

JOEZER LUÍS LEONE ROSA

ANÁLISE DOS EFEITOS DAS DEFORMAÇÕES ESTRUTURAIS SOBRE A
TRANSFERÊNCIA TRANSVERSAL DE CARGA EM UM VEÍCULO DO
TIPO FÓRMULA SAE SUBMETIDO A UMA ACELERAÇÃO LATERAL
CONSTANTE

Trabalho de Graduação apresentado ao
Conselho de Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Faculdade de
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

Guaratinguetá
2012

R788a	Rosa, Joezer Luís Leone Análise dos efeitos das deformações estruturais sobre a transferência transversal de carga em um veículo do tipo fórmula SAE submetido a uma aceleração lateral constante / Joezer Luís Leone Rosa – Guaratinguetá : [s.n], 2013. 84 f : il. Bibliografia: f. 79 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti 1. Veículos a motor – Dinâmica 2. Método dos elementos finitos I. Título CDU 629.113
-------	--

“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

**ANÁLISE DOS EFEITOS DAS DEFORMAÇÕES ESTRUTURAIS
SOBRE A TRANSFERÊNCIA TRANSVERSAL DE CARGA EM UM
VEÍCULO DO TIPO FÓRMULA SAE SUBMETIDO A UMA
ACELERAÇÃO LATERAL CONSTANTE**

JOEZER LUÍS LEONE ROSA

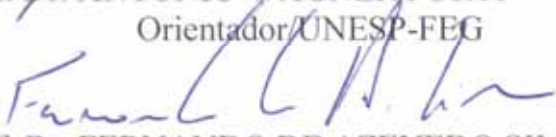
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
UNESP-FEG


Eng. FELIPE ANTÔNIO CARREIRINHA MENDES
Membro Externo

Dezembro de 2012

A Deus pelo seu imenso cuidado conosco e a meus pais por toda a sua coragem e dedicação. Sem eles nada disso seria possível.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a Deus por ter me dado a vida e a saúde necessárias para chegar até aqui e por ter enviado Jesus para nos mostrar o caminho até Ele.

Agradeço aos meus pais José Luiz e Cléia que acreditaram em mim e me deram todo o apoio necessário e à minha irmã Sara que compartilhou comigo alguns dos dias mais difíceis dessa caminhada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Antônio Wagner Forti, que dedicou tempo e paciência para me ajudar a definir os caminhos desse trabalho.

Aos demais professores e amigos da Faculdade e do Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá.

Aos meus amigos do grupo Grão de Mostarda que foram verdadeiros irmãos e me ajudaram a permanecer de pé ao longo desses anos.

À Metal Américas e seu corpo técnico, composto não só de profissionais competentes, mas de pessoas maravilhosas, que me ajudaram muito nessa reta final.

Aos meus amigos Carreirinha, Caverna, Sergius e Sasquat, da Equipe UNESP Racing de Fórmula SAE, que me fizeram acreditar em um sonho do qual já estou colhendo alguns frutos.

RESUMO

O presente trabalho estuda as deformações que ocorrem na estrutura principal de um veículo do tipo fórmula SAE quando o mesmo é submetido a uma aceleração lateral constante e sua influência nos valores das transferências transversais de carga e, por consequência, nas forças normais exercidas sobre os pneus devido ao carregamento aplicado.

Para um veículo com a estrutura teoricamente indeformável, a massa do veículo, a posição do centro de gravidade do veículo e as suspensões são os únicos responsáveis pela distribuição de forças entre os pneus. Quando as deformações da estrutura deixam de ser desprezíveis, a mesma passa a exercer influência sobre a distribuição de forças entre os pneus, comportando-se como um conjunto de molas adicional ao sistema de suspensão, alterando assim o comportamento do conjunto. Este trabalho descreve a forma com que isto ocorre e propõe meios de minimizar este fenômeno.

PALAVRAS-CHAVE: Dinâmica veicular, rigidez estrutural de veículos de competição, método dos elementos finitos.

ABSTRACT

This paper studies the frame deformations on a formula SAE vehicle in steady-state cornering and its influence on the lateral load transfers and, consequently, on the tires normal loads due to the applied lateral load.

For a vehicle with a perfect rigid frame, the vehicle mass, the position of the center of gravity and the suspensions are the only factors responsible for the load distribution between the tires. When the frame deformations are no longer negligible, the frame deformations affect the load distribution between the tires. The frame flexibility turns it able to behave as an additional set of springs to the suspension system, thus changing the behavior of the set. This paper describes how it happens and suggests ways to minimize this phenomenon.

KEYWORDS: Vehicle dynamics, race car chassis stiffness, finite element method.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	9
2	EMBASAMENTO TEÓRICO	11
2.1	Pneus	11
2.1.1	Comportamento em curva	11
2.1.1.1	Efeito do carregamento vertical	13
2.1.2	Efeitos da cambagem.....	14
2.2	Suspensão.....	15
2.2.1	Função.....	15
2.2.2	Molas.....	16
2.2.3	Amortecedores	17
2.2.4	Barra anti-rolagem	17
2.2.5	Parâmetros principais da suspensão.....	18
2.2.5.1	Razão de instalação.....	18
2.2.5.2	Rigidez vertical efetiva da suspensão	20
2.2.5.3	Centro instantâneo de pivotamento	20
2.2.5.4	Roll center.....	21
2.2.5.5	Roll axis.	21
2.2.6	Suspensão independente de bandeja dupla	22
2.3	Chassi	23
2.3.1	Tipos construtivos.....	23
2.3.1.1	Chassi tipo twin rail.....	24
2.3.1.2	Chassi tipo space frame.....	24
2.3.1.3	Estruturas monobloco	25
2.3.2	Rigidez	26
2.3.3	Como medir a rigidez torcional do chassi	27
2.4	Contorno de curvas.....	27
2.4.1	Contorno de curvas em regime permanente	27
2.4.2	Efeitos da suspensão no contorno de curvas	28
2.4.2.1	Rigidez à rolagem das suspensões	29
2.4.2.2	Ângulo de rolagem.....	29
2.4.2.3	Momentos de rolagem nas suspensões	30
2.4.3	Transferência transversal de carga no acerto do carro	30
3	DESENVOLVIMENTO.....	32
3.1	Características do veículo	32
3.2	Características da estrutura	32
3.3	Descrição do modelo	34
3.4	Simulação torcional	35
3.4.1	Obtenção da rigidez torcional	35
3.4.2	Obtenção da rigidez torcional simulando com a suspensão montada ...	40
3.4.3	Determinação das regiões menos resistentes.....	44
3.4.4	Análise dos resultados	46
3.5	Descrição do acerto do carro	47
3.5.1	Descrição geral e objetivos.....	48
3.5.2	Rigidez das suspensões	49

3.5.3	Determinação da força lateral máxima e das transferências transversais de carga	50
3.5.4	Determinação das reações	51
3.6	Simulação de força lateral no CG com chassi ideal.....	52
3.6.1	Descrição da simulação	52
3.6.2	Determinação dos resultados teóricos para as condições ideais.....	54
3.6.3	Resultados para a condição ideal	56
3.6.3.1	Avaliação das reações e dos momentos de rolagem.....	56
3.6.3.2	Avaliação do ângulo de rolagem.....	57
3.7	Simulação de força lateral no CG com chassi real	58
3.7.1	Obtenção das reações	58
3.7.2	Avaliação do ângulo de rolagem.....	59
3.7.3	Avaliação dos resultados	61
3.8	Proposta de melhoria: Estrutura reforçada.....	61
3.8.1	Descrição das modificações.....	61
3.8.2	Rigidez torcional	66
3.8.3	Obtenção das reações	68
3.8.4	Avaliação do ângulo de rolagem.....	69
3.9	Efeito do deslocamento do CG	71
3.9.1	Determinação dos resultados teóricos.....	71
3.9.2	Simulação de força lateral no CG no chassi original	73
3.9.2.1	Obtenção das reações	73
3.9.2.2	Avaliação do ângulo de rolagem.....	73
3.9.2.3	Avaliação dos resultados	75
3.9.3	Simulação de força lateral no CG no chassi reforçado	76
3.9.3.1	Obtenção das reações	76
3.9.3.2	Avaliação do Ângulo de rolagem.....	77
3.9.3.3	Avaliação dos resultados	78
4	CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
	APÊNDICE A – Reforço da estrutura pela adição de tubos nas regiões não trianguladas	81
	APÊNDICE B – Reforço da estrutura pela adição de tubos nas laterais do cockpit com as devidas triangulações	83

1 INTRODUÇÃO

Desde os primórdios da indústria automobilística as competições automotivas servem como laboratório para o desenvolvimento de novas tecnologias a serem empregadas mais tarde em carros de série.

A Fórmula SAE é uma categoria de competição automobilística onde as equipes são formadas por estudantes de graduação e pós-graduação em áreas ligadas a indústria automobilística, com o objetivo de melhorar o nível de qualificação dos participantes e aproximá-los da realidade da indústria.

Nas competições, os participantes estão preocupados basicamente com o desempenho e com a segurança, negligenciando em parte outros fatores como o conforto e aparência. Neste contexto a qualidade do projeto estrutural é fundamental para proporcionar a devida segurança ao piloto e respostas adequadas às diversas solicitações mecânicas aplicadas ao conjunto. Um bom projeto estrutural envolve uma série de fatores como a resistência, a rigidez, o peso e a aerodinâmica, conciliando também, sempre que possível, com baixo custo e facilidade de fabricação.

Para construir um veículo de desempenho satisfatório não basta utilizar motores potentes, é necessário que a energia gerada pelo motor seja adequadamente distribuída para as rodas e transmitida para o solo através dos pneus, que necessitam manter a aderência com o solo tanto em retas quanto em curvas. Para isso, o projeto e a regulagem das suspensões é fundamental para buscar a adequada distribuição de carga entre elas. No entanto, o bom funcionamento de uma suspensão é dependente da qualidade do projeto estrutural do veículo, sendo a rigidez torcional da estrutura o fator mais importante a ser levado em conta neste caso.

Os elementos mecânicos e estruturais sofrem deformações quando submetidos a esforços mecânicos. Quanto maiores estas deformações, mais o conjunto se afasta de sua geometria original, deslocando pontos de fixação e articulação de outros componentes e, por consequência, causando movimentos em conjuntos como os de suspensão e direção, o que chamamos de *compliance*. A partir daí, vemos a necessidade de se avaliar criteriosamente a rigidez da estrutura, a fim de obter a rigidez adequada e conhecer as deformações impostas à mesma quando esta é submetida a certos carregamentos, visando não só conhecer sua reação, mas também sua interação com os demais subconjuntos do veículo, em especial os conjuntos de suspensão e direção.

A rigidez estrutural pode ser avaliada por simulações computacionais usando, por exemplo, método de elementos finitos, consideravelmente mais barato do que testes laboratoriais, e com a vantagem de poderem ser realizados antes da fabricação de protótipos. O emprego correto dos conceitos teóricos aliado ao devido cuidado na execução de modelos, os mais fiéis possíveis à condição real, permite aproximar bastante dos resultados reais, assim, não somente podemos reduzir os testes experimentais, como também podemos melhor direcioná-los a fim de buscar objetivos mais claros e significativos para o projeto como um todo.

Diante das considerações acima, definimos o objetivo principal do trabalho que é estudara transferência transversal de carga nas suspensões e os carregamentos aplicados aos pneus quando o veículo é submetido a uma aceleração lateral constante, considerando a influência das deformações da estrutura sobre os resultados.

Avaliaremos também se as diferenças nos resultados das análises e da teoria estão dentro de uma faixa de valores considerada aceitável para a aplicação cotidiana e iremos propor melhorias para a estrutura do veículo em função dos resultados obtidos.

2 EMBASAMENTO TEÓRICO

2.1 Pneus

Os pneus estão entre os componentes mais importantes de um veículo, pois são os elementos responsáveis pelo contato do mesmo com o solo. Através dos pneus são geradas as forças longitudinais (de aceleração tangencial e frenagem) e laterais (aceleração normal) que permitem movimentar o veículo.

Devido a sua forma construtiva e aos materiais neles empregados, os pneus possuem comportamentos complexos e não lineares, dificultando a compreensão exata da sua influência no comportamento dinâmico do veículo.

2.1.1 Comportamento em curva

Uma das funções mais importantes dos pneus é desenvolver as forças laterais necessárias para controlar a direção do veículo e resistir a forças transversais externas, como ventos laterais. Estas forças são geradas pela deformação da área de contato do pneu com o solo (*slip angle*), pela cambagem (vide Item 2.1.2) ou pela combinação de ambos os efeitos.

Quando um pneu em rolamento é submetido a uma força lateral a região de contato do mesmo com o solo se deforma e, por consequência, sua trajetória se desloca lateralmente. O ângulo formado entre a direção de orientação do pneu e sua trajetória real é denominado *slip angle* ou ângulo de deriva. O mecanismo pode ser melhor compreendido pela ilustração da Figura 1, que mostra a área de contato de um pneu em rolamento com o solo. Observe a diferença na orientação da região de contato (*contact patch*) em relação à orientação do pneu; esta diferença provoca o desvio na trajetória que chamamos de ângulo de deriva ou *slip angle*. Esta Figura também mostra o diagrama da força lateral devido ao atrito com o solo.

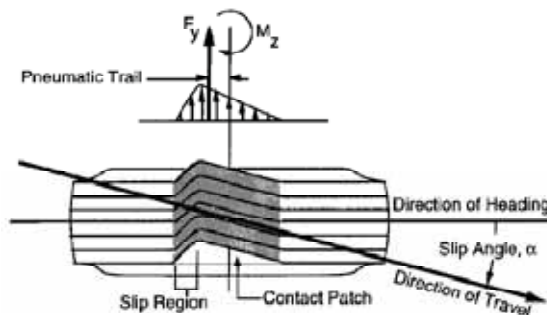


Figura1. Slip Angle. (GILLESPIE, 1992).

Segundo Mendes (2009), a deformação da banda de rolagem do pneu durante as curvas faz com que a força lateral resultante F_y seja aplicada fora do centro da banda de rolagem do pneu, a distância entre o ponto de aplicação desta força e a linha de centro do pneu é denominada *pneumatic trail*. Isto gera um torque (M_z) produzido pela força F_y , que tende a realinhar as rodas esterçadas no contorno de uma curva.

A relação entre a força lateral F_y e o ângulo de deriva (*slip angle*) α pode ser vista na Figura 2 e na Figura 3.

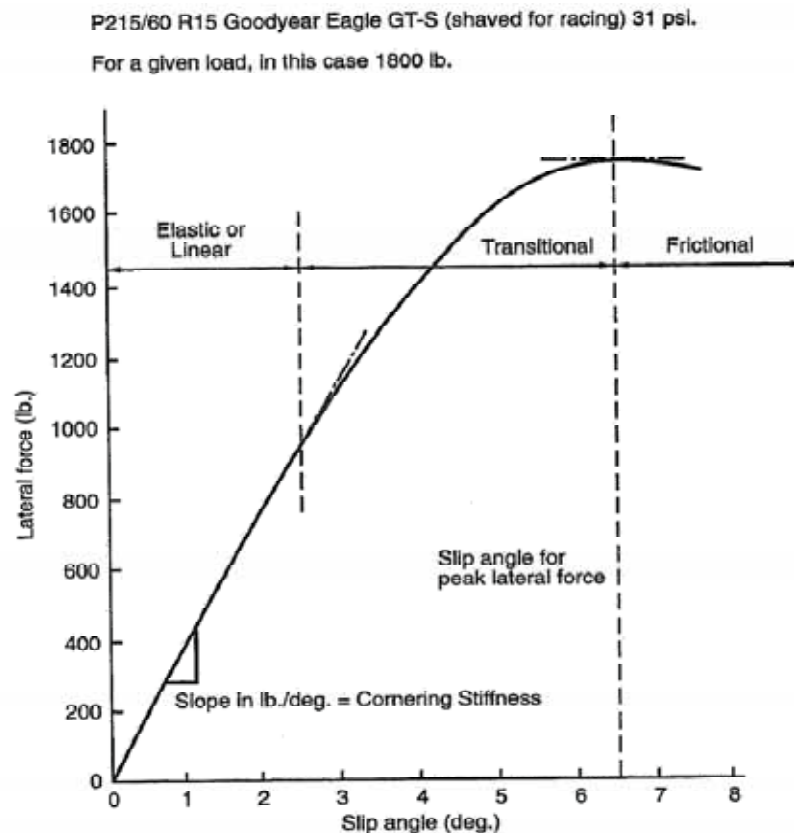


Figura 2. Curva Força Lateral x Slip Angle de um pneu de competição. (MILLIKEN, 1995).

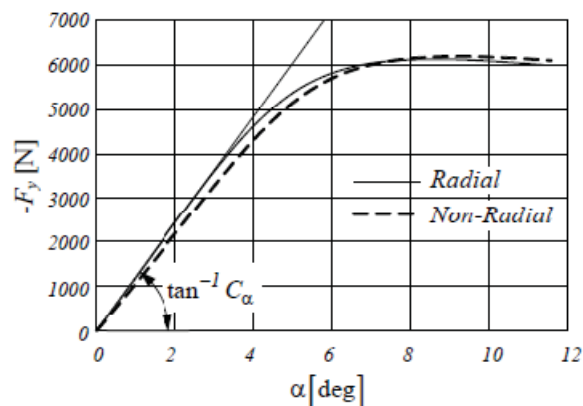


Figura 3. Curva Força Lateral x Slip Angle. (JAZAR, 2008)

A constante C_α , mostrada na Figura 3, é a tangente do gráfico força lateral x ângulo de deriva em sua região linear e corresponde à rigidez transversal do pneu.

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (1)$$

2.1.1.1 Efeito do carregamento vertical

O coeficiente de fricção dos pneus (*grip*) corresponde ao coeficiente de atrito do mesmo com o solo, mas, diferentemente de outros materiais, não é uma constante e decresce com o acréscimo de carregamento vertical, o que chamamos de *load sensitivity*. Este efeito é mais intenso conforme as forças longitudinais e laterais se aproximam de seus valores máximos, observados nos topos das Figuras 2 e 3.

Tanto o coeficiente de fricção dos pneus como sua variação com o carregamento são de suma importância, valendo lembrar que para pneus de competição é possível atingir coeficientes de fricção acima de 1, conforme pode ser visto na Figura 4.

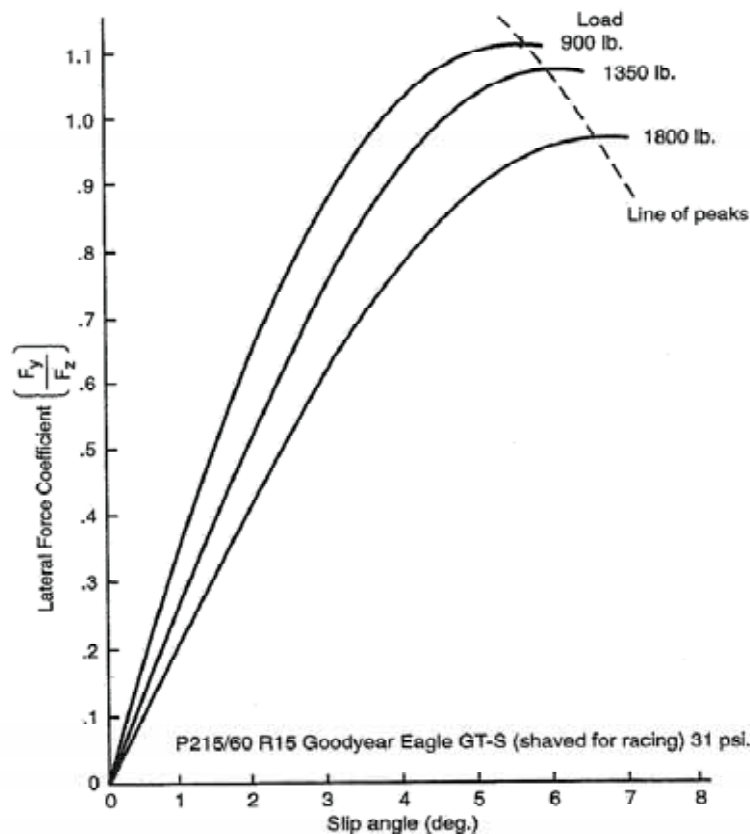


Figura 4. Curva normalizada da Força Lateral x Slip Angle. (MILLIKEN, 1995).

A Figura 4 mostra a curva aceleração lateral x slip angle para um pneu radial. Note a variação dos valores de F_y/F_z para os diversos carregamentos verticais.

2.1.2 Efeitos da cambagem

O ângulo de *camber* é definido como a inclinação do plano da roda em relação à vertical. É considerado positivo quando a parte superior da roda está mais afastada do centro do veículo do que a parte inferior, e considerado negativo quando a parte superior da roda está mais próxima do centro do veículo do que a parte inferior, conforme pode ser visto na Figura 5.

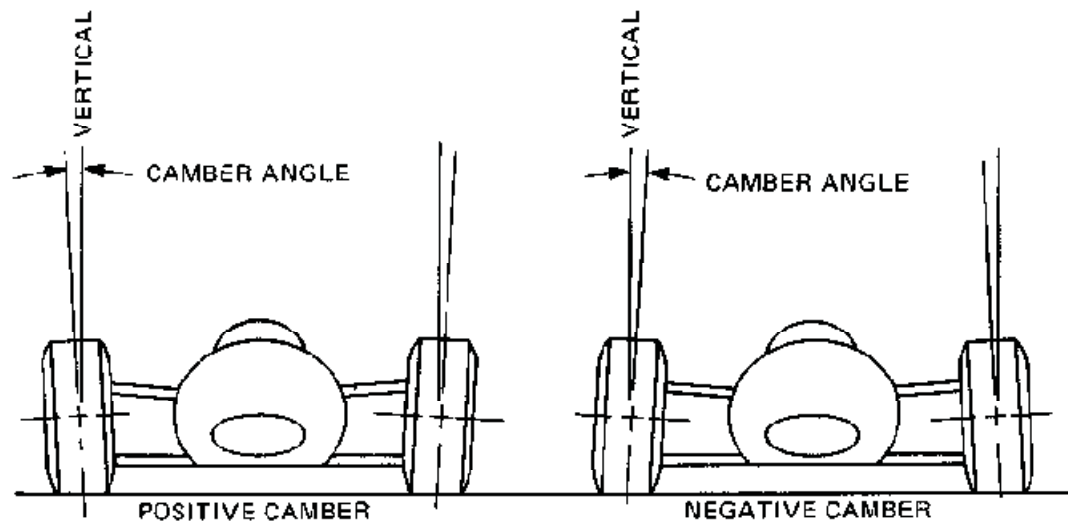


Figura 5. Ângulo de cambagem ou *camber angle*. (PUHN, 1976).

Em geral, o *camber* provoca uma força lateral na direção da inclinação. Esta força é denominada *camber thrust*. Vide Figura 6.

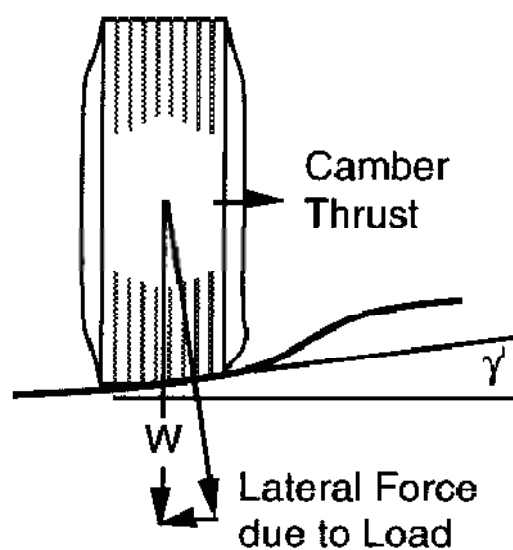


Figura 6. Camber Thrust. (GILLESPIE, 1992)

No contorno de uma curva, o *camber thrust* altera o valor da força lateral total gerada. O *camber thrust* “move” a curva força lateral x *slip angle* para cima ou para baixo, dependendo da direção da cambagem. Com o aumento do *slip angle* o efeito do *camber* diminui, mas ainda assim chega a alterar a força lateral máxima, aumentando a mesma quando a roda é inclinada “para dentro” da curva (*camber* negativo na roda externa à curva), conforme pode ser visto na Figura 7.

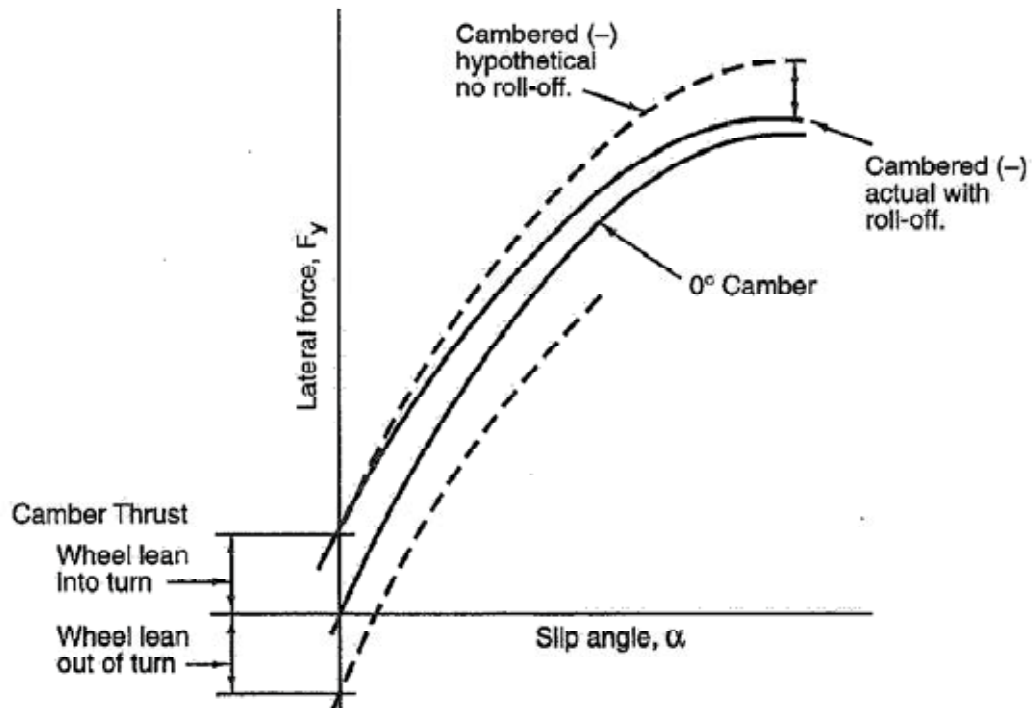


Figura 7. Efeito da cambagem na curva Força Lateral x Slip Angle. (MILLIKEN, 1995)

2.2 Suspensão

A suspensão pode ser definida como o conjunto formado pelos dispositivos que promovem a ligação entre o veículo e suas rodas.

2.2.1 Função

As principais funções de um sistema de suspensão são:

- Fornecer elasticidade vertical para que as rodas possam acompanhar as irregularidades da pista;
- Manter os movimentos das rodas em trajetórias adequadas;

- Reagir às forças produzidas no contato do pneu com o pavimento;
- Reagir ao rolamento do chassi/carroceria;
- Manter o contato dos pneus com a pista com a mínima variação das forças normais;
- Propiciar conforto aos passageiros e/ou motorista.

2.2.2 Molas

Molas são elementos mecânicos capazes de se deformar elasticamente quando submetidos a esforços mecânicos. Devido à sua flexibilidade, as molas são capazes de absorver e armazenar energia.

Em aplicações automotivas, os tipos mais utilizados são as molas helicoidais de compressão, os feixes de molas planas e as barras de torção, que podem ser vistas nesta ordem na Figura 8.

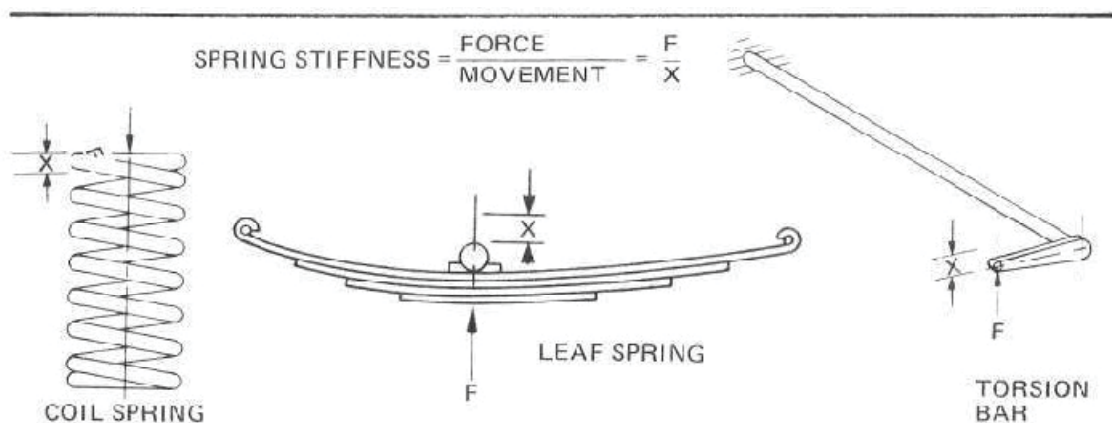


Figura 8. Exemplos de molas aplicadas em suspensões automotivas. (PUHN, 1976)

A rigidez de uma mola é definida como a força necessária para promover uma dada deformação na mesma, sendo geralmente um valor constante na região elástica, expresso por:

$$k = \frac{F}{x} \quad (2)$$

Onde:

k = Rigidez da mola;

F = Força aplicada;

x = Deformação.

A principal função das molas na suspensão é absorver as irregularidades do pavimento, suavizando os movimentos verticais do chassi e ajudando a manter os pneus em contato com o solo. Uma mola corretamente dimensionada deve proporcionar uma absorção adequada das irregularidades do terreno, promovendo assim uma melhor condição de tração, sem, no entanto, provocar movimentos verticais excessivos na suspensão conforme o veículo se movimenta.

2.2.3 Amortecedores

Amortecedores são componentes mecânicos responsáveis por controlar as oscilações das molas, retirando do sistema parte da energia cinética do movimento das mesmas, reduzindo assim o número de oscilações provocadas por estas quando são acionadas pelas irregularidades do pavimento e pela própria trajetória do veículo. Os amortecedores auxiliam a manter as rodas em constante contato com o solo, ajudam a estabilizar a massa suspensa do veículo e melhoram o conforto dos ocupantes do veículo.

Os amortecedores utilizados nos automóveis possuem, na sua quase totalidade, princípio de funcionamento hidráulico, onde o amortecimento é provocado devido a perdas de carga no escoamento de um fluido em seu interior, provocado pelos movimentos de compressão e extensão do mesmo.

2.2.4 Barra anti rolagem

As barras anti-rolagem (*anti-roll bar*) são molas de torção projetadas para se deformarem com a rolagem do chassi durante as curvas. O movimento vertical simultâneo de duas rodas do mesmo eixo não causa nenhuma deformação na mesma, ou seja, neste caso as barras anti-rolagem não adicionam rigidez vertical à suspensão, no entanto, no movimento vertical de apenas uma das rodas, a barra anti-rolagem se deforma e adiciona rigidez vertical a suspensão, prejudicando o conforto, porém em escala muito menor se comparado ao que ocorreria se a resistência a rolagem na suspensão fosse obtida apenas pelo enrijecimento das molas. Um desenho esquemático e uma aplicação real podem ser vistos nas Figuras 9 e 10, mostradas na página seguinte.

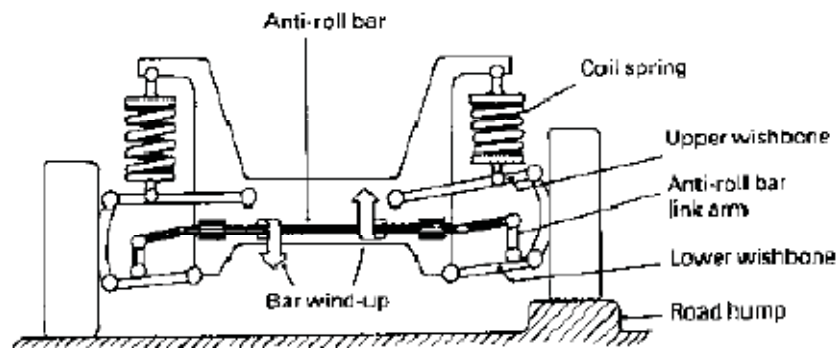


Figura 9. Desenho esquemático do funcionamento das barras anti-rolagem. (HEISLER, 1999)

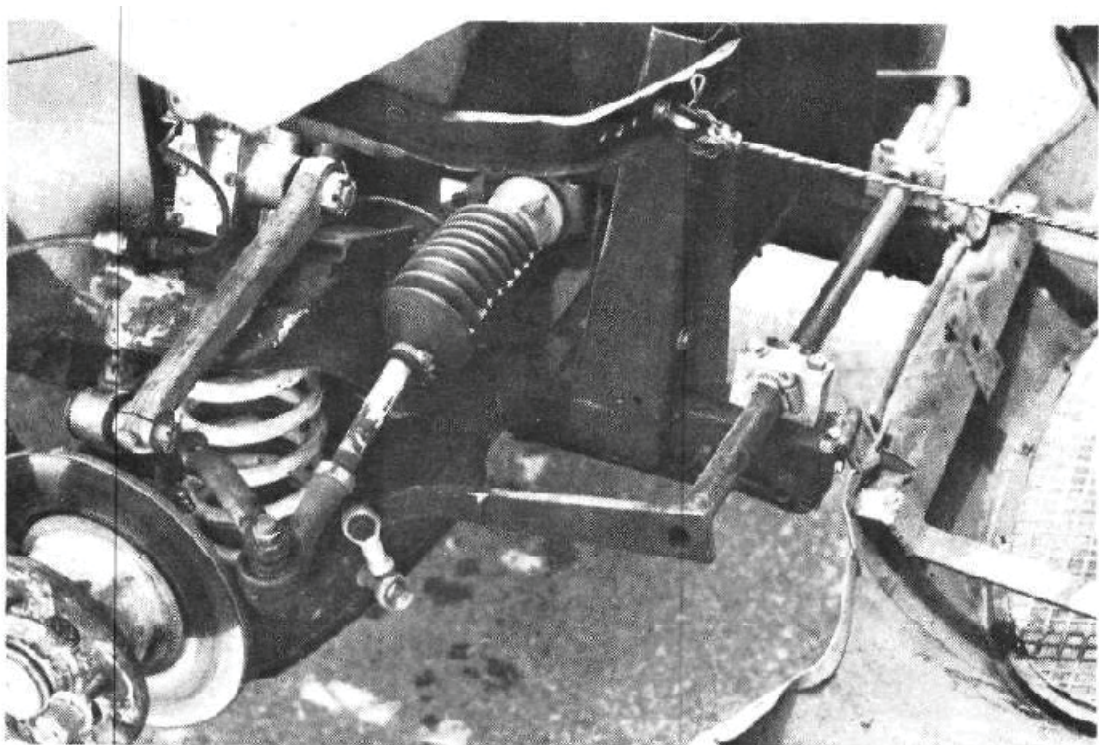


Figura 10. Suspensão com barra anti-rolagem. (PUHN, 1976)

2.2.5 Parâmetros principais da suspensão

Para proporcionar o funcionamento adequado para a suspensão é necessário a atenção a alguns parâmetros, dos quais iremos mencionar alguns.

2.2.5.1 Razão de instalação

A razão de instalação é um conceito geométrico que relaciona o deslocamento (linear ou angular) de um dispositivo que produz força (mola, amortecedor ou barra estabilizadora) com relação ao deslocamento vertical da roda. Através deste conceito podemos determinar também a constante de mola efetiva medida no centro da roda (K_w).

Conforme visto na Figura 11, a razão de instalação de uma mola é definida por:

$$IR = \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (3)$$

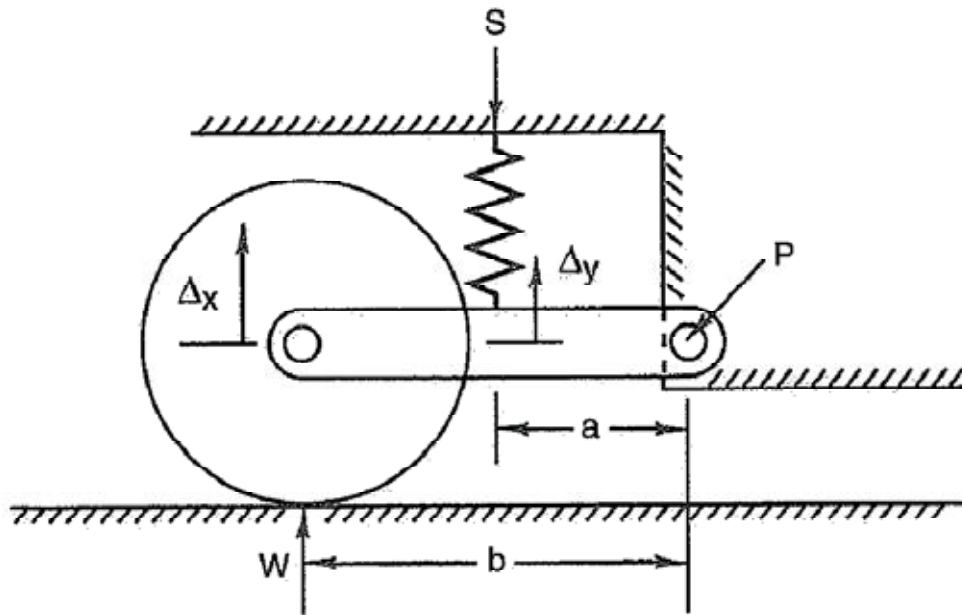


Figura 11. Razão de instalação de uma suspensão simples. (MILLIKEN, 1995)

A constante de mola efetiva medida no centro da roda é dada por:

$$K_w = F_s \left(\frac{\Delta IR}{\Delta \delta} \right) K_s \times IR^2 \quad (4)$$

Onde:

K_w = Rigidez vertical no centro da roda;

F_s = Força na mola;

K_s = Rigidez da mola;

IR = Razão de instalação;

$\Delta IR / \Delta \delta$ = Variação da IR com o deslocamento vertical da suspensão (*geometric rate*).

Se a variação da IR com o deslocamento vertical da suspensão for zero, temos:

$$K_w = K_s \times IR^2 \quad (5)$$

2.2.5.2 Rigidez vertical efetiva da suspensão

A rigidez vertical efetiva da suspensão, ou *ride rate*, é a rigidez resultante da combinação dos efeitos das molas e dos pneus, que são equivalentes a duas molas montadas em série. É dada por:

$$RR = \frac{K_w \times K_t}{K_w + K_t} \quad (6)$$

Onde:

K_w = Rigidez vertical na roda;

K_t = Rigidez do pneu;

RR = Rigidez equivalente.

2.2.5.3 Centro instantâneo de pivotamento ou IC

O IC consiste em um ponto imaginário formado pelos prolongamentos das projeções dos *links* da suspensão nos planos frontal e lateral do veículo, sendo efetivamente o ponto de pivotamento do mecanismo de suspensão naquela posição (centro instantâneo de rotação). Observe na Figura 12a vista frontal de uma suspensão independente com dois braços de controle (*links*) com seu IC determinado e o braço equivalente da suspensão.

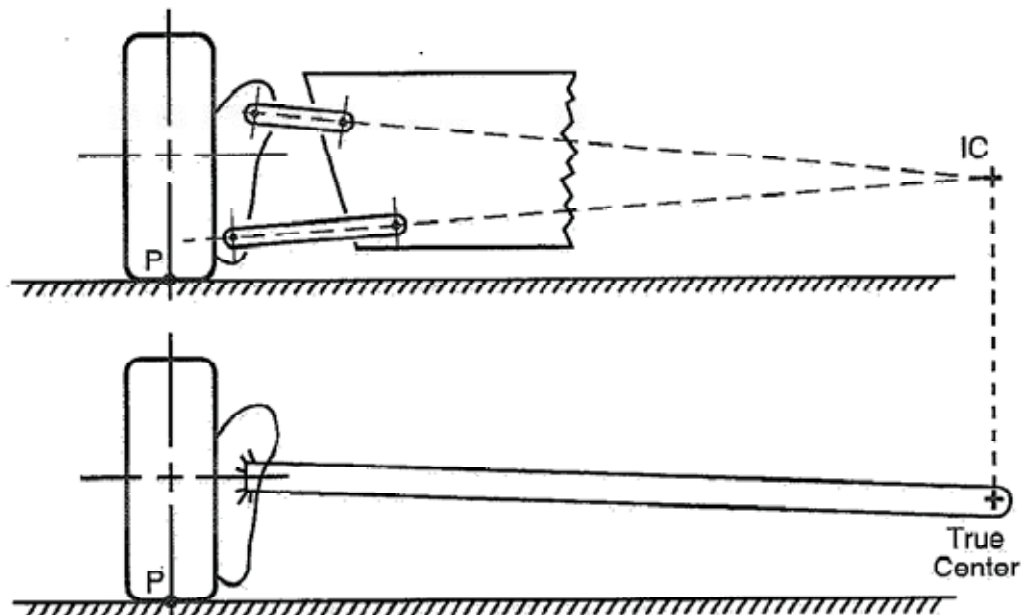


Figura 12. IC de uma suspensão do tipo duplo A. (MILLIKEN, 1995)

2.2.5.4 Roll Center

Assim como o IC, o *Roll Center* (RC) também consiste em um centro instantâneo de rotação, formado pela intercessão de duas linhas projetadas unindo os centros das áreas de contato dos pneus com o solo com os IC das respectivas suspensões, conforme pode ser visto na Figura 13.

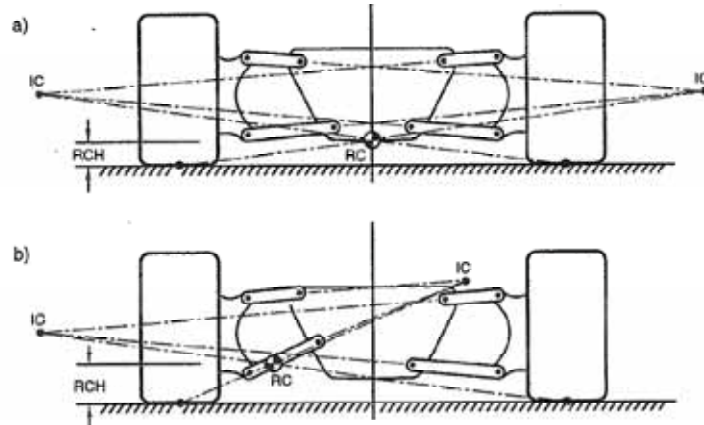


Figura 13. Roll Center de suspensões com dois braços de controle. (MILLIKEN, 1995)

O *roll Center* corresponde ao ponto onde atua a resultante das forças geradas entre a massa suspensa e a massa não suspensa e também ao centro instantâneo da rolagem da massa suspensa, sendo portanto um parâmetro de extrema importância para a suspensão.

2.2.5.5 Roll axis

O eixo de rolagem, ou *roll axis*, é uma linha imaginária que liga o *roll center* da suspensão dianteira com o *roll center* da suspensão traseira. O *roll axis* é o eixo no qual ocorre a rolagem do chassi, quando o mesmo é submetido a uma força lateral, conforme mostrado na Figura 14.

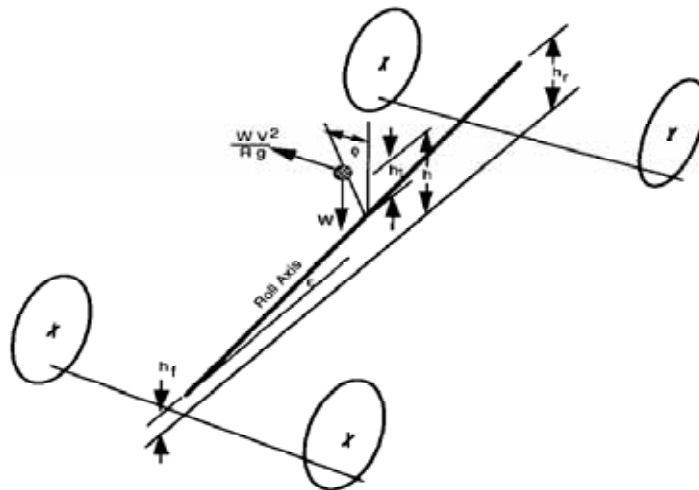


Figura 14. Roll Center de uma suspensão do tipo duplo A. (MILLIKEN, 1995)

2.2.6 Suspensão independente de bandeja dupla

A suspensão independente de bandeja dupla, também conhecida como SLA (*short-long arm*) ou *double wishbone*, consiste em dois *links* transversais (braços de controle) de cada lado do veículo, unindo a estrutura do veículo às mangas de eixo (componentes onde são montadas as rodas através de rolamentos). Usualmente estes *links* possuem a forma de A ou de H, conforme pode ser visto nas Figuras 15 e 16.

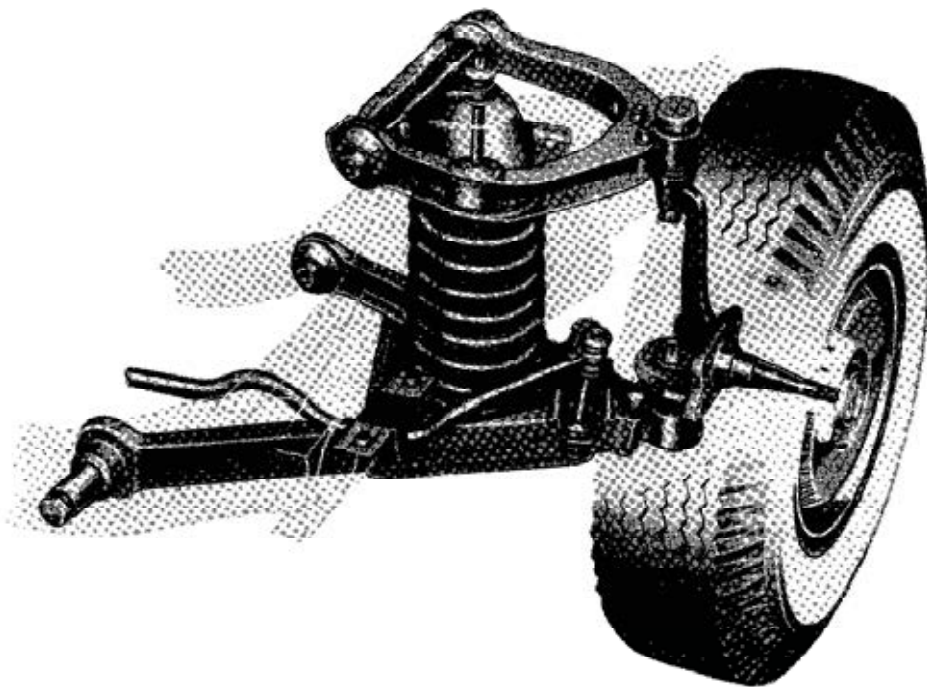


Figura 15. Suspensão dianteira com braços em forma de A. (GILLESPIE, 1992)

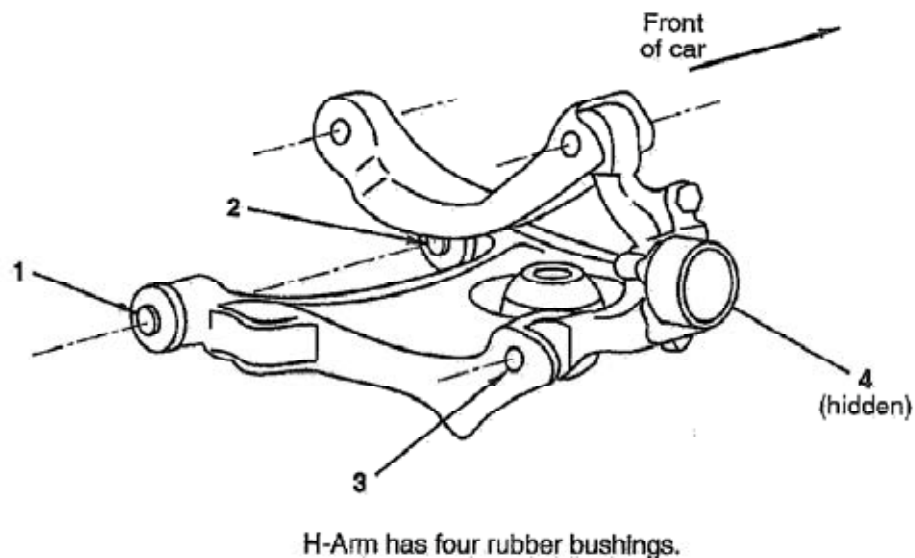


Figura 16. Suspensão traseira do Thunderbird 1989 com braço inferior em forma de H. (MILLIKEN, 1995)

A principal vantagem deste tipo de suspensão são suas possibilidades cinemáticas. As posições dos braços de controle determinam as posições do IC e do *Roll Center* e, juntamente com os comprimentos dos braços de controle, os movimentos angulares, a variação de *camber* e a variação de bitola (distância lateral entre os centros das rodas de um mesmo eixo), gerados pelos movimentos verticais das rodas. Com braços superiores mais curtos, o movimento ascendente da roda gera *camber* negativo e o movimento descendente gera *camber* positivo na mesma, contrabalanceando a variação de *camber* devido à rolagem da estrutura em uma curva, onde as variações de *camber* se subtraem nas rodas externas à curva e se somam nas rodas internas, conforme pode ser visto na Figura 17.

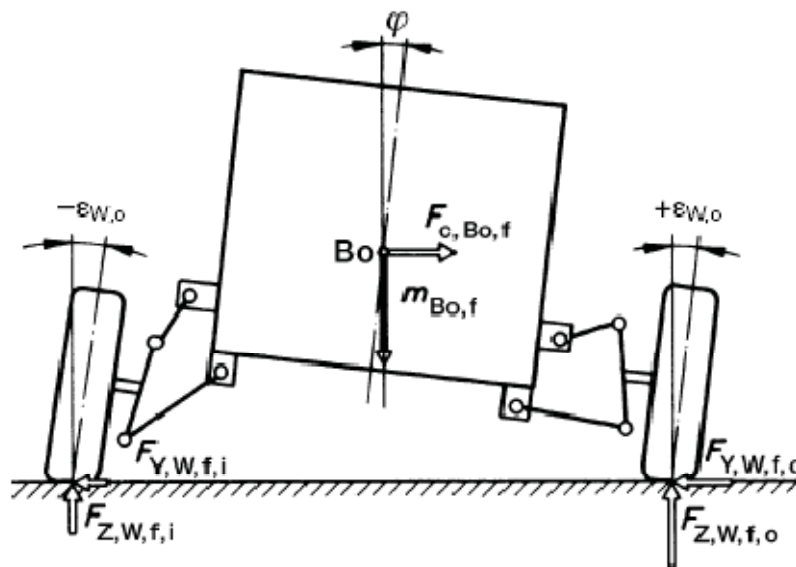


Figura 17. Variação do camber com a rolagem do veículo durante uma curva. (REIMPELL, 2001)

2.3 Chassi

O chassi pode ser definido como a estrutura principal do veículo onde são fixados os elementos mecânicos responsáveis pelo funcionamento básico do veículo, tais como o motor, a transmissão, o sistema de suspensão e o sistema de direção. O tipo construtivo do mesmo está diretamente relacionado com a função do veículo.

2.3.1 Tipos construtivos

Os tipos de chassi podem ser classificados basicamente em 3 categorias, *twin-rail*, *space frame* e monobloco, de acordo com o conceito de sua construção.

2.3.1.1 Chassi tipo *twin-rail*

Os chassis do tipo *twin-rail* são os de conceito mais antigo. Consistem em um, dois ou mais elementos estruturais dispostos longitudinalmente, podendo ter estruturas transversais auxiliares, formando uma estrutura aproximadamente plana. Um bom exemplo de aplicação para este conceito é nos veículos de carga pesados, onde duas vigas U horizontais e paralelas são dispostas longitudinalmente ao longo do veículo, conceito presente também em carros de passeio mais antigos, como o Bugatti Type 50 da Figura 18.



Figura 18. Bugatti Type 50 do início dos anos 1930. (Bugatti Page)

Para carros de passeio, temos exemplos de chassis em forma de caixa, montados no centro do veículo.

Este conceito de chassi apresenta uma baixa relação rigidez x peso, porém é de construção fácil e barata.

2.3.1.2 Chassi tipo *space frame*

Consiste em uma estrutura tridimensional formada geralmente por tubos soldados, onde se busca a triangulação dos elementos, aproximando a estrutura da condição de treliça. É um conceito raramente utilizado em carros de rua, devido a seu processo de fabricação de alto custo e de mais difícil automatização, sendo limitado a veículos fabricados em baixa escala. Este conceito se originou em aviões do período anterior a primeira guerra mundial que utilizavam materiais como madeira e bambu, chegou ao automobilismo de competição no final dos anos 1930, já utilizando tubos de aço soldados, e permaneceu em categorias de ponta como a formula 1 até os anos 1960, permanecendo até hoje em algumas categorias. A Figura 19 mostra um dos primeiros formula 1.

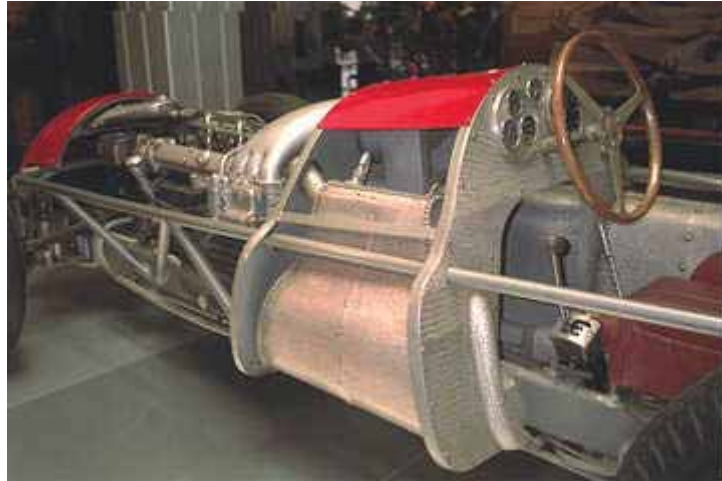


Figura 19. Alfa Romeo Alfetta Type 158 de 1950. (Arquivo próprio)

Este tipo de estrutura proporciona uma relação rigidez x peso consideravelmente melhor do que os *twin-rail*, sendo adequado para veículos produzidos em baixa escala que necessitam de boa rigidez estrutural.

2.3.1.3 Estruturas monobloco

Consiste numa estrutura onde os elementos da carroceria exercem função estrutural, recebendo diretamente os elementos mecânicos do veículo. O conceito foi desenvolvido na construção naval e aperfeiçoado na indústria aeronáutica, chegando à indústria automobilística nos anos 20, porém, só se popularizou após a segunda guerra mundial. Chegou às competições nos anos 1960, com a Lotus 25 de fórmula 1, com estrutura formada de chapas de alumínio rebitadas, conforme pode ser visto na Figura 20.

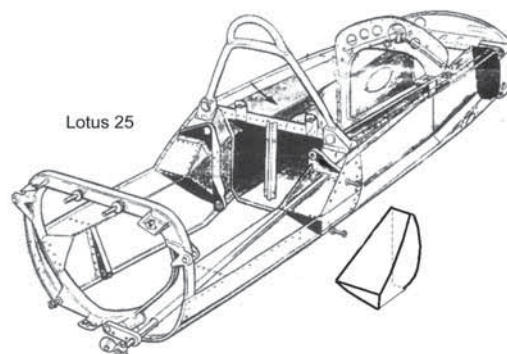


Figura 20. Estrutura básica da Lotus 25 de fórmula 1. (Arquivo próprio)

Atualmente, praticamente todos os veículos de passeio possuem estrutura monobloco de chapas de aço soldadas, devido à facilidade de automatização do processo e baixo custo para produção seriada. Nas competições, o aço e o alumínio vêm sendo substituídos por materiais

compostos reforçados com fibra de carbono e aramida desde os anos 1980, de custo muito elevado e fabricação praticamente artesanal, porém proporcionando resultados de peso e rigidez até então inimagináveis.

2.3.2 Rigidez

Uma vez suportando os principais elementos mecânicos do veículo, o chassi necessita resistir a muitas solicitações mecânicas. Para um bom desempenho da estrutura, a característica mais importante de um chassi é sua rigidez torcional.

Segundo Puhn (1976), se a rigidez a rolagem é diferente nos dois extremos do veículo, o chassi é submetido a um carregamento de torção entre a frente e a traseira. O torque pode ser tão grande quanto o momento de rolagem total.

A torção do chassi modifica a distribuição lateral de peso entre as suspensões dianteira e traseira. Todos os esforços em utilizar a transferência lateral de carga no acerto do carro serão inúteis se o chassi não tiver rigidez torcional o suficiente.

Segundo Puhn (1976), um bom chassi deve ser pelo menos 10 vezes mais rígido do que a rigidez da suspensão.

Além de afetar a distribuição lateral de peso entre as suspensões, Milliken (1995) destaca mais algumas razões para buscar um chassi rígido:

- Não é prático amortecer as deformações torcionais do chassi com a tecnologia atual;
- As deformações no chassi podem provocar fadiga, fazendo o mesmo falhar e podendo provocar acidentes;
- As deformações do chassi podem se somar ou se subtrair das deformações dos elementos da suspensão, alterando o comportamento da mesma.

Segundo Milliken (1995), sedans com estrutura monobloco possuem em geral rigidez torcional entre 4000 e 10000 lb x ft/grau, carros tipo fórmula pequenos possuem rigidez torcional na casa de 3000 lb x ft/grau, enquanto carros de fórmula 1 com estruturas em material composto podem atingir uma rigidez torcional da ordem de 12000 lb x ft/grau.

2.3.3 Como medir a rigidez torcional do chassi

Existem várias maneiras de medir a rigidez torcional do chassi, uma forma simples é a descrita por Milliken (1995), que consiste em travar uma das suspensões e aplicar um momento na outra, através da aplicação na suspensão de duas forças de mesmo módulo e direção com sentidos opostos, uma em cada lado do veículo. As deformações podem ser medidas com relógios comparadores colocados ao longo da estrutura, conforme pode ser visto na Figura 21.

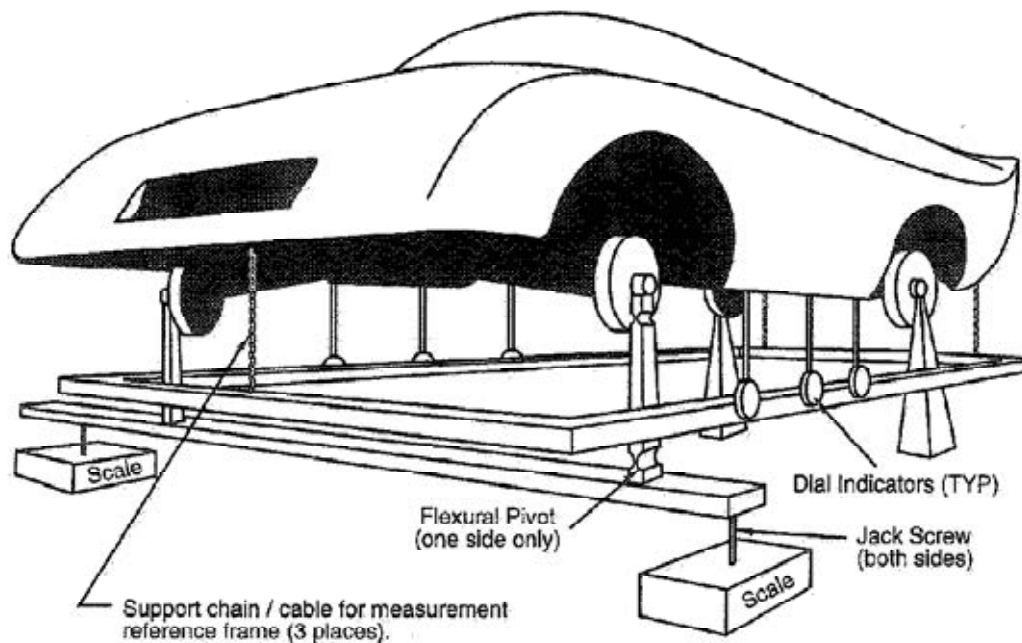


Figura 21. Medição experimental da rigidez de um veículo. (MILLIKEN, 1995)

2.4 Contorno de curvas

2.4.1 Contorno de curvas em regime permanente

Consideramos como curvas em regime permanente as curvas percorridas com velocidade e raio constantes. Esta condição é considerada como base para o estudo de diversas características comportamentais do veículo.

As equações para contorno de curvas em regime permanente são aplicações da segunda lei de Newton em uma trajetória circular.

Para um veículo percorrendo uma trajetória circular a uma velocidade V , a soma das forças dos pneus na direção lateral equivale à massa multiplicada pela a aceleração centrípeta. (GILLESPIE-1992)

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{M \times V^2}{R} \quad (7)$$

Onde:

F_{yf} = Força lateral no eixo dianteiro;

F_{yr} = Força lateral no eixo traseiro;

M = Massa do veículo;

V = Velocidade linear;

R = Raio da curva.

2.4.2 Efeitos da suspensão no contorno de curvas

Quando um veículo é submetido a uma aceleração lateral, esta gera uma força lateral no CG. Se o CG estiver fora do *roll axis* é criado um momento em torno do *roll axis* tendendo a fazer a estrutura rolar, este momento é resistido pela rigidez à rolagem das suspensões, conforme pode ser visto na Figura 22.

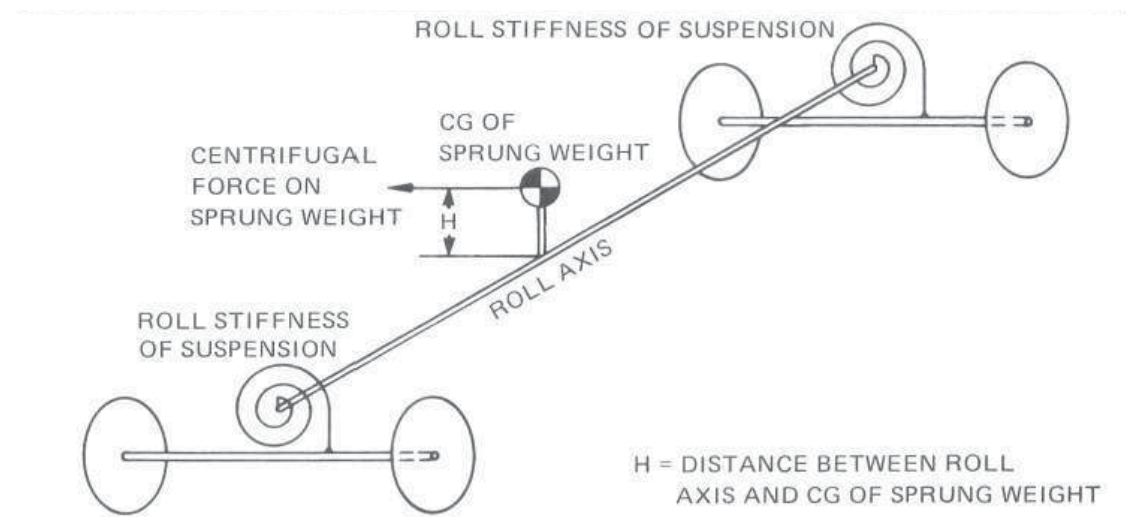


Figura 22. Efeito da aceleração lateral no veículo. (PUHN, 1976)

2.4.2.1 Rigidez à rolagem das suspensões

Todas as suspensões são funcionalmente equivalentes a duas molas. A separação lateral entre elas faz com que estas desenvolvam um momento resistente a rolagem proporcional à rolagem do chassi. A rigidez à rolagem de cada suspensão é dada por:

$$K_{\phi} = \frac{RR \times t^2}{2} \quad (8)$$

Onde:

RR = Rigidez vertical efetiva da suspensão;

t = Bitola;

K_{ϕ} = Rigidez à rolagem da suspensão.

2.4.2.2 Ângulo de rolagem

Quando submetido a uma aceleração lateral, o veículo desenvolve um momento de rolagem, calculado por:

$$M_{\phi} = m \times h_1 \times \left(\frac{v^2}{R} + \phi \times g \right) \quad (9)$$

Onde:

M_{ϕ} = Momento de rolagem;

m = Massa do veículo;

h_1 = Distância do CG ao *Roll Axis*;

v = Velocidade;

R = Raio da curva;

ϕ = Ângulo de rolagem do chassi;

g = Aceleração da gravidade.

Como:

$$M_{\phi} = M_{\phi d} + M_{\phi t} = (K_{\phi d} + K_{\phi t}) \times \phi \quad (10)$$

E:

$$F_x = \frac{m \times v^2}{R} \quad (11)$$

Chegamos ao ângulo de rolagem, calculado por:

$$\phi = \frac{F_x \times h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - m \times g \times h_1} \quad (12)$$

Onde:

ϕ = Ângulo de rolagem do chassi;

F_x = Força lateral;

h_1 = Distância do CG ao *Roll Axis*;

$K_{\phi d}$ = Rigidez à rolagem da suspensão dianteira;

$K_{\phi t}$ = Rigidez à rolagem da suspensão traseira;

m = Massa do veículo;

g = Aceleração da gravidade.

2.4.2.3 Momentos de rolagem nas suspensões

Combinando as equações anteriores, obtemos a equação do momento de rolagem para cada suspensão, neste caso para a suspensão dianteira:

$$M_{\phi d} = \Delta R_{Yd} \times t = K_{\phi d} \times \phi + F_{xd} \times h_d \quad (13)$$

Onde:

$M_{\phi d}$ = Momento de rolagem na suspensão dianteira;

ΔR_{Yd} = Variação da força normal sobre os pneus devido à rolagem;

t = Bitola;

$K_{\phi d}$ = Rigidez à rolagem da suspensão dianteira;

ϕ = Ângulo de rolagem do chassi;

F_{xd} = Força lateral sobre o eixo dianteiro;

h_d = Distância do CG ao *Roll Center* do eixo dianteiro.

2.4.3 Transferência transversal de carga no acerto do carro

Através do ajuste da relação entre as transferências transversais de carga das suspensões dianteira e traseira podemos alterar o comportamento do veículo no contorno de curvas. Isto é possível, uma vez que, o coeficiente de fricção (*grip*) dos pneus varia com o carregamento vertical no mesmo, conforme mencionado no item 2.1.3.1. Este é um dos parâmetros mais importantes para o acerto do veículo, não sendo possível obter bons resultados de aderência e estabilidade se esta relação não for adequada.

Em uma curva, a transferência transversal de carga reduz a força normal sobre o pneu interno à curva e aumenta sobre o pneu externo à mesma, fazendo com que o *grip* do pneu interno aumente e o *grip* do pneu externo diminua. Como a redução do *grip* é não linear e mais acentuada conforme o aumento da força normal, a redução do *grip* no pneu externo é maior do que o aumento do *grip* no pneu interno, reduzindo a aderência resultante no eixo em questão, portanto, quanto maior a transferência de carga em um eixo, maior será a redução na soma do *grip* dos pneus do mesmo. Além disso, o *slip angle* dos pneus também se modifica com o carregamento vertical.

Trabalhando com estas variáveis podemos otimizar a aceleração lateral máxima atingida pelo veículo e alterar a resposta do mesmo ao esterçamento das rodas.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Características do veículo

O veículo alvo do estudo é o protótipo construído em 2010, pela equipe UNESP Racing da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP para participar da competição brasileira de Fórmula SAE do mesmo ano. As características do mesmo estão na Tabela 1.

Tabela 1: Principais características do veículo.

Grandeza	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor	Unidade
Massa não suspensa	m_u	60			kg
Massa suspensa	m_s	240			kg
Posição longitudinal do CG	z_{CG}	1407,5			mm
Posição longitudinal do centro da roda dianteira		500			mm
Posição longitudinal do centro da roda traseira		2150			mm
Altura do CG	h_{CG}	300			mm
Altura do CG da massa amortecida em relação ao <i>roll axis</i>	h_l	355,09			mm
		Eixo Dianteiro		Eixo Traseiro	
Bitola	t	1330	t	1330	mm
Rigidez do pneu	K_t	160	K_t	160	N/mm
Constante da mola	k	100	k	100	N/mm
Razão de instalação	IR	0,5974	IR	0,6855	
Altura do roll center	h_d	-47,09	h_t	-61,65	mm

3.2 Características da estrutura

A estrutura, mostrada na Figura 23, é formada por tubos de aço de baixo carbono (SAE 1020) de seção quadrada e circular com diversas espessuras, soldados pelo processo MIG, com uma massa de 27,32 kg (somente a estrutura). A utilização de aços de maior resistência foi cogitada, no entanto, como o módulo de elasticidade dos aços não sofre alterações significativas com a adição de elementos de liga, a hipótese foi descartada, pois implicaria em custos desnecessários, uma vez que os requisitos de resistência e segurança impostos pelo regulamento já são perfeitamente atendidos com a utilização de aços de baixo carbono. A Tabela 2 mostra as principais características do material utilizado.



Figura 23. Estrutura ao lado direito do modelo do ano anterior. (Arquivo próprio).

Tabela 2. Propriedades do material aplicado.

Módulo de Elasticidade	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Limite de Escoamento	250 MPa
Tensão de Ruptura	400 MPa

A Figura 24 mostra o modelo de elementos finitos, exibindo em cores diferentes os tubos de diferentes formas e dimensões aplicados na estrutura. A Tabela 3 faz a correspondência das cores com os tubos utilizados.

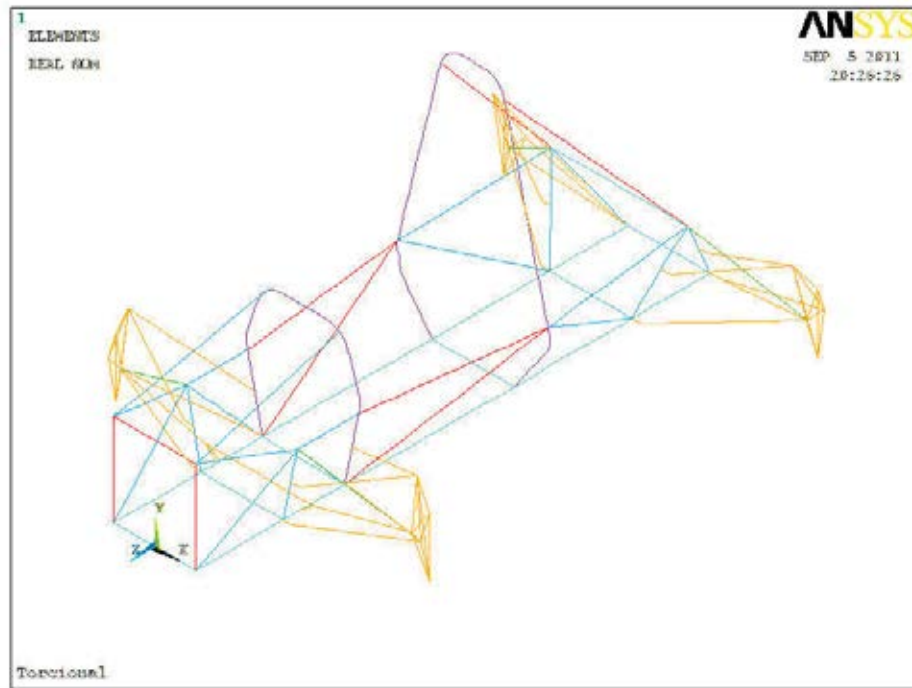


Figura 24. Modelo em elementos finitos. (Arquivo próprio).

Tabela 3. Tubos utilizados na estrutura.

Cor	Descrição	Espessura de parede
Cian	Tubo quadrado de $l = 25 \text{ mm}$	1,5 mm
Violeta	Tubo circular $\varnothing 1''$	2,65 mm
Vermelho	Tubo circular $\varnothing 1''$	1,9 mm
Azul	Tubo circular $\varnothing 1''$	1,5 mm
Laranja	Tubo circular $\varnothing 5/8''$	1,2 mm

3.3 Descrição do Modelo

As simulações foram realizadas utilizando o software comercial ANSYS Multiphysics V10.

Foram utilizados os elementos PIPE16 (tubo) e BEAM4 (viga) para simular os tubos de seção circular e quadrada da estrutura, ambos com 6 graus de liberdade, sendo 3 de translação e 3 de rotação. As molas da suspensão foram simuladas com os elementos COMBIN14 (mola) e foram utilizados elementos COMBIN7 (articulação) nos pontos de pivotamento dos componentes dos sistemas de suspensão e direção.

Detalhes, como fixações de componentes não estruturais, foram ignorados, assim como componentes não ligados rigidamente à estrutura principal, como assoalho, parede corta-fogo,

motor e transmissão, que, embora contribuam com a rigidez do conjunto, foram ignorados devido à grande dificuldade de criar um modelo fiel à condição real. Por estes motivos, podemos afirmar que as simulações foram realizadas para uma condição mais crítica do que a real, uma vez que os componentes ignorados podem funcionar como “barras adicionais” a estrutura.

3.4 Simulação torcional

3.4.1 Obtenção da rigidez torcional

Esta simulação é baseada no procedimento experimental descrito por Milliken (1995) e muito semelhante ao aplicado por Mendes (2009) na estrutura de um veículo semelhante, utilizado na edição de 2009 da mesma competição. Consiste em uma análise preliminar com o objetivo de obter a rigidez torcional da estrutura.

Foram aplicadas cargas unitárias nos pontos de fixação das bandejas da suspensão dianteira, conforme podem ser vistas na Figura 25.

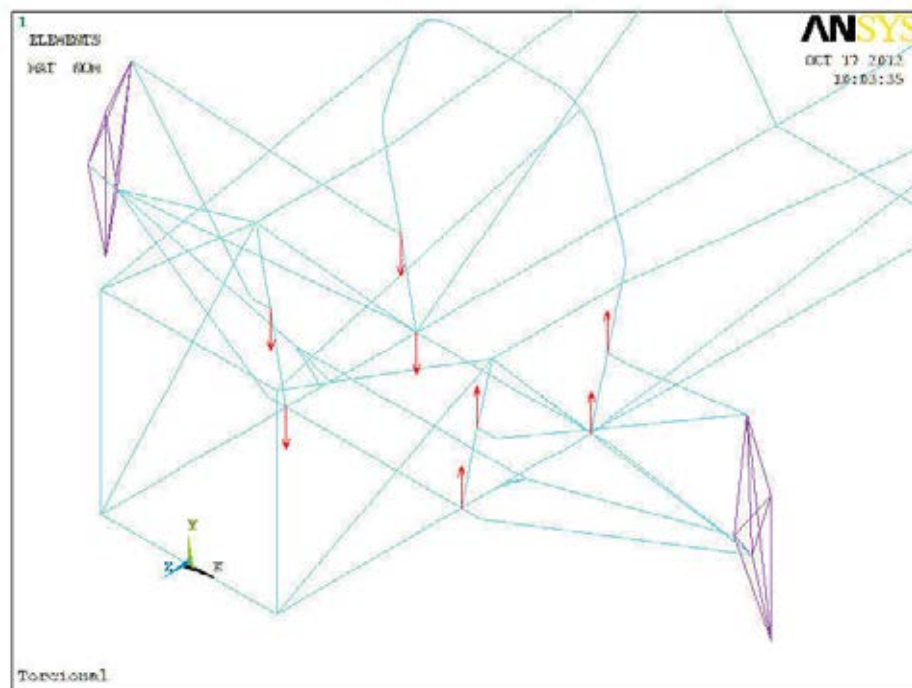


Figura 25. Cargas aplicadas na simulação de torção. (Arquivo próprio).

Foram aplicadas restrições à translação na direção y nos 8 pontos de fixação das bandejas da suspensão traseira, além de restrições à translação nas direções x e z em 2 dos 8 pontos de fixação das bandejas da suspensão, diferentemente da simulação mostrada no trabalho de Mendes (2009), onde todos os 8 pontos receberam restrições a rotação nas 3

direções, o que implicaria em restringir demasiadamente o modelo, uma vez que as cargas foram aplicadas unicamente na direção y. A Figura 26 mostra as restrições aplicadas ao modelo.

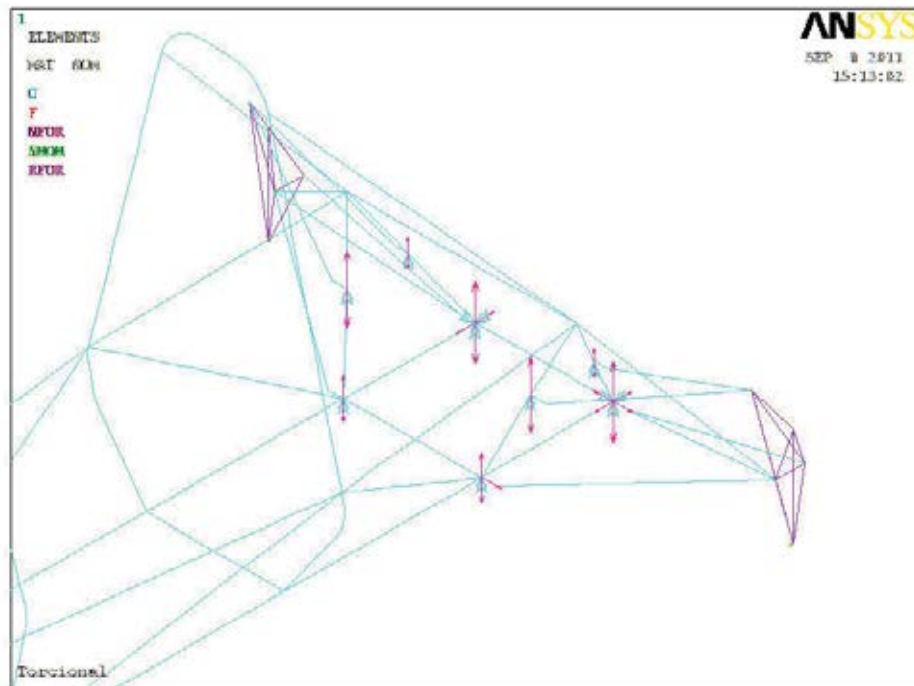


Figura 26. Restrições aplicadas ao modelo. (Arquivo próprio).

Após a resolução da análise, obtemos as reações, o modelo deformado e os deslocamentos nodais, mostrados nas Figuras 27, 28, 29 e 30, a seguir.

Na Figura 37, os nós 51 e 94 correspondem aos pontos de fixação da bandeja inferior esquerda; os nós 37 e 79 correspondem aos pontos de fixação da bandeja inferior direita; os nós 330 e 364 correspondem aos pontos de fixação da bandeja superior esquerda e os nós 370 e 385 correspondem aos pontos de fixação da bandeja superior direita.

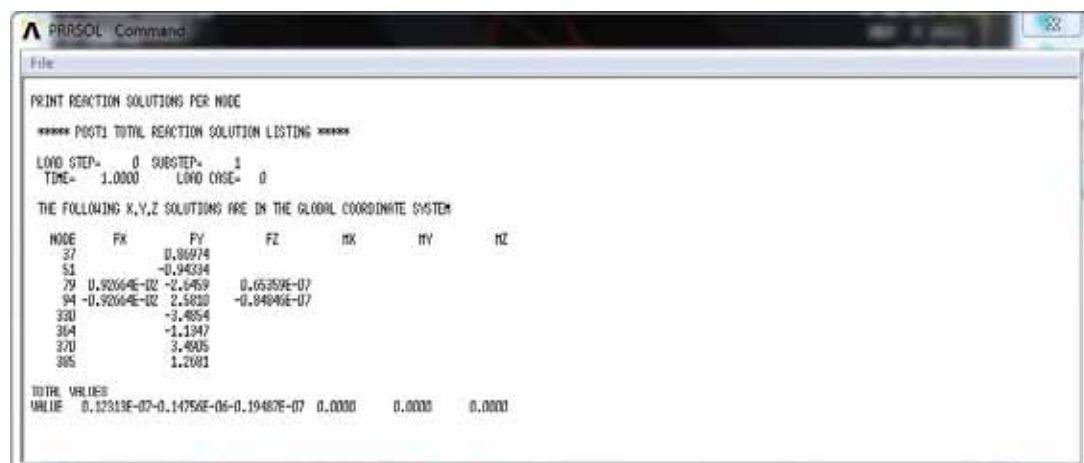


Figura 27. Reações. (Arquivo próprio).

Na Figura 27, observamos que os valores das reações nas direções X e Z nos nós 79 e 94, onde foram aplicadas as restrições, foram pequenos se comparados as reações na direção Y. Este comportamento já era esperado, pois o carregamento aplicado a estrutura foi unicamente na direção X.

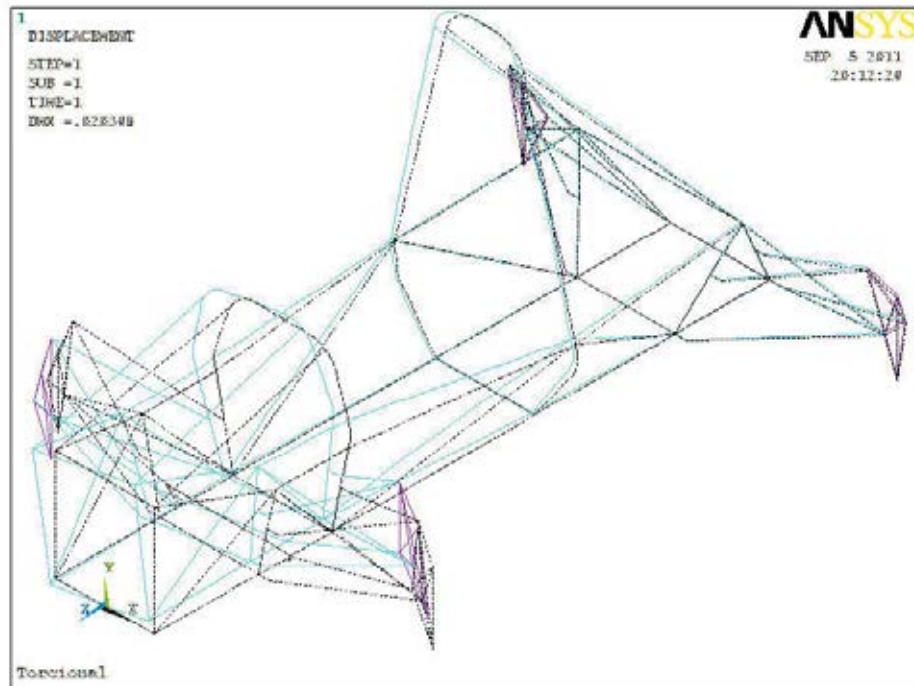


Figura 28. Modelo deformado. (Arquivo próprio).

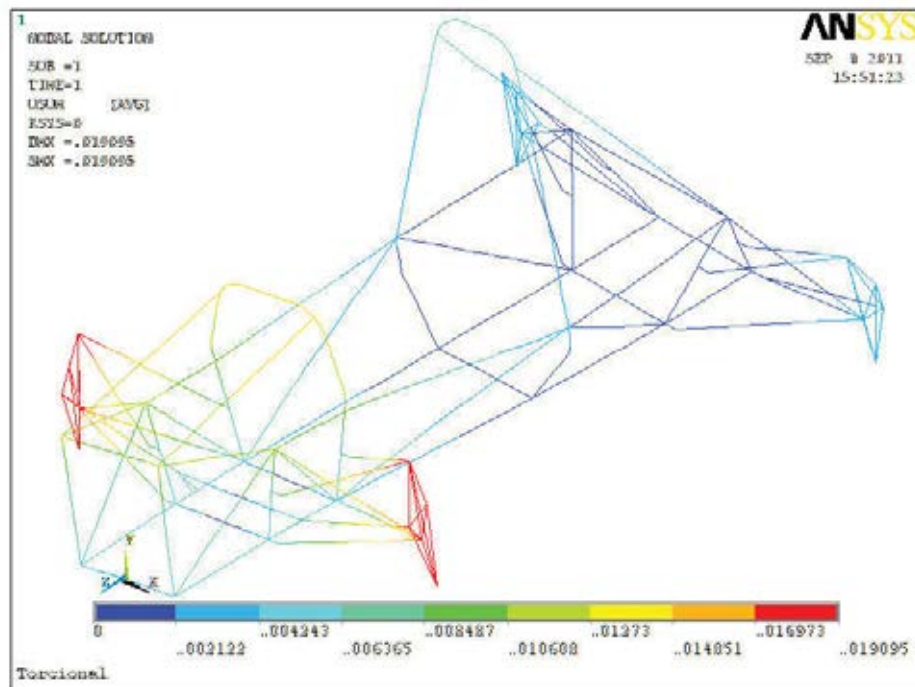


Figura 29. Deslocamentos nodais. (Arquivo próprio).

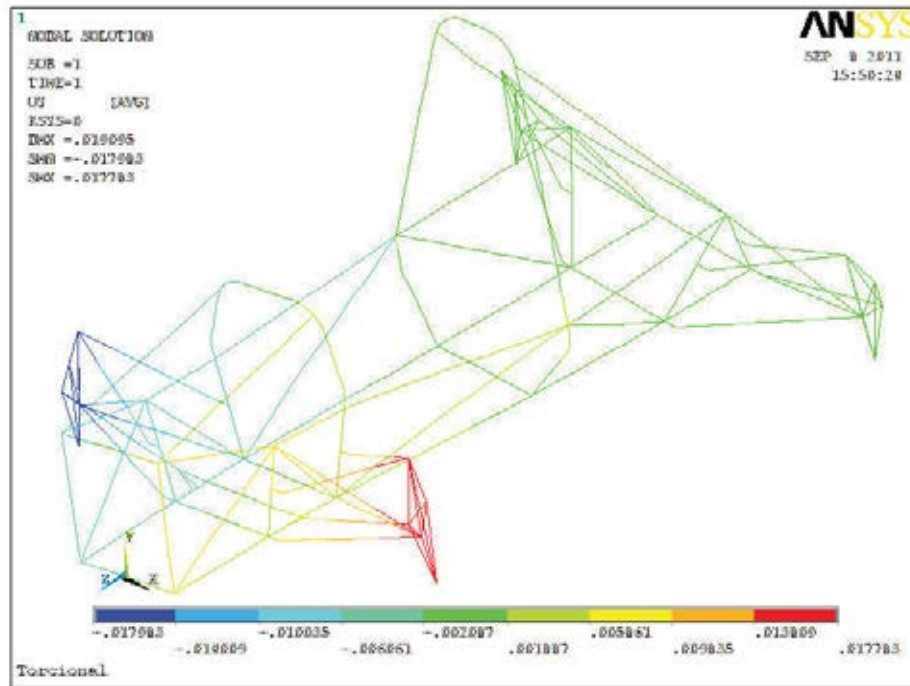


Figura 30. Deslocamentos na direção Y. (Arquivo próprio).

Para a determinação do ângulo de deformação da estrutura, utilizamos o deslocamento vertical dos *Keypoints* 73 e 74, correspondentes aos centros das regiões de contato do solo com os pneus dianteiros do veículo, mostrados na Figura 31, a seguir. Estes deslocamentos correspondem respectivamente a 0,017032 e -0,017108 mm e a distância de separação entre eles equivale ao valor da bitola do veículo (1330mm), sendo simétricos em relação ao centro do mesmo.

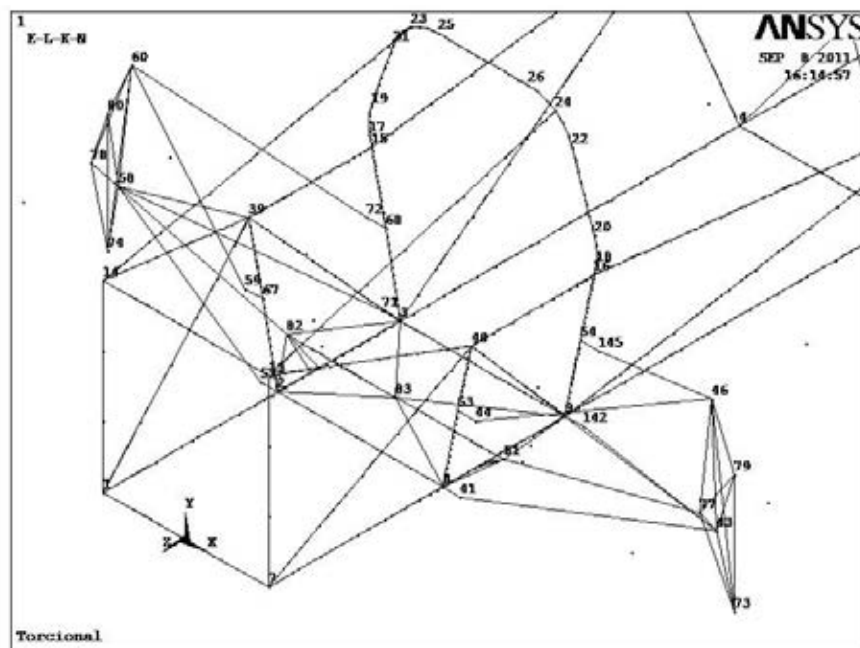


Figura 31: Keypoints da parte frontal do modelo. (Arquivo próprio).

O ângulo de deformação da estrutura pode ser calculado pela equação:

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta_{y73} - \Delta_{y74}}{t} \right) = \sin^{-1} \frac{0,017032 - (-0,017108)}{1330} = 0,001470735^\circ \quad (14)$$

Onde:

θ = Deformação angular da estrutura;

Δ_{y73} = Deslocamento vertical no *keypoint* 73;

Δ_{y74} = Deslocamento vertical no *keypoint* 74;

t = Bitola.

A Figura 32 mostra as dimensões da seção da estrutura onde foi aplicado o carregamento.

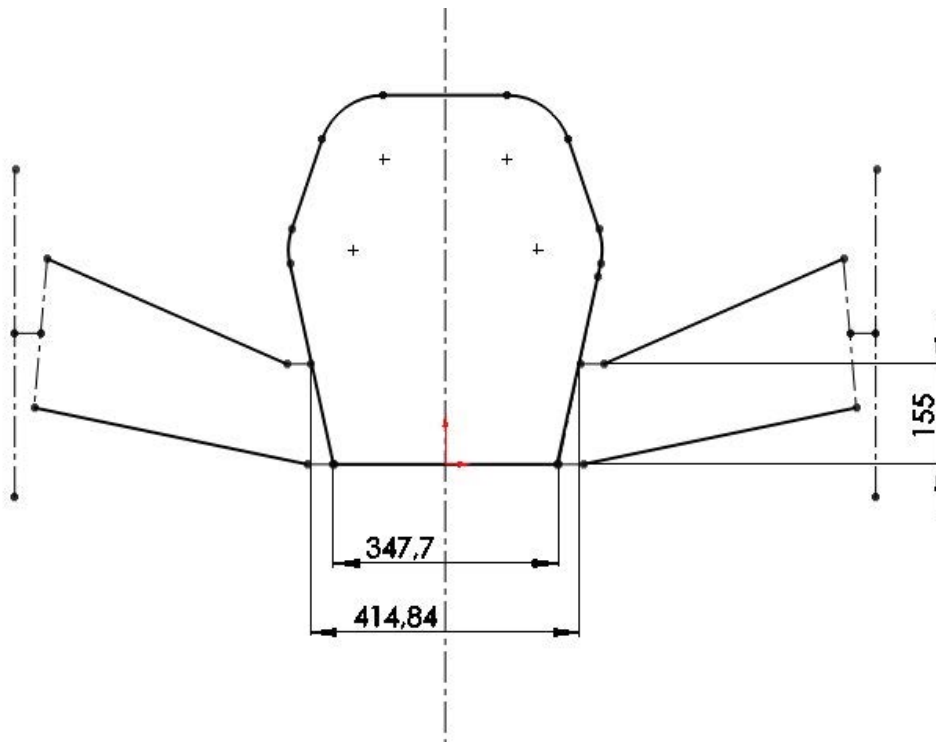


Figura 32: Vista da seção de aplicação do carregamento. (Arquivo próprio).

Utilizando as dimensões da Figura 15, podemos calcular o momento torçor:

$$m_t = (1 \times 347,7) + (1 \times 414,84) = 762,64 \text{ N} \times \text{mm} \quad (15)$$

Assim, podemos calcular a rigidez torcional, definida como o momento necessário para gerar uma deformação angular correspondente a 1 grau.

$$K_\theta = \left(\frac{m_t}{\theta} \right) = \frac{762,64}{0,001470735} = 518543,35 \text{ N} \times \text{mm} = 518,5 \text{ N} \times \text{m/Grau} \quad (16)$$

3.4.2 Obtenção da rigidez torcional simulando com a suspensão montada

A simulação anterior foi realizada aplicando uma condição de carregamento muito diferente das condições de carregamento provocadas pelos movimentos dos veículos durante seu uso em competições, seja em movimento linear ou circular, por isso, foi proposta uma revisão da mesma, onde as cargas responsáveis pelo momento foram aplicadas nos pontos correspondentes aos centros das regiões de contato dos pneus com o solo, aproximando mais ao procedimento experimental descrito por Milliken (1995) e distanciando do aplicado por Mendes (2009).

Foram aplicadas restrições à translação na direção y nos pontos referentes aos centros das áreas de contato dos pneus traseiros com o solo e restrições à translação nas direções x e z no ponto referente ao centro da área de contato do pneu traseiro esquerdo com o solo. A Figura 33, a seguir, mostra as cargas e as restrições aplicadas ao modelo.

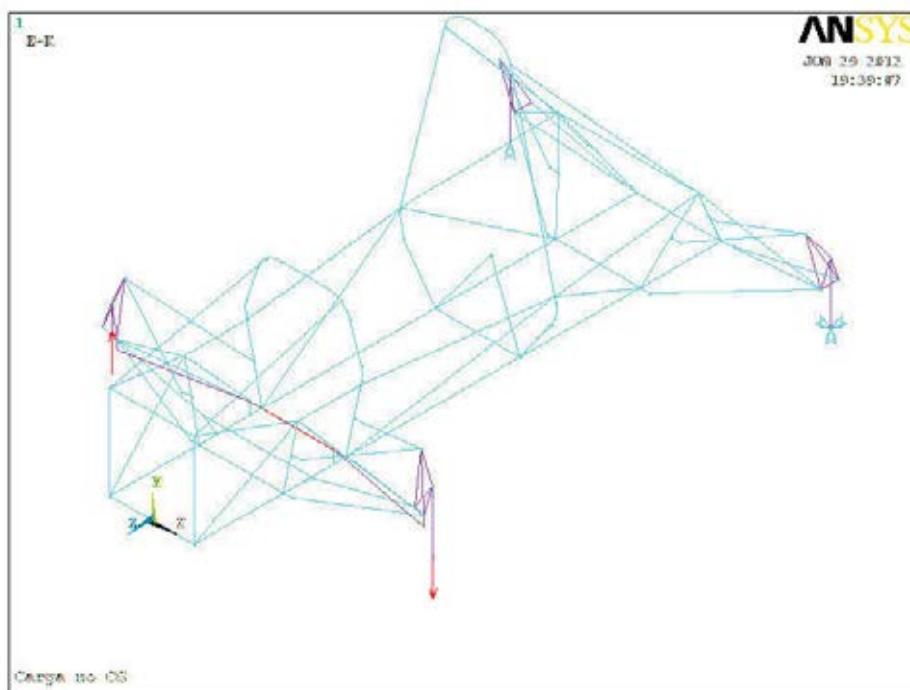


Figura 33: Restrições aplicadas ao modelo. (Arquivo próprio).

A análise nos forneceu as reações, o modelo deformado e os deslocamentos nodais, mostrados nas Figuras 34, 35, 36 e 37, a seguir.

Na Figura 34, os nós 2076 e 2081 correspondem, respectivamente, aos pontos de apoio dos pneus traseiros direito e esquerdo com o solo. Observe que as reações nas direções X e Z

foram muito menores do que as obtidas na direção Y, em linha com o esperado, pois as forças aplicadas ao modelo foram apenas na direção Y.

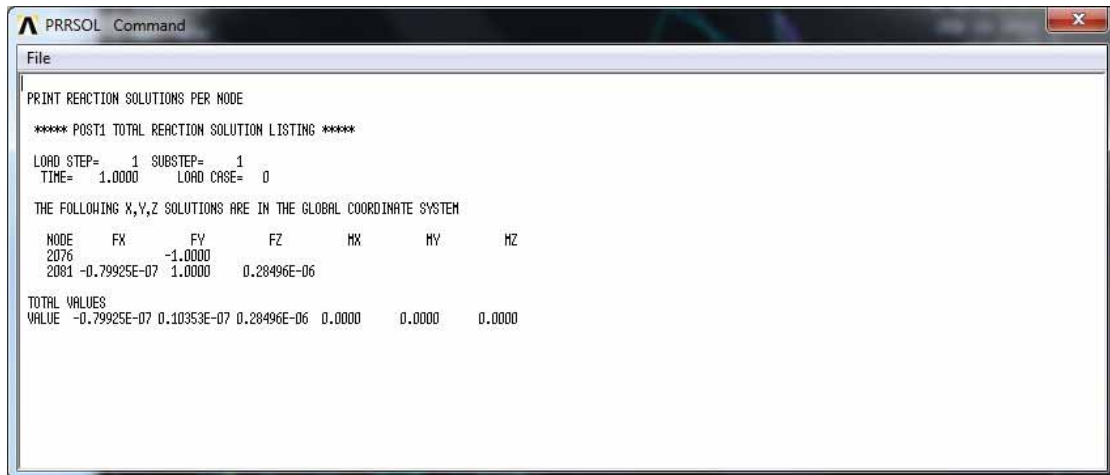


Figura 34: Reações. (Arquivo próprio).

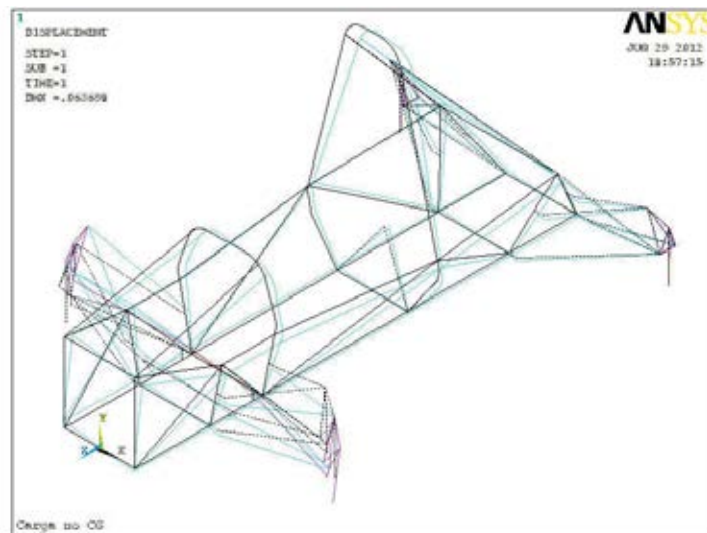


Figura 35: Modelo deformado. (Arquivo próprio).

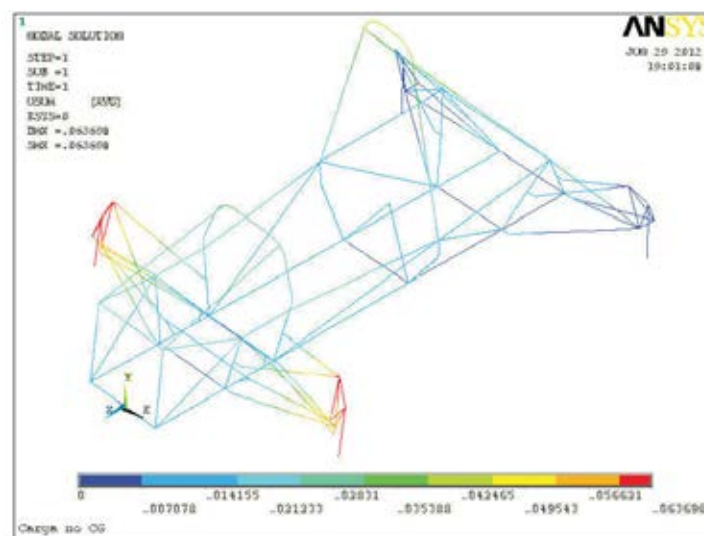


Figura 36: Deslocamentos nodais. (Arquivo próprio).

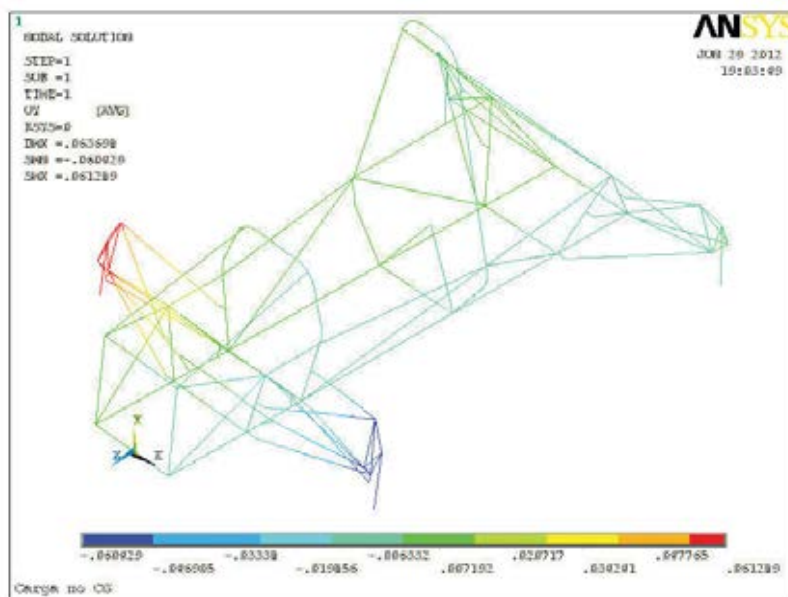


Figura 37: Deslocamentos na direção Y. (Arquivo próprio).

Para a determinação do ângulo de deformação da estrutura, utilizamos os deslocamentos angulares dos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola-amortecedor com a estrutura do veículo. Estes valores são comparados na Tabela 4, abaixo:

Tabela 4. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido[rad]	Deslocamento angular obtido[graus]
CG	2095	$-4,08 \times 10^{-5}$	-0,0023
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	$-6,43 \times 10^{-5}$	-0,0037
Amortecedor dianteiro direito	5528	$-6,43 \times 10^{-5}$	-0,0037
Média para o eixo dianteiro		$-6,43 \times 10^{-5}$	-0,0037
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	$-3,38 \times 10^{-5}$	-0,0019
Amortecedor traseiro direito	4847	$-3,38 \times 10^{-5}$	-0,0019
Média para o eixo traseiro		$-3,38 \times 10^{-5}$	-0,0019

Os resultados de deslocamento angular apresentados na Tabela 4 foram obtidos diretamente pelo *software* e correspondem ao deslocamento angular dos nós selecionados em relação ao eixo Z do modelo. Observamos que os valores obtidos para os pontos de fixação dos amortecedores dianteiros e traseiros não apresentaram diferença entre o lado direito e o lado esquerdo do carro.

A deformação angular pode ser obtida pela diferença entre os ângulos obtidos nos dois eixos, conforme representado na Figura 38.

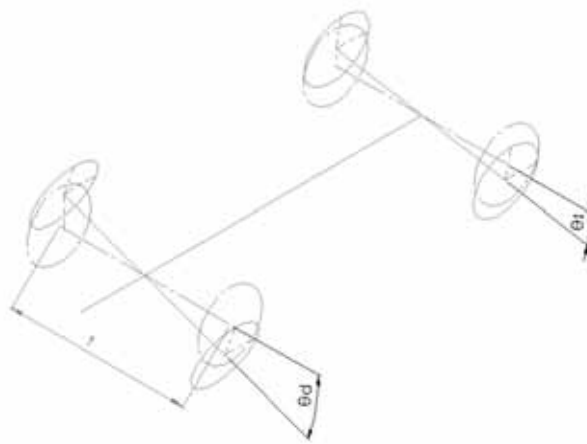


Figura 38: Torção esquemática da estrutura. (Arquivo próprio).

$$\theta = \theta_d - \theta_t = -6,43 \times 10^{-5} - (-3,38 \times 10^{-5}) = 3,05 \times 10^{-5} = 0,0018^\circ \quad (17)$$

O momento torçor aplicado é dado por:

$$m_t = F \times t = 1 \times 1330 = 1330 \, N \times mm \quad (18)$$

Onde:

m_t = Momento torçor;

F = Força aplicada;

t = Bitola.

Assim, podemos calcular a rigidez torcional, definida como o momento necessário para gerar uma deformação angular correspondente a 1 grau.

$$K_\theta = \frac{m_t}{\theta} = \frac{1330}{0,0018} = 7,60 \times 10^5 \, N \times mm / Grau = 759,86 \, N \times m / Grau \quad (19)$$

3.4.3 Determinação das regiões menos resistentes

A determinação das regiões menos resistentes da estrutura é de grande importância, principalmente se forem adicionados posteriormente reforços para aumentar a rigidez da mesma.

Uma forma de conhecermos melhor o comportamento da estrutura é avaliar os diversos ângulos de torção ao longo desta, quando submetida ao carregamento do teste torcional. Para isso, foram selecionados 6 pontos ao longo no tubo horizontal mais baixo do lado esquerdo da estrutura, correspondentes a pontos de ligação deste com outros tubos. A Figura 39 e a Tabela 5 mostram os pontos escolhidos, sua localização longitudinal em relação à parte da frente da estrutura e seu ângulo de torção obtido pela simulação:

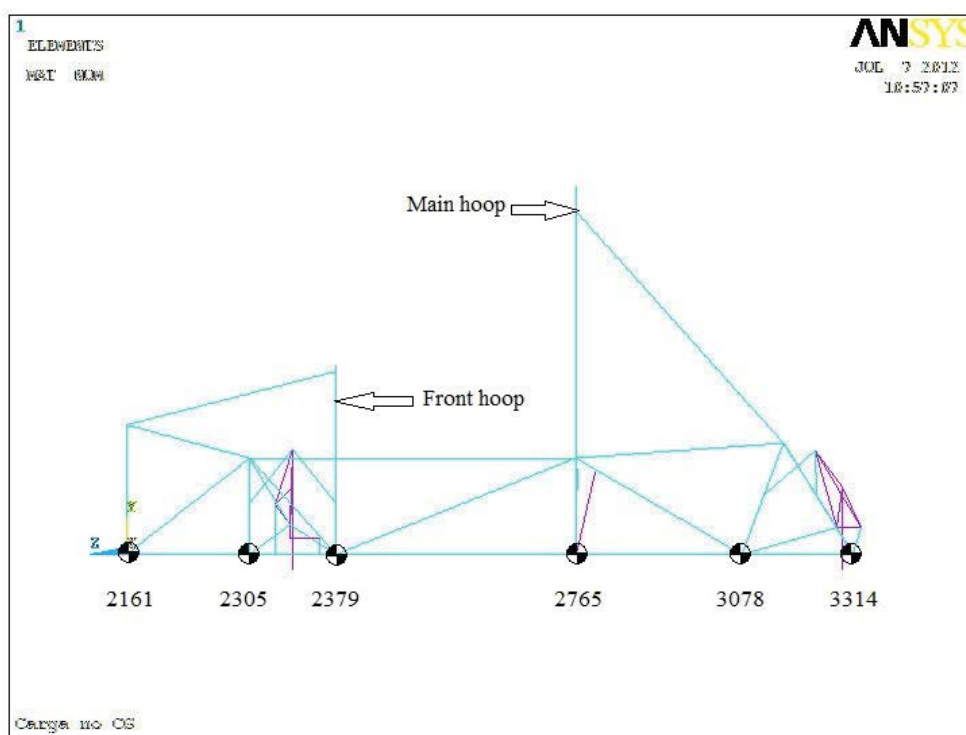


Figura 39: Vista lateral do modelo com pontos marcados. (Arquivo próprio).

Assim como na Tabela 4, os resultados de deslocamento angular apresentados na Tabela 5 também foram obtidos diretamente pelo software e correspondem ao deslocamento angular dos nós selecionados em relação ao eixo Z do modelo.

Tabela 5: Deslocamentos angulares ao longo da estrutura.

Nó	2161	2305	2379	2765	3078	3314
Posição em Z [mm]	0	370	630	1350	1850	2184
Deslocamento angular (ϕ) [rad]	$-6,58 \times 10^{-5}$	$-6,16 \times 10^{-5}$	$-5,60 \times 10^{-5}$	$-4,02 \times 10^{-5}$	$-3,50 \times 10^{-5}$	$-3,26 \times 10^{-5}$
Deformação angular ($\phi' = \phi - \phi_{3314}$) [rad]	$-3,32 \times 10^{-5}$	$-2,90 \times 10^{-5}$	$-2,34 \times 10^{-5}$	$-7,63 \times 10^{-6}$	$-2,46 \times 10^{-6}$	0

Os valores de deformação angular estão plotados no gráfico da Figura 38.

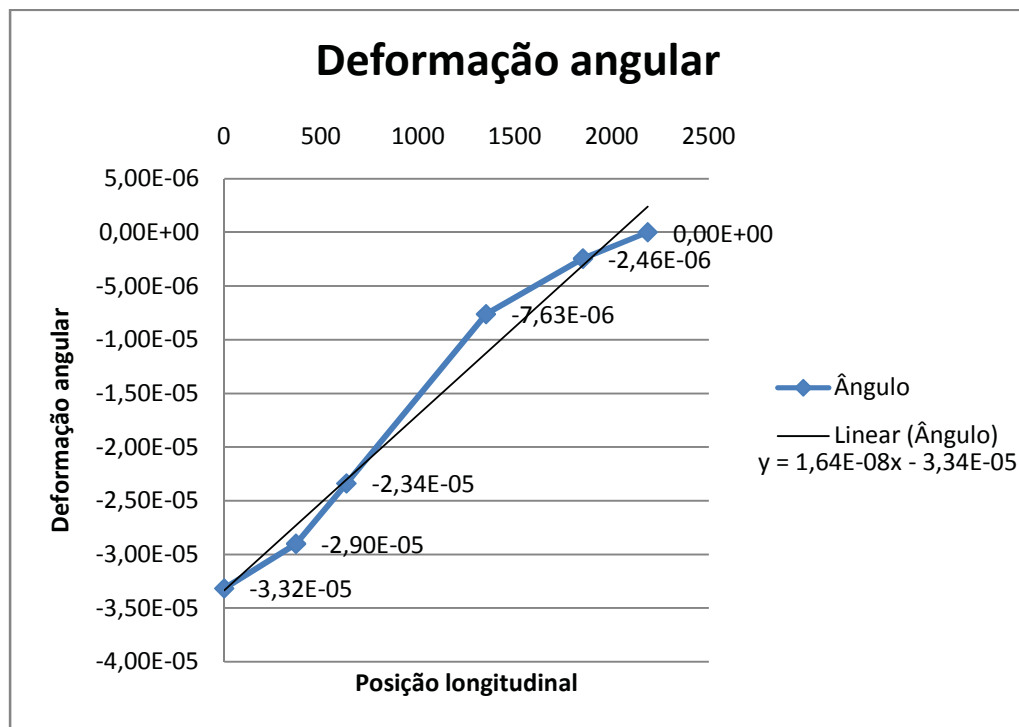


Figura 38: Deformação angular dos pontos seleccionados. (Arquivo próprio).

Analisando visualmente o gráfico acima, podemos dizer que a região de menor resistência é onde a curva possui a maior inclinação. Para uma melhor análise, podemos calcular as inclinações da curva nas regiões entre os pontos escolhidos.

No intervalo entre os nós 3078 e 3314, temos:

$$tg = \frac{0 - (-2,46 \times 10^{-6})}{2184 - 1850} = 7,36 \times 10^{-9} \quad (20)$$

A inclinação calculada para este e os demais nós está na Tabela 6, abaixo:

Tabela 6: Deslocamentos angulares ao longo da estrutura.

Nó	2161	2305	2379	2765	3078	3314
Posição em Z [mm]	0	370	630	1350	1850	2184
Deformação angular ($\phi' = \phi - \phi_{3314}$) [rad]	$-3,32 \times 10^{-5}$	$-2,90 \times 10^{-5}$	$-2,34 \times 10^{-5}$	$-7,63 \times 10^{-6}$	$-2,46 \times 10^{-6}$	0
Inclinação da curva	$1,12 \times 10^{-8}$	$2,16 \times 10^{-8}$	$2,19 \times 10^{-8}$	$1,03 \times 10^{-8}$	$7,36 \times 10^{-9}$	0

As regiões de maior inclinação e, por consequência, de menor resistência correspondem respectivamente à região entre os nós 2379 e 2765 (entre o mainhoop e o front hoop) e à região entre os nós 2305 e 2379 (região de fixação das bandejas dianteiras)

3.4.4 Análise dos resultados

Os resultados de rigidez torcional obtidos nas duas modalidades de simulação foram divergentes, no entanto, pelas razões mencionadas no item 3.4.2, utilizaremos apenas os resultados obtidos na segunda modalidade.

A rigidez torcional obtida ($759,86 \text{ N} \times \text{m/grau}$) é pequena se comparada ao valor de $3000 \text{ lb} \times \text{ft/deg}$ ($4067,45 \text{ N} \times \text{m/grau}$), mencionado por Milliken (1995) como referência para carros estilo fórmula de pequeno porte. Vale lembrar que não consideramos a contribuição de elementos não estruturais na rigidez torcional do veículo, conforme mencionado no item 3.3.

Para compararmos a deformação estrutural com os deslocamentos da suspensão, precisamos dos deslocamentos nos pontos referentes aos centros das regiões de contato dos pneus dianteiros com o solo, que correspondem ao deslocamento angular total incluindo a rolagem da suspensão e a deformação do chassi. Estes valores se encontram na Tabela 7 e correspondem aos deslocamentos nodais na direção Y, obtidos diretamente pelo software.

Tabela 7: Deslocamentos verticais nos pneus.

Ponto correspondente	Nó	Deslocamento vertical [mm]
Pneu dianteiro esquerdo	2064	$-6,04 \times 10^{-2}$
Pneu dianteiro direito	2070	$6,13 \times 10^{-2}$

O ângulo de deslocamento é dado por:

$$\phi_p = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta_{y2064} - \Delta_{y2070}}{t} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{-6,04 \times 10^{-2} - 6,13 \times 10^{-2}}{1330} \right) = -9,20 \times 10^{-5} \text{ rad} = -0,00524^\circ \quad (20)$$

Onde:

ϕ_t = ângulo formado entre os pontos de contato dos pneus dianteiros com o solo (deslocamento angular total);

Δ_{y2064} = Deslocamento vertical no nó 2064;

Δ_{y2070} = Deslocamento vertical no nó 2070;

t = Largura da bitola.

Comparando o deslocamento angular total com a deformação angular da estrutura (Equação 17), temos:

$$\frac{-3,05 \times 10^{-5}}{-9,20 \times 10^{-5}} = 33,38\% \quad (21)$$

Como o recomendado por Puhn (1976) é que a rigidez estrutural seja pelo menos 10 vezes maior do que a rigidez das suspensões, espera-se que a deformação estrutural não exceda 10% do deslocamento angular total. Podemos assim concluir que a estrutura é pouco rígida e provavelmente causará problemas para o acerto da transferência transversal de carga, uma vez que trabalhará como uma mola montada em série com as suspensões, alterando seus valores de rigidez torcional.

3.5 Descrição do acerto do carro

O acerto do carro baseou-se em critérios simples, servindo apenas de base para avaliarmos melhor os efeitos das deformações estruturais sobre os resultados esperados das reações normais nos pontos de contato dos pneus com o solo. Um bom acerto de suspensão

envolve um estudo aprofundado de diversos fatores que fogem ao escopo deste trabalho, como temperatura da pista, condições meteorológicas e estilo de pilotagem do piloto.

3.5.1 Descrição geral e objetivos

O projeto da suspensão foi inicialmente pensado para manter o veículo equilibrado quando submetido a carregamentos verticais, utilizando molas iguais (mesma rigidez e curso), porém montadas com razões de instalação (IR) diferentes para a dianteira e para a traseira do veículo.

Como o veículo em questão possui o centro de gravidade mais próximo do eixo traseiro, o mesmo suporta um carregamento maior do que o eixo dianteiro, fazendo com que as forças normais aos pneus traseiros também sejam maiores. Tal característica é um limitante na regulagem da transferência transversal de carga, pois um enrijecimento na suspensão dianteira pode fazer com que, durante o contorno de uma curva, o pneu dianteiro interno à mesma perca o contato com o solo antes dos pneus externos atingirem seus limites de aderência, como mostrado na Figura 39. Os inconvenientes de levar o carro a condição de apenas 3 pneus em contato com o solo são melhor explanados por Puhn (1976).



Figura 39: Carro sobre 3 rodas por consequência do balanço incorreto entre a rigidez torcional das suspensões dianteira e traseira. (PUHN, 1976).

3.5.2 Rigidez das suspensões

Como o curso da suspensão deste veículo é relativamente pequeno se comparado a um carro de série, podemos calcular a rigidez vertical da roda pela Equação 5, apresentada no item 2.2.5.1:

$$K_w = K_s \times IR^2 \quad (5)$$

Assim, para a suspensão dianteira, obtemos:

K_{sd} = Rigidez da mola da suspensão dianteira = 100 N/mm;

IR_d = Razão de instalação da suspensão dianteira = 0,60;

K_{wd} = Rigidez da suspensão no centro da roda = 35,69 N/mm.

Para a suspensão traseira:

K_{st} = Rigidez da mola da suspensão traseira = 100 N/mm;

IR_t = Razão de instalação da suspensão traseira = 0,69;

K_{wt} = Rigidez da suspensão no centro da roda = 46,99 N/mm.

A rigidez efetiva da suspensão, ou *ride rate* é dada pela equação 6, apresentada no item 2.2.5.2:

$$RR = \frac{K_w \times K_t}{K_w + K_t} \quad (6)$$

Assim, para a suspensão dianteira, obtemos:

K_{wd} = 35,69 N/mm.

K_t = Rigidez do pneu = 160 N/mm;

RR_d = Rigidez vertical efetiva da suspensão dianteira = 29,18 N/mm.

Para a suspensão traseira:

K_{wt} = 46,99 N/mm.

K_t = Rigidez do pneu = 160 N/mm;

RR_t = Rigidez vertical efetiva da suspensão traseira = 36,32 N/mm.

A rigidez à rolagem de cada eixo é dada pela equação 8, apresentada no item 2.4.2.1:

$$K_\phi = \frac{RR \times t^2}{2} \quad (8)$$

No entanto, devido à ausência de dados precisos sobre o comportamento (não linear) do pneu sob estas condições de carga, é mais conveniente simulá-lo como um corpo rígido, utilizando sua deflexão apenas como fator de correção em cálculos posteriores, deixando a fórmula assim:

$$K_{\phi} = \frac{K_w \times t^2}{2} \quad (22)$$

Assim, para a suspensão dianteira, obtemos:

$$K_{wd} = 35,69 \text{ N/mm};$$

$$t = 1330 \text{ mm};$$

$$K_{\phi d} = \text{Rigidez à rolagem da suspensão dianteira} = 31564330,51 \text{ N.mm/rad} = 550901,49 \text{ N.mm/}^\circ.$$

Para a suspensão traseira:

$$K_{wt} = 46,99 \text{ N/mm}.$$

$$t = 1330 \text{ mm};$$

$$K_{\phi t} = \text{Rigidez à rolagem da suspensão traseira} = 41563397,43 \text{ N.mm/rad} = 725418,13 \text{ N.mm/}^\circ$$

3.5.3 Determinação da força lateral máxima e das transferências transversais de carga

Analisando os dados da curva do pneu real aplicado ao veículo, de aplicação específica para carros de formula SAE, chegamos à conclusão que a aceleração lateral máxima suportada pelo mesmo é da ordem de 2g, o que equivale a $19,61 \text{ m/s}^2$.

Como a massa do veículo (massa suspensa somada a massa não suspensa; os valores estão na Tabela 1) equivale a 300 kg, a força lateral causada pelo atrito entre os pneus e o solo é:

$$F_x = m_s \times a_x = 300 \times 19,61 = 5883,99 \text{ N} \quad (23)$$

O ângulo de rolagem pode ser calculado pela Equação 12, do item 2.4.2.2:

$$\phi = \frac{F_x \times h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - m \times g \times h_1} = \frac{5883,99 \times 355,09}{31564330,51 + 41563397,43 - 240 \times 9,81 \times 355,09} = 0,029 \text{ rad} = 1,66^\circ (12)$$

Onde:

h_1 = Altura do CG da massa amortecida em relação ao *roll axis* (ver Figura 14 no item 2.2.5.5) = 355,09 mm;

Com o ângulo e os valores de rigidez à rolagem das suspensões, podemos calcular os valores da transferência transversal de carga para a suspensão dianteira, reorganizando a Equação 13:

$$\Delta R_{Yd} = \frac{K_{\phi d} \times \phi + F_{xd} \times h_d}{t} = \frac{31564330,51 \times 0,029 + 2647,8 \times (-47,09)}{1330} = 592,17 \text{ kg} \quad (24)$$

Onde:

F_{xd} = Força lateral aplicada ao eixo dianteiro = $0,45 \times F_x = 2647,8 \text{ N}$;

h_d = Altura do roll center da suspensão dianteira = -47,09 mm;

t = Bitola = 1330 mm;

ΔR_{Yd} = Transferência transversal de carga = 592,17 N.

Analogamente, para a suspensão traseira temos:

F_{xt} = Força lateral aplicada ao eixo traseiro = $0,55 \times F_x = 3236,19 \text{ N}$;

h_t = Altura do roll center da suspensão traseira = -61,65 mm;

t = Bitola = 1330 mm;

ΔR_{Yt} = Transferência transversal de carga = 753,2 N.

3.5.4 Determinação das reações

As reações nos pontos de contato dos pneus com o solo são definidas pela soma das massas suspensa e não suspensa e da transferência de carga em cada pneu. Vamos considerar o veículo fazendo uma curva em sentido horário, fazendo com que a transferência de carga seja positiva para as rodas esquerdas (externas à curva) e negativa para as direitas (internas à curva). Assim, para os pneus dianteiros temos:

$$R_{yde} = \frac{0,45 \times m}{2} \times g + \Delta R_{yd} = \frac{0,45 \times 300}{2} \times 9,81 + 592,17 = 1254,12 \text{ N} \quad (25)$$

$$R_{yda} = \frac{0,45 \times m}{2} \times g - \Delta R_{yd} = \frac{0,45 \times 300}{2} \times 9,81 - 592,17 = 69,77 \text{ N} \quad (26)$$

Onde:

R_{yde} = Reação do solo no pneu dianteiro esquerdo;

R_{ydd} = Reação do solo no pneu dianteiro direito;

m = Massa do veículo = 300 kg;

ΔR_{yd} = Transferência transversal de carga no eixo dianteiro = 592,17 N.

Analogamente, para os pneus traseiros temos:

R_{yte} = Reação do solo no pneu traseiro esquerdo = 1562,25 N;

R_{ytd} = Reação do solo no pneu traseiro direito = 55,85 N;

m = Massa do veículo = 300 kg;

ΔR_{yt} = Transferência transversal de carga no eixo traseiro = 753,2 N.

3.6 Simulação de força lateral no CG com chassi ideal

Quando um veículo percorre uma trajetória circular com raio e velocidade constantes, a força lateral e o momento resultante sobre o veículo são reagidos pelas normais dos pneus com o solo. Tal condição pode ser simulada pela aplicação de uma força lateral do centro de gravidade do veículo.

3.6.1 Descrição da simulação

A simulação consistiu na aplicação de uma força lateral no ponto correspondente ao centro de gravidade do veículo, criando no mesmo uma condição de carregamento semelhante ao contorno de uma curva com raio e velocidade constantes, não avaliando, no entanto, a transferência de carga devido ao deslocamento do centro de gravidade da massa suspensa devido à rolagem do chassi (geralmente esse valor é inferior a 0,5% da transferência total de carga). A carga aplicada corresponde às forças laterais das massas suspensa e não suspensa quando submetidas a uma aceleração lateral de 0,05g (2,5% de 2g, que foi definida como máxima na definição do acerto do carro, no Item 3.5.3), mantendo as deflexões nas suspensões em menos de 1mm, evitando assim a região de comportamento não linear situada próximo aos finais de curso das suspensões.

Para a aplicação da carga no CG da massa suspensa, foram adicionados ao modelo dois elementos para ligar o ponto correspondente ao centro de gravidade do veículo (CG) ao restante da estrutura, no ponto de junção dos tubos longitudinais, que recebem a maior parte

dos componentes do carro, ao tubo do *MainHoop*, que apóia as costas do piloto e recebe as fixações dos cintos de segurança, conforme visto na Figura 40.

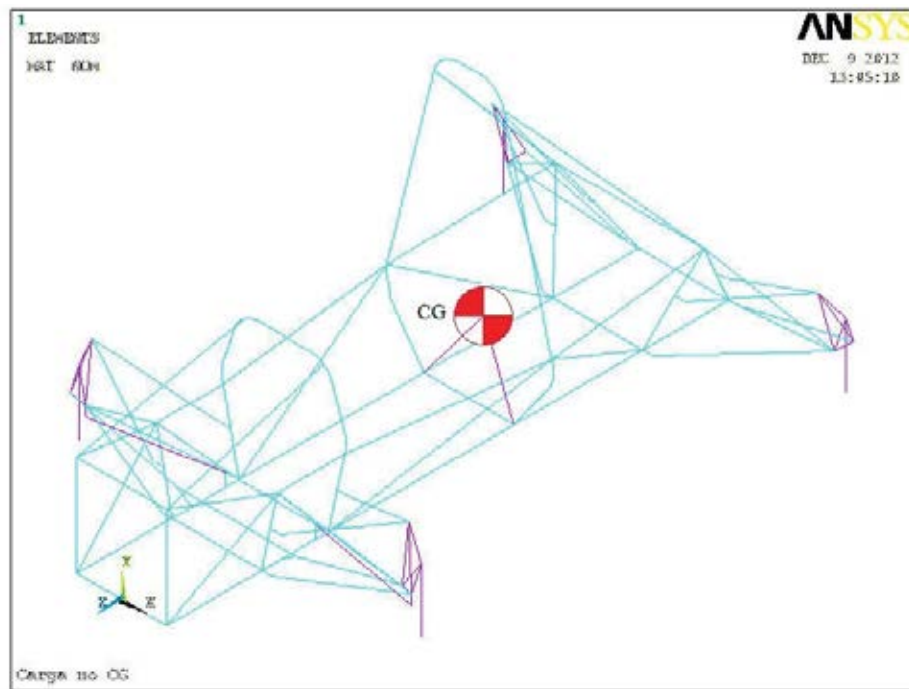


Figura 40: Centro de gravidade do veículo. (Arquivo próprio).

O modelo recebeu restrições de translação na direção y nos quatro nós referentes aos centros das áreas de contato dos pneus com o solo, restrições de translação na direção x nos nós referentes aos centros das áreas de contato dos pneus com o solo do lado esquerdo do carro (externo da curva hipotética) e restrição de translação na direção z no nó referente ao centro da área de contato do pneu dianteiro esquerdo com o solo. As restrições de translação na direção x (sentido transversal) representam as reações dos pneus à força lateral aplicada e foram colocadas apenas do lado externo da curva hipotética, pois os pneus externos fazem a maior parte do trabalho em uma curva (PUHN, 1976). A Figura 41 mostra o modelo com a carga e as restrições aplicadas.

Como a simulação visa estudar as deformações do chassi e das bandejas, os elementos criados para simular o conjunto manga+roda+pneu utilizaram um modelo de material com módulo de Young de 2×10^{09} MPa, muito superior ao 2×10^{05} MPa (200 GPa) do aço que compõe a estrutura, o suficiente para podermos considerá-los como rígidos.

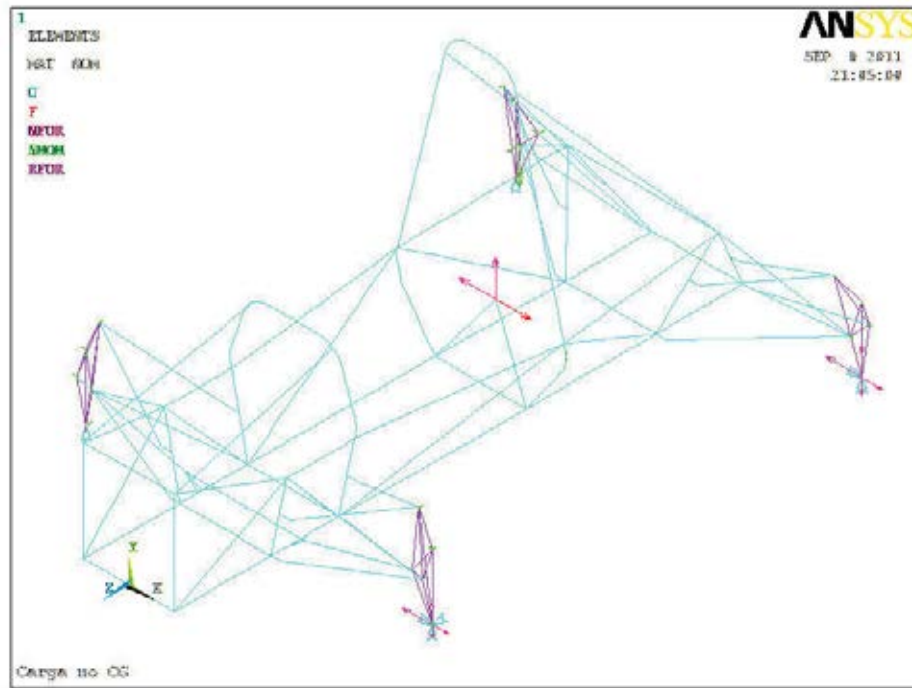


Figura 41: Modelo com carga e restrições. (Arquivo próprio).

3.6.2 Determinação dos resultados teóricos para as condições ideais

Conforme vimos no item 2.4.2.2, o ângulo de rolagem é dado pela Equação 12:

$$\phi = \frac{F_x \times h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - m \times g \times h_1}$$

Mas como não estamos considerando o deslocamento lateral do CG devido à rolagem, a fórmula fica:

$$\phi = \frac{F_x \times h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t}} = \frac{147,10 \times 355,09}{31564330,51 + 41563397,43} = 0,000714 \text{ rad} = 0,041^\circ \quad (27)$$

Com o ângulo e os valores de rigidez à rolagem das suspensões, podemos calcular os valores da transferência transversal de carga para a suspensão dianteira utilizando a Equação (24):

$$\Delta R_{Yd} = \frac{K_{\phi d} \times \phi + F_{xd} \times h_d}{t} = \frac{31564330,51 \times 0,000714 + 66,19 \times (-47,09)}{1330} = 14,61 \text{ N}$$

Sendo:

F_{xd} = Força lateral aplicada ao eixo dianteiro = $0,45 \times F_x = 66,19 \text{ N}$;

h_d = Altura do *roll center* da suspensão dianteira = $-47,09 \text{ mm}$;

$t = \text{Bitola} = 1330 \text{ mm};$

$\Delta R_{Yd} = \text{Transferência transversal de carga} = 14,61 \text{ N}.$

Analogamente, para a suspensão traseira temos:

$F_{xt} = \text{Força lateral aplicada ao eixo traseiro} = 0,55 \times F_x = 80,90 \text{ N};$

$h_t = \text{Altura do } roll \text{ center da suspensão traseira} = -61,65 \text{ mm};$

$t = \text{Bitola} = 1330 \text{ mm};$

$\Delta R_{Yt} = \text{Transferência transversal de carga} = 18,57 \text{ N}.$

As reações são dadas pelas Equações 25 e 26:

$$R_{yde} = \frac{0,45 \times m}{2} \times g + \Delta R_{yd}$$

Mas como não estamos considerando o peso do veículo, a fórmula fica:

$$R_{yde} = \Delta R_{yd} = 14,61 \text{ N} \quad (28)$$

$$R_{ydd} = \Delta R_{yd} = -14,61 \text{ N} \quad (29)$$

Analogamente, para os pneus traseiros temos:

$$R_{yte} = \Delta R_{yt} = 18,57 \text{ N} \quad (30)$$

$$R_{ytd} = \Delta R_{yt} = -18,57 \text{ N} \quad (31)$$

Os momentos de rolagem nos eixos dianteiro e traseiro são dados pela Equação 13, o que resulta em:

$$M_{\phi d} = \Delta R_{yd} \times t = 14,61 \times 1330 = 19429,16 \text{ N} \times m \quad (32)$$

$$M_{\phi t} = \Delta R_{yt} \times t = 18,57 \times 1330 = 24700,77 \text{ N} \times m \quad (33)$$

A distribuição do momento de rolagem entre os eixos fica:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{19429,16}{19429,16 + 24700,77} = 44,03\% \quad (34)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{24700,77}{19429,16 + 24700,77} = 55,97\% \quad (35)$$

3.6.3 Resultados para a condição ideal

Uma vez calculados os resultados teóricos, a primeira simulação buscou a condição ideal, utilizando um modelo praticamente rígido, com o objetivo de avaliar a precisão do modelo. Esta condição foi atingida utilizando um modelo de material com módulo de Young de 2×10^{08} MPa para a estrutura principal do chassi e para as bandejas e um modelo de material com módulo de Young de 2×10^{09} MPa para simular o conjunto manga+roda+pneu; valores muito superiores ao 2×10^{05} MPa (200GPa) do aço carbono utilizado na estrutura.

3.6.3.1 Avaliação das reações e dos momentos de rolagem

As reações obtidas na simulação são mostradas na Figura 42, a seguir:

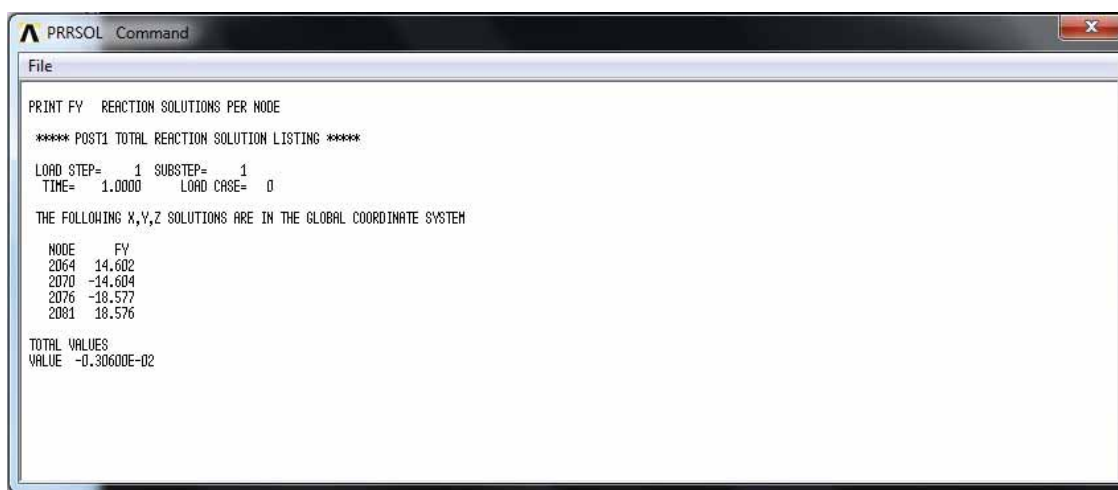


Figura 42: Reações listadas. (Arquivo próprio).

Na Figura (42), os nós 2064, 2070, 2076 e 2081, correspondem, respectivamente, aos centros das áreas de contato com o solo dos pneus dianteiro esquerdo, dianteiro direito, traseiro direito e traseiro esquerdo. Os valores da coluna FY correspondem às reações verticais em cada um dos nós mencionados.

A Tabela 8 mostra os resultados obtidos ao lado dos valores calculados:

Tabela 8. Comparação entre as reações verticais teóricas e simuladas.

Reação	Valor calculado [N]	Resultado da simulação [N]
R_{yde}	14,61 N	14,60
R_{ydd}	-14,61 N	-14,60
R_{yte}	18,57 N	18,58
R_{ytd}	-18,57 N	-18,58

Podemos avaliar os desvios recalculando a distribuição dos momentos de rolagem:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{14,60 \times 1330}{14,60 \times 1330 + 18,58 \times 1330} = 44,01\% \quad (36)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{18,58 \times 1330}{14,60 \times 1330 + 18,58 \times 1330} = 55,99\% \quad (37)$$

Comparando com os valores teóricos:

$$D = 44,03 - 44,01 = 0,02\% \quad (38)$$

3.6.3.2 Avaliação do ângulo de rolagem

Para avaliarmos o ângulo de rolagem, vamos utilizar os valores de deslocamento angular no nó correspondente ao CG do conjunto e nos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola+amortecedor no chassi. Os valores são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular teórico [rad]	Deslocamento angular [rad]	Deslocamento angular [graus]	Desvio [%]
CG	2095	0,000714	-0,000715	-0,0410	0,14
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	0,000714	-0,000714	-0,0409	0,02
Amortecedor dianteiro direito	5528	0,000714	-0,000714	-0,0409	0,02
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	0,000714	-0,000715	-0,0409	0,06
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	0,000714	-0,000715	-0,0409	0,07

Observe na Tabela 9, acima, que os desvios entre os valores de deslocamento angular teóricos e obtidos para os nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola+amortecedor no chassi ficaram todos abaixo de 0,1%. Partindo do princípio que molas e

outros componentes comerciais utilizados neste veículo podem apresentar tolerâncias de até 5% no valor da elasticidade, podemos considerar esse modelo válido e adequado para a aplicação proposta.

3.7 Simulação de força lateral no CG com chassi real

Uma vez avaliada a aplicabilidade do modelo desenvolvido, vamos agora repetir a simulação do item 3.6 utilizando um modelo de material com módulo de Young de 2×10^{05} MPa (200GPa), valor correspondente ao do aço carbono, para a estrutura principal do chassi e para as bandejas, mantendo o modelo de material com módulo de Young de 2×10^{09} MPa para simular o conjunto manga+roda+pneu.

3.7.1 Obtenção das reações

Através da simulação, obtemos as reações, que são mostradas na Tabela 10, juntamente com os valores teóricos.

Tabela 10. Comparação entre as reações verticais teóricas e simuladas.

Reação	Valor calculado [N]	Resultado da simulação [N]
R_{yde}	14,61 N	12,13 N
R_{ydd}	-14,61 N	-12,13 N
R_{yte}	18,57 N	21,05 N
R_{ytd}	-18,57 N	-21,05 N

A primeira vista já podemos observar que a os valores obtidos, apresentados na Tabela 10, ficaram mais distantes dos valores calculados, se comparados aos apresentados na Tabela 8, do item 3.6.3.1.

Podemos avaliar os desvios recalculando a distribuição dos momentos de rolagem:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{12,13 \times 1330}{12,13 \times 1330 + 21,05 \times 1330} = 36,56\% \quad (39)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{21,05 \times 1330}{12,13 \times 1330 + 21,05 \times 1330} = 63,44\% \quad (40)$$

Comparando com os valores teóricos:

$$D = 44,03 - 36,56 = 7,47\% \quad (41)$$

3.7.2 Avaliação do ângulo de rolagem

O ângulo de rolagem também pode ser obtido e é mostrado para diversos pontos na Tabela 11.

Tabela 11. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular teórico [rad]	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular obtido [graus]	Desvio [%]
CG	2095	0,000714	-0,001111	-0,0780	-55,47
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	0,000714	-0,000571	-0,0327	-20,06
Amortecedor dianteiro direito	5528	0,000714	-0,000581	-0,0333	-18,68
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	0,000714	-0,000787	-0,0451	10,17
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	0,000714	-0,000843	-0,0483	17,98

Diferentemente ao obtido no item 3.6.3.2 e apresentado na Tabela 9, os desvios entre os valores de deslocamento angular teóricos e obtidos para os nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola+amortecedor no chassi, mostrados na Tabela 11, ficaram todos acima de 10%.

Outra forma de avaliar os desvios angulares é comparar o ângulo de rolagem medido nos nós previamente escolhidos. Para uma estrutura indeformável, o ângulo é o mesmo em todos os pontos, mas a torção da estrutura faz com que o ângulo de rolagem varie ao longo da estrutura.

Assim, podemos obter a diferença entre a rolagem obtida no nó 5580 e a obtida no nó 2095 (CG):

$$\Delta\phi = -0,000571 - (-0,001111) = 0,000539 \quad (42)$$

$$\Delta\phi\% = \frac{0,000539}{-0,001111} \times 100 = -48,58\% \quad (43)$$

Os valores para este e os demais nós escolhidos são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12. Deslocamentos angulares comparados com o CG.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular do CG [rad]	Desvio [rad]	Desvio [%]
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	-0,000571	-0,001111	-0,000539	-48,58
Amortecedor dianteiro direito	5528	-0,000581	-0,001111	-0,000530	-47,70
Média para o eixo dianteiro		-0,000576		-0,000576	-48,14
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	-0,000787	-0,001111	-0,000324	-29,14
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	-0,000843	-0,001111	-0,000268	-24,12
Média para o eixo traseiro		-0,000815		0,000296	-26,63

As diferenças entre os deslocamentos angulares obtidos nos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola+amortecedor com o chassi e o deslocamento angular obtido no CG chegaram até próximo de 50%, mostrando que, além do movimento das

suspensões, a deformação da estrutura também foi bastante significativa para a obtenção do deslocamento angular do CG.

3.7.3 Avaliação dos Resultados

Avaliando o desvio de 7,47% encontrado entre a distribuição de momento de rolagem calculada e a obtida na simulação, poderíamos inicialmente subestimar o efeito das deformações estruturais sobre este parâmetro, uma vez que, embora pouco provavelmente, este valor poderia ser obtido com as variações de rigidez das molas aplicadas no veículo real. Vale lembrar que como o CG está posicionado próximo ao centro da distância entre os eixos dianteiro e traseiro, a distribuição de momento entre os eixos (44,03% x 55,97%) seja praticamente a mesma da distribuição de peso (45% x 55%) e a rigidez da estrutura varia pouco ao longo de seu comprimento (observe gráfico do item 3.4.3), não é difícil concluir que a deformação das regiões anteriores e posteriores ao CG sejam semelhantes, não importando o quanto a estrutura seja flexível. O efeito da flexibilidade será notado mais intensamente conforme o CG se afastar do centro geométrico do carro e o valor da distribuição dos momentos de rolagem se afastar do valor da distribuição de peso, ou ainda se perdida a característica de rigidez aproximadamente constante ao longo do comprimento da estrutura.

As diferenças angulares entre os ângulos de rolagem nos eixos dianteiro e traseiro e no CG são equivalentes aos ângulos de torção entre estas regiões. Os grandes desvios observados mostram que a rigidez da estrutura é baixa, da mesma ordem de grandeza da rigidez torcional das suspensões, enquanto o ideal é que as deformações estruturais sejam inferiores a 10% do ângulo de rolagem da estrutura, portanto, o resultado desta simulação confirma a má qualidade estrutural demonstrada na simulação torcional convencional.

3.8 Proposta de melhoria: Estrutura reforçada.

Ficou claro nas simulações a necessidade de melhorias na estrutura para que a mesma atinja os requisitos de rigidez necessários para um bom comportamento do conjunto.

3.8.1 Descrição das modificações.

As modificações consistem inicialmente em adicionar tubos dispostos em diagonal nas regiões que não estejam completamente trianguladas, dando especial atenção às regiões mais fracas, identificadas no item 3.7.3.

Se observarmos a vista lateral do modelo, veremos uma estrutura totalmente triangulada entre as regiões de fixação das suspensões, no entanto, se observarmos as vistas superior e frontal, veremos regiões sem triangulação, conforme pode ser visto nas Figuras 43, 44 e 45.

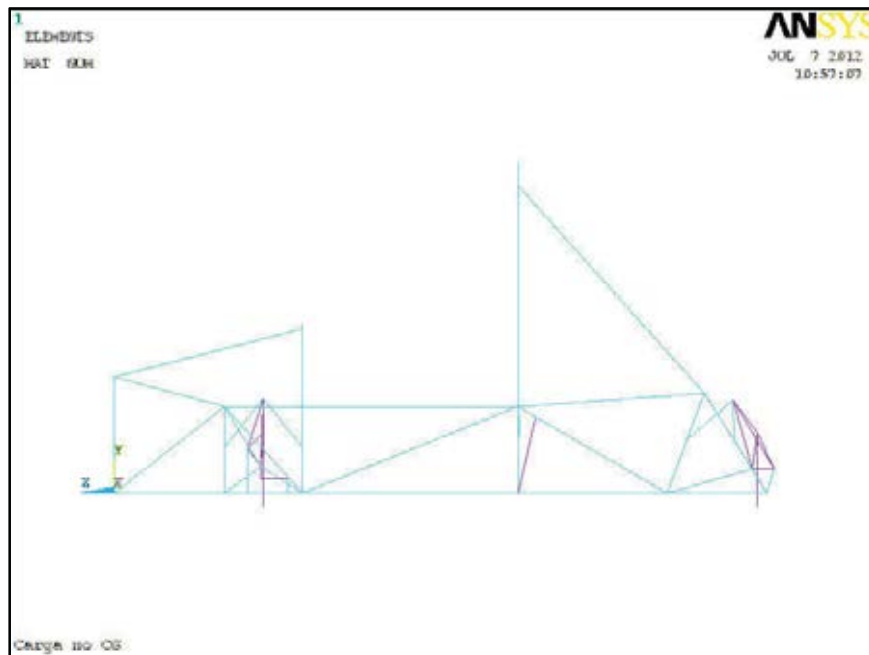


Figura 43. Vista lateral do modelo. (Arquivo próprio).

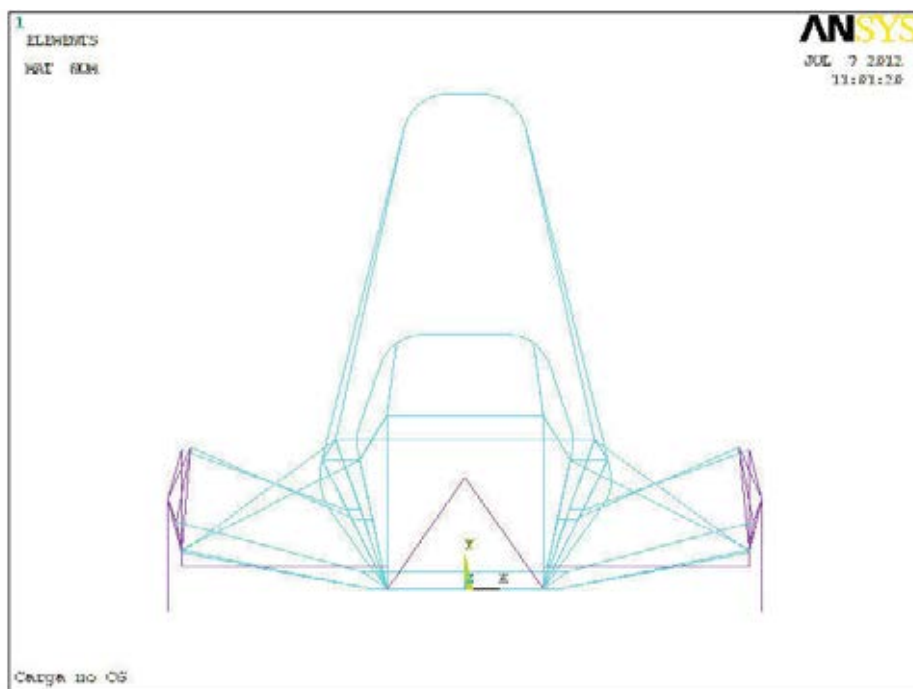


Figura 44. Vista frontal do modelo. (Arquivo próprio).

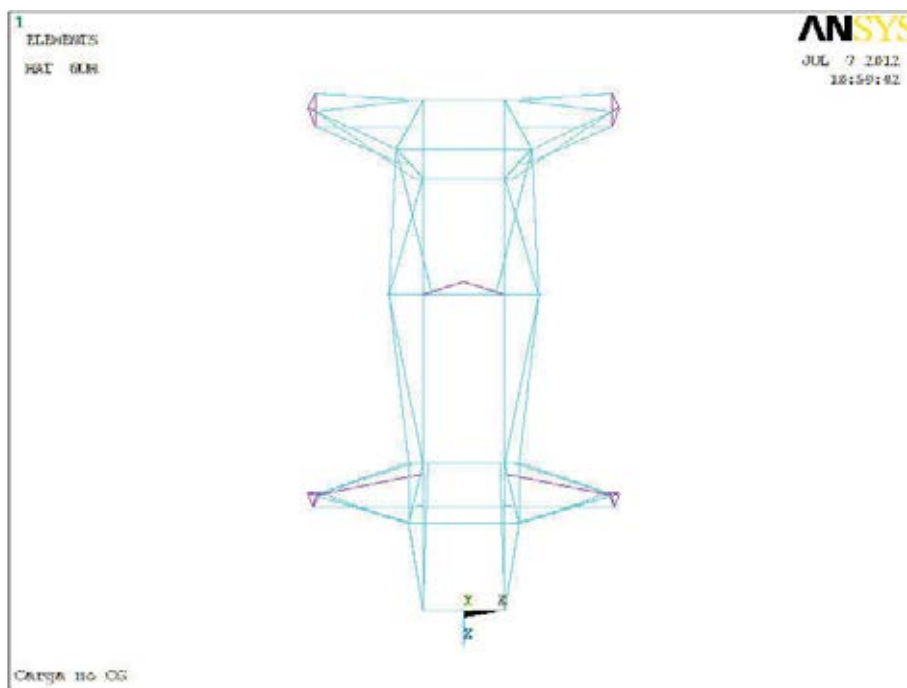


Figura 45. Vista superior do modelo. (Arquivo próprio).

Com estas modificações a rigidez torcional da estrutura aumentou, mas não o suficiente para atender os requisitos determinados para a estrutura. Maiores detalhes sobre esta modificação e suas conseqüências podem ser vistos no Apêndice 1.

Além da completa triangulação do modelo, foi adicionado um par de tubos na região do *cockpit* e outro par de tubos adicionais para proporcionar a triangulação nos novos membros, melhorando a rigidez da estrutura, mas ainda assim sem atingir os objetivos. Maiores detalhes sobre esta modificação e suas conseqüências podem ser vistos no Apêndice 2.

As espessuras de parede e os diâmetros dos tubos foram modificados para atender os requisitos de rigidez, sob pena de um considerável aumento de massa, que passou de 27,32 kg no modelo original para 68,41 kg no modelo mais reforçado. O modelo da nova estrutura é mostrado nas Figuras 46 a 49, as quais mostram o modelo de elementos finitos, exibindo em cores diferentes os tubos de diferentes formas e dimensões aplicados na estrutura. As descrições dos tubos utilizados estão na Tabela 13.

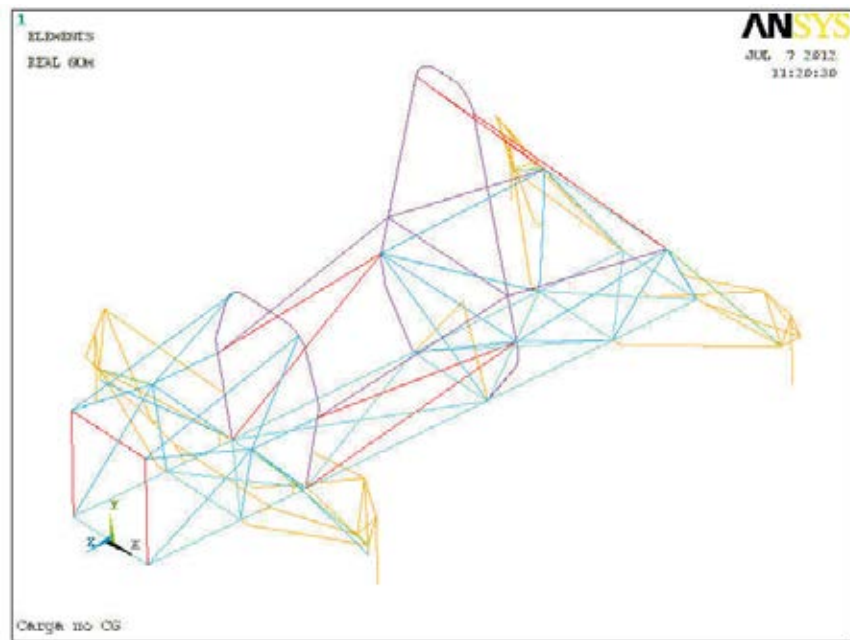


Figura 46. Vista isométrica do modelo reforçado. (Arquivo próprio).

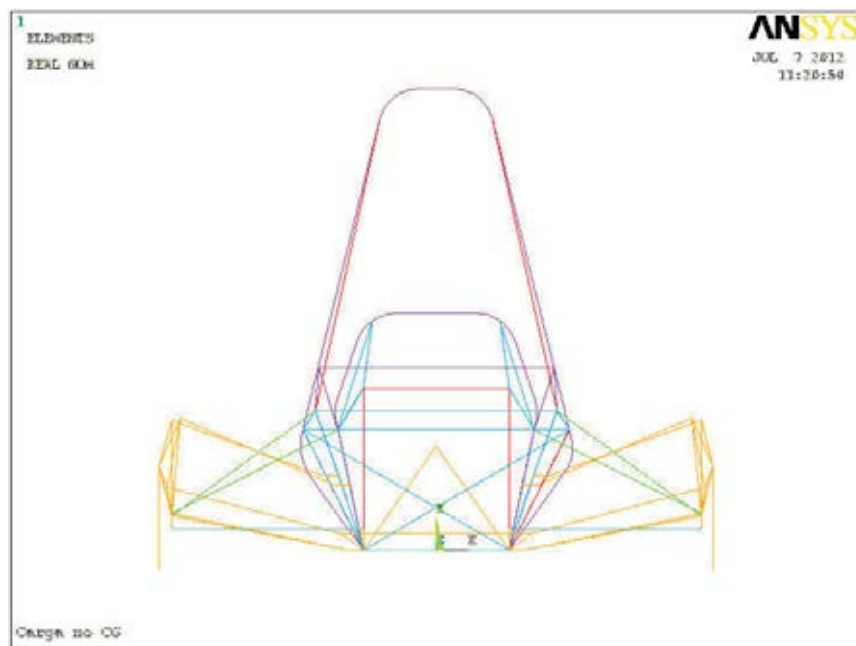


Figura 47. Vista frontal do modelo reforçado. (Arquivo próprio).

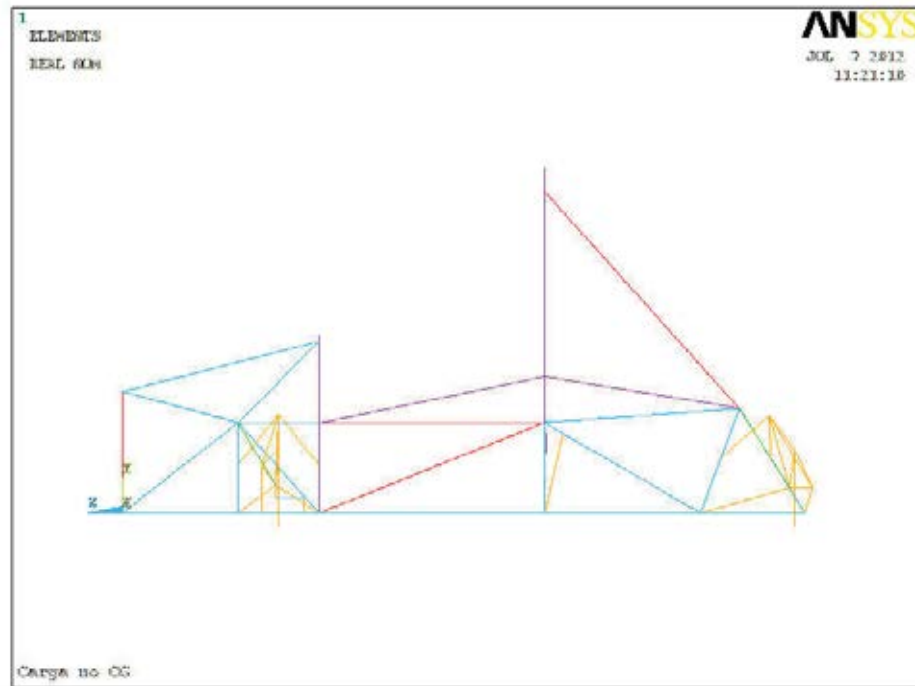


Figura 48. Vista lateral do modelo reforçado. (Arquivo próprio).

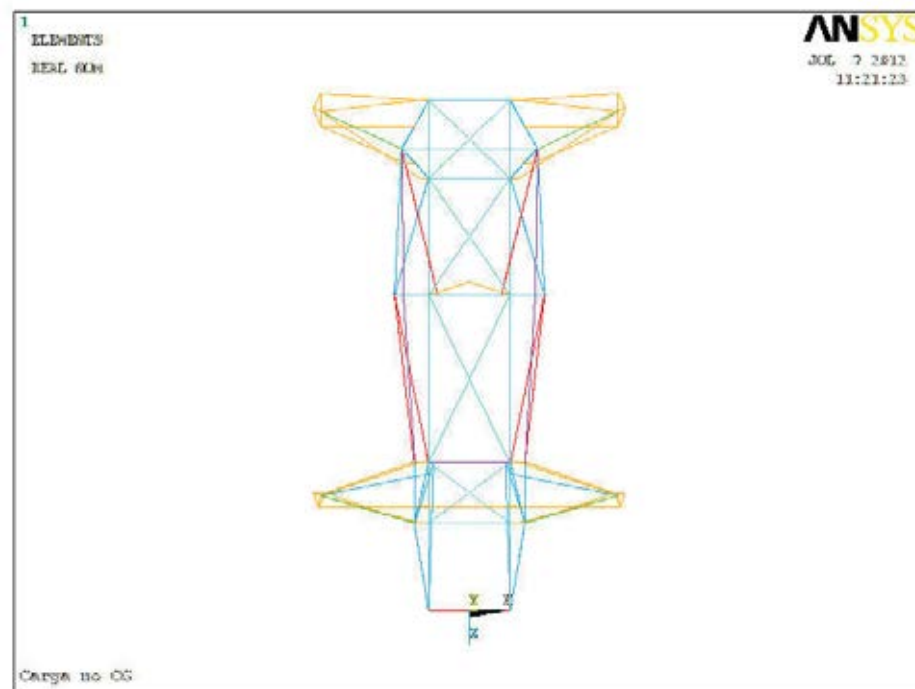


Figura 49. Vista superior do modelo reforçado. (Arquivo próprio).

Tabela 13. Tubos utilizados na estrutura.

Cor	Descrição	Espessura de parede
Cian	Tubo quadrado de l= 30 mm	2,25 mm
Violeta	Tubo circular Ø1 1/8"	3,0 mm
Vermelho	Tubo circular Ø1 1/8"	3,0 mm
Azul	Tubo circular Ø1 1/8"	3,0 mm
Laranja	Tubo circular Ø5/8"	1,2 mm

3.8.2 Rigidez Torcional

Foi realizada a mesma simulação do item 3.4.2 para o modelo na nova condição.

Para a determinação do ângulo de deformação da estrutura, utilizamos os deslocamentos angulares dos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola-amortecedor com a estrutura do veículo. Estes valores são mostrados na Tabela 14.

Tabela 14. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular obtido [graus]
CG	2095	$-3,48 \times 10^{-5}$	-0,0020
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	$-4,14 \times 10^{-5}$	-0,0024
Amortecedor dianteiro direito	5528	$-4,14 \times 10^{-5}$	-0,0024
Média para o eixo dianteiro		$-4,14 \times 10^{-5}$	-0,0024
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	$-3,28 \times 10^{-5}$	-0,0019
Amortecedor traseiro direito	4847	$-3,28 \times 10^{-5}$	-0,0019
Média para o eixo traseiro		$-3,28 \times 10^{-5}$	-0,0019

Observamos que os deslocamentos angulares obtidos e apresentados na Tabela 14 foram menores se comparados aos apresentados na Tabela 4, quando a mesma simulação foi feita com a estrutura em seu estado original.

A deformação angular pode ser obtida pela diferença entre os ângulos obtidos nos dois eixos:

$$\theta = \theta_d - \theta_t = 0,0024^\circ - 0,0019^\circ = 0,0005^\circ \quad (44)$$

O momento torçor aplicado é dado por:

$$m_t = F \times t = 1 \times 1330 = 1330 \text{ N} \times \text{mm} \quad (45)$$

Assim, podemos calcular a rigidez torcional, definida como o momento necessário para gerar uma deformação angular correspondente a 1 grau.

$$K_\theta = \frac{m_t}{\theta} = \frac{1330}{0,0005} = 2,71 \times 10^6 \text{ N} \times \text{mm}/\text{Grau} = 2714,64 \text{ N} \times \text{m}/\text{Grau} \quad (46)$$

A rigidez torcional obtida (2714,64 N x m/grau) está mais próxima ao valor de 3000 lb x ft/deg (4067,45 N x m/grau), mencionado por Milliken (1995) como referência para carros estilo fórmula de pequeno porte. Podemos considerar como satisfatória se levarmos em conta o fato de se tratar de um veículo de estrutura tubular, enquanto a grande maioria dos carros do tipo fórmula - já em 1995 - possui estrutura monobloco, aplicada na Fórmula 1 desde os anos 60.

Para compararmos a deformação estrutural com os deslocamentos da suspensão, precisamos dos deslocamentos nos pontos referentes aos centros das regiões de contato dos pneus dianteiros com o solo.

Tabela 15. Deslocamentos verticais nos pneus.

Ponto correspondente	Nó	Deslocamento vertical [mm]
Pneu dianteiro esquerdo	2064	$-5,54 \times 10^{-2}$
Pneu dianteiro direito	2070	$5,52 \times 10^{-2}$

Os deslocamentos verticais apresentados na Tabela 15, acima, também apresentaram valores menores, se comparados aos apresentados na Tabela 7, do item 3.4.2.

O ângulo de deslocamento é dado por:

$$\phi_p = \sin^{-1} \left(\frac{-5,54 \times 10^{-2} - 5,52 \times 10^{-2}}{t} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{-5,54 \times 10^{-2} - 5,52 \times 10^{-2}}{1330} \right) = -8,32 \times 10^{-5} \text{ rad} = -0,00476^\circ \quad (47)$$

Onde:

t = Largura da bitola.

Comparando a deformação estrutural nos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola-amortecedor com a estrutura do veículo, temos:

$$\frac{-4,14 \times 10^{-5} - (-3,28 \times 10^{-5})}{-8,32 \times 10^{-5}} = 10,28\% \quad (48)$$

Com as modificações introduzidas ao modelo, foi obtida uma deformação estrutural da ordem de 10% do deslocamento angular total, se aproximando da condição recomendada por Puhn (1976) de que a rigidez estrutural seja pelo menos 10 vezes maior do que a rigidez das suspensões. Podemos assim concluir que a estrutura está na condição limite para não causar problemas para o acerto da transferência transversal de carga.

3.8.3 Obtenção das Reações

Após a realização da simulação torcional, aplicamos à nova estrutura a simulação de carga lateral, aplicada nos itens 3.6 e 3.7. As reações obtidas podem ser vistas na Tabela 16, juntamente com os valores teóricos.

Tabela 16. Comparação entre as reações verticais teóricas e simuladas.

Reação	Valor calculado [N]	Resultado da simulação [N]
R_{yde}	14,61 N	14,19 N
R_{ydd}	-14,61 N	-14,19 N
R_{yte}	18,57 N	18,99 N
R_{ytd}	-18,57 N	-18,99 N

Observamos de imediato, pela Tabela 16, que as reações obtidas nesta simulação apresentaram valores intermediários entre os obtidos nas simulações dos itens 3.6 e 3.7.

Podemos avaliar os desvios recalculando a distribuição dos momentos de rolagem:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{14,19 \times 1330}{14,19 \times 1330 + 18,99 \times 1330} = 42,77\% \quad (49)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{18,99 \times 1330}{14,19 \times 1330 + 18,99 \times 1330} = 57,23\% \quad (50)$$

Comparando com os valores teóricos:

$$D = 44,03 - 42,77 = 1,26\% \quad (51)$$

Conforme o esperado, a melhoria da rigidez da estrutura proporcionou um menor desvio entre os resultados obtidos pela simulação e os teóricos, se comparado aos desvios obtidos com a estrutura na concepção original.

3.8.4 Avaliação do ângulo de rolagem.

O ângulo de rolagem obtido e é mostrado na Tabela 17 e comparado ao valor teórico.

Tabela 17. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular teórico [rad]	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular obtido [graus]	Desvio [%]
CG	2095	-0,000714	-0,000756	-0,0433	-5,89
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	-0,000714	-0,000685	-0,0393	-4,03
Amortecedor dianteiro direito	5528	-0,000714	-0,000690	-0,0395	-3,43
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	-0,000714	-0,000717	-0,0411	0,36
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	-0,000714	-0,000737	-0,0422	3,14

Da mesma forma que as reações, os deslocamentos angulares obtidos nesta simulação e apresentados na Tabela 17, apresentaram valores intermediários aos obtidos nas simulações dos itens 3.6 e 3.7.

Assim como o realizado no item 3.7.2, comparamos os ângulos de rolagem medidos nos nós previamente escolhidos. Para uma estrutura indeformável, o ângulo é o mesmo em todos os pontos, mas a torção da estrutura faz com que o ângulo de rolagem varie ao longo da estrutura.

Assim, podemos obter a diferença entre a rolagem obtida no nó 5580 e a obtida no nó 2095 (CG):

$$\Delta\phi = -0,000685 - (-0,000756) = 0,000071 \quad (52)$$

$$\Delta\phi\% = \frac{0,000071}{-0,000756} \times 100 = -9,37\% \quad (53)$$

Os valores para este e para os demais nós escolhidos se encontram na Tabela 18.

Tabela18. Deslocamentos angulares comparados com o CG.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular do CG [rad]	Desvio [rad]	Desvio [%]
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	-0,000685	-0,000756	-0,000071	-9,37
Amortecedor dianteiro direito	5528	-0,000690	-0,000756	-0,000067	-8,80
Média para o eixo dianteiro		-0,000588		-0,000069	-9,07
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	-0,000717	-0,000756	-0,000040	-5,23

Amortecedor traseiro esquerdo	4847	-0,000737	-0,000756	-0,000020	-2,60
Média para o eixo traseiro		-0,000727		0,000296	-3,90

De forma semelhante ao ocorrido com as reações, a variação do ângulo de rolagem ao longo da estrutura foi bem menor do que o obtido para a estrutura em sua concepção original, desta vez com todos os valores de desvio abaixo de 10% do valor teórico, confirmando a melhor qualidade da estrutura modificada.

3.9 Efeito do deslocamento do CG

Será avaliado agora o efeito do deslocamento longitudinal do CG sobre o comportamento do veículo. O acerto do carro permanece o mesmo para fins de comparação com os resultados anteriores e o CG foi reposicionado em Z de 1407,5 para 1490mm. Com a nova posição do CG, a distribuição de peso entre os eixos passa a ser 40% - 60% para os eixos dianteiro e traseiro, respectivamente.

3.9.1 Determinação dos resultados teóricos

Variando a posição longitudinal do CG modifica-se uma única variável geométrica da suspensão, a altura h_1 , que passa para 355,82mm. Isto ocorre devido à inclinação do *roll-axis*, causada pela diferença de altura dos *roll centers* das suspensões dianteira e traseira, conforme pode ser visto na Figura 14.

O novo ângulo de rolagem pode ser calculado por:

$$\phi = \frac{F_x \times h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t}} = \frac{147,10 \times 355,82}{31564330,51 + 41563397,43} = 0,000716 \text{ rad} = 0,041^\circ \quad (54)$$

Com o ângulo e os valores de rigidez à rolagem das suspensões, podemos calcular os valores da transferência transversal de carga para a suspensão dianteira pela fórmula:

$$\Delta R_{Yd} = \frac{K_{\phi d} \times \phi + F_{xd} \times h_d}{t} = \frac{31564330,51 \times 0,000716 + 58,84 \times (-47,09)}{1330} = 14,90N \quad (55)$$

Onde:

F_{xd} = Força lateral aplicada ao eixo dianteiro = $0,40 \times F_x = 58,84 \text{ N}$;

h_d = Altura do roll center da suspensão dianteira = $-47,09 \text{ mm}$;

t = Bitola = 1330 mm ;

ΔR_{Yd} = Transferência transversal de carga = $14,90 \text{ N}$.

Analogamente, para a suspensão traseira temos:

F_{xt} = Força lateral aplicada ao eixo traseiro = $0,60 \times F_x = 88,26 \text{ N}$;

h_t = Altura do roll center da suspensão traseira = $-61,65 \text{ mm}$;

t = Bitola = 1330 mm ;

ΔR_{Yt} = Transferência transversal de carga = $18,28 \text{ N}$.

As reações são dadas por:

$$R_{yde} = \frac{0,40 \times m}{2} \times g + \Delta R_{yd} \quad (56)$$

Mas como não estamos considerando o peso do veículo, a fórmula fica:

$$R_{yde} = \Delta R_{yd} = 14,90 \text{ N} \quad (57)$$

$$R_{ydd} = \Delta R_{yd} = -14,90 \text{ N} \quad (58)$$

Analogamente, para os pneus traseiros temos:

$$R_{yte} = \Delta R_{yt} = 18,28 \text{ N} \quad (59)$$

$$R_{ytd} = \Delta R_{yt} = -18,28 \text{ N} \quad (60)$$

Os momentos de rolagem nos eixos dianteiro e traseiro são dados por:

$$M_{\phi d} = \Delta R_{yd} \times t = 14,90 \times 1330 = 19821,70 \text{ N} \times m \quad (61)$$

$$M_{\phi t} = \Delta R_{yt} \times t = 18,28 \times 1330 = 24308,22 \text{ N} \times m \quad (62)$$

A distribuição do momento de rolagem entre os eixos fica:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{19821,70}{19821,70 + 24308,22} = 44,92\% \quad (63)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{24308,22}{19821,70 + 24308,22} = 55,08\% \quad (64)$$

3.9.2 Simulação de força lateral no CG no chassi original

Uma vez calculados os resultados para a nova condição, vamos agora repetir a simulação dos Itens 3.6 e 3.7.

3.9.2.1 Obtenção das reações

As reações obtidas são mostradas na Tabela 19, juntamente com os valores calculados.

Tabela 19. Comparação entre as reações verticais teóricas e simuladas.

Reação	Valor calculado [N]	Resultado da simulação [N]
R_{yde}	14,90 N	12,06 N
R_{ydd}	-14,90 N	-12,06 N
R_{yte}	18,28 N	21,12 N
R_{ytd}	-18,28 N	-21,12 N

Assim como o mostrado na Tabela 10, do Item 3.7, as reações obtidas e mostradas na Tabela 19 foram visivelmente diferentes das calculadas teoricamente.

Desvios dos momentos de rolagem:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{12,06 \times 1330}{12,06 \times 1330 + 21,12 \times 1330} = 36,34\% \quad (65)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{21,06 \times 1330}{12,06 \times 1330 + 21,12 \times 1330} = 63,66\% \quad (66)$$

Comparação com os valores teóricos:

$$D = 44,92 - 36,34 = 8,58\% \quad (67)$$

3.9.2.2 Avaliação do ângulo de rolagem

O ângulo de rolagem obtido e é mostrado na Tabela 20 e comparado ao valor teórico.

Tabela 20. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular teórico [rad]	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular obtido [graus]	Desvio [%]
CG	2095	0,000716	-0,001110	-0,0636	-55,01

Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	0,000716	-0,000555	-0,0318	-22,43
Amortecedor dianteiro direito	5528	0,000716	-0,000564	-0,0323	-21,21
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	0,000716	-0,000792	-0,0454	10,66
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	0,000716	-0,000853	-0,0489	19,16

Assim como o observado nas reações, os deslocamentos angulares, apresentados na Tabela 20, também se comportaram de forma semelhante ao obtido no Item 3.7.

Assim como realizado nos itens 3.7.2 e 3.8.4, foram avaliados os desvios entre os ângulos de rolagem medidos nos nós previamente escolhidos. Para uma estrutura indeformável, o ângulo é o mesmo em todos os pontos, mas a torção da estrutura faz com que o ângulo de rolagem varie ao longo da estrutura.

Assim, podemos obter a diferença entre a rolagem obtida no nó 5580 e a obtida no nó 2095 (CG):

$$\Delta\phi = -0,000555 - (-0,001110) = 0,000554 \quad (52)$$

$$\Delta\phi\% = \frac{0,000554}{-0,001110} \times 100 = -49,96\% \quad (53)$$

Os valores para este e para os demais nós escolhidos se encontram na Tabela 18.

Comparação do ângulo de rolagem obtido nos nós com o ângulo de rolagem do CG:

Tabela 21. Deslocamentos angulares comparados com o CG.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular do CG [rad]	Desvio [rad]	Desvio [%]
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	-0,000555	-0,001110	-0,000554	-49,96
Amortecedor dianteiro direito	5528	-0,000564	-0,001110	-0,000546	-49,17
Média para o eixo dianteiro		-0,000560		-0,000550	-49,57
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	-0,000792	-0,001110	-0,000317	-28,61
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	-0,000853	-0,001110	-0,000257	-23,13
Média para o eixo traseiro		-0,000822		0,000296	-25,87

Assim como no Item 3.7, novamente, as diferenças entre os deslocamentos angulares obtidos nos nós correspondentes aos pontos de fixação dos conjuntos mola+amortecedor com o chassi e o deslocamento angular obtido no CG chegaram até próximo de 50%, mostrando que, além do movimento das suspensões, a deformação da estrutura também foi bastante significativa para a obtenção do deslocamento angular do CG

3.9.2.3 Avaliação dos Resultados

Avaliando o desvio de 8,58%, encontrado entre a distribuição de momento de rolagem calculada teoricamente e a obtida na simulação, observamos que o mesmo foi superior ao desvio de 7,47%, obtido na simulação com o CG na posição original; digno de nota é o fato dos valores simulados terem variado no sentido oposto da variação obtida teoricamente, o que

mostra claramente que a rigidez resultante nas suspensões variou com o deslocamento do CG. O aumento dos desvios provavelmente em virtude do afastamento do CG em relação ao centro da distância entre os eixos dianteiro e traseiro, com isso, a distribuição de momento entre os eixos (44,92% x 55,08%) também ficou mais distante da distribuição de peso (40% x 60%), fazendo com que a estrutura recebesse um carregamento diferenciado.

Mantendo a consideração feita anteriormente de que a rigidez da estrutura varia pouco ao longo de seu comprimento, vemos o efeito da flexibilidade notado mais intensamente na região anterior ao CG, devido ao maior comprimento desta região, e o oposto ocorrendo na região posterior, pelo mesmo motivo.

Os resultados desta simulação comprovam mais uma vez o efeito indesejável da baixa rigidez estrutural sobre a distribuição de momento entre os eixos, pois, nestas condições, a realocação do CG chegou a proporcionar o efeito inverso ao esperado.

3.9.3 Simulação de força lateral no CG no chassi reforçado

Como a estrutura original mais uma vez se mostrou ineficiente, vamos repetir a simulação com a estrutura reforçada, desenvolvida no item 3.8.

3.9.3.1 Obtenção das reações:

As reações obtidas são mostradas na Tabela 22, juntamente com os valores calculados teoricamente.

Tabela 22. Comparação entre as reações verticais teóricas e simuladas.

Reação	Valor calculado [N]	Resultado da simulação [N]
R_{yde}	14,90 N	14,42 N
R_{ydd}	-14,90 N	-14,42 N
R_{yte}	18,28 N	18,76 N
R_{ytd}	-18,28 N	-18,76 N

Conforme o esperado, a estrutura reforçada apresentou reações mais próximas às calculadas do que a estrutura em seu estado original, simulada no item 3.9.2.1.

Avaliação dos desvios dos momentos de rolagem:

$$\%M_{\phi d} = \frac{M_{\phi d}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{14,42 \times 1330}{14,42 \times 1330 + 18,76 \times 1330} = 43,46\% \quad (68)$$

$$\%M_{\phi t} = \frac{M_{\phi t}}{M_{\phi d} + M_{\phi t}} = \frac{18,76 \times 1330}{14,42 \times 1330 + 18,76 \times 1330} = 56,55\% \quad (69)$$

Comparando com os valores teóricos:

$$D = 44,92 - 43,46 = 1,46\% \quad (70)$$

3.9.3.2 Avaliação do ângulo de rolagem

O ângulo de rolagem obtido para os diversos pontos estudados é mostrado na Tabela 23, juntamente com o valor teórico e os respectivos desvios.

Tabela 23. Deslocamentos angulares.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular teórico [rad]	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular obtido [graus]	Desvio [%]
CG	2095	0,000716	-0,000758	-0,0434	-5,94
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	0,000716	-0,000685	-0,0392	-4,29
Amortecedor dianteiro direito	5528	0,000716	-0,000689	-0,0395	-3,75
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	0,000716	-0,000718	-0,0412	0,35
Amortecedor traseiro esquerdo	4847	0,000716	-0,000740	-0,0424	3,38

Assim como as reações, os deslocamentos angulares também se aproximaram mais dos valores teóricos do que os obtidos com a estrutura original, mostrados no Item 3.9.2.2.

Comparação do ângulo de rolagem obtido nos nós com o ângulo de rolagem do CG:

Tabela 24. Deslocamentos angulares comparados com o CG.

Ponto	Nó correspondente	Deslocamento angular obtido [rad]	Deslocamento angular do CG [rad]	Desvio [rad]	Desvio [%]
Amortecedor dianteiro esquerdo	5580	-0,000685	-0,000758	-0,000073	-9,66
Amortecedor dianteiro direito	5528	-0,000689	-0,000758	-0,000069	-9,15
Média para o eixo dianteiro		-0,000687		-0,000071	-9,41
Amortecedor traseiro esquerdo	4973	-0,000718	-0,000758	-0,000040	-5,28
Amortecedor traseiro direito	4847	-0,000740	-0,000758	-0,000018	-2,42
Média para o eixo traseiro		-0,000729		0,000029	-3,85

3.9.3.3 Avaliação dos Resultados

De forma semelhante ao ocorrido com a estrutura original, o desvio encontrado entre a distribuição de momentos de rolagem calculada e a obtida na simulação aumentou com o reposicionamento do CG e conseqüente mudança na distribuição de momento entre os eixos, porém, desta vez os valores simulados variaram no mesmo sentido da variação obtida teoricamente.

Apesar do aumento nos valores dos desvios, os mesmos se mantiveram abaixo de 10% do valor teórico, confirmando mais uma vez a melhor qualidade da estrutura modificada.

4 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

As análises realizadas comprovam a importância de valores coerentes de rigidez da estrutura para que os veículos tenham um bom comportamento dinâmico, uma vez que as simulações mostram a influência da rigidez torcional da estrutura sobre as reações normais nos pontos de contato dos pneus com o solo durante a aplicação de uma aceleração lateral ao veículo, situação correspondente a percorrer uma trajetória circular; sendo os pneus os elementos que mais influenciam no comportamento dinâmico do veículo, uma variação em suas forças normais altera todo o comportamento do conjunto.

A literatura utilizada nesse trabalho ressalta a importância da rigidez torcional das estruturas veiculares e sugere valores de referência para a mesma, de acordo com a aplicação e demais características do veículo em questão. Com este trabalho, verificamos o que acontece quando estas recomendações não são seguidas, ou seja, obtivemos comportamentos não somente inadequados como também imprevistos, revelando que corrigir problemas de comportamento dinâmico por meios convencionais, através da manipulação de variáveis como distribuição de peso e acerto da suspensão, pode ser algo muito difícil ou mesmo impossível quando não possuímos uma estrutura suficientemente rígida.

Na condição estudada, a estrutura comportou-se como uma mola adicional ao sistema de suspensão, cujo efeito varia conforme o deslocamento do CG, trazendo imprevisibilidades ao comportamento do conjunto.

Finalmente, foram propostas melhorias para a estrutura estudada de forma a reduzir seu comportamento de “mola adicional” e assim torná-la mais adequada as suas funções. A eficácia das melhorias propostas foi avaliada e comprovada através das mesmas simulações aplicadas à estrutura inicial.

Como sugestão para próximos trabalhos fica um ensaio na estrutura real em condições semelhantes às aplicadas neste trabalho, bem como o mesmo ensaio com o veículo completamente montado, a fim de avaliar a influência até agora desconhecida de componentes como o motor, transmissão e caixa de direção, entre outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite Element Procedures in Engineering Analysis**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1996. 1037p.
- BEER, Ferdinand P., Johnston Jr., E. Russell. **Resistência dos Materiais**. 3. ed. Makron Books, 2005, 1256p.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, Inc, 1992.495 p.
- HEISLER, H. **Vehicle and Engine Technology**. 2. ed. Arnold, London, 1999. 854p.
- JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Riverdale, NY, Springer, 2008. 1015p.
- MENDES, Felipe Antonio Carreirinha **Projeto Estrutural de um veículo Fórmula SAE**, 2009.145p. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2009.
- MILLIKEN, William F. & Milliken, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, Inc, 1995.893 p.
- PUHN, Fred. **How to Make Your Car Handle**. H. P. Books, 1976.199p
- REIMPELL, JörnSEN. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Butterworth Heinemann, 2001. 444p.

APÊNDICE A

Reforço da estrutura pela adição de tubos nas regiões não trianguladas

Com o objetivo de melhorar a rigidez da estrutura, foram adicionados tubos na mesma de forma a deixá-la o mais triangulada o possível na região compreendida entre os pontos de fixação das suspensões dianteira e traseira, região submetida ao carregamento de torção.

Os tubos adicionados no quadro inferior da estrutura, onde apóia o assoalho, foram do mesmo tipo e de mesmas medidas dos tubos quadrados existentes ($\square$ 25mm e 1,5mm de espessura); os tubos adicionados no bico do carro (visíveis na vista lateral do modelo) foram tubos $\varnothing$ 25,4mm e 1,5mm de espessura, mantendo também o padrão da região; os tubos que formam o “X” adicionado ao *mainhoop* (visível na vista frontal do modelo) também foram de $\varnothing$ 25,4mm e 1,5mm de espessura. Com a adição dos novos membros a massa da estrutura aumentou de 27,32 kg para 34,41 kg.

As Figuras 43, 44 e 45, exibidas no item 3.8.1, mostram a estrutura em sua condição original, enquanto as Figuras 50 a 52, a seguir, mostram a estrutura na nova condição.

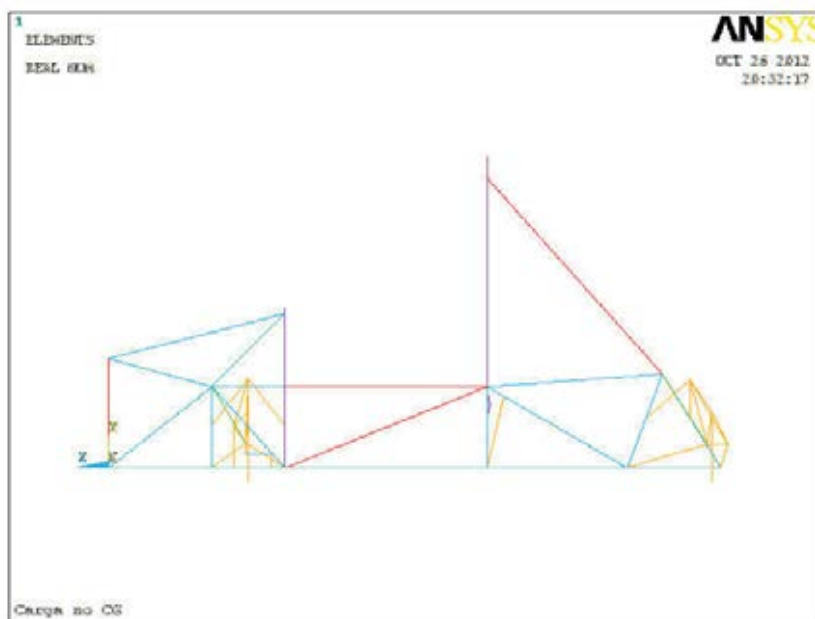


Figura 50. Vista lateral do modelo. (Arquivo próprio).

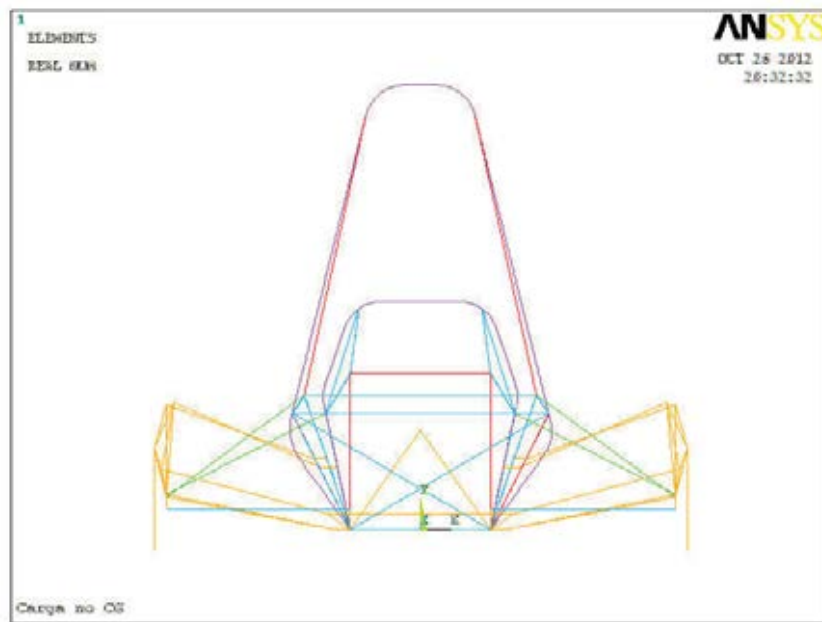


Figura 51. Vista frontal do modelo. (Arquivo próprio).

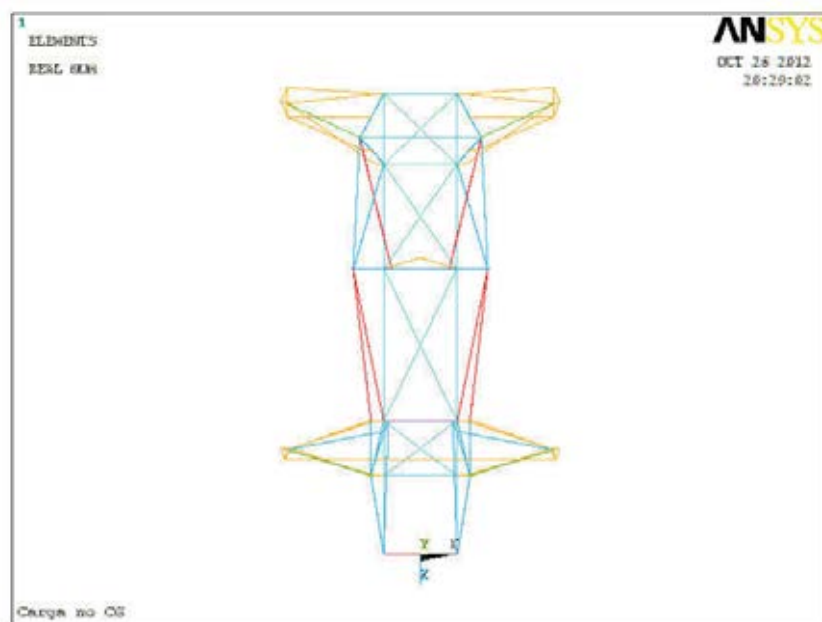


Figura 52. Vista superior do modelo. (Arquivo próprio).

Com a aplicação dos reforços, a rigidez torcional da estrutura atingiu 1111,04 N x m/grau e a deformação angular da estrutura atingiu 21,95% da deformação total.

APÊNDICE B

Reforço da estrutura pela adição de tubos nas laterais do *cockpit* com as devidas triangulações

Com o objetivo de melhorar a rigidez da estrutura, foram adicionados tubos nas laterais do *cockpit*, região mais fraca da mesma, juntamente com os tubos necessários para obter a triangulação dos novos membros.

Os membros adicionados foram tubos Ø 25,4mm e 2,65mm de espessura, os mesmos utilizados no *mainhoop* e no *front hoop*. Com a adição dos novos reforços a massa da estrutura aumentou de 34,41 kg para 39,36 kg, lembrando que a original possuía 27,32 kg de massa.

As Figuras 53 a 55, a seguir, mostram a estrutura na nova condição.

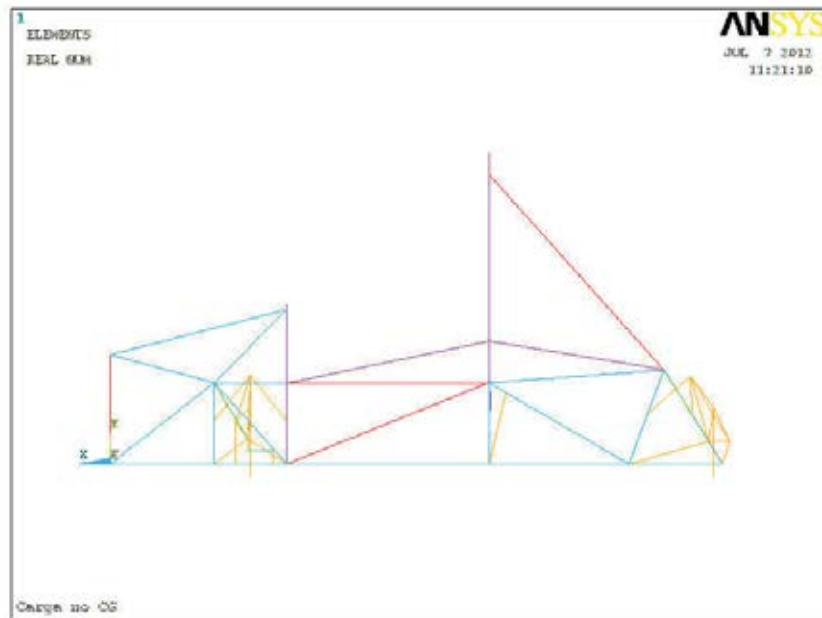


Figura 53. Vista lateral do modelo. (Arquivo próprio).

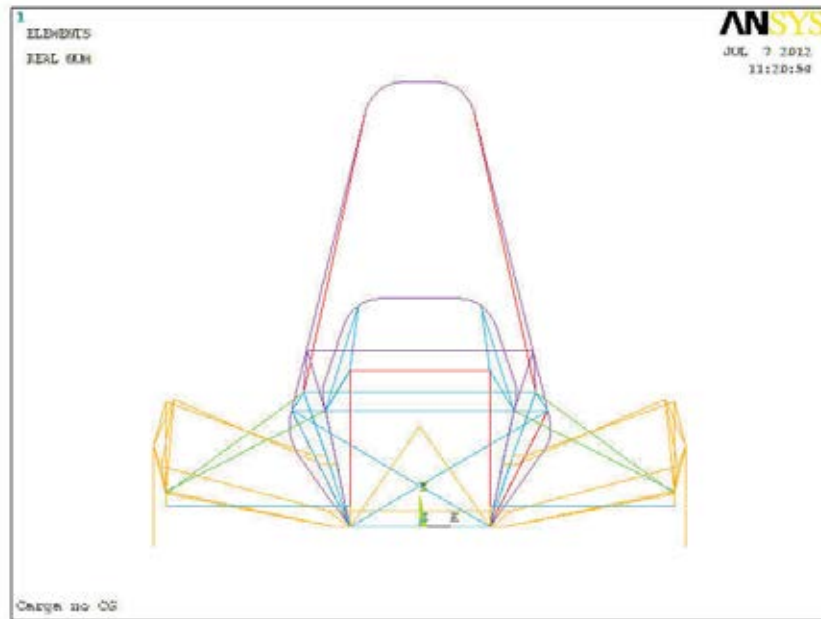


Figura 54. Vista frontal do modelo. (Arquivo próprio).

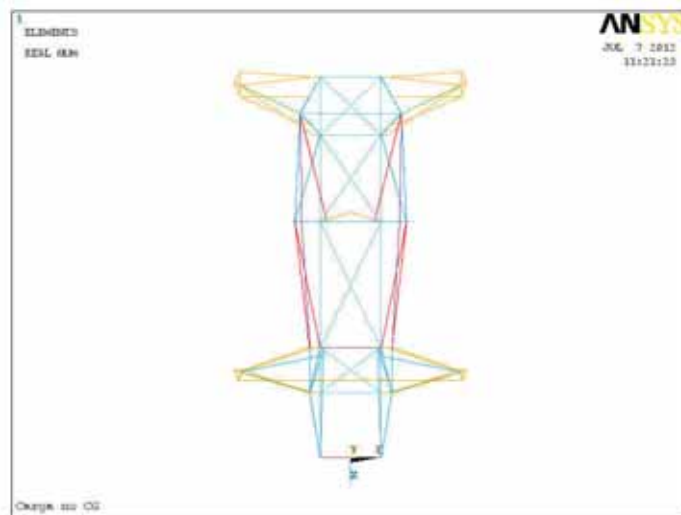


Figura 55. Vista superior do modelo. (Arquivo próprio).

Com a aplicação dos reforços, a rigidez torcional da estrutura atingiu 1451,30 N x m/grau e a deformação angular da estrutura correspondeu a 17,56% da deformação total.