

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Matheus Hoffmann Brito

**Simulação e otimização da gaiola de proteção de
um veículo Baja SAE**

Projeto de Graduação

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

Orientador: Ivan Fabio Mota de Menezes
Coorientador: Hugo Bastos de Sá Bruno

Rio de Janeiro
Dezembro de 2018

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus pais, Alexandra e Zilton, e minha avó, Lina, por todo o suporte e incentivo durante toda minha vida. Em especial à minha irmã, Gabrielle, por ter se tornado uma amiga e companheira para todos os momentos.

Aos professores que tive durante minha vida acadêmica, todos foram cruciais na minha formação. Ao meu orientador, Ivan Menezes, não tenho palavras para descrever minha gratidão por todo suporte prestado e por sua nítida preocupação com o aprendizado de seus alunos. Ao meu coorientador, Hugo Bruno, meu muito obrigado pelo auxílio em todos os problemas enfrentados com o *software* e na constante busca para solucioná-los. Ao professor Parise, agradeço pela tutoria e esmero em manter o projeto Baja SAE na PUC-Rio. Ao professor José Paulo, agradeço por ser como um pai para a Equipe Reptiles, figura de referência de caráter e determinação para todos. Por fim, ao professor Ricardo Neto, responsável por impulsionar e instigar o conhecimento da Equipe a sempre evoluir.

Aos meus amigos do MOPI, Tati, Vic, Boyer, Fernando e Vitor, meu eterno agradecimento por estarem comigo em todos os momentos importantes, em especial à Ale e Mari, sempre incríveis e fundamentais na minha vida. Aos meus amigos da PUC, Nicole, Mari, Brunna, Mathias, Suknaic, Mike e Francisco, que passamos por inúmeras dificuldades da faculdade juntos. Aos meus colegas da YC, Felipe, Pedrinho, Matheus, David, Cadu, Amanda, Luan, Pedro T, João e Alberico, agradeço por todo o aprendizado e crescimento profissional.

Aos membros, ex-membros e colaboradores da equipe Reptiles deixo meu mais sincero obrigado. Obrigado por confiarem em minhas decisões como diretor de projeto por três anos, e por ter sido crucial na minha formação como engenheiro e como ser humano. Em um mundo repleto de percalços e decepções ela se tornou um refúgio em minha vida. Nela, tive a honra de criar uma segunda família na qual sabia que poderia e posso contar em qualquer momento, tanto nos bons e, principalmente, nos difíceis. Sem essas pessoas, nada seria possível: Vendra, Mendonça, André, Rulli, Turba, Marcão, Pohl, Bruno (Minerva), Brenno (Mud Runner), Karina (Tuffão), Ronaldo Bianchini (SAE-Brasil), Marcinho, Alexandre, tia Lu, Mestre Leni, Bia, MJ, Samurai, Godinho, Paladino, LKT, Ju Emery, Península, Lu, Wang, Cunha, Rafa, Lelê, Carol B, Sid, Flávia, Diogo, Nico 2, Jéssica, Luísa, Erik, Carol S, Ju, Marina, Gi e Dedão.

Aos que, mais do que companheiros de equipe, os considero como família: Vivian, Nico, Baiano, Richard, Han, Zé, Biel, Caipira e Shrek, sigo com a certeza de que será eterno.

Aos meus amigos e companheiros de Reptiles, Percalço, Henrique e Tristão, um agradecimento especial por me incentivar a me superar e ser sempre melhor. Vocês são os grandes responsáveis por tudo o que me tornei e conquistei, sou eternamente grato.

"A smooth sea never made a skilled sailor"

Roosevelt, F D.

Resumo

O presente trabalho apresenta uma metodologia de projeto, que utiliza o protótipo atual da Equipe Reptiles Baja PUC-Rio como exemplo, para dimensionamento otimizado da gaiola de proteção para participação de competições Baja SAE.

A metodologia consiste em, primeiramente, determinar quais são as restrições exigidas pelo regulamento e, em seguida, obter uma solução que possibilite maior redução de massa. Finalmente, definir o elemento estrutural adequado a ser utilizado nas simulações para cada um dos grupos de tubos com restrições distintas.

As simulações numéricas foram realizadas no *software* HyperWorks da Altair Engineering Inc. Para tanto, foi necessário estabelecer as situações a serem analisadas, a magnitude dos carregamentos e as condições de contorno para cada um dos casos. De posse de tais informações, o problema de otimização foi formulado e solucionado, fornecendo assim as dimensões ótimas que não violam as restrições.

Com o intuito de viabilizar sua manufatura, os resultados foram comparados com os perfis disponíveis no mercado e assim selecionados. Após tal verificação, a estrutura foi simulada novamente para, além de garantir sua integridade, determinar o fator de segurança e a redução total de massa do projeto estudado.

Palavras chaves: HyperWorks, otimização, gaiola de proteção, Baja SAE.

Abstract

The present work presents a design methodology, which uses the current prototype of Reptiles Baja PUC-Rio Team as an example, for optimized design of the roll cage for participation in Baja SAE competitions.

The methodology consists in firstly determining which are the restrictions required by the regulation and then obtaining a solution that allows greater reduction of mass. Finally, define the appropriate structural element to be used in the simulations for each of the groups of tubes with different constraints.

Numerical simulations were performed in Altair Engineering Inc.'s HyperWorks software. It was necessary to establish the situations to be analysed, the magnitude of the loads and the boundary conditions for each case. Having such information, the optimization problem has been formulated and solved, thus providing optimum dimensions that do not violate constraints.

In order to make its manufacturing feasible, the results were compared with the profiles available in the market and thus selected. After such verification, the structure was simulated again to, in addition to ensuring its integrity, determine the safety factor and the total mass reduction of the project studied.

Key-words: HyperWorks, optimization, roll cage, Baja SAE.

Sumário

1.	Introdução.....	10
1.1	Objetivo geral	10
1.2	Motivação.....	11
2.	Restrições.....	11
2.1	Regulamento	11
2.2	Definição das condições de contorno.....	13
2.2.1	Membros primários.....	13
2.2.2	Condições de contorno gerais.....	17
3.	Modelo.....	18
3.1.	Seção tubular	18
3.2.	Malha	20
4.	Carregamentos e apoios.....	20
4.1	Impacto frontal.....	21
4.2	Impacto lateral.....	23
4.3	Compressão dianteira	25
4.4	Compressão traseira	28
4.5	Capotamento.....	31
5.	Otimização.....	33
5.1	Funcionamento do <i>Software</i>	33
5.2	Problema de otimização.....	34
5.3	Solução	36
5.4	Simulações.....	38
6.	Conclusões.....	41
7.	Referências.....	43

8.	Códigos do MATLAB	44
8.1	Código para análise de equivalência de tubos	44
8.2	Código para análise dos ensaios dos amortecedores	47

Lista de Figuras

Figura 1 - Protótipo Naja da Equipe Reptiles Baja PUC-Rio	10
Figura 2 - Gaiola Padrão do regulamento RATBSB	12
Figura 3 - Equivalência aço 1020	14
Figura 4 - Superfície possível para diferentes Limites de Escoamento	15
Figura 5 - Tendência da curva de Resistência	16
Figura 6 - Análise comparativa do aço 1020 e 4130	17
Figura 7 - Gaiola com restrições separadas por cor	18
Figura 8 - Gaiola com cores separadas por restrição e perfil no HyperWorks .	19
Figura 9 - Esquemático de impacto frontal	22
Figura 10 - Tensões em impacto frontal	23
Figura 11 - Esquemático de impacto lateral	24
Figura 12 - Tensões em impacto lateral	25
Figura 13 - Ensaio de compressão do FOX Evol R	26
Figura 14 - Angulação máxima do amortecedor dianteiro	26
Figura 15 - Esquemático de compressão dianteira	27
Figura 16 - Tensões em compressão dianteira	28
Figura 17 - Ensaio de compressão FOX Float 3	28
Figura 18 - Angulação máxima do amortecedor traseiro	29
Figura 19 - Esquemático de compressão traseira	30
Figura 20 - Tensões em compressão traseira	30
Figura 21 - Esquemático de capotamento	32
Figura 22 - Tensões em capotamento	32
Figura 23 - Massa por Fator de Segurança	35
Figura 24 – Tabela de dimensões para perfis tubulares circulares	37
Figura 25 - Tabela de dimensões para perfis tubulares quadrados	37
Figura 26 – Análise final de tensões em impacto frontal	39
Figura 27 - Análise final de tensões em impacto lateral	39
Figura 28 - Análise final de tensões em compressão dianteira	40
Figura 29 - Análise final de tensões em compressão traseira	40
Figura 30 - Análise final de tensões em capotamento	41

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Propriedades de referência	13
Tabela 2 - Comparação de parâmetros para diferentes aços	16
Tabela 3 - Restrições dos tubos para análise	18
Tabela 4 - Seções de diâmetros e espessuras no HyperWorks.....	19
Tabela 5 - Parâmetros de impacto frontal	21
Tabela 6 - Parâmetros de impacto lateral.....	23
Tabela 7 - Parâmetros de capotamento	31
Tabela 8 - Relação entre o fator de segurança e a massa.....	35
Tabela 9 - Dimensões otimizadas	36
Tabela 10 - Diâmetros e espessuras comerciais otimizados.....	38
Tabela 11 - Tensões máximas e fatores de segurança para cada condição....	41
Tabela 12 - Tensões máximas com perfil antigo e com perfil otimizado	42

1. Introdução

1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem por objetivo principal analisar a estrutura tubular (gaiola) do protótipo de 2018, Naja (Figura 1), da Equipe Reptiles Baja PUC-Rio e verificar a possibilidade de redução do peso dessa estrutura por meio de técnicas de otimização, utilizando o *software* HyperWorks da Altair Engineering Inc.



Figura 1 - Protótipo Naja da Equipe Reptiles Baja PUC-Rio

1.2 Motivação

A SAE (*Society of Automotive Engineers*) promove competições estudantis com alunos de diversos cursos como engenharia, comunicação e *design*. Tais competições visam aprimorar e evoluir o conhecimento previsto na grade curricular, além de estimular a busca por novos conhecimentos que vão além da mesma.

A motivação deste estudo reside em realizar análises mais refinadas na gaiola do protótipo Naja e vislumbrar possíveis otimizações que poderiam ter sido feitas durante a etapa de projeto. Com isso, almeja-se que tais análises sirvam de base para o projeto de futuros chassis e que possam contribuir, não somente na melhoria de desempenho dos protótipos, mas também na melhoria da formação teórica dos integrantes da equipe.

2. Restrições

As competições organizadas pela SAE exigem o cumprimento de normas (SAE Brasil) que garantem a segurança do piloto e das pessoas que realizam o evento. Alguns requisitos estruturais serão apresentados a seguir, de acordo com a emenda 1 (01 de julho de 2018) do RATBSB, e, em seguida, serão analisadas as possibilidades de otimização do peso da gaiola do protótipo.

2.1 Regulamento

A Figura 2 ilustra a gaiola considerada como base, e, utilizando cores distintas, como os membros primários são diferenciados dos membros secundários. Tais membros são definidos da seguinte forma:

1. Tubos primários
 - a. *RRH: Rear Roll Hoop*
 - b. *RHO: Roll Hoop Overhead members*

- c. FBM: Front Bracing Members
- d. ALC: Aft Lateral Cross member
- e. BLC: Overhead Lateral Cross member
- f. FLC: Front Lateral Cross member
- g. CLC: Upper Lateral Cross member
- h. DLC: SIM Lateral Cross member
- i. LFS: Lower Frame Side members
- j. SHC: Shoulder Harness Cross member

2. Tubos secundários

- a. LDB: Lateral Diagonal Bracing
- b. SIM: Side Impact Members
- c. FAB: Fore-Aft Bracing members
- d. USM: Under Seat Member
- e. ASB: Anti-Submarine Seat Belt member
- f. LFDB: Lower Frame Diagonal Bracing
- g. ILC: Intermediate Lateral Cross member
- h. RLC: Rear Lateral Cross member

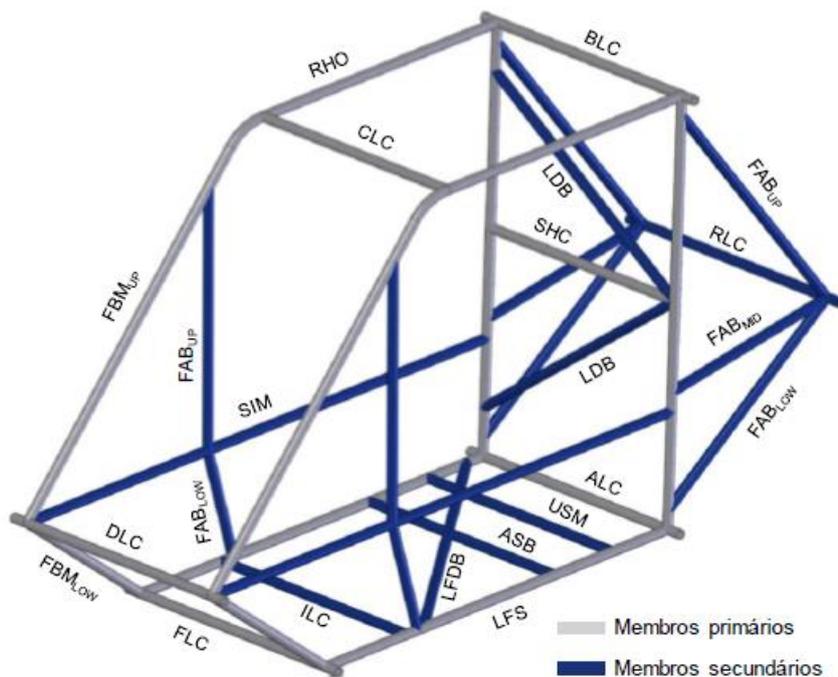


Figura 2 - Gaiola Padrão do regulamento RATBSB

Os membros primários devem apresentar uma rigidez e resistência equivalentes a um tubo de aço 1018 com 25,40 mm (1 polegada) de diâmetro externo e 3,05 mm (0,120 polegadas) de espessura. Todavia, o regulamento permite que soluções distintas sejam expostas desde que sejam tubos com, no mínimo, 0,18% de carbono em sua composição, que tenham resistência e rigidez equivalentes ao perfil padrão, e que não possuam uma espessura inferior a 1,58 mm (0,062 polegadas).

Com isso, podemos definir as propriedades geométricas de referência para realizar os cálculos base:

Tabela 1 - Propriedades de referência

Diâmetro externo	D	25,40 mm
Espessura	t	3,05 mm
Módulo de Elasticidade	E	205 GPa
Limite de Escoamento	S_y	370 MPa

A partir dos dados da Tabela 1, calculam-se os valores de referência:

$$Rigidez_{1018} = E \cdot I = E \cdot \left(\frac{\pi(D^4 - (D - 2 \cdot t)^4)}{64} \right) = 2791 \cdot 10^6 N \cdot mm^2$$

$$Resistência_{1018} = \frac{S_y \cdot I}{c} = \frac{S_y \cdot \left(\frac{\pi(D^4 - (D - 2 \cdot t)^4)}{64} \right)}{\left(\frac{D}{2} \right)} = 397 \cdot 10^3 N \cdot mm$$

2.2 Definição das condições de contorno

2.2.1 Membros primários

Tomando-se como base os valores obtidos anteriormente, serão apresentadas as curvas que mostram os diâmetros (D) e espessuras (t)

equivalentes capazes de satisfazer as duas restrições com o aço 1020, previamente usado pela equipe:

$$Rigidez_{1018} = E \cdot \left(\frac{\pi(D_{1020}^4 - (D_{1020} - 2 \cdot t_{1020})^4)}{64} \right)$$

$$Resistência_{1018} = \frac{S_y \cdot \left(\frac{\pi(D_{1020}^4 - (D_{1020} - 2 \cdot t_{1020})^4)}{64} \right)}{\left(\frac{D_{1020}}{2} \right)}$$

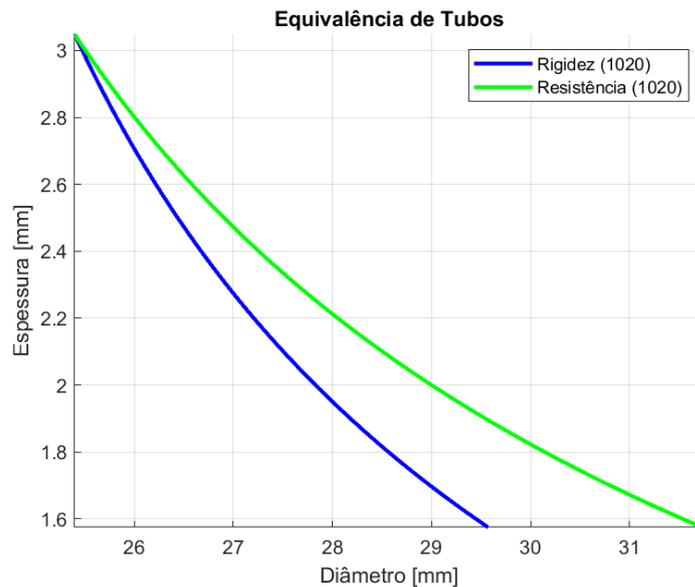


Figura 3 - Equivalência aço 1020

A partir do gráfico da Figura 3, pode-se verificar que o *set-up* que minimiza a massa ao se analisar a rigidez é 29,57 X 1,58 mm e ao se analisar a curva de resistência o *set-up* seria de 31,75 X 1,58 mm. Tendo como objetivo satisfazer as duas restrições simultaneamente, o *set-up* escolhido para os protótipos anteriores foi o de 31,75 X 1,58 mm. Porém, devido à dificuldade de se encontrar no mercado este perfil, optou-se pelo tubo de 31,75 X 1,90 mm, que seria o perfil mais leve para o aço 1020.

Tendo em vista a restrição do regulamento de se utilizar apenas aço na estrutura, para qualquer aço escolhido o módulo de elasticidade (E) será essencialmente o mesmo. Com isso, a curva que apresenta as possibilidades de diâmetro e espessura que satisfazem à rigidez padrão será sempre a

mesma, para qualquer aço. Assim, restam duas opções para se buscar a redução de peso almejada:

1. Conseguir um fornecedor de aço 1020 que possua o *set-up* de 31,75 X 1,58 mm;
2. Realizar estudos mais aprofundados acerca da resistência equivalente.

Considerando as duas alternativas acima, optou-se pela segunda, tendo em vista alguns problemas encontrados em tentativas passadas de se buscar a primeira alternativa. Assim, foi analisada a influência do Limite de Escoamento (S_y), ilustrado na Figura 4 e na Figura 5, nos parâmetros a serem otimizados:

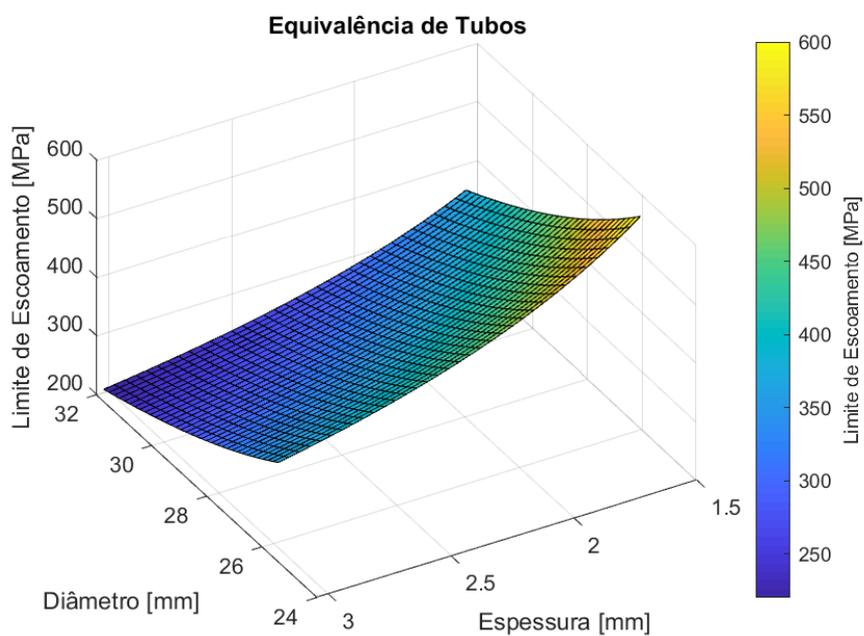


Figura 4 - Superfície possível para diferentes Limites de Escoamento

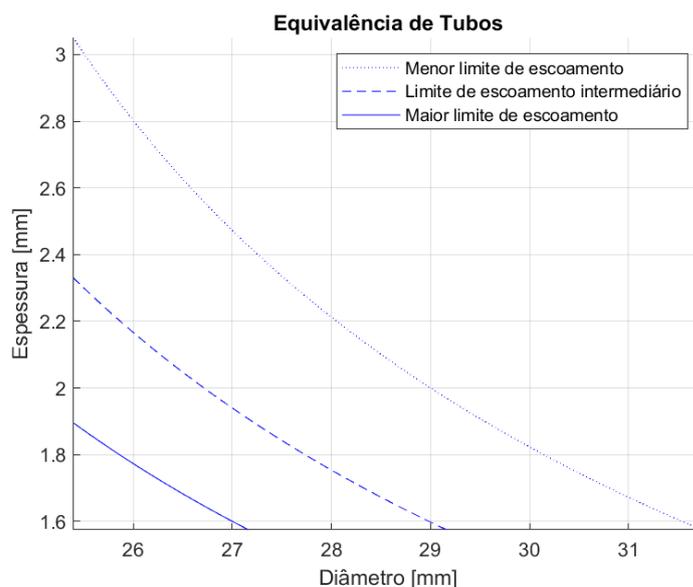


Figura 5 - Tendência da curva de Resistência

Na Figura 4, pode-se analisar a influência do S_y no diâmetro e espessura. Verifica-se que, à medida que este aumenta, as condições mínimas de diâmetro e espessura que satisfazem o regulamento são reduzidas. Visando-se ratificar tal efeito, na Figura 5 foram plotados curvas com valores de S_y distintos. Assim, é possível concluir que a melhor opção é encontrar um tubo cujo material possua um S_y maior.

Partindo dos resultados acima, foi feita uma análise da densidade de diferentes aços e seus respectivos Limites de Escoamento (AZOM). Dessa forma, na Tabela 2 foi utilizado como critério de escolha buscar o material com a menor densidade e um Limite de Escoamento superior ao aço 1020.

Tabela 2 - Comparação de parâmetros para diferentes aços

Material	Densidade [kg/m ³]	Limite de Escoamento [MPa]
AISI 1018	7870	370
AISI 1020	7870	370
AISI 1045	7870	450
AISI 4130	7850	460
AISI 4340	7850	470

A partir dos critérios de seleção adotados, restaram como alternativas o aço AISI 4130 e AISI 4340. Todavia, por meio de um programa de patrocínio, a

equipe adquiriu, sem custos, tubos de aço AISI 4130, e, por esta razão, este foi o aço escolhido para fazer o protótipo. Para efeito de verificação, foi feita uma análise comparativa entre o aço AISI 4130 e o AISI 1020, utilizado no protótipo anterior, e os resultados estão ilustrados na Figura 6.

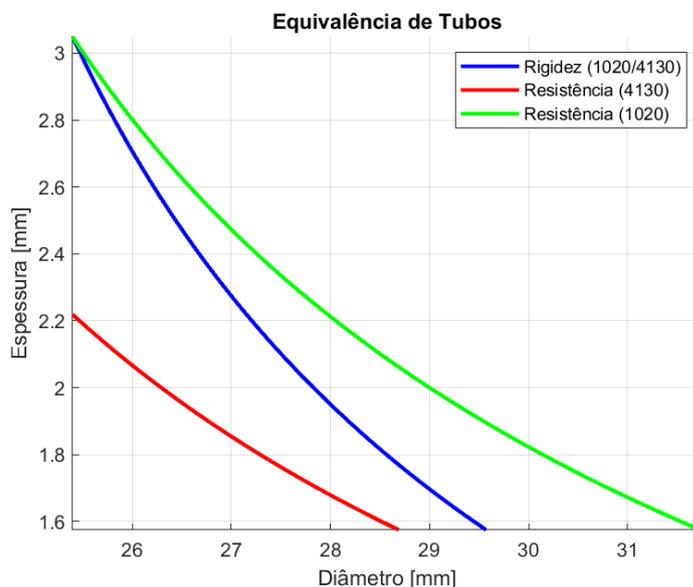


Figura 6 - Análise comparativa do aço 1020 e 4130

Assim, de acordo com a Figura 6, pode-se verificar que o material adotado satisfaz às condições desejadas. Com isso, a rigidez do material se torna o fator limitante do projeto, que é inerente ao material, dado que somente aço é permitido. Dessa forma, conclui-se que o *set-up* mais apropriado para os perfis primários é o de 29,57 X 1,58 mm.

2.2.2 Condições de contorno gerais

O regulamento da competição não cria nenhuma equivalência a ser satisfeita para esses membros, apenas apresenta uma restrição mínima a ser respeitada que é de 25,40 X 0,89 mm. Além disso, qualquer outro membro a ser utilizado na gaiola deve apenas respeitar a restrição de ter mais de 0,18% de carbono.

Finalmente, a Figura 7 ilustra os membros da estrutura com cores distintas para cada restrição apresentada na Tabela 3:

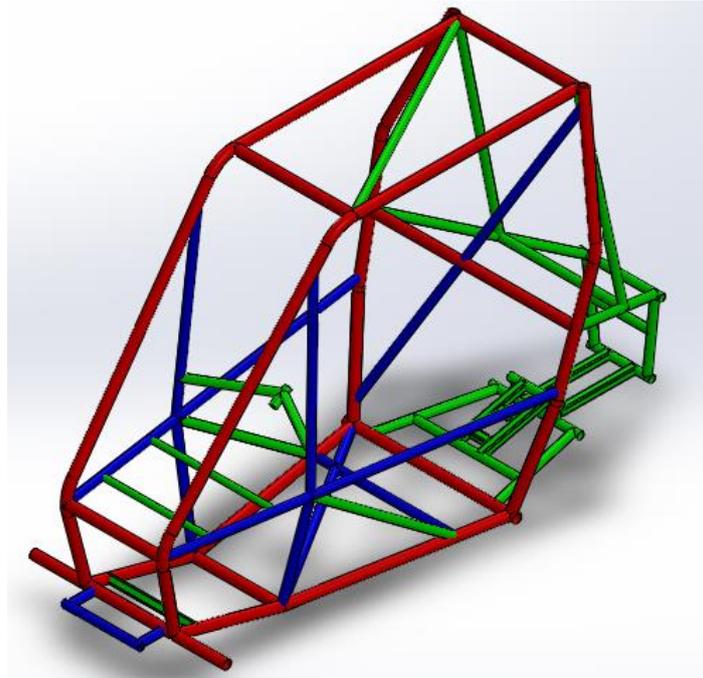


Figura 7 - Gaiola com restrições separadas por cor

Tabela 3 - Restrições dos tubos para análise

Membros	Cor	Diâmetro	Espessura
Primários	Vermelho	29,57 mm	1,58 mm
Secundários	Azul	25,40 mm	0,89 mm
Livres	Verde	Não especificado	Não especificado

3. Modelo

3.1. Seção tubular

Para modelar a estrutura foi utilizado o *software SolidWorks*®, criando-se em forma de *Sketchs* 3D as linhas-guias de toda a estrutura. Posteriormente, este arquivo foi exportado no formato IGES B-Spline (*Entity type 126*), com o intuito de salvar somente a estrutura de arame. Assim, este foi importado para o *software HyperWorks*®, e perfis de tubos com seção reta

circulares e quadradas (disponíveis através do patrocínio adquirido) foram associadas às suas respectivas condições de contorno indicadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Seções de diâmetros e espessuras no HyperWorks

Membros	Perfil	Dimensões
Primários	Circular	31,75 X 1,60 mm
Secundários	Circular	25,40 X 0,90 mm
Livres Fortes	Circular	25,4 X 0,90 mm
Livres Fracos	Circular	19,05 X 1,50 mm
Livres	Quadrado	25,40 X 25,40 X 1,50 mm

Vale ressaltar que foram criados dois perfis distintos para os tubos circulares sem restrições de regulamento. Tal decisão foi tomada devido ao funcionamento da rotina de otimização existente no *software*, a qual gera como *output* as dimensões ótimas por perfil, ou seja, todos os membros livres circulares teriam a mesma bitola e espessura de tubo. Como alguns membros livres são mais exigidos do que outros (como por exemplo os pontos de ancoragem da suspensão traseira), estes foram atrelados à um perfil distinto, tal como ilustrado na Figura 8.

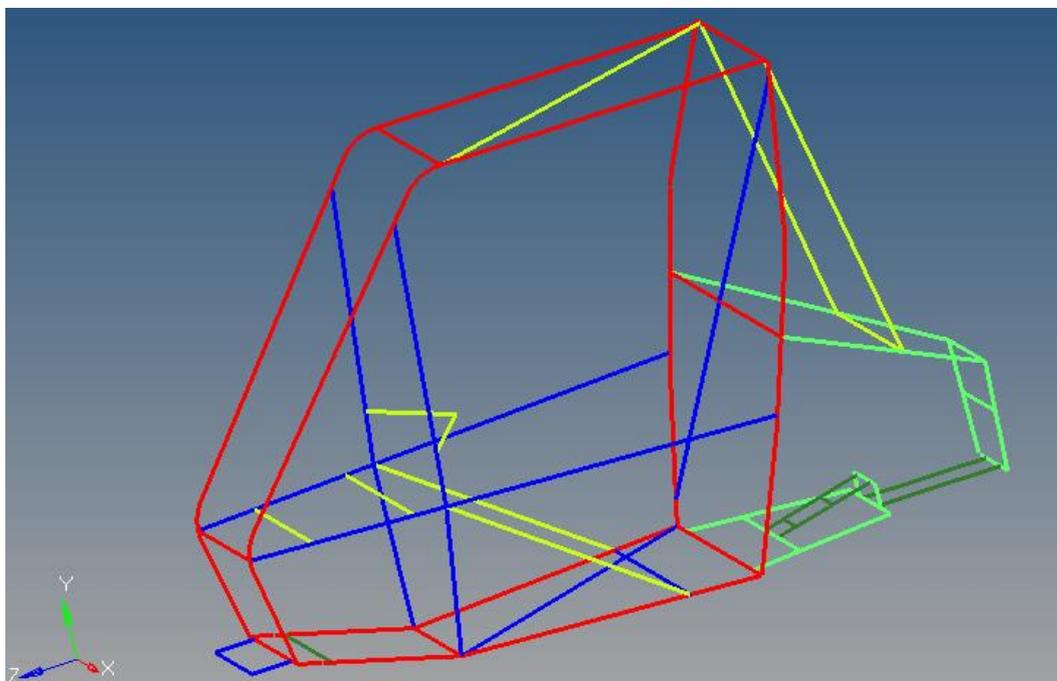


Figura 8 - Gaiola com cores separadas por restrição e perfil no HyperWorks

3.2. Malha

Neste trabalho, foi adotado o elemento de viga unidimensional para a análise de estruturas delgadas, ou seja, análises cujo componente estudado possua seu comprimento consideravelmente maior do que sua espessura. Este deve ser capaz de incorporar as deformações cisalhantes na determinação da deformação total da estrutura.

Este elemento apresenta seis graus de liberdade em cada nó, um para cada direção prismática e suas respectivas rotações em torno de cada eixo de referência. Além disso, deve prever nas análises situações com grandes tensões e deformações, nas quais as condições de não linearidade são requeridas.

Assim, para gerar a malha do modelo, dois elementos surgiram como opções viáveis: o PBEAM e o PBEAML. A diferença fundamental entre eles reside nos parâmetros utilizados para determinar a seção transversal utilizada (SIEMENS). O PBEAM a define a partir de parâmetros como área e momento de inércia, já o PBEAML a define a partir de diâmetros externos e internos por exemplo. Como o objetivo central do estudo é definir as novas dimensões dos perfis utilizados no protótipo, foi utilizado o elemento PBEAML por envolver diretamente as dimensões de referência analisadas.

4. Carregamentos e apoios

Com o objetivo de realizar uma análise estrutural no protótipo, é preciso determinar primeiramente a direção, sentido e intensidade do carregamento a ser imposto em cada uma das situações e seus respectivos pontos de apoio.

Para determinar o carregamento (F) será necessário dispor das seguintes informações: massa do protótipo com o piloto (m), velocidade do impacto (v), aceleração (a) e número de nós de aplicação de força (n). Além

disso, para cada análise será necessário estimar o tempo de impacto ($tempo_{impacto}$) e, assim, seguir a seguinte metodologia:

$$v[m/s] = v[km/h] * \frac{1000}{3600} = \frac{v[km/h]}{3,6}$$

$$a = \frac{v_f - v_i}{tempo_{impacto}}$$

$$F_{nó} = \frac{F_{total}}{n} = \frac{m * a}{n}$$

Após realizar os cálculos para cada uma das situações propostas, estas serão comparadas com valores de referência, quando disponível. Tem-se como objetivo realizar as seguintes análises:

- Impacto frontal;
- Impacto lateral;
- Compressão dianteira;
- Compressão traseira;
- Capotamento.

4.1 Impacto frontal

O impacto frontal é uma condição na qual a frente do veículo colide com algum objeto mais rígido do que o chassi. Esta é extremamente crítica e, se não analisada de forma cuidadosa, coloca em risco o chassi e o piloto durante as provas. Para realizar esta análise, são assumidas as condições apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros de impacto frontal

Parâmetro	Símbolo	Valor
Massa	m	250 kg
Velocidade	v_i	50 km/h
Tempo de impacto	$tempo_{impacto}$	0,2 s
Número de nós	n	4

$$v_i = 50 * \frac{1000}{3600} = 13,8 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{0 - 13,8}{0,2} = 69,4 \text{ m/s}^2 = 7,1 \text{ g}$$

$$F_{nó} = \frac{F_{total}}{n} = \frac{250 * 69,4}{4} = \frac{17361}{4} = 4340 \text{ N}$$

Ao se comparar o valor de desaceleração calculado com o valor máximo que o corpo humano suporta (The Physics Factbook), cerca de 9 g, é possível verificar que este não demonstraria o caso mais crítico. Assim, de acordo com o valor recomendado (Hastie, 2005), foi adotado para as simulações o valor de 9 g, conferindo assim as seguintes novas cargas em cada nó:

$$F_{nó} = \frac{F_{total}}{n} = \frac{250 * 9 * 9,81}{4} = \frac{22073}{4} \approx 5500 \text{ N}$$

A carga calculada será aplicada nos quatro nós localizados mais à frente do protótipo, onde haveria o primeiro contato com o outro corpo durante o impacto. Além disso, o chassi será apoiado nos pontos de ancoragem dos braços da suspensão, cuja função neste estudo será de restringir o movimento da gaiola, conforme ilustrado na Figura 9.

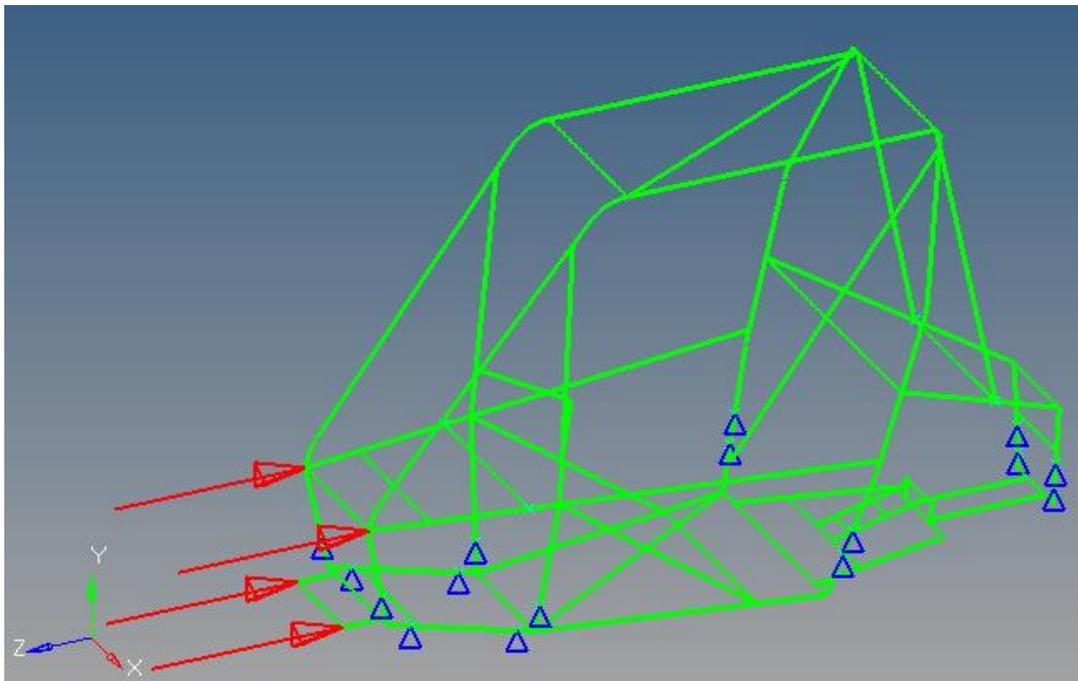


Figura 9 - Esquemático de impacto frontal

Dessa forma, a maior tensão calculada para tal condição foi de aproximadamente 178 MPa, conforme mostrado na Figura 10.

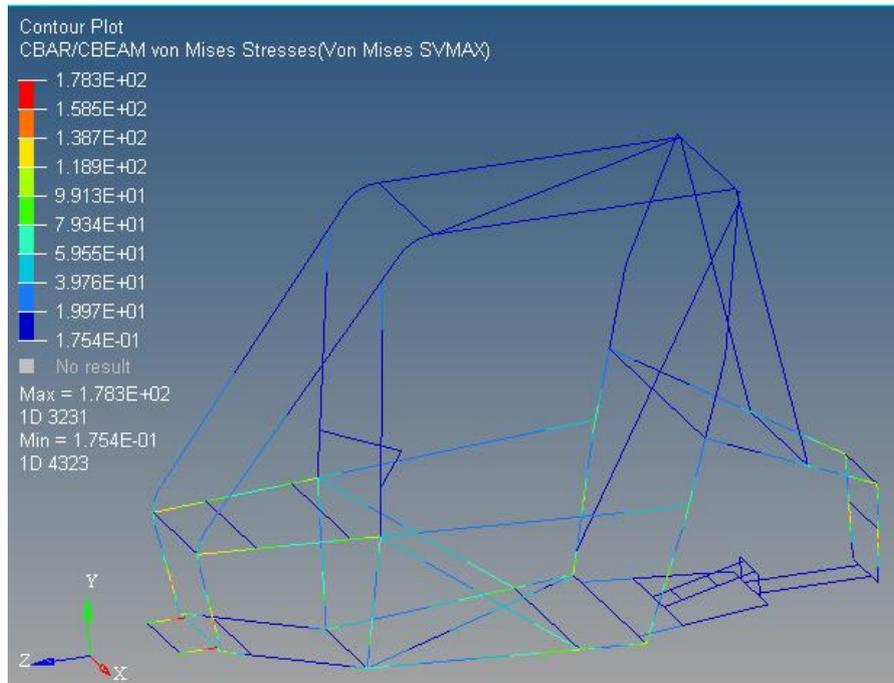


Figura 10 - Tensões em impacto frontal

4.2 Impacto lateral

O impacto lateral é uma condição onde a frente de um veículo colide na lateral de outro. Apesar de ser extremamente incomum haver esse tipo de colisão, ela não pode ser negligenciada, pois a falha durante essa condição pode ser muito perigosa para o piloto. Para realização desta análise, foram consideradas as condições apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Parâmetros de impacto lateral

Parâmetro	Símbolo	Valor
Massa	m	250 kg
Velocidade	v_i	25 km/h
Tempo de impacto	$tempo_{impacto}$	0,2 s
Número de nós	n	5

$$v_i = 25 * \frac{1000}{3600} = 6,9 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{0 - 6,9}{0,2} = 34,7 \text{ m/s}^2 = 3,5 \text{ g}$$

$$F_{\text{nó}} = \frac{F_{\text{total}}}{n} = \frac{250 * 34,7}{5} = \frac{8681}{5} \approx 1700 \text{ N}$$

A carga calculada será aplicada nos cinco nós na SIM e na LFS do protótipo, onde haveria o primeiro contato com o outro corpo durante o impacto. Além disso, o chassi será apoiado nos pontos de ancoragem dos braços da suspensão, cuja função neste estudo será de restringir o movimento da gaiola, como ilustrado na Figura 11.

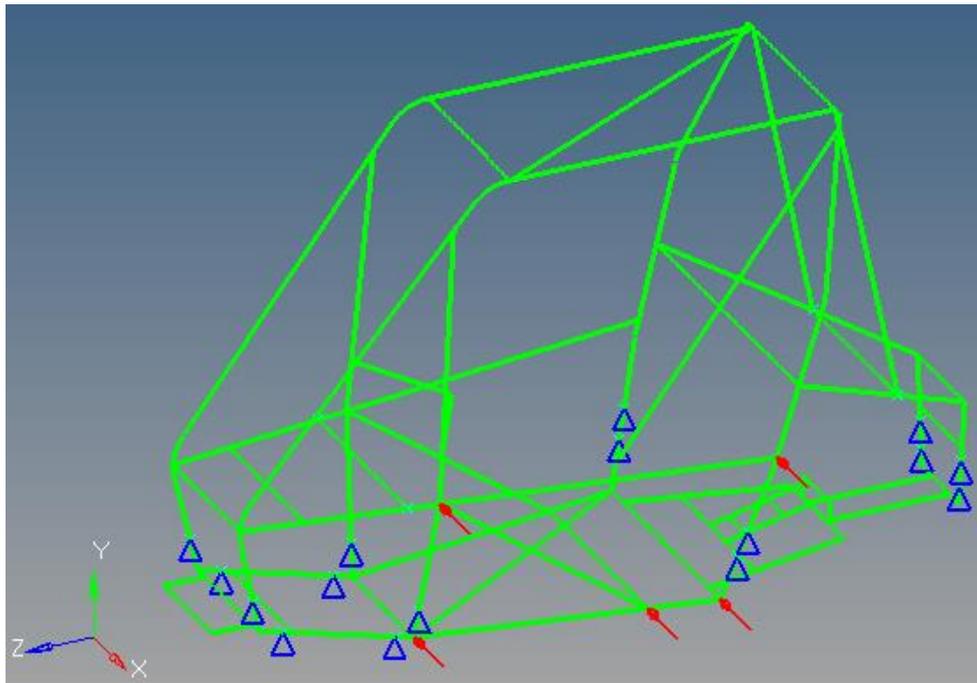


Figura 11 - Esquemático de impacto lateral

A partir desse modelo, a maior tensão calculada foi de aproximadamente 200 MPa, como mostrado na Figura 12.

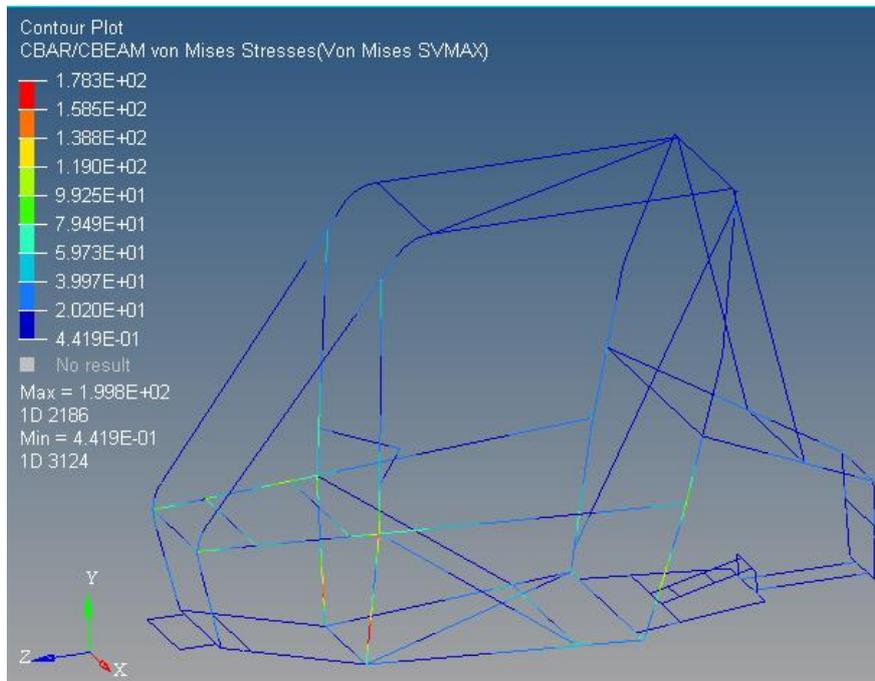


Figura 12 - Tensões em impacto lateral

4.3 Compressão dianteira

A compressão dianteira ocorre quando o amortecedor dianteiro é comprimido, e a situação mais extrema ocorre quando este não pode mais ser retraído. Para determinar a maior força do amortecedor, foi realizado um ensaio de compressão rápida no FOX Evol R. Com isso, identificou-se que a maior força aplicada é de aproximadamente 2800 N, como ilustrado no gráfico da Figura 13.

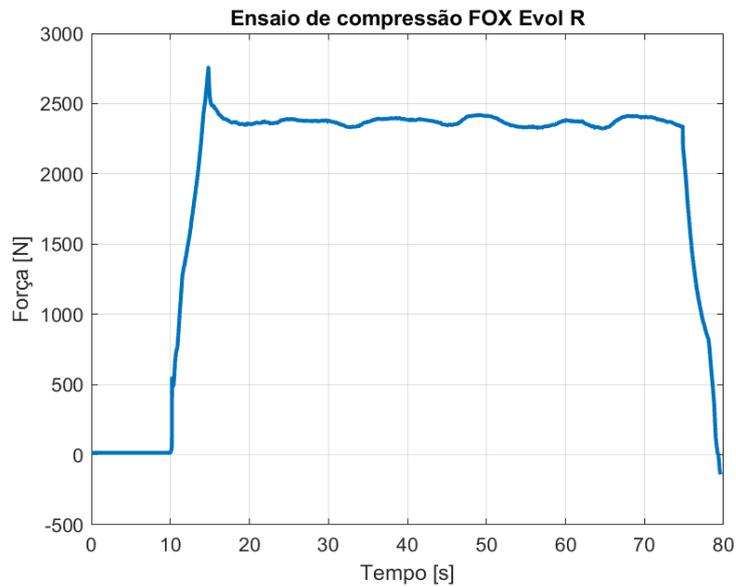


Figura 13 - Ensaio de compressão do FOX Evol R

A medida em que a suspensão do protótipo trabalha, a força (F_{am}) tem sua direção e magnitude alterada, sendo o seu caso crítico na máxima compressão do amortecedor. Tal condição foi simulada no *software* SolidWorks para determinar o ângulo (β) formado entre o componente e a vertical (vide Figura 14).

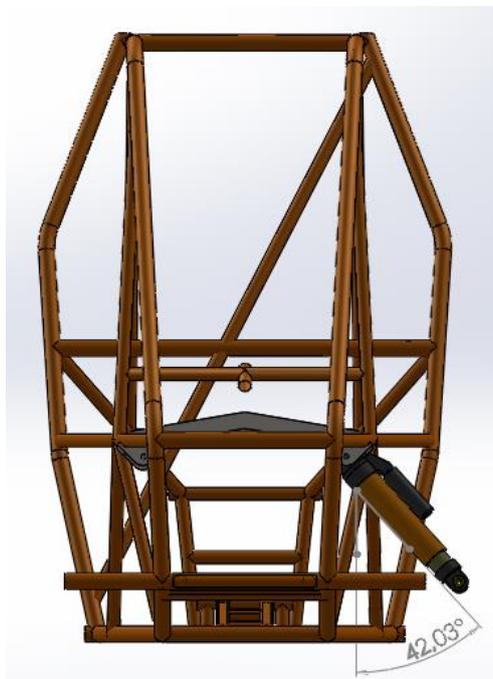


Figura 14 - Angulação máxima do amortecedor dianteiro

A partir desse ângulo ($\beta=42,03^\circ$) é possível determinar as componentes verticais (F_V) e horizontais (F_H) com as seguintes relações:

$$F_H = F_{am} * \text{sen}(\beta) = 2800 * \text{sen}(42) \approx 1900 \text{ N}$$

$$F_V = F_{am} * \text{cos}(\beta) = 2800 * \text{cos}(42) \approx 2100 \text{ N}$$

As cargas calculadas serão aplicadas nos dois nós na SIM do protótipo, em cada lado do protótipo, onde o amortecedor é ancorado. Além disso, o chassi será apoiado nos pontos de ancoragem dos braços da suspensão, cuja função neste estudo será de restringir o movimento da gaiola, conforme ilustrado na Figura 15.

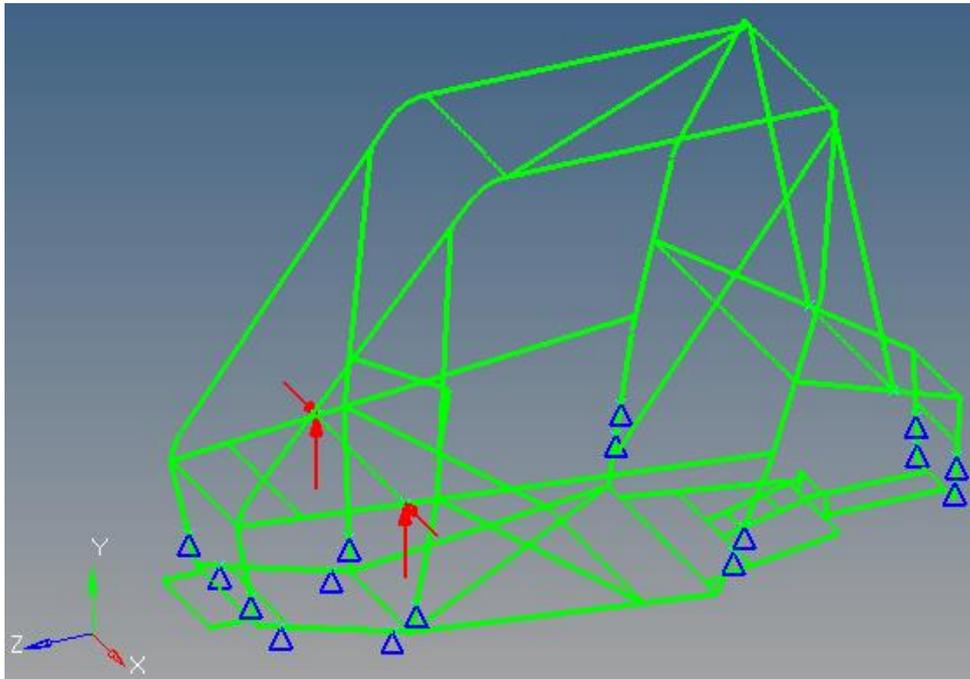


Figura 15 - Esquemático de compressão dianteira

Dessa maneira, a maior tensão calculada para tal condição foi de aproximadamente 206 MPa, conforme mostrado na Figura 16.

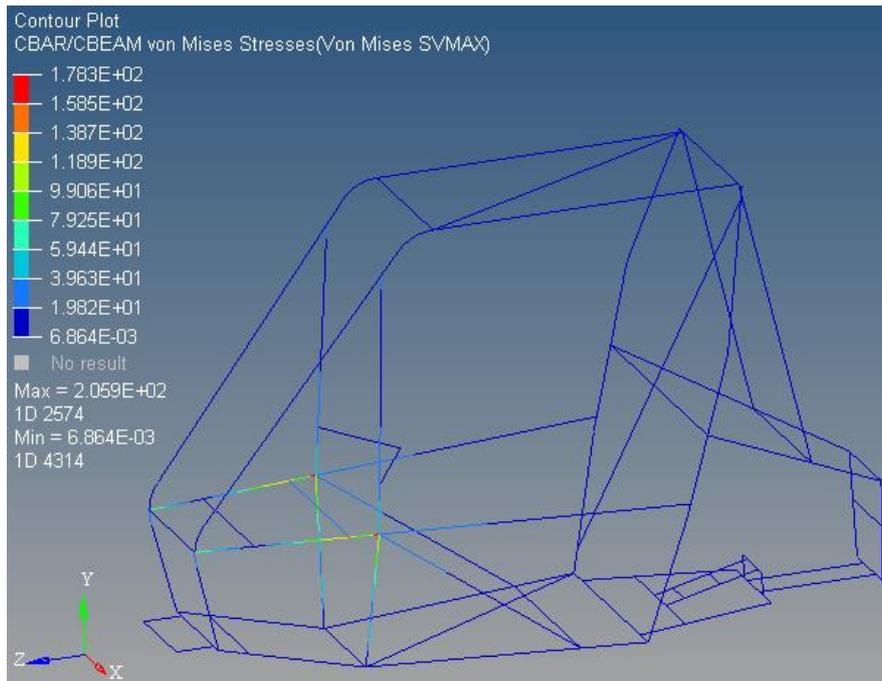


Figura 16 - Tensões em compressão dianteira

4.4 Compressão traseira

A compressão traseira é análoga a dianteira. Um ensaio de compressão rápida também foi realizado no FOX Float 3. Com isso, identificou-se que a maior força aplicada é de aproximadamente 7200 N, conforme mostrado no gráfico da Figura 17.

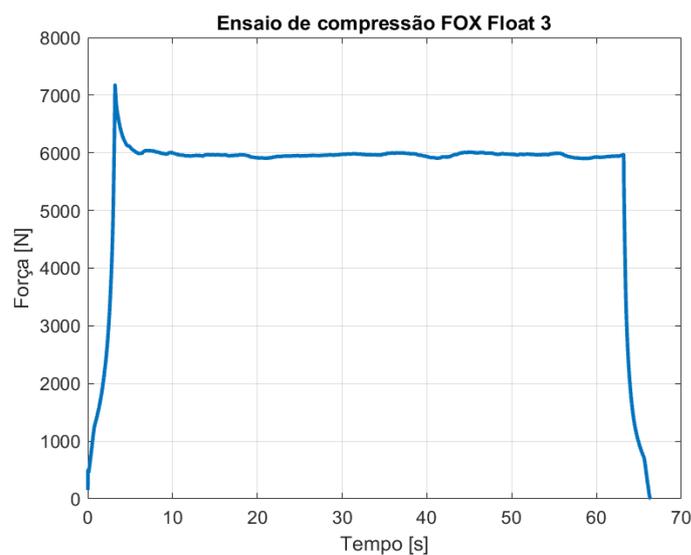


Figura 17 - Ensaio de compressão FOX Float 3

O procedimento análogo ao realizado para o estudo do ângulo (β) no caso dianteiro, foi realizado na suspensão traseira (vide Figura 18), chegando-se a um ângulo $\beta=61,02^\circ$.

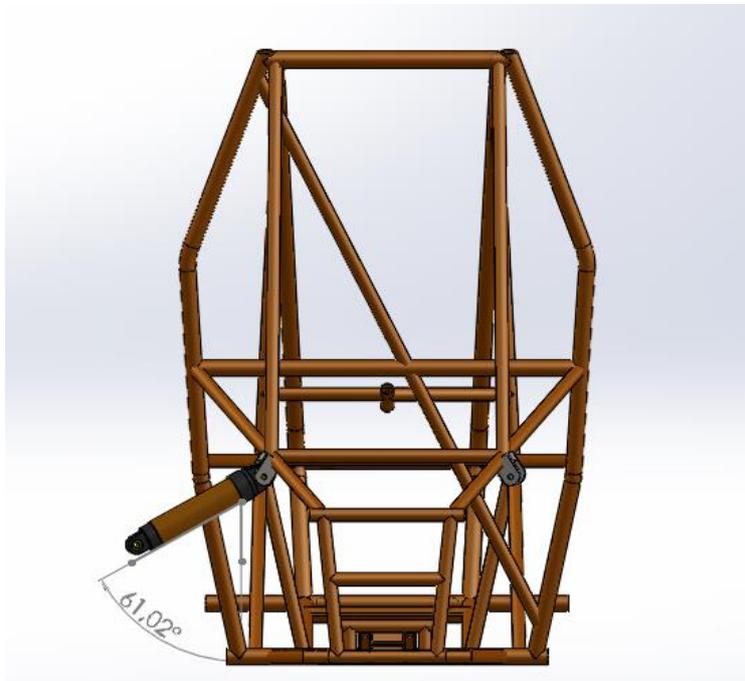


Figura 18 - Angulação máxima do amortecedor traseiro

A partir desse ângulo é possível determinar as componentes verticais (F_V) e horizontais (F_H) com as seguintes relações:

$$F_H = F_{am} * \text{sen}(\beta) = 7200 * \text{sen}(61) \approx 6300 \text{ N}$$

$$F_V = F_{am} * \text{cos}(\beta) = 7200 * \text{cos}(61) \approx 3500 \text{ N}$$

As cargas calculadas serão aplicadas nos dois nós no berço traseiro do protótipo, um em cada lado do protótipo, onde o amortecedor é ancorado. Além disso, o chassi será apoiado nos pontos de ancoragem dos braços da suspensão, cuja função neste estudo será de restringir o movimento da gaiola, conforme ilustrado na Figura 19.

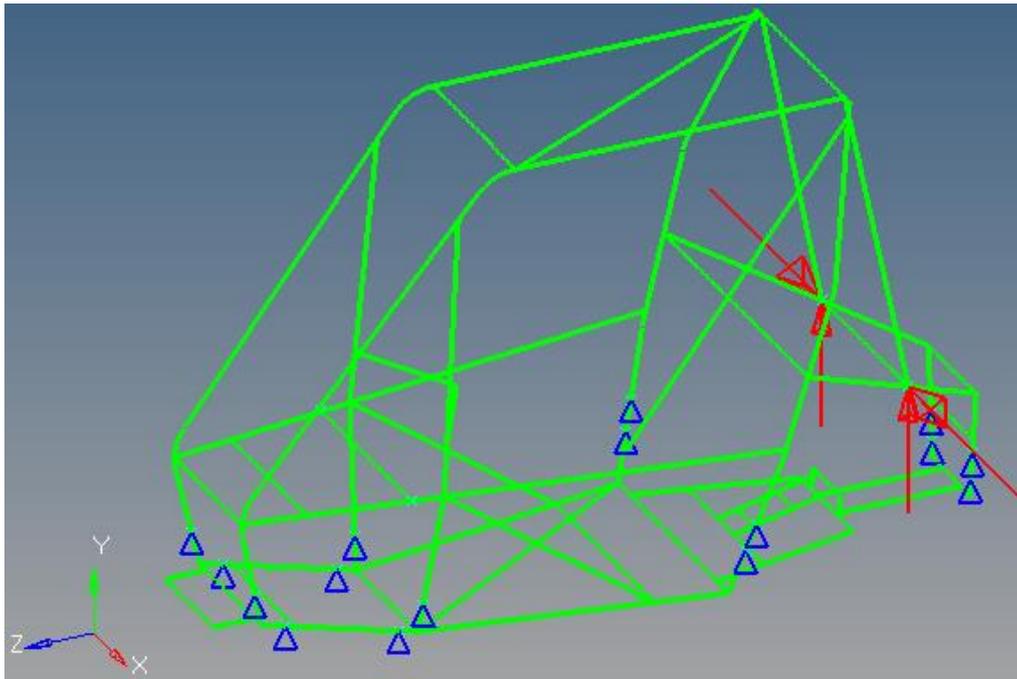


Figura 19 - Esquemático de compressão traseira

A partir desse modelo, a maior tensão calculada foi de aproximadamente 220 MPa, como ilustrado na Figura 20.

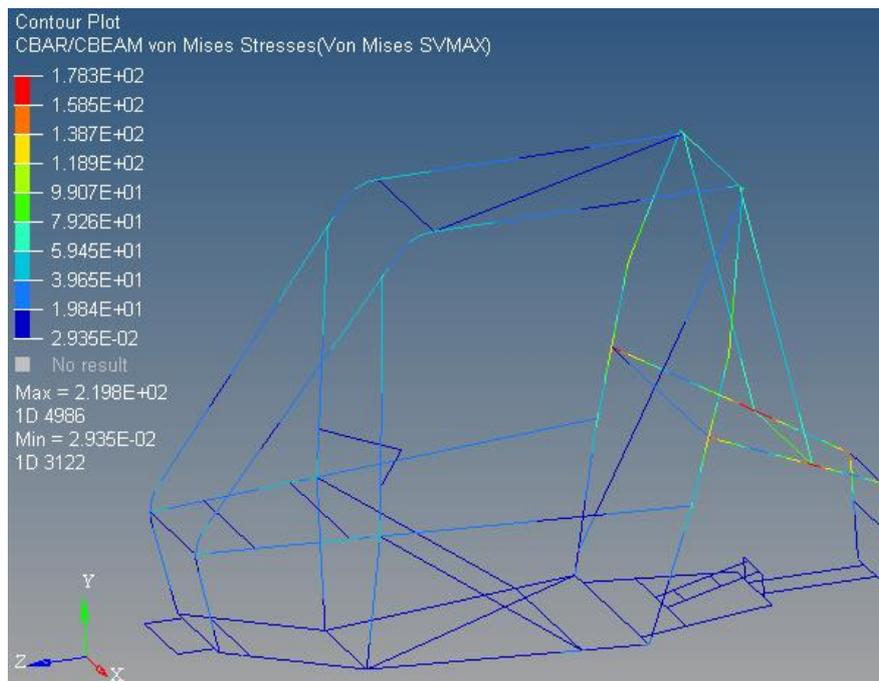


Figura 20 - Tensões em compressão traseira

4.5 Capotamento

O capotamento é uma condição na qual o teto do veículo colide com algum objeto mais rígido do que o chassi. Tal condição é comum dependendo dos obstáculos impostos durante a competição e, portanto, tal condição deve ser estudada pois a falha pode colocar em risco o piloto. Para a realização desta análise, foram consideradas as condições ilustradas na Tabela 7.

Tabela 7 - Parâmetros de capotamento

Parâmetro	Símbolo	Valor
Massa	m	250 kg
Velocidade	v_i	25 km/h
Tempo de impacto	$tempo_{impacto}$	0,2 s
Número de nós	n	6

$$v_i = 25 * \frac{1000}{3600} = 6,9 \text{ m/s}$$
$$a = \frac{0 - 6,9}{0,2} = 34,7 \text{ m/s}^2 = 3,5 \text{ g}$$
$$F_{nó} = \frac{F_{total}}{n} = \frac{250 * 34,7}{6} = \frac{8681}{6} \approx 1447 \text{ N}$$

Ao comparar o valor de desaceleração calculado com o valor máximo previsto na norma (CONTRAN, 2014), cerca de 4,4 g, é possível concluir que a condição a ser analisada deve ser a prevista em norma. Assim, o valor adotado para as simulações foi a de 4,4 g, conferindo assim as seguintes novas cargas em cada nó:

$$F_{nó} = \frac{F_{total}}{n} = \frac{250 * 4,4 * 9,81}{6} = \frac{10760}{6} \approx 1800 \text{ N}$$

A carga calculada será aplicada nos seis nós no teto do protótipo. Além disso, o chassi será apoiado nos pontos de ancoragem dos braços da suspensão, cuja função neste estudo será de restringir o movimento da gaiola, conforme ilustrado na Figura 21.

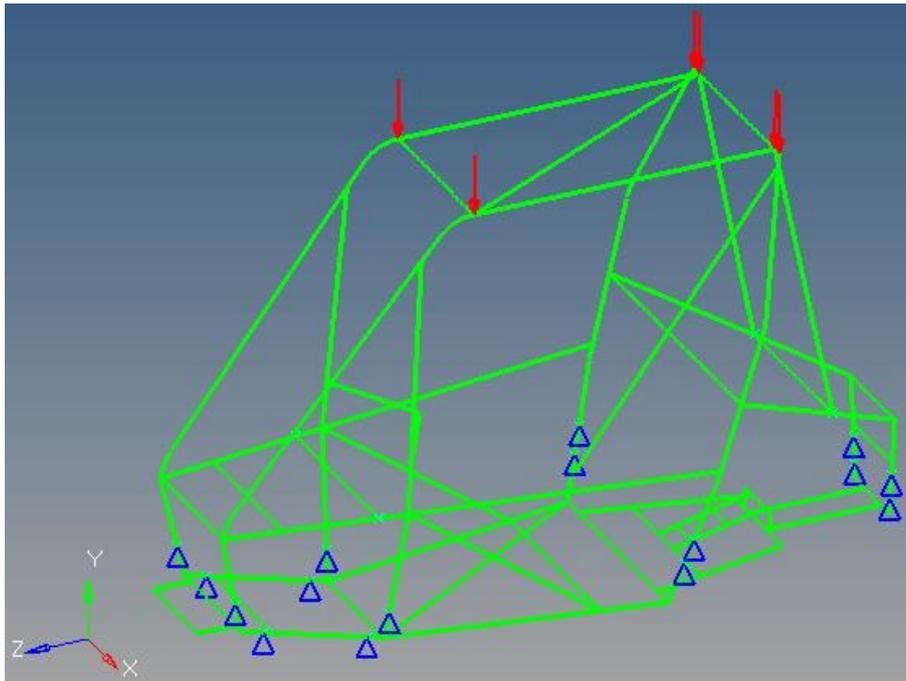


Figura 21 - Esquemático de capotamento

Assim, a maior tensão calculada para esta condição foi de aproximadamente 200 MPa, conforme mostrado na Figura 22.

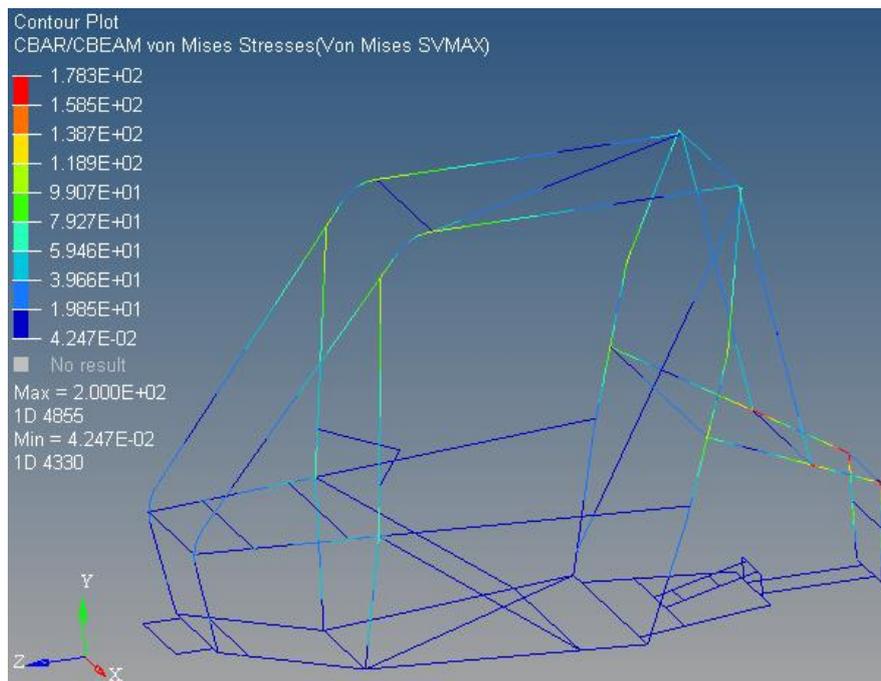


Figura 22 - Tensões em capotamento

5. Otimização

5.1 Funcionamento do Software

O método de otimização utilizado pelo *software* HyperWorks é o Método das Direções Viáveis (*Feasible Directions Method*, FDM). Este é um algoritmo desenvolvido para solucionar problemas de Programação Não Linear (PNL) que possuam restrições de igualdade, desigualdade e laterais (Vanderplaats, 1984). Trata-se de um método de primeira ordem que, para solucionar o problema de Otimização Com Restrições (OCR), precisa de um ponto inicial (X_0) e dos valores dos limites inferiores (X_l) e superiores (X_u) das seguintes variáveis de projeto:

- $R_{\text{externo}_{\text{primário}}}$ → Raio externo do perfil primário
- $R_{\text{interno}_{\text{primário}}}$ → Raio interno do perfil primário
- $R_{\text{externo}_{\text{secundário}}}$ → Raio externo do perfil secundário
- $R_{\text{interno}_{\text{secundário}}}$ → Raio interno do perfil secundário
- $R_{\text{externo}_{\text{livre forte}}}$ → Raio externo do perfil livre forte
- $R_{\text{interno}_{\text{livre forte}}}$ → Raio interno do perfil livre forte
- $R_{\text{externo}_{\text{livre fraco}}}$ → Raio externo do perfil livre fraco
- $R_{\text{interno}_{\text{livre fraco}}}$ → Raio interno do perfil livre fraco
- $L_{1\text{livre quadrado}}$ → Lado 1 do perfil livre quadrado
- $L_{2\text{livre quadrado}}$ → Lado 2 do perfil livre quadrado
- $T_{1\text{livre quadrado}}$ → Espessura 1 do perfil livre quadrado
- $T_{2\text{livre quadrado}}$ → Espessura 2 do perfil livre quadrado

A partir dessas informações, o *software* consegue determinar a solução do problema geral de OCR expresso como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min f(x) \\ c_l(x) \leq 0, \quad l = 1 \dots p \\ \text{s. t. } x_i^l \leq x \leq x_i^u, \quad i = 1 \dots n \end{array} \right.$$

5.2 Problema de otimização

A função objetivo do problema representa a massa total do protótipo. As variáveis de projeto são os raios das barras (\mathbf{R}). As principais restrições consistem em manter as tensões (σ) inferiores ao limite de escoamento, considerando um fator de segurança (Φ) estipulado, e dimensões que satisfaçam o regulamento. Ou seja, o problema de otimização pode ser reescrito como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min \text{massa}(\mathbf{R}) \\ \text{s. t.} \\ -\frac{S_y}{\Phi} \leq \sigma \leq \frac{S_y}{\Phi} \\ 14,785 \leq R_{\text{externo primário}} \leq 20 \\ 0 \leq R_{\text{interno primário}} \leq 13,185 \\ 12,7 \leq R_{\text{externo secundário}} \leq 20 \\ 0 \leq R_{\text{interno secundário}} \leq 11,8 \\ 10 \leq R_{\text{externo livre forte}} \leq 20 \\ 0 \leq R_{\text{interno livre forte}} \leq 10 \\ 10 \leq R_{\text{externo livre fraco}} \leq 20 \\ 0 \leq R_{\text{interno livre fraco}} \leq 10 \\ 6 \leq L_{1 \text{ livre quadrado}} \leq 25,4 \\ 6 \leq L_{2 \text{ livre quadrado}} \leq 25,4 \\ 0,5 \leq T_{1 \text{ livre quadrado}} \leq 3 \\ 0,5 \leq T_{2 \text{ livre quadrado}} \leq 3 \end{array} \right.$$

A solução do problema de otimização considerando a combinação linear dos casos de carregamento descritos na seção 4 deste relatório, apresenta uma dependência do fator de segurança adotado, conforme mostrado na Tabela 8.

Tabela 8 - Relação entre o fator de segurança e a massa

Fator de Segurança	Massa [kg]
1,0	18,65
1,1	18,84
1,2	19,07
1,3	19,33
1,4	19,70
1,5	19,99
2,0	21,95
2,5	25,27
3,0	28,85
4,0	37,55
5,0	46,96

A partir dos dados acima, é possível verificar que existe uma relação quadrática entre o fator de segurança e a massa otimizada final do protótipo para as mesmas restrições, ou seja, a massa final do protótipo pode ser expressa por: $massa = 1,0261\Phi^2 + 1,0745\Phi + 16,25$, onde Φ é o fator de segurança adotado. A Figura 23 ilustra essa solução.

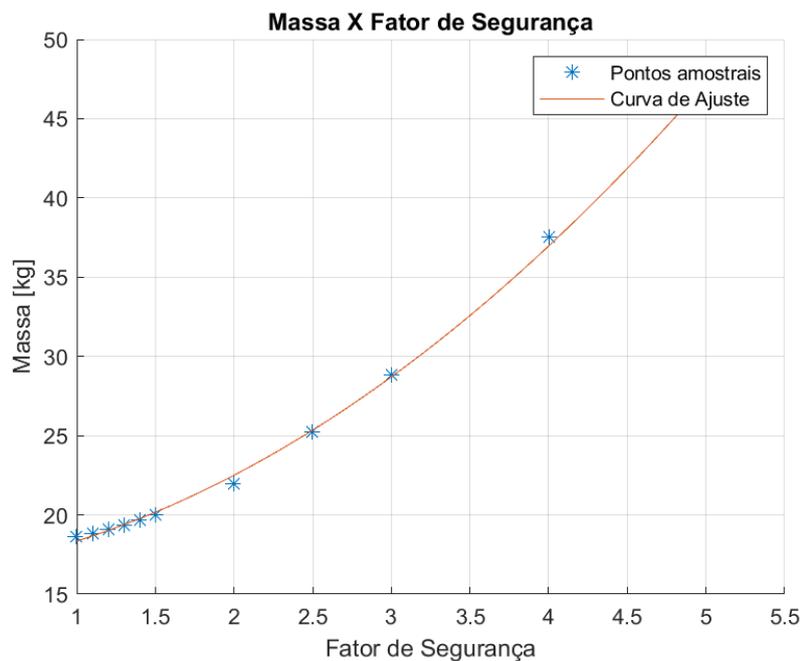


Figura 23 - Massa por Fator de Segurança

5.3 Solução

A estrutura original, com os seus perfis atuais, possui uma massa de 26,43 kg. Com base nos estudos realizados, optou-se por um fator de segurança de 1,25, o que conduziria uma massa final de 19,20 kg, correspondente à uma redução de 27% de massa.

Ao solucionar o problema de otimização no *software* HyperWorks, foi obtida uma estrutura com 19,20 kg e com as seguintes dimensões ótimas, apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Dimensões otimizadas

$R_{\text{externo}_{\text{primário}}}$	14,79
$R_{\text{interno}_{\text{primário}}}$	13,18
$R_{\text{externo}_{\text{secundário}}}$	12,70
$R_{\text{interno}_{\text{secundário}}}$	11,80
$R_{\text{externo}_{\text{livre forte}}}$	10,00
$R_{\text{interno}_{\text{livre forte}}}$	9,674
$R_{\text{externo}_{\text{livre fraco}}}$	10,00
$R_{\text{interno}_{\text{livre fraco}}}$	9,714
$L_{1\text{livre quadrado}}$	6,00
$L_{2\text{livre quadrado}}$	6,00
$T_{1\text{livre quadrado}}$	0,50
$T_{2\text{livre quadrado}}$	0,50

Todavia, faz-se necessário verificar a viabilidade de obtenção de tais materiais no mercado.

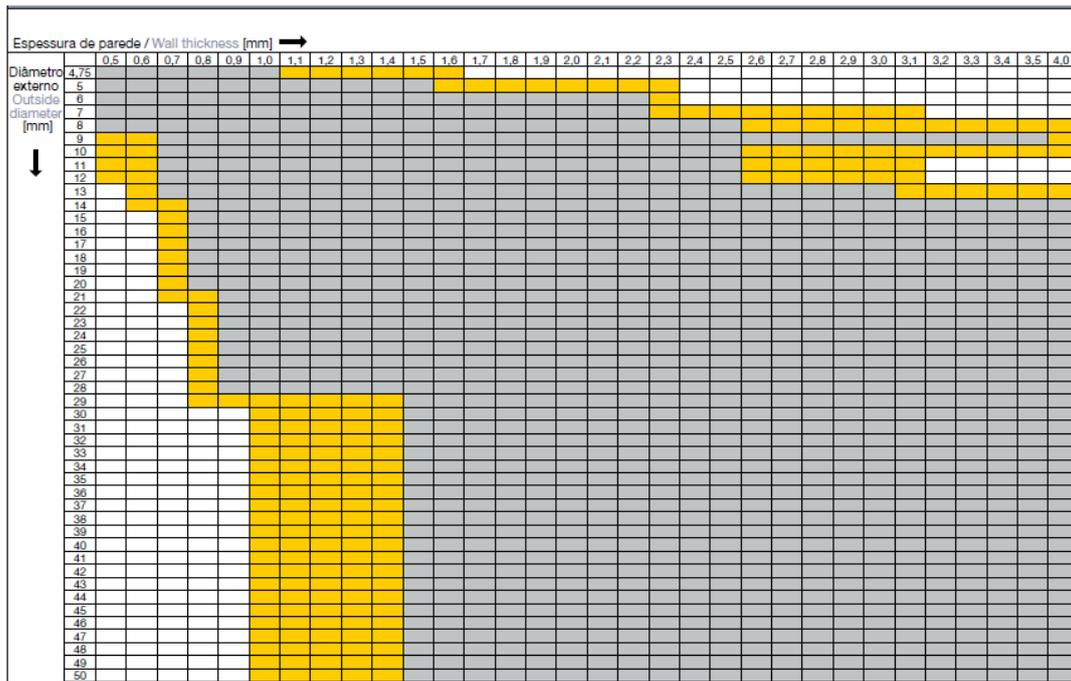


Figura 24 – Tabela de dimensões para perfis tubulares circulares

Bitola mm	Espessura mm																					
	0,90	1,06	1,20	1,50	1,90	2,00	2,25	2,65	3,00	3,35	3,75	4,25	4,50	4,75	5,00	5,40	5,60	6,30	7,30	8,00	9,50	
15 x 15	0,40	0,47	0,53	0,65																		
16 x 16	0,43	0,50	0,57	0,70																		
20 x 20	0,54	0,64	0,72	0,88	1,08	1,13																
25 x 25	0,68	0,80	0,90	1,12	1,40	1,47	1,64	1,90	2,13													
30 x 30	0,83	0,97	1,09	1,35	1,70	1,78	1,99	2,32	2,60	2,87	3,18											
35 x 35	0,97	1,13	1,28	1,59	1,99	2,09	2,34	2,73	3,07	3,40	3,76											
40 x 40	1,11	1,30	1,47	1,82	2,29	2,41	2,69	3,15	3,54	3,92	4,35	4,88	5,14	5,39								
50 x 50		1,63	1,84	2,29	2,89	3,03	3,40	3,98	4,48	4,97	5,53	6,21	6,55	6,88	7,05	7,54	7,79	8,62				
60 x 60		1,96	2,22	2,76	3,48	3,66	4,10	4,81	5,42	6,02	6,70	7,54	7,96	8,37	8,78	9,43	9,75	10,86				
63,5 x 63,5			2,35	2,93	3,69	3,88	4,35	5,10	5,74	6,39	7,11	8,01	8,45	8,89	9,33	10,02	10,36	11,55				
70 x 70			2,60	3,23	4,08	4,29	4,81	5,64	6,36	7,07	7,87	8,87	9,37	9,86	10,35	11,12	11,50	12,83				
80 x 80				3,70	4,67	4,91	5,51	6,47	7,29	8,12	9,05	10,20	10,78	11,35	11,91	12,81	13,26	14,81				
90 x 90				4,17	5,27	5,54	6,22	7,30	8,23	9,17	10,22	11,53	12,19	12,83	13,48	14,50	15,01	16,78	19,26	20,97	24,55	
100 x 100					6,17	6,92	8,13	9,17	10,22	11,40	12,97	13,59	14,32	15,04	16,19	16,77	18,75	21,55	23,48	27,53		
110 x 110					6,79	7,63	8,96	10,11	11,26	12,57	14,20	15,00	15,81	16,61	17,89	18,52	20,73	23,84	25,98	30,50		
120 x 120					7,42	8,33	9,79	11,05	12,31	13,75	15,53	16,41	17,30	18,18	19,58	20,27	22,70	26,12	28,49	33,48		
130 x 130					8,04	9,04	10,62	11,99	13,36	14,92	16,86	17,82	18,78	19,74	21,27	22,03	24,67	28,41	30,99	36,45		
150 x 150							12,28	13,87	15,46	17,27	19,52	20,64	21,76	22,87	24,65	25,54	28,62	32,98	36,01	42,41		
160 x 160							13,11	14,81	16,51	18,45	20,85	22,05	23,25	24,44	26,34	27,29	30,59	35,27	38,51	45,38		
170 x 170							13,94	15,75	17,56	19,62	22,18	23,46	24,73	26,01	28,03	29,04	32,57	37,55	41,02	48,36		
175 x 175							14,35	16,22	18,08	20,21	22,85	24,17	25,48	26,79	28,88	29,92	33,55	38,70	42,27	49,84		

Figura 25 - Tabela de dimensões para perfis tubulares quadrados

Utilizando como base a Figura 24 (Vallourec) e a Figura 25 (Continente), é possível determinar as dimensões otimizadas ideais com as comerciais que deveriam ser utilizadas no protótipo, presentes na Tabela 10.

Tabela 10 - Diâmetros e espessuras comerciais otimizados

Membro	Perfil	Dimensão ideal	Dimensão possível
Primários	Circular	29,58 X 1,60 mm	30,00 X 1,60 mm
Secundários	Circular	25,40 X 0,90 mm	26,00 X 0,90 mm
Livres Fortes	Circular	20,00 X 0,33 mm	20,00 X 0,70 mm
Livres Fracos	Circular	20,00 X 0,29 mm	20,00 X 0,70 mm
Livres	Quadrado	6,00 X 6,00 X 0,50 mm	15,00 X 15,00 X 0,90 mm

Utilizando-se as novas dimensões no *software*, é possível verificar que a massa total do veículo, com tubos disponíveis no mercado, aumentou para 21,75 kg. Apesar de ter ficado acima do esperado, ainda representaria uma redução de 18% quando comparada com a estrutura original.

5.4 Simulações

Tomando-se como base os resultados expostos na seção anterior, a gaiola do protótipo foi analisada para as cinco condições descritas previamente. Assim, será possível verificar as máximas tensões calculadas para cada caso e, com isso, determinar o fator de segurança crítico da estrutura do protótipo.

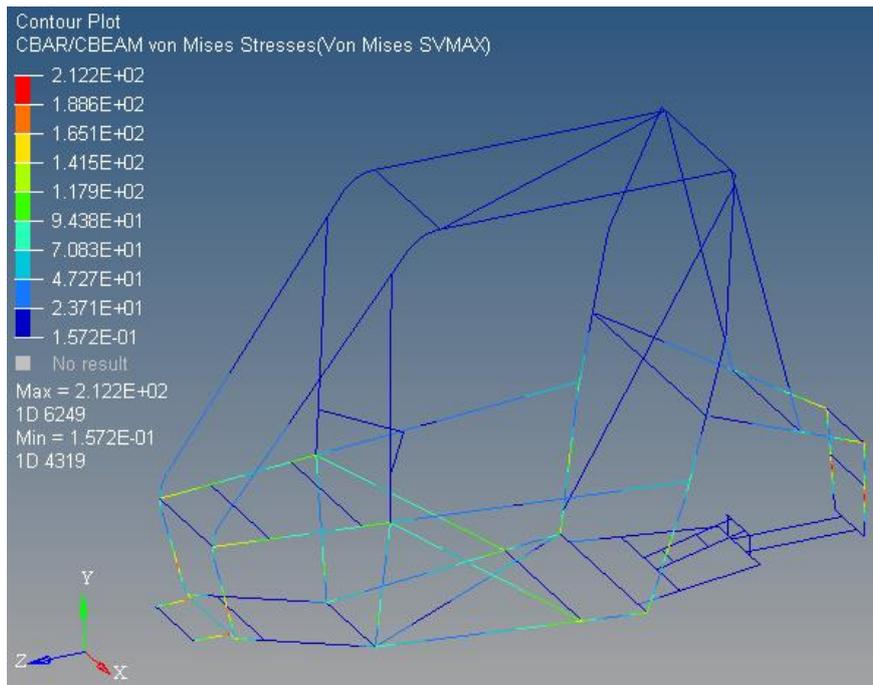


Figura 26 – Análise final de tensões em impacto frontal

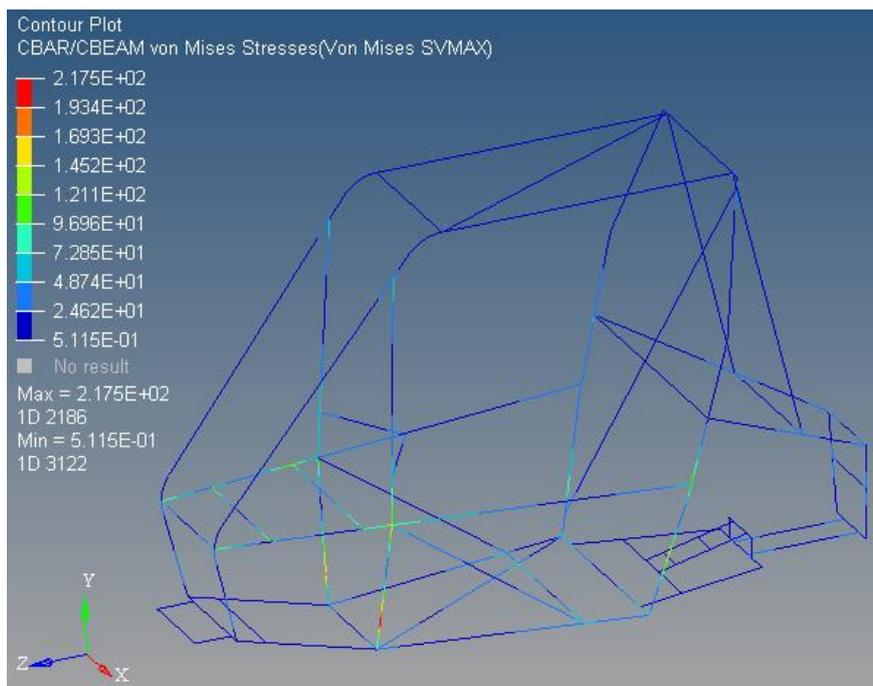


Figura 27 - Análise final de tensões em impacto lateral

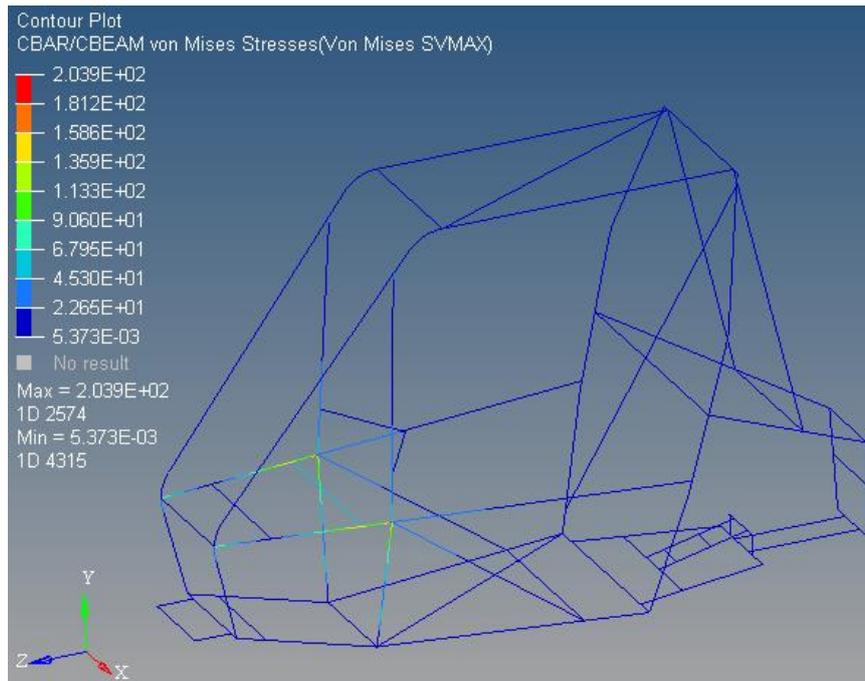


Figura 28 - Análise final de tensões em compressão dianteira

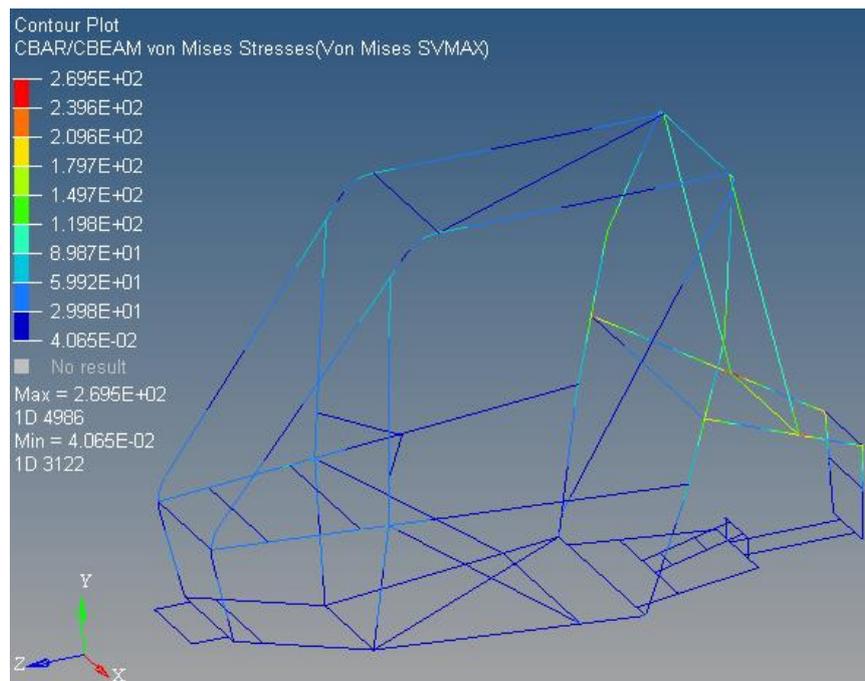


Figura 29 - Análise final de tensões em compressão traseira

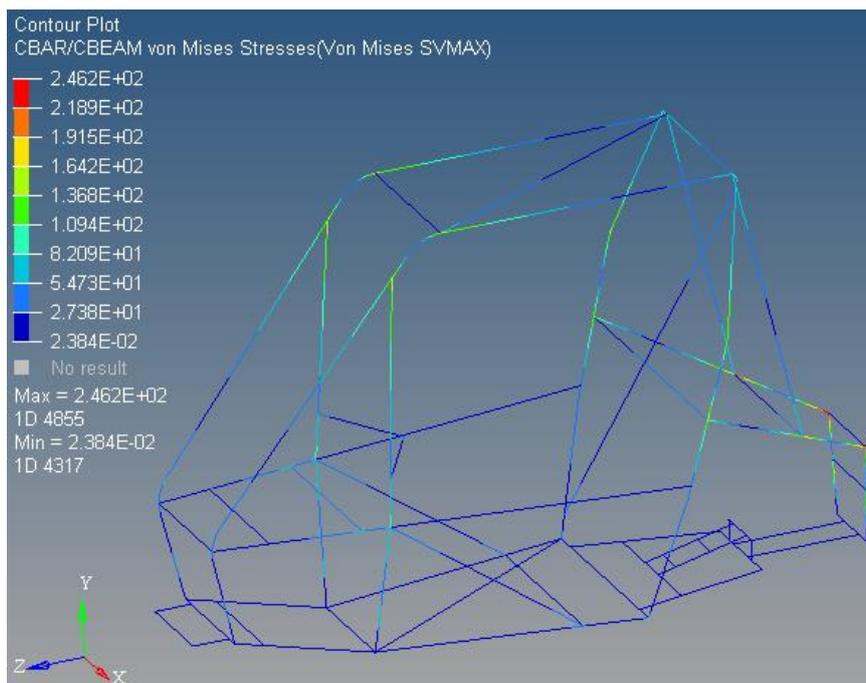


Figura 30 - Análise final de tensões em capotamento

Com base nas simulações é possível verificar que o fator de segurança final (crítico) da estrutura é cerca de 1,7, vide Tabela 11.

Tabela 11 - Tensões máximas e fatores de segurança para cada condição

Condição analisada	Máxima tensão	Fator de segurança
Impacto frontal (Figura 26)	212,2 MPa	2,17
Impacto lateral (Figura 27)	217,5 MPa	2,11
Compressão dianteira (Figura 28)	203,9 MPa	2,26
Compressão traseira (Figura 29)	269,5 MPa	1,71
Capotamento (Figura 30)	246,2 MPa	1,87

6. Conclusões

Por meio das análises realizadas neste trabalho, foi obtida uma redução de 18% da massa da gaiola original do protótipo, já prevendo a utilização de perfis comerciais. Apesar de aumentar as tensões nos componentes (vide Tabela 12), tais otimizações não implicaram em diminuição da segurança,

conferindo à estrutura um fator de segurança mínimo de 1,7 na condição mais crítica de trabalho.

Tabela 12 - Tensões máximas com perfil antigo e com perfil otimizado

Condição analisada	Tensões antigas	Tensões otimizadas
Impacto frontal	178 MPa	212,2 MPa
Impacto lateral	200 MPa	217,5 MPa
<i>Bump</i> dianteiro	206 MPa	203,9 MPa
<i>Bump</i> traseiro	220 MPa	269,5 MPa
Capotamento	200 MPa	246,2 MPa

Verificou-se também que o problema de otimização e as restrições previstas no regulamento foram satisfeitas em todas as análises. Assim, é possível validar a metodologia adotada, podendo esta ser utilizada não somente no protótipo Naja, mas também para análises de gaiolas de futuros projetos de Baja SAE.

Todavia, foi constatado que o limitante de projeto, dada as restrições do regulamento, consiste na dificuldade de se encontrar as seções com as dimensões otimizadas. Com o objetivo de não encarecer o projeto e continuar utilizando perfis comerciais, recomenda-se que a mesma metodologia de análise e otimização seja utilizada para avaliar o posicionamento dos perfis livres, visando reduzir o comprimento dos mesmos sem interferir na integridade da estrutura.

7. Referências

AZOM. 2012. Disponível em: <<https://www.azom.com/materials.aspx>>. Acesso em: 15 nov. 2018.

AÇOS Continente. 2018. Disponível em: <<http://www.acoscontinente.com.br/secao/30/tubo-industrial-quadrado>>. Acesso em: 20 nov. 2018.

CONTRAN, **Resolução N°506**, 2014.

HASTIE, J., **Mini Baja Vehicle Design Optimization**, Northeastern University Boston, 2005.

VANDERPLAATS, G. N. **Numerical Optimization Techniques for Engineering Design: With Applications**, 1984.

SAE BRASIL, **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**, 2018.

SIEMENS, **Element Library Reference**, 2016.

THE PHYSICS Factbook. 2004. Disponível em: <<https://hypertextbook.com/facts/2004/YuriyRafailov.shtml>>. Acesso em: 20 nov. 2018.

VALLOUREC, **Catálogo de Tubos Mecânicos**, 2018.

8. Códigos do MATLAB

8.1 Código para análise de equivalência de tubos

```
% MATHEUS HOFFMANN BRITO
% ### IMPORTANT ###
% THE ROUTINE IS JUST TO COMPARE STEELS

clc
clear all
close all

% REFERENCE PARAMETERS

E=205*10^3; % GENERAL STEEL YOUNG'S MODULUS [MPa]
Sy_1018=370; % 1018 STEEL YIELD STRENGTH [MPa]
D_1018=1*25.4; % OUTSIDE REFERENCE DIAMETER [mm]
t_1018=0.120*25.4; % WALL REFERENCE THICKNESS [mm]
I_1018=pi*(D_1018^4-(D_1018-2*t_1018)^4)/64; % MOMENT OF INERTIA
[mm^4]

% PLOT LIMITS ( POSSIBLE RANGE )

D_min=1*25.4; % MINIMUM DIAMETER [mm]
D_max=(5/4)*25.4; % MAXIMUM DIAMETER [mm]
t_min=0.062*25.4; % MINIMUM THICKNESS [mm]
t_max=0.120*25.4; % MAXIMUM THICKNESS [mm]

% BENDING REFERENCE VALUES

stiffness_1018=E*I_1018; % BENDING STIFFNESS [N.mm^2]
strength_1018= 2*Sy_1018*I_1018/D_1018; % BENDING STRENGTH
[N.mm]

% SPECIFIC MATERIAL ANALYSIS
```

```

Sy=460; % YIELD STRENGTH OF THE SPECIFIC MATERIAL [MPa]

% PLOT COMPARATIVE CURVES
% TOTAL EQUIVALENCE 1020/1018 AND 4130/1018

syms D t
figure()
hold on
Rig=ezplot(stiffness_1018 == E*pi*(D^4-(D-2*t)^4)/64,[D_min
D_max t_min t_max]); % PLOT STIFFNESS POSSIBLE CONFIGURATIONS
Res_4130=ezplot(strength_1018 == 2*Sy*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
4130 CONFIGURATIONS
Res_1018=ezplot(strength_1018 == 2*Sy_1018*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
1018 CONFIGURATIONS
set(Rig,'color','b','LineWidth',2)
set(Res_4130,'color','r','LineWidth',2)
set(Res_1018,'color','g','LineWidth',2)
legend ('Rigidez (1020/4130)','Resistência (4130)','Resistência
(1020)');
title('Equivalência de Tubos')
xlabel('Diâmetro [mm]')
ylabel('Espessura [mm]')
grid on
saveas(gcf,'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\Equivalency4130.pn
g');

%EQUIVALENCE 1020/1018
figure()
hold on
Rig=ezplot(stiffness_1018 == E*pi*(D^4-(D-2*t)^4)/64,[D_min
D_max t_min t_max]); % PLOT STIFFNESS POSSIBLE CONFIGURATIONS
Res_1018=ezplot(strength_1018 == 2*Sy_1018*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
1018 CONFIGURATIONS
set(Rig,'color','b','LineWidth',2)
set(Res_1018,'color','g','LineWidth',2)
legend ('Rigidez (1020)','Resistência (1020)');

```

```

title('Equivalência de Tubos')
xlabel('Diâmetro [mm]')
ylabel('Espessura [mm]')
grid on
saveas(gcf,'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\Equivalency1020.png');

%POSSIBILITIES SURFPLOT
figure()
hold on
Res_Surf=fsurf(D,t,strength_1018/(2*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D),[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
4130 CONFIGURATIONS
c=colorbar
c.Label.String='Limite de Escoamento [MPa]';
title('Equivalência de Tubos')
xlabel('Diâmetro [mm]')
ylabel('Espessura [mm]')
zlabel('Limite de Escoamento [MPa]')
view(-120,45);
grid on
saveas(gcf,'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\EquivalencySurf.png');

%PLOT DIFFERENT YIELD STRENGTH
figure()
hold on
Sy_esp=Sy_1018;
Res_Esp=ezplot(strength_1018 == 2*Sy_esp*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
4130 CONFIGURATIONS
set(Res_Esp,'linestyle',':','color','b')
Sy_esp=1.2*Sy_1018;
Res_Esp=ezplot(strength_1018 == 2*Sy_esp*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
4130 CONFIGURATIONS
set(Res_Esp,'linestyle','--','color','b')
Sy_esp=1.4*Sy_1018;

```

```

Res_Esp=ezplot(strength_1018 == 2*Sy_esp*(pi*(D^4-(D-
2*t)^4)/64)/D,[D_min D_max t_min t_max]); % PLOT STRENGTH POSSIBLE
4130 CONFIGURATIONS
set(Res_Esp,'color','b')
legend('Menor limite de escoamento','Limite de escoamento
intermediário','Maior limite de escoamento')
title('Equivalência de Tubos')
xlabel('Diâmetro [mm]')
ylabel('Espessura [mm]')
grid on
saveas(gcf,'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\EquivalencyEsp.png
');

```

8.2 Código para análise dos ensaios dos amortecedores

```

% MATHEUS HOFFMANN BRITO
% ### IMPORTANT ###
% THE ROUTINE PLOT DATAFILE OF THE COMPRESSION TEST OF SHOCK
ABSORBERS

clc
clear all
close all

%LOAD MATLAB DATAFILE

sh_float=load("FLOAT");
sh_evol=load("EVOL");

%PLOT FOX FLOAT 3 TIME X FORCE

figure()
plot(sh_float.Data(:,1),sh_float.Data(:,3),'LineWidth',2);
title('Ensaio de compressão FOX Float 3')
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Força [N]')
grid on

```

```

saveas(gcf, 'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\Curva_Float.png');

%SHOW MAXIMUN FORCE OF FOX FLOAT 3

disp("Máxima força do FLOAT");
max(sh_float.Data(:,3))

%PLOT FOX EVOL R TIME X FORCE

figure()
plot(sh_evol.Data(:,1), sh_evol.Data(:,3), 'LineWidth', 2);
title('Ensaio de compressão FOX Evol R')
xlabel('Tempo [s]')
ylabel('Força [N]')
grid on
saveas(gcf, 'C:\Users\CASA\Dropbox\TCC\Imagens\Curva_Evol.png');

%SHOW MAXIMUN FORCE OF FOX EVOL R

disp("Máxima força do EVOL");
max(sh_evol.Data(:,3))

```