

DESENVOLVIMENTO E DIMENSIONAMENTO DO PROJETO DO SUBSISTEMA DE DIREÇÃO DE VEÍCULO FORA-DE-ESTRADA

Aluno: Matheus Hoffmann Brito
Orientador: José Alberto Reis Parise

Introdução

A equipe Reptiles Baja PUC-Rio participa de duas competições ao ano promovidas pela organização SAE (*Society of Automotive Engineers*) direcionadas a protótipos de mini-baja, veículos do tipo fora-de-estrada projetados e construídos por equipes compostas somente por universitários de suas respectivas instituições de todo o Brasil. Com o intuito de avaliar a qualidade dos projetos desenvolvidos, os protótipos realizam provas que os levam ao seu limite. Dentre as demais avaliações, as provas de *S&T* (*Suspension and Traction*) e o enduro de resistência, prova que consiste na repetição de um trajeto acidentado por 4 horas, são as provas que mais exigem do protótipo.

Todavia, além das provas que mensuram os resultados a partir de testes, existe também uma etapa da competição na qual o projeto realizado para o protótipo é exposto e avaliado. Para obter um bom desempenho, a equipe deve ponderar entre um bom comportamento dinâmico e robustez para superar os obstáculos impostos, sempre seguindo as restrições presentes no regulamento da competição.

O atual protótipo da equipe, Mussurana, atingiu metade de sua vida útil previsto pelo regulamento e, com isso, fez-se necessário realizar o projeto do próximo protótipo, o Naja. O objetivo de tal relatório é apresentar o projeto do sistema de direção, que é de vital importância para a integridade física do piloto e para um desempenho dinâmico competitivo. Este será analisado em todos os seus aspectos, desde o projeto de seu comportamento dinâmico ao dimensionamento de seus componentes.

Projeto do sistema

Conhecimentos básicos

Com o objetivo de compreender ao máximo o conteúdo abordado neste relatório, será feita uma breve explicação sobre os componentes e conceitos utilizados no mesmo.

- Braços da suspensão: trata-se da ligação entre o chassi e a manga de eixo.
- Manga de eixo: propicia a união de braços da suspensão e o cubo de roda (elemento que gira solidariamente à roda) através de um eixo de ligação acoplado na mesma.
- Massa suspensa e não suspensa: componentes inerciais que estão suspensos pelo amortecedor (Ex: piloto) e não estão suspensos (Ex: pneu) respectivamente.
- Câamber[1]: tomando a vista frontal do veículo como referência, trata-se do ângulo formado entre o eixo que passa no centro do pneu e um eixo perpendicular ao solo.
- Convergência[2]: tomando a vista superior, trata-se do ângulo formado entre a linha de centro da roda e o eixo longitudinal do veículo.
- Cáster[1]: tomando a vista lateral como referência, trata-se do ângulo formado entre o eixo de rotação do pneu e um eixo perpendicular ao solo.
- Pino-mestre: com o auxílio da vista frontal, trata-se do ângulo formado entre o eixo de rotação do pneu e o um eixo perpendicular ao solo.

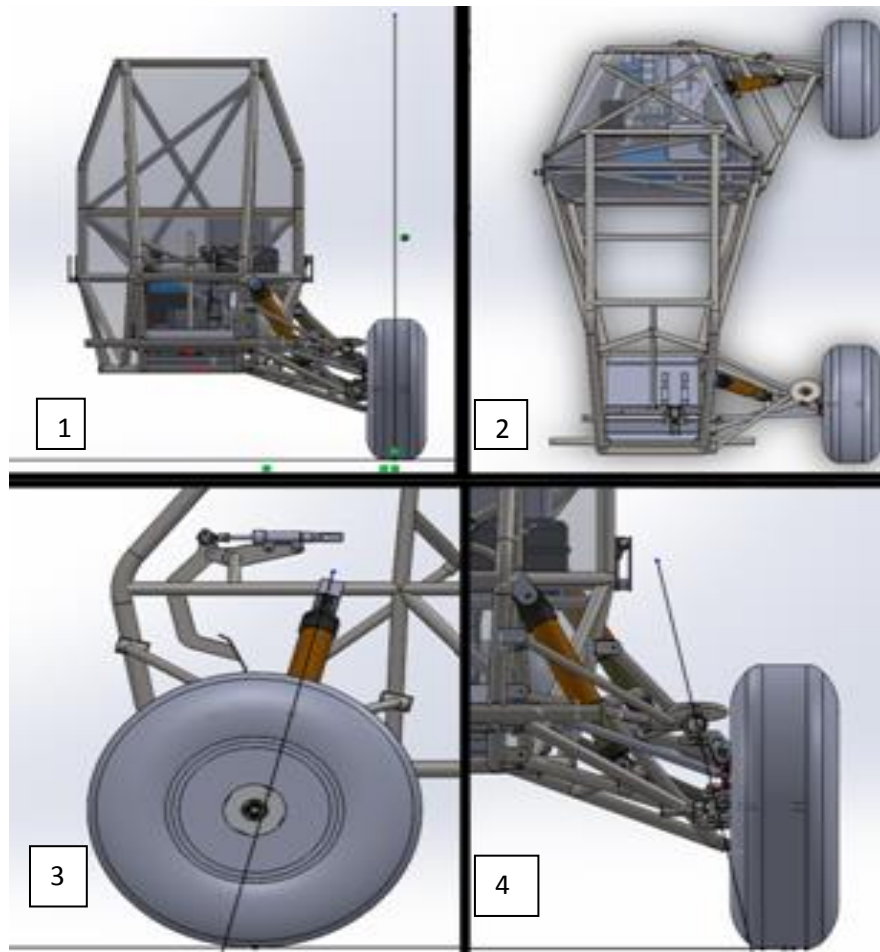


Figura 1-Câmbor (1), convergência (2), cáster (3) e pino-mestre (4)

- Pinhão/cremalheira: conjunto responsável por transformar o movimento angular gerado pelo volante em linear.
- Tie-rod: responsável pela transmissão do movimento da cremalheira para a manga de eixo e gera o esterçamento das rodas.
- Geometria de Ackerman[3]: melhor relação possível entre os ângulos de esterçamento do pneu garantindo o mesmo centro próprio de curvatura sem que haja arrasto do pneu.

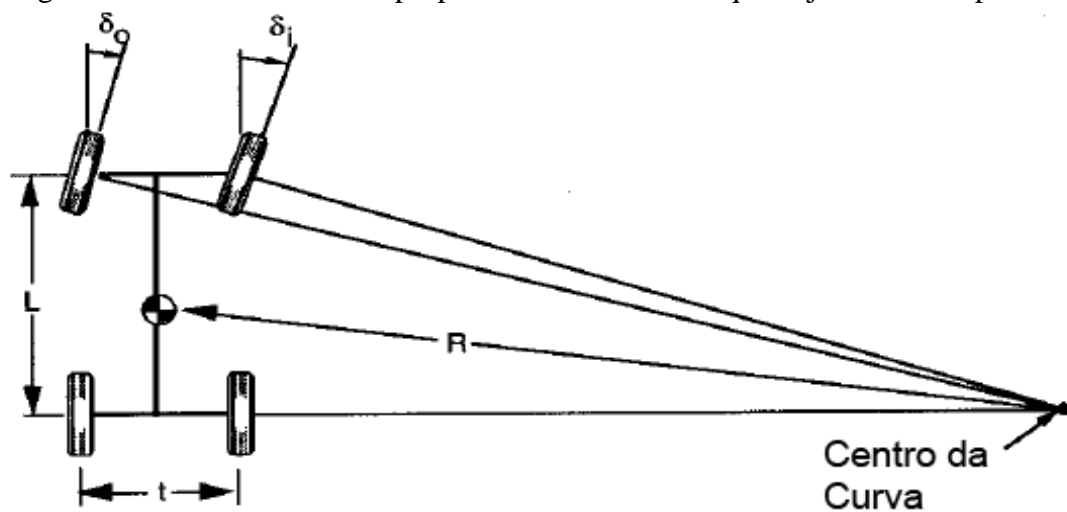


Figura 2-Esboço da geometria de Ackerman ideal

Requisitos de projeto

Definiu-se como requisitos de projeto aumentar o ângulo máximo de esterçamento das rodas, redução do raio de curva, redução do ângulo máximo de giro do volante, menor esforço requerido para o giro do volante e aumento do percentual referente à geometria de Ackerman.

Devido à excentricidade entre os furos guias da caixa de direção e os guias do sistema, é necessário maior esforço para girar o volante. Para sanar tal problema, é indicado um sistema que sempre garanta o alinhamento do sistema.

Com o intuito de aumentar as possibilidades no projeto, o ângulo máximo de esterçamento das rodas foi aumentado de 38 para 43 graus. Com isso, tem-se também como objetivo reduzir o raio de curva para obter resultados melhores resultados nas provas de manobrabilidade da competição.

Devido a um tempo maior de resposta, também observado na prova anteriormente citada, foi definida uma redução de 140 para 90 graus de giro do volante para respostas mais rápidas do piloto. Além disso, como em tal etapa da competição a velocidade que o veículo atinge é baixa, o que torna razoável a hipótese de terreno indeformável, por isso a geometria de Ackerman é objetivada entre 80-100%.

Parâmetros de referência dinâmicos

Com o intuito de analisar o comportamento dinâmico do atual protótipo, foi desenvolvido um modelo matemático para simular a dinâmica do veículo utilizando o sistema de simulação multicorpos do MATLAB®, o SimMechanics® [4]. A condição crítica adotada foi uma colisão frontal no máximo esterçamento em um obstáculo. Além disso, a velocidade adotada para tal situação foi de 10 Km/h cujo controle é feito pelo próprio usuário.



Figura 3-Modelo do protótipo totalmente esterçado antes da colisão

A partir deste, foi possível adquirir as cargas atuantes em cada componente em situações críticas que o protótipo é submetido. Para dimensionar os componentes do sistema de direção será utilizada a maior força aquisitada na simulação. Vale ressaltar que, para obter um resultado verossímil, a manobra foi realizada manualmente em tempo real pelo piloto da equipe Reptiles (“*Human-in-the-loop*”)[4] devido à complexidade do obstáculo.

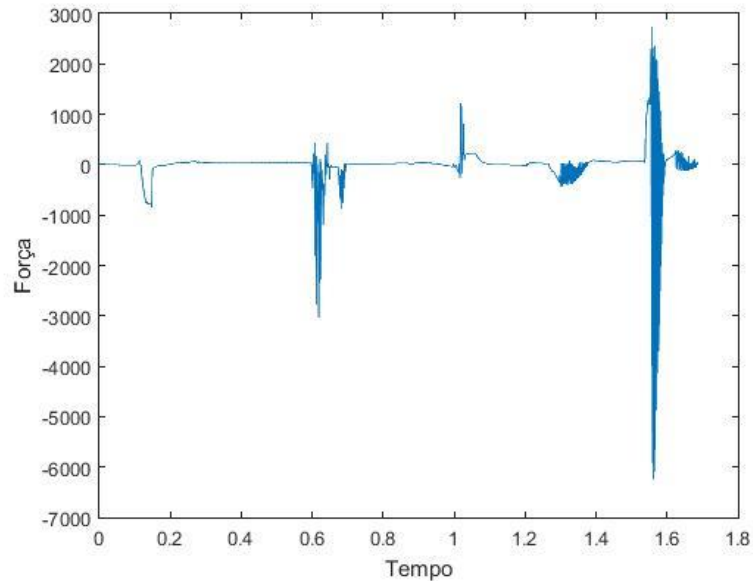


Figura 4-Força atuante no tie-rod durante a simulação

Projeto

Visando garantir o constante alinhamento da cremalheira com as buchas da caixa e guias da direção, primeiramente foi projetada uma estrutura inteiriça bipartida. Todavia, o alinhamento já seria garantido somente com a parte inferior, tendo em vista que é a partir dele que há o contato com o chassi. Assim, foi possível reduzir cerca de 45% do peso do conjunto.

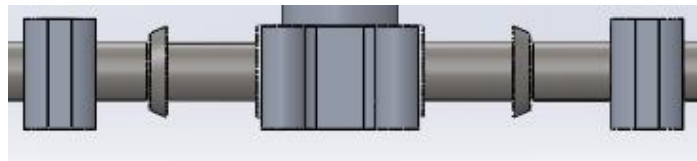


Figura 5-Sistema de direção atual



Figura 6-Sistema de direção do próximo protótipo

Para o dimensionamento do conjunto pinhão/cremalheira foi necessário definir alguns parâmetros preliminares. Para definir as características dinâmicas do conjunto foi necessário definir o módulo das engrenagens, ângulo de pressão, curso linear da cremalheira para cada lado e número de dentes que garanta o engrenamento do par [5].

Tabela 1 – Parâmetros preliminares

Módulo da engrenagem	2,5	mm
Ângulo de pressão	20,0	graus
Curso da cremalheira	35,0	mm
Número mínimo de dentes	17,1	-
Número de dentes	18,0	-

Tendo definido tais parâmetros, obteve-se um giro de 89,1 graus de giro do volante para cada lado, próximo do que era objetivado, e uma razão de contato de 1,8. Com o intuito

de dimensionar estruturalmente, foi definido, experimentalmente, através do uso de um torquímetro, o maior torque realizado pelos pilotos da equipe. Assim, foi definida também a largura de face do pinhão para que seu comprimento fosse igual ao diâmetro do eixo da cremalheira e não comprometesse a sua integridade estrutural.

Tabela 2 - Resultados dos parâmetros preliminares

Diâmetro primitivo do pinhão	45,0	mm
Giro do volante	89,1	graus
Razão de contato	1,8	-
Torque	45,0	Nm
Carga	2000,0	N
Carga tangencial	1879,4	N
Passo circular	7,9	mm
Passo diametral	0,4	1/mm
Cabeça do dente	2,5	mm
Pé do dente	3,1	mm
Espessura do dente	3,9	mm
Largura de face	24,0	mm

Para a verificação da prevenção contra a inicialização de trincas por fadiga, primeiramente foi definido o material a ser utilizado, aço SAE 8620 temperado e revenido com dureza de 30-35 *Rockwell C* e cementação localizada nos dentes com penetração de 0,7 mm. Assim, faz-se necessário considerar fatores referentes à procedência do material e seu processo de fabricação [6], e assim temos o limite de fadiga do material utilizado de acordo com a seguinte relação:

$$S_L = 0,5S_R k_a k_e k_\theta$$

Onde:

S_L = Limite de fadiga do material

S_R = Limite de ruptura do material

k_a = Fator de acabamento superficial

k_e = Fator de confiabilidade

k_θ = Fator de temperatura

Tabela 3 – Fatores de fabricação

Fator de acabamento superficial	0,64	-
Fator de temperatura	1	-
Fator de confiabilidade	0,9	-
Limite de ruptura	1400	MPa
Limite de fadiga	403,2	MPa

Em seguida, é preciso calcular as tensões atuantes no dente do pinhão. Para tal, devemos definir as condições de operação cujo mesmo trabalha e, então, verificar o seu dimensionamento à fadiga por flexão cíclica seguindo a norma AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) [6].

$$\sigma = \frac{W_t}{FJM} k_v k_{sc} k_M k_E$$

Onde:

W_t = Força tangencial

F = Largura de face da engrenagem

J = Fator de forma

M = Módulo

k_V = Fator de velocidade

k_{SC} = Fator de sobrecarga

k_M = Fator de montagem

k_E = Fator de espessura de aro

Tabela 4 – Fatores de trabalho

Fator de velocidade	1,05	-
Fator de sobrecarga	1,25	-
Fator de montagem	1,30	-
Fator de espessura do aro	1,00	-
Fator de forma	0,23	-
Tensão de contato	232,95	MPa

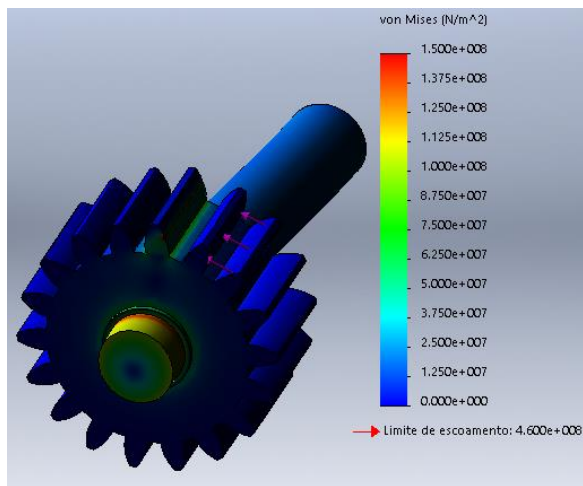


Figura 7 – Simulação estática do pinhão

Com o valor da tensão de contato, devemos analisar algumas características do movimento que é esperado do conjunto para realizar os cálculos para fadiga. Tendo em vista que o movimento é alternado, já que há esterçamento para os dois lados, $\sigma_a = \sigma$ e $\sigma_m = 0$, onde σ_a é a carga alternada e σ_m é a carga média. Todavia, ainda não está sendo considerado o efeito de concentradores de tensão no cálculo, o que é de vital importância para a prevenção à inicialização de trincas por fadiga.

$$\sigma_a = (1 + q(K_t - 1))\sigma$$

Onde:

q = Sensibilidade ao entalhe

K_t = Concentrador de tensão

Tabela 5 – Cargas atuantes

Concentrador de tensão	1,4	-
Sensibilidade ao entalhe	1	-
Carga alternada	326,13	MPa
Carga média	0	MPa

Tendo os valores das cargas, é possível analisar o fator de segurança associado a cada critério de falha escolhido, que no caso desse projeto serão analisados os critérios de Goodman e de Gerber. Assim, será possível comparar os valores obtidos com o recomendado

em literatura [7], que é um fator de segurança entre 1,25 e 4 para prever o início de trincamento por fadiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_L} + \frac{\sigma_m}{S_R} = \frac{1}{\phi_{Goodman}}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_L} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R}\right)^2 = \frac{1}{\phi_{Gerber}}$$

Onde:

$\phi_{Goodman}$ = Fator de segurança pelo critério de Goodman

ϕ_{Gerber} = Fator de segurança pelo critério de Gerber

Ao realizar o referido cálculo, foi verificado um fator de segurança de 1,24 para ambos os critérios. Apesar de não estar na faixa indicada, está próximo do ideal e, como as decisões dos fatores foi realizada de forma conservadora, foi optado pela não alteração da geometria da engrenagem.

Ao sair do conjunto pinhão/cremalheira, as forças são transmitidas ao *tie-rod* do protótipo, para realizar o giro da roda, assim como as forças que veem da roda são transmitidas para o conjunto através do *tie-rod*. Este componente pode ser dimensionado utilizando a hipótese de que é uma viga, com apoio simples nas duas extremidades [8] e submetido somente a cargas axiais, ou seja, sua condição crítica para alteração de geometria é a flambagem.

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{EI}{L^2}$$

Onde:

P_{cr} = Carga crítica de flambagem

E = Módulo de elasticidade do material

I = Momento de inércia da seção

L = Comprimento do *tie-rod*

Tabela 6 – Análise para o aço SAE 1020

Diâmetro externo	0,01905	m
Diâmetro interno	0,01605	m
Momento de Inércia	3,20733E-09	m^4
Módulo de Elasticidade	1,86E+11	Pa
Comprimento	0,32	m
Carga Crítica de Flambagem	57498	N

Tabela 7 – Análise para o alumínio 7075-T6

Diâmetro externo	0,01905	m
Diâmetro interno	0,0085	m
Momento de Inércia	6,20848E-09	m^4
Módulo de Elasticidade	71700000000	Pa
Comprimento	0,32	m
Carga Crítica de Flambagem	42904	N

Tabela 8 – Análise para o alumínio 6063-T6

Diâmetro externo	0,01905	m
Diâmetro interno	0,0085	m
Momento de Inércia	6,20848E-09	m^4
Módulo de Elasticidade	68900000000	Pa
Comprimento	0,32	m
Carga Crítica de Flambagem	41229	N

Com os estudos realizados acima, e tomando como a máxima força atuante no sistema a adquirida na simulação do modelo, é possível perceber que para o aço 1020 não há risco de falha. Assim, foi analisada a possibilidade de utilização dos alumínio 7075-T6 e 6063-T6 como substitutos viáveis do componente, e foi verificado que haveria uma redução de 21% e 24% do peso, respectivamente.

Em seguida, fez-se necessário verificar a inicialização de trinca por fadiga. Analogamente aos estudos realizados para as engrenagens, o componente sofre cargas cíclicas reversíveis, sendo submetido assim a $\sigma_a = 36,3$ MPa e $\sigma_m = 0$. Com isso, é possível verificar os fatores de segurança a inicialização de trincas por fadiga associados a esse componente, e é obtido 2,17 para ambos os critérios, o que está dentro da faixa recomendada [7].

Em seguida, será analisada a manga de eixo em duas condições críticas para o sistema de direção: máxima força atuante na fixação do *tie-rod* na manga e a máxima força que é transmitida em um impacto frontal pela roda. Para tais análises foi utilizado o *software SolidWorks* de modelagem 3D e simulações devido a interface intuitiva e resultados satisfatórios.

Para a análise da primeira condição foram criadas fixações na manga de eixo que garantissem a rotação no eixo do pino-mestre, para substituir os terminais rotulares que lá se encontravam. Além disso, o *tie-rod* utilizado está de forma representativa por não ser o foco da análise e, faz-se necessária a presença do eixo da roda, tendo em vista que este deve ser fixado na primeira condição estudada. Com isso, foi possível verificar que a mesma não escoou para esta condição e apresenta vida infinita para tal.

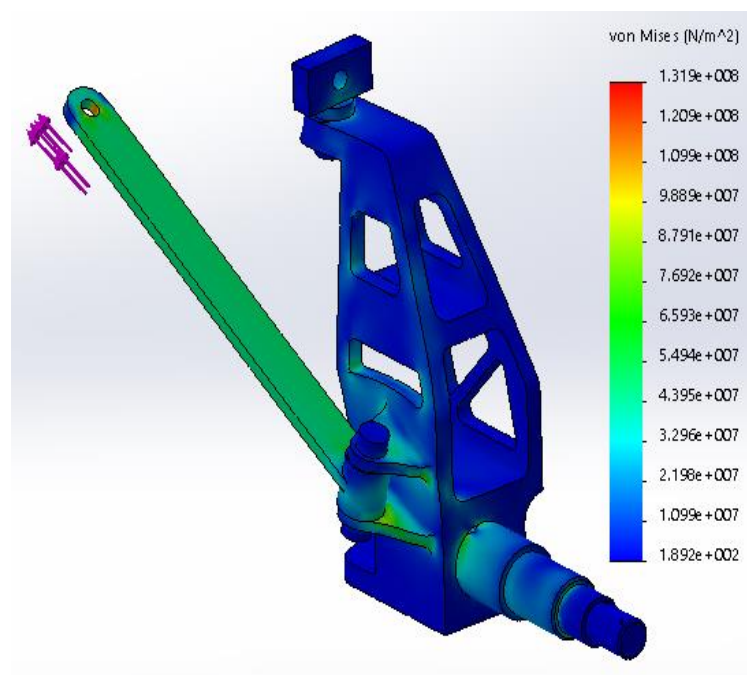


Figura 8 – Simulação estática da manga de eixo na primeira condição

Ao analisar a segunda condição levantada, o eixo do pino-mestre ainda devia ser previsto na simulação, então suas fixações foram mantidas. Todavia, diferentemente da primeira simulação, a força agora entra no sistema pelo eixo da roda e o *tie-rod* está fixado para representar o fim de curso da cremalheira. Assim, foi possível verificar que, para esta condição, o componente não ultrapassa o limite de escoamento do material e continua apresentando vida infinita.

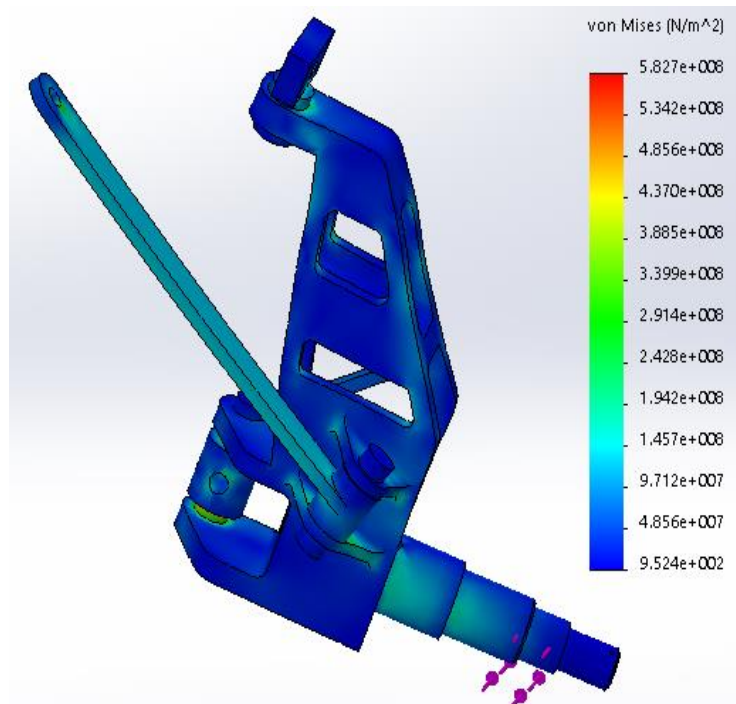


Figura 9 – Simulação estática da manga de eixo na segunda condição

Em seguida, foi estudada a Geometria de Ackerman e tendo definido o entre-eixo do protótipo com 1,35 metros, é possível verificar o melhor *set-up* para o protótipo:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R}$$

Onde:

L=tamanho do entre-eixo

R=raio de curva

δ =ângulo de esterçamento

Ao analisar diferentes combinações entre o raio de curva esperado e o ângulo de esterçamento, foi encontrada uma relação de 43 graus de giro do pneu e um raio de curva associado de 1,8 metros. Ter-se-ia um projeto com 100% de Ackerman com esta configuração, todavia não foi possível atingir esse objetivo.

Para definir os posicionamentos que nos dariam o *set-up* final, foi utilizado *software SolidWorks* para a modelagem do sistema e o *software Lotus Suspension Analysis* para verificar o comportamento dinâmico esperado. Com a interação entre os dois, foi possível verificar o comportamento dinâmico do veículo, mas também a viabilidade geométrica da utilização de tal arranjo prevenindo colisões entre os componentes principalmente durante o curso da suspensão.

Tabela 9 – Configuração final

Ângulo de esterçamento	43,2 graus
Ackerman	81,93 %
Raio de curva	2 metros

Tendo em vista que o percentual de Ackerman não foi 100 %, faz-se necessária a análise dos gradientes de esterçamento. Esta visa verificar se o protótipo terá o comportamento sobre-esterçante objetivado. Assim, se a soma dos gradientes for maior do que zero implica em sub-esterçamento, igual a zero tem-se um comportamento neutro e menor que zero tem-se sobre-esterçamento.

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + \sum K's * a_y$$

Onde:

$K's$ = Gradientes de esterçamento

a_y = Aceleração lateral

$$K_{\text{tires}} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$$

$$K_{\text{camber}} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}$$

$$K_{\text{roll steer}} = (\epsilon_f - \epsilon_r) d\phi/da_y$$

$$K_{\text{lfcs}} = A_f W_f - A_r W_r$$

$$K_{\text{at}} = W \frac{p}{L} \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}}$$

$$K_{\text{llt}} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{2b \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \frac{2b \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}}$$

$$K_{\text{strg}} = W_f \frac{r v + p}{K_{ss}}$$

Figura 10-Fórmulas dos gradientes de esterçamento

Tabela 10 – Aplicação numérica dos gradientes de esterçamento

Ktires	-0,004
Kcamber	-0,158
Kroll steer	-0,509
Klfcs	0,000
Kat	0,005
Kllt	-2,143
Kstrg	2,235
$\sum K$	-0,574

A partir do cálculo acima é possível verificar que o protótipo terá um comportamento sobre-esterçante como era esperado. Todavia, tal análise ainda se torna incompleta tendo em vista que não foi calculado o ganho dessa configuração e, para isso, faz-se necessário rearranjar a fórmula previamente citada para descobrir o raio de curva efetivo do protótipo. Assim, é possível verificar que o raio ficará menor do que o indicado pelo *Lotus* por se tratar de um *software* que analisa a cinemática do sistema, sem levar em conta a cinética do mesmo.

$$R_{\text{efetivo}} = 57,3 \frac{L}{(\delta - \sum K's * a_y)} = 1,78 \text{ metros}$$

Conclusões

Ao analisar os resultados em tal projeto, é possível concluir que foram satisfatórios tendo em vista que os resultados foram próximos do almejado. Foi possível fazer o projeto de um sistema inteiro e que propicie maior facilidade para o piloto da Equipe Reptiles realizar as manobras em provas como o *Slalom* e mais conforto para provas como o enduro. Além

disso, os componentes foram projetados contra a inicialização de trincas por fadiga e estão com um fator de segurança associado dentro da faixa recomendada pela literatura usual, garantindo assim componentes seguros para o uso.

Com relação à dinâmica do protótipo, todos os requisitos de projeto foram atingidos, com exceção do ângulo de esterçamento máximo. Este, apesar de não ser o esperado, está dentro da faixa segura indicada na literatura. Em contrapartida, foi obtido um resultado além das expectativas com relação ao raio de curva do protótipo, já que foi atingido um raio de curva de 1,78 metros.

Referências

- 1- JAZAR , R.N., *Vehicle Dynamics : Theory and Application*, first edition, Springer.
- 2- RILL ,G., *Road Vehicle Dynamics : Fundamentals and Modeling*, first edition, CRC Press.
- 3- GILLESPIE,T.D., *Fundamental Of Vehicle Dynamics*, first edition.
- 4- TRISTÃO,M.W.(2016),**Simulação da dinâmica do veículo Baja SAE modelado por diagrama de blocos.**
- 5- SHIGLEY,J.E.,*Mechanical Engineering Design*.
- 6- CASTRO,J.T.P. (2017), **Engrenagens**, Notas de aula, PUC-Rio.
- 7- JUVINALL,R.C.,*Fundamentals of Machine Component Design*
- 8- GERE,J.M. e GOODNO,B.J., **Mecânica dos materiais.**