(capa)

ROSALVO BERTOLUCCI FILHO

PROJETO BÁSICO DE UM EIXO AGRÍCOLA DIANTEIRO, TRATIVO, DIRECIONAL E SUSPENSO

Trabalho de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante)

São Paulo
2002

ROSALVO BERTOLUCCI FILHO

PROJETO BÁSICO DE UM EIXO AGRÍCOLA DIANTEIRO, TRATIVO, DIRECIONAL E SUSPENSO

Trabalho de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante)

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante)

Orientador:
Prof. Dr.
Ronaldo de Breyne Salvagni.

São Paulo
2002

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE GRÁFICOS

RESUMO

ABSTRACT

1. INTRODUÇÃO

2. PLANEJAMENTO DO PRODUTO

2.1 Objetivos e requisitos do projeto

2.1.1 Funções a desempenhar

2.1.2 Mercado a que se destina

2.1.3 Prazo para o desenvolvimento e lançamento

2.1.4 Ciclo de vida do produto

2.1.5 Investimentos, custos e lucratividade

2.2 Especificação dos requisitos

2.2.1 Requisitos funcionais

2.2.2 Requisitos operacionais

2.2.3 Requisitos construtivos

3. VIABILIDADE

3.1 Viabilidade econômica

3.2 Viabilidade financeira

4. PROJETO BÁSICO

4.1 Análise da suspensão

4.1.2 Projeto cinemático da suspensão

4.1.3 Resultados

4.2 Estudo básico da suspensão

4.2.1 Cálculo da rigidez da mola

4.2.2 Cálculo do fator de amortecimento viscoso médio entre tração e compressão

4.2.3 Cálculo dos esforços na suspensão

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Mercado de tratores nacionais 4x4 em 2001

Tabela 2 – Frota de tratores e índice de mecanização em 1998 (Brasil e Mundial)

Tabela 3 – Projeções de vendas para o eixo

Tabela 4 – Dados da geometria da suspensão

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Cronograma Mestre

Figura 2 – Eixo rígido com amortecedor

Figura 3 – Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos

Figura 4 – Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor

Figura 5 – Orientação dos eixos

Figura 6 – Modelo computacional da suspensão

Figura 7 – Posicionamento de O2 e O4

Figura 8 – Sobreposição das posições de máximo curso

Figura 9 – Vista superior da roda

Figura 10 – Modelo de translação com 2 GL

Figura 11 – Vista frontal dos esforços na carcaça de articulação

Figura 12 – Vista superior dos esforços na carcaça de articulação

Figura 13 – Vista lateral dos esforços na carcaça de articulação

Figura 14 – Forças no braço superior (plano XY, sistema de coordenadas no braço da suspensão)

Figura 15 – Forças no braço inferior visto no plano YZ

Figura 16 – Forças no braço inferior visto no plano XY

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – 4x2 versus 4x4

Gráfico 2 – Vendas de tratores nacionais 4x4

Gráfico 3 – Mercado de tratores nacionais 4x4 em 2001

Gráfico 4 – Ciclo de vida do produto

Gráfico 5 – Deslocamento da mola-amortecedor

Gráfico 6 – Variação do ângulo de Câmber

Gráfico 7 – Deslocamento transversal da roda

Gráfico 8 – Deslocamento longitudinal da articulação dupla

Gráfico 9 – Deflexão da barra de direção

Gráfico 10 – Variação da convergência da roda

RESUMO – A crescente disponibilidade de produtos com alta tecnologia que privilegiam, não só produtividade, mas também conforto, no mercado agrícola brasileiro e mundial incentivou o desenvolvimento de um eixo agrícola dianteiro, trativo, direcional e suspenso. O presente artigo irá desenvolver o projeto básico de um eixo para trator agrícola com as características anteriormente citadas. Como primeira etapa deste projeto, surge o planejamento, onde ficarão bem caracterizadas as funções a serem desempenhadas pelo eixo, o mercado no qual ele se insere, o cronograma mestre, o ciclo de vida do produto e os valores objetivos para os custos, investimentos e lucratividade. A segunda etapa trata da viabilidade do projeto. Ali serão apontadas algumas alternativas e com base em critérios técnicos e econômicos, uma das opções será escolhida. Na terceira e última etapa será desenvolvido o projeto básico da opção ganhadora. Através de um modelo computacional desenvolvido com no software *PRO/Engineer*, serão determinadas graficamente as articulações fixas e móveis dos braços da suspensão e será verificada a variação dos parâmetros de posição da roda.

ABSTRACT – The increasing availability of high-tech products in agricultural market, focusing not only productivity but also comfort was the trigger to develop a front-driven-steered-suspended-agricultural-axle. This article comprises the basic project for such axle. The first stage of this project contains the planning, where it will be defined: axle functions, market characteristics, timeline, product lifecycle and goals for costs, investments and profitability. In the second stage, a feasibility study will be done. The different axle alternatives will be evaluated based on technical, economical and financial criteria. In the third and last stage, the winning alternative will be further analyzed. A PRO/Engineer computational model from the suspension will be built to evaluate its kinematics. It will also be verified the variations of wheel-position-parameters.

1. INTRODUÇÃO

O mercado agrícola, brasileiro e mundial vem se sofisticando nos últimos anos. A disponibilidade de produtos com alta tecnologia que privilegiam, não só produtividade, mas também conforto, é uma constante.

Baseado nesse cenário surgiu o interesse em desenvolver um eixo agrícola dianteiro, tracionado, direcional e com suspensão. A novidade aqui fica por conta da suspensão, já que as outras características são comuns no mercado.

Dessa forma, o presente trabalho irá desenvolver o projeto básico de um eixo com as características anteriormente citadas. Como primeira etapa deste projeto, surge o planejamento, onde ficarão bem caracterizadas as funções a serem desempenhadas pelo eixo, o mercado no qual ele se insere, o Cronograma Mestre, o ciclo de vida do produto e os valores definidos para os custos, lucratividade e investimento.

A segunda etapa trata da viabilidade do projeto. Ali serão apontadas algumas alternativas e com base em critérios técnicos e econômicos, uma das opções será escolhida.

Finalmente será desenvolvido o projeto básico da opção ganhadora. Através de um modelo computacional, uma simulação dos componentes da suspensão será realizada. Os principais esforços também serão mensurados.

2. PLANEJAMENTO DO PRODUTO

2.1 OBJETIVOS E REQUISITOS DO PROJETO

Esse capítulo definirá quais as funções o eixo deve desempenhar e faz uma análise do mercado ao qual ele se destina. Será desenvolvido um cronograma mestre contendo as principais etapas do projeto, será determinado o ciclo de vida do produto sob três óticas distintas (um ciclo estimado, um pessimista e um otimista) e serão definidos os valores esperados dos investimentos, custos e lucratividade.

Todos os tópicos acima visam ao levantamento e análise de informações que serão importantes ferramentas na tomada de decisão quanto à exeqüibilidade ou não do projeto.

A metodologia de desenvolvimento de produtos utilizada nesse projeto segue o Curso de Planejamento e Desenvolvimento de Produtos, ministrado pelo Prof. Omar Moore Madureira.

Essa etapa no desenvolvimento do projeto é de extrema importância, pois dependendo dos prazos e custos impostos pelas necessidades do cliente, sem uma correta análise e planejamento de todo o projeto, pode-se tomar uma decisão inconsistente que futuramente resultará em falta de lucratividade, atrasos ao longo do projeto e até mesmo na constatação de que não existe capacidade humana e produtiva para o desenvolvimento do produto.

2.1.1 FUNÇÕES A DESEMPENHAR

Ao se desenvolver um produto, seja ele totalmente novo ou uma variação de algum já existente, algumas funções devem ser desempenhadas, funções estas que passam pelos requisitos de desempenho e vão até a necessidade da empresa de lançar produtos inovadores.

Para o eixo agrícola com suspensão em questão, as exigências não seriam diferentes. Dessa forma, abaixo serão caracterizadas cada uma das funções a serem desempenhadas pelo eixo:

1) Necessidade de mercado: As montadoras de tratores têm ultimamente se preocupado não só com a performance de seus equipamentos, mas também com o conforto dos operadores. Isso fica evidente quando se observa que os últimos lançamentos em tratores contemplam equipamentos como cabines fechadas e ar condicionado. Seguindo esta mesma tendência, um eixo com suspensão, indiscutivelmente, aumenta o conforto ao rodar uma vez que os solavancos, agora, são parcialmente absorvidos pela suspensão.

2) Necessidade da empresa em oferecer novos produtos: Eixos com suspensão têm sido cada vez mais freqüentes em exposições e feiras da área agrícola, especialmente no exterior. Adiantar essa tendência no mercado nacional pode representar uma vantagem competitiva significativa para a empresa. Esse

pioneirismo pode implicar no domínio de um nicho do mercado, até que os concorrentes tenham tempo para desenvolver um produto semelhante, além de ser altamente positivo para a imagem institucional da empresa.

3) Requisitos de desempenho:

O eixo a ser desenvolvido deve:

- Exercer sua função de forma segura e durável, convertendo o peso que atua no eixo dianteiro do trator em força de tração e frenagem,
- Ser dimensionado para trator da linha média-pesada, com potência máxima variando entre 85 e 135 cv e utilizado em todos os tipos de cultura. Outros dados sobre o trator estão enunciados no capítulo 5.
- Sustentar as cargas estruturais, transferir forças e direcionar as rodas dianteiras,
- Amortecer impactos provenientes da rodagem sob terreno acidentado, aumentando o conforto do operador,
- Manter as rodas perpendiculares ao solo por ocasião da movimentação da suspensão, garantindo tração e dirigibilidade em condições adversas.

2.1.2 MERCADO A QUE SE DESTINA

O lançamento de um novo produto surge da identificação de uma necessidade do mercado. Nada mais lógico, portanto, do que o estudo e entendimento do mercado em que se atua, possibilitando assim, a antecipação de tendências e aumentando as chances de se lançar um produto com boa aceitação.

Ao se fazer o planejamento de um novo produto, obviamente algumas decisões são baseadas em projeções, uma vez que respostas para perguntas, tais quais, - "Quantos eixos serão vendidos ao ano?" e "Qual a rentabilidade unitária?" – não podem ser respondidas com absoluta precisão no tempo presente. Sem dúvida alguma, experiências passadas que a empresa possa ter tido com outros desenvolvimentos, são altamente importantes e determinantes nas tomadas de decisão, sendo o conhecimento do mercado, um dos componentes do que se chamou aqui de experiência.

O tão aqui alardeado conhecimento do mercado será destrinchado em três etapas, que intuitivamente se divide em: passado, presente e futuro.

1) Passado: A análise do tempo passado se mostra em alguns aspectos a mais fácil das três, uma vez que os fatos já são conhecidos. O grande trabalho se concentra

no tratamento e análise que se fará dos fatos já ocorridos. A seguir será dado um panorama do histórico do mercado de tratores sobre rodas em nosso país.

O início da produção de tratores no Brasil data de 1960. Antes disto, a demanda interna por estes equipamentos era suprida por importações. Em 1959, com a instituição do Plano Nacional da Indústria de Tratores Agrícolas pelo GEIA (Grupo Executivo da Indústria Automobilística), a produção de máquinas agrícolas passou a ser considerada assunto estratégico e a produção nacional passou a ser protegida por mecanismos fiscais e de reserva de mercado.

A agricultura brasileira nesse mesmo período apresentava baixos índices de produtividade e mecanização. A necessidade de elevar esse índices e também a exploração de novos mercados agrícolas recém abertos nas regiões Centro-Oeste e Norte do país, eram motivos mais do que suficientes para justificar a adoção de uma política de substituição de importações.

Ao longo da década de 60, o mercado era abastecido tanto pelas montadoras locais, como também por máquinas importadas, mas a partir da década de 70 toda a demanda nacional passou a ser suprida pela produção doméstica. No fim da década de 70, a produção doméstica já permitia, inclusive, geração de excedentes visando à exportação.

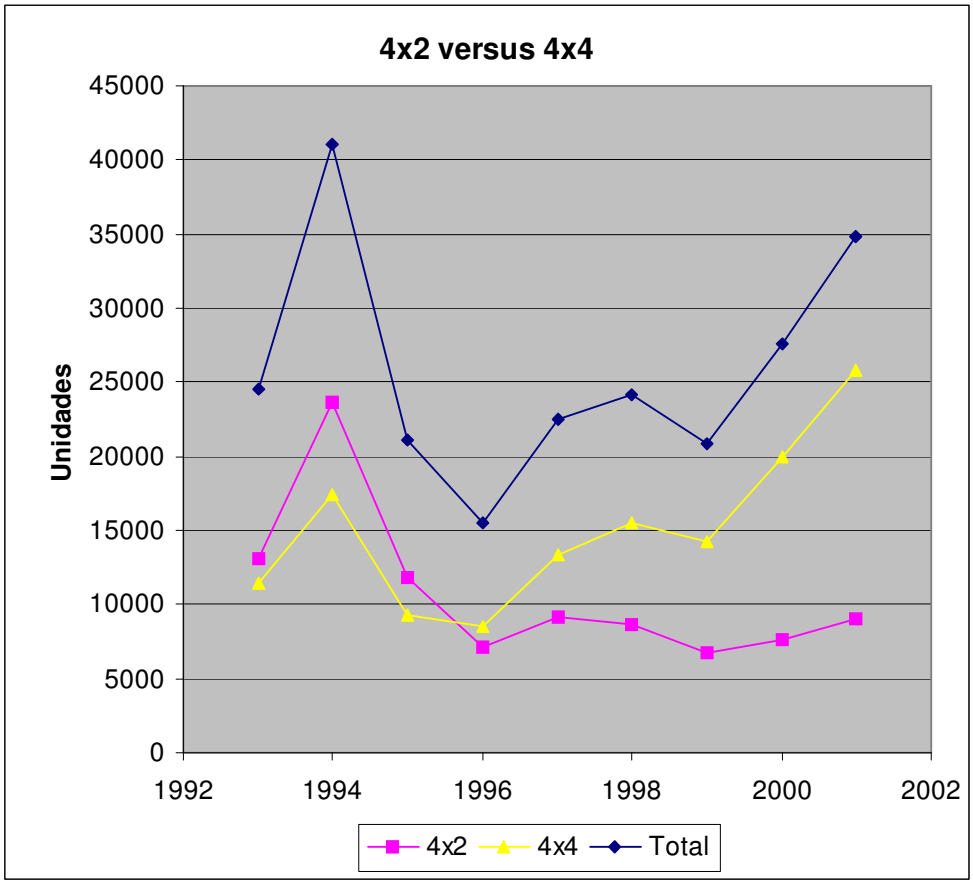
No início da década de 80, a produção de tratores seguiu a tendência da economia brasileira, que era recessiva. Os números do mercado agrícola só mostraram sinal de recuperação a partir de 1984 com a retomada de crescimento na economia nacional. Mas esse crescimento foi interrompido em 1987, quando houve uma diminuição do crédito agrícola como um todo e do crédito para investimentos, em particular. A situação se tornou crítica em 1991-1992, quando os níveis de produção se equipararam aos de 1970. Entretanto, além do crédito de investimento, existem outros mecanismos facilitadores para a aquisição de máquinas agrícolas. Um exemplo disso é a Agência Especial de Financiamento Industrial (FINAME). Foi através do FINAME Agrícola que se conseguiu em 1993 reverter a tendência de queda do mercado, uma vez que nesse período o FINAME Agrícola respondeu por 90% das vendas de tratores agrícolas e colheitadeiras no Brasil (Gazeta Mercantil, 30/07/93).

A evolução do mercado a partir de 1993 pode ser melhor analisada com o auxílio do Gráfico 1. Ali, observa-se a forte queda nas vendas em 1995-1996, devido principalmente, à deterioração da renda no setor agrícola e ao elevado endividamento/inadimplência, que afasta os produtores dos financiamentos voltados para a aquisição de máquinas agrícolas (Informações Econômicas, 1997). Nos anos subseqüentes, a inclinação da reta das vendas internas é ascendente (com exceção de 1999).

Esse breve histórico do mercado agrícola brasileiro nos permite tirar algumas conclusões:

- A disponibilidade de crédito agrícola de investimento e venda de tratores de roda se correlacionam. O coeficiente de correlação entre essas variáveis no Brasil, no período de 1985 a 1995, foi de 0,78. A correlação obtida confirma a hipótese de que a maioria dos produtores não utiliza recursos próprios na aquisição de bens de capital, como tratores de rodas (PROGNÓSTICO, 1996). A diminuição desse tipo de incentivo reduz as aquisições e estimula a racionalização da utilização, o que implica em uma maior preocupação com a conservação e manutenção da frota existente (ANJOS et al., 1988).

GRÁFICO 1



Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

- O indicativo das condições de acesso às máquinas agrícolas por parte dos produtores é a relação de troca produto/máquina agrícola. A queda no preço dos produtos agrícolas significa que mais unidades serão necessárias para a compra do maquinário.

- Os números do mercado agrícola acompanham as oscilações na economia nacional e mundial.

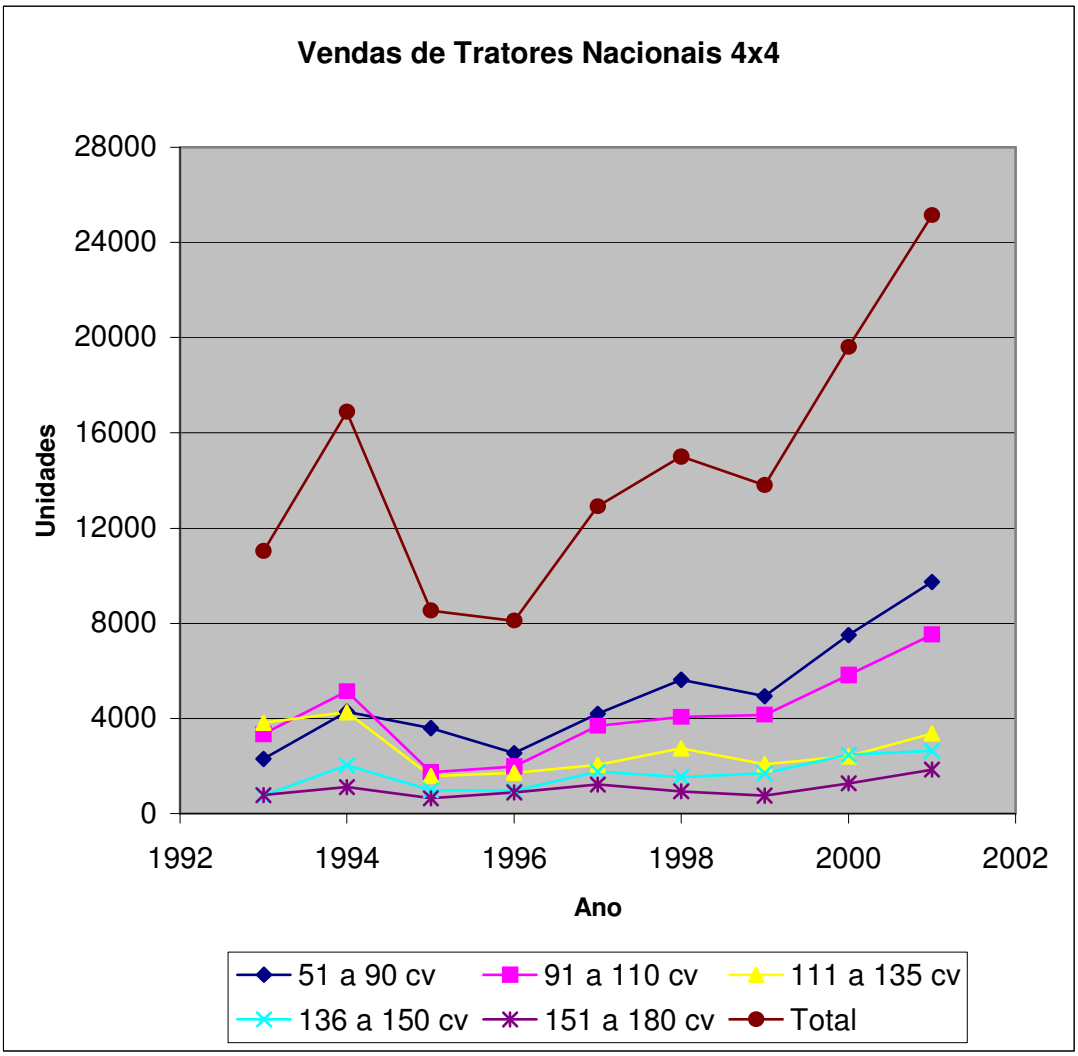
Focando a análise um pouco mais no Gráfico 2, que mostra as vendas de tratores 4x4, divididos por faixa de potência, nota-se que a demanda maior é por tratores na

faixa de potência entre 51 a 90cv e 91 a 110 cv. Tal ocorrência pode ser justificada por 2 fatos principais:

- A diferença de preço entre tratores com potência inferior a 50cv e os de uma classe imediatamente acima, é pequena, compensando assim o maior investimento, uma vez que os tratores mais potentes oferecem maiores possibilidades de uso.

- A utilização de implementos agrícolas com maior área de atuação para a otimização das atividades, requer maior potência na barra de tração.

GRÁFICO 2



Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

2) Presente: Atualmente existem 4 grandes montadoras que representam 96% do mercado (ANFAVEA 2002) (ver Gráfico 3 e Tabela 1). Em relação a 2000, o crescimento do mercado de tratores 4x4 (de 51 a 180 cv) foi de 29,3% (ANFAVEA 2002).

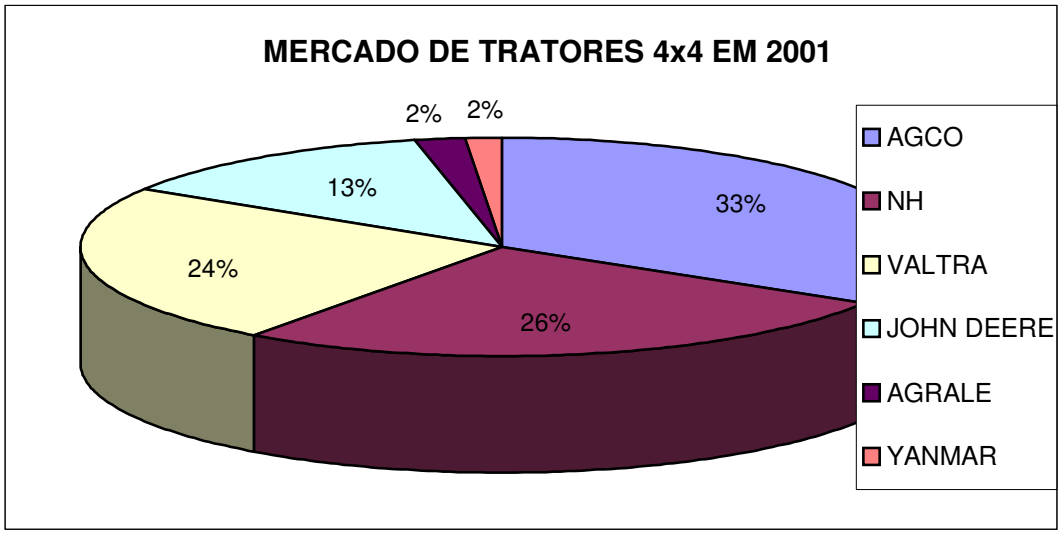
Ao mesmo tempo em que houve um aumento significativo do mercado de tratores, a importação de máquinas agrícolas caiu 46,6%. Em 1999, foram importadas 653 unidades entre tratores e colhedoras. Em 2000 esse número caiu 19,5%, com 526 máquinas importadas. No ano passado, foram importadas 282 unidades, uma redução de quase 47% em relação a 2000. Neste ano a tendência observada se mantém. No primeiro trimestre de 2002, foram importadas 19 máquinas, ante 95, no mesmo período de 2001 (O Estado de São Paulo, 01/05/02).

TABELA 1

MERCADO DE TRATORES NACIONAIS 4x4 EM 2001	
Fabricante	**Vendas internas**
AGCO	8631
NH	6786
VALTRA	6201
JOHN DEERE	3277
AGRALE	453
YANMAR	393
CASE	27
MULLER	9
Total	**25777**

Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

GRÁFICO 3



Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA
OBS: Case e Muller não perfizeram 1% e não foram representados.

No Brasil, atualmente são produzidos equipamentos agrícolas sob uma plataforma global, ou seja, na mesma plataforma de um trator podem ser feitos ajustes mecânicos e tecnológicos, conforme as necessidades de cada tipo de lavoura e país. Tal flexibilidade é uma das saídas que possibilitam ao atendimento, com maior eficiência e qualidade, dos anseios dos clientes brasileiros e estrangeiros. Diante deste cenário, facilmente se compreende a redução das importações que vem ocorrendo nos últimos anos.

Entre as modificações que podem ser feitas nas plataformas globais, tem-se: diferentes tipos de cabines, motores mais potentes e menos poluentes, freio simultâneo nas quatro rodas e menor raio de giro.

Outro fator que contribui para a redução das importações de máquinas agrícolas é o fato de que as linhas de crédito oficiais contemplam apenas equipamentos com no mínimo 60% de nacionalização. Dessa forma, os fabricantes não têm outra saída a não ser a produção de equipamentos mais modernos no Brasil, e neste caso, o conceito de plataforma global, é muito bem vindo.

Outros fatores ainda podem ser citados para caracterizar o mercado agrícola no presente. Atualmente o consumidor de máquinas agrícolas está mais bem informado sobre o que está disponível no mercado internacional para garantir maiores índices de produtividade e menores índices de perda. Mais uma vez o conceito de plataforma global colabora para satisfazer os desejos dos consumidores.

O fato de tratores serem bens de produção e no processo de aquisição não se analisar o seu preço e sim o seu valor, comprova que agregar valor ao produto com itens que aumentem o desempenho, produtividade e conforto operacional dos equipamentos agrícolas é uma medida mais do que acertada.

3) Futuro: O panorama para o mercado brasileiro de máquinas agrícolas é bastante promissor. O Programa de Modernização da Frota de Tratores e Máquinas Agrícolas (Moderfrota) vai receber mais R$ 2 bilhões para a safra de 2002/2003 (O Estado de São Paulo, 01/05/02). Como visto anteriormente, existe uma íntima ligação entre a disponibilidade de crédito e a venda de máquinas agrícolas. Com esta liberação de verba, espera-se uma modernização da frota brasileira, passando de uma idade média que era de 18 anos em 1999, para algo entre 8 a 12 anos nos próximos três anos.

Um bom indicativo do que se pode esperar para os próximos anos é o índice de mecanização (ver Tabela 2).

Ao se comparar o índice de mecanização do Brasil com o de outros países, pode-se perceber que o índice brasileiro é relativamente baixo, o que demonstra potencial para crescimento nas vendas.

TABELA 2

FROTA DE TRATORES E ÍNDICE DE MECANIZAÇÃO EM 1998 (BRASIL E MUNDIAL)			
PAÍS	FROTA (UNIDADES)	ÁREA CULTIVADA (1000 ha)	ÍNDICE DE MECANIZAÇÃO (ha/trator de rodas)
Brasil *	450.000	53.300	118,4
Argentina	280.000	25.000	89,3
Canadá	711.335	45.560	64,0
USA	4.800.000	176.950	36,9
França	1.270.000	18.320	14,4
Reino Unido	500.000	6.381	12,8

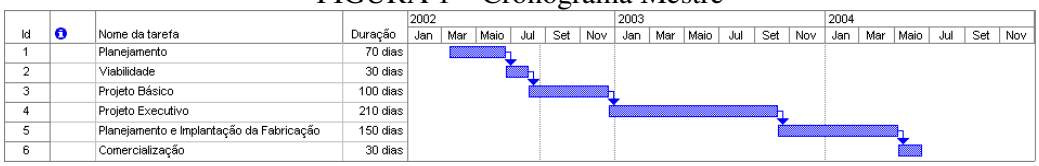
* os dados referem-se a 2000
Fonte: elaborado a partir de dados da ANFAVEA

Em resumo, o baixo índice de mecanização na agricultura brasileira, aliado a uma elevada idade média da frota e a disponibilidade de linhas de crédito, criam um cenário bastante favorável para o crescimento do mercado de máquinas agrícolas no Brasil.

2.1.3 PRAZO PARA O DESENVOLVIMENTO E LANÇAMENTO

O desenvolvimento de um novo produto engloba uma série de 6 etapas principais, que são: Planejamento, Viabilidade, Projeto Básico, Projeto Executivo, Planejamento e Implantação da Fabricação e Comercialização. A elaboração de um Cronograma Mestre é muito importante para que se possa estimar a duração total do projeto e avaliar se ele atende às necessidades da empresa e do mercado. O Cronograma Mestre do projeto em questão pode ser visto na Figura 1

FIGURA 1 – Cronograma Mestre



Uma vez que este trabalho abordará o desenvolvimento do eixo agrícola até a etapa de Projeto Básico (esta é a etapa do desenvolvimento que o produto atualmente se encontra), a seguir será dada uma breve amostra das atividades que contemplam as demais etapas.

- Projeto Executivo: programação dos eventos e atividades através de métodos como o PERT/CPM, projeto dos conjuntos, projeto dos componentes, projeto das peças, construção de protótipos, testes de verificação e certificação do projeto.

- Planejamento e Implantação da Fabricação: programação dos eventos e atividades através de métodos como o PERT/CPM, projeto das instalações, projeto dos processos, projeto dos moldes e ferramentas, construção e montagem dos equipamentos, desenvolvimento experimental dos processos, fabricação do lote piloto e certificação da fabricação.

- Comercialização: treinamento da rede de assistência técnica e distribuição do produto aos clientes ou rede autorizada.

2.1.4 CICLO DE VIDA DO PRODUTO

O ciclo de vida de um produto compreende o período entre o seu lançamento e a sua retirada de produção. É importante que se tenha uma idéia do comportamento do produto no mercado ao longo do tempo, pois quando se inicia o declínio das vendas, um novo produto para substituir o atual deverá estar pronto ou em fase de conclusão.

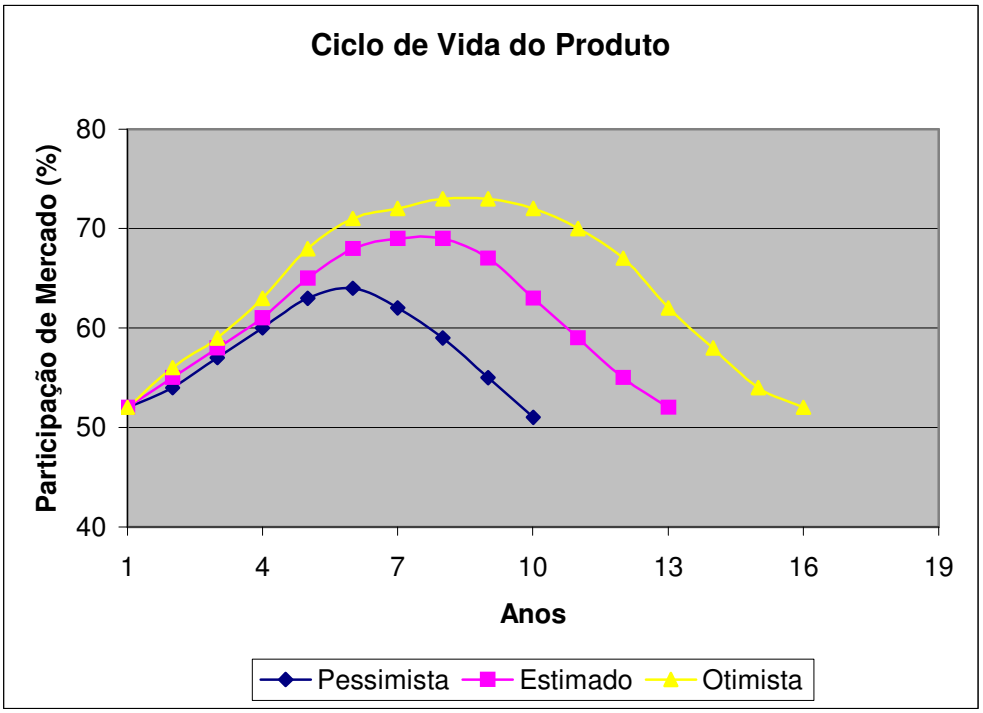
Logicamente a receptividade do mercado ao produto pode interferir nas projeções iniciais. É por isso que normalmente se trabalha com três projeções: uma estimada, uma otimista e uma pessimista.

O tempo que o produto se mantém no mercado também influencia na viabilidade do mesmo. Um produto com perspectiva de pouca permanência no mercado e que requer grande investimento para ser produzido, realmente não faz sentido. É por essa razão que o grau de tecnologia aplicado ao produto também é definido pelo seu ciclo de vida. No exemplo anterior, o problema pode ser contornado prevendo-se atualizações do produto ao longo de sua vida útil, que reduzirão o investimento inicial e facilitarão a viabilidade do projeto.

Baseado em experiências anteriores com outros eixos agrícolas elaborou-se o ciclo de vida do eixo com suspensão (ver Gráfico 4). A atual linha de eixos está no mercado há cerca de 15 anos. A adoção da suspensão representará um acréscimo no valor agregado do eixo, mas ao mesmo tempo, espera-se um mercado mais competitivo no futuro, exigindo novos produtos. Portanto, estimou-se o ciclo de vida do eixo em 13 anos.

Como mostrado no Gráfico 4, o eixo com suspensão terá uma importante participação na retomada do mercado de eixos agrícolas como um todo (com e sem suspensão). Já estão incluídas nas previsões de ciclo de vida duas atualizações no produto. São elas: a opção de diferencial hidráulico com 100% de bloqueio e controle eletrônico da suspensão.

GRÁFICO 4



2.1.5 INVESTIMENTOS, CUSTOS E LUCRATIVIDADE

O desenvolvimento de um novo produto envolve grandes custos. Quanto mais inovador e sofisticado ele for, mais caro será o seu desenvolvimento. Por isso, é importante que durante a fase de planejamento se defina o volume de recursos que se deseja investir, se estabeleça os limites dos custos de produção e a lucratividade desejada.

Baseado no que foi exposto acima, o eixo a ser projetado irá utilizar peças de eixos já existentes, sendo necessário, portanto, o desenvolvimento de um número menor de componentes. Os principais são:

- O módulo da suspensão, composto pelos braços inferior e superior mais o conjunto mola-amortecedor

- A carcaça intermediária que fará a interface entre o módulo da suspensão e a carcaça central já existente

- O eixo de acionamento junto com a articulação dupla (será uma peça comprada pronta)

- Modificação da carcaça de articulação existente

No restante, todas as engrenagens e componentes significativos serão comuns aos eixos já existentes. Pequenos componentes como, arruelas, buchas e parafusos, não serão considerados por ora.

Com o uso dessa filosofia será possível racionalizar os investimentos. Os custos de produção se manterão em níveis conhecidos e a lucratividade do produto também.

É importante mencionar aqui, que por desejo da empresa que está desenvolvendo esse eixo, houve inicialmente uma maior preocupação quanto ao aspecto técnico do mesmo, uma vez que se trata de um desenvolvimento inédito. Existe, portanto, interesse em se fazer esse estudo, pois o mesmo representa ganho de *know how*. Obviamente, o aspecto econômico e financeiro não foi e nem será negligenciado. Apenas nesse primeiro momento, não houve um detalhamento no mesmo patamar do aspecto técnico.

Por essa razão, ainda não existem números definidos para os investimentos. Para os custos de produção e a lucratividade, o raciocínio já foi mencionado. Maiores detalhes serão vistos no capítulo 3.

2.2 ESPECIFICAÇÃO DOS REQUISITOS

2.2.1 REQUISITOS FUNCIONAIS

1) DESEMPENHO

O eixo em questão será adequado para a utilização em tratores de até 135 cv. Suportará um valor de torque de pico de 28.000 N.m. A máxima carga estática sobre o eixo dianteiro será 33.000 N. A redução final do eixo poderá variar de 10:1 até 24:1. Quanto ao desempenho direcional, o ângulo máximo de esterçamento será 52° e o máximo erro geométrico de Ackermann 4,5°. O máximo curso da suspensão será 75mm, tanto na posição superior, como na inferior. Deverá ser capaz de manter as características operacionais em temperaturas de +40 a -50°C.

2) ESTÉTICA E ERGONOMIA

O eixo deverá combinar com a figura harmônica do trator. Os pontos que necessitarem manutenção periódica (se existirem), deverão ter acesso facilitado.

3) SEGURANÇA

O eixo não deverá criar nenhum risco para o operador ou observadores. Rebarbas, cantos vivos e partes móveis expostas não deverão existir.

Em caso de sobrecarga, o torque de pico não poderá ser utilizado durante mais do que 10% da vida útil do eixo.

4) PROTEÇÃO AMBIENTAL

O máximo nível de pressão sonora admitida produzida pelo eixo será 80 db. Outros tipos de emissões poluentes, como vazamentos, não deverão acontecer caso sejam cumpridos os intervalos de manutenção recomendados.

2.2.2 REQUISITOS OPERACIONAIS

1) CONSUMO DE ENERGIA

O consumo de energia do eixo não deverá ser superior a 1,5 kW.

2) CONFIABILIDADE

O tempo médio entre falhas (*mtbf, mean time between failures*) do eixo será 15.000 horas. Os seus sub-sistemas (sistema de vedação, por exemplo) poderão ter uma confiabilidade menor, da ordem de 1000 horas.

3) MANTENABILIDADE

O intervalo mínimo para troca de óleo deverá ser de pelo menos 1000 horas. Os pontos lubrificados com graxa deverão ser verificados a cada 3 meses.

4) DURABILIDADE

A durabilidade mínima em operação contínua a 7 km/ deverá ser de 1000 horas.

2.2.3 REQUISITOS CONSTRUTIVOS

Serão listados a seguir as principais dimensões e o peso desejado para o eixo:

Largura total: 2130 a 2150 mm
Distância entre flanges: 1776 a 1910 mm
Profundidade (com mancais montados): ≈ 500 mm
Altura: ≈ 400 mm
Peso: ≈ 3500 N

3. VIABILIDADE

Foram estudadas 3 alternativas para o eixo com suspensão. São elas:

- Eixo rígido com amortecedor
- Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos
- Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor

Analisando mais detalhadamente cada uma das alternativas, tem-se:

- Eixo rígido com suspensão: representa um pequeno avanço em relação aos eixos rígidos sem suspensão. A adição de um amortecedor na conexão entre o eixo e o trator, apesar de significar um ganho de conforto, não proporciona a dirigibilidade e tração conseguidas com um arranjo de braços sobrepostos. Portanto, não será levada adiante.

- Eixo com suspensão independente de braços sobrepostos: Essa opção foi a escolhida, pois oferece ganhos em dirigibilidade, tração e conforto, além de permitir a utilização de componentes de eixos já existentes. Obviamente assim, consegue-se reduzir os custos de desenvolvimento.

- Módulo de suspensão com braços sobrepostos atrelados ao bloco do motor: esta opção do ponto de vista funcional é igual à segunda. Entretanto, é necessário usar o bloco do motor como componente estrutural e, portanto, implica em grandes mudanças no trator e custos para o cliente. Foi descartada por esse motivo.

Após a primeira análise apenas uma alternativa sobreviveu e iremos agora submetê-la a uma análise econômica.

3.1 VIABILIDADE ECONÔMICA

Para tornar a fabricação do produto compensadora é necessário que a soma de todos os custos de produção seja menor do que a receita gerada pela venda do produto. Os investimentos feitos também devem poder ser amortizados antes do final ciclo de vida do produto.

Os investimentos feitos serão divididos em dois tipos: projeto e desenvolvimento e implantação da fabricação.

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 6000 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho

média R$ 40,00, tem-se um custo de R$ 240.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R$ 200.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R$ 220.000,00.

Para as duas atualizações previstas para o produto, o raciocínio se repete. A implantação do diferencial hidráulico, 2 anos após o lançamento do produto, vai consumir:

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 700 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho média R$ 40,00, tem-se um custo de R$ 28.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R$ 30.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R$ 25.000,00.

Por último, a implantação do controle eletrônico da suspensão, 4 anos após o lançamento, implicará:

- Projeto e desenvolvimento: serão consideradas cerca de 500 horas, incluindo todos os departamentos necessários e seus funcionários. Admitindo a hora de trabalho média R$ 40,00, tem-se um custo de R$ 20.000,00. Os custos de testes e construção de protótipos serão de aproximadamente R$ 100.000,00.

- Implantação da fabricação: serão considerados aqui ferramentais de fundição, ferramentas de usinagem e dispositivos de fixação e montagem. No total, chega-se a R$ 100.000,00.

É necessário também que se estime os custos de produção. Aqui, visando à simplificação, será definido o valor de lucro unitário esperado. Assim, garante-se que os custos fixos e variáveis serão cobertos. O valor definido é R$ 250,00.

A partir desses elementos, é possível fazer a análise de viabilidade financeira.

3.2 VIABILIDADE FINANCEIRA

O método utilizado para determinar a viabilidade do projeto, será o Método do Valor Líquido Presente (VLP). A idéia aqui é levar todos os investimentos e o lucro líquido conseguido com as vendas para a data presente, utilizando uma taxa de retorno pré-definida.

Será considerado que os desembolsos para a atualização do produto ocorrerão um ano antes da implantação e a taxa de retorno será de 12 % ao ano. O ciclo de vida do produto considerado será o pessimista.

A expectativa de vendas do eixo, ano a ano é a mostrada na Tabela 3.

TABELA 3 – Projeções de vendas para o eixo

Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
800	900	1000	1100	1200	1100	1000	900	800	700

Calculando o VLP:

$$VPL = VP_{lucro} - VP_{investimentos}$$

$$VLP = \frac{800*250}{1{,}12} + \frac{900*250}{(1{,}12)^2} + \frac{1000*250}{(1{,}12)^3} + \frac{1100*250}{(1{,}12)^4} + ... + \frac{700*250}{(1{,}12)^{10}} -$$
$$660.000 - \frac{83.000}{(1{,}12)^1} - \frac{220.000}{(1{,}12)^3}$$

$$VLP = 1.352.632 - 890.698 = 461.934$$

Como o valor VLP é positivo, isto é, o lucro da vendas na data presente é maior que os investimentos necessários, segue-se que o projeto é financeiramente viável.

4. PROJETO BÁSICO

4.1 ANÁLISE DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO

A análise da variação da geometria da suspensão durante a sua movimentação é de extrema importância para garantir que a mesma exerça suas funções adequadamente ao longo do seu curso. Para que esse estudo fosse possível, foi utilizado o software PRO\Engineer, com o qual se construiu um modelo virtual da suspensão. Deste modelo foi extraída uma série de informações sobre a geometria da suspensão. Antes de analisarmos esses resultados, iremos primeiro, conhecer um pouco mais sobre a maneira como o modelo computacional foi construído.

A orientação dos eixos x,y e z foi definida da seguinte forma: eixo x na direção do eixo longitudinal do trator com sentido positivo a favor do movimento do mesmo; eixo y ao longo do eixo dianteiro do trator com sentido positivo apontando para o lado esquerdo (visto da posição do motorista); eixo z perpendicular ao plano formado pelos 2 eixos anteriores com sentido positivo apontando para cima (saindo do solo).

O eixo a ser desenvolvido é simétrico em relação ao eixo longitudinal do trator e para efeito de análise, será considerado apenas o lado direito do mesmo. Os resultados encontrados serão válidos também para o lado esquerdo devido à simetria anteriormente mencionada.

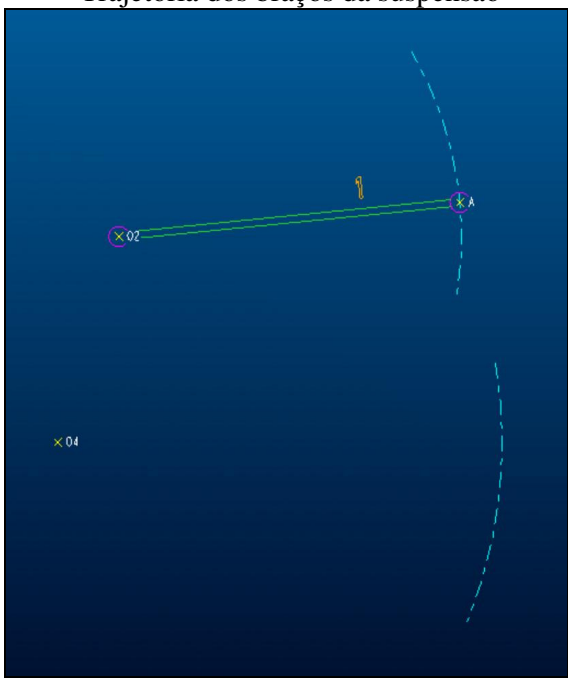
A movimentação dos componentes da suspensão foi analisada no plano yz (vista lateral do eixo) uma vez que para o arranjo de braços sobrepostos escolhido o movimento dos componentes é plano (movimento ascendente e descendente da suspensão).

4.1.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO

O modelo da suspensão começou a ser construído a partir da definição dos dois pontos O2 e O4. Através desses pontos e em uma direção perpendicular ao plano do papel (direção x), passam os eixos em torno dos quais os braços da suspensão rotacionam. Os pontos O2 e O4 também são a ligação entre o módulo da suspensão e o restante do eixo (respectivamente dos braços superior e inferior). Os dois braços ao girarem em torno desses pontos descrevem as trajetórias mostradas pelas linhas pontilhadas na Figura 2.

Obviamente, o raio dessas trajetórias depende dos comprimentos dos braços da suspensão e a relação dos comprimentos superior e inferior afeta diretamente a movimentação dos componentes a eles atrelados e em última instância, da roda.

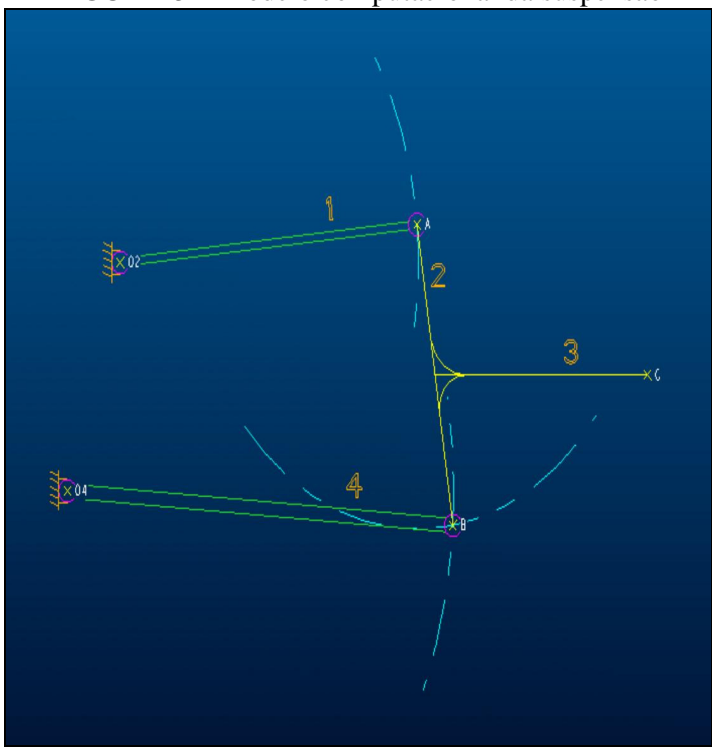
FIGURA 2
Trajetória dos braços da suspensão



O ponto O2 que já está definido e é fixo, foi o ponto de partida. Sabe-se que o ponto A (vide Figura 2) estará em algum ponto da trajetória acima mencionada e para poder localizá-lo, definiu-se um valor para o ângulo de inclinação do braço superior na posição de repouso com carga nominal. Assim, traçou-se o elemento 1, que representa o braço superior da suspensão.

Com a posição do primeiro elemento da suspensão definida, o próximo componente a ser posicionado foi a carcaça de articulação (elementos 2 e 3 da Figura 3). A carcaça de articulação é um elemento rígido que suporta o conjunto roda-pneu e é ligado aos braços da suspensão através dos pontos A e B. Como o ponto A já estava definido, bastou definir a posição do ponto B. O ponto B é definido pela intersecção entre as trajetórias do braço inferior rotacionado em torno de O2 e pela própria carcaça de articulação rotacionada em torno do ponto A (ver Figura 3). O raio da trajetória da carcaça de articulação é a altura da mesma e por se tratar de um componente rígido, qualquer que seja a posição da suspensão, esse valor não se altera.

FIGURA 3 – Modelo computacional da suspensão



Uma vez que o ponto B foi definido, automaticamente o elemento 4 também o foi. Como o ponto O4 fora anteriormente posicionado, bastou conectar os dois pontos para que se tivesse o braço inferior da suspensão (elemento 4).

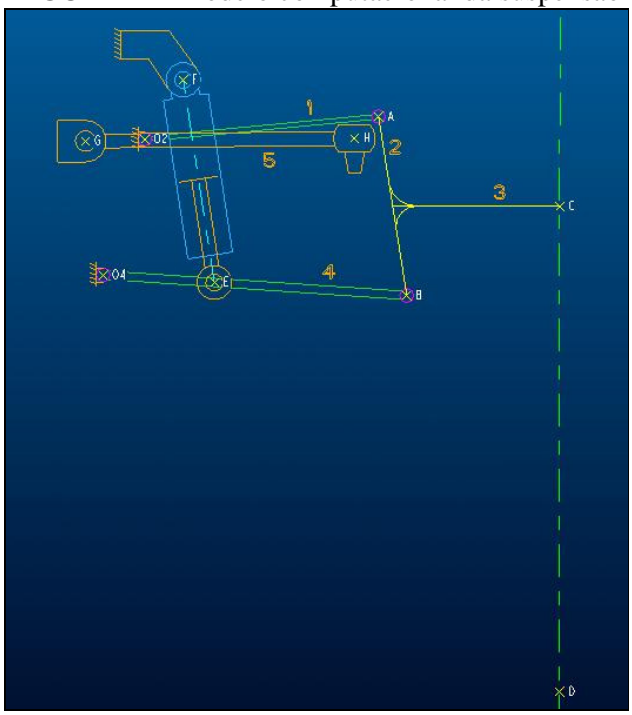
O inclinação do elemento 2 no plano yz é a inclinação do pino mestre do trator. O segmento 3 foi construído a partir do elemento 2, sendo que o ângulo entre eles é fixo (estão rigidamente ligados). O comprimento do segmento 3 depende da bitola do trator e em seu final posicionou-se o ponto C, que representa o centro da roda.

O ponto de contato entre o pneu e o solo foi indicado com o ponto D. A reta pontilhada que passa pelos pontos C e D é o eixo de simetria do conjunto roda-pneu.

Na seqüência, definiu-se a posição do conjunto mola-amortecedor (a mola não está representada). A mola e o amortecedor serão coaxiais. O ponto E representa a conexão do conjunto com o braço inferior da suspensão e o ponto F é o ponto de fixação do conjunto mola-amortecedor ao eixo. O ponto F é, portanto, fixo.

Por último, representou-se a barra de direção, chamada de elemento 5. No ponto G a barra de direção é articulada, enquanto que no ponto H ela se move solidária ao elemento 2 (ver Figura 4).

FIGURA 4 – Modelo computacional da suspensão



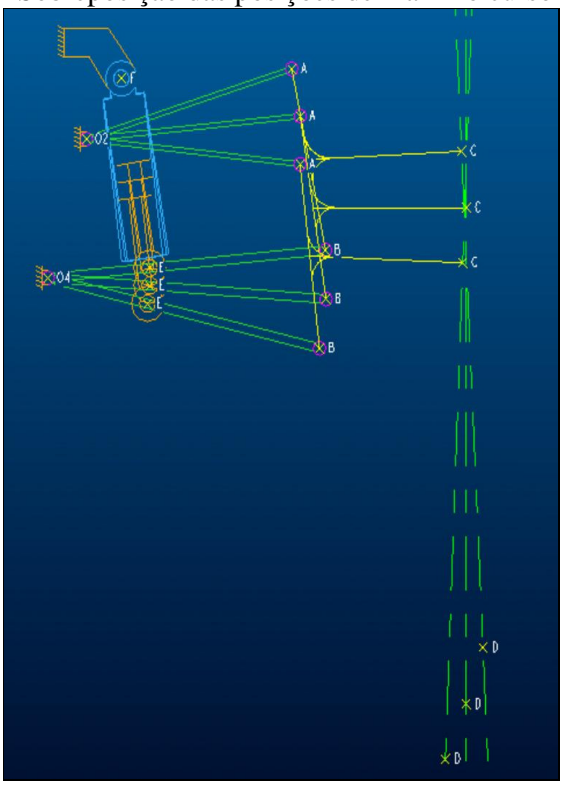
4.1.3 RESULTADOS

Os principais objetivos almejados ao se criar o modelo computacional da suspensão eram a possibilidade de simular a movimentação dos componentes, bem como, a de obter medidas precisas dos deslocamentos dos pontos mais relevantes.

A visualização da movimentação dos componentes é muito importante, pois é necessário garantir que não haja interferência entre os mesmos, e também, deve-se garantir que a roda mantenha ao máximo possível o seu perpendicularismo com o solo.

Para possibilitar a medida dos deslocamentos mencionados acima, foram criados alguns pontos auxiliares. Cada dimensão medida possui um par de pontos e estes pontos foram referenciados de duas maneiras diferentes. O primeiro ponto do par foi atrelado a um referencial fixo, enquanto que ao segundo, a alguma parte móvel da suspensão. Desta forma, na posição de repouso, cada par de pontos se sobrepõe, mas ao se provocar um deslocamento, os pontos se afastam e a distância entre eles pode ser medida. A Figura 5 mostra uma sobreposição das posições de máximo curso, inferior e superior, além da posição de repouso. Notar a variação na posição dos pontos em cada situação.

FIGURA 5
Sobreposição das posições de máximo curso



Simulando diversas posições da suspensão ao longo do seu curso, várias medidas foram feitas no modelo computacional, como mostra a Tabela 4.

Os ângulos medidos seguem a seguinte orientação: positivo no sentido horário e negativo no sentido anti-horário.

O único valor que não foi diretamente medido no modelo computacional foi a variação da convergência. Esta variação se deve à diferença nos raios e centros das trajetórias da carcaça de articulação e da barra de direção. Para calcular este valor então, primeiramente mediu-se a movimentação relativa entre os pontos A e H (ver Figura 4). A distância do ponto de conexão da barra de direção na carcaça de articulação até o centro do eixo, no plano XY, é 172 mm. Com essas informações, calculou-se o arco-tangente do ângulo formado pelo deslocamento dos pontos A e H e a distância de 172 mm (ver Figura 6).

TABELA 4 – Dados da geometria da suspensão

	Ângulo do Braço Superior (°)	Ângulo do Braço Inferior (°)	Ângulo de Câmber (°)	Ângulo da Barra de Direção (°)	Curso da Mola-Amortecedor (mm)
Repouso	5,50	-3,87	0,02	0,59	0,00
Movimento ascendente	7,00	-2,69	-0,30	1,89	3,22
	9,00	-1,11	-0,75	3,63	7,53
	11,00	0,45	-1,23	5,36	11,85
	13,00	2,01	-1,72	7,01	16,17
	15,00	3,57	-2,23	8,79	20,48
	17,00	5,18	-2,75	10,48	24,79
Movimento descendente	4,00	-5,05	0,34	-0,71	-3,23
	2,00	-6,64	0,76	-2,44	-7,51
	0,00	-8,23	1,15	-4,16	-11,79
	-2,00	-9,82	1,53	-5,87	-16,05
	-4,00	-11,41	1,89	-7,56	-20,28
	-6,00	-13,01	2,23	-9,47	-24,49

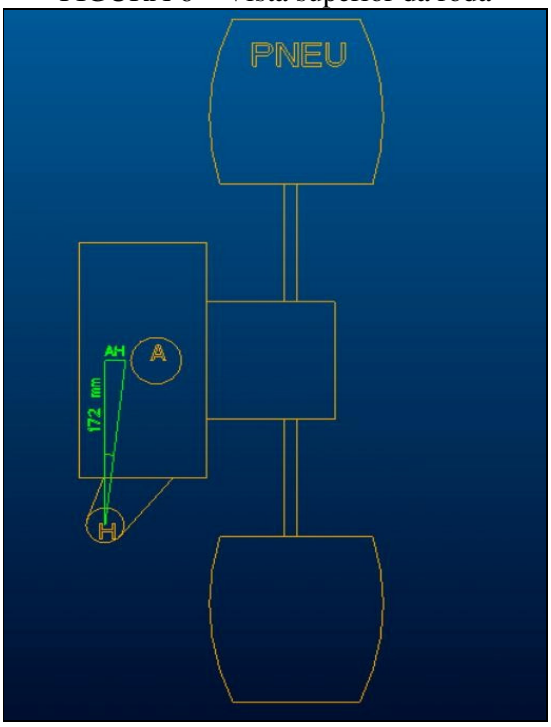
Continuação da Tabela 4

Deslocamento da Articulação Dupla (mm)		**Deslocamento da Roda (mm)**		**Projeção da distância entre os pontos A e H no eixo Y (mm)**	**Deslocamento relativo entre os pontos A e H (mm)**	**Variação na convergência da roda (°)**
Δy	Δz	Δy	Δz			
0,00	0,00	0,00	0,00	34,74	0,00	0,00
0,22	8,90	0,05	11,22	33,96	-0,78	-0,26
0,84	20,75	0,31	23,98	32,89	-1,85	-0,62
1,83	32,55	0,81	37,83	31,76	-2,98	-0,99
3,18	44,30	1,55	51,75	30,56	-4,18	-1,39
4,89	55,95	2,68	69,03	29,31	-5,43	-1,81
6,96	67,53	3,84	79,76	27,98	-6,76	-2,25
-0,01	-8,92	0,06	-10,30	35,47	0,73	0,24
0,30	-20,83	0,31	-23,86	36,41	1,67	0,56
0,98	-32,74	0,75	-37,32	37,30	2,56	0,85
2,03	-44,64	1,35	-50,67	38,14	3,40	1,13
3,46	-56,51	2,11	-63,90	38,94	4,20	1,40
5,26	-68,34	3,00	-77,00	39,68	4,94	1,65

Fonte: modelo computacional

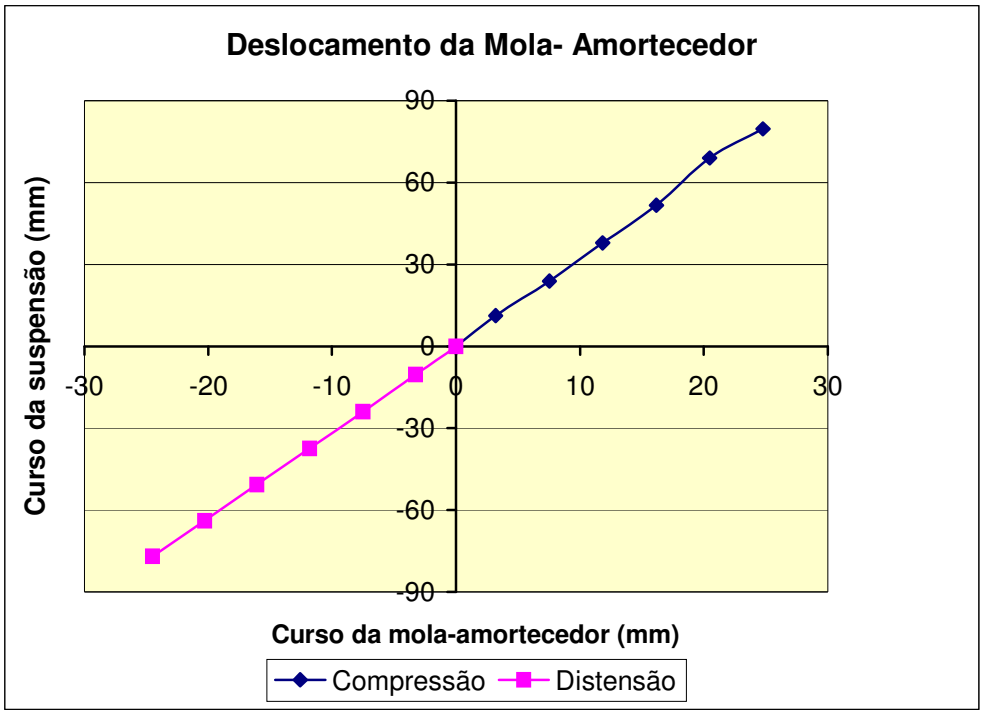
Convencionou-se que os valores de ângulos positivos indicam divergência e os negativos, convergência.

FIGURA 6 – Vista superior da roda



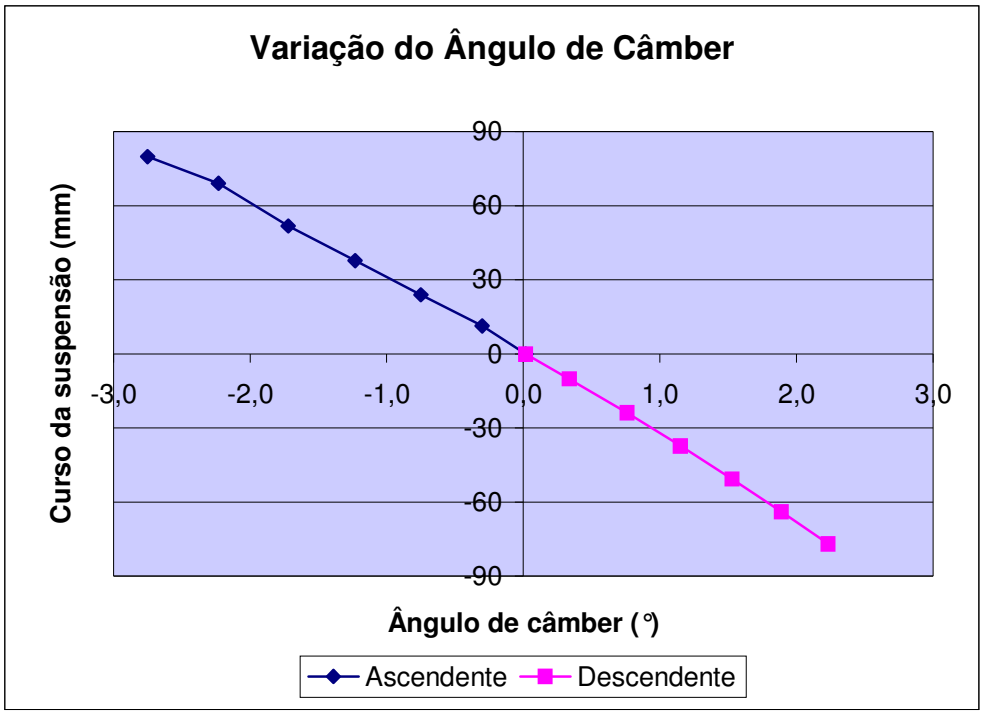
Para complementar a análise dos resultados, a seguir, serão mostrados alguns gráficos que indicam a variação da geometria da suspensão ao longo do seu curso.

GRÁFICO 5



No gráfico 5, pode-se observar a variação do curso do conjunto mola-amortecedor durante a movimentação da suspensão. Os valores de deslocamento foram medidos no eixo do próprio conjunto.

GRÁFICO 6



A variação do ângulo de câmber mostrada no Gráfico 6 é um importante indicativo da manutenção da perpendicularidade entre o pneu e o solo. Na posição de máximo curso ascendente, encontra-se o maior valor do ângulo de câmber. O valor negativo indica que na vista lateral, a extremidade superior do pneu está mais próxima do eixo de simetria do veículo, do que a extremidade inferior (ver na Figura 5 a inclinação das retas pontilhadas que ilustram as situações extremas de variação de câmber).

O Gráfico 7 mostra a variação transversal da roda em relação ao solo durante a movimentação da suspensão. Em outras palavras, é a movimentação transversal do ponto D. A Figura 5 também auxilia neste sentido.

O deslocamento transversal do ponto D tem influência no desgaste do pneu. Pelo fato de tratores trafegarem normalmente sobre solos arenosos e os valores encontrados estarem dentro do esperado, pode-se considerar que a suspensão está corretamente projetada neste aspecto.

GRÁFICO 7

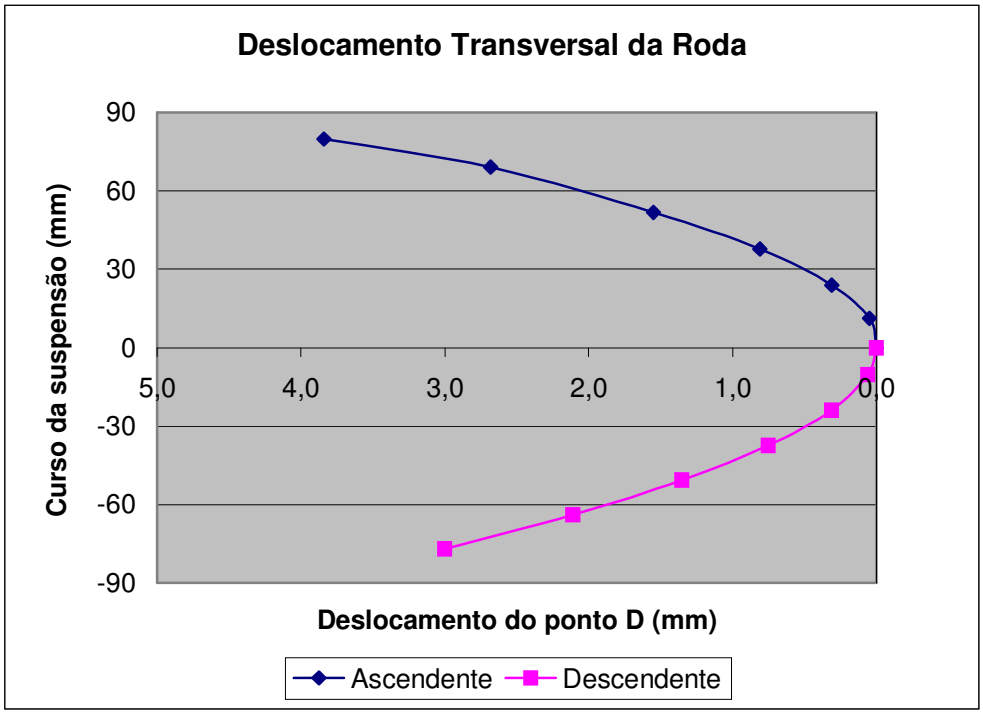
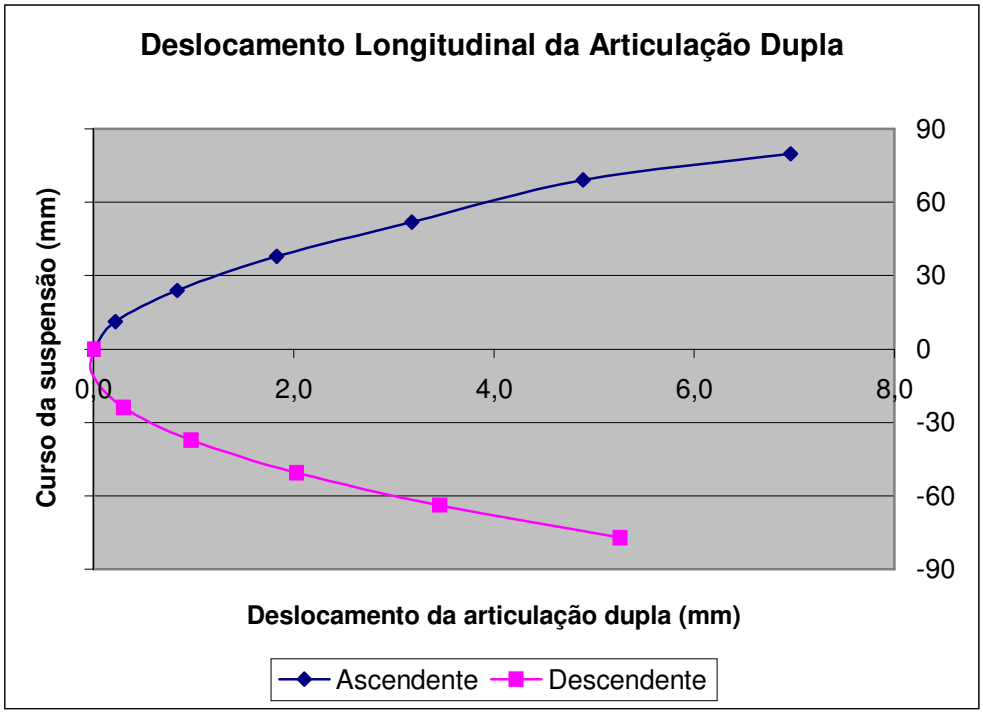
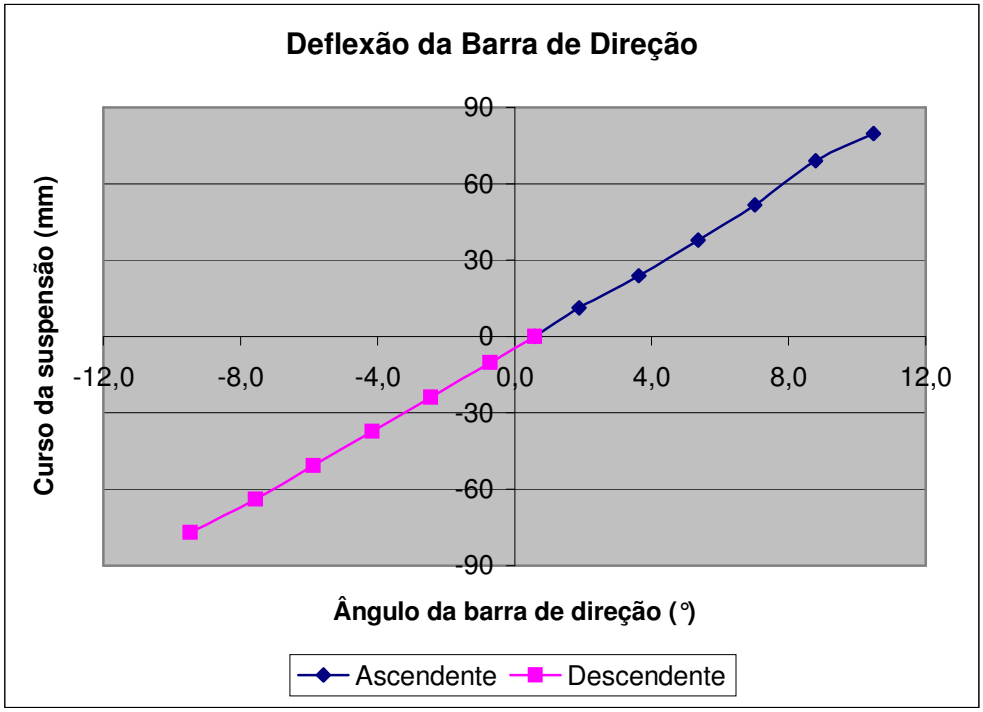


GRÁFICO 8



O conhecimento do deslocamento transversal da articulação dupla é necessário para que se dimensione corretamente o curso necessário no eixo de ligação entre o diferencial e articulação dupla. Esse deslocamento é mostrado no Gráfico 8.

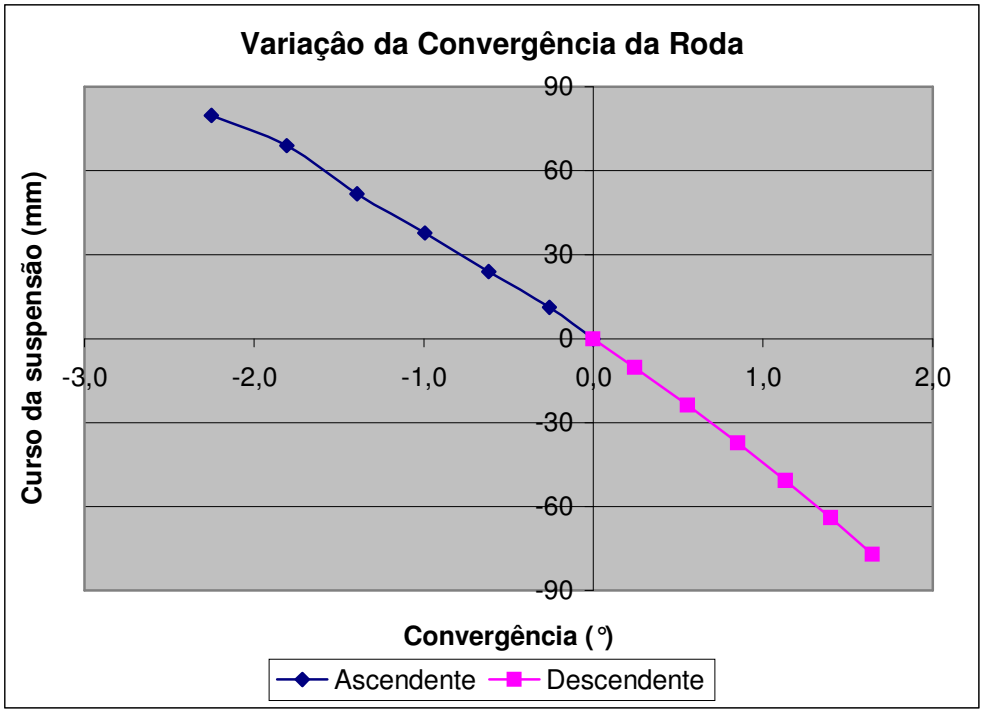
GRÁFICO 9



Uma vez que se pretende usar uma barra de direção já existente (utilizada em um eixo sem suspensão) e que, portanto, não tem deflexões no YZ, as informações contidas no Gráfico 9 são bastante importantes. Os valores de deflexão encontrados nas posições de máximo e mínimo curso da suspensão não representarão problemas, já que a especificação da barra atual garante uma deflexão mínima total de 24°.

Finalmente, o Gráfico 10 mostra a variação da convergência da roda com a movimentação da suspensão. O método utilizado para chegar até esses valores já foi discutido anteriormente e os valores obtidos estão dentro do esperado e, portanto, não alterarão o comportamento dinâmico do trator.

GRÁFICO 10



4.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DA SUSPENSÃO

Uma vez que a verificação do funcionamento da suspensão quanto à movimentação de seus componentes foi concluída, deve-se agora calcular os esforços que irão agir nestes componentes e os valores característicos do conjunto mola-amortecedor para que se garanta conforto ao rodar.

O fato de as massas suspensas (cabine do trator, motor, transmissão e outros componentes) e não-suspensas (roda, pneu e braços da suspensão) terem freqüências naturais distintas nos permite tratá-las isoladamente. Ou seja, diante das excitações provocadas pelo terreno, as massas suspensas e não-suspensas se comportam de maneiras diferentes e por conveniência, são estudadas separadamente.

A seguir serão enunciados os dados básicos de um trator da linha média que será utilizado nos cálculos.

- Dados básicos do trator:

- Peso total = 81.314 N
- Peso sobre o eixo dianteiro = 33.000 N
- Peso sobre o eixo traseiro = 48.314 N
- Distância entre eixos = 2590 mm

- Distância do CG ao eixo dianteiro = 1560 mm
- Altura do CG (estimada) = 1600 mm
- Raio do pneu (sem carga) = 725 mm
- Raio do pneu (com carga de 24500 N) = 650 mm
- Peso do pneu 18.4R26 =1225 N
- Peso da roda = 686 N

O peso do pneu foi obtido junto ao fabricante (Firestone website). A partir dos dados do raio do pneu, com e sem carga, calculou-se o valor da rigidez do pneu (admitiu-se que o pneu deforma-se linearmente com o acréscimo de carga):

$$F = K_p * X \Rightarrow 24500 = K * (725 - 650) \Rightarrow K_p = 327\ N/mm$$

$$onde:$$
$$F = força$$
$$K = rigidez$$
$$X = deformação$$

O peso da roda foi estimado baseado em suas dimensões (SAE Handbook).

- Dados complementares do eixo:

- Peso do braço inferior da suspensão: 225 N
- Peso do braço superior da suspensão: 137 N

O peso dos dois braços foi estimado com base nas dimensões definidas no modelo computacional.

Toda as dimensões necessárias para os cálculos realizados abaixo foram extraídas diretamente do modelo computacional da suspensão.

4.2.1 CÁLCULO DA RIGIDEZ DA MOLA

Antes de calcularmos o valor da rigidez da mola, é importante que algumas definições sejam feitas (apostila GMI).

- Rigidez do pneu (K_p): é a variação da carga por unidade vertical de deslocamento da roda em relação ao solo

- Rigidez da suspensão (K_s): é a variação da carga no centro do contato pneu-solo, por unidade vertical de deslocamento da massa suspensa em relação à roda.

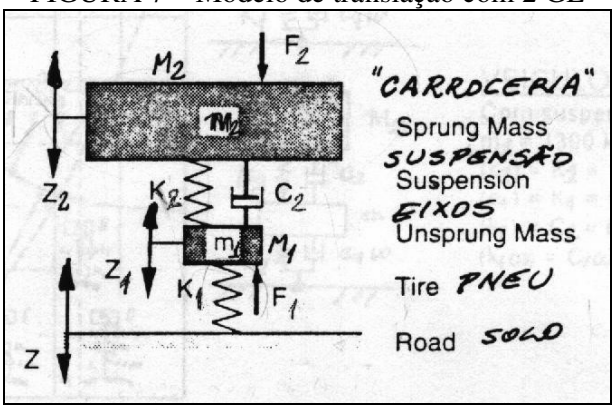
- Rigidez ao rodar (K_r): é a variação da carga no centro do contato pneu-solo, por unidade vertical de deslocamento da massa suspensa em relação ao solo.

Em outras palavras, é a rigidez do pneu e da suspensão associados em série. Essa associação é dada pela fórmula:

$$K_r = \frac{K_s * K_p}{K_s + K_p} \tag{4.1}$$

Em uma suspensão independente, o conjunto mola amortecedor não está alinhado com o eixo da roda. Este conjunto se encontra deslocado para o interior do eixo e é conectado as rodas pelos braços da suspensão. Portanto, a rigidez da mola não pode ser obtida diretamente do modelo de dois graus de liberdade utilizado comumente para o estudo de suspensões (Figura 7).

FIGURA 7 – Modelo de translação com 2 GL



Fonte: Madureira

Através do equilíbrio de forças nos componentes da suspensão e das variações das dimensões no modelo da suspensão, chega-se ao valor da rigidez desejada. A Figura 8 mostra as forças e as distâncias envolvidas. O procedimento é o que se segue.

- Determinação da rigidez da suspensão (K_s):

Será admitido que freqüência de oscilação da carroceria em relação ao solo é 1 Hz. Esta é a freqüência aproximada de uma caminhada (um passo por segundo) e, portanto, irá proporcionar conforto ao operador.

Da Mecânica Oscilatória, essa freqüência pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$W_r = \sqrt{\frac{K_r}{m_{ns}}} \quad \Rightarrow \quad 6{,}3 = \sqrt{\frac{K_r}{16.500/9{,}8}} \quad \Rightarrow \quad K_r = 66{,}8\ N/mm$$

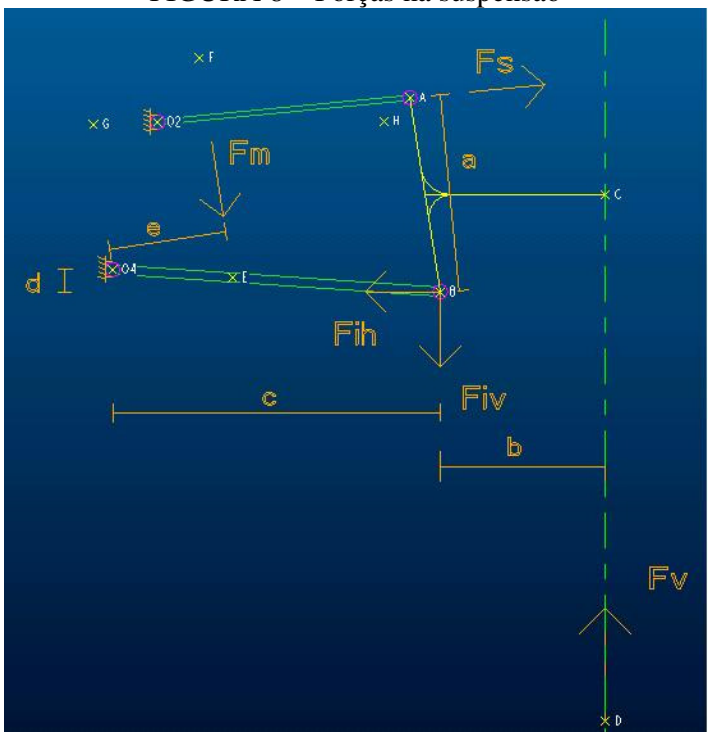
$onde:$

$$W_r = 2 * \pi * f_r = 2 * \pi * 1 = 6{,}3\ rd/s$$

Utilizando a fórmula 4.1, tem-se:

$$K_r = \frac{K_s * K_p}{K_s + K_p} \quad \Rightarrow \quad 66{,}8 = \frac{K_s * 327}{K_s + 327} \quad \Rightarrow \quad K_s = 83{,}9\ N/mm$$

FIGURA 8 – Forças na suspensão



Para **a posição de repouso**, com carga nominal (16.500 N por roda) e analisando os esforços nos pontos A e B na carcaça de articulação, tem-se:

$$\sum M_B = F_s * a - F_v * b = 0 \quad \Rightarrow \quad F_s * 259{,}5 - 16.500 * 220 = 0$$

$$F_s = 13.988\ N$$

Ângulo do braço superior da suspensão é 5,5°. Portanto:

$$F_{ih} = F_s * \cos 5{,}5° \quad = 13.923\ N$$

$$F_{iv} = F_v + F_s * \operatorname{sen} 5{,}5° \quad \Rightarrow \quad F_{iv} = 16.500 + 13.988 * \operatorname{sen} 5{,}5° = 17.840\ N$$

Isolando o braço inferior da suspensão (as forças F_{ih} e F_{iv} tem agora sentido aposto ao indicado na Figura 8)

$$\sum M_{o4} = F_m * e - F_{ih} * d - F_{iv} * c = 0 \quad \Rightarrow \quad F_m * 160 - 13.923 * 29.5 - 17.840 * 436 = 0$$

$$F_m = 51.181\ N$$

Os mesmos cálculos serão feitos agora, para a suspensão em uma posição diferente, neste caso com o braço superior a 9°. Nesta condição, o deslocamento da roda em relação ao solo (ponto D) é 23,9 mm.

O novo valor de F_v é dado por:

$$F_v^{'} = F_v + K_s * \Delta_{roda}$$

$$F^{'}_v = 16.500 + 83{,}9 * 23{,}9 \quad \Rightarrow \quad F^{'}_v = 18.505\ N$$

Analogamente:

$$\sum M_B = F_s^{'} * a - F^{'}_v * b = 0 \quad \Rightarrow \quad F^{'}_s * 259{,}9 - 18.505 * 219{,}1 = 0$$

$$F^{'}_s = 15.600\ N$$

Ângulo do braço superior da suspensão é 9°. Portanto:

$$F^{'}_{ih} = F^{'}_s * \cos 9° = 15.408\ N$$

$$F^{'}_{iv} = F^{'}_v + F^{'}_s * \operatorname{sen} 9° \quad \Rightarrow \quad F^{'}_{iv} = 18.505 + 15.600 * \operatorname{sen} 9° = 20.945\ N$$

Isolando o braço inferior da suspensão (as forças F_{ih} e F_{iv} tem agora sentido aposto ao indicado na Figura 8).

$$\sum M_{o4} = F^{'}_m * e - F^{'}_{ih} * d - F^{'}_{iv} * c = 0 \quad \Rightarrow \quad F^{'}_m * 160 - 15.408 * 8{,}5 - 20.945 * 436{,}9 = 0$$

$$F_m = 58.011\ N$$

Finalmente, a rigidez da mola é:

$$K_m = \frac{F'_m - F_m}{\Delta X_{mola}} = \frac{58.011 - 51.181}{7.53 - 0} = 907\ N/mm$$

4.2.2 CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA SUSPENSÃO

Os componentes da suspensão também têm uma função estrutural no trator. Para que possam desempenhar bem este papel, devem estar corretamente dimensionados. Uma das situações mais exigentes para suspensão é quando o trator atinge obstáculos no terreno, como buracos. Os esforços produzidos por uma situação como esta são grandes e para efeito dos cálculos, se considerará que a força resultante do impacto incidirá em um ângulo de 45° e terá magnitude de 6g.

Sabendo que o peso no eixo dianteiro do trator é 33.000 N, tem-se em cada roda:

$$F_m = 6 * g = \frac{33.000}{2} * 6 = 99.000\ N$$

$$F_{mh} = F_m * \cos 45^\circ = 70.000\ N$$

$$F_{mh} = F_m * \operatorname{sen} 45^\circ = 70.000\ N$$

A força resultante do impacto foi decomposta nos eixos X e Z. A partir delas iremos calcular os esforços na carcaça de articulação e posteriormente nos braços superior e inferior (ver Figura 9). Deve-se lembrar que por ocasião do impacto, a suspensão se encontra na posição de máximo curso superior, ou seja, 75 mm. Nestas condições o batente da suspensão se encontra com ¾ do seu comprimento comprimido. Caso o impacto seja muito forte, e a resistência dos componentes elásticos não seja suficiente para limitar o curso da suspensão, existirá ainda um limitador de curso que agirá mecanicamente (contato metal-metal).

Dando prosseguimento aos cálculos, tem-se no plano XZ:

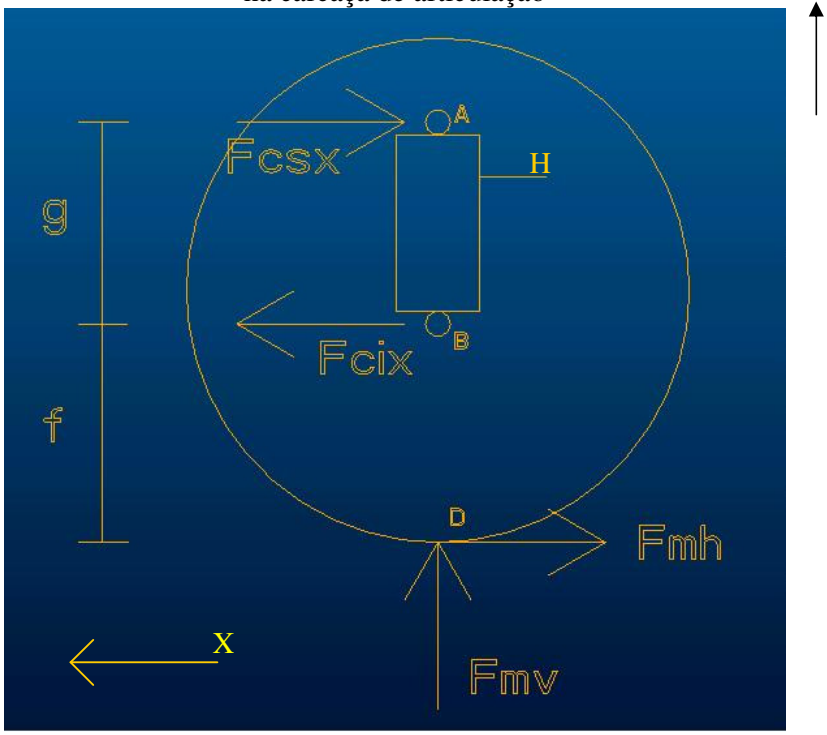
$$\sum M_B = F_{mh} * f - F_{csx} * g = 0 \quad \Rightarrow \quad 70.000 * 560{,}7 - F_{csx} * 255{,}2 = 0$$

$$F_{csx} = 153{,}7\ kN$$

$$\sum F_{hor} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{mh} + F_{csx} = F_{cix} \quad \Rightarrow \quad 70.000 + 153.700 = F_{cix}$$

$$F_{cix} = 223{,}7\ kN$$

FIGURA 9 – Vista frontal dos esforços
na carcaça de articulação



Serão calculados agora os esforços da carcaça de articulação no plano XY. Ver Figura 10).

$$\sum M_c = F_{bd} * h + F_{csx} * (i + j) - F_{cix} * j = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{bd} * 172 + 153{,}7 * (49{,}5 + 219{,}6) - 223{,}7 * 219{,}6 = 0$$

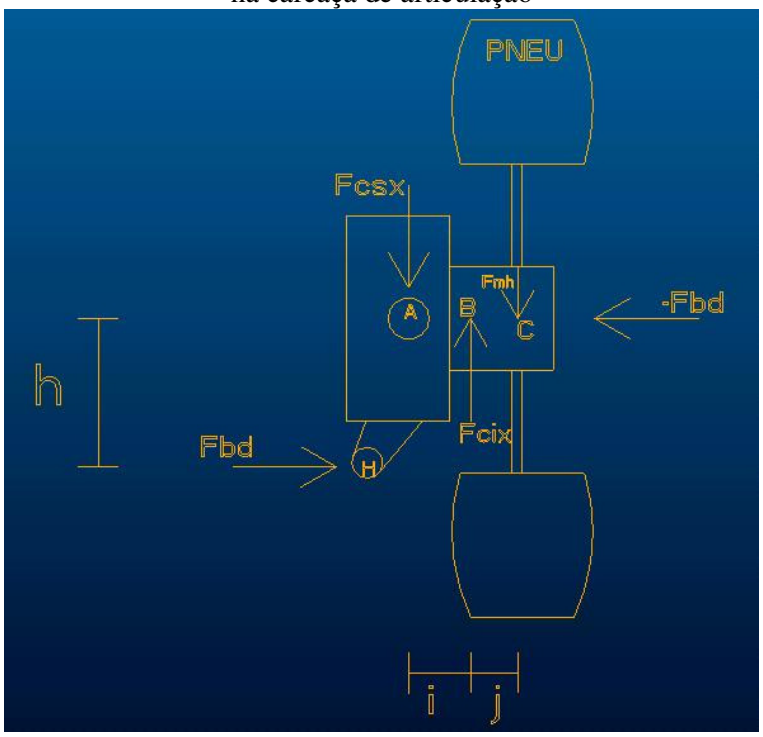
$$F_{bd} = -45{,}1\ kN$$

O resultado negativo indica que o sentido da força F_{bd} é contrário ao indicado na Figura 10. Notar que a força $-F_{bd}$ também indicada na figura é necessária para

equilibrar a força F_{bd}, uma vez que não existe nenhuma outra força na mesma direção.

E finalmente, no plano YZ (ver Figura 11).

FIGURA 10 – Vista superior dos esforços
na carcaça de articulação



$$\sum M_B = F_{cs} * a - F_{bd} * k - F_{bd} * f - F_{mv} * j = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{cs} * 260 - 45{,}1 * 223{,}9 - 45{,}1 * 560{,}7 - 70 * 219{,}6 = 0$$

$$F_{cs} = 195{,}2\ kN$$

Quando o curso da roda atinge 75 mm, o braço da suspensão está com uma inclinação de 16° e, portanto as componentes da força F_{cs} no plano YZ, são:

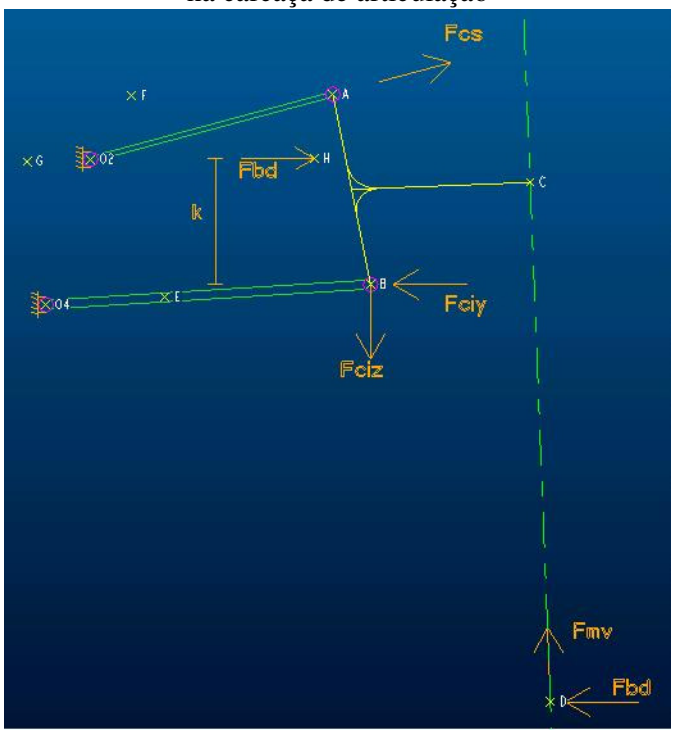
$$F_{csy} = F_{cs} * \cos 16^{\circ} = 187{,}6\ kN$$

$$F_{csz} = F_{cs} * \operatorname{sen} 16^{\circ} = 53{,}8\ kN$$

Fazendo o equilíbrio das forças horizontais e verticais, tem-se:

$$\sum F_{hor} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{csy} = F_{ciy} \quad \Rightarrow \quad F_{ciy} = 187{,}6kN$$

FIGURA 11 – Vista lateral dos esforços
na carcaça de articulação



$$\sum F_{ver} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{ciz} - F_{csz} - F_{mv} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{ciz} = 53{,}8 + 70 = 123{,}8\ kN$$

Como foi mostrado acima, os esforços na carcaça de articulação foram determinados. O próximo passo é calcular as forças nos braços da suspensão. Nos pontos de contato entre os braços e a carcaça, os esforços têm mesma direção e intensidade, mas sentido inverso aos até aqui calculados (ver Figura 12).

Dessa forma:

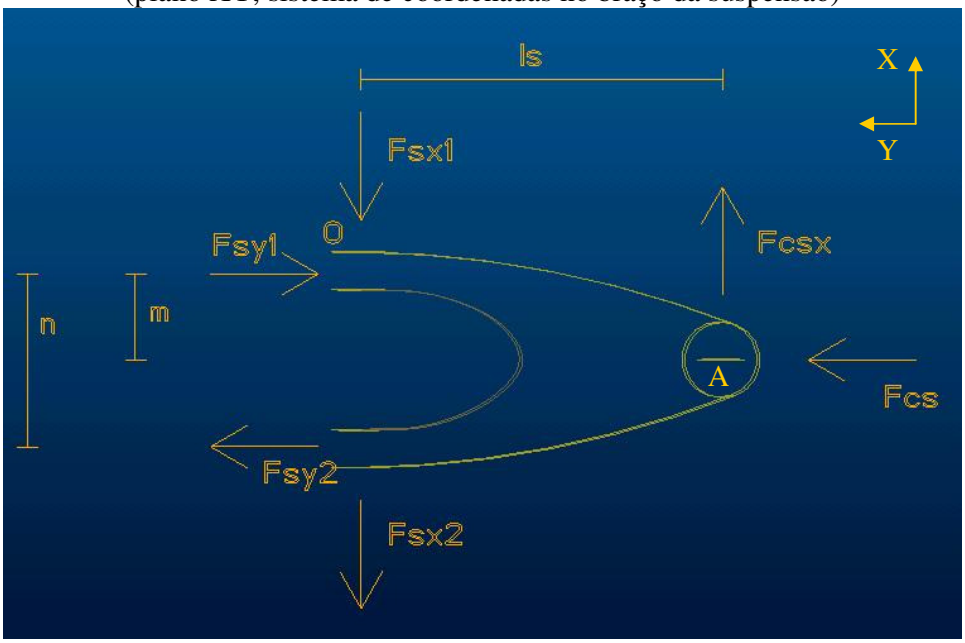
$$\sum M_o = F_{csx} * l_s - F_{cs} * m - F_{sy2} * n = 0 \quad \Rightarrow \quad 153{,}7 * 327 - 195{,}2 * 100 - F_{sy2} * 200 = 0$$

$$F_{sy2} = 153{,}7\ kN$$

$$\sum F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{sy2} + F_{cs} - F_{sy1} = 0 \quad \Rightarrow \quad 153{,}7 + 195{,}2 - F_{sy1} = 0$$

$$F_{sy1} = 348{,}9kN$$

FIGURA 12 – Forças no braço superior
(plano XY, sistema de coordenadas no braço da suspensão)



Para que se tenha o equilíbrio das forças nos apoios, em relação ao ponto A:

$$(n-m) * F_{sy2} = l_s * F_{sx2} \quad \Rightarrow \quad 100 * 153{,}7 = 327 * F_{sx2} \quad \Rightarrow \quad F_{sx2} = 47\ kN$$

$$F_{sx1} + F_{sx2} = F_{csx} \quad \Rightarrow \quad F_{sx1} = 153{,}7 - 47 = 106{,}7kN$$

No caso do braço inferior, existe uma força adicional devido à fixação do amortecedor. No restante o processo é análogo.

Desta forma, calcula-se primeiro o valor da força na mola, quando ela está comprimida na posição de máximo curso superior.

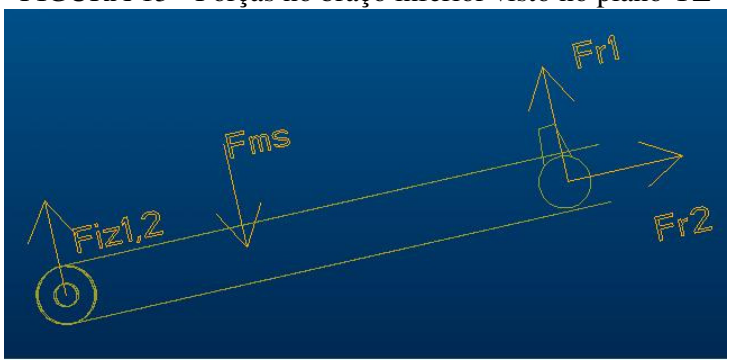
$$F_{ms} = F_{sp} + K_m * \Delta X \quad \Rightarrow \quad F_{ms} = 51.181 + 907 * 22{,}5 = 71{,}6kN$$

Para facilitar os cálculos, as forças serão decompostas nas direções perpendiculares ao braço inferior (Figura 13). Na condição de máximo curso superior, o braço inferior da suspensão forma um ângulo de 5º com a horizontal, portanto:

$$F_{r1} = F_{ciz} * \cos 5º - F_{ciy} * \text{sen}\, 5º \quad \Rightarrow \quad F_{r1} = 123.8 * \cos 5º - 197.7 * \text{sen}\, 5º = 106.9kN$$

$$F_{r2} = F_{ciz} * \text{sen}\, 5º + F_{ciy} * \cos 5º \quad \Rightarrow \quad F_{r1} = 123.8 * \text{sen}\, 5º + 197.7 * \cos 5º = 197.7kN$$

FIGURA 13 - Forças no braço inferior visto no plano YZ



Calculando a força resultante no ponto X (Figura 14), tem-se:

$$F_x = F_{ciz} - F_{ms} \quad \Rightarrow \quad F_x = 106.9 - 71.6 = 197.7kN$$

Daí consegue-se calcular $F_{iz1,2}$.

$$\sum M_s = 0 \quad \Rightarrow \quad -F_{iz1} * (p+q) - F_x * q \quad \Rightarrow \quad -F_{iz1} * 210 - 35.3 * 105 = -17.75kN$$

$$\therefore \quad F_{iz2} = 17.75kN$$

Analisando os esforços no plano XY, resulta:

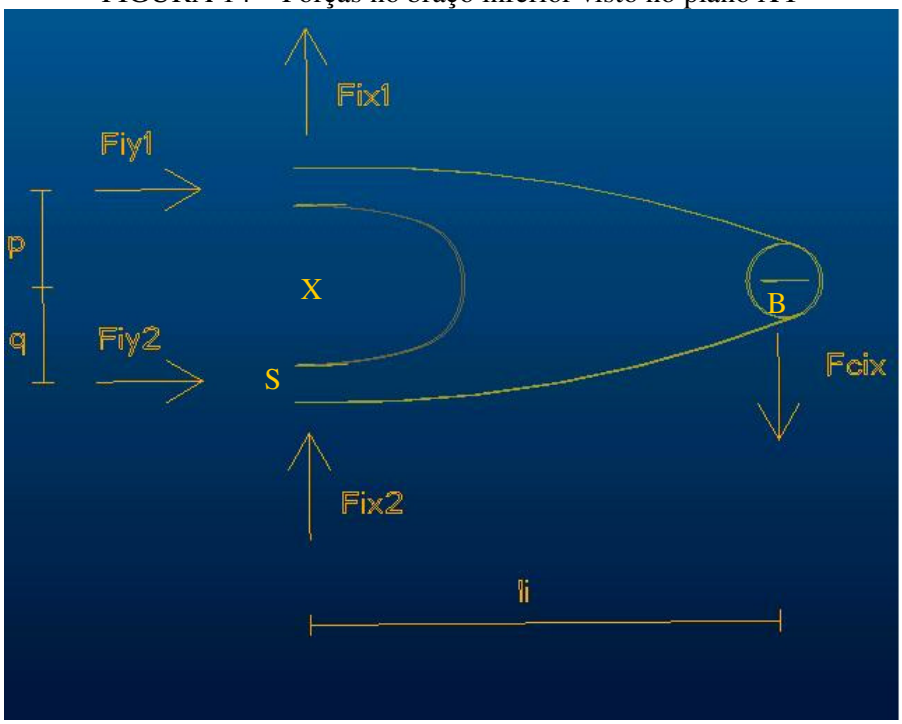
$$\sum M_s = -F_{cix} * l_i - F_{r2} * q - F_{iy1} * (p+q) = 0 \quad \Rightarrow \quad -223.7 * 437 - 197.7 * 105 - F_{iy1} * 210 = 0$$

$$F_{iy1} = 564\ kN$$

$$F_{iy2} = F_{iy1} + F_{r2} \quad \Rightarrow \quad F_{iy2} = 564 + 197.7$$

$$F_{iy2} = 762\ kN$$

FIGURA 14 – Forças no braço inferior visto no plano XY



Faltam apenas as forças F_{ix1} e F_{ix2} que serão calculadas de modo análogo ao braço superior.

Para que se tenha o equilíbrio das forças nos apoios, em relação ao ponto B:

$$(p-q) * F_{iy2} = l_s * F_{ix2} \quad \Rightarrow \quad 105 * 762 = 437 * F_{sx2} \quad \Rightarrow \quad F_{sx2} = 183.1\ kN$$

$$F_{ix1} + F_{ix2} = F_{cix} \quad \Rightarrow \quad F_{ix1} = 197.7 - 183.1 = 14.6 kN$$

4.2.3 CÁLCULO DO AMORTECEDOR

O cálculo do amortecedor será dimensionado para um valor de 25% do amortecimento crítico. A fórmula que permite o cálculo deste valor é (Madureira):

$$C_{crit} = 2 * m * w \quad \Rightarrow \quad 2 * \frac{16.500}{9.8} * 6.3$$

$$C_{crit} = 21214 \; N.s/m$$

$$25\%.C_{crit} = 21214 * 0.25 = 5303 \; N.s/m$$

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho mostrou as etapas do desenvolvimento de um eixo agrícola dianteiro, tracionado, direcional e com suspensão.

Foi comprovado que o mercado agrícola está disposto a adquirir produtos que tenham tecnologia e agreguem valor. Portanto, neste aspecto o eixo com suspensão é um produto com potencial.

A viabilidade do projeto também se mostrou adequada. Apesar de ter sido um pouco simplificada, forneceu elementos para estudos mais detalhados no futuro.

No aspecto técnico, o projeto do eixo se mostrou bastante promissor, não apresentando nenhum problema. A geometria da suspensão se comportou dentro do esperado, e poderá cumprir as funções previamente definidas. Com os esforços calculados será possível dimensionar corretamente os componentes e dar prosseguimento ao projeto.

6. BIBLIOGRAFIA

GIRONNET, B. **Construire une voiture de course:** suspension-châssis. 2.ed. Paris: Dunod, 1979. Cap.1., p.1-31: Cinématique et dynamique des suspensions. Direction.

REIMPELL, J. **Fahrwerktechnik:** Konstruktion und Kinematik der Radaufhaengungen Berechnungs-, Werkstoff- und Wirtschaftlichkeitshinweise Fahrwerk und Gesamtfahrzeug Raeder und Reifen. [s.L]: Vogel-Verlag, v.1., p.334-357: Doppel-Querlenker-Radaufhaengung.

ESTADOS UNIDOS. General Motors Institute. **Fundamentals Of Vehicle Dynamics**. [s.L]: 1969. 342p.

BRASIL. Anfavea. **Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira.** São Paulo: Anfavea, 2002.

BRASIL. Madureira Engenharia e Treinamento SC Ltda. **Curso Dinâmica de veículos:** apresentação e discussão dos fatos básicos. São Paulo: 1º período de 2001. 56p.

BRASIL. Madureira Engenharia e Treinamento SC Ltda. **Curso de Planejamento e Desenvolvimento de produtos:** metodologia integrada para a execução de gestão de projetos. São Paulo: mar.2001. 92p.

1993 SAE handbook: On-Highway Vehicles and Off- Highway Machinery. Society of Automotive Engineers, Inc. 1993. v.4.

ALVES, U.; CAPORAL, A. Avanço da agricultura exige maior potência dos tratores. **Gazeta Mercantil**, 16 Maio 2002. Agrobusiness, p.B-18.

FÁVARO, T. Brasil monta trator para cerrado ou deserto. **O Estado de São Paulo**, 1 Maio 2002. Suplemento Agrícola, p.G4.

FÁVARO, T. Importação de máquinas cai 47%. **O Estado de São Paulo**, 1 Maio 2002. Suplemento Agrícola, p.G5.

FIRESTONE. Estados Unidos. **Farm Tires**. Disponível em http://www.firestone.com . Acesso em: 01 de ago. 2002.

MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRIO EXTERIOR. Brasília. **Tratores e Máquinas Agrícolas**. Secretária de Política Industrial.Disponível em http://www.mdci.gov.br. Acesso em abr. de 2002.

INSTITUTO DE ECONOMIA AGRÍCOLA. São Paulo. **Mercado Agrícola**. Secretaria de Agricultura e Abastecimento. Disponível em: http://www.iea.sp.gov.br. Acesso em abr. de 2002.

OLIVEIRA, M.D.M. Renovação de frota de tratores agrícolas de pneus: uma aplicação do método do custo anualizado equivalente. **Informações Econômicas,** São Paulo, v.31, n.11, p.39-46, nov. 2001.

VEGRO, C.L.R.; FERREIRA, C.R.R.P.T.; BARBOSA, M.Z. Estrutura de mercado e desempenho das empresas produtoras de máquinas agrícolas automotrizes – colhedoras. **Informações Econômicas**, São Paulo, v.31, n.4, p.23-34, abr. 2001.

VEGRO, C.L.R.;FERREIRA, C.R.R.P.T.; CARVALHO, F.C.de. Indústria Brasileira de Máquinas Agrícolas: evolução e mercado, 1985-95. **Informações Econômicas**, São Paulo, v.27, n.1, p.11-25, jan.1997.

FERREIRA, M.J.B. **A Indústria Brasileira de Tratores Agrícolas e Colheitadeiras: as estratégias de suas empresas e o desenvolvimento de vantagens competitivas.** Campinas, 1995. 80p. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Economia, Universidade Estadual de Campinas.