

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

UMA METODOLOGIA DE ANÁLISE E PROJETO DE UM CHASSI PARA UM VEÍCULO MINI BAJA DE COMPETIÇÃO

Felipe Freitas de Almeida Leite Furtado, felipe.leite.furtado@outlook.com¹
Tobias Anderson Guimarães, tobias_uftm@yahoo.com.br¹

¹Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Randolpho Alves Júnior, 1250, Univerdecidade, Uberaba, MG.

Resumo: Em um veículo Mini Baja a estrutura do chassi deve ser projetada para suportar os pesos dos subsistemas, tais como, motor, transmissão, piloto, etc, bem como, os esforços de natureza dinâmica provenientes por diferentes tipos de colisões que podem ocorrer em competição. Além disto, outra análise interessante é a verificação das frequências naturais e modos de vibrar que podem provocar fadiga na prova de enduro e desconforto ao piloto quando o veículo estiver sujeito a forças de natureza harmônica na competição. Neste sentido é proposto neste trabalho uma metodologia de análise de integridade estrutural do chassi em colisão e análise modal para verificação das possíveis ressonâncias por meio do Método dos Elementos Finitos. Para avaliação da integridade estrutural foi utilizado o módulo de Dinâmica Explícita disponível no pacote Workbench do software ANSYS® simulando o impacto do chassi em 4 situações: colisão frontal com barreira situada na região central, colisão frontal com barreira situada lateralmente, capotamento e colisão frontal com o chassi saltando em rampa. A partir destas análises é possível propor melhorias de projeto do chassi modificando o “layout” das barras ou alterando as dimensões dos tubos usados na sua fabricação.

Palavras-chave: análise modal, chassi, integridade estrutural, método dos elementos finitos

1. INTRODUÇÃO

O BAJA SAE é uma competição realizada no Brasil e em outros países onde cada equipe de engenharia projeta e constrói um veículo “off-road” destinado a operar nas condições mais severas. Desta forma, o chassi do veículo a ser fabricado deverá obedecer a todas as diretrizes do regulamento da competição (RBSB, 2016). O chassi representa a estrutura principal do veículo capaz de acomodar e suportar todos os seus subsistemas, tais como, motor, transmissão, suspensão, piloto, etc. e ainda ser ergonômico e promover segurança ao piloto principalmente em casos de colisão. Na prova de inspeção, os materiais e dimensões dos tubos e os elementos de fixação por solda ou parafusos dos diferentes subsistemas ao chassi são rigorosamente verificados e caso haja alguma discordância com o regulamento, a equipe responsável não poderá competir até que os problemas detectados sejam resolvidos.

De acordo com o regulamento, o chassi deverá ser fabricado usando tubos de aço com diâmetros e espessuras já previamente definidos (RBSB, 2016). Para cada parte do chassi, já existe um arranjo ou “layout” dos tubos pré-definido pelo regulamento de forma a não comprometer a segurança do piloto em caso de colisão. Mesmo assim, ainda é possível promover modificações neste layout de forma a melhorar o desempenho do chassi em competição. Por exemplo, se a rigidez do chassi é muito alta, provavelmente seu peso também será o que irá comprometer a sua aceleração nas provas dinâmicas e a autonomia (consumo) na prova de enduro.

Diferentes abordagens têm sido propostas na literatura visando melhorar o desempenho do veículo modificando o layout da estrutura do chassi e sem comprometer a segurança do piloto em uma provável colisão. Uma abordagem comum é a utilização do Método dos Elementos Finitos para simular possíveis colisões frontais, laterais e capotamento do chassi aplicando cargas estáticas equivalentes e analisando os pontos de concentração de tensão na sua estrutura (Gonzales, 2003; Hastie, 2005; Lotterman, 2014). Por meio das tensões de Von Mises, diferentes autores têm proposto modificações de projeto da estrutura do chassi com base nas regiões mais propensas a falhas, isto é, com maiores tensões, bem como, as regiões mais seguras com baixo nível de tensões. Por outro lado, Silva (2013) propõe o emprego da técnica de otimização topológica como ferramenta de projeto automatizado do chassi de um veículo BAJA SAE. Ao final da aplicação deste procedimento é gerada uma topologia, ou “layout” que corresponde a melhor distribuição de

massa do chassi correspondendo ao ponto ótimo, ou melhor desempenho esperado para a estrutura, tal como, maximização da rigidez ou minimização da massa total da sua estrutura.

Este trabalho tem como objetivo verificar a integridade da estrutura do chassi de um veículo BAJA por meio da simulação por elementos finitos dos diferentes tipos de colisões que podem ocorrer na competição. Baseado nas velocidades de operação do veículo em competição e os diferentes tipos de obstáculos a serem superados, pretende-se aplicar uma análise de dinâmica explícita ao modelo geométrico e de material do chassi simulando as forças de impacto provenientes das colisões. Além da integridade estrutural, será realizada também uma análise modal visando extrair as prováveis ressonâncias e modos de vibrar do chassi quando ele estiver transpondo algum obstáculo que promova forças de natureza harmônica. Todas estas análises serão executadas no módulo de Dinâmica Explícita e Análise Modal do software ANSYS® de elementos finitos.

2. CARACTERÍSTICAS DO CHASSI DE UM VEÍCULO MINI BAJA

O chassi de um veículo BAJA é uma estrutura tridimensional, similar a uma gaiola, composto por tubos de aço ABNT 1020 soldados nos pontos de união. A função principal desta estrutura do tipo gaiola é proteger o piloto em um eventual capotamento e colisões frontais ou laterais que podem ocorrer. Além de servir como o habitáculo do piloto, o chassi possui compartimentos destinados a acomodar todos os subsistemas do veículo como o motor, caixa de direção, o sistema de transmissão de potência e a suspensão. Os pontos de fixação destes subsistemas ao chassi devem ser adequadamente projetados com base nos esforços atuantes e as tensões geradas. Portanto, além de se verificar a integridade da estrutura do chassi usando a análise de elementos finitos, um outro objetivo é obtenção dos esforços estáticos e dinâmicos atuantes nestes pontos de fixação e o correto dimensionamento dos mesmos.

A figura 1 abaixo ilustra o modelo geométrico do chassi, criado no software SolidWorks® a ser analisado neste trabalho. Este modelo de chassi foi projetado pela equipe Zebu BAJA dos discentes do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Triângulo Mineiro. Este modelo geométrico foi projetado a partir das coordenadas dos pontos onde se situam as dobras dos tubos com seus pontos de união por solda. Posteriormente, estes pontos foram unidos por linhas e as propriedades geométricas dos tubos, tais como, espessura e raio externo foram vinculadas a estes gerando-se o modelo geométrico mostrado na Fig. 1.

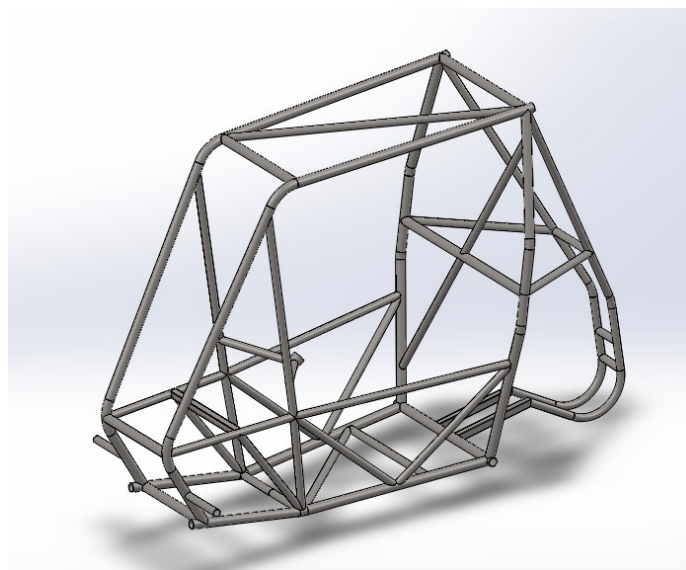


Figura 1. Modelo geométrico do chassi do veículo BAJA da equipe Zebu BAJA.

3. FORMULAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS PARA DINÂMICA EXPLÍCITA E ANÁLISE MODAL

3.1 Dinâmica Explícita

O método explícito de elementos finitos é aplicável a situações que envolvem carregamentos variáveis com o tempo, como por exemplo, nos problemas envolvendo simulação dos processos de conformação mecânica (estampagem de chapas, forjamento, etc.) e análise de impacto de chassis automotivos (Belytschko et al., 2000). Nestas situações, a não linearidade presente no modelo de material e as grandes deformações que podem ocorrer durante a aplicação das forças dinâmicas inviabilizam a determinação dos deslocamentos nodais da malha de elementos finitos por meio do método implícito. Para o método implícito, os deslocamentos nodais seriam calculados pela inversão da matriz de rigidez global, K :

$$u_{t+\Delta t} = K^{-1} F_{t+\Delta t} \quad (1)$$

onde u representa os deslocamentos nodais do modelo de elementos finitos calculados no instante de tempo posterior, $t+\Delta t$ e F o vetor das forças externas aplicadas. Como a matriz de rigidez é não linear, seria necessário um passo de tempo, Δt , muito pequeno, difícil de ser estimado e que não garante a convergência da solução. Assim, para problemas envolvendo plasticidade do material, grandes deformações, contato e outros efeitos não lineares, o método explícito se torna mais efetivo.

No método explícito, a equação para o cálculo dos deslocamentos nodais da malha se baseia na Segunda Lei de Newton onde as acelerações são calculadas a cada instante de tempo usando a matriz de massa e as forças atuantes. A forma geral para a estimação das acelerações dos nós do modelo é dada por (Belytschko et al., 2000):

$$a_t = M^{-1} (F_t^{ext} - F_t^{int}) \quad (2)$$

tal que a variável “ a ” representa as acelerações dos nós da malha, M a matriz de massa do modelo de elementos finitos e F^{ext} e F^{int} os vetores das forças externas e internas aplicadas a estrutura. A partir desta equação, são estimadas as velocidades e os deslocamentos nodais pela integração das acelerações e velocidades respectivamente no domínio do tempo. Na equação (2), as forças externas são os carregamentos aplicados a estrutura e as forças internas são decorrentes das tensões e deformações, que por sua vez, dependem da Lei Constitutiva dos materiais envolvidos na análise. Um dos problemas do método explícito é determinar o passo de tempo crítico, Δt_{crit} a ser usado na integração das equações (Belytschko et al., 2000):

$$\Delta t_{crit} = \min \left(\frac{l_e}{c_e} \right) \quad (3)$$

onde l_e é o comprimento característico do elemento e c_e a velocidade de propagação de onda no elemento considerado. Assim, pela equação acima, o tempo crítico depende do tamanho do menor elemento finito presente na malha, o que significa, que se a malha for muito refinada com elementos de tamanho muito pequeno poderá inviabilizar o tempo de solução da simulação por elementos finitos. Neste trabalho, procurou-se utilizar uma malha para o chassi de tamanho não muito pequeno a fim de diminuir o tempo total de solução. Além disto, todos os algoritmos de solução para a integração das equações de movimento do modelo foram automaticamente selecionados pelo próprio módulo Workbench do software ANSYS® de elementos finitos.

3.2 Análise Modal

De uma forma geral, a equação na forma matricial do problema de vibração livre do modelo de elementos finitos pode ser escrita como (Meirovitch, 1986):

$$[m]\{\ddot{q}(t)\} + [k]\{q(t)\} = 0 \quad (4)$$

onde $[m]$ é a matriz, $[k]$ a matriz de rigidez, $\{q(t)\}$ o vetor das coordenadas generalizadas dos graus de liberdade do modelo de elementos finitos. Na equação anterior, o símbolo de “dois pontos” em cima da variável “ $\{q(t)\}$ ” denota derivada segunda em relação ao tempo, ou seja, o vetor de aceleração das coordenadas generalizadas do modelo. O termo representando as forças de amortecimento foi negligenciado na formulação anterior, uma vez que esta força é pequena quando comparada as forças de inércia e forças elásticas.

As frequências naturais e modos de vibração do modelo de elementos finitos do chassi são obtidas através do problema de autovalores e autovetores da equação acima. Os autovalores ou frequências naturais são calculadas da equação característica:

$$|k_{ij} - \omega^2 m_{ij}| = 0 \quad (5)$$

onde ω representa as raízes do polinômio característico ou frequências naturais de vibração da estrutura do chassi. Para cada frequência natural existe um autovetor representando o modo ou a forma de vibrar da estrutura. Os autovetores são calculados do problema de autovetores (Meirovitch, 1986):

$$[k]\{u\}_r = \omega_r^2 [m]\{u\}_r \quad (6)$$

tal que $\{u\}_r$ são os autovetores ou modos naturais de vibrar da estrutura. Para a computação dos autovalores e autovetores do modelo de elementos finitos, software ANSYS® utiliza diferentes algoritmos de solução do sistema de

equações lineares. Neste trabalho a escolha do melhor método de solução ficou a cargo do módulo Workbench do software ANSYS® de elementos finitos.

4 TIPOS DE CARREGAMENTO E CONDIÇÕES DE CONTORNO DO MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DO CHASSIS PARA ANÁLISE MODAL E COLISÃO

4.1 Propriedades Geométricas e do Material do Chassi

A figura 2 a seguir ilustra a geometria dos tubos usados na construção do modelo geométrico do chassi. Todos os tubos possuem diâmetro externo de 18,50 mm e espessura da parede de 3,12 mm. O material do tubo é aço carbono ABNT 1020 cujas propriedades mecânicas estão disponíveis na biblioteca do módulo Workbench do software ANSYS® de elementos finitos. A tabela 1 abaixo descreve as principais propriedades mecânicas deste material. Nas simulações de colisão que podem ocorrer durante a competição, espera-se que nas regiões mais solicitadas ocorra deformação plástica devido aos elevados carregamentos resultantes do impacto da estrutura. Assim, um modelo de material deverá ser escolhido para o aço prevendo o seu comportamento em regime plástico. Para estes tipos de análise foi selecionado um modelo do tipo Multilinear com encruamento isotrópico disponível no software ANSYS® de elementos finitos.

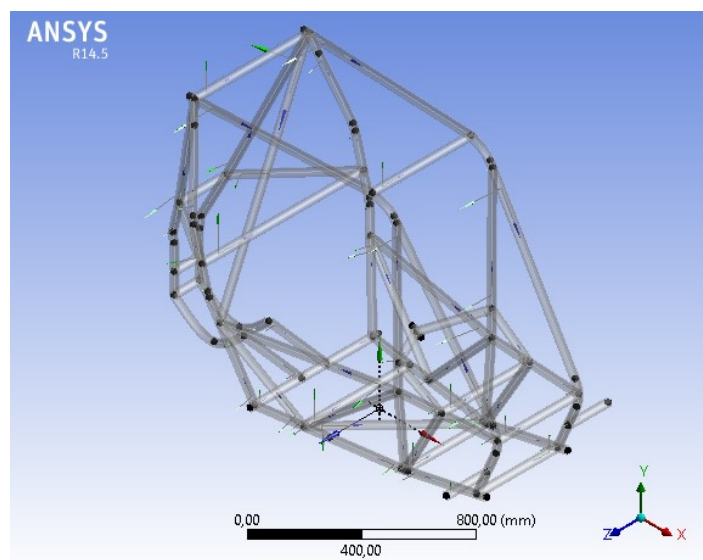


Figura 2. Geometria dos tubos vinculados as linhas do modelo geométrico do chassi.

Tabela 1. Propriedades mecânicas do material do chassi (aço ABNT 1020).

Propriedade Mecânica	Magnitude
Densidade	7800 kg/m ³
Módulo de Elasticidade	200 GPa
Razão de Poisson	0.3
Limite de Ruptura	210 MPa

4.2 Análise Modal do Chassi

O objetivo da Análise Modal aplicada ao modelo de elementos finitos do chassi do veículo BAJA é extrair as frequências naturais e modos de vibrar da sua estrutura. Uma vez conhecidas as frequências naturais do chassi é possível estimar quais são as frequências de excitação provenientes do solo que tendem a provocar ressonância ou uma vibração da estrutura com amplitude elevada. Este tipo de excitação ocorrerá principalmente quando o veículo estiver transpondo algum tipo de obstáculo que possua algum padrão de repetição com um período pré-definido, como por exemplo, em uma irregularidade do tipo “costela de vaca” que contém várias saliências e depressões na pista. Assim, se o chassi possui uma das frequências naturais próximas da frequência de excitação, ele poderá experimentar vibrações violentas de tração, compressão, flexão ou torção que podem comprometer sua integridade estrutural e o conforto do piloto. O sistema de suspensão do veículo desempenha papel fundamental na atenuação das vibrações provenientes da pista e outras fontes de excitação.

Nesta situação, o objetivo principal da análise modal é obter as frequências naturais de vibração da estrutura com os seus respectivos modos de vibrar. Para a análise modal, o chassi foi considerado uma estrutura livre-livre, ou seja, nenhuma restrição de deslocamento foi imposta sobre as rodas ou qualquer outro ponto, tais como, impedimento de translação ou rotação sobre os graus de liberdade dos nós do modelo de elementos finitos. Este tipo de condição de

contorno modela apropriadamente os movimentos do chassi em competição sobre a pista sem qualquer restrição de movimento ou deformação da sua estrutura.

4.3 Análise de Colisão do Chassi

Posteriormente, foram realizadas as análises de colisão do modelo de elementos finitos do chassi considerando 4 situações distintas que ocorrem frequentemente na competição: colisão frontal do chassi com barreira central; colisão frontal com barreira situada lateralmente; capotamento e colisão frontal com chassi saltando em rampa. Nestes 4 casos, foi aplicado o módulo de Dinâmica Explícita disponível no software ANSYS®. Uma das vantagens deste procedimento é a obtenção dos campos de tensão e deformação plástica do chassi levando em conta os efeitos de inércia da sua estrutura, tais como, a sua massa total concentrada no centro de massa, a massa do piloto e a massa do motor e sistema de transmissão. Assim, após a definição das geometrias das barreiras e as propriedades de seus materiais, os únicos parâmetros de entrada necessários para a execução do Método de Dinâmica Explícita foram a velocidade do veículo e o tempo total de análise.

A tabela 2 mostrada abaixo sintetiza as condições de contorno e a geometria da barreira utilizados na análise. O material da barreira considerado em todas as simulações foi o concreto cujas propriedades mecânicas estão disponíveis na biblioteca do módulo Workbench do software ANSYS®. A velocidade inicial do chassi em todas os casos de colisão foi considerada como 25 m/s (90 km/h), o que está bem acima do permitido pelo regulamento da competição (60 km/h), mas que fornece resultados a favor da segurança. As geometrias de cada tipo de barreira considerada nas simulações de colisão estão mostradas na seção da análise de resultados.

Tabela 2. Condições de contorno e modelo geométrico da barreira para cada tipo de análise de impacto.

Tipo de Simulação	Geometria da barreira	Condições de contorno
Colisão frontal com barreira central	Cilíndrica	Movimento das rodas restrito na direção vertical
Colisão frontal com barreira lateral	Cilíndrica	Movimento das rodas restrito na direção vertical
Capotamento	Prismática	Movimento das rodas restrito lateralmente
Colisão após salto em rampa	Prismática	Movimento das rodas restrito lateralmente

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

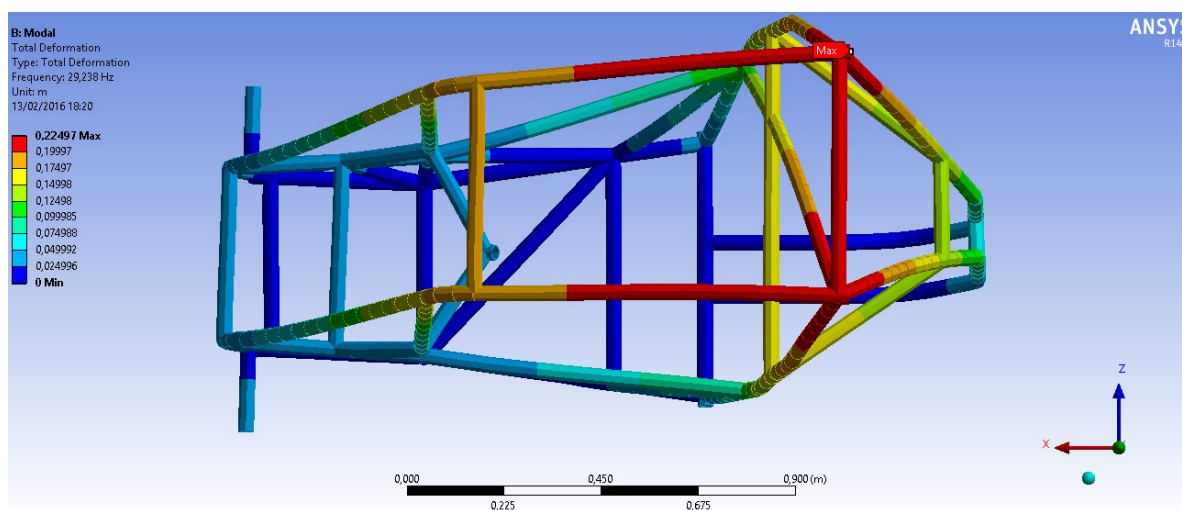


Figura 3. Forma do 1º modo de vibração do chassi.

A partir da análise modal por elementos finitos do chassi foram obtidos 6 modos diferentes de vibração cujas frequências naturais estão descritas na Tab. 3. Analisando a vibração do chassi, verifica-se que os 3 primeiros modos geram grande deformação nos tubos situados na sua parte superior, principalmente nas juntas soldadas, o que gera uma concentração de tensões nestas regiões. As formas do 1º, 4º, 5º, e 6º modos de vibração estão mostrados nas figuras 3, 4, 5 e 6 respectivamente. O 4º modo de vibração provoca grande deformação na parte traseira do chassi, enquanto que no 5º modo a maior deformação está concentrada na parte frontal. Já o 6º modo tende a provocar vibrações torcionais no chassi causando uma curvatura em um tubo cruzado que interliga as partes da esquerda e da direita da sua estrutura.

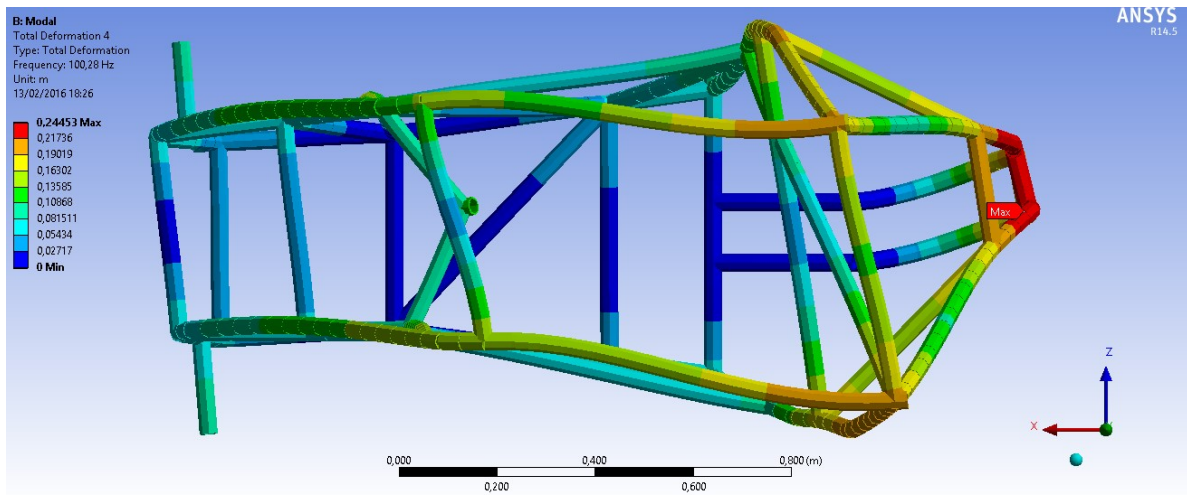


Figura 4. Forma do 4º modo de vibração do chassi.

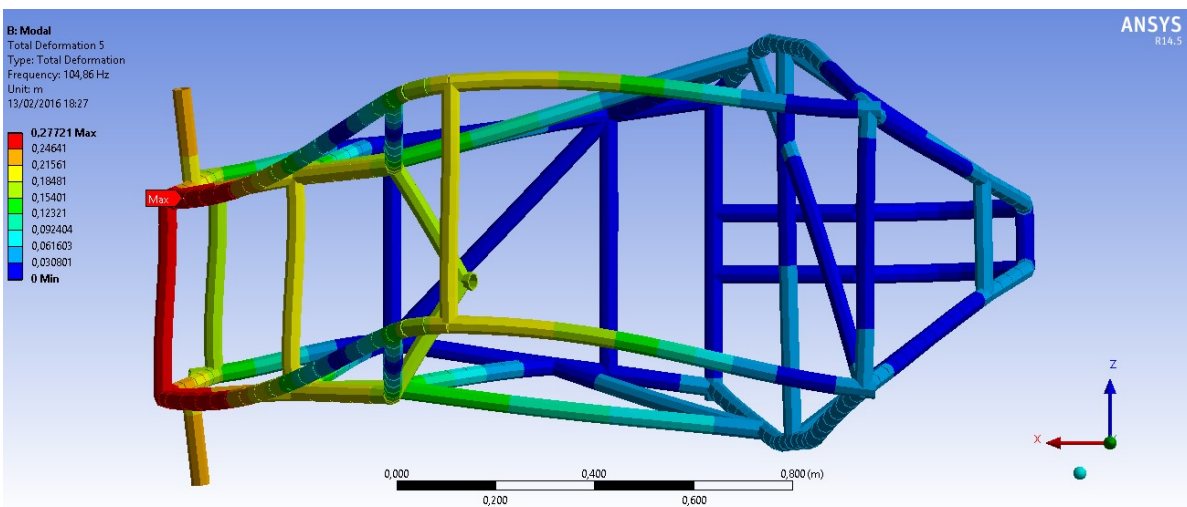


Figura 5. Forma do 5º modo de vibração do chassi.

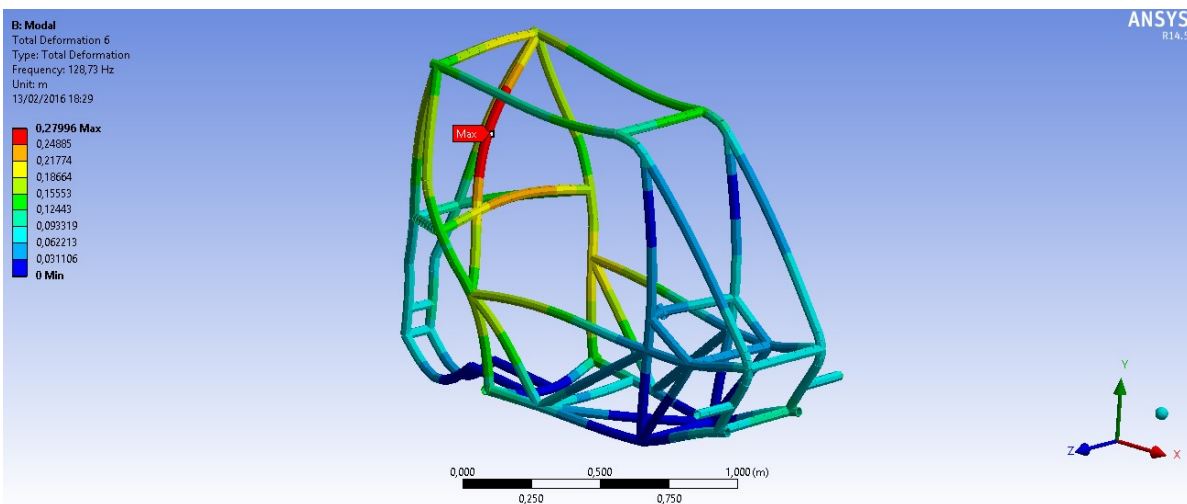


Figura 6. Forma do 6º modo de vibração do chassi.

De acordo com os resultados da análise modal, observa-se que os 5 cinco primeiros modos de vibração do chassi provocam deformações de flexão nas barras e concentração de tensão nas uniões soldadas, enquanto que o último modo analisado (6º) gera deformações torcionais (distorção) na sua estrutura. Desta forma, é altamente recomendado que as 5 primeiras frequências naturais desta estrutura esteja o mais distante possível da frequência de excitação dos picos e

vales do obstáculo com característica senoidal. Caso uma destas frequências esteja próxima desta, a estrutura do chassi poderá entrar em ressonância, ou seja, vibrar com uma amplitude elevada causando desconforto ao piloto além de fadiga na prova de enduro. Como a frequência de ocorrência dos picos e vales da pista é uma frequência espacial, a frequência de excitação temporal destas dependerá da velocidade de tráfego do veículo sobre a irregularidade. Portanto, o piloto deverá ajustar, baseado na vibração e desconforto gerado, qual será a melhor velocidade a ultrapassar este tipo de obstáculo na pista.

As vibrações torcionais observadas no 6º modo serão geradas preferencialmente se o veículo trafegar em trecho de pista com irregularidades em oposição de fase nas rodas do lado esquerdo e direito do chassi. Este tipo de obstáculo é também bastante comum na competição BAJA SAE (RBSB, 2016). Mais uma vez, para evitar torção e deformação das barras cruzadas interligando os lados esquerdo e direito do chassi, o piloto deverá manobrar o veículo com uma velocidade que não provoque uma frequência de excitação próxima a frequência deste modo (128,73 Hz).

Tabela 3. Frequências naturais dos 6 primeiros modos obtidos na análise modal por elementos finitos do chassi.

Modo de Vibrar	Frequência natural
1º modo	29.24 Hz
2º modo	51.17 Hz
3º modo	54.78 Hz
4º modo	100.28 Hz
5º modo	104.86 Hz
6º modo	128.73 Hz

Os resultados da análise por elementos finitos da colisão do chassi estão ilustrados nas figuras 7, 8, 9 e 10 respectivamente. No caso da colisão frontal com barreira cilíndrica na região central (figura 7) é possível visualizar que as deformações do chassi distribuem simetricamente na sua estrutura e os tubos mais solicitados são aqueles situados na lateral interligando o teto com a parte frontal do veículo. Este resultado já era esperado devido ao maior comprimento destes tubos aumentando o risco de ocorrência de flambagem neles. A máxima deformação não ultrapassou 25 %, ou seja, verifica-se destas análises que o risco de ruptura da estrutura do chassi para este tipo de colisão é relativamente baixo.

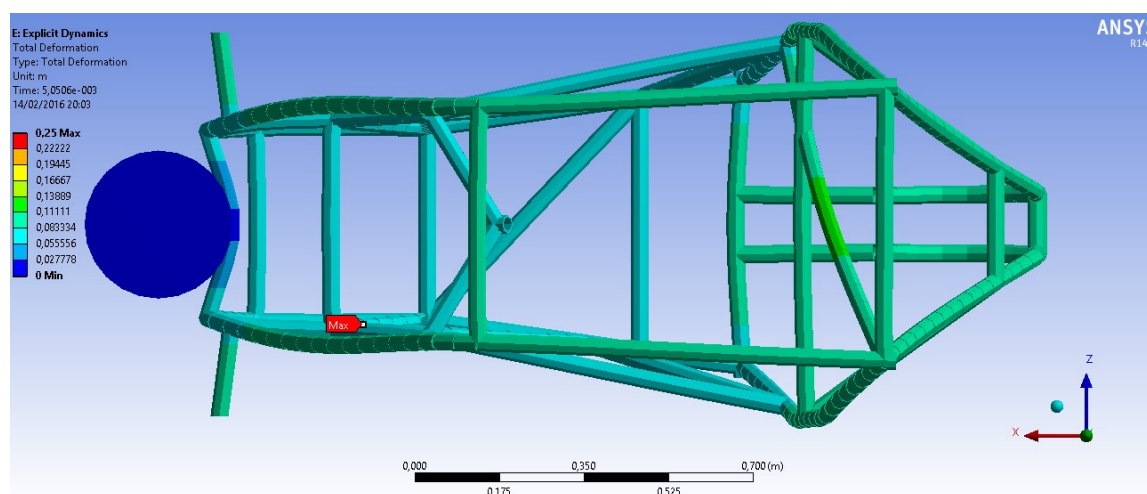


Figura 7. Deformação total do chassi resultante de colisão frontal com barreira cilíndrica na região central.

Para o caso de colisão com a barreira cilíndrica situada lateralmente mostrada na Fig. 8, verifica-se que a máxima deformação ocorreu na região traseira do chassi devido a menor concentração de tubos nesta região, o que diminuiu a rigidez e a capacidade de suportar esforços. Neste caso, talvez seja interessante acrescentar mais algum tubo ou alterar o layout da distribuição de barras na região traseira de forma a aumentar a densidade de material e a rigidez. Na simulação do capotamento do veículo colidindo com barreira prismática, mais uma vez observou-se que a região mais solicitada com maior deformação foi novamente a região traseira do chassi. Pela figura 8 pode ser constatado a concentração de tensões na união entre as barras (união soldada) e que poderia romper neste tipo de colisão. Assim, pode-se afirmar que a energia de deformação da colisão foi mais absorvida pela parte traseira do chassi devido a sua menor rigidez (menor densidade de material). O mesmo fato é observado na análise da colisão do veículo após o salto em rampa, mostrado na Fig. 9, pois a região mais deformada foi de novo os tubos situados na parte traseira do chassi. De qualquer forma, para todas as análises realizadas, foi verificado que máxima deformação não ultrapassou 25%. Desta forma, desde que atendido o regulamento, supõe-se que algumas barras do chassi poderiam ser redimensionadas, ou retiradas principalmente na sua parte frontal que foi a região menos solicitada. A distribuição de massa ou topologia

das barras da região traseira poderia ser reforçada aumentando a rigidez e a capacidade de absorver choques em prováveis colisões.

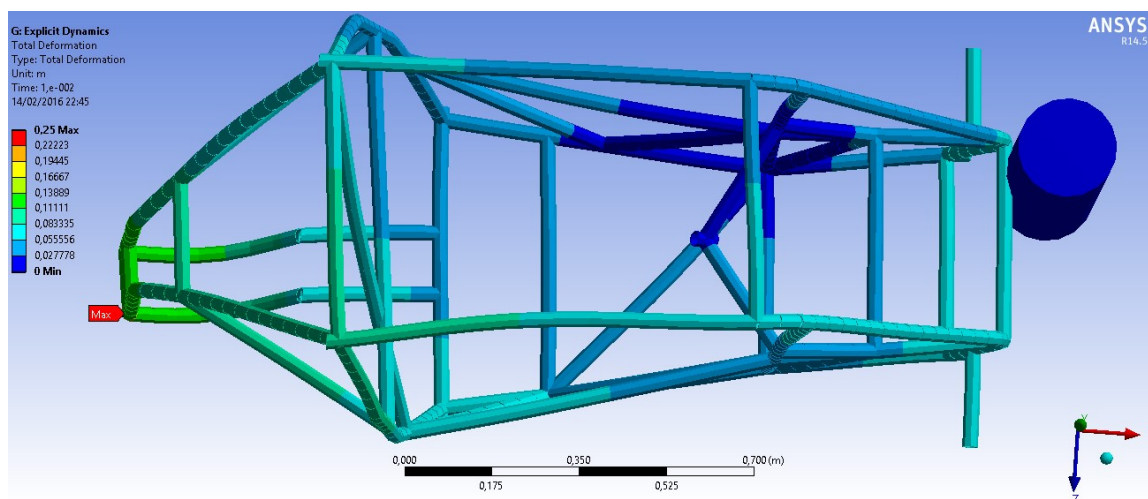


Figura 8. Deformação total do chassi resultante de colisão frontal com barreira cilíndrica na lateral.

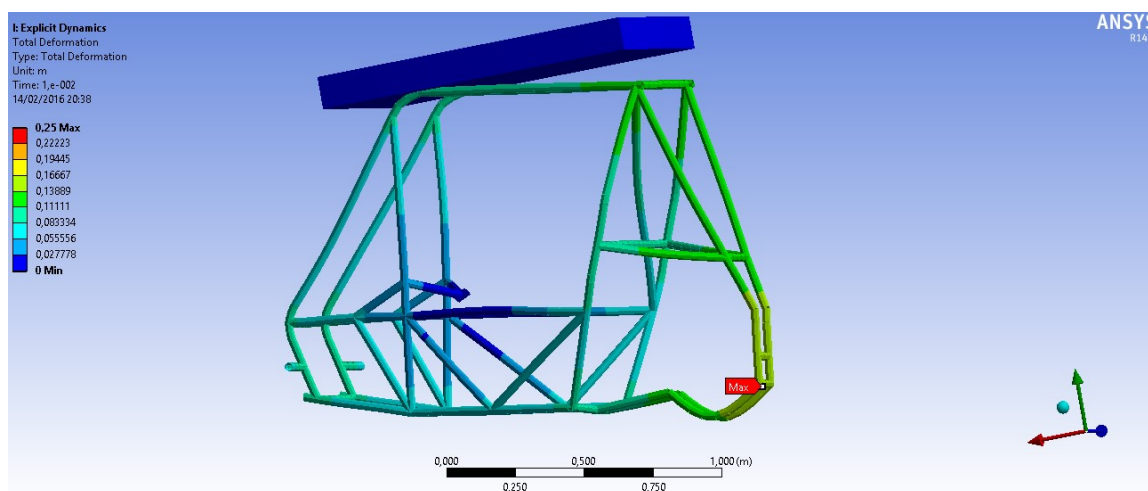


Figura 9. Deformação total do chassi resultante de capotamento e colisão com barreira prismática.

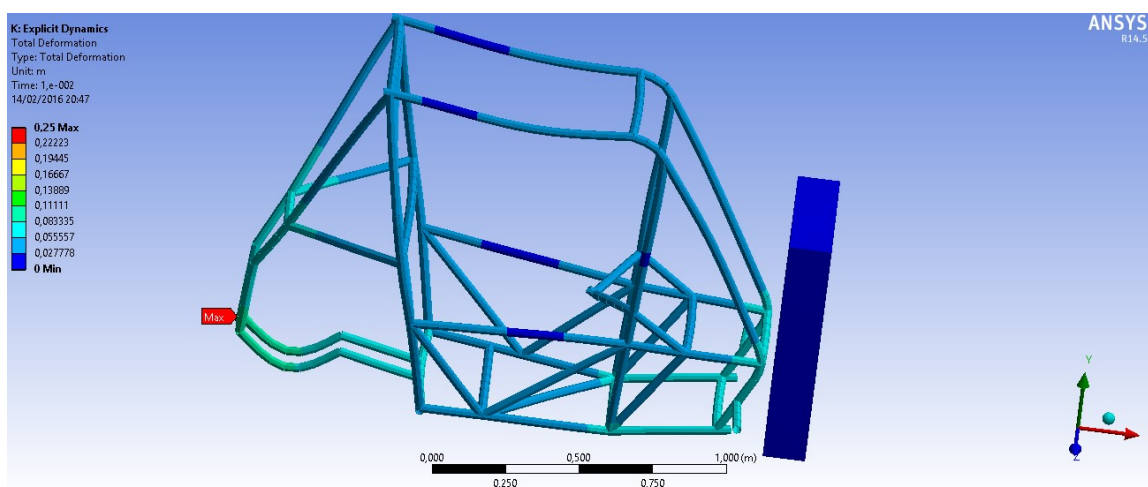


Figura 2 – Deformação total simulação da colisão frontal do chassi durante “salto” em rampa na competição.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi proposto uma metodologia de análise modal e análise de integridade estrutural do chassi de um veículo Mini BAJA de competição usando o Método dos Elementos Finitos. Esta metodologia foi realizada no módulo Workbench do software ANSYS® utilizando-se o mesmo modelo de elementos finitos tanto para análise modal, como na análise de integridade estrutural. A partir da análise modal foi possível visualizar as deformações associadas com cada modo e a relação destas com os principais tipos de obstáculos presentes na competição que provocam forças de natureza harmônicas aplicadas ao veículo. Com isto é possível alterar o layout dos tubos da estrutura do chassi tendo por objetivo reforçar as regiões mais propensas a deformações de cada modo de vibração. Além disto é possível prever quais as velocidades do veículo transpondo os obstáculos do tipo “costela de vaca” que tendem a excitar a estrutura do chassi nas frequências mais próximas das suas frequências naturais e que certamente deverão ser evitadas.

A partir das simulações de colisão frontal, capotamento e colisão após salto em rampa do chassi foram obtidas as regiões mais deformadas na sua estrutura. Em todos os casos, a máxima deformação não ultrapassou os 25% o que significa que o chassi está bem dimensionado e que algumas barras poderiam ser retiradas visando uma diminuição da massa total do veículo. Nos casos de colisão frontal com barreira situada lateralmente, capotamento e colisão com barreira após salto a região mais deformada foi a parte traseira do chassi devido a menor rigidez proveniente da menor densidade de tubos nesta região. Isto sugere que a topologia desta parte seja modificada colocando-se mais tubos, ou seja, aumentando-se a distribuição de massa local da região traseira do chassi. Ao mesmo tempo recomenda-se que a distribuição de massa da região frontal do chassi seja diminuída, exceto para a barra interligando a parte frontal com o teto do veículo. Esta barra deverá ser reforçada uma vez que ela sofreu a maior deformação para o caso da colisão frontal com barreira central.

7 AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo suporte financeiro da bolsa de iniciação científica do aluno bolsista que participou do trabalho descrito neste artigo.

8 REFERÊNCIAS

- Belytschko, T.; Liu, W. K.; Moran, B., 2001, “Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures”, John Wiley & Sons, England.
- Gonzales, A. E., 2003, “Finite Elements Analysis of BAJA Frame”, MECE.
- Hastie, J., 2005, “Mini BAJA Vehicle Design Optimization”, Honor Thesis, Final Report, College of Engineering, Northeastern University, Boston.
- Lottermann, J. P. T., 2014, “Projeto Estrutural de Chassi Tipo Gaiola para Veículos Mini BAJA: Análise Numérica e Experimental” Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Automotiva, Universidade de Brasília, Campus Gama.
- Meirovitch, L., 1986, “Elements of Vibration Analysis”, McGraw-Hill International Editions, Mechanical Engineering Series.
- RBSB, Requisitos Gerais do Veículo, 2016, “Regulamento BAJA SAE Brasil”.
- Silva, E. C. S. N., 2005, “Técnicas de Otimização Aplicadas ao Projeto de Peças”, Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica.

9 RESPONSABILIDADE AUTORMAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

A METHODOLOGY FOR ANALYSIS AND DESIGN OF THE FRAME STRUCTURE OF A BAJA VEHICLE

Felipe Freitas de Almeida Leite Furtado, felipe.leite.furtado@outlook.com¹
Tobias Anderson Guimarães, tobias_uftm@yahoo.com.br¹

Federal University of Triângulo Mineiro, Instituto de Ciências Tecnológicas e Exatas, Department of Mechanical Engineering, Av. Randolpho Alves Júnior, 1250, Univerdecidade, Uberaba, MG.

Abstract. For a BAJA vehicle, the frame structure should be design in order to support subsystems weight, such as, the engine, powertrain and the pilot. Furthermore, the frame structure should support the dynamical loads due to the several accidents that may occur in the competition. The calculation of the natural frequencies and the vibration modes of the structure frame is also interesting since the fatigue phenomena depends on these parameters. In this sense, it is proposed in this work a methodology of the structural integrity analysis of the vehicle frame finite elements model by simulating the impact process. Moreover, it will be extracted the natural frequencies and modes shapes by using the modal analysis of frame finite elements model. For the evaluation of the structural integrity, it was used the Explicit Dynamics method available in the Workbench from the software ANSYS. In the collision analysis, it were considered 4 situations: front collision with the obstacle placed in the central region; front collision with the obstacle placed in the side region, roll over and front collision after the jump. From this analysis, it is possible to suggest a frame geometry improved design by changing the topology of the links or by changing the tubes size used in the frame manufacturing.

Keywords: vehicle frame, finite elements method, modal analysis, structural integrity