

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AQUISIÇÃO DE FORÇAS DINÂMICAS ATUANTES NA SUSPENSÃO DIANTEIRA DE UM
VEÍCULO PROTÓTIPO BAJA SAE

por

Rodrigo Minozzo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2012.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

AQUISIÇÃO DE FORÇAS DE DINÂMICAS ATUANTES NA SUSPENSÃO DIANTEIRA DE UM
VEÍCULO PROTÓTIPO BAJA SAE

por

Rodrigo Minozzo

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Rogério Marczak

Prof. Jackson Nanfredini Vassoler

Prof. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, 11 de junho de 2012

AGRADECIMENTOS

Agradeço a equipe Tchê de Baja SAE - UFRGS pela oportunidade e apoio de desenvolver um trabalho utilizando a infraestrutura e o protótipo da última competição. Agradeço também ao auxiliando nas etapas de instrumentação e calibração, e testes.

Agradeço ao meu amigo João Guilherme Bresolin pelo total apoio com os sistemas de aquisição de dados.

Agradeço ao LAMEF - Laboratório de Metalurgia Física - UFRGS por ser um centro referência em pesquisa formado por pessoas que acima de tudo valorizam a engenharia aplicada e trabalham para o desenvolvimento de tecnologia, pela estrutura disponibilizada para parte da instrumentação e calibração.

Agradeço ao Professor orientador Dr. Herbert Martins Gomes por ter aceito a idéia do trabalho e auxiliado na teoria e na prática envolvida, disponibilizando equipamentos, material e acima de tudo ensinando os passos de uma boa pesquisa.

MINOZZO, R.M. **Aquisição de forças dinâmicas atuantes na suspensão dianteira de um veículo protótipo BAJA SAE**. 2012. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

O projeto Baja SAE visa o desenvolvimento de um protótipo monoposto de competição fora de estrada, com o intuito de propiciar um desafio aos estudantes e formar melhores profissionais para o mercado de trabalho. Trata-se de uma oportunidade de ver na prática conceitos de engenharia automotiva. O sistema de suspensão, normalmente duplo A, desse tipo de veículo é responsável pelo comportamento dinâmico, sendo de grande importância o seu correto dimensionamento. Assim, torna-se necessário o conhecimento dos esforços dinâmicos atuantes no sistema de suspensão, obtendo um dado que pode ser usado para o projeto de outras estruturas de suspensão adequadas ao Baja SAE. Este trabalho desenvolve um modelo simplificado da suspensão e faz uso de sensores dispostos de tal forma a adquirir dados de força, aceleração e variação de posição da suspensão relevantes para calcular esforços nas barras e forças dinâmicas do contato pneu-solo. Foram utilizados extensômetros, potenciômetro e acelerômetro ligados em pontos estratégicos da suspensão. Alguns testes foram realizados com o veículo em uso e deles foram identificadas as forças verticais, longitudinais e transversais atuantes no contato pneu-solo. Um trecho da aquisição foi selecionado e discutido. Avaliou-se que os resultados encontrados foram da mesma ordem de grandeza dos dados obtidos em pesquisas semelhantes, comprovando a validade da metodologia empregada e o bom funcionamento do sistema de aquisição e do modelo simplificado de suspensão proposto. Para uma futura oportunidade o sistema de aquisição aqui projetado será utilizado para adquirir dados da pista oficial da competição Baja Sul em situações mais próximas a realidade de competição.

PALAVRAS-CHAVE: forças dinâmicas atuantes na suspensão, suspensão automotiva, instrumentação mecânica, Baja SAE.

MINOZZO, R.M. **Measurements of dynamic forces acting on the front suspension of a prototype vehicle BAJA SAE.** 2012.25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

The Baja SAE project intends to develop a single-seat off-road racing car prototype, in order to provide a challenge to the students and train better professionals for the market. This is an opportunity to see the practical concepts of automotive engineering. The suspension system, usually double-A, used in this type of vehicle is responsible for the dynamic behavior, being great interest your correct project. Then, it is necessary to know the dynamic forces acting on the suspension system, obtaining a data which can be used for the design of others suspension structure appropriated for Baja SAE. This paper develops a simplified model of the suspension and makes use of sensors arranged in such a way to acquire data of force, acceleration and change of position of the suspension to calculate the dynamic forces. It was used strain gauges, potentiometer and accelerometer attached at strategic points of the suspension. Some tests were performed with the vehicle to identified vertical forces, longitudinal forces and transversal forces acting in the ground-tire contact. An recorded data track was selected and discussed. The results were at the same order of magnitude of the data obtained in similar studies, demonstrating the validity of the assumed methodology, the correct operation of the acquisition system and the proposed simplified model of the suspension. In the future, the designed here acquisition system will be used to acquire data of the Baja Sul official track in a situation closer to a real competition.

KEYWORDS: dynamic forces acting on a suspension, automotive suspension, mechanical instrumentation, Baja SAE.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
2.1. Objetivo geral	1
2.2. Objetivos específicos	2
2.3. Justificativa e delimitação do tema.....	2
3. CARREGAMENTOS ATUANTES EM SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS	3
4. EXTENSOMETRIA DE RESISTÊNCIA ELÉTRICA COM <i>STRAIN GAUGES</i>	4
5. METODOLOGIA	6
5.1. Análises da Suspensão do Protótipo	6
5.1.1. Forças incidentes e simplificações	7
6. INSTRUMENTAÇÃO.....	10
6.1. Caracterização da instrumentação	10
6.2. Calibração da instrumentação	11
7. ANÁLISE DE RESULTADOS	12
7.1. Teste	12
7.2. Esforços dinâmicos de contato pneu-solo.....	13
7.3. Considerações sobre incertezas.....	14
8. CONCLUSÕES	15
8.1. Sugestões para trabalhos futuros	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
Apêndices	17

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1.1 – Desenho esquemático dos principais componentes da suspensão dianteira de um protótipo Baja SAE: (a) Detalhe suspensão dianteira. (b) Sistemas de coordenadas para as forças no CG do veículo.	2
Figura 4.1 – Ponte de Wheatstone (Fonte: GOMES, 2010).....	5
Figura 4.2 - Configuração para medição de esforços axiais apenas, anulando eventuais excentricidades da carga, momentos fletores e forças cortantes na face superior.	6
Figura 5.1 – Esquema da suspensão dianteira do Baja SAE.....	7
Figura 5.2 – Modelo ¼ de veículo da suspensão dianteira do Baja SAE.	7
Figura 5.3 – (a) Simplificação da suspensão dianteira Duplo A. (b) Esquema de forças atuando em cada parte da suspensão devido às forças dinâmicas do contato pneu-solo.....	8
Figura 5.4 – Vista por trás da suspensão indicando o ângulo de inclinação γ da suspensão em relação à horizontal devido ao trabalho da mesma e o ângulo θ do amortecedor-mola em relação à horizontal.	9
Figura 6.1 – Instrumentação do protótipo. (a) Instrumentação das barras A e B: Instrumentação do suporte vertical, (b) Potenciômetro de Giro e Acelerômetro.....	11
Figura 7.1 – Gráfico dos dados adquiridos no teste. (a) Forças nas barras A e B e na Célula Vertical (b) Medida do curso Cam fornecida pelo Potenciômetro de Giro (c) Medidas do Acelerômetro.....	12
Figura 7.2 – Testes. (a) Costeletas presentes nas provas oficiais (b) Teste realizado com o intuito de recriar as condições da prova	13
Figura 7.3 – Forças desenvolvidas lidas nos testes realizados.....	14
Figura A1 – Gráfico do deslocamento do amortecedor.....	17
Figura A2 - Dimensões da balança.....	18
Figura A3 – Gráfico das curvas de calibração das barras A e B, gráfico da curva de calibração da célula de carga vertical e do potenciômetro para obtenção do comprimento Cam.	19
Figura A4 – Instrumentação das barras A e B. Instrumentação do suporte vertical.	20
Figura A5 – Protótipo com o sistema de aquisição de dados concluído	20

LISTA DE TABELAS

Pág.

Tabela A1 – Deslocamento do amortecedor pela variação dos ângulos da suspensão e curso H do pneu	17
Tabela A2 – Constantes fixas utilizadas nos cálculos.....	18

1. INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE foi desenvolvido nos Estados Unidos, com a finalidade de propiciar um desafio aos estudantes e a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, formando melhores profissionais para o mercado de trabalho. Chegado ao Brasil em 1995 a competição nacional, de acordo com dados da SAE, hoje conta com a participação de mais de trinta universidades e o patrocínio de mais de vinte empresas. A competição possui provas que vão além do desempenho do protótipo, mas avaliam também relatório de projeto visando demonstração da teoria empregada. Por ser uma competição que avalia segurança, durabilidade e desempenho é fundamental que os componentes mecânicos sejam otimizados. Assim, com o intuito de melhorar o projeto do protótipo e aumentar o grau técnico da equipe, surgiu a necessidade de avaliar os esforços de dinâmicos gerados pelo contato pneu-solo atuantes na suspensão dianteira do veículo, para melhor entender as solicitações dos elementos da suspensão atual e auxiliar em futuros projetos de suspensão.

A suspensão é um conjunto de peças que realiza a transmissão de energia da excitação do solo ao veículo conferindo dirigibilidade e conforto. Esse sistema é composto por um conjunto de mola e amortecedor que pode ser considerado como um filtro mecânico, pois pode permitir ou rejeitar faixas de frequências do espectro da excitação do solo. Carros fora de estrada possuem características de exigências maiores quanto às solicitações mecânicas, tornando o projeto de suspensão mais restritivo. As suspensões desses veículos caracterizam-se por grande elevação em relação ao solo e grande curso em virtude dos obstáculos a serem superados exigirem elevado deslocamento vertical dos pneus para mantê-los em permanente contato com o solo. É o caso da suspensão tipo Duplo A utilizada no protótipo Baja SAE. Nessa suspensão a fixação entre a manga de eixo e a carroceria é feita por dois pontos no lado da carroceria que permitem movimentos verticais e limitam o deslocamento longitudinal, durante as acelerações e frenagens, através de buchas. No lado da manga de eixo são utilizadas juntas esféricas (também conhecidos como *terminal rotular*), que permitem maior controle da inclinação da roda, para que em determinadas situações o pneu tenha a maior área de contato possível com o solo.

Para avaliar os esforços de dinâmicos que atuam efetivamente na suspensão de um protótipo Baja SAE é proposta a criação de uma instrumentação dos componentes desse sistema com extensômetros elétricos (*strain gauge*), e a correlação da leitura dos mesmos com forças atuantes. Com o conhecimento dessas forças pode se representar em bancadas de testes com atuadores em laboratório, perfis de uso dos veículos em condições reais.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo geral

O objetivo geral é criar um sistema de aquisição de dados capaz de avaliar as Forças dinâmicas atuantes nos elementos da suspensão dianteira de um protótipo BAJA SAE e as forças que são geradas através do contato pneu-solo. Esses esforços são transmitidos para a manga de eixo e para as barras de suspensão e o seu conhecimento permitirá um melhor projeto do sistema de suspensão e futuras melhorias do mesmo. Os componentes citados podem ser vistos na Figura 1.1(a), onde as barras da suspensão são divididas em balança superior e inferior. A seguir na Figura 1.1(b), mostra-se o eixo de coordenadas fixo ao carro, e as forças desenvolvidas no pneu em decorrência do contato com o solo.

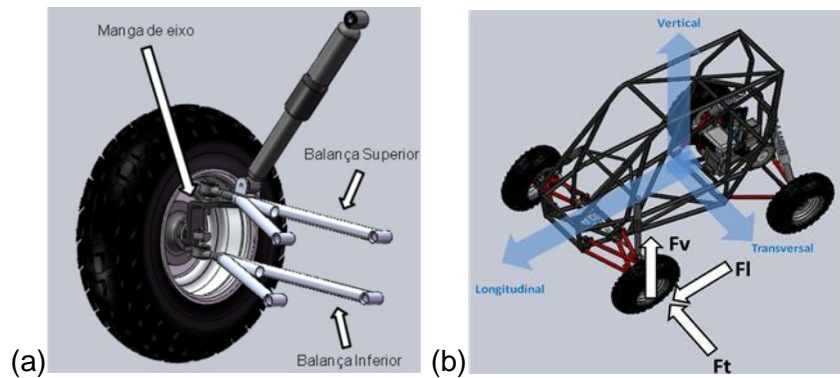


Figura 1.1 – Desenho esquemático dos principais componentes da suspensão dianteira de um protótipo Baja SAE: (a) Detalhe suspensão dianteira. (b) Sistemas de coordenadas para as forças no CG do veículo.

2.2. Objetivos específicos

Como objetivos específicos necessários para atingir as metas colocadas, pode-se enumerar os seguintes:

- Projetar um sistema de aquisição de esforços ligado em um dos lados da suspensão dianteira do protótipo e validá-lo através de calibração a fim de obter dados de forças dinâmicas geradas nos elementos da suspensão e no contato pneu-solo;
- Adquirir dados experimentais em situação recriada e avaliar as forças desenvolvidas;
- Avaliação dos dados obtidos.

2.3. Justificativa e delimitação do tema

O dimensionamento dos componentes da suspensão foi realizado empiricamente através de sucessivos testes. Para aumentar o grau técnico do projeto e dar subsídios, possibilitando projetos de arquiteturas de suspensão mais complexos, torna-se necessário conhecer o valor dos esforços atuantes na suspensão. Um próximo passo da equipe Tchê de Baja SAE - UFRGS será a utilização desse sistema de aquisição criado para adquirir esforços na pista oficial da competição e utilizar tais resultados como input em softwares de engenharia ou até mesmo em ensaios de laboratório para a análise da atual e futura estrutura de suspensão.

A obtenção das forças dinâmicas geradas pelo contato pneu-solo não é uma tarefa trivial, principalmente no que diz respeito à obtenção das componentes vetoriais desses esforços com um veículo em movimento. Uma plataforma de força estática pode ser usada para a obtenção dos níveis de força em baixas velocidades, entretanto a condição de veículo trafegando em pisos diferentes, nesse caso, não seria possível de ser obtida. Estimativas a partir das medidas de aceleração nas suspensões também podem ser úteis para avaliar esse nível de esforços, entretanto o desacoplamento dos esforços oriundos do contato com o solo fica comprometido, sendo esta opção válida apenas para avaliações globais das forças (forças máximas atingidas). A possibilidade de avaliações através da medição de deformações já é utilizada, existindo inclusive dispositivos comerciais prontos para as medições e instrumentação de motos, carros, caminhões, etc.. A obtenção das componentes de força dinâmica atuante é importante, pois assim, é possível utilizá-los no correto projeto do sistema de suspensão com maior precisão dos resultados, bem como a possibilidade de testes de outras soluções de suspensão com os mesmos esforços experimentais obtidos.

Dentre diversas formas de adquirir os esforços no conjunto de suspensão dianteira foi escolhido instrumentar com extensômetros elétricos do tipo *strain gauge* devido à sua acurácia, possibilidade de obtenção dos componentes de esforços dinâmicos no contato pneu-solo, sua

confiabilidade e relativa facilidade de instalação. Ao longo do texto serão indicados as principais hipóteses assumidas e o referencial teórico utilizado para a avaliação e medição desses esforços.

3. CARREGAMENTOS ATUANTES EM SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS

Os esforços presentes no conjunto de suspensão são oriundos do contato entre pneu-solo as quais podem ser divididas principalmente em três componentes ortogonais¹:

- Eixo Vertical: sustentação do peso próprio, transferência de carga em frenagem, aceleração, carga de impacto gerada por obstáculos (Forças estáticas e de inércia devido às vibrações verticais);
- Eixo Transversal: aceleração lateral em curvas (Forças centrífugas geradas pelo atrito lateral);
- Eixo Longitudinal: frenagem, aceleração, cargas de impacto geradas por obstáculos (Forças de aceleração e frenagem geradas pelo atrito longitudinal);

De acordo com Gillespie, 1992, os esforços verticais que atuam na suspensão de um veículo são oriundos da massa do protótipo e acrescidos de um valor referente à transferência de carga. Assim, demonstra que em caso de curvas é possível observar um aumento de carga na roda externa e diminuição da carga vertical na roda interna. Esse fenômeno ocorre devido à aplicação da carga lateral ser feita no centro de gravidade (CG), como esse ponto possui uma distância em relação ao centro de giro surge um momento e isso se traduz na transferência de carga para as rodas externas. No caso de frenagem e acelerações na arrancada, a transferência de carga ocorre entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro em decorrência também da aplicação das forças resultantes serem no CG.

Os esforços laterais presentes são oriundos da aceleração lateral do protótipo em curvas. O máximo valor de aceleração lateral depende do máximo coeficiente de atrito relativo entre o contato pneu-solo. Conforme Tutorial publicado pela National Instruments (Dorothey, 2009) a aquisição das forças reais presentes na suspensão de veículos terrestres pode se dar com um sistema eletrônico de instrumentação utilizando *strain gauges*. Um método desenvolvido para dinamicamente gravar as cargas normais sentidas pelos pneus de um carro de corrida foi testado e os resultados discutidos posteriormente. As forças transmitidas a cada instante pelo pneu foram registradas durante uma série de manobras provocadas por frenagem e exercícios *skidpad* (trajetória circular até que o carro derrape) para determinar o máximo valor de carregamento instantâneo lateral e longitudinal recebido pela suspensão. Esses dados foram usados para verificar cálculos e premissas de um modelo baseado na física do problema analisando os efeitos da transferência de carga lateral e longitudinal de veículos em aceleração.

Para determinar a carga normal transmitido a partir da área de contato do pneu para o chassi, uma investigação de força induzida no "*pushrod*" (barra que empurra os balancins que por sua vez empurra os amortecedores que estão numa direção diferente da do movimento dos pneus) foi conduzida. A deformação presente nessas estruturas é proporcional à tensão experimentada como descrito pela lei de Hooke. Qualquer componente de suspensão de qualquer veículo não deve superar sua resistência ao escoamento sob condições normais de operação e, portanto, a relação linear descrita por tensão e deformação é razoável quando os mesmos trabalham neste regime elástico linear [Juvinall e Marshek, 1991].

¹Neste trabalho serão desconsiderados os três esforços de momentos nos três eixos coordenados do contato pneu-solo devido à característica de rolagem do mesmo, visto que suas magnitudes são bem inferiores aos originados pelas três componentes de forças [Blundell e Harty, 2004 e MTS, 2011].

A tensão dentro de um tubo axialmente carregado é idealmente constante e em toda a sua seção transversal. Isto só é verdade, se não houver cargas de flexão e torção presentes e no tubo carregado ao longo do seu eixo. Como as barras instrumentadas são rotuladas nas conexões a condição de tensão axial pura é satisfeita. A força transferida pelos *pushrods* medida pelos extensômetros pode ser correlacionada com a deformação medida através de calibração. A calibração foi realizada para cada *strain gauge* que foi ligado em forma de ¼ de ponte, um para cada roda, compensando irregulares como desalinhamentos dos *strain gauge*, tolerâncias de fabricação entre outras. Os extensômetros foram avaliados em uma máquina Instron de teste sob compressão com incrementos de 100 libras até cerca de 750 libras aproximadamente (340kgf.). Os resultados foram representados graficamente e uma regressão linear foi realizada para determinar a incerteza presente na avaliação de cada extensômetro. É importante notar a força normal que as varetas (*pushrods*) instrumentadas suportam não é linearmente relacionada com a força normal experimentado pela roda. Este é um resultado do movimento de varredura causada pelos braços de controle de suspensão. A relação não linear entre o movimento da roda e avanço mecânico foi estimada em 6 a 8% e desprezada por concluir que agregava um erro pequeno ao resultado.

Os dados de cargas normais sentidas pelo pneu foram obtidos com sucesso nos testes práticos verificando-se que o carregamento máximo obtido foi de 400 libras, cerca de 180kgf, para um carro de peso total com o piloto de 575 libras (260kgf.).

A empresa MTS [MTS, 2012], em seu catálogo de produtos, disponibiliza o sistema SWIFT (*Spinning Wheel Integrated Force Transducer*), que fornece uma solução precisa e confiável para a aquisição de força em veículos de testes o qual é acoplado à roda e à carroceria do mesmo. O equipamento fornece a possibilidade de ter as três forças e três momentos atuantes no eixo do pneu diretamente. O sistema é feito com *strain gauges* e se acopla a diferentes tipos de veículos. Os sensores possuem incerteza da ordem de 11N nas medições de forças e limites de forças de medição dependente do modelo dos equipamentos que vai de 150kN até 220kN para forças e de 40kNm até 50kNm para momentos [MTS, 2012].

Krug (2004), em sua Dissertação de Mestrado, caracteriza experimentalmente a suspensão de um Baja com o objetivo de alimentar e corroborar um modelo numérico que apresenta a dinâmica envolvida no veículo. Parâmetros como rigidez da mola da suspensão do Baja, rigidez do pneu, razão de amortecimento e frequências naturais são medidas experimentalmente e passadas ao modelo. Com o modelo numérico é possível obter as forças dinâmicas a partir de simulações. Entretanto, nenhuma medição experimental com o veículo em uso é feita, fazendo-se apenas avaliações teóricas da validade do modelo.

Santos (2010), em sua Monografia de conclusão de curso calcula através de experimentação em um protótipo Fórmula SAE, instrumentando também os *pushrods* com *strain gauges* ligados em ¼ de ponte, procedimento semelhante ao descrito por Dorothey, 2009, para obter as forças máximas verticais atuantes no contato pneu-solo, com o objetivo de refletir sobre o dimensionamento realizado. Nos picos Santos (2010) estima que as cargas verticais aplicadas pelo solo no pneu podem chegar a 2317N por roda, em um protótipo de cerca de 300kg. Esse número se mostra coerente pois foi comparado a outros trabalhos, como o de Santolin (2010) já realizados em protótipos Fórmula SAE.

4. EXTENSOMETRIA DE RESISTÊNCIA ELÉTRICA COM *STRAIN GAUGES*

De acordo com Gomes (2010) extensômetros de resistência elétrica são transdutores resistivos os quais variam sua resistência linearmente com a deformação a que são submetidos por estarem colados a elementos que sofrem deformações mecânicas. A equação geral que relaciona a deformação sofrida pelo *strain gauge* com sua sensibilidade elétrica e variação de resistência é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\Delta R / R}{k} \quad (4.1)$$

na qual ε é a deformação (adimensional) na direção da grade do *strain gauge*, ΔR a variação de resistência em função da deformação, R a resistência elétrica inicial e k a sensibilidade (em geral próximo a 2,0) função do material de que é feito o *strain gauge*.

Pelo fato das deformações medidas serem pequenas é possível identificar de maneira mais fácil a deformação através da ligação conhecida como uma ponte de Wheatstone, na qual uma tensão elétrica de excitação é fornecida a um sistema de ponte e o desbalanceamento elétrico de saída da mesma lido. Como pode ser observada na Figura 4.1, a ponte de Wheatstone é composta de uma fonte elétrica de excitação (V), dois braços com duas resistências elétricas cada e pontos de medição de desbalanceamento elétrico de saída (E).

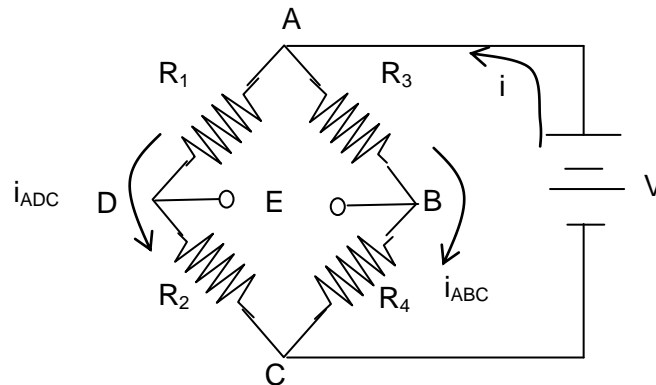


Figura 4.1 – Ponte de Wheatstone (Fonte: GOMES, 2010).

A ponte de Wheatstone funciona com uma diferença de potencial (ddp) V_i aplicada entre dois pontos A e D da Figura 4.1, a ddp é dividida para os dois braços R_1, R_4 e R_2, R_3 . A resistência de cada braço da ponte contribui para o equilíbrio da ponte, e uma ddp pode ser medida entre os pontos B e D do circuito. Assim medidas da ddp na entrada e saída da ponte se relacionam pela equação de equilíbrio. O circuito básico da ponte de Wheatstone contém quatro *strain gauges*, uma fonte de alimentação DC e um leitor de tensões elétricas. A leitura entre os pontos D e B então será:

$$E = \frac{R_1 R_4 - R_2 R_3}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} V \quad (4.2)$$

Se $E = 0$, então, $R_1 R_4 - R_2 R_3 = 0$. Ou seja, nesta condição dos valores das resistências dos *strain gauges* a leitura de diferença de tensão lida será zero. Nesta situação, $E = 0$, dizemos que a ponte de Wheatstone está balanceada. Supondo então que cada um dos quatro *strain gauges* iguais (resistências) presentes na Ponte de Wheatstone sofram deformações (diferentes), seus valores de resistência se alterarão ficando a equação anterior:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{k}{4}(e_1 - e_2 - e_3 + e_4) \quad (4.3)$$

Onde ΔE é a medida de desbalanceamento elétrico da Ponte de Wheatstone, ε_i , $i=1,2,3,4$ é a deformação sofrida por cada uma dos *strain gauges* respectivamente.

Utilizando quatro *strain gauges* em que dois estarão sujeitos a tração e dois a compressão, de maneira que as deformações ocorridas nos dispositivos possam vir a ser somadas na equação (2). Sendo assim, dois *strain gauges* devem ser conectados de maneira que ambos possam sentir o mesmo esforço em módulo e sinal. Em geral, a deformação total ocorrida em um *strain gauge* é composta de duas componentes, a primeira de origem mecânica (ε_m) e a segunda de origem térmica (ε_t). Considerando esta afirmação e considerando os mesmos níveis de deformação térmica sentida pelos quatro elementos e de

deformação mecânica para os quatro *strain gauges* (dois deles de tração e dois de compressão), tem-se:

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{k}{4} [(\varepsilon_m + \varepsilon_t) - (-\varepsilon_m + \varepsilon_t) - (-\varepsilon_m + \varepsilon_t) + (\varepsilon_m + \varepsilon_t)] = k\varepsilon_m \quad (4.4)$$

o que indica que nesta situação a deformação térmica é eliminada da medição e a deformação de origem mecânica é amplificada em 4 vezes. No caso de uma configuração do tipo indicada na Figura 4.2, se conseguirá um efeito similar de compensação das deformações térmicas com anulação de momentos fletores (excentricidades de cargas e esforços de momento torsor) com amplificação de $2(1+\nu)$ das deformações lidas como indicado pela equação (4).

$$\frac{\Delta E}{V} = \frac{k}{2} \varepsilon_m (1 + \nu) \quad (4.5)$$

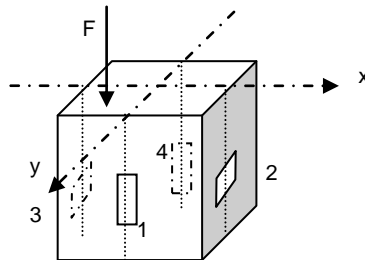


Figura 4.2 - Configuração para medição de esforços axiais apenas, anulando eventuais excentricidades da carga, momentos fletores e forças cortantes na face superior.

5. METODOLOGIA

5.1. Análises da Suspensão do Protótipo

A suspensão dianteira do protótipo Baja SAE é do tipo duplo A, onde duas balanças trabalham verticalmente conectadas ao amortecedor e a mola. O grau de liberdade necessário ao sistema de esterçamento é dado em virtude da ligação das balanças e da barra de direção à manga de eixo ser feito por juntas esféricas (*terminal rotular*). O sistema pode ser visto em conjunto na Figura 5.1, apesar do elemento vertical parecer ser somente um amortecedor ele já compreende a mola em uma ligação paralela, como é feito normalmente em veículos.

Devido à articulação da balança com o chassi toda a força vertical aplicada pelo solo a roda, transmitida através da fixação da roda com a manga de eixo para as balanças é absorvida pelo sistema amortecedor-mola. O sistema acima pode ser descrito utilizando-se um modelo simples de $\frac{1}{4}$ de veículo, com dois graus de liberdade, onde a massa pode ser tratada como massa suspensa, m_s (chassis), e massa não suspensa, m_u (roda, pneu, barras da suspensão, amortecedor-mola), como segue na Figura 5.2.

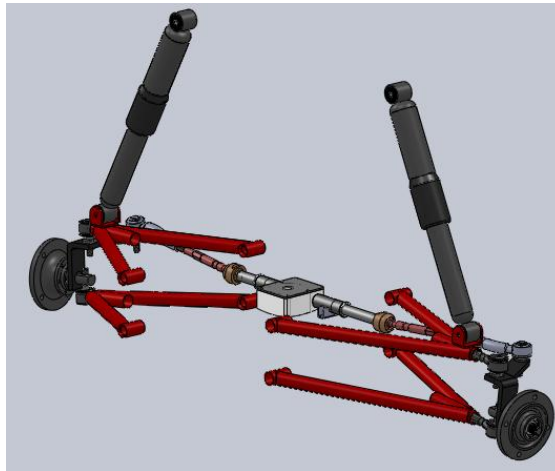


Figura 5.1 – Esquema da suspensão dianteira do Baja SAE.

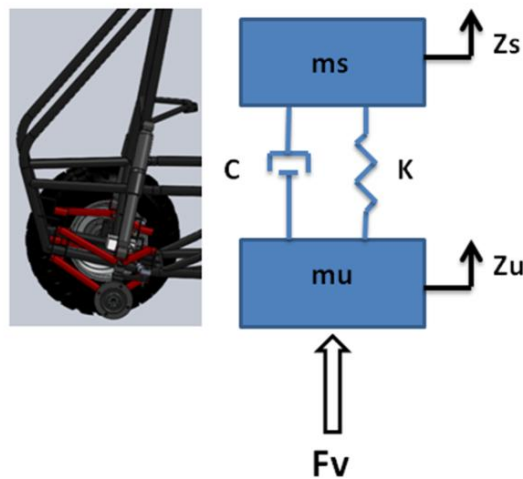


Figura 5.2 – Modelo $\frac{1}{4}$ de veículo da suspensão dianteira do Baja SAE.

A força vertical aplicada pelo solo F_v , que age no pneu deve ser somada a uma parcela referente à inércia da massa não suspensa, mu , e às forças desenvolvidas pela mola e pelo amortecedor de constantes k e c respectivamente, em relação à variação de aos deslocamentos z_u e z_s conforme segue a equação:

$$F_v + mu \cdot z_u'' + C(z_s' - z_u') + K(z_s - z_u) = 0 \quad (5.1)$$

5.1.1. Forças incidentes e simplificações

Seja a simplificação da suspensão duplo A, como indicado na Figura 6(a). Assume-se que os apoios sejam rotulados e estejam no mesmo plano do centro do protótipo. As junções que ligam a balança superior e inferior à manga de eixo, e também as uniões do conjunto mola-amortecedor nas suas duas extremidades são tratados como rotulados. Para efeito de simplificação, o modelo adotado idealiza a geometria da suspensão como se ambas as balanças terminassem exatamente na linha vertical da manga de eixo, desconsiderando-se assim uma distância que existe na realidade em virtude do comprimento do pivô. Esse ponto, chamado de ponto O, no modelo proposto, também seria o ponto de fixação do amortecedor-mola.

A geometria das balanças será idealizada como se a balança inferior fosse da mesma geometria da balança superior. Na prática se verificam pequenas diferenças geométricas entre as duas responsáveis pelo chamado ganho de câmbor (inclinação da roda de um veículo em relação ao plano horizontal). Este ganho diz respeito à trajetória da roda quando a suspensão trabalha verticalmente. A geometria da suspensão foi analisada utilizando um software de desenho onde foram verificados todos os ângulos em função da variação no comprimento do amortecedor-mola (Cam). Foi visto que a variação do ângulo de câmbor atinge no curso máximo apenas 8%, assim foi tratada como nula por não introduzir erros significativos. Os valores dos demais ângulos relevantes ao modelo foram obtidos em função do curso do amortecedor-mola (Cam), conforme tabela A1.

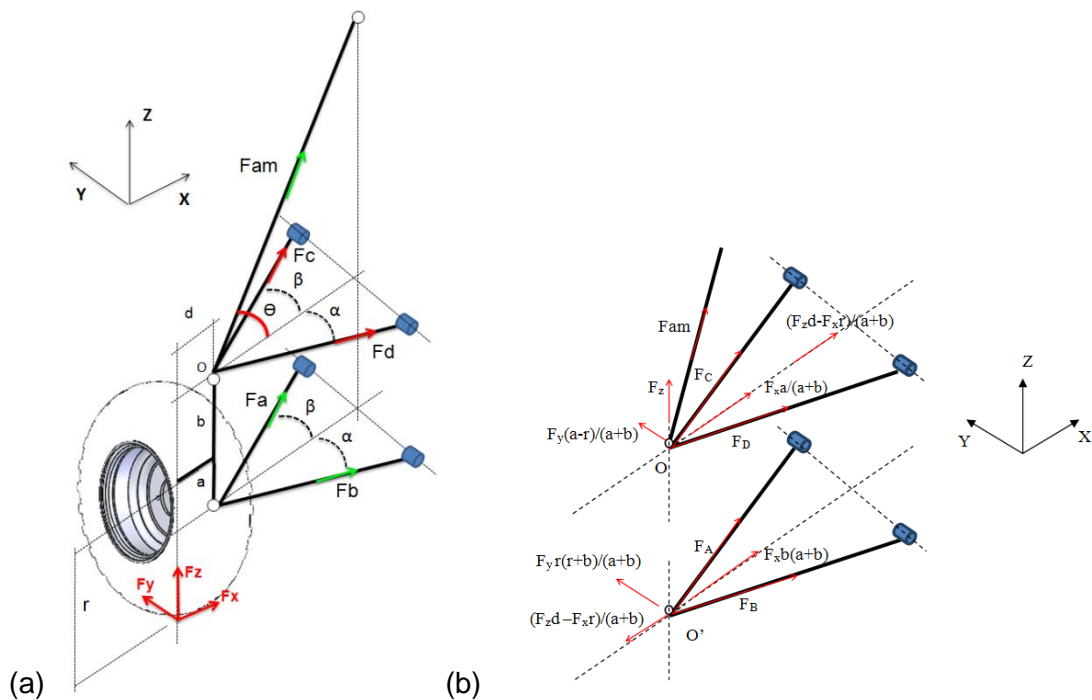


Figura 5.3 – (a) Simplificação da suspensão dianteira Duplo A. (b) Esquema de forças atuando em cada parte da suspensão devido às forças dinâmicas do contato pneu-solo.

Transferindo-se os esforços do contato pneu solo até o ponto em que a manga de eixo liga verticalmente as balanças superior e inferior, tem-se os esforços indicados na Figura 6(b) abaixo. Eventuais Momentos em torno do eixo z serão contrabalançados pela barra de direção que se conecta com a manga de eixo. O pneu será tratado como um elemento indeformável, capaz de transferir toda a força sem gerar amortecimento, simplificação que pode negligenciar alguns efeitos dinâmicos importantes em modelagens como essa. Como o objetivo proposto é a utilização dos resultados para avaliações no próprio Baja que sempre possuirá o mesmo tipo de pneu, qualquer suspensão desenhada estará sujeita a esforços sob os mesmos efeitos dinâmicos introduzidos pelo pneu, portanto, nesse caso a simplificação se torna adequada.

No equilíbrio das forças deve-se considerar eventuais mudanças de inclinação da suspensão em relação à horizontal, o que se consegue sabendo as variações de ângulo em função do curso Cam da suspensão, como indicado da Figura 5.4.

Nas hipóteses para a dedução foram consideradas que eventuais forças de inércia agindo na direção Z pela movimentação de corpos rígidos das partes da suspensão concentram-se como uma massa equivalente no ponto O, pois a maior parte da massa existente deve-se ao conjunto pneu-roda, manga de eixo.

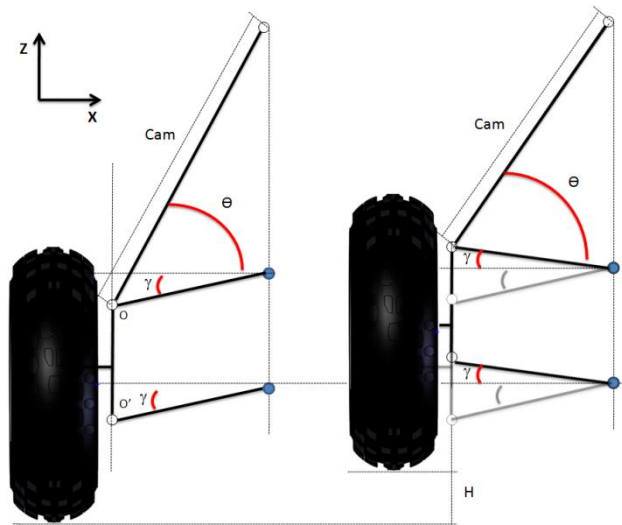


Figura 5.4 – Vista por trás da suspensão indicando o ângulo de inclinação γ da suspensão em relação à horizontal devido ao trabalho da mesma e o ângulo θ do amortecedor-mola em relação à horizontal.

Montando-se as equações de equilíbrio no ponto O e ponto O', chega-se aos seguintes resultados:

Equações de equilíbrio no Ponto O,

$$\sum F_z = 0$$

$$F_z + m_u a_v + F_{AM} \sin \theta - F_C \sin \gamma - F_D \sin \gamma = 0 \quad (5.2)$$

Onde m_u representa a massa equivalente de todo conjunto suspensão e a_v aceleração medida vertical.

$$\sum F_x = 0$$

$$\frac{F_x a}{a+b} + \left(\frac{F_z d - F_x r}{a+b} \right) + F_C \cos \beta \cos \gamma + F_D \cos \alpha \cos \gamma + F_{AM} \cos \theta = 0 \quad (5.3)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\frac{F_y (a-r)}{a+b} + F_C \sin \beta \cos \gamma + F_D \sin \alpha \cos \gamma = 0 \quad (5.4)$$

Equações de equilíbrio no Ponto O'

$$\sum F_x = 0$$

$$\frac{F_x b}{a+b} + \left(\frac{F_z d - F_x r}{a+b} \right) + F_A \cos \beta \cos \gamma + F_B \cos \alpha \cos \gamma = 0 \quad (5.5)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\frac{F_y (B+r)}{a+b} + F_A \sin \beta \cos \gamma - F_B \sin \alpha \cos \gamma = 0 \quad (5.6)$$

Desse modo se obtidos experimentalmente os seguintes dados $F_{AM} \sin \theta = F_{ZAM}(t)$ (pela célula de carga na junção do amortecedor-mola, apenas componente vertical), $\theta(t)$ (ângulo do amortecedor-mola em relação à horizontal), $F_A(t)$, $F_B(t)$ (Barras

instrumentadas com *strain gauges* na balança inferior), $\gamma(t)$ (ângulo formado pelas balanças de suspensão com a horizontal), com o conhecimento dos dados geométricos que são invariantes no tempo: $r, a, b, d, \alpha, \beta$, torna-se possível calcular os esforços de contato com o solo (dados mostrados na Tabela A2). A equação (5.6) pode ser resolvida para obter-se:

$$F_y(t) = \frac{-F_A(t) \operatorname{sen}\beta \cos\gamma(t) + F_B(t) \operatorname{sen}\alpha \cos\gamma(t)}{\frac{(b+r)}{(a+b)}} \quad (5.7)$$

Das equações restantes anteriores podem ser arranjadas de forma matricial para as quatro incógnitas, $F_x(t)$, $F_z(t)$, $F_C(t)$ e $F_D(t)$, obtendo-se para as variáveis de interesse o sistema:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & -\sin\gamma(t) & \sin\gamma(t) \\ a/(a+b) - r/(a+b) & d/(a+b) & \cos\beta\cos\gamma(t) & \cos\alpha\cos\gamma(t) \\ 0 & 0 & \sin\beta\cos\gamma(t) & -\sin\alpha\cos\gamma(t) \\ b/(a+b) + r/(a+b) & -d/(a+b) & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_z(t) \\ F_C(t) \\ F_D(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{AM}\sin\theta(t) - m_s\ddot{z}(t) \\ -F_{AM}\cos\theta(t) \\ -F_y(t)(a-r)/(a+b) \\ -F_B(t)\cos\alpha\cos\gamma(t) - F_A(t)\cos\beta\cos\gamma(t) \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

O qual resolvido indica os valores das forças do contato pneu-solo restantes, $F_x(t)$ e $F_z(t)$.

6. INSTRUMENTAÇÃO

6.1. Caracterização da instrumentação

Para obter os esforços gerados no contato pneu-solo no veículo utilizou-se a seguinte instrumentação:

- Ponte completa de extensômetros elétricos da marca Excel de 120 Ω (Modelo PA-125AA-120-LEN) ligada na barra A [Excel Sensores, 2012];
- Ponte completa de extensômetros elétricos Kyowa 350 Ω ligada na barra B [Kyowa, 2012];
- Ponte completa de extensômetros elétricos Excel 120 Ω ligada no suporte do amortecedor [Excel Sensores, 2012];
- Potenciômetro linear de giro de resistência elétrica 0 a 10k Ω para 10 voltas, ligados no curso do amortecedor mola (Cam);
- Acelerômetro ADXL 311 da Analog Devices com sensibilidade de 750mV/g e limites de medição de +/- 50g [Analog Devices, 2012].
- Placa de aquisição da dados DAQPad 6016 ,16 canais de aquisição $\pm 10V$, taxa de aquisição máxima é de 200 kHz,
- Netbook Asus Eee PC,

Para a aquisição da força vertical foi necessário a construção de um suporte com área de face maior, em formato prismático para abrigar os extensômetros corretamente, tornando-se basicamente uma célula de carga. Todas as pontes de extensômetros foram ligadas de modo a adquirir somente esforços axiais, obtendo os dados necessários para alimentar o modelo. Para a instalação do potenciômetro também foi necessário a construção de um suporte que pudesse fixá-lo próximo a junção superior do amortecedor, sendo sua leitura diretamente associado via calibração à variação do comprimento Cam, e automaticamente à variação de todos os ângulos da suspensão. O acelerômetro foi instalado o mais próximo possível do ponto onde segundo a teoria empregada atua toda a massa não suspensa possibilitando assim a obtenção da aceleração a qual esse ponto estava submetido. Todos os sensores foram ligados de modo a formar um sistema de aquisição de dados compacto que pudesse ser instalado embarcado no protótipo, alimentado por baterias.

Na Figura 6.1, indicam-se as pontes coladas nas barras e no suporte construído e o restante da instrumentação.

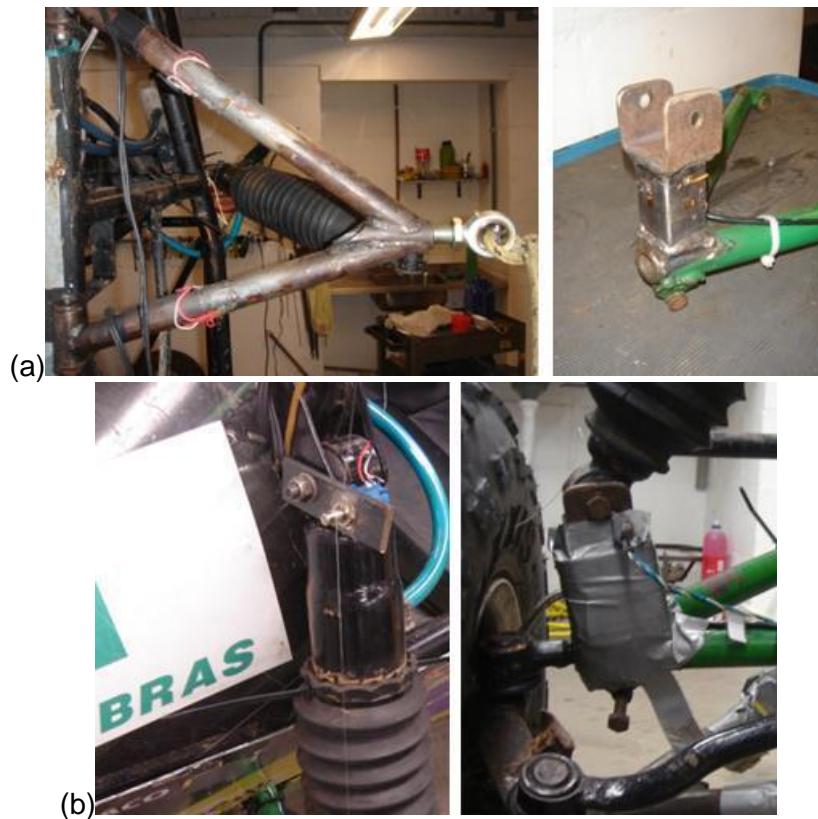


Figura 6.1 – Instrumentação do protótipo. (a) Instrumentação das barras A e B: Instrumentação do suporte vertical, (b) Potenciômetro de Giro e Acelerômetro.

6.2. Calibração da instrumentação

Com a instrumentação concluída, ligou-se a parte de aquisição de dado e procedeu-se com o levantamento de curvas de calibração para obtenção das correlações necessárias. Para a calibração das pontes aplicou-se carregamentos conhecidos e verificou-se o sinal de saída. A ponte de extensômetros vertical foi possível de ser calibrada com a utilização de um atuador servo controlado já calibrado. As pontes horizontais foram calibradas utilizando o próprio veículo como suporte, e aplicando cargas através de pesos conhecidos. Na Figura A4 são mostradas fotos do procedimento de calibração:

As leituras das pontes e do potenciômetro foram transformadas em curvas de calibração, de acordo com as cargas aplicadas e estão indicados em anexo na Figura A3. O sistema de aquisição concluído pode ser visto em conjunto na figura A5.

7. ANÁLISE DE RESULTADOS

Os testes do sistema de aquisição foram realizados no Campus do Vale da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Para isso seleciono-se um local seguro e afastado composto com canteiros e piso tanto asfáltico quanto de terra. Nesse local foram adquiridos sinais em simulação de esforços como os presentes em pequenos saltos, curvas, frenagens, obstáculos em geral. Apesar do intuito de simular grandes esforços a necessidade de se preservar os sistemas de aquisição, bem como o veículo e seus componentes, até mesmo a segurança, não permitiram aproximar o teste de uma situação próxima ao real uso em competição. Dos testes realizados selecionou-se um trecho para se discutir.

7.1. Teste

Neste teste o protótipo foi submetido a sucessivas subidas e descidas de meios-fios de até 150 mm de altura e perfil reto, conforme figura 9(b), curvas, entre outras manobras com o intuito de gerar esforços variados. Os valores lidos em cada barra, o curso da suspensão Cam e a aceleração são mostrados na Figura 7.1, desconsiderando o peso próprio do protótipo, isto é, considerando somente os incrementos de força:

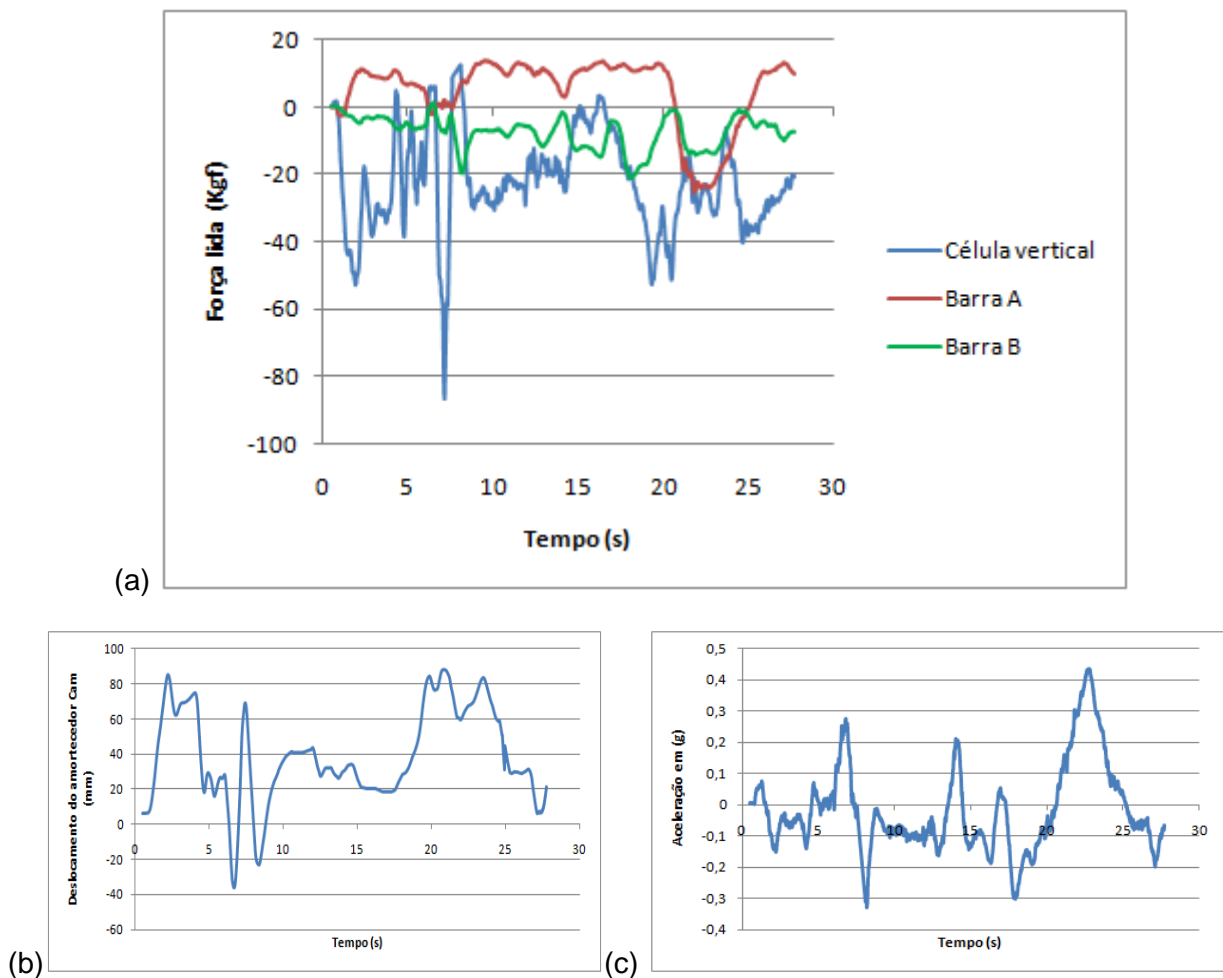


Figura 7.1 – Gráfico dos dados adquiridos no teste. (a) Forças nas barras A e B e na Célula Vertical (b) Medida do curso Cam fornecida pelo Potenciômetro de Giro (c) Medidas do Acelerômetro

No teste realizado percebe-se uma forte relação entre o curso da suspensão, valores lidos de força vertical na célula de carga e os valores de aceleração, conforme mostrado na Figura 7.2, entre os segundos cinco e dez. Isso é claramente explicado pelo fato que essas grandezas são afetadas pela mesma excitação, a força vertical do contato pneu-solo. Pode-se dizer que o teste recria uma condição semelhante ao presente na competição quando o protótipo supera o obstáculo conhecido como costeletas figura 9(a). Esse obstáculo é tido como um dos mais difíceis em virtude da sequência de aclives e declives causar grandes esforços na suspensão. Os valores de forças máximas axiais lidas foram de aproximadamente -86 Kgf para a ponte vertical, -22 Kgf para a Barra A e -20 Kgf para a Barra B. Esses valores mostram que em condições normais, sem impactos laterais por exemplo, os esforços verticais são os que mais exigem da suspensão. Esse teste foi realizado em um perfil reto, diferentemente da situação da competição onde o perfil típico é circular. A condição reproduzida poderia majorar os esforços longitudinais e os verticais em relação aos que realmente ocorrem nas costeletas, mas a velocidade mais baixa empregada faz com que os valores não se aproximem dos picos que acredita-se serem atingidos na competição. Nesse sentido o teste é válido e auxilia na compreensão da relação entre fenômenos sofridos pelo protótipo e a distribuição entre força vertical, longitudinal e transversal aplicada na roda. Durante a competição choques laterais eventualmente acontecem, ou com obstáculos, ou com outros protótipos. Os testes realizados não são capazes de mensurar tal condição, pois conforme já mencionado o colapso dos componentes mecânicos precisa ser evitado.



Figura 7.2 – Testes. (a) Costeletas presentes nas provas oficiais (b) Teste realizado com o intuito de recriar as condições da prova

7.2. Esforços dinâmicos de contato pneu-solo

Aplicando-se o sistema de equações 5.8 nas medições acima é possível chegar aos valores de força no contato pneu-solo. É necessário lembrar que o sistema de coordenadas x,y,z foi definido conforme Figura 5.3(a). As forças desenvolvidas são mostradas na Figura 7.3:

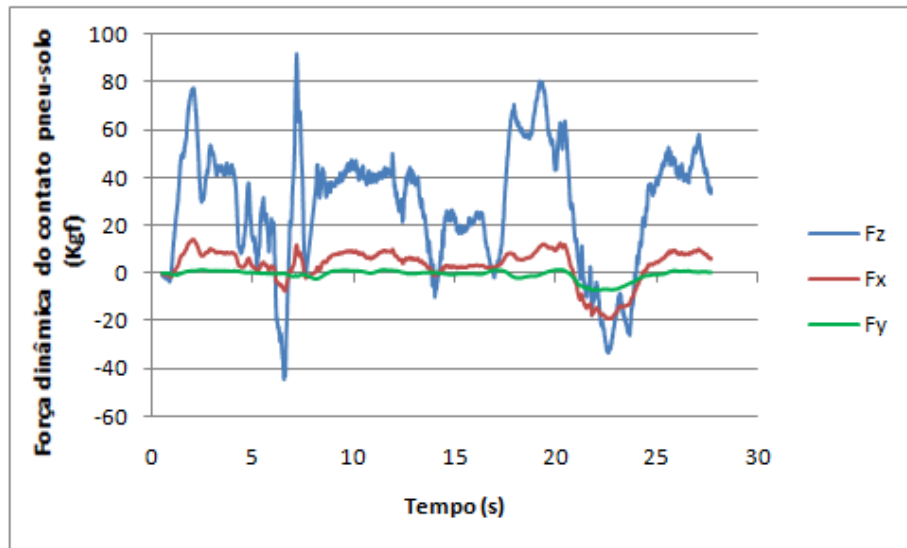


Figura 7.3 – Forças desenvolvidas lidas nos testes realizados

Os valores de forças encontram-se dentro da mesma ordem de grandeza quando comparados a dados encontrados por metodologias de autores em pesquisas semelhantes. Experimentos desenvolvidos por Santos, 2010, estimaram que um Fórmula SAE de 300kg de massa pode ter forças verticais do contato com o solo no pneu dianteiro de 2317N contabilizando o peso do veículo, o que equivale a uma parcela de incremento de força de 1617N. Esses valores foram obtidos em rigorosos testes de *skidpad* realizados em pista. Para um protótipo BAJA SAE como o utilizado de peso aproximado de 270kg (com piloto de 80kg) distribuídos aproximadamente 55 % no eixo traseiro e 45% no eixo dianteiro, a força máxima encontrada de 91kgf se mostra condizente com o nível de teste realizado.

Os valores de força vertical negativos podem ser explicados por manobras realizadas no teste nas quais a carga aplicada sobre a roda foi menor que o valor tomado como zero inicial que contabilizava o peso próprio. Em pontos onde o protótipo tende a descolar do chão, essa condição pode ser atingida. Para os esforços longitudinais medidos de até -7kgf (F_y) os baixos valores de força externa podem estar associados a baixa capacidade frenante, no dia do teste somente os freios dianteiros estavam conectados, e a parcela da força absorvida pela barra da direção e não contabilizada pelo modelo.

As forças transversais que foram de no máximo -19kgf (F_x) estão na ordem de grandeza que se espera de força lateral, pois não existiram grandes impactos nesse eixo. Pode-se até mesmo utilizar um modelo muito simples para aproximar força máxima lateral gerada pelo pneu, conforme descrito por Velardocchia, 2009. Desse modo, contabiliza-se que a força lateral não pode exceder a força normal disponível na roda, que sem considerar a transferência de carga, é de aproximadamente 60kgf. Valores como os descritos na Figura 7.3 mostram-se também na mesma ordem de grandeza desses calculados.

7.3. Considerações sobre incertezas

Para os sistemas de aquisição e os testes acima não foram realizados cálculos de incertezas. A maior fonte de erro presente no sistema de aquisição é a tensão de alimentação das pontes de extensômetros, que utilizam um regulador de tensão que introduz sozinho incertezas de até 20%. Os outros componentes do sistema como placa de aquisição, extensômetros potenciômetro introduzem incertezas individuais muito inferiores. Através do

equacionamento foi visto que incertezas na alimentação podem gerar incertezas em torno 25% em relação aos valores das reações encontrados.

8. CONCLUSÕES

Com o término desse trabalho de conclusão de curso pode-se obter uma metodologia para avaliação das forças presentes nos elementos da suspensão e no contato pneu-solo, bem como um sistema capaz de captar tais esforços.

Desse modo foi proposto um modelo simplificado da suspensão, que pode correlacionar forças lidas e esforços desenvolvidos nos elementos da suspensão. Esse modelo forneceu um somatório de forças que pôde ser isolado de forma a avaliar os dados necessários para obtenção das forças geradas no contato com o solo.

Assim executou-se uma instrumentação para aquisição de dados definindo-se o modo de uso de extensômetros, acelerômetro e potenciômetro que obtivessem as medidas das grandezas variantes no tempo necessárias ao modelo.

Os valores de força calculados através dos dados adquiridos encontram-se na mesma ordem de grandeza dos estimados pela bibliografia, o que fornece a idéia do bom funcionamento do sistema de aquisição e do modelo proposto.

É importante ressaltar a necessidade de se testar o protótipo em condições mais próximas as da competição, para que os valores de esforços lidos sejam mais perto dos máximos e assim possam ser utilizados para o futuros dimensionamentos da suspensão.

Esse trabalho valida uma metodologia de aquisição de dados que pode ser utilizado para estudos envolvendo dinâmica de obstáculos e esforços gerados pelos mesmos.

8.1. Sugestões para trabalhos futuros

- Aquisição de dados em condições mais próximas as de competição que possam avaliar os esforços em situação de máximo estresse (utilização da pista oficial do Baja Sul).
- Melhorias do sistema de aquisição com introdução de transmissão de dados por rádio frequência.
- Teste de um sistema comercial para comparação com os dados do sistema proposto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AnalogDevices, **ADXL 250 – MEMs Dual axis accelerometer**, Data sheet, <http://www.datasheetcatalog.org/datasheet/analogdevices/573918736ADXL150_250_0.pdf> Acessado em 01/03/2012.

Blundell, M., Harty, D., **Multibody System Approach to Vehicle Dynamics**, Elsevier Butterworth-Heinemann, 518 p., 2004.

Dorothey, B., **Dynamic Tire Load Acquisition for ground vehicle handling analysis with NI CompactRIO**, National Instruments Tutorial, 8p., 2009.

Excel Sensores, Extensômetros de Resistência Elétrica, 2012. <<http://www.excelsensor.com.br/>>, Acessado em 01/03/2012.

Gillespie, T.D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA : SAE Publishers, 1992. pp157.

Gomes, H. M., **Notas de Aula de Medições Mecânicas**, Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS, 2010.

Juvinall, R. C., Marshek, K. M. **Fundamentals of machine component design**, 2nd edition. New York: John Wiley & Sons, 1991.

Kyowa, Strain gauges, Catalogue and Manual, <<http://www.kyowa-ei.co.jp/eng/support/download>>, Acessado em 01/03/2012.

MTS Systems Corporation, **Spinning Wheel Integrated Force Transducer (SWIFT)**: Accurate and reliable data acquisition for vehicle testing and analysis. Data Sheet, Cardif, Eden Praire, MN, 28p., 2012.

Rocha, F. K., **Desenvolvimento de uma metodologia para análise de estrutura veicular**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 161p., 2004.

Santos, G. P., **Análise de tensões do conjunto de suspensão de um protótipo FSAE através de instrumentação**, Trabalho de conclusão de curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSM, 2010.

Velardocchia, Prof. Mauro, **Notas de Aula de Meccanica Del Veicolo**, Laurea Specialistica Ing. Meccanica, Politecnica di Torino, 2009.

APÊNDICES

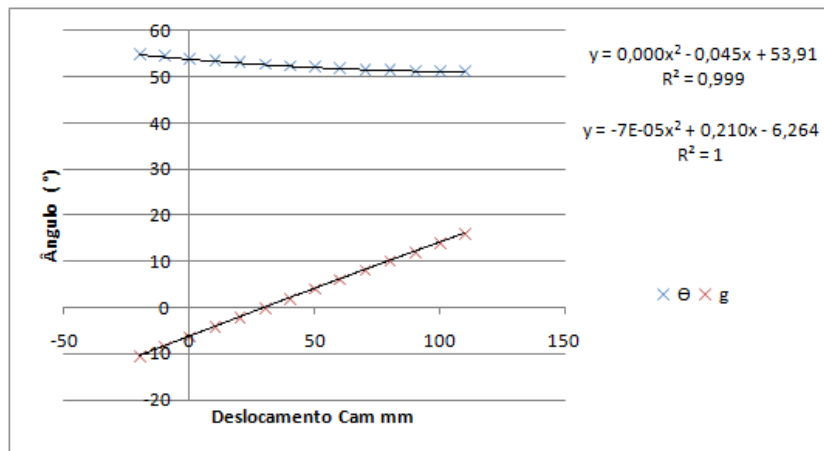


Figura A1 – Gráfico do deslocamento do amortecedor

Tabela A1 – Deslocamento do amortecedor pela variação dos ângulos da suspensão e curso H do pneu

Comprimento Cam (mm)	Zero com o peso Próprio (mm)	θ (°)	γ (°)	Curso Pneu H (mm)
490	-20	54,87	-10,53	0
480	-10	54,38	-8,38	14,23
470	0	53,92	-6,25	28,25
460	10	53,5	-4,15	42,07
450	20	53,1	-2,06	55,69
440	30	52,74	0	69,1
430	40	52,41	2,05	82,31
420	50	52,12	4,09	95,31
410	60	51,86	6,11	108,11
400	70	51,65	8,12	120,71
390	80	51,47	10,13	133,11
380	90	51,34	12,12	145,31
370	100	51,25	14,11	157,31
360	110	51,22	16,1	169,13

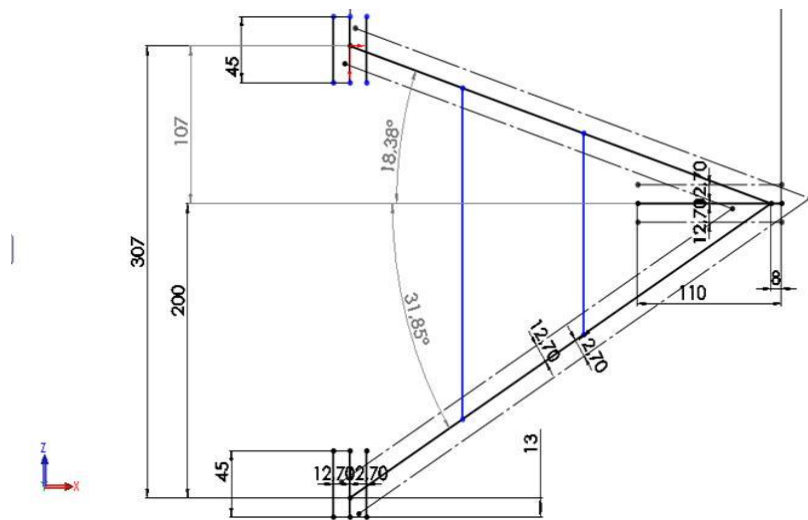


Figura A2 - Dimensões da balança.

Tabela A2 – Constantes fixas utilizadas nos cálculos

Constantes	r (mm)	a (mm)	b (mm)	d (mm)	α (°)	β (°)	mus (kg)
	266,7	30	70	64	18,38	31,85	15

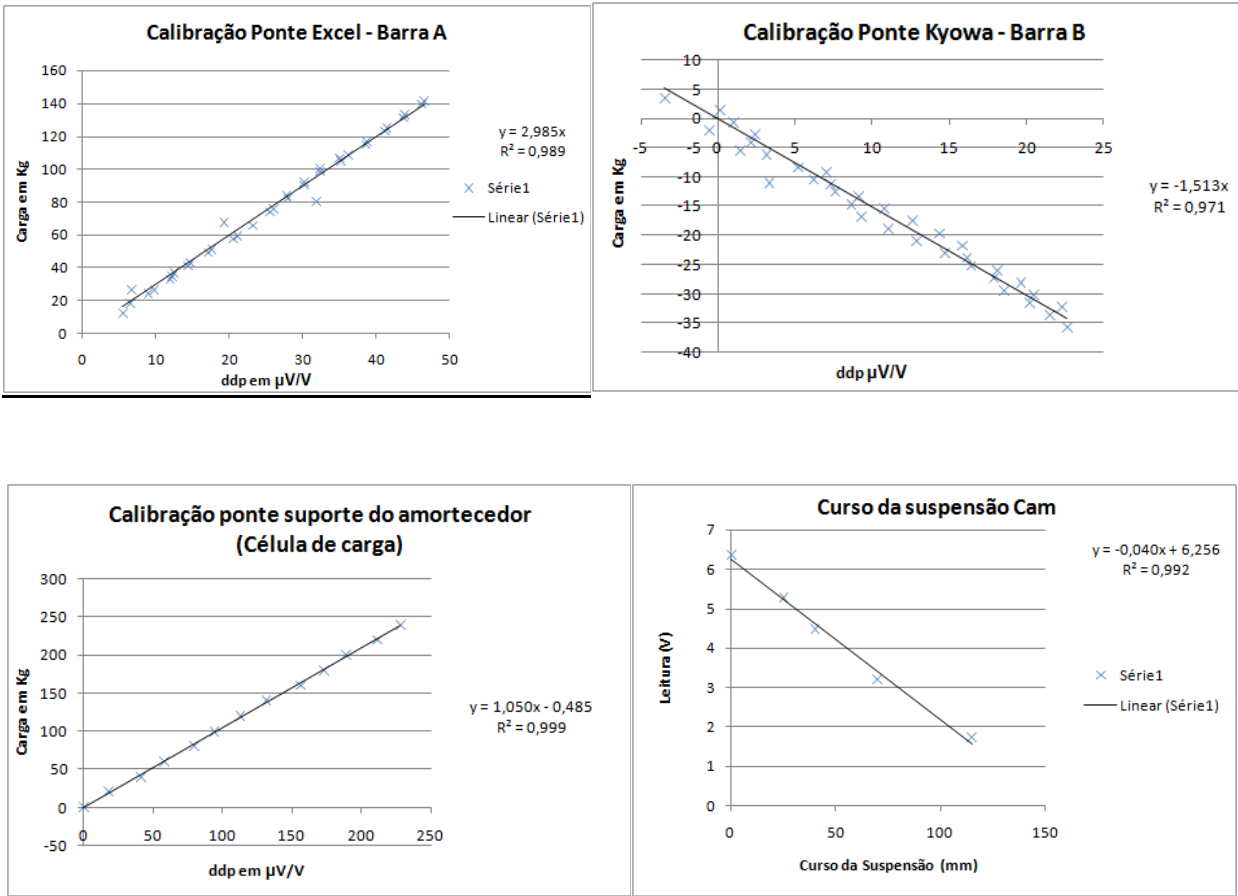


Figura A3 – Gráfico das curvas de calibração das barras A e B, gráfico da curva de calibração da célula de carga vertical e do potenciômetro para obtenção do comprimento Cam.



Figura A4 – Instrumentação das barras A e B. Instrumentação do suporte vertical.



Figura A5 – Protótipo com o sistema de aquisição de dados concluído