibrado, pode-se iniciar a realização de testes com aquisição de dados. Com o intuito de verificar, checar e obter o máximo de informação foram realizados diversos testes.

Para iniciar cada teste, era necessário checar o sinal de todos os *strain gauges*, preparar e definir um tempo de aquisição e inicializar a gravação de dados através do software de controle do leitor (Aqdados), que era acessado pelo *laptop*. Ao mesmo tempo em que a gravação era acionada, alguém também iniciava uma filmagem para que, no futuro, fosse possível identificar os acontecimentos relacionados aos picos de tensão que surgiriam nos gráficos.

Então, abaixava-se a tampa do laptop sem desligá-lo e a caixa era fechada e trancada, passavam-se as fitas de segurança ao redor dela e as catracas eram utilizadas para tracionar as fitas e comprimir ao máximo a caixa, de forma que esta não pudesse se movimentar. A partir de então, o carro podia se locomover ou ser movimentado.



Figura 5.19 – Carro equipado e com piloto, pronto para a realização dos testes

Os testes realizados receberam nomes de acordo com o modo ou local de execução para que fosse possível sua identificação na análise dos resultados. Ao total, foram contabilizados oito testes que foram divididos em três etapas:

1. A primeira etapa está relacionada aos testes realizados com o veículo apoiado nos cavaletes, ou seja, as rodas e a suspensão não estariam realizando esforço para sustentar o chassi. Foram três os testes deste tipo: Teste Zero, Teste Zero com Rodas e Teste Pressão Traseira. Estes foram importantes para as análises preliminares dos resultados, como a checagem dos sinais registrados e da calibração.
 - a. Os testes “zero” seriam realizados com o veículo imóvel e totalmente montado, com exceção das rodas no primeiro caso. Estes testes serviram para verificar as tensões de calibração.
 - b. O teste de pressão traseira foi uma captação dos dados enquanto era adicionada pressão no amortecedor traseiro, verificando se isso já seria capaz de gerar alguma tensão significativa.
2. Na segunda etapa, o carro estaria totalmente montado e seu modo de apoio seria no chão, através das rodas, sem o auxílio de cavaletes e com o motor desligado. Esta etapa foi composta por 2 testes: Teste Carro no Chão e Teste de Queda.
 - a. O primeiro estaria analisando a ação do peso próprio do carro com piloto e os equipamentos de teste com a retirada dos cavaletes e seu posicionamento no chão.
 - b. O segundo analisaria alguns impactos em queda que o veículo pode sofrer (vertical, lateral, sobre as rodas dianteiras, sobre uma roda, etc.), portanto o veículo foi erguido entre 1m e 1,5 m do chão com a ajuda de vários membros da equipe e foram realizados diversos tipos de queda.
3. A terceira e última etapa, diz respeito aos testes com deslocamento do veículo, que são realizados com o motor ligado e através de percursos pré-definidos com a passagem de obstáculos selecionados. Foi o caso dos 3 testes finais: Teste Lab Grad, Teste Área Vermelha e Teste Área Amarela. Os três nomes indicam os locais dentro do campus da PUC onde os testes foram realizados.

- a. O Teste Lab Grad consistiu de passagens no meio fio com subida e descida de degrau e passagem da suspensão direita em estruturas de meio cilindro em concreto de 30 cm.
- b. O Teste Área Vermelha foi composto pela passagem em quebra-molas, meio fios e um percurso em terreno arenoso onde o veículo acelerou o máximo possível, realizou frenagens bruscas e curvas acentuadas.
- c. O Teste Área Amarela foi composto por passagens em terrenos desnivelados de terra, concreto e raízes de árvores, além de subidas e descidas em uma escadaria de pedra.

Para mais fácil identificação, montou-se uma tabela com os nomes dos testes e suas respectivas características:

Tabela 4 – Identificação dos Testes

Teste	Etapa	Local	Duração
Teste Zero	1	Laboratório	30 s
Teste Zero com Rodas	1	Laboratório	30 s
Teste Pressão Traseira	1	Laboratório	3 min
Teste Carro no Chão	2	Pilotis	2 min
Teste de Queda	2	Pilotis	6 min
Teste Lab Grad	3	Área Externa	7 min
Teste Área Vermelha	3	Área Externa	7 min
Teste Área Amarela	3	Área Externa	7 min

5.8 Aquisição de Resultados

Ao final de cada teste, os dados eram armazenados em arquivos .TXT para, posteriormente, serem transferidos para o formato EXCEL, onde parte do equacionamento seria realizado.

Os primeiros resultados obtidos são as deformações colhidas diretamente pelos extensômetros e enviadas para o leitor através dos 18 canais conectados. Como os testes mais longos foram efetuados em um período de tempo de até 7 minutos e os dados foram captados a uma taxa de 0,0333 segundos, obteve-se um total máximo de 12600 amostras de deformação para cada *strain gauge* em cada teste.

O primeiro teste realizado, o Teste Zero, captou as deformações que já estariam atuando somente com o veículo montado. Os resultados do primeiro instante estão demonstrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Primeiros valores de deformação no Teste Zero

Tempo	Ch 0	Ch 1	Ch 2	Ch 3	Ch 4	Ch 5	Ch 6	Ch 8	Ch 9
s	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$
0	7.89	10.22	7.85	6.08	62.09	9.36	8.09	5.59	0.56

Tempo	Ch 10	Ch 11	Ch 12	Ch 13	Ch 14	Ch 15	Ch 16	Ch 17	Ch 18
s	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$	$\mu\epsilon$
0	1.11	6.87	0.93	2.96	106.55	-0.02	30.14	127.61	18.74

Como o veículo permaneceu imóvel durante o teste, a variação nas deformações foi mínima e, por isso, aqui foi demonstrado apenas o primeiro instante de aquisição. Observa-se que a leitura de todos os canais apresenta valores de deformação abaixo de 100 $\mu\epsilon$, com exceção dos canais 14 e 17 que apresentaram deformações um pouco maiores na direção à 45°. Essas últimas, embora sejam um pouco mais elevadas, indicando uma maior atuação de tensões cisalhantes, não significam nenhum tipo de erro. Inclusive, pode-se entender que sejam devido à montagem do amortecedor próximo ao local que, mesmo despressurizado, já imprimiria uma força significativa.

No caso dos testes dinâmicos, uma análise preliminar revela que os valores encontrados variam numa faixa de 0 a centenas de “microstrains” ($\mu\epsilon$), com alguns picos de milhares de $\mu\epsilon$, valores a princípio coerentes com o material do chassis e carregamentos submetidos.

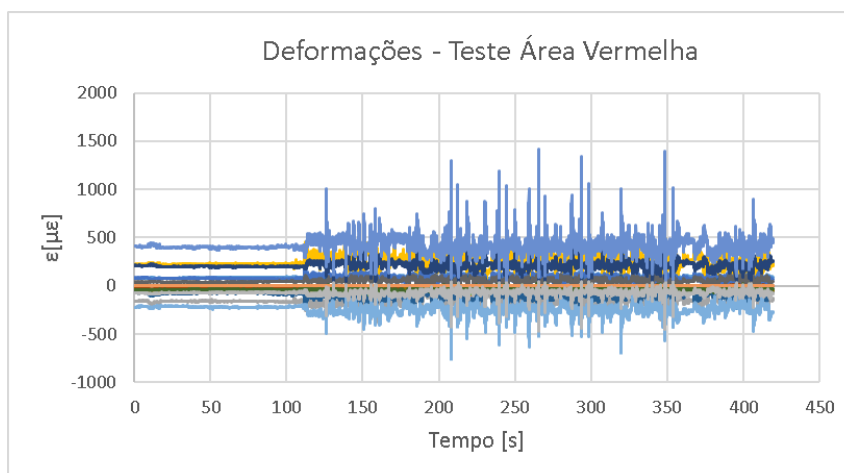


Figura 5.20 – Deformações registradas por todos os canais durante o Teste Área Vermelha

Um dos canais, no entanto, o canal 11, apresentou um valor de deformação constante igual a 9,999695 $\mu\epsilon$ para todos os casos, sem que houvesse variação, o que indica que poderia estar havendo alguma falha na leitura. Posteriormente ao avaliar o *strain gauge* correspondente ao canal, verificou-se que um dos fios havia rompido e, portanto, os dados dele recebidos eram inválidos. Infelizmente, embora se tenha perdido apenas um dos três extensômetros que compõem a roseta, isto inviabilizaria os cálculos seguintes e prejudicaria a análise do local como um todo. Por isso, optou-se por ignorar os resultados dos três canais referentes à Roseta 4 (canais 10,11 e 12) e eliminar o local das análises. Afinal, como já foi mencionado anteriormente, de nada adianta realizar o equacionamento correto se os dados de entrada estiverem incorretos.

6 EQUACIONAMENTO

Os dados extraídos das rosetas nos fornecem as deformações nas direções paralelas aos fios de resistência dos extensômetros. Esses, por sua vez, estão posicionados no tubo de forma axial, tangencial e a 45° entre elas. Levando isso em conta, utiliza-se o seguinte equacionamento para encontrar o valor das deformações relevantes para o cálculo de tensões:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_x \cos^2(\alpha) + \varepsilon_y \sin^2(\alpha) + \gamma_{xy} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (5)$$

Onde,

x : Direção axial do tubo

y : Direção tangencial do tubo

α : Ângulo de posicionamento do extensômetro em relação ao eixo x (axial do tubo)

ε : Deformação na direção normal

γ : Deformação cisalhante

Assim, temos que:

$$\begin{cases} \varepsilon_{0^\circ} = \varepsilon_x \cos^2(0^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(0^\circ) + \gamma_{xy} \sin(0^\circ) \cos(0^\circ) = \varepsilon_x \\ \varepsilon_{90^\circ} = \varepsilon_x \cos^2(90^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(90^\circ) + \gamma_{xy} \sin(90^\circ) \cos(90^\circ) = \varepsilon_y \\ \varepsilon_{45^\circ} = \varepsilon_x \cos^2(45^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(45^\circ) + \gamma_{xy} \sin(45^\circ) \cos(45^\circ) \end{cases}$$

Da última equação, chega-se em:

$$\gamma_{xy} = \frac{\varepsilon_{45^\circ} - [\varepsilon_x \cos^2(45^\circ) + \varepsilon_y \sin^2(45^\circ)]}{\sin(45^\circ) \cos(45^\circ)} = 2\varepsilon_{45^\circ} - \varepsilon_x - \varepsilon_y \quad (6)$$

Uma vez determinadas as deformações, pode-se calcular as tensões associadas a elas a partir da Lei de Hooke que relaciona tensões e deformações no estado linear elástico:

$$\begin{cases} E\varepsilon_x = \sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z) \\ E\varepsilon_y = \sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z) \\ E\varepsilon_z = \sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y) \\ G\gamma_{xy} = \tau_{xy} \\ G\gamma_{xz} = \tau_{xz} \\ G\gamma_{yz} = \tau_{yz} \end{cases} \quad (7)$$

Sendo:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (8)$$

Onde,

E : Módulo de Elasticidade à Tração do material

G : Módulo Elástico de Cisalhamento do material

ν : Coeficiente de Poisson

σ : Tensão Normal

τ : Tensão Cisalhante

Neste caso, foi aplicada a hipótese de estado plano de tensões, visto que o tubo não é pressurizado interna ou externamente e, assim, assume-se que não existe tensão normal radial, apenas axial e tangencial e a tensão cisalhante atua no plano xy . Ou seja, $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$. As deformações, por outro lado, podem ocorrer em todas as direções. Porém, capta-se apenas as deformações no plano xy com o extensômetro. Assim, o sistema é simplificado para a seguinte forma:

$$\begin{cases} E\varepsilon_x = \sigma_x - \nu\sigma_y \\ E\varepsilon_y = \sigma_y - \nu\sigma_x \\ G\gamma_{xy} = \tau_{xy} \end{cases} \quad (9)$$

Realizando a manipulação destas equações, obtém-se:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y)}{(1 - \nu^2)} \\ \sigma_y = E\varepsilon_y + \nu\sigma_x \\ \tau_{xy} = G\gamma_{xy} \end{cases} \quad (10)$$

Cada local da estrutura onde foram coladas as rosetas fornece os três valores de tensão mencionados a cada captação de dados. Para que seja possível traduzi-los em um único valor que represente todos os esforços sofridos naquele ponto, de forma a poder realizar o cálculo de vida a fadiga uniaxial, utiliza-se o critério de Tresca ou de von Mises que combinam os tensores (no caso σ_x , σ_y e τ_{xy}) em um valor escalar de tensão. Ambos representam um bom ajuste aos testes de fadiga, sendo Tresca mais conservador para casos onde há plasticidade. Escolheu-se para o estudo o cálculo por von Mises, levando em conta que as simulações computacionais também utilizam este critério:

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (11)$$

Ou

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]/2} \quad (12)$$

Sendo σ_1 , σ_2 e σ_3 as tensões principais, calculadas da seguinte forma:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (13)$$

No caso, o problema é apresentado no estado plano de tensões. Sendo assim, uma das tensões principais é nula e aqui se assumiu que esta tensão seria σ_3 .

Após realizar o cálculo de Mises para cada ponto e em cada instante, pode-se observar o histórico de tensões no tempo e, a partir dele, realizar o método de Rain Flow para a contagem dos ciclos de tensão.

Uma vez que os ciclos foram definidos e agrupados, inicia-se o cálculo de vida a fadiga através do método SN, também conhecido como método de Wöhler, no qual S representa as tensões e N o número de ciclos (o cálculo é feito a partir do estudo das gamas de tensão, $\Delta\sigma$). Foi utilizado este método pois o intuito é descobrir a vida do componente para a iniciação de uma trica, diferentemente do método da/dN que tem por objetivo calcular a vida para a propagação de trinca, ou seja, após a sua iniciação. Também se considerou a hipótese de que a estrutura não sofre deformações plásticas, somente elásticas e, portanto, possuiria uma vida longa, com ciclagem baixa, sendo mais adequada a utilização do SN ao invés do método ϵN (que analisa tensões elastoplásticas e seu cálculo é realizado a partir de gamas de deformação $\Delta\epsilon$). Vale ressaltar que a metodologia escolhida também supõe que o material do corpo estudado é linear, isotrópico e homogêneo, além de preservar o princípio da superposição. Por último, é computacionalmente mais simples e rápida que as outras citadas. Portanto, o equacionamento é feito da seguinte forma:

$$\text{Curva de Wohler: } NS_F^B = C \quad (14)$$

Na qual:

$$B = \frac{\log(10^6/10^3)}{\log(S_F/S_L)}; C = 10^3 S_F^B \quad (15)$$

Onde:

N : Número de ciclos

B : Expoente da curva de Wöhler

C : Constante da curva de Wöhler

S_F : Resistência à fadiga associada à vida finita

S_L : Limite de fadiga da peça para uma vida longa (ou vida infinita)

Na ausência de resultados experimentais confiáveis, é feito um cálculo estimado para os parâmetros S_F e S_L que, no caso dos aços, possui a seguinte forma:

Para $S_R \leq 1400 \text{ MPa}$

$$\begin{cases} S_F(N = 10^3) = k_\theta \cdot k_e \cdot 0,76S_R \\ S_L(N \geq 10^6) = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_\theta \cdot k_e \cdot 0,5S_R \end{cases} \quad (16)$$

Para $S_R > 1400 \text{ MPa}$

$$\begin{cases} S_F(N = 10^3) = k_\theta \cdot k_e \cdot 0,67S_R \\ S_L(N \geq 10^6) = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_\theta \cdot k_e \cdot 700 \text{ MPa} \end{cases} \quad (17)$$

Onde:

S_R : Resistência à ruptura do material

k_a : Fator de acabamento superficial

k_b : Fator de tamanho

k_c : Fator do tipo de carregamento

k_e : Fator de confiabilidade

k_θ : Fator de temperatura

Os valores de $0,5S_R$ e 700 MPa que aparecem nas equações, correspondem ao limite de fadiga para vida infinita do material (S_L') que, no caso, representa as ligas de ferro, nas quais está incluso o aço 4130 do componente a ser analisado. Os fatores k_i foram propostos por Marin para quantificar os efeitos dos vários parâmetros que alteram o limite de fadiga da peça (S_L) em relação ao do material (S_L'). [1]

Após a finalização destes cálculos, obtém-se os valores do expoente B e do coeficiente C que definem a curva de Wöhler representante do componente em questão. Assim, tem-se em mãos a base para o cálculo de vida útil pelo método SN.

Sabe-se que, no estudo de fadiga, a principal causa para a formação de uma trinca é a variação das cargas a que o componente está sendo submetido. Assim, a tensão alternada é de suma importância e é definida por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (18)$$

Sendo $\Delta\sigma$ a variação de tensão. Mas, além da tensão alternada, a tensão média também pode ser significativa no cálculo de fadiga, sendo a seguinte:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (19)$$

É neste momento que entram em cena as tensões ($\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$) de cada ciclo obtidas a partir da contagem *Rain Flow* dos históricos.

O método *Rain Flow* permite realizar a contagem de eventos em um histórico de carregamentos que trazem leituras complexas na variação de tensões. Ele se baseia em 3 regras principais [1]:

1. Numerar sequencialmente todos os picos e vales;
2. A contagem deve ser iniciada em sequência de cada pico e de cada vale, e deve para quando encontrar:
 - a. Um pico \geq ou um vale \leq que o ponto inicial;
 - b. Uma contagem iniciada anteriormente;
 - c. Acabar a história do carregamento;
3. Contar meio ciclo entre o vale (ou pico) inicial e o maior (menor) pico (vale) encontrado na contagem e associá-lo às componentes alternada e média da tensão.

Assim, para cada meio ciclo, ou cada agrupamento de meios ciclos i , temos:

$$\sigma_{m_i} = \left(\frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right)_i ; \quad \sigma_{a_i} = \frac{|\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}|}{2} \quad (20)$$

Uma vez calculadas todas as tensões médias e alternadas, as curvas $\sigma_a \sigma_m$ podem ser obtidas a partir dos critérios de Goodman, Gerber ou Soderberg. Estas curvas quantificam a interação das tensões médias e alternadas na vida à fadiga do componente. Aqui se optou pela utilização da equação de Goodman, que é a mais difundida e tende a ser mais conservativa que a de Gerber, mas não muito conservadora como a de Soderberg:

$$Eq. Goodman: \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_R} = 1 \quad (21)$$

$$Eq. Gerber: \frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R} \right)^2 = 1 \quad (22)$$

A partir desta equação, calcula-se a tensão alternada equivalente (σ_{aeq_i}), ou seja, a tensão totalmente alternada que causa o mesmo dano que uma combinação $\sigma_a\sigma_m$. Isto pode ser feito pois todos os pontos de uma curva $\sigma_a\sigma_m$ têm a mesma vida à fadiga. Assim, pela equação de Goodman, obtém-se:

$$\sigma_{aeq_i} = \frac{\sigma_{a_i}}{1 - \frac{\sigma_{m_i}}{S_R}} \quad (23)$$

Então, torna-se possível calcular a vida que corresponde a esta tensão através da curva de Wöhler:

$$N_i = C \left(\sigma_{aeq_i} \right)^{-B} \quad (24)$$

Por consequência, também se consegue encontrar o dano (D_i) referente à ciclagem sofrida para este carregamento (n_i):

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_i}{C} \left(\sigma_{aeq_i} \right)^B \quad (25)$$

Segundo Palmgren-Miner, a falha da peça ocorrerá quando o somatório de danos for igual a 1. Portanto, tem-se por objetivo, encontrar um valor de dano menor que 1 para a quantidade de ciclos estimada necessária ao tempo de utilização do protótipo.

$$D_{Total} = \sum D_i \quad (26)$$

Ao estudar a possível falha por fadiga de uma peça, é importante atentar para os detalhes da geometria que podem gerar concentradores de tensão (K_T e K_F) que elevam o valor da tensão nominal da estrutura (σ_n) nestes locais específicos. No entanto, o componente a ser estudado é composto por tubos circulares de seção transversal constante, ou seja, sem variações ou entalhes na geometria. Por outro lado, sabe-se que os tubos da gaiola são soldados e as soldas também possuem influência no valor máximo de tensão atingido.

Portanto, além do cálculo SN baseado na tensão nominal encontrada na peça, é ainda mais importante considerar a concentração de tensões que ocorre nas

juntas soldadas, pois é nestes locais que há a maior probabilidade de se iniciar uma trinca.

Existem diversas normas encontradas na literatura para a análise de tensões e vida de uma solda. O *International Institute of Welding* (IIW) fornece algumas das normas mais comumente adotadas. Para a análise de fadiga em soldas, as tensões médias não são consideradas nos cálculos, apenas as gamas de tensão ou tensões alternadas. Isso porque existem tensões residuais trativas na solda que são da ordem do limite de escoamento do material. O equacionamento da curva de vida à fadiga é dado por:

$$N\Delta\sigma^B = C ; \text{ sendo } \Delta\sigma = 2\sigma_a \quad (27)$$

Os coeficientes B e C , neste caso, são definidos por meio de tabelas que os relacionam com a chamada classe de solda e com o número de ciclos de vida do componente. O valor dado pelo nome da classe, corresponde à gama de tensão que fornece uma vida de $2 * 10^6$ ciclos para a solda. Para cada detalhe de solda, o IIW fornece uma resistência à fadiga ($\Delta\sigma_L$), que é o valor da gama de tensão que leva o detalhe à fadiga após $5 * 10^6$ ciclos. Esta resistência à fadiga leva em conta as tensões residuais existentes, a geometria do detalhe, o meio de fabricação e o acabamento superficial (assim, os fatores k_a , k_e e K_f já são considerados). No cálculo é levada em conta uma confiabilidade de 97,7% e 15% de dispersão das amostras.

Tabela 6 – Coeficientes da curva de Wöhler segundo a IIW para confiabilidade 97,7%

Classe IIW	B=3		B=3.5	
	C	$\Delta\sigma_L$ [MPa]	C	$\Delta\sigma_L$ [MPa]
125	3.91E+12	92.10	4.37E+13	96.21
112	2.81E+12	82.52	2.97E+13	86.20
100	2.00E+12	73.68	2.00E+13	76.97
90	1.46E+12	66.31	1.38E+13	69.27
80	1.02E+12	58.94	9.16E+12	61.57
71	7.16E+11	52.31	6.03E+12	54.65
63	5.00E+11	46.42	3.97E+12	48.49
56	3.51E+11	41.26	2.63E+12	43.10
50	2.50E+11	36.84	1.77E+12	38.48
45	1.82E+11	33.16	1.22E+12	34.64
36	9.33E+10	26.53	5.60E+11	27.71

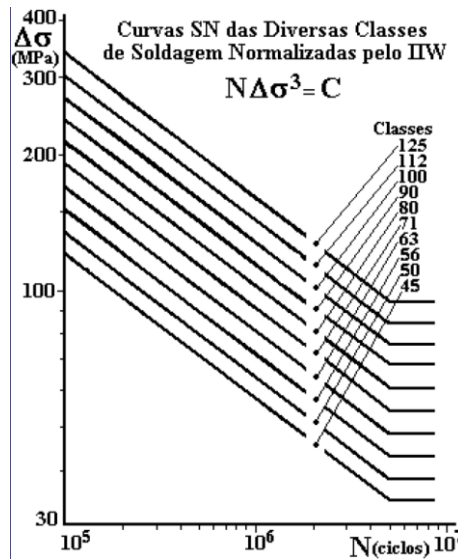


Figura 6.1 – Curvas SN das Diversas Classes de Soldagem Normalizadas pelo IIW

Os valores tabelados para C são obtidos através da seguinte equação, que relaciona o valor da classe, com a vida de 2 milhões de ciclos, optando-se por $B = 3$ ou $B = 3,5$:

$$2 \cdot 10^6 (\text{Classe})^B = C \quad (28)$$

Da mesma forma, as gamas de tensão $\Delta\sigma$, após $N > 5 \cdot 10^6$, deixam de ser o dobro da tensão alternada para estabilizarem em um único valor, que é demonstrado na tabela e dado pela fórmula:

$$\Delta\sigma = \left(\frac{C}{5 \cdot 10^6} \right)^{1/B} \quad (29)$$

Este método de previsão à fadiga tende a ser bem mais conservador que o método SN puro, ao mesmo tempo em que retrata de forma mais fidedigna a vida de um projeto de estrutura soldada.

7 APLICAÇÃO DO CÁLCULO

Após os testes, todos os dados foram armazenados e processados no EXCEL. A partir das Eq. (5) e (6), calculou-se o resultado das deformações ε_x , ε_y e γ_{xy} , ou seja, nas direções axial, tangencial e cisalhante. Então, foram aplicadas as fórmulas da Lei de Hooke que relacionam tensão e deformação no estado plano de tensões

(Eq. (10)). Para isso, utilizando-se uma base de dados de aço 4130, assumiu-se o valor de 205 GPa para o Módulo de Elasticidade (E) e 0,292 para o Coeficiente de Poisson (ν), conseqüentemente, pela Eq. (8), obteve-se 79,3 GPa para o Módulo de Elasticidade Cisalhante (G). Assim, foram calculados os valores de σ_x , σ_y e τ_{xy} e as tensões nas direções principais (σ_1 , σ_2 e σ_3). Para facilitar os cálculos, estabeleceu-se que o valor zero estaria sempre ligado à σ_3 , sendo σ_1 e σ_2 não nulos.

A fim de analisar a biaxialidade das tensões, foram traçados gráficos para cada roseta em todos os testes, nos quais o eixo y corresponde ao maior valor absoluto entre σ_1 e σ_2 (aqui representado como σ_1) e o eixo x corresponde à razão entre o menor e o maior valor absoluto, carregando o sinal da divisão (λ). Com estes resultados em mãos, podem-se tirar conclusões a respeito do direcionamento das tensões e da provável direção de iniciação de trinca. [1]

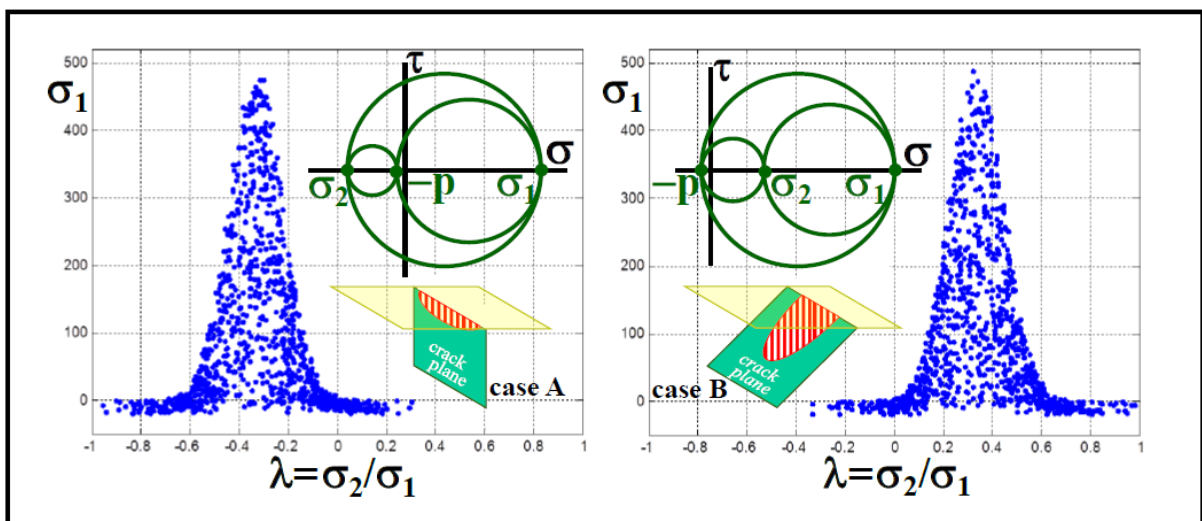


Figura 7.1 – Representações do Gráfico de Biaxialidade (Caso A e Caso B) [1]

A Figura 7.1 demonstra que se os maiores valores absolutos de tensão principal estiverem concentrados em uma faixa pequena de razões negativas (menor que zero), isto significa que o componente sofre carregamentos majoritariamente do tipo tração-torção e, por isso, a trinca tende a se desenvolver num plano a 90° da superfície, como é observado no caso A. Já no caso B, os valores absolutos da maior tensão principal estão concentrados em um pequeno intervalo de razões positivas (maiores que zero), sofrendo carregamentos que induzem uma condição biaxial, portanto a trinca se desenvolveria em um plano a 45° da superfície. A condição de carregamento puramente uniaxial, por sua vez, estaria ligada a razões

muito próximas de zero. Vale ressaltar que os pontos cujas tensões possuem módulo muito pequeno podem ser descartados em uma análise de fadiga, visto que, não irão contribuir de forma significativa para o dano do componente.

Outra análise importante relaciona as tensões normais e cisalhante a partir de um ângulo θ_p que fornece a angulação entre a tensão principal de máximo absoluto e o eixo x, variando de 0 a 180°. Assim, consegue-se visualizar a distribuição do direcionamento das tensões a partir da observação do valor deste ângulo em um intervalo de tempo, que é calculado pela seguinte equação:

$$\theta_p = \frac{1}{2} \text{ArcTan} \left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \right) \quad (30)$$

Foram plotados novos gráficos onde o eixo y também corresponde ao maior valor absoluto entre σ_1 e σ_2 e o eixo x é representado pelo ângulo θ_p em graus. Quando as tensões normais e cisalhante são totalmente proporcionais, o valor do ângulo θ_p se mantém para todo o tempo (t) do histórico, o que significa que a história de carregamento é proporcional e a trinca provavelmente nascerá na direção indicada pelo ângulo. Pode ainda ocorrer de os pontos se concentrarem em duas angulações diferentes defasadas 90°, o que também implica em uma história de carregamento aproximadamente proporcional. Por outro lado, se o valor do ângulo não se mantiver constante ou não houver nenhuma concentração clara de pontos em uma angulação específica, significa que o carregamento é não proporcional e torna-se mais difícil identificar a direção de iniciação de uma trinca.

Realizando uma análise combinada de ambos os gráficos de biaxialidade e de direções principais, pode-se averiguar a existência de fadiga uniaxial ou multiaxial e, baseado na proporcionalidade dos dados, identificar o melhor meio de cálculo.

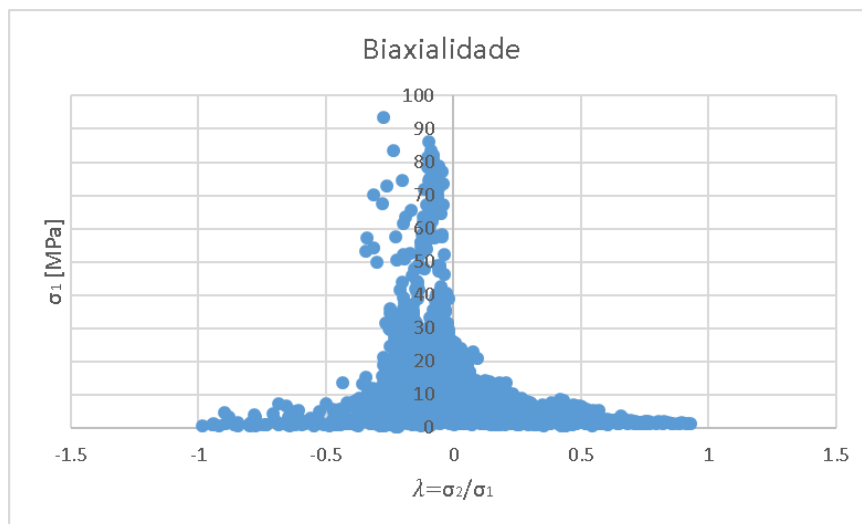


Figura 7.2 – Gráfico de Biaxialidade da Roseta 3 no Teste de Queda

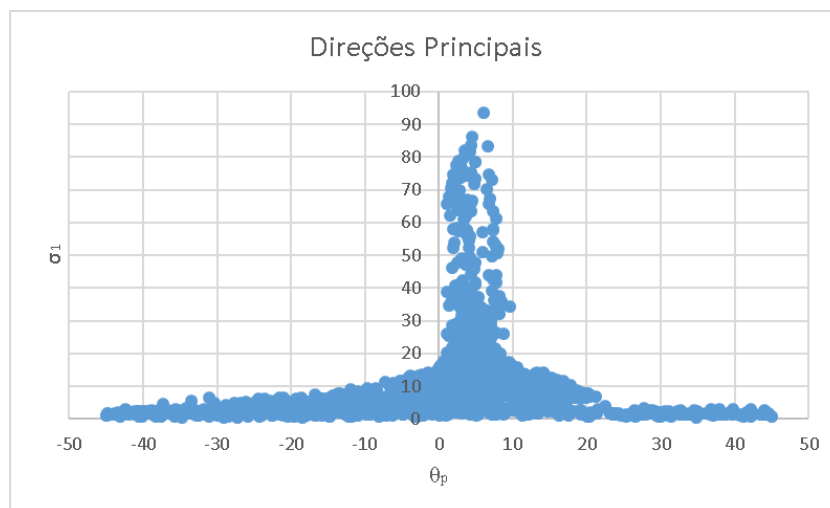


Figura 7.3 – Gráfico das Direções Principais da Roseta 3 no Teste de Queda

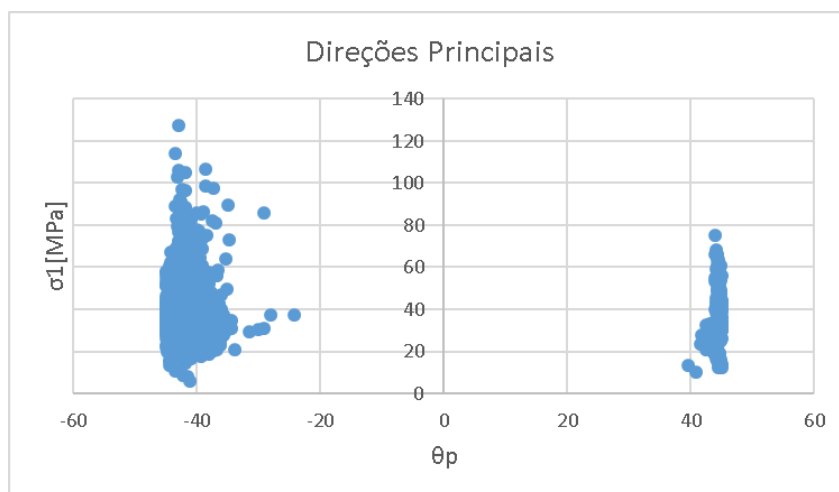


Figura 7.4 – Gráfico das Direções Principais da Roseta 5 no Teste Área Vermelha

O exemplo mostrado nas Figuras 7.2 e 7.3 demonstra a distribuição de pontos obtida para a Roseta 3 no Teste de Queda para ambos os gráficos. Observa-se que houve uma grande concentração de dados com valores mais elevados na faixa de razão $-0,3 < \lambda < 0$ no gráfico de biaxialidade e um agrupamento na faixa de $0 < \theta_p < 10^\circ$ para o gráfico das direções principais. Isto significa que os dados podem ser interpretados como carregamentos proporcionais e o cálculo pode ser realizado através do método SN sem grandes perdas. Também se pode chegar à conclusão que os carregamentos significativos são do tipo tração-torção. A Figura 7.4 também apresenta concentrações em torno de -35° e -45° , além de mais uma concentração entre 40° e 45° . Essencialmente, ambas as angulações negativa e positiva, indicam a mesma direção. Portanto, os carregamentos neste caso, também são proporcionais.

A mesma análise foi realizada para ambos os gráficos em cada local de aplicação das rosetas e em cada teste. Todos os gráficos podem ser consultados no APÊNDICE. Verificou-se que, em alguns casos, os dados são muito dispersos, hora no gráfico de biaxialidade, hora no gráfico das direções principais e, alguns poucos ainda apresentam dispersão nos dois. Isto indica se tratar de casos de fadiga multiaxial, na qual as tensões variam muito sua direção ao longo da história de carregamento e, por isso, em um primeiro momento, não se pode afirmar a direção de iniciação de trinca. Existem várias possibilidades de planos nos quais as tensões atuantes podem gerar fadiga e é preciso testá-los através de cálculos iterativos. São diversos os métodos e teorias diferentes para a análise de fadiga multiaxial, portanto, seria necessário entender cada um deles para escolher aquele que teria melhor aplicação com o caso estudado. No entanto, o cálculo de fadiga através da tensão de von Mises tenderia para o lado conservador, já que esta é uma representação escalar das tensões combinadas e o cálculo assume que todas estariam atuando no mesmo eixo, dando origem a uma trinca nesta direção. Desta forma, como o conceito de fadiga multiaxial foge ao escopo da graduação e, para termos de projeto, significaria uma abordagem menos conservadora, optou-se por dar continuidade à análise de fadiga na forma uniaxial, aplicando o método SN para todos os exemplos.

Como já era esperado para um caso dinâmico real, os históricos de carregamentos obtidos são bastante complexos. Por isso, foi necessário realizar

uma filtragem dos dados relevantes que seriam utilizados na contagem Rain-Flow. Para isso, utilizou-se um código no MATLAB que correlaciona os históricos das tensões σ_x , σ_y e τ_{xy} de um mesmo local e capta os momentos em que houve variações significativas em pelo menos uma delas [8]. Para melhor correlacionar a importância entre os valores de tensão normal e cisalhante, aplica-se os fatores de von Mises no vetor de tensões $[\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \tau_{xy} \ \tau_{xz} \ \tau_{yz}]$:

$$\vec{S}^i = \left[\sigma_x - \frac{(\sigma_y + \sigma_z)}{2} \quad \frac{(\sigma_y - \sigma_z)\sqrt{3}}{2} \quad \tau_{xy}\sqrt{3} \quad \tau_{xz}\sqrt{3} \quad \tau_{yz}\sqrt{3} \right] \quad (31)$$

Como, neste caso, os valores de σ_z , τ_{xz} e τ_{yz} são nulos, obtém-se:

$$\vec{S}^i = \left[\sigma_x - \frac{\sigma_y}{2} \quad \frac{\sigma_y\sqrt{3}}{2} \quad \tau_{xy}\sqrt{3} \right] \quad (32)$$

Assim, a escolha dos pontos do histórico que serão utilizados na contagem é feita não só analisando as tensões individualmente, mas tendo como base as proporções da tensão combinada de Mises, dando os devidos pesos a cada uma delas.

Foi preciso ainda escolher uma tensão de base para o filtro, cujos valores abaixo dela seriam de pouca significância para a análise de fadiga e, ao mesmo tempo, diminuiria consideravelmente a quantidade de pontos no histórico. O valor utilizado de 10 MPa foi alcançado de forma empírica através da observação dos gráficos obtidos e da quantidade de dados que remanesciam.

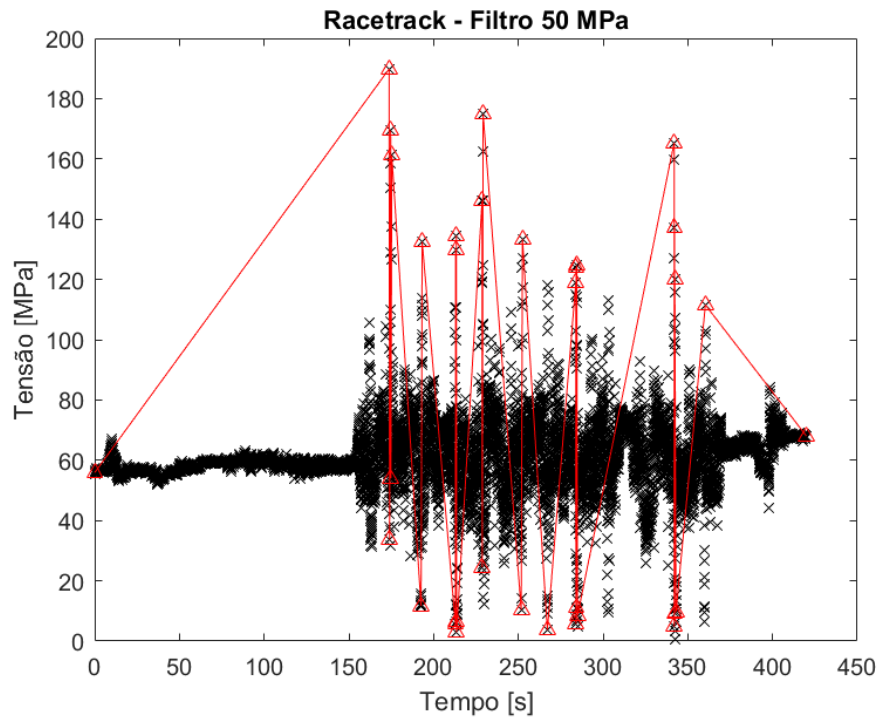


Figura 7.5 – Pontos selecionados no código Racetrack para um filtro de 50 MPa

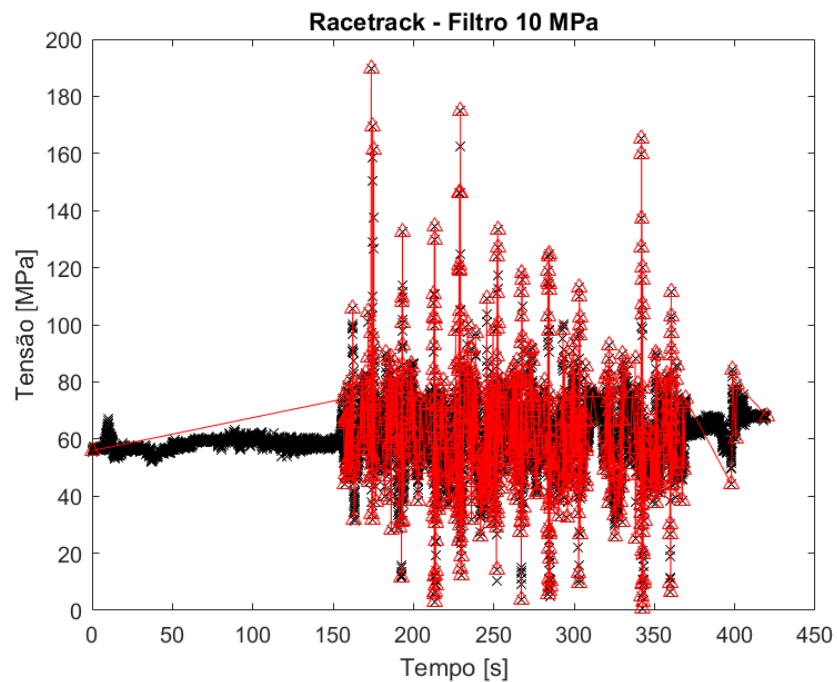


Figura 7.6 – Pontos selecionados no código Racetrack para um filtro de 10 MPa

Percebe-se uma significativa diferença na seleção de pontos quando se utiliza um filtro de 50 MPa e quando se utiliza um filtro de 10 MPa. Ambos foram aplicados no mesmo histórico exemplo que possuía um total de 12600 pontos, representados pelos elementos em x pretos nos gráficos. No primeiro caso, percebe-se que há uma

redução muito grande dos pontos pela filtragem, deixando apenas 33 pontos para a contagem de Rainflow, que são representados pelos triângulos vermelhos, e verifica-se que há uma perda significativa dos pontos originais que não estão sendo contemplados. No segundo exemplo, a soma de triângulos sobe para 738, que continua sendo um valor bem reduzido quando comparado à quantidade original de pontos, e observa-se uma história bem mais rica de informações sobre picos e vales que englobam de forma mais efetiva os eventos ocorridos. Também é importante atentar para o fato de que, ao realizar o cálculo para fadiga dos detalhes de solda, não se pode utilizar valores de filtro superiores às gamas de tensão estabelecidas pela norma do detalhe escolhido. Assim, é preferível optar por um valor que esteja seguramente abaixo dessas gamas de tensão, mesmo que isto adicione informação demais no histórico.

Após a filtragem e coleta dos dados de tensão nos pontos selecionados, estes foram transferidos novamente para o Excel, onde foi realizado o equacionamento necessário para a obtenção da tensão de von Mises de cada ponto restante do histórico. É importante ressaltar que, como esta representação de tensão é um escalar, ela não possui direção nem sentido. Porém, na análise de fadiga, o sinal no histórico se torna muito relevante, pois pode significar uma variação maior ou menor entre as tensões, induzindo contagens de ciclos diferentes e valores de tensões médias e alternadas distintos. Esta diferença pode ocorrer principalmente em casos nos quais o gráfico de biaxialidade demonstrou concentração em razões negativas. Por isso, implementou-se o sinal da soma entre as tensões normais à fórmula de von Mises quando este valor não era nulo, nos casos em que a soma resultasse em zero, era utilizado o sinal da tensão cisalhante, da seguinte forma:

Se $(\sigma_x + \sigma_y) \neq 0$:

$$\sigma_{von\ Mises} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{|(\sigma_x + \sigma_y)|} \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (33)$$

Ou

$$\sigma_{von\ Mises} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{|(\sigma_x + \sigma_y)|} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]/2} \quad (34)$$

Se $(\sigma_x + \sigma_y) = 0$:

$$\sigma_{von\ Mises} = \frac{\tau_{xy}}{|\tau_{xy}|} \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (35)$$

Ou

$$\sigma_{von\ Mises} = \frac{\tau_{xy}}{|\tau_{xy}|} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]/2} \quad (36)$$

Após este cálculo, os dados de tensão de von Mises foram transferidos para outro código no MATLAB (Apêndice) que fazia a plotagem dos históricos e contagem dos ciclos, respeitando as regras do método Rain Flow, entregando como resultado os índices de início e fim de cada ciclo, com suas respectivas tensões alternadas e médias. Estas informações são a matéria-prima base para o desenvolvimento dos cálculos de fadiga.

As Figuras 7.7 e 7.8 a seguir demonstram mais uma vez um comparativo entre os gráficos obtidos para o histórico de tensão de von Mises com a aplicação de um filtro de 50 MPa e com um filtro de 10 MPa, reforçando a escolha do último valor.

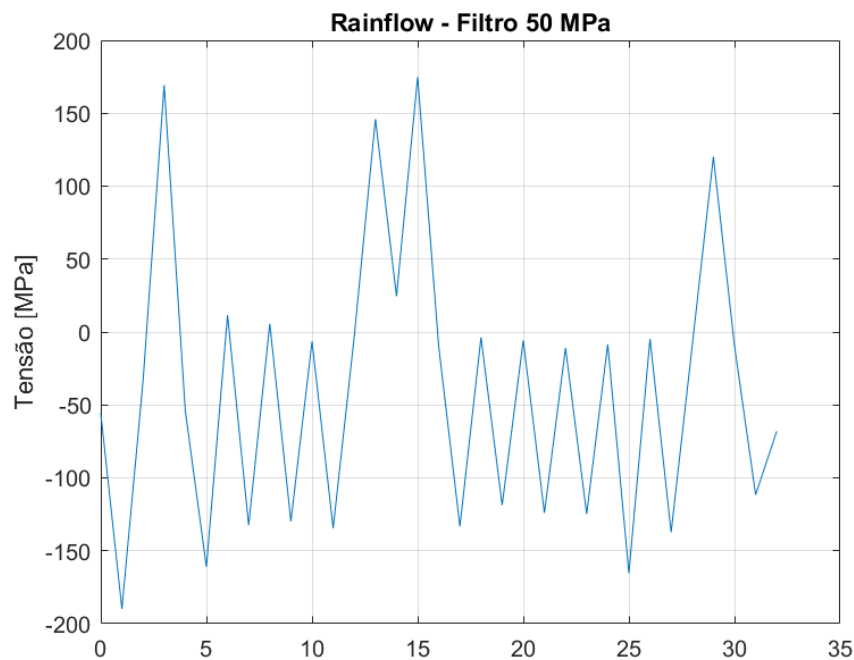


Figura 7.7 – Representação gráfica dos pontos seleccionados para a contagem Rainflow com filtro de 50 MPa

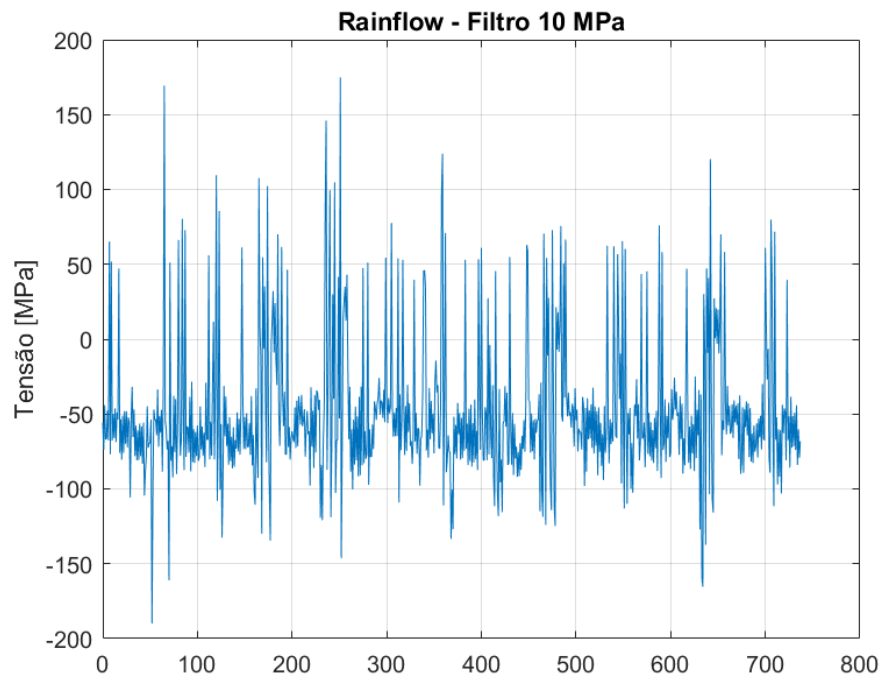


Figura 7.8 – Representação gráfica dos pontos selecionados para a contagem Rainflow com filtro de 10 MPa

Como foi visto, o primeiro passo para a aplicação do método SN é o cálculo dos coeficientes da curva de Wöhler. Utilizou-se o valor de 728 Mpa para o limite de resistência (S_R) dos tubos (Tabela 2), já que todas as rosetas foram coladas em tubos primários. Para os fatores k_i foram adotadas as seguintes hipóteses:

1. Os tubos foram fabricados a partir do processo de trefilamento a frio, o que se aproxima de uma laminação ou usinagem a frio e que, segundo Mischke, significa um $k_a = 4,45(S_R)^{-0,265} = 0,832$;
2. Os tubos possuem espessura de parede inferior à espessura dos corpos de prova utilizados para a confecção das curvas de Wöhler, assim, não deve haver diferença significativa entre a tensão superficial e interior, assumindo-se $k_b = 1$;
3. Os componentes estão sujeitos a carregamentos axiais, torçores e, principalmente, fletores, sendo assim, a recomendação de Juvinal implica em um $k_c = 1$;
4. As condições de teste e de operação do veículo são em temperatura ambiente, ficando apenas um pouco mais elevada próxima ao motor, portanto, pode-se utilizar $k_\theta = 1$;

5. A confiabilidade do cálculo já é previamente estabelecida em 50% pelo fator 0,5 que multiplica S_R para encontrar S_L . Este valor é bastante razoável para analisar um protótipo de fabricação única, ou seja, que não possui produção em massa. No entanto, como a confiabilidade do cálculo de solda é de aproximadamente 97,7%, com um coeficiente de variação $V = 15\%$. Para que os resultados fossem posteriormente comparados, optou-se por realizar um cálculo que considera a confiabilidade de 50%, sendo $k_e = 1$ e outro que se utiliza da mesma confiabilidade e grau de dispersão da solda, ou seja, $k_e = 0,7$ segundo a Tabela 7.

Tabela 7 – Valores de k_e em função da confiabilidade R e da dispersão V [1]

valores de $k_e(R)$ para várias confiabilidades R e dispersões V							
confiab. R(%)	z(R)	coeficiente de variação $V(S_F) = \hat{\sigma}(S_F) / \mu(S_F)$					
		3%	6%	9%	12%	15%	18%
50	0	1	1	1	1	1	1
84.13	-1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82
90	-1.282	0.96	0.92	0.88	0.85	0.81	0.77
95	-1.645	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70
97.72	-2	0.94	0.88	0.82	0.76	0.70	0.64
99	-2.326	0.93	0.86	0.79	0.72	0.65	0.57
99.87	-3	0.91	0.82	0.73	0.64	0.55	0.46

Com os fatores k_i definidos, foram encontrados os valores para limite de fadiga para vida longa e para vida curta:

Para $k_e = 1$:

$$\begin{cases} S_F(N = 10^3) = 1.1.0,76S_R = 553,3 \text{ MPa} \\ S_L(N \geq 10^6) = 0,832.1.1.1.1.0,5S_R = 282,5 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para $k_e = 0,7$:

$$\begin{cases} S_F(N = 10^3) = 1.0,7.0,76S_R = 387,3 \text{ MPa} \\ S_L(N \geq 10^6) = 0,832.1.1.1.0,7.0,5S_R = 197,7 \text{ MPa} \end{cases}$$

Uma vez obtidos os limites de fadiga, consegue-se calcular os coeficientes B e C para definir-se a curva de Wöhler:

Para $k_e = 1$:

$$B = \frac{\log(10^6/10^3)}{\log(S_F/S_L)} = 10,28$$

$$C = 10^3 S_F^B = 1,53 * 10^{31}$$

Para $k_e = 0,7$:

$$B = \frac{\log(10^6/10^3)}{\log(S_F/S_L)} = 10,28$$

$$C = 10^3 S_F^B = 3,93 * 10^{29}$$

Assim, obtiveram-se as seguintes curvas que irão descrever o comportamento à fadiga dos tubos da gaiola para uma confiabilidade de 50 e 97,7%.

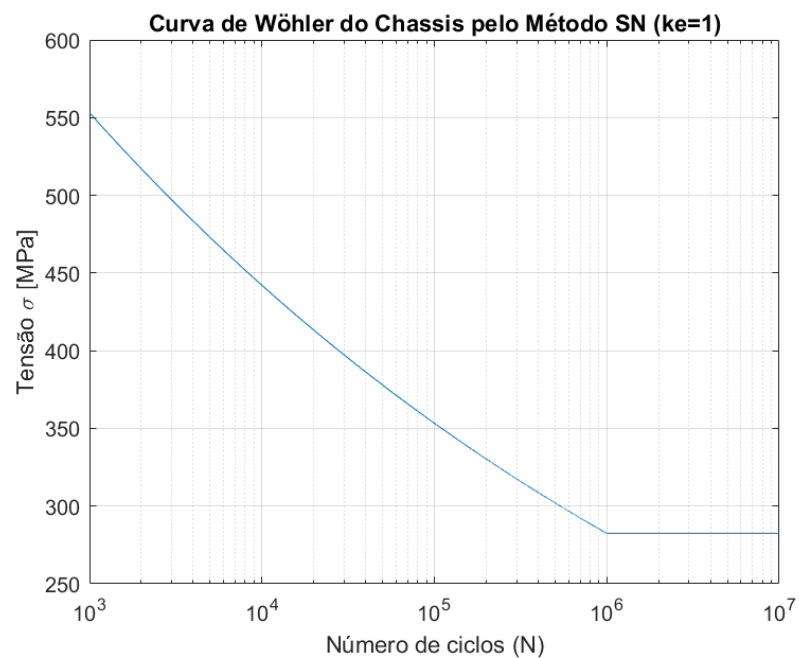


Figura 7.9 – Curva de Wöhler construída para a estrutura a partir dos coeficientes B e C calculados para confiabilidade de 50%

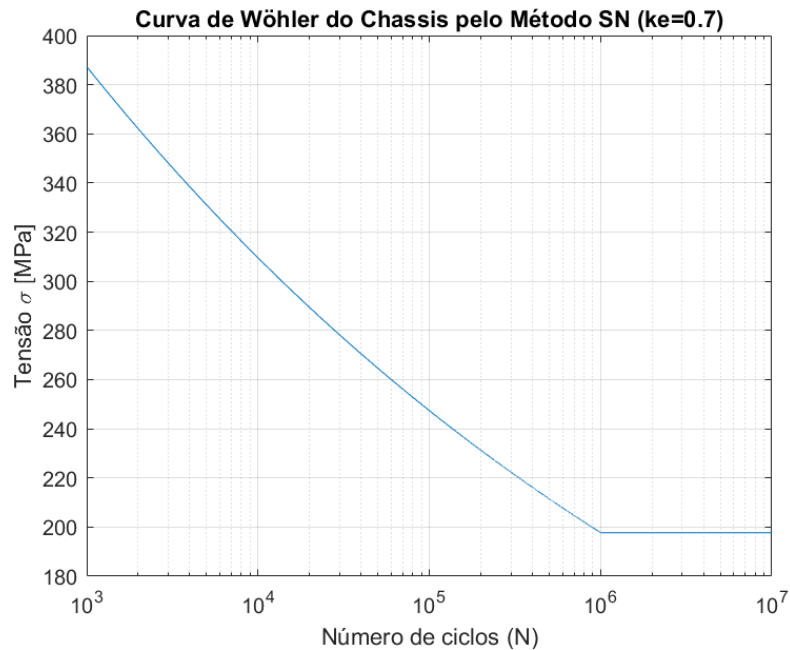


Figura 7.10 – Curva de Wöhler construída para a estrutura a partir dos coeficientes B e C calculados para confiabilidade de 97,7%

Também foi preciso escolher a classe que melhor representa o detalhe de solda dos pontos de união da gaiola. Utilizando a Tabela de Classes de Solda normalizada pela IIW (que aqui está demonstrada de forma resumida), optou-se por duas alternativas que representam espécimes tubulares e mais se aproximam da configuração de solda do chassi, mostradas abaixo:

Weld Joint	Type / Description	steel	Al
	422: Splice of circular hollow section with intermediate plate, single sided butt weld, potential failure from toe. NDT to ensure full root penetration.	$t_{pl} > 8\text{mm}$ 56	22
		$t_{pl} < 8\text{mm}$ 50	20
	232: Transverse butt weld splice in circular pipes, welded in flat position from outside, full penetration, root crack. Axial misalignment $< 0.05 \cdot \text{thickness}$.	no NDT 36	12
		root inspected by NDT 71	28

Figura 7.11 – Classes de Solda segundo o IIW

Portanto, as classes escolhidas foram: 50, que representa a emenda de uma seção circular oca com uma placa plana intermediária e solda de ponta única com potencial falha ao pé da junta, tendo em vista também uma espessura menor que 8 mm para o tubo; 36, que demonstra uma emenda transversal em tubos circulares,

soldada em posição plana pelo lado de fora, considerando penetração total e surgimento de trinca na raiz, assumindo um desalinhamento máximo de 0,05% da espessura e a ausência de inspeções de soldagem por meio de testes não destrutivos.

Definidas as classes, e escolhendo-se o expoente $B = 3$, que fornece resultados mais conservadores, adquirem-se os seguintes valores para os coeficientes da curva de Wöhler, utilizando a Tabela 6 ou a Eq. (28):

Para classe de solda 50:

Se $N \leq 5 \cdot 10^6$; $B = 3$ e $C = 2,5 \cdot 10^{11}$ ou $B = 3,5$ e $C = 1,77 \cdot 10^{12}$

Se $N > 5 \cdot 10^6$; $\Delta\sigma_L = 36,8 \text{ MPa}$ ou $\Delta\sigma_L = 38,5 \text{ MPa}$

Para classe de solda 36:

Se $N \leq 5 \cdot 10^6$; $B = 3$ e $C = 9,33 \cdot 10^{10}$ ou $B = 3,5$ e $C = 5,6 \cdot 10^{11}$

Se $N > 5 \cdot 10^6$; $\Delta\sigma_L = 26,5 \text{ MPa}$ ou $\Delta\sigma_L = 27,7 \text{ MPa}$

Calculados os coeficientes, obtiveram-se as seguintes curvas:

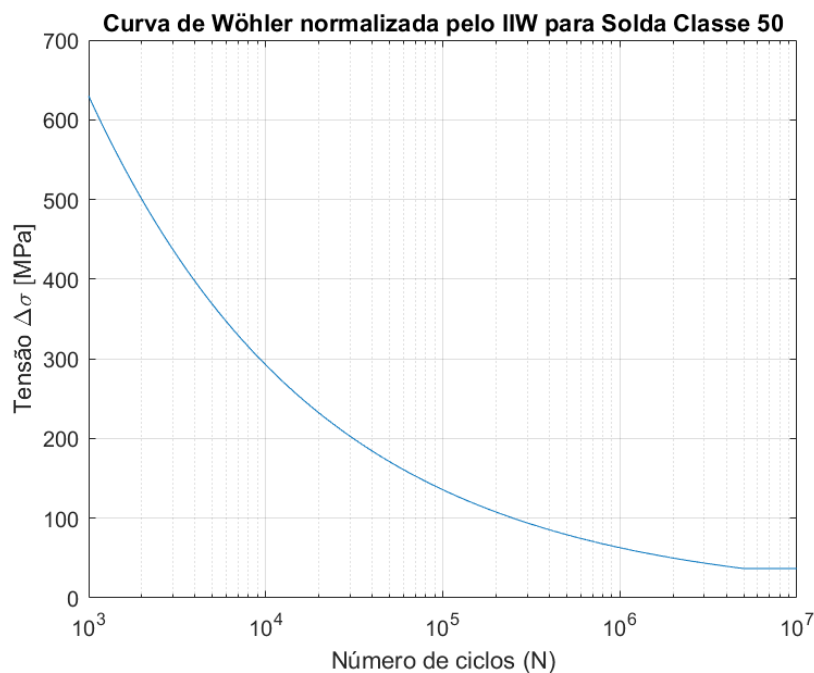


Figura 7.12 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 50 segundo IIW

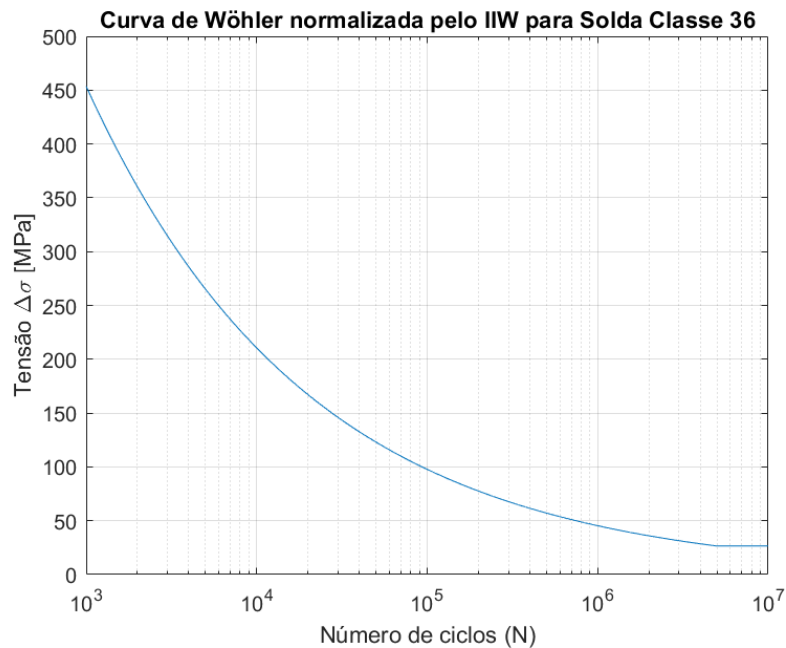


Figura 7.13 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 36 segundo IIW

Como já foi mencionado, o cálculo de fadiga para solda pelo método IIW prevê uma confiabilidade de 97,7% para os resultados. Visto que foram construídas as curvas SN tanto para confiabilidade de 50% e 97,7% e, com o mesmo intuito comparativo, observando situações distintas, realizou-se uma adaptação no cálculo do coeficiente C a fim de conseguir novos valores de C e $\Delta\sigma_L$ para uma confiabilidade de 50%. Para isso, baseado na Eq. (16) e na Eq. (27), dividiu-se a constante C pelo k_e de 0,7 elevado ao expoente B, pois, teoricamente, ele já estaria embutido na fórmula e um k_e de valor unitário forneceria a confiabilidade de 0,5:

$$N \left(\frac{\Delta\sigma}{k_e} \right)^B = \frac{C}{k_e^B} \quad (37)$$

Assim, realizando o ajuste em todas as classes, obteve-se a seguinte tabela de coeficientes para solda segundo IIW com confiabilidade de 50%:

Tabela 8 – Coeficientes da curva de Wöhler segundo a IIW para confiabilidade 50%

Classe IIW	B=3		B=3.5	
	C	$\Delta\sigma_L$ [MPa]	C	$\Delta\sigma_L$ [MPa]
125	1.14E+13	131.57	1.82E+14	144.67
112	8.19E+12	117.89	1.24E+14	129.62
100	5.83E+12	105.26	8.34E+13	115.73
90	4.25E+12	94.73	5.77E+13	104.16

80	2.99E+12	84.21	3.82E+13	92.59
71	2.09E+12	74.73	2.51E+13	82.17
63	1.46E+12	66.31	1.65E+13	72.91
56	1.02E+12	58.94	1.10E+13	64.81
50	7.29E+11	52.63	7.37E+12	57.87
45	5.31E+11	47.37	5.10E+12	52.08
36	2.72E+11	37.89	2.33E+12	41.66

Então, os valores de referência para as classes escolhidas se tornaram os seguintes:

Para classe de solda 50: ($k_e = 1$)

Se $N \leq 5 \cdot 10^6$; $B = 3$ e $C = 7,3 \cdot 10^{11}$ ou $B = 3,5$ e $C = 7,4 \cdot 10^{12}$

Se $N > 5 \cdot 10^6$; $\Delta\sigma_L = 52,6 \text{ MPa}$ ou $\Delta\sigma_L = 57,9 \text{ MPa}$

Para classe de solda 36: ($k_e = 1$)

Se $N \leq 5 \cdot 10^6$; $B = 3$ e $C = 2,72 \cdot 10^{11}$ ou $B = 3,5$ e $C = 2,33 \cdot 10^{12}$

Se $N > 5 \cdot 10^6$; $\Delta\sigma_L = 37,9 \text{ MPa}$ ou $\Delta\sigma_L = 41,7 \text{ MPa}$

Novamente optando pelo expoente $B = 3$ e o respectivo coeficiente C , foram construídas as novas curvas para ambas as classes:

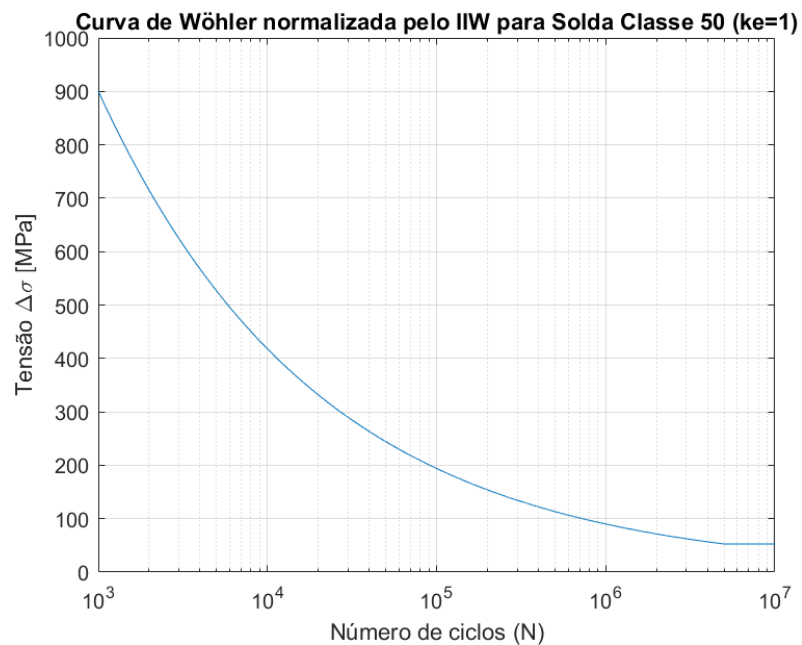


Figura 7.14 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 50 segundo IIW com ajuste para confiabilidade de 50%

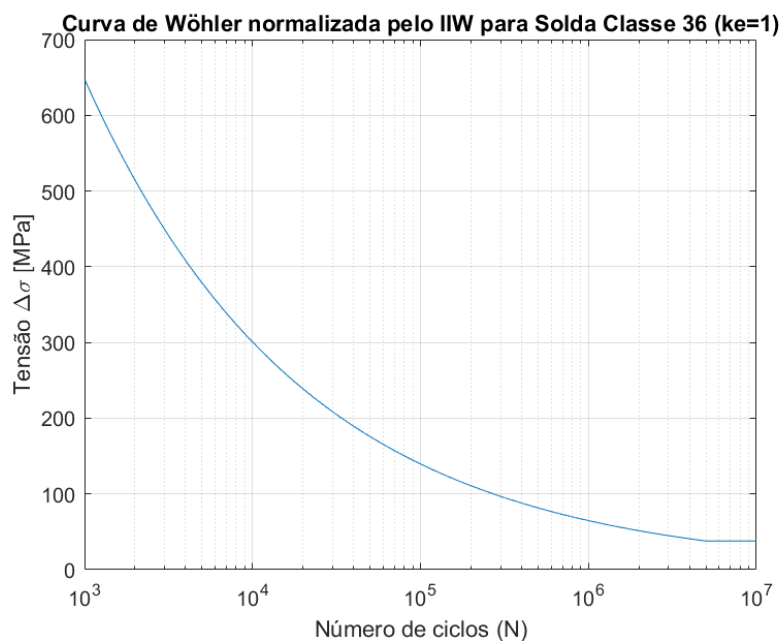


Figura 7.15 – Curva de Wöhler construída para a classe de solda 36 segundo IIW com ajuste para confiabilidade de 50%

Implementando as Eq. (23), (25) e (26) e utilizando as tensões alternadas e médias obtidas pelo MATLAB em conjunto com os fatores de ajuste de curva, foi possível calcular o dano referente a cada local de medição e em cada teste tanto pelo método de SN simples quanto para solda em ambas as classes (sendo que, neste caso do cálculo de solda, as tensões médias foram descartadas).

Ao analisar os gráficos dos históricos de tensão em Mises, percebeu-se que, em alguns casos, a Roseta 6 apresentou tensões bastante elevadas, que se aproximam do limite de escoamento mais baixo dos tubos (considerado como referência nas análises prévias). Isto indica que, embora não ultrapassassem este limite, já poderiam estar ocorrendo pequenas plastificações na estrutura, o que muda a relação tensão X deformação do componente.

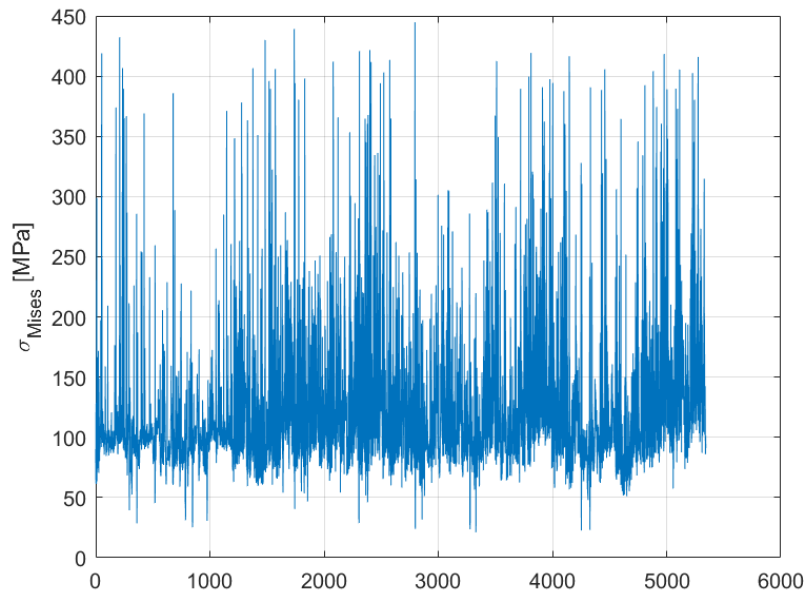


Figura 7.16 – Histórico em Tensão de Mises da Roseta 6 no Teste Área Vermelha

O modelo de Ramberg Osgood é utilizado para que se possa considerar o encruamento de um material, que é o aumento da sua resistência devido à deformação plástica decorrente de alguma tensão atuante na área em questão. A equação sugerida por eles para melhor representar esta dinâmica é a seguinte:

$$\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H_c}\right)^{1/h_c} \quad (38)$$

Onde;

ε_{el} : Deformação elástica

ε_{pl} : Deformação plástica

H_c : Coeficiente do encruamento cíclico do material

h_c : Expoente do encruamento cíclico do material

Assim, realizou-se um ajuste nos históricos de tensão de Mises dos 4 últimos testes para que se considerasse também as deformações plásticas. Para isso, as tensões que foram anteriormente calculadas pela Lei de Hooke (σ_{el}) foram divididas pelo módulo de elasticidade para encontrar a deformação total. Com este valor em mãos e assumindo $H_c = 1168$ e $h_c = 0,118$ [11], resolve-se a equação de Ramberg Osgood para encontrar o novo valor de tensão de Mises elastoplástica (σ_{elpl}):

$$\frac{\sigma_{el}}{E} = \frac{\sigma_{elpl}}{E} + \left(\frac{\sigma_{elpl}}{H_c}\right)^{1/h_c} \quad (39)$$

Após este equacionamento, realizou-se um comparativo entre os valores de tensão calculados pela Lei de Hooke e por Ramberg Osgood através de um cálculo de erro.

Tabela 9 – Comparativo entre Tensões calculadas pela Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg Osgood para a Roseta 6

Comparativo de Métodos para o Cálculo de Tensão			
Testes	σ máx - Hooke [MPa]	σ máx - RambOsg [MPa]	Erro máx [%]
Teste de Queda	204.24	204.16	0.04
Teste Lab Grad	444.57	413.60	6.97
Teste Área Vermelha	444.75	413.71	6.98
Teste Área Amarela	453.50	418.96	7.62

A Tabela 9 demonstra que, para tensões mais elevadas, que é o caso dos testes da etapa 3, a plasticidade tem um efeito mais visível e o cálculo considerando o encruamento diminui as tensões máximas em algumas dezenas de MPa. Embora a diferença não seja tão grande, esta análise é importante, pois pode significar uma redução nos danos e consequente aumento da vida útil estimada para o protótipo.

8 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Para analisar o dano em uma situação de competição, pode-se realizar uma média ponderada levando em conta o tempo de duração de cada teste, o tempo de duração da prova de enduro e a semelhança entre os obstáculos e percursos que foram adotados neste estudo e os da prova real. Assim, estabeleceu-se que o dano referente à prova de Enduro seria o equivalente a:

$$\begin{aligned}
 \text{Dano}[\text{Enduro (4h)}] &= \frac{\text{Dano}[\text{Teste de Queda (6 min)}] * 60}{6} \\
 &+ \frac{\text{Dano}[\text{Teste Lab Grad (7 min)}] * 60}{7} \\
 &+ \frac{\text{Dano}[\text{Teste Área Vermelha (7 min)}] * 60}{7} \\
 &+ \frac{\text{Dano}[\text{Teste Área Amarela (7 min)}] * 60}{7}
 \end{aligned} \tag{40}$$

A seguir estão demonstrados nas tabelas os resultados de dano calculados para cada roseta, em cada teste pelo método SN simples e para o modelo normalizado pelo IIW para soldas classe 50 e 36, considerando confiabilidades de 50 e 97,7%.

Tabela 10 – Danos calculados pelo Método SN para confiabilidade de 50%

Dano - Método SN (R=50%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	1.39E-14	5.36E-11	1.32E-13	-	3.34E-12	2.16E-10
Teste Lab Grad (7 min)	5.12E-12	1.63E-09	3.37E-12	-	4.14E-10	1.30E-05
Teste Área Vermelha (7min)	6.29E-13	1.04E-11	3.22E-14	-	1.17E-09	9.13E-06
Teste Área Amarela (7 min)	1.28E-12	5.62E-12	6.29E-14	-	6.36E-09	2.03E-05
Enduro (4 h)	6.04E-11	1.46E-08	3.10E-11	-	6.81E-08	3.64E-04

Tabela 11 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 50 e confiabilidade de 50%

Dano -Método SN normalizado pelo IIW para Solda - Classe 50 (R=50%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	7.50E-06	3.44E-05	9.39E-06	-	1.76E-05	2.70E-05
Teste Lab Grad (7 min)	5.52E-05	1.24E-04	2.69E-05	-	1.88E-04	2.83E-03
Teste Área Vermelha (7min)	3.73E-06	4.58E-05	1.59E-05	-	2.46E-04	4.56E-03
Teste Área Amarela (7 min)	8.93E-05	4.99E-05	2.13E-05	-	5.06E-04	4.06E-03
Enduro (4 h)	1.34E-03	2.23E-03	6.44E-04	-	8.23E-03	9.84E-02

Tabela 12 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 36 e confiabilidade de 50%

Dano -Método SN normalizado pelo IIW para Solda - Classe 36 (R=50%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	2.14E-05	9.38E-05	2.63E-05	-	4.73E-05	7.69E-05
Teste Lab Grad (7 min)	1.53E-04	3.45E-04	7.93E-05	-	5.10E-04	7.61E-03
Teste Área Vermelha (7min)	9.99E-06	1.41E-04	5.26E-05	-	6.68E-04	1.23E-02
Teste Área Amarela (7 min)	2.44E-04	1.50E-04	6.78E-05	-	1.37E-03	1.10E-02
Enduro (4 h)	3.70E-03	6.39E-03	1.98E-03	-	2.23E-02	2.65E-01

Tabela 13 – Danos calculados pelo Método SN para confiabilidade de 97,7%

Dano - Método SN (R=97.7%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	5.44E-13	2.09E-09	5.16E-12	-	1.30E-10	8.45E-09
Teste Lab Grad (7 min)	2.00E-10	6.37E-08	1.32E-10	-	1.62E-08	5.09E-04
Teste Área Vermelha (7min)	2.46E-11	4.08E-10	1.26E-12	-	4.55E-08	3.57E-04
Teste Área Amarela (7 min)	5.01E-11	2.20E-10	2.46E-12	-	2.49E-07	7.94E-04
Enduro (4 h)	2.36E-09	5.72E-07	1.21E-09	-	2.66E-06	1.42E-02

Tabela 14 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 50 e confiabilidade de 97,7%

Dano -Método SN normalizado pelo IIW para Solda - Classe 50 (R=97.7%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	2.34E-05	1.02E-04	2.86E-05	-	5.14E-05	8.41E-05
Teste Lab Grad (7 min)	1.67E-04	3.76E-04	8.63E-05	-	5.56E-04	8.28E-03
Teste Área Vermelha (7min)	1.09E-05	1.54E-04	5.83E-05	-	7.27E-04	1.34E-02
Teste Área Amarela (7 min)	2.65E-04	1.65E-04	7.49E-05	-	1.49E-03	1.19E-02
Enduro (4 h)	4.03E-03	6.98E-03	2.17E-03	-	2.43E-02	2.89E-01

Tabela 15 – Danos calculados pelo Método SN normalizado pelo IIW para Solda de Classe 36 e confiabilidade de 97,7%

Dano -Método SN normalizado pelo IIW para Solda - Classe 36 (R=97.7%)						
Testes	Roseta 1	Roseta 2	Roseta 3	Roseta 4	Roseta 5	Roseta 6
Teste de Queda (6 min)	6.47E-05	2.74E-04	7.79E-05	-	1.41E-04	2.27E-04
Teste Lab Grad (7 min)	4.54E-04	1.02E-03	2.42E-04	-	1.50E-03	2.22E-02
Teste Área Vermelha (7min)	3.02E-05	4.41E-04	1.64E-04	-	1.96E-03	3.59E-02
Teste Área Amarela (7 min)	7.14E-04	4.66E-04	2.10E-04	-	4.00E-03	3.20E-02
Enduro (4 h)	1.09E-02	1.93E-02	6.05E-03	-	6.53E-02	7.75E-01

Uma primeira análise demonstra que, como esperado, em todos os casos, os danos referentes ao cálculo de solda são bem mais significativos que aqueles advindos do método SN simples. Este último, muitas vezes apresenta dano desprezível, pois o valor da tensão equivalente é inferior ao limite de fadiga ou o número de ciclos obtidos para os carregamentos é superior a um milhão. Isto reforça a ideia de que a análise da solda é de suma importância para se considerar em um estudo de fadiga. A observação de falhas em protótipos anteriores localizadas, na maioria das vezes, próximas às soldas, também leva a crer que este método representa melhor a realidade do projeto.

Quando se fala de confiabilidade, realizar um cálculo de fadiga considerando uma confiabilidade de 50% significa pensar que metade dos protótipos fabricados levaria pelo menos o tempo de vida estimado para iniciar uma trinca no local analisado, a outra metade iniciaria uma trinca antes disso. Da mesma forma, o cálculo com 97,7% de confiabilidade indica que esta porcentagem de protótipos falharia após a execução do número de ciclos calculado no pior ponto, o que sofre mais acúmulo de dano, e menos de 3% dos protótipos falhariam em menos ciclos. Assim, quando se realiza o cálculo de projeto de um componente que faz parte de uma linha de produção de uma indústria, ou seja, o mesmo componente é produzido em grande quantidade, é importante ter uma confiabilidade alta na fabricação, para que a vida útil especificada para o produto seja atendida na grande maioria dos casos e a probabilidade de algum deles falhar antes da garantia seja baixa. Para o

projeto de um baja desenvolvido por uma equipe estudantil, a média de fabricação é de um protótipo a cada dois anos (que é o caso da equipe Reptiles) ou, em alguns casos, um a cada ano, o que está longe de configurar uma produção em massa. Portanto, não é necessário considerar uma confiabilidade tão elevada, até porque o projeto é modificado a cada fabricação. Por outro lado, ter em mente que a chance de ocorrer uma falha antes do previsto seja de 50% pode ser bem perigoso se esta previsão for próxima ao tempo de utilização do veículo.

Verifica-se que a Roseta 6 foi, de fato, o sensor que apontou os danos mais significativos e, portanto, cujo tubo em que foi colado possui as maiores chances de iniciar uma trinca, seja no corpo ou na solda. Assim, a pior condição é considerar uma confiabilidade de 97,7% para uma solda de classe 36 próximo ao local de aquisição da Roseta 6, que fornece um valor de 0,775 para o dano de uma prova de Enduro. Em termos práticos, isso significa dizer que o veículo provavelmente falharia na sua segunda prova de Enduro.

Em contrapartida, as Rosetas 1 e 2 apresentaram os menores danos. As baixas deformações captadas pela Roseta 1 podem ter uma causa relacionada com o que foi discutido na seção 5.4. Assim, não se pode dizer que o tubo transversal traseiro está livre do risco de falhar por fadiga, afinal, os resultados do local escolhido não são elucidativos.

Em todos os casos, os sensores da dianteira obtiveram valores mais elevados de dano do que na traseira. Algo interessante para se mencionar é o fato de que, durante testes anteriores de atuação do protótipo, o tubo FAB LOW, onde está posicionada a Roseta 4, fraturou na solda inferior. Isto indica que, provavelmente, os danos neste tubo também seriam bem elevados. Infelizmente, por conta do rompimento dos fios do extensômetro 11, não foi possível obter valores para realizar um comparativo. A suspensão dianteira, embora suporte uma porcentagem menor do peso do veículo, pareceu sofrer mais com os impactos que a suspensão traseira. Isto não necessariamente significa que a dianteira tenha recebido impactos maiores, mas que a sua geometria, aliada aos carregamentos, geraram tensões mais elevadas nos pontos analisados.

A seguir são demonstradas as tabelas com um comparativo do dano para as tensões calculadas a partir da Lei de Hooke, ou seja, considerando as deformações

totalmente elásticas e com o ajuste para o cálculo que considera também as deformações plásticas, utilizando a equação de Ramberg-Osgood.

Tabela 16 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Método SN com confiabilidade de 50%

Dano - Método SN (R=50%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	2.16E-10	2.15E-10
Teste Lab Grad (7 min)	1.30E-05	1.64E-06
Teste Área Vermelha (7min)	9.13E-06	4.21E-06
Teste Área Amarela (7 min)	2.03E-05	6.67E-06
Enduro (4 h)	3.64E-04	1.07E-04

Tabela 17 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para Solda de Classe 50 com confiabilidade de 50%

Dano - Solda Classe 50 (R=50%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	2.70E-05	2.69E-05
Teste Lab Grad (7 min)	2.83E-03	2.54E-03
Teste Área Vermelha (7min)	4.56E-03	4.20E-03
Teste Área Amarela (7 min)	4.06E-03	3.61E-03
Enduro (4 h)	9.84E-02	8.89E-02

Tabela 18 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para Solda de Classe 36 com confiabilidade de 50%

Dano - Solda Classe 36 (R=50%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	7.69E-05	7.68E-05
Teste Lab Grad (7 min)	7.61E-03	6.83E-03
Teste Área Vermelha (7min)	1.23E-02	1.13E-02
Teste Área Amarela (7 min)	1.10E-02	9.75E-03
Enduro (4 h)	2.65E-01	2.40E-01

Tabela 19 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para o Método SN com confiabilidade de 97,7%

Dano - Método SN (R=97.7%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	8.45E-09	8.42E-09
Teste Lab Grad (7 min)	5.09E-04	2.47E-04
Teste Área Vermelha (7min)	3.57E-04	1.64E-04
Teste Área Amarela (7 min)	7.94E-04	2.51E-04
Enduro (4 h)	1.42E-02	5.68E-03

Tabela 20 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para Solda de Classe 50 com confiabilidade de 97,7%

Dano - Solda Classe 50 (R=97.7%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	8.41E-05	8.40E-05
Teste Lab Grad (7 min)	8.28E-03	7.43E-03
Teste Área Vermelha (7min)	1.34E-02	1.23E-02
Teste Área Amarela (7 min)	1.19E-02	1.06E-02
Enduro (4 h)	2.89E-01	2.61E-01

Tabela 21 – Comparativo de Dano calculado usando Lei de Hooke e o Modelo de Ramberg-Osgood para Solda de Classe 36 com confiabilidade de 97,7%

Dano - Solda Classe 36 (R=97.7%)		
Testes	Roseta 6 - Hooke	Roseta 6 - RambOsg
Teste de Queda (6 min)	2.27E-04	2.27E-04
Teste Lab Grad (7 min)	2.22E-02	1.99E-02
Teste Área Vermelha (7min)	3.59E-02	3.31E-02
Teste Área Amarela (7 min)	3.20E-02	2.85E-02
Enduro (4 h)	7.75E-01	7.01E-01

Observa-se que a diferença do valor de dano no Teste de Queda é muito pequena, sendo desprezível, assim, a hipótese de não plasticidade é bem aplicada. Nos outros testes, verifica-se uma diferença um pouco mais significativa, tornando o acúmulo de dano menor. O pior caso, quando analisado pelo viés de Ramberg Osgood, apresenta uma pequena melhora, mas ainda significaria a iniciação de uma trinca na segunda participação de uma prova de Enduro.

9 CONCLUSÕES

A maioria das análises estruturais que são realizadas para os chassis de baja levam em conta apenas impactos isolados, sem considerar a ação contínua dos

carregamentos advindos do trabalho da suspensão. Isso porque, de fato, é difícil quantificar estes esforços, mas este estudo se demonstrou muito importante, podendo evitar a ocorrência de falhas catastróficas durante a utilização do veículo.

A realização do experimento foi de suma importância para a obtenção de valores reais em uma situação que simula as condições de competição e que permitiram um cálculo bem embasado para a vida à fadiga da estrutura.

Sabe-se, porém, que, em um projeto, devem-se analisar todos os tipos de falha possíveis e, neste caso, erros na fabricação como um cordão de solda mal feito ou um tubo arranhado ou cortado de forma equivocada podem favorecer o aparecimento de trincas. Além disso, ao expor o veículo a terrenos lamacentos ou dias de chuva, a proteção precisa ser ainda maior para prevenir uma possível corrosão da estrutura. Estes exemplos podem vir a gerar falhas, no entanto, são difíceis de quantificar. Mas é preciso estar atento, pois podem prejudicar as análises e reduzir o tempo de durabilidade do componente.

Uma vez que se tem uma boa estimativa do modo de falha, local e da vida útil do protótipo, torna-se possível identificar as melhorias que podem ser feitas em futuros projetos ou até mesmo no atual. Neste caso, observa-se que a geometria das orelhas de fixação, por trabalhar como alavanca, em alguns casos, pode aumentar muito as tensões sentidas na estrutura da gaiola. Na dianteira, houve um grande incremento nas tensões cisalhantes, que elevaram os danos. Portanto, seria interessante modificar a geometria dessa peça para diminuir o cisalhamento provocado por ela. Quanto menor a distância entre os furos de fixação dos amortecedores e o tubo, melhor. Além disso, a angulação das orelhas associada com a geometria da suspensão deve, sempre que possível, fazer com que os amortecedores apontem diretamente para o tubo, imprimindo carregamentos perpendiculares.

O aço 4130 se demonstrou um material com boas características para compor o chassi de um baja. Quando comparado com o material 1020, por exemplo, muito utilizado pelas equipes, ele possui limites de escoamento e resistência bem mais elevados com quase a mesma densidade, que possibilitam uma estrutura mais otimizada e resistente. Outra vantagem do material 4130 é que, por causa da presença da liga de cromo-molibdênio, este aço apresenta boa resposta para tratamentos térmicos. Algo que poderia melhorar a estrutura seria a aplicação de

tratamentos térmicos no chassi completo, como têmpera, podendo aumentar ainda mais a sua resistência e revenimento para o alívio de tensões principalmente nas soldas, que, como já foi mencionado, são os locais com maior risco de iniciação de trinca. No entanto, é difícil encontrar fornos com dimensões grandes o suficiente para comportar a gaiola inteira.

A respeito do estudo, ficou claro que atentar para o tipo de simulação, condições e hipóteses que se impõe para definir os locais de aquisição de dados pode ser um grande diferencial. No caso estudado, verificou-se que as simulações com elementos sólidos fornecem resultados mais fiéis à realidade e, se fosse possível redefinir os locais de colagem das rosetas, seria de maior interesse colar a Roseta 6 na parte de baixo do tubo. Também foram obtidas informações através dos gráficos de biaxialidade e direções principais que levam a crer que seria interessante realizar uma análise dos dados considerando os métodos de fadiga multiaxial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Castro and M. Meggiolaro. **Fadiga - Técnicas E Práticas De Dimensionamento Estrutural Sob Cargas Reais De Serviço**. vol 1. CreateSpace Independent Publishing Platform, 2009.
- [2] SAE BRASIL, **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB)**, 2018.
- [3] MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. 2ª edição. Warrendale, Pa. 1954.
- [4] GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, Pa.
- [5] GRANTE, Grupo de Análise e projeto Mecânico. **Apostila de Extensometria**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- [6] MIRLISENNA, Giuseppe. Blog ESSS: Método dos Elementos Finitos: O que é? 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/>. Acesso em: 5 mai. 2020.
- [7] TORESAN, Wilson Jr. **Colisão de Automóveis em Postes de Concreto Armado: Estudo do Fenômeno e Desenvolvimento de uma Metodologia de Cálculo de Velocidade**. Rio Grande do Sul.
- [8] Wu, Hao; Meggiolaro, Marco Antonio; DE CASTRO, JAIME TUPIASSÚ PINHO. **Validation of the multiaxial racetrack amplitude filter**. International Journal of Fatigue, v. 87, p. 167-179, 2016.
- [9] Excel Sensores Indústria, Comércio e Exportação LTDA. Disponível em: <https://excelsensor.com.br/>. Acesso em: 22 jun. 2020.
- [10] Lynx Testing and Measurement Systems. Disponível em: <https://www.lynxtec.com.br/> . Acesso em: 25 fev. 2020.
- [11] [Mechanical Properties and Performance of Materials](#)
- [12] NELSON, Thomas; WANG, Erke. **Reliable FE-Modeling with Ansys**. Munich, Germany. 2004.
- [13] ANSYS Elements Reference, Release 6.1, Swanson Analysis Systems, Inc., 2001
- [14] LEE, Yung-Li; BARKEY, Mark E.; KANG, Hong-Tae. **Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering**. 1. ed. São Paulo: Elsevier, 2012. 580 p.
- [15] HOFFMAN, Matheus. **Simulação e otimização da gaiola de proteção de um veículo Baja SAE**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2018.

APÊNDICE