

## XX Seminário de Pesquisas em Engenharia Mecânica [www.uff.br/petmec](http://www.uff.br/petmec)

1/2021

# ANÁLISE DE FADIGA EM SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO DE FÓRMULA SAE<sup>1</sup>

**Bruno Leite do Nascimento<sup>1</sup>**

Engenharia Mecânica

Email: [1nascimentobruno@id.uff.br](mailto:1nascimentobruno@id.uff.br)

**Resumo:** *Este trabalho buscou estudar a utilização de metodologias de simulação dinâmica e análise de elementos finitos para avaliar a fadiga da suspensão de um veículo de fórmula SAE. No contexto da Fórmula SAE, há pouco tempo para testagem e os veículos estão sob um intenso regime de solicitação durante as provas então, métodos computacionais são essenciais para verificar a integridade do projeto contra falhas cíclicas. Utilizou-se softwares comerciais de simulação veicular e elementos finitos para determinar o regime de solicitação e avaliar a vida dos componentes. Por fim, pode-se propor melhorias para a projeto da suspensão do veículo.*

**Palavras-chave:** Suspensão, Fórmula SAE, Elementos Finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

A suspensão é um sistema crucial, já que ela é responsável por absorver irregularidades da pista e controlar o movimento do pneu durante as provas. Dessa forma, falhas dos componentes desse sistema geram perdas nas capacidades do veículo de responder aos comandos do piloto podendo colocar a segurança dos envolvidos em risco.

Para avaliar a resistência do protótipo, foi necessário entender dinamicamente o comportamento do veículo definindo as acelerações atuantes, as transferências de carga e os carregamentos gerados.

Depois, importou-se os modelos de suspensão projetados no *SolidWorks*, para o

*Ansys workbench*. Nele, se usou juntas para modelar o movimento da suspensão e utilizando estimativas das propriedades dos materiais, realizou-se a contagem de ciclos e determinou-se uma estimativa para vida em fadiga.

### 1.1. Suspensão de fórmula SAE

Nos carros de fórmula SAE, a suspensão duplo-A ou double wishbones é utilizada. Nesses modelos, a manga de eixo é segurada por dois braços e o acionamento do amortecedor se dá ou de forma direta - posicionando o amortecedor sobre um dos braços - ou por meio do uso de um balancim, ou *bellcrank*.



**Figura 1. Suspensão Duplo A**

Os braços de suspensão são compostos por terminais rotulares e rótulas, que são elementos de alta resistência SAE 8.8 e tarugos, tubos e asas usinadas em aço 4130 e soldados por TIG com metal de adição ER70S-2 e pré-aquecimento conforme exigido pela AWS 5.28.

O cubo de roda e manga de eixo foram fabricados de alumínio 7075-T6 usinado em CNC. Usado em aplicações aeronáuticas, esse material que possui 450 Mpa de limite de escoamento e 550 Mpa de limite de ruptura.

<sup>1</sup> Trabalho desenvolvido como projeto final de graduação em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Antônio Gama.

## 2. ESFORÇOS

O programa escolhido para análise de forças foi o *CarMaker*. Nele, o veículo é parametrizado pelas equações cinemáticas que descrevem suas interações de atrito e dinâmica e colocado sob uma versão dos circuitos que se deseja simular. O movimento é delimitado por uma máquina de estados finitos que simula as ações de pilotos reais a partir de condições pré-determinadas.

### 2.1. Modelo de pneu

Para modelar o comportamento do pneu, já que as curvas características dos pneus utilizados pela equipe Faraday E-Racing não são conhecidos, inseriram-se valores de um pneu análogo cujos dados estavam disponíveis, o Hoosier 20.5 x 7.0 R13. Para as equações fundamentais, utilizou-se o modelo de Pacejka com os coeficientes propostas por Malhano [6].

### 2.2. Modelo de piloto

Utilizando a funcionalidade IPG driver do pode-se definir a velocidade máxima a ser atingida, o tempo de variação entre os pedais, a agressividade com que o veículo irá cortar as curvas e as acelerações máximas permitidas.

Optou-se por considerar os limites de aceleração como  $9,81 \text{ m/s}^2$  já que esse valor estaria dentro do limite de atrito próximo ao limite elástico dos pneus. Notou-se, entretanto, que essa foi uma aproximação conservadora.

### 2.3. Modelo de pista

A prova que mais exige do veículo é a chamada prova de autocross. Optou-se por utilizar uma pista cujas informações estavam gratuitamente disponíveis e, portanto, escolheu-se a prova de autocross da Alemanha em 2012.

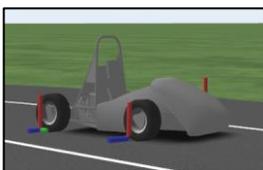


Figura 2. Simulação veículo FSAE

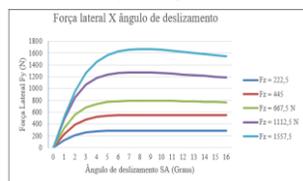


Figura 3. Curvas características pneu



Figura 4. Parâmetros modelo de piloto

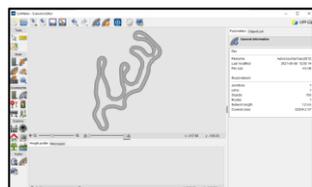


Figura 5. Modelo de pista

## 2.4. Ajustes

Comparando os resultados da simulação do CarMaker com as expectativas de forças, os carregamentos obtidos não correspondem ao máximo dos pneus. Isso ocorreu já que o modelo de piloto não foi capaz de manobrar com mais de um 1g de aceleração máxima e dessa forma não pode tirar melhor aproveitamento dos pneus.

Para obter os carregamentos máximos utilizou-se o programa *OptimumLap* que realiza análises de massa pontual. Nessa análise o pneu foi representado apenas com um valor de atrito máximo e dessa forma os limites superiores de operação foram identificados. A análise do CarMaker foi usada para validar essa simulação.

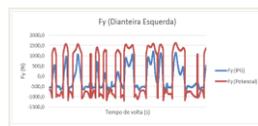


Figura 6. Força potencial e força obtida no CarMaker

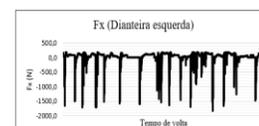


Figura 7. Força longitudinal na volta

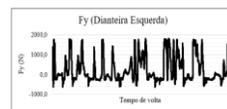


Figura 8. Força lateral na volta

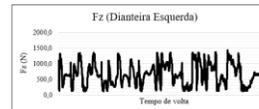


Figura 9. Força vertical na volta

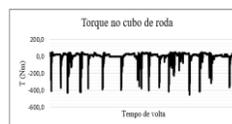


Figura 10. Torque no cubo de roda na volta



Figura 11. Força no caliper na volta.

## 3. ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

Para transformar o histórico de forças calculadas por voltas em estimativas para as tensões dos componentes e realizar a contagem de ciclos para avaliação da vida em fadiga e obter um contador de dano por volta, utilizou-se o *Ansys Workbench*.

### 3.1. Propriedades dos materiais

Utilizando os dados encontrados por Souza Neto et al. (2015), pode-se aproximar um comportamento para os componentes e cordão de solda no aço 4130 após soldagem para fadiga de alto ciclo. Já para fadiga de baixo ciclo devido à ausência de referência bibliográficas considerou-

se um comportamento semelhante ao material base.

Tabela 1. Propriedades dos materiais

Componente	Material utilizado	Propriedades Mecânicas
Manga & Cubo	7075-T6	$\sigma_y = 503 \text{ Mpa}$ $\sigma_u = 572 \text{ Mpa}$ $E = 71,7 \text{ Gpa}$
Braços	AISI 4130	$\sigma_y = 460 \text{ Mpa}$ $\sigma_u = 731 \text{ Mpa}$ $E = 205 \text{ Gpa}$

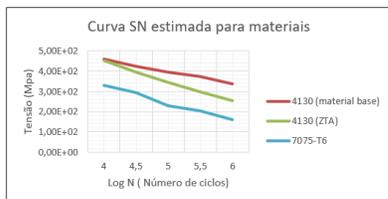


Figura 12. Curvas de fadiga

### 3.2. Condições de contorno

Simplificações para os terminais rotulares foram modeladas para serem pontos de apoio e elementos soldados foram modelados em filetes. Assim, facilitou-se o processo de geração de malha e reduziu-se o custo computacional.

O amortecedor foi representado como uma mola e para modelar a movimentação da suspensão, juntas e contatos foram estabelecidos:

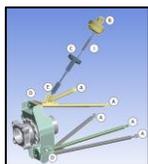


Figura 13. Juntas Suspensão



Figura 14. Detalhe das juntas.

Tabela 2. Lista de juntas

Identificação	Junta/Contato	Representação
A	Esférica	Pontos de ancoragem no chassi.
B	Rotação	Rolamentos do balancim e amortecedor.
C	Translação	Movimento do amortecedor.
D	Esférica	Rótulas na manga de eixo e links de direção.
E	Rotação	Rolamentos do balancim e extensor do amortecedor.
F	Fixo	Centraliza furos dos parafusos do bracket com furos da manga de eixo.
G	Colado	Ajuste por interferência dos rolamentos.
H	Sem atrito	Contato entre face da manga de eixo e bracket.
I	Mola	Adiciona rigidez de 35 N/mm para movimento.

Quanto as forças atuantes, o ponto de maior solicitação do histórico de forças foi encontrado e aplicação de cada componente se deu nas faces abaixo:

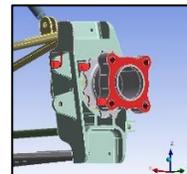


Figura 15. Detalhe aplicação de forças

Tabela 3. Forças máximas			
Identificação	Parâmetro	Dianteira	Traseira
A	$t_{cubo} \text{ (Nm)}$	454,52	54,54
B	$F_{pinca} \text{ (N)}$	3600,2	480,51
C	$F_x \text{ (N)}$	-1650,72	220,22
C	$F_y \text{ (N)}$	1584,92	-1814,51
C	$F_z \text{ (N)}$	1429,31	1326,77

### 3.2. Geração de malha

Para refino de malha, dois métodos foram utilizados. No primeiro, o *adaptive meshing* o programa buscou os pontos de tensão máxima automaticamente e refinou as malhas em seu entorno de acordo com um fator pré-definido.

No outro, definiu-se pontos de interesse nas quais se posicionam esferas dentro das quais um tamanho característico de elemento é definido. Esse método permitiu mais controle já que o outro refina múltiplas regiões ao mesmo tempo tornando difícil obter resultados em malhas com várias presenças de singularidade.

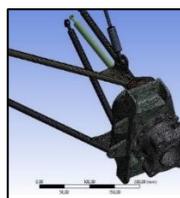


Figura 16. Malha dianteira

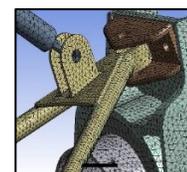


Figura 17. Malha dianteira em detalhe

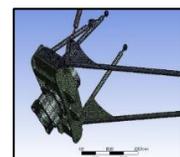


Figura 18. Malha traseira

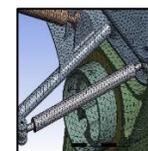


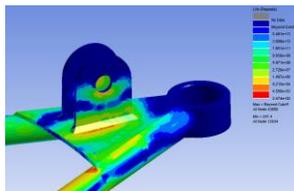
Figura 19. Malha traseira em detalhe

### 3.3. Análise de fadiga

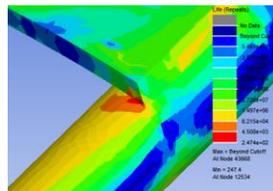
Para análise de fadiga, utilizou o aplicativo Ncode, extensão do Ansys. Após aplicar os carregamentos máximos, considerou-se uma relação linear entre forças e tensão para determinar a influência de cada carregamento nos

componentes do tensor e obter um histórico de tensão na pista.

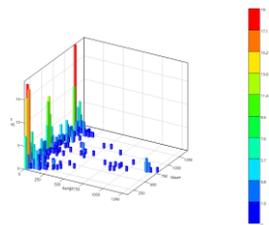
Regiões críticas foram observadas nas juntas soldadas. Notou-se a concentração de tensão nos pontos de entalhe da solda. A elevada concentração de tensões, que por causa do carácter agudo do contato entre chanfros e superfície tende ao infinito, levou a uma redução significativa da vida em fadiga dos componentes e se apresentou como ponto crítico para utilização desse componente. Com o resultado observado nesse ponto, o veículo seria capaz de rodar apenas 247 voltas em alto nível o que não seria um tempo adequado nem mesmo para testagem.



**Figura 20. Vida braço dianteiro superior**



**Figura 21. Detalhe vida braço dianteiro superior**



**Figura 22. Contagem de ciclos para força vertical  $F_z$ .**

#### 4. CONCLUSÃO E MELHORIAS

Para os elementos de alumínio observou-se bom dimensionamento e a exceção de tensões de singularidade, as tensões e vida em fadiga se mantiveram em limites aceitáveis.

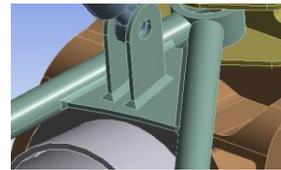
Entretanto, mesmo desconsiderando os pontos de provável singularidade nas juntas soldadas, notou-se que a vida em fadiga de baixo ciclo dos componentes soldados não seria adequada para participar das provas.

A provável causa de falha dos componentes seria o posicionamento das juntas soldadas. Ao escolher realizar apenas um cordão de solda na interface entre asa e tubo, há excessiva concentração de tensão no final da solda e requisição no perfil da solda.

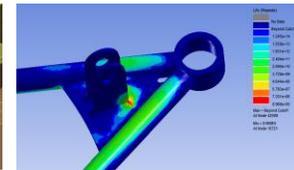
Pode-se reposicionar a solda de forma que toda a interface esteja conectada e adicionar um vão entre a asa e a sede da rótula para evitar posicionamento de cordão de solda sobre cordão de solda que certamente causará zonas de alta

propabilidade de propagação e surgimento de trincas no componente.

O modelo proposto foi analisado e uma melhora significativa foi observada com mínimo de voltas agora sendo na escala de 89000 voltas e eliminando a concentração de tensão na solda entre a asa e o tubo.



**Figura 23. Modelo preliminar de melhoria**



**Figura 24. Análise preliminar de fadiga**

Por fim, os métodos de elementos finitos e simulação computacional se mostraram eficazes para auxiliar na determinação da vida em fadiga dos componentes e para sugestão de melhorias antes mesma da fabricação. Entretanto, visto que se trata de um trabalho de conclusão de curso em andamento, ajustes e refinamentos de malha ainda são necessários para obter valores mais precisos e realizar comparações quantitativas entre os componentes analisados.

#### 6. REFERÊNCIAS

- [1] Norton, Robert L. 1998. Machine Design: An Integrated Approach. London: Prentice Hall, 1998.
- [2] SOUZA NETO, F. "An analysis of the mechanical behavior of AISI 4130 Steel after TIG and Laser welding process.", Instituto Tecnológico de José dos Campos, SP, Brasil, 2015.
- [3] ALVES FILHO, A. Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE. 6. Ed. São Paulo: Érica, 2013.
- [4] GILLESPIE, T.D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, USA.
- [5] MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L., 1995, "Race Car Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA.
- [6] MALHANO, EDUARDO. "Desenvolvimento de um Sistema de suspensão de formula SAE para a equipe Buffalo". Tese de graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal Fluminense. 2015. Niteroi, RJ.