

RAFAEL TYTKO ARMELIN

Viabilidade física do mecanismo de esterçamento e suspensão de um eixo direcional e tracionado para veículos 4x4 com esterçamento em dois estágios.

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. Marcelo Alves

São Paulo
2007

AGRADECIMENTOS

À minha esposa por ter me apoiado em escrever cada palavra dessa dissertação.

À minha família por todo o apoio durante esses dois anos de aulas e trabalhos.

A toda a turma de amigos que formei durante esses anos, cada crédito, um desafio que vencemos juntos!

Ao meu orientador Marcelo Alves pelo apoio durante o curso.

Aos colegas do trabalho que ajudaram com a idéia, especialmente ao Marcel Hattori e Sérgio Ricardo Scabar.

Não poderia faltar um agradecimento a mim mesmo! Depois de pensar diversas vezes em desistir, minha teimosia e determinação foram mais fortes que tudo!

DEDICATÓRIA

Ao Prof. Dr. Raul Gonzalez Lima, por ter acreditado no tema e incentivado cada capítulo desta dissertação. Pela sua paciência por cada reunião que tivemos e por sua dedicação como professor e orientador.

RESUMO

Para suprir as novas necessidades do mercado agrícola nacional e internacional, que estão agora direcionadas não somente para a produtividade, mas também para o conforto e segurança, desenvolveu-se um eixo direcional, trativo e suspenso com dois estágios de esterçamento. O presente artigo desenvolve o projeto básico de um eixo para utilização fora de estrada com as características anteriormente citadas. A primeira etapa trata a viabilidade do projeto, serão apontadas as alternativas e patentes hoje existentes no mercado, juntamente com um estudo econômico e financeiro do novo conceito. A segunda etapa do projeto, descreve as necessidades que o eixo precisa atender. A terceira etapa é a construção de um modelo computacional desenvolvido pelo software *PRO-Engineer*, para análise de todos os ângulos tratados dentro de um projeto de suspensão veicular. Na quarta e última etapa investiga-se se o sistema é controlável, utilizando-se como ferramenta auxiliar o software *WinFelt*.

ABSTRACT

Current trend for the agricultural machines which drives to new technologies, focusing not only in the production itself, but also in comfort and safety, was the trigger to develop this front-driven-suspend-super steered-agricultural-axle. This article comprises the basic project for such axle. The first chapter contains the project viability, such economical and financial, and an overview of the Brazilian market evolution. The second chapter of this article is the project description; all functions and targets are presented. The third chapter is the kinematics analyzes; a kinematics model was developed using the Pro-Engineer. And the forth stage will be the model controlling verifications, this stage will be supported for other software: WinFelt.

SUMÁRIO

ANEXOS

LISTA DE ABREVIACÕES

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE GRÁFICOS

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE TABELAS

1. Introdução.....	1
2. Planejamento do Produto.....	2
2.1. Metodologia.....	2
2.1.1. Histórico das máquinas agrícolas no Brasil.....	2
2.1.2. Estudo de viabilidade.....	4
2.1.3. Viabilidade Econômica.....	9
2.1.4. Viabilidade financeira.....	11
3. Objetivos	13
4. Projeto Básico.....	14
5. Alternativas para solução técnica	16
6. Descrição geral de um estudo de suspensão.....	17
6.1. Ponto de rolagem da suspensão	17
6.2. Eixo de rolamento da carroceria	19
6.3. Ângulo de Cáster.....	20
6.4. Ângulo de Câamber	20
6.5. Inclinação do Pino Mestre	21
6.6. Ângulo de Convergência.....	21
6.7. Geometria de Ackerman	22
7. Estudo técnico da solução	24
7.1. Viabilidade Física	24

8. Resultados do modelo computacional.....	29
9. Estudo das forças atuantes nos cilindros hidráulicos.....	36
10. Viabilidade de controle do eixo.....	40
10.1. Princípios de sistemas de controle.....	40
10.2. Princípio básico controlabilidade de um sistema.....	40
10.3. Teste de observabilidade de um sistema.....	41
10.4. Sistemas de controle para o eixo.....	44
11. Cilindros de suspensão com dupla ação.....	45
12. Proposta para redução de custos.....	49
13. Comentários Finais.....	53
14. Referência.....	54

ANEXOS

ANEXO A – Patente ZFF 000310 – Agro-Super-Steer

ANEXO B – Produção de tratores no ano de 2003

ANEXO C – Produção de tratores no ano de 2004

ANEXO D – Produção de tratores no ano de 2005

ANEXO E – Produção de tratores no ano de 2006

ANEXO F – Matriz de análise para o batente de suspensão superior

ANEXO G – Matriz de análise para o sobre-esterçamento

ANEXO H – Matriz de análise para uma oscilação

ANEXO I – Modelo de finitos simulando batente de suspensão

ANEXO J – Modelo de finitos simulando o sobre-esterçamento

ANEXO K – Modelo de finitos simulando uma oscilação

ANEXO L – Rotina para o cálculo de controlabilidade

ANEXO M – Rotina para a verificação de observabilidade

ANEXO N – Resultados obtidos para observabilidade

LISTA DE SÍMBOLOS

ZFB – ZF do BRASIL LTDA

ZFF – ZF FRIEDRICHSHAFEN – Divisão de transmissões

ZFP – ZF PASSAU – Divisão de eixos

ZF Lemförder – Divisão de sistemas de chassis

W – Braço a Terra

δ_g – Inclinação do pino mestre

R – Distância entre centros das rodas na extremidade dianteira do veículo

F – Distância entre centros das rodas na extremidade traseira do veículo

t – Bitola do veículo

L – Distância entre eixos

θ – Ângulo de Cáster

ε – Ângulo de Câamber

δ_i – Ângulo da roda interna

δ_o – Ângulo da roda externa

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1.2.1 Produção de máquinas agrícolas entre 2003 e 2006	5
Figura 2.1.2.2 Modelo da CNH produzido com eixo sobre-esterçante	7
Figura 2.1.2.3 Modelo de trator Fendt	8
Figura 2.1.2.4 – Modelo de trator CNH: eixo rígido com Sobre-Esterçamento..	8
Figura 2.1.2.5 Eixo rígido, suspenso com cilindros hidráulicos.	9
Figura 4.1 Junta Cardan	14
Figura 4.2 Vista de uma junta tipo Cardan	15
Figura 6.1.1 Fixação somente nos feixes de molas.	18
Figura 6.1.2 Fixação com três pontos de ancoragem usando a barra Panhard.....	18
Figura 6.1.3 Fixação com quatro pontos de ancoragem.	18
Figura 6.1.4 Fixação com quatro pontos de ancoragem e braços inferiores paralelos	19
Figura 6.1.5 Fixação com pivô no centro do eixo.	19
Figura 6.2.1 Demonstração do eixo imaginário de rolamento da carroceria	19
Figura 6.3.1 Exemplo do ângulo de Cáster	20
Figura 6.4.1 Ângulo de Câamber negativo	20
Figura 6.5.1 Ângulo de pino mestre (δ_G) e o Braço a Terra (W).	21
Figura 6.6.1 Ilustração das possibilidades de alinhamento do veículo	22
Figura 6.7.1 Ilustração da geometria de Ackerman.....	23
Figura 7.1.1 Vista em 3 dimensões do eixo	24
Figura 7.1.2 Vista frontal do eixo.....	25
Figura 7.1.3 Vista lateral do eixo.....	25
Figura 7.1.4 Vista superior do eixo	26

Figura 7.1.5 Exemplo de um tipo de fixação para o eixo	28
Figura 8.1 Comparação dos dois tipos de sistema de esterçamento das rodas.....	29
Figura 8.2 Ilustração da variação do ângulo de Cáster em função do deslocamento do ..	30
Figura 8.3 Ilustração da pior condição para as juntas esféricas	31
Figura 8.4 Ilustração do Sobre-Esterçamento X juntas esféricas	32
Figura 8.5 Informações técnicas das juntas esféricas utilizadas.....	33
Figura 8.6 Ilustração da suspensão do eixo.....	34
Figura 8.7 Junta esférica da ponta do.....	35
Figura 8.8 Ilustração de uma oscilação do eixo e a consequência para as juntas esféricas	35
Figura 9.1 – Demonstração das cargas na direção Y	37
Figura 9.2 – Demonstração das cargas na direção X.....	37
Figura 9.3 – Demonstração das cargas na direção Z	38
Figura 9.4 e 9.5 – Ilustram os estudos de Elementos Finitos realizados	39
Figura 10.1.1 Ilustração de controle automático a realimentação	40
Figura 11.1 Corpo de válvulas para gerenciamento da suspensão.	45
Figura 11.2 Cilindro de dupla ação fornecidos pela Ognibene	46
Figura 11.3 Modelo de suspensão da Jonh Deere	47
Figura 11.4 Ilustração de um possível esquema hidráulico para o sistema	47
Figura 11.5 Modelo extraído da Carraro.....	48
Figura 12.1 Ilustração das novas barras de fixação traseira do eixo	50
Figura 12.2 Vista de topo do eixo suspenso sem sobre-esterçamento.....	50
Figura 12.3 Vista lateral do eixo sem sobre-esterçamento	51
Figura 12.4 Veículo Willis montando o eixo dianteiro.....	51
Figura 12.5 Fotos tiradas de um eixo dianteiro de Troller 4x4	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1.3.1	11
----------------------	----

1. Introdução

Podemos destacar dentro do mercado de máquinas utilizadas para a agricultura (englobando o preparo da terra, plantio, colheita, etc.), uma linha evolutiva tratando da sua tecnologia embarcada. Assim como no mercado de automóveis, onde existe uma necessidade de evolução devido à concorrência e pela exigência do consumidor final por produtos de melhor qualidade e menor preço, o mercado de máquinas agrícolas não é diferente. Porém por se tratar de veículos para trabalho rural, existem algumas particularidades que serão vistas posteriormente.

Contando com esse cenário favorável para o desenvolvimento de novas tecnologias, o presente artigo irá apresentar as bases para o desenvolvimento de um eixo agrícola direcional, tracionado, suspenso e com duplo estágio de esterçamento (sobre-esterçante). [Patente Agro-Super-Steer ZFF número 000310, anexo A]

A primeira etapa consiste em uma apresentação do mercado de máquinas agrícolas, com as suas particularidades. Apresenta-se um estudo de viabilidade financeira e econômica e um breve histórico de como evoluíram as máquinas agrícolas no Brasil.

A segunda etapa será a apresentação do projeto com as funções que esse produto deve atender. A terceira etapa analisa o comportamento cinemático do eixo com o auxílio do programa *Pro-Engineer*.

A quarta etapa verifica a controlabilidade do eixo. Para essa etapa utiliza-se um processador de elementos finitos, o *WinFelt* para determinar as matrizes de massa e rigidez do sistema.

2. Planejamento do Produto

Dentro desse capítulo serão demonstradas as características que o produto deve apresentar para atender às necessidades do cliente e do mercado ao qual se destina.

2.1. Metodologia

A metodologia de desenvolvimento do produto utilizada segue as diretrizes apresentadas no livro **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade** (Kaminski, P.C., 2000).

Serão abordadas as principais estruturas dentro de um novo projeto, desde o estudo de viabilidade, até a fase de utilização (ou cancelamento) do projeto.

2.1.1. Histórico das máquinas agrícolas no Brasil

Desde 1920, quando o então presidente Epitácio Pessoa autorizou as operações da FORD no Brasil, em pouco tempo era produzido o modelo FORDSON, até então importado dos Estados Unidos, que passou a ser produzido aqui. Logo depois vieram também outros fabricantes de implementos e máquinas agrícolas, tais como Massey Ferguson, John Deere, Caterpillar e Fiat.

Todavia, somente em 1960 o Brasil teve a primeira fabricação de uma máquina agrícola. Até então, muitos fatores técnicos inviabilizavam a construção de um trator em países com clima tropical pois a fundição era inviável tecnicamente, problema este que foi resolvido pela SOFUNGE.

Os registros da Anfavea mostram que em 1960 a Ford abriu caminho e lançou o trator 8 BR Diesel. Os modelos das empresas, hoje, Valtra e CNH New Holland, segundo a Anfavea, chegaram no mesmo ano.

Em 1961 foi lançado o Massey 156, que até então possuía o Ferguson MF 50 com o maior índice de nacionalização à época.

Nessa época o Brasil tinha 70 (setenta) milhões de habitantes, 38 (trinta e oito) milhões dos quais viviam no campo, e a produção de grãos não passava de 20 (vinte) milhões de toneladas/ano. Sete anos depois a Massey montou o primeiro centro de treinamento do País para formação de tratoristas, o qual ensinou gerações a regular implementos e fazer sua manutenção.

Os cultivadores motorizados nacionais começaram a ser fabricados em 1961 e tiveram seu recorde de produção em 1986, com 7,1 mil unidades produzidas, marca até hoje não igualada. Em 1964 foi a vez da Agrale lançar seu trator compacto 4.100, sucesso de vendas até hoje. Em 1976 iniciou-se a produção da JohnDeere, na época SLC.

A indústria brasileira de tratores cresceu modestamente até 1970, quando a produção saltou de 16,7 mil para perto de 25,5 mil unidades no ano seguinte. A produção seguiu crescente até 1980, quando saltou para 77.478 tratores e outras máquinas agrícolas produzidas, recorde até hoje não alcançado. Já os tratores de esteira apareceram timidamente em 1966, com 13 unidades produzidas, e tiveram seu recorde de produção em 1976, com 4,6 mil unidades. As colheitadeiras em 1976 alcançaram a produção de 6,4 mil unidades e tiveram seu pico em 2004, com 10,4 mil unidades.

Com a criação do Moderfrota em 2000, programa para Modernização da Frota Agrícola, a produção seguiu aos altos e baixos, sempre maior do que 22 mil unidades e nunca superior a 69 mil. A partir de 2000, quando o governo passou a injetar regularmente (e no *timing* adequado) recursos na agricultura, oferecendo crédito para a mecanização (a juros, prazos e

volumes compatíveis com a atividade), a produção da indústria de tratores e máquinas agrícolas saltou de 35,5 mil unidades em 2000 para 44,3 mil no ano seguinte e para 69,4 mil em 2004. Deu-se um rápido aumento na área plantada com grãos e na produtividade. A área dedicada à soja cresceu 39,8% na Região Sul e 66,1% no Centro-Oeste.

Todo este panorama nos leva a concluir que a tecnologia para esse setor é muito importante, mais que isso, é necessário acompanhar o desenvolvimento tecnológico que existente fora do nosso País. Afinal, somos um pólo produtor de tecnologias também para máquinas agrícolas.

2.1.2. Estudo de viabilidade

Com uma pequena análise do mercado das máquinas que hoje estão disponíveis, busca-se uma resposta se o consumidor final está disposto a pagar um valor extra para a aquisição da tecnologia do eixo suspenso (principalmente) e com sobre-esterçamento. No entanto, observamos também que não é de interesse das montadoras deixar esse tipo de eixo como um item de série. A melhor maneira de se ofertar esse produto é disponibiliza-lo como um item opcional para a máquina (uma pequena pesquisa de opinião foi feita entre os departamentos de engenharia das principais montadoras nacionais de máquinas agrícolas: AGCO, Valtra, John Deere e Agrale). O mercado brasileiro ainda não tem disponível para a venda esse tipo de tecnologia, mas, nos países mais desenvolvidos, quase 2/3 do mercado utilizam eixos suspensos, ou suspensão independente [conversa informal com o Sr. Stefan Prebeck, gerente geral de desenvolvimento de produtos da ZFP e ZFB].

Dentre as vendas de máquinas agrícolas note com a figura 2.1.1.1 que existe quase uma constante ao longo dos últimos anos (com uma tendência de ampliação do mercado 4x4).

Com essa pequena análise, podemos admitir que estamos atuando em um mercado em expansão.

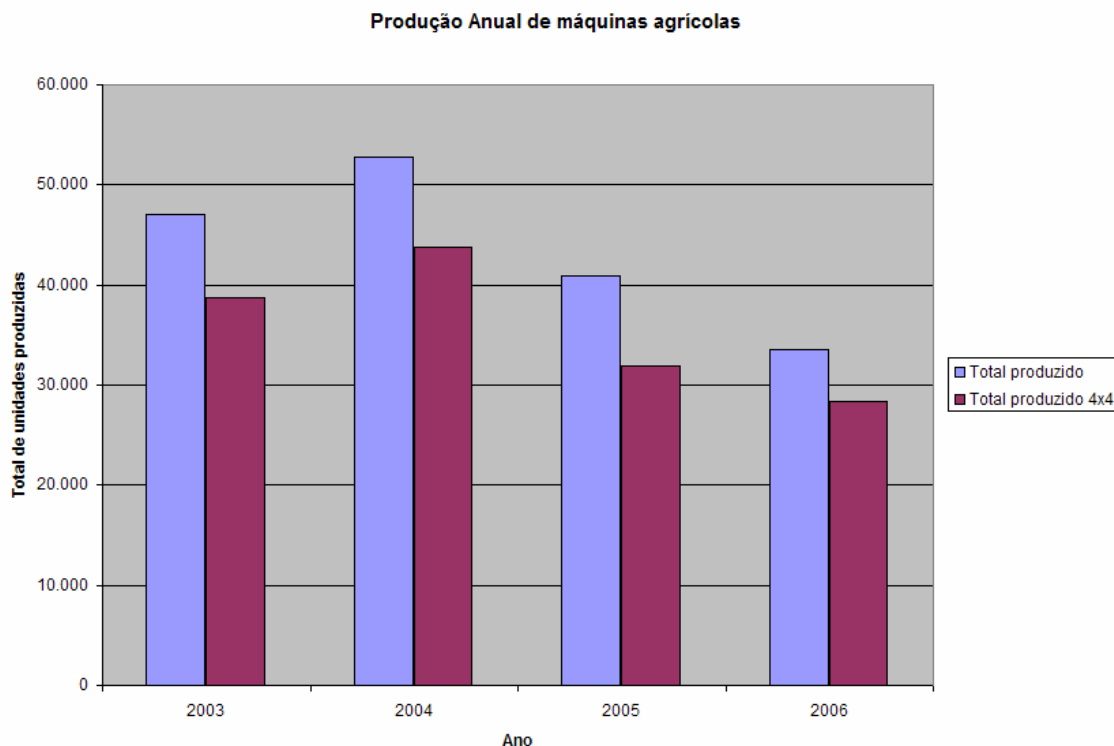


Figura 2.1.2.1 – Extraído da ANFAVEA com a produção de máquinas agrícolas entre 2003 e 2006 (exceto dezembro de 2006)

Vale ressaltar que a queda que o mercado agrícola apresentou nesses últimos dois anos foi totalmente ligada a condições macroeconômicas do país, tais como: dólar em alta, queda nos preços das commodities no mercado externo, etc. Poderíamos até entender que 2004 foi o grande pico de produção de grãos, e que agora a produção está nos patamares reais do mercado (veja também outros fatores no capítulo 2). Mesmo com essa queda de produção, podemos também analisar que o mercado 4x4 tem crescido, ou seja, cada vez mais o produtor está investindo em tecnologia para ganhar eficiência em sua produção. Note que no gráfico, 2006 não contém a produção do mês de dezembro, pois ainda não estava fechado o ano na data da pesquisa. Todas as tabelas extraídas da ANFAVEA encontram-se nos anexos B ao E.

A ZF do Brasil hoje tem uma média de vendas de eixos agrícolas para tratores 4x4 na casa dos 18.000 (dezoito mil) eixos por ano (média dos últimos quatro anos) contando todas

as montadoras a quem a ZF fornece. Tendo em vista que ainda há mais dois - no mínimo - outros grandes fornecedores de eixos direcionais e tracionados, podemos admitir que o caminho certo para o desenvolvimento dessa tecnologia, passa por desenvolver eixos suspensos.

A linha evolutiva do mercado para esse produto pode ser observada como:

1. Sistema direcional simples;
2. Eixos rígidos oscilantes e direcionais;
3. Eixos rígidos oscilantes trativos e direcionais;
4. Eixos rígidos trativos direcionais e suspensos;
5. Suspensão independente.

Tudo isso observado desde o produto mais simples até o mais complexo, tanto do ponto de vista tecnológico, quanto do ponto de vista de custos para produção.

O produto proposto no tema se enquadrará entre o eixo rígido trativo e oscilante e o eixo rígido trativo e suspenso, diferenciado deste último por dois novos cilindros que serão os responsáveis pelo sobre-esterçamento, além do seu papel de ancoragem do eixo.

Com isso, a relação custo-benefício desta tecnologia se torna atraente para o consumidor final. Na figura 2.1.2.2 podemos observar a vantagem de se possuir grande ângulo de esterçamento: a máquina pode (dependendo do seu entre eixos) girar em torno de si mesma. Isso evita manobras no final da rota, tornando mais eficiente o processo, graças ao rápido retorno da máquina à rota.



Figura 2.1.2.2- Modelo da CNH produzido com eixo sobre-esterçante.

Hoje as máquinas já são vendidas em sua maioria com sistemas inteligentes de suspensão, onde os cilindros são eletronicamente controlados por uma central independente, ou por outro controlador já disponível na máquina.

Alguns exemplos de máquinas agrícolas serão citados para o melhor entendimento do mercado em que estamos atuando. A seguir a figura de 2.1.2.3 demonstra o modelo de trator Fendt equipado com um eixo rígido e suspenso. Na figura 2.1.2.4 demonstra um possível concorrente para o mercado de eixos sobre-esterçantes, um modelo da CNH equipado exatamente com esta tecnologia. Na figura 2.1.2.5 mais um exemplo de eixo rígido equipado com amortecedores/molas hidráulicas.



Figura 2.1.2.3 – Modelo de trator Fendt.



Figura 2.1.2.4 – Modelo de trator CNH: eixo rígido com Sobre-Esterçamento.



Figura 2.1.2.5 – Eixo rígido, suspensão com cilindros hidráulicos.

2.1.3. Viabilidade Econômica

Para que a fabricação do produto seja algo interessante para a empresa, é necessário que o custo de produção e desenvolvimento seja menor que a receita por ele gerada em suas vendas. Todos os investimentos também devem ser amortizados ao final do ciclo de venda deste produto.

Os investimentos estarão divididos em duas partes: projeto e desenvolvimento do conceito, e implantação para fabricação.

A fase de projeto e desenvolvimento será a parte mais onerosa do investimento, onde serão consumidas cerca de 10.000 horas (baseado no histórico dos últimos seis novos projetos desenvolvidos) de engenharia e de outros departamentos que eventualmente tenham que atuar no desenvolvimento do produto (compras, processos, etc.). Admitindo-se o custo de uma hora de trabalho para a engenharia e esses outros departamentos como de aproximadamente R\$ 60,00 (sessenta) reais, temos aqui um custo total de R\$ 600.000,00 (seiscentos mil) reais.

Para a construção deste protótipo estimamos outros R\$ 100.000,00 (cem mil) reais com a aquisição de cilindros e componentes eletrônicos.

Para a implantação da fabricação serão considerados somente alguns re-trabalhos nos ferramentais de fundição, o que não deve ultrapassar R\$ 100.000,00 (cem mil) reais. Vale ressaltar, aqui, que o eixo é uma peça de série, possibilitando baixos investimentos com ferramentais de fundição, geralmente o mais caro.

Para esse total de investimentos de R\$ 800.000,00 (oitocentos mil) reais, toda a estrutura da empresa será utilizada, porém não haverá despesas extras, ou seja, o caixa não será prejudicado. Somente na fase de re-trabalhos nos ferramentais de fundição gastar-se-á dinheiro do caixa.

Como anteriormente mencionado, o modelo proposto se insere dentro de uma faixa de mercado entre dois conceitos já consagrados no mesmo: o eixo rígido oscilante e a suspensão independente. Para que o projeto seja viável, o menor número possível de peças novas será considerado para o modelo.

Para um cliente que já estava disposto a pagar um preço diferenciado para adquirir uma tecnologia de suspensão, com o custo benefício bastante atraente (mesmo que não seja a melhor suspensão que exista no mercado), o sobre-esterçamento estará disponível somente com o acréscimo de dois cilindros e a tecnologia do software de gerenciamento para o sistema. Para a montadora, isto se torna interessante do ponto de vista econômico e estratégico, pois o sobre-esterçamento será um diferencial de vendas para o seu produto.

Será necessário também estimar o lucro que cada uma dessas unidades deixará para a empresa. Para podermos simplificar um pouco o modelo, adotaremos um valor fixo para os cálculos. Como estamos tratando de tecnologia embarcada, estimamos um valor de lucro unitário mais elevado se compararmos a um eixo comum. Esse valor foi estimado em R\$ 250,00 (duzentos e cinquenta) reais por unidade, tendo como base dados da ZF do Brasil. Não

é permitido divulgar os valores de lucro, nem tampouco o preço de venda, entretanto trata-se de dados reais e verificados nos anos de 2005/2006.

2.1.4. Viabilidade financeira

O método utilizado para a determinação da viabilidade do projeto será o método do valor líquido presente (VLP). [**Economia de empresas**, Brunstain, I., 2000]

A idéia aqui é utilizar todos os valores estimados para vendas nos anos de vida do produto e trazer para o valor presente, bem como deduzir todos os investimentos feitos para a realização do projeto.

Vamos aqui admitir um valor pessimista para as vendas do produto durante o seu ciclo de vida. Se estivermos superestimando esses dados, pode-se gerar prejuízos para a empresa no futuro.

As vendas do produto serão estimadas conforme a tabela 2.1.3.1:

Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano	Ano
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
500	900	1000	1100	1200	1300	1100	1000	800	800

Tabela 2.1.4.1 – Estimativa pessimista de vendas para o eixo

$$VLP = VP_{\text{lucro}} - VP_{\text{investimentos}}$$

Para a taxa de juros anual vamos adotar uma média de 18% ao ano.

$$\begin{aligned} \text{VLLucro} = & 500*250/1,18 + 900*250/(1,18)^2 + 1000*250/(1,18)^3 + 1100*250/(1,18)^4 + \\ & 1200*250/(1,18)^5 + 1300*250/(1,18)^6 + 1100*250/(1,18)^7 + 1000*250/(1,18)^8 + \\ & 800*250/(1,18)^9 + 800*250/(1,18)^{10} = 1.049.189,40 \end{aligned}$$

$$\text{VLP} = 1.049.189,40 - 800.000 = 249.189,40$$

Como temos um VLP positivo, podemos concluir que o lucro com as vendas na data presente é maior que todos os investimentos previstos para o projeto, o que o torna rentável para a empresa. Mesmo o número não sendo muito atraente para a realização do projeto, existe uma parte estratégica da empresa que deve ser também considerada. O projeto em questão entra em um nicho de mercado onde a empresa ainda não atua e por isso será considerado um bom investimento para mesma, a longo prazo.

3. Objetivos

Proposta e análise de viabilidade física de um mecanismo de uma suspensão para um eixo rígido, suspenso e direcional, utilizado em máquina agrícola, que permita um esterçamento significativamente maior (20%) do que aquele das máquinas atuais.

4. Projeto Básico

O projeto básico está bem definido uma vez que se trata de uma estratégia da ZF do Brasil para lançar um eixo que ainda não se encontra na sua linha de produtos. Mesmo existindo outros produtos similares na Alemanha, o nosso mercado difere muito do europeu e, por isso, desenvolvemos uma tecnologia mais aplicável ao nosso mercado.

Para tal, todo o conceito do projeto se baseou em um produto hoje existente, capaz de oferecer até 60° de ângulo de esterçamento, com o objetivo de atender à necessidade de se ter um raio de giro pequeno o suficiente para evitar manobras no final da linha de trabalho, seja ele de plantio, colheita, preparo, etc.

Existem limitações técnicas que impossibilitam que todo o esterçamento seja feito pela ponta do eixo, sendo a principal delas a junta Cardan, que liga a ponta do eixo até o diferencial do eixo (existe ainda um eixo de ligação entre Cardan e diferencial, mas este não será estudado neste projeto). Este Cardan tem a limitação de 50° como ângulo β para qualquer um dos lados, conforme ilustrado na figura 4.1. Muitos outros ângulos são importantes na junta Cardan, mas eles não serão abordados aqui, por não ser este o foco do projeto.

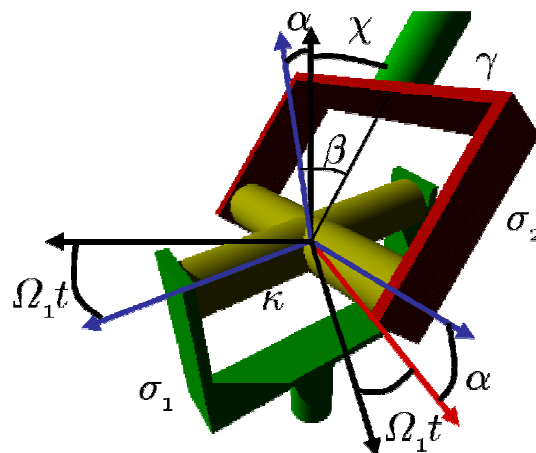


Figura 4.1 – Junta Cardan

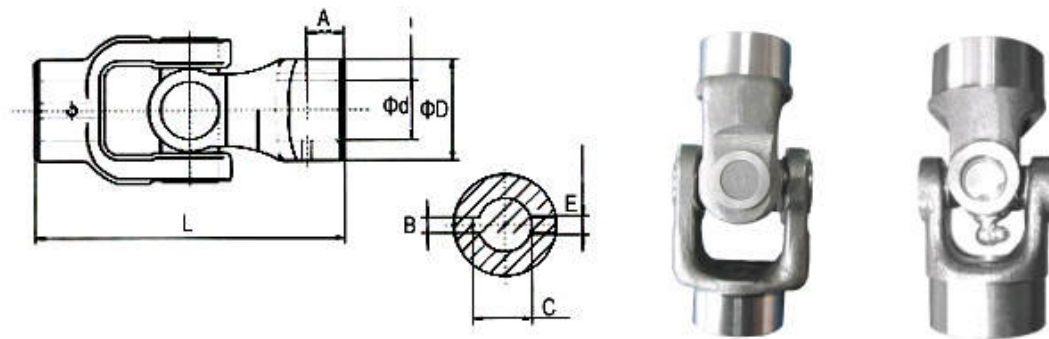


Figura 4.2 – Vista de uma junta tipo Cardan

Outra restrição para o total esterçamento nas pontas de eixo, está relacionada com espaços físicos na máquina. Geralmente o para lamas é fixado na ponta do eixo, sendo pivotado juntamente com o conjunto da direção isso ocasiona interferências com o motor e carenagens laterais.

Devido a essas restrições principais, a alternativa é o giro total do conjunto de eixo, complementando os 50° possíveis de esterçamento na ponta do eixo com mais 10° de rotação do eixo completo.

Não há dúvidas de que será necessário por parte da montadora um estudo mais aprofundado de qual será o melhor layout para que as carenagens não venham a sofrer interferências; contudo, como se trata de uma região onde somente o motor está alocado, o estreitamento dessa região é perfeitamente possível para a necessidade de esterçamento acima especificada.

5. Alternativas para solução técnica

Como possíveis alternativas para a construção desse conceito de eixo foi feito um breve estudo das patentes hoje existentes. Nesse segmento de máquinas agrícolas, existem muitas patentes tratando, em sua maioria, de acionamento e esterçamento das rodas (cilindros, barras, quantidades, posições, etc.).

A maioria dos conceitos hoje apresentados, não é diretamente aplicável em nosso mercado pelo seu elevado custo de produção, principalmente no caso das suspensões independentes. Muitas patentes estão descritas como invenções para melhorar a performance sem prejudicar o custo, e com a durabilidade tão boa quanto a oferecida anteriormente. Nossa proposta consiste em criar um novo sistema de acionamento que poderá suprir as atuais necessidades de raio de giro das máquinas, sem prejudicar muito os custos.

Hoje há ângulos de esterçamento de aproximadamente 65° para os dois lados (CNH). Com os modelos convencionais de esterçamento somente da ponta do eixo, não é possível atingir mais do que 50° (vide o estudo da junta Cardan no item 4.1), por isso a proposta é incrementar esse ângulo direcionando todo o conjunto do eixo, tornando-o também direcional. Esse conceito já existe, e é chamado de *Super-Steer* (que traduzimos aqui como sistema de Sobre-Esterçamento), porém ainda não é conhecido neste conceito.

Este trabalho gerou o pedido da patente 000310 [anexo A], cujos direitos pertencem a ZF Alemanha e tem como autor Rafael Tytko Armelin. Como tratamos de uma patente internacional, ela será aplicada a todos os países produtores de eixos e não para o mundo todo, o que envolve elevados custos.

6. Descrição geral de um estudo de suspensão

Embora o projeto tenha o objetivo de propor um sistema de suspensão, o tema abordado neste trabalho está focado apenas em um componente da suspensão: o eixo dianteiro. Vale destacar que um estudo aprofundado de uma suspensão requer à análise de muitos outros detalhes que não serão aqui abordados. Esse estudo mais aprofundado deverá ser feito juntamente com o cliente, pois existem outras restrições que serão impostas pelo projeto completo da máquina agrícola.

Aqui serão apresentados basicamente os ângulos envolvidos e o que cada um deles representa no estudo proposto pelo tema.

6.1. Ponto de rolagem da suspensão (*Roll Center*)

Quando um carro entra em curvas, forças centrífugas são aplicadas na carroceria tendendo a “girá-la” para fora da curva. Isto é chamado de rolamento. O fato mecânico por trás disso é que o rolamento da carroceria tende a comprimir as molas da suspensão do lado externo de uma curva, e retirar peso do lado interno.

Em termos gerais de *design* do veículo, podemos comparar este ponto de rolamento com o centro de gravidade (CG), onde todas as forças são aplicadas para efeitos de estudo. É com esse raciocínio que se pode entender o ponto de rolamento da suspensão.

É evidente que a carroceria não tem um rolamento vertical com as vias. Deve existir um ponto no espaço em torno do qual a carroceria pode ter a sua rotação para assumir um mesmo ângulo de rolagem das vias. Esse ponto pode ser real ou até imaginário, dependendo do *design* do veículo. Este então é o chamado ponto de rolagem da suspensão (*Roll Center*).

A figura 6.1.1 demonstra o tipo de ancoramento do eixo usando somente os feixes de molas como pontos de apoio. A figura 6.1.2 demonstra a fixação do eixo por barras, no caso três, onde uma delas é chamada de *Panhard*. Na figura 6.1.3 um exemplo para quatro pontos de ancoragem do eixo, muito similar a figura 6.1.4 que possui as barras inferiores paralelas. A figura 6.1.5 demonstra a fixação com duas barras e um pivô no centro do eixo. Em cada uma dessas figuras apresentadas, uma metodologia diferente se aplica para encontrar o ponto de rolagem da suspensão.

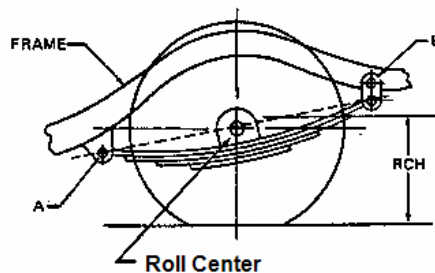
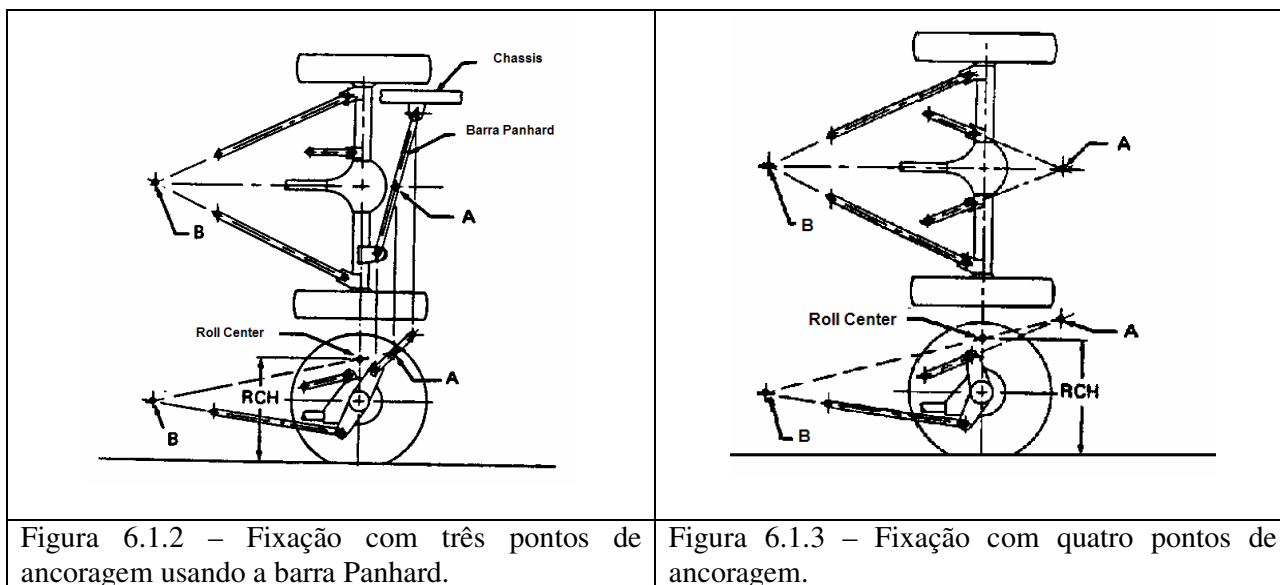


Figura 6.1.1 – Fixação somente nos feixes de molas.



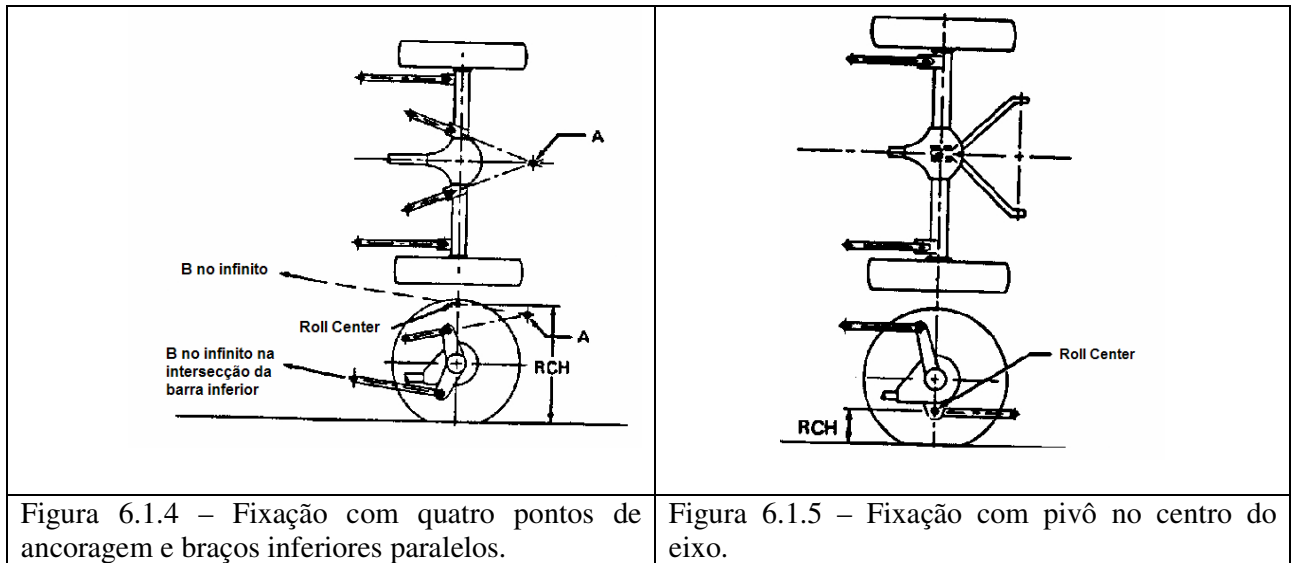


Figura 6.1.4 – Fixação com quatro pontos de ancoragem e braços inferiores paralelos.

Figura 6.1.5 – Fixação com pivô no centro do eixo.

6.2. Eixo de rolamento da carroceria

Este eixo imaginário é a ligação dos dois pontos gerados pela geometria das suspensões (*Roll Center*) dianteira e traseira. Este será o eixo de rolamento de toda a carroceria. Vide o exemplo na figura 6.2.1.

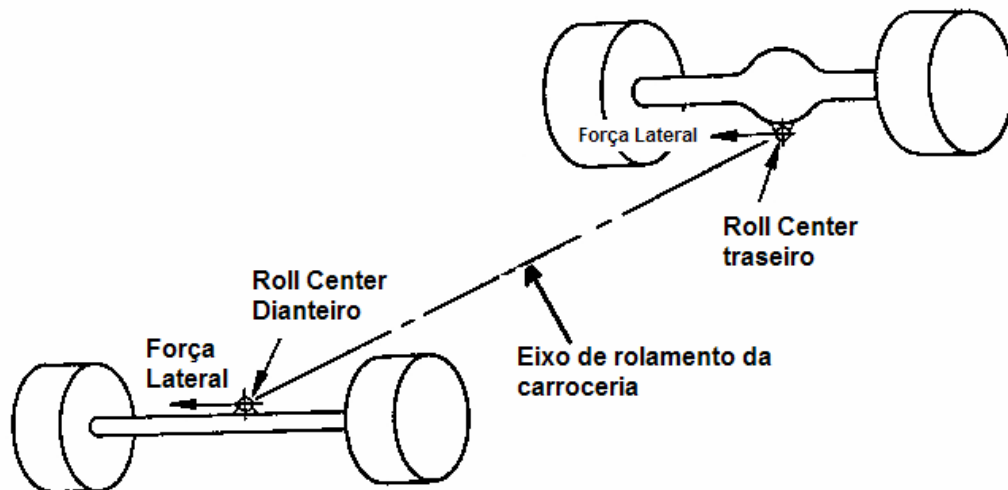


Figura 6.2.1 – Demonstração do eixo imaginário de rolamento da carroceria

6.3. Ângulo de Cáster (θ)

Este é o ângulo responsável pelo torque de auto-alinhamento do veículo. Podemos descrever como sendo a diferença do ponto de contato do pneu com o solo, em relação ao ponto de projeção dado pela inclinação dos braços de suspensão conforme ilustrado na figura 6.3.1.

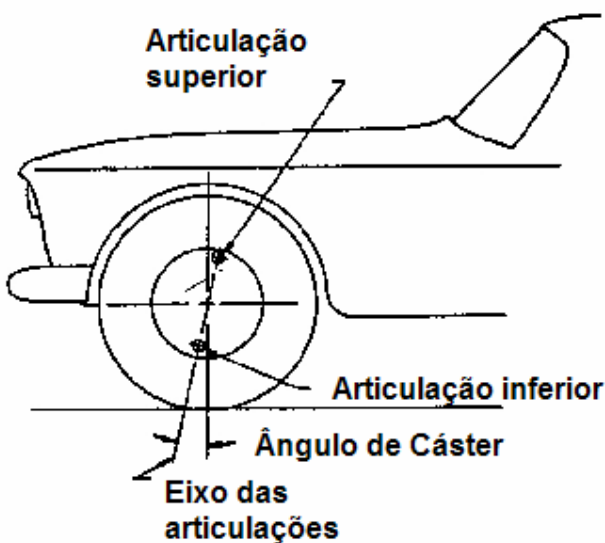


Figura 6.3.1 – Exemplo do ângulo de Cáster

6.4. Ângulo de Câmbor (ϵ)

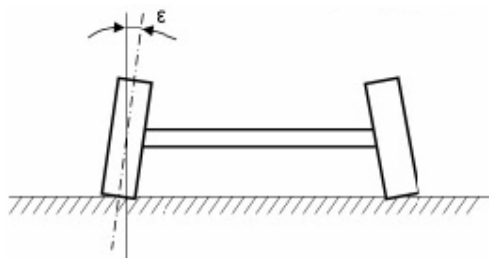


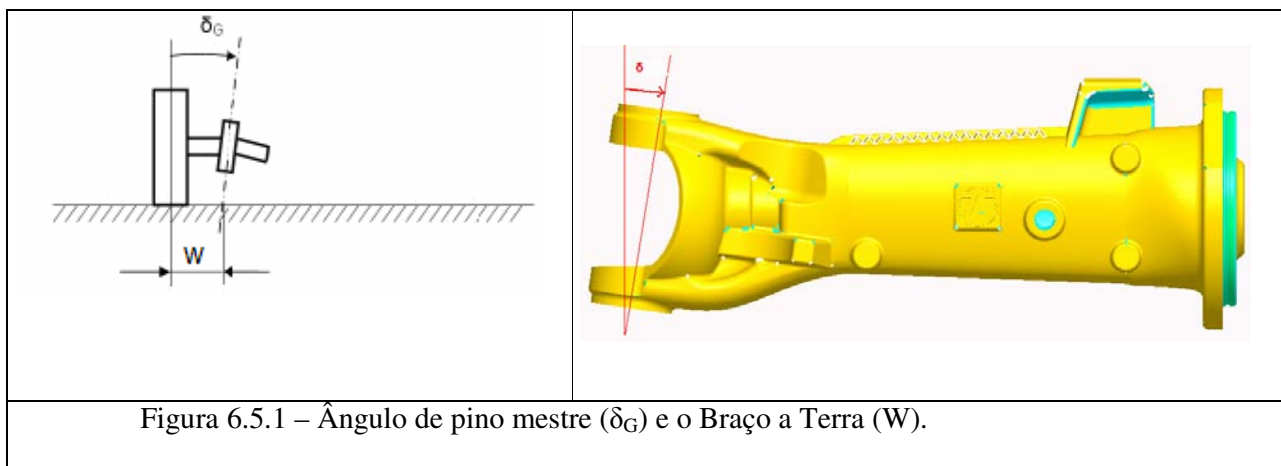
Figura 6.4.1 – Ângulo de Câmbor negativo “ ϵ ”

O ângulo de Câmbor é definido como a inclinação da roda em relação ao solo, podendo ser positivo ou negativo. Em máquinas agrícolas, com esse tipo de eixo rígido, trabalha-se com até 1° positivo devido à oscilação do eixo. Como o

novo sistema será implementado com cursos menores (devido a limitações dos cilindros), trabalharemos com ângulo inicial de 0° .

6.5. Inclinação do Pino Mestre (δ_G)

A inclinação do pino mestre é o ângulo determinado pelo eixo de fixação da articulação da roda, e uma linha vertical ao solo. Esse ângulo será muito importante também em relação à determinação do “Braço a Terra” (L), que nada mais é que a distância da projeção da linha de articulação até o solo em relação ao centro do pneu. O Braço a Terra terá diversos comprimentos devido à variedade de *off sets* de rodas disponíveis para o mercado agrícola, o que disponibiliza diversas bitolas para o cliente final. A figura 6.5.1 mostra um exemplo geral para encontrar o ângulo e a distância do Braço a Terra. Note que para encontrar o ângulo do pino mestre somente a geometria da ponte lateral do eixo é suficiente.



6.6. Ângulo de Convergência ($R\pm F$)

O ângulo de convergência também conhecido como o alinhamento das rodas, é o ângulo da roda com o eixo geométrico do veículo (visto em planta).

Ele é necessário para manter as rodas paralelas quando o veículo estiver em movimento. Ângulos de convergência exagerados resultam em desgastes irregulares dos pneus e provocam aumento de esforço para o sistema de direção, além de aumentar a resistência ao rolamento do veículo assim como ilustrado na figura 6.6.1.

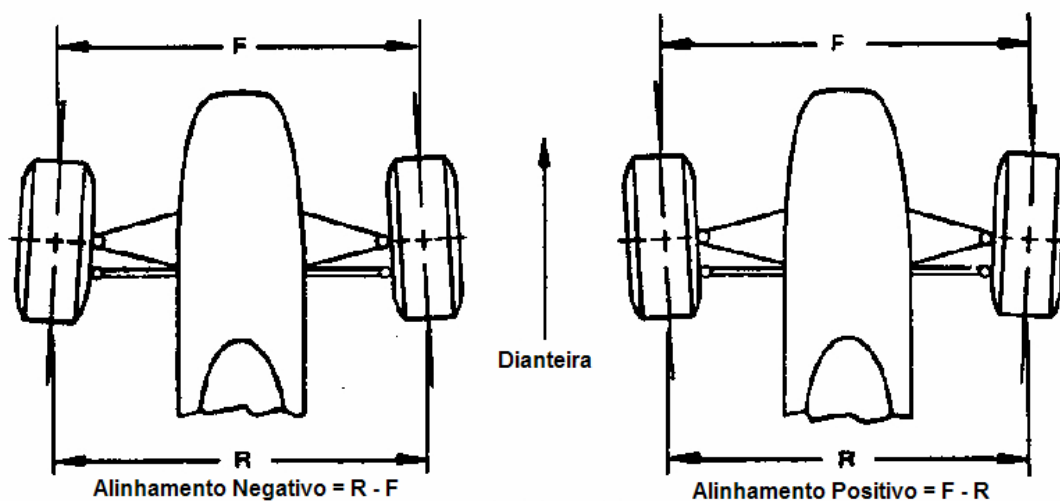


Figura 6.6.1 – Ilustração das possibilidades de alinhamento do veículo.

6.7. Geometria de Ackerman

O termo geometria de Ackerman é freqüentemente utilizado para determinação do ângulo de esterçamento maior da roda interna (δ_i) em relação a roda externa (δ_o). Os desvios que o sistema pode apresentar em relação à geometria de Ackerman têm influência significativa no desgaste dos pneus dianteiros, mas não influenciarão a resposta direcional do veículo. Com a correta geometria de Ackerman os torques do sistema de direção tendem a crescer uniformemente com o ângulo de esterçamento, fornecendo desta forma, uma resposta adequada ao motorista. Se no outro extremo considerarmos as rodas descrevendo trajetórias paralelas, esse torque inicialmente cresce com o ângulo, mas em um determinado ponto, ele

diminui, podendo alcançar valores negativos, o que representaria um esterçamento mais brusco no meio da trajetória. Isso gera uma sensação inadequada para quem dirige o veículo.

Na figura 6.7.1 podemos observar o centro de curvatura considerando pequenas velocidades, ou seja, sem escorregamento entre pneus e solo. Na figura, L é o entre eixos do veículo, " t " é a bitola e R é o raio de curvatura da trajetória do ponto central do eixo traseiro.

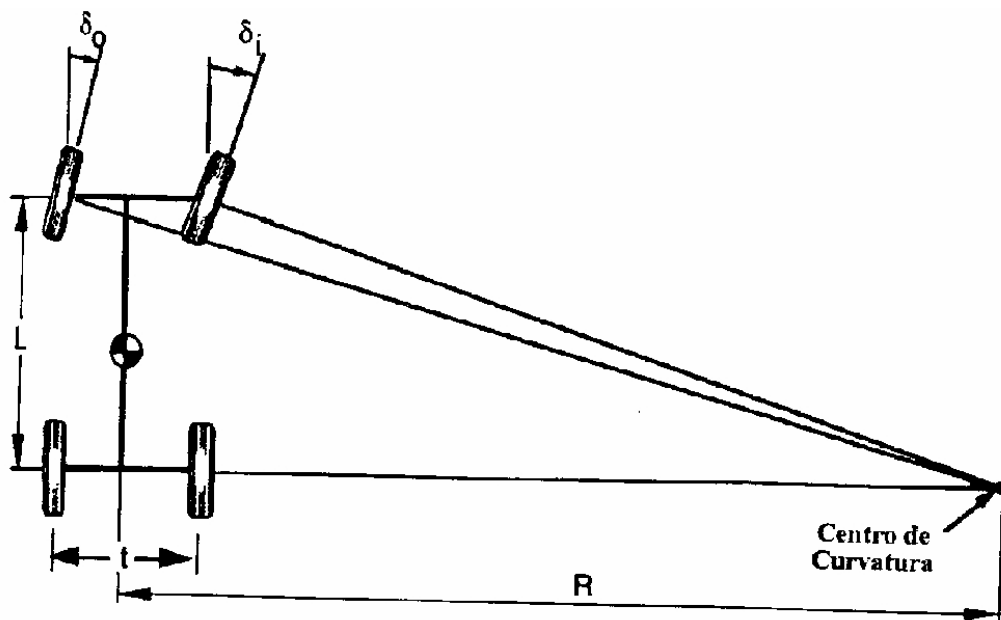


Figura 6.7.1 – Ilustração da geometria de Ackerman

7. Estudo técnico da solução

7.1. Viabilidade Física

Para todas as análises físicas será utilizado o modelo computacional criado no software *Pro-Engineer*.

Para um melhor entendimento do conceito do eixo, alguns desenhos serão apresentados nas figuras 7.1.1, 7.1.2, 7.1.3 e 7.1.4.

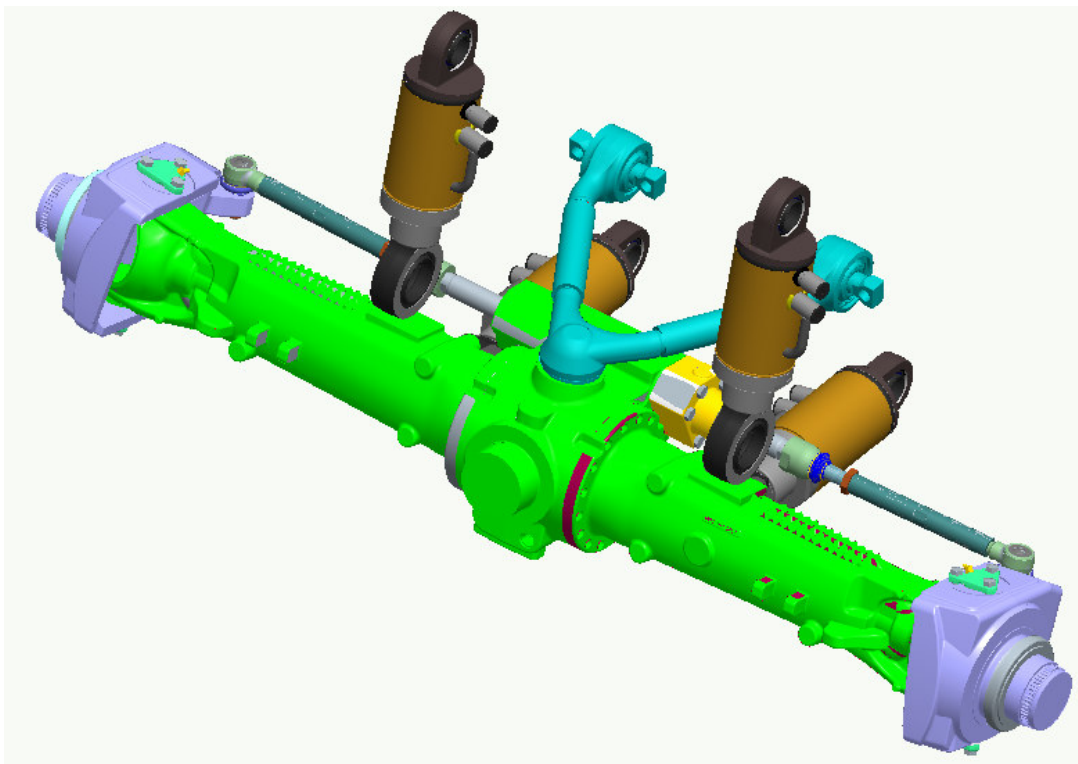


Figura 7.1.1 – Vista em 3 dimensões do eixo

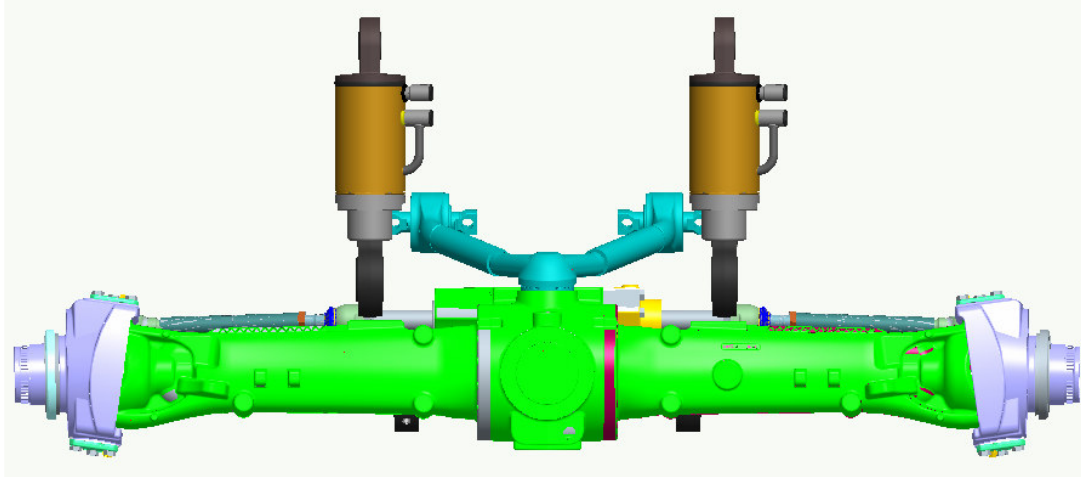


Figura 7.1.2 – Vista frontal do eixo

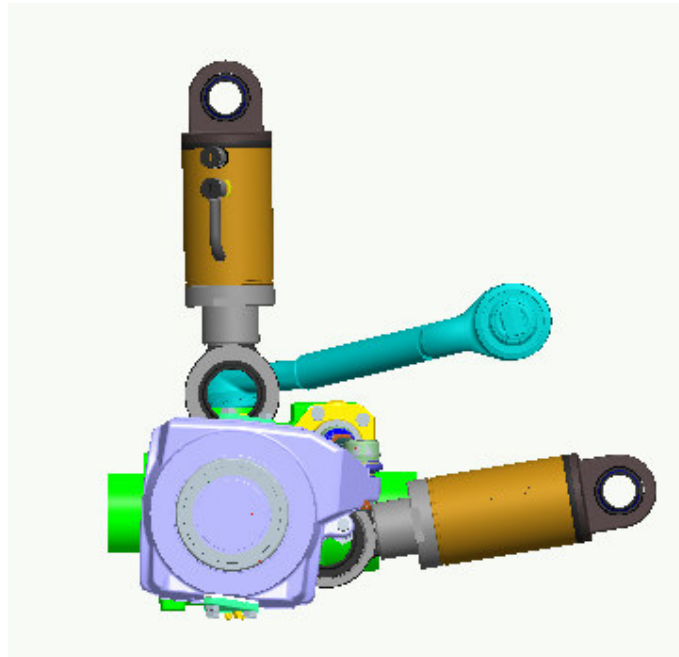


Figura 7.1.3 – Vista lateral do eixo

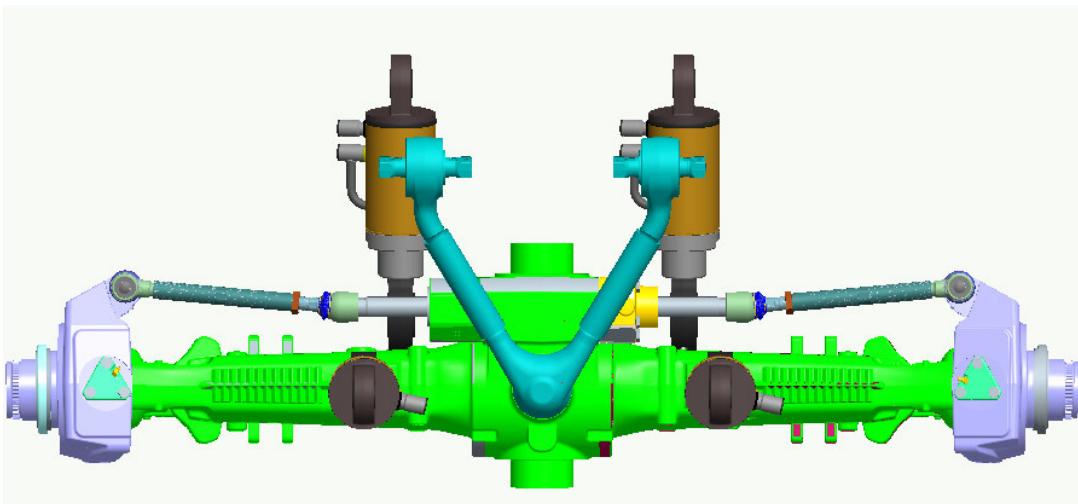


Figura 7.1.4 – Vista superior do eixo

Fisicamente é possível entender que a construção deste modelo é muito simples e não requer muitos componentes novos. Todo o modelo é baseado em um eixo de série hoje fornecido para as principais montadoras. No entanto, a análise dos ângulos principais em um modelo de eixo, tais como Cáster, Câamber, erro de Ackerman devem ser estudados, pois anteriormente esses ângulos eram fixos devido à fixação do eixo. No modelo oscilante, juntamente com esses ângulos, temos também as limitações das juntas, que podem ocasionar falhas no componente. Por isso essa atenção especial é necessária, principalmente no “V” Link.

A carcaça central do modelo deverá ter um novo ponto de fixação, ponto este localizado exatamente no centro do eixo, evitando deslocamentos indesejados quando o eixo girar em torno deste ponto. Esse conceito é muito utilizado em transportes, como por exemplo, as carretas, Bi-Trens, Rodo-Trens, etc. Tomando outro exemplo mais antigo, podemos citar as carroças, que tinham esse sistema de direção muito conhecida como esterçamento por “5ª roda”, onde todo o conjunto do eixo é direcional. O que é importante é a confiabilidade deste sistema.

Para as pontes laterais serão disponibilizados quatro novos pontos de fixação, dois para os cilindros de suspensão e outros dois para os cilindros de Sobre-Esterçamento.

A nova proposta prevê dois cilindros hidráulicos adicionais capazes de serem gerenciados eletronicamente. Muitas máquinas já são equipadas com esses cilindros, conforme visto anteriormente. Usaremos modelos convencionais para que o custo seja o menor possível. Ainda com as peças novas, também utilizaremos uma barra de fixação conhecida no mercado como “V-Link”, fornecida atualmente para veículos comerciais. Um dos fornecedores deste componente é uma das divisões da empresa ZF, a Lemförder.

Embora o conceito do eixo imponha uma restrição perante aos tamanhos dos braços de articulação (isso se deve aos diferentes tipos de interface com o veículo), ou seja, sabemos que estes braços sempre poderão variar de acordo com a necessidade do cliente. Neste sentido, temos que deixar esse estudo previamente realizado. A maneira que será estudada é com referência ao ângulo de Cáster.

É possível prever sem muitos estudos, que se temos dois pontos de articulação, com diferentes tamanhos, estes vão percorrer trajetórias distintas entre si. Na vista lateral do eixo, ver na figura 7.1.5, fica fácil de interpretar que o ângulo que será variado devido a essa condição de projeto é o Cáster:

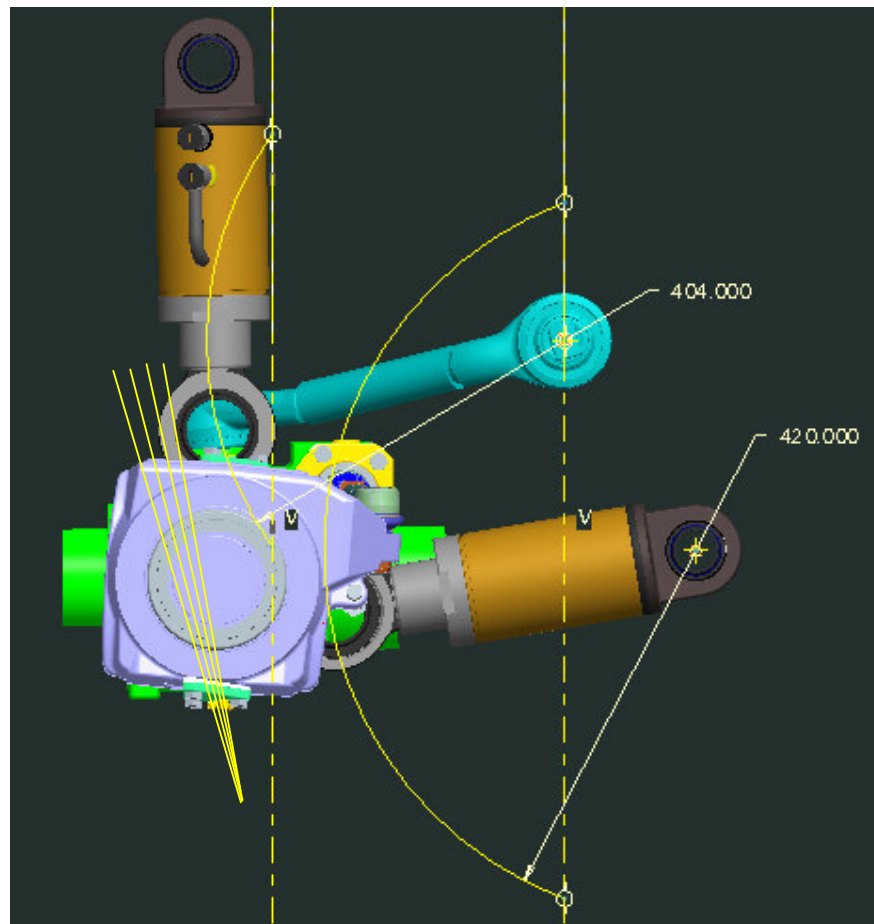


Figura 7.1.5 – Exemplo de um tipo de fixação para o eixo.

Assim podemos entender que os raios descritos nos dois pontos de fixação serão diferentes, sendo cada caso, um caso particular. E para cada um desses casos, teremos um comportamento diferente para o ângulo de Cáster. O ângulo de Cáster deixa de ser uma constante, como deveria ser ou, pelo menos, como é em todos os modelos hoje conhecidos.

8. Resultados do modelo computacional

Para a análise cinemática foi desenvolvido um modelo computacional. Entre os resultados mais esperados do modelo, temos o efeito do Super-Steer. Sabemos que todo o estudo se baseia em uma nova proposta de eixo, que deve ser, acima de tudo, funcional. Para que possa ser demonstrado o comportamento do eixo com o novo sistema de direção, comparamos o eixo sem o efeito Super-Steer (como é vendido hoje) com o Super-Steer incorporado.

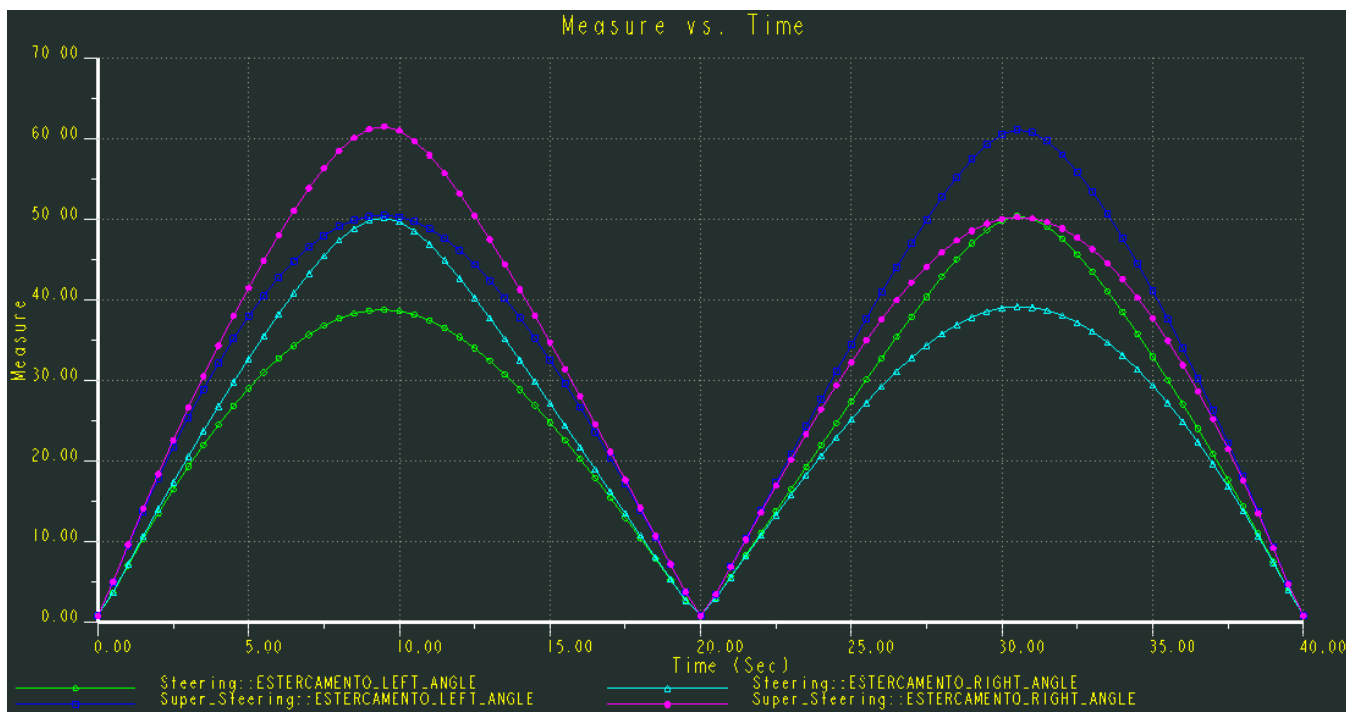


Figura 8.1 – Comparação dos dois tipos de sistema de esterçamento das rodas.

Pode-se verificar na figura 8.1 que o erro de esterçamento não é influenciado quando passamos a atuar com o sistema Sobre-Esterçamento (5ª roda). Basta compararmos as diferenças entre os picos dos dois sistemas direcionais. Sabe-se que o erro de esterçamento (Geometria de Ackerman) é uma consequência da geometria das pontas de eixo, o que não foi

alterado com o novo sistema de direção. Isso mostra que o modelo computacional não contém erros grosseiros. Essa situação favorece a continuação dos estudos do eixo.

A figura 8.2 mostra claramente a variação desfavorável do ângulo de Cáster, onde pode-se observar dentro de uma oscilação do eixo, como se comporta o ângulo de Cáster em relação ao deslocamento do “V” Link (em graus).

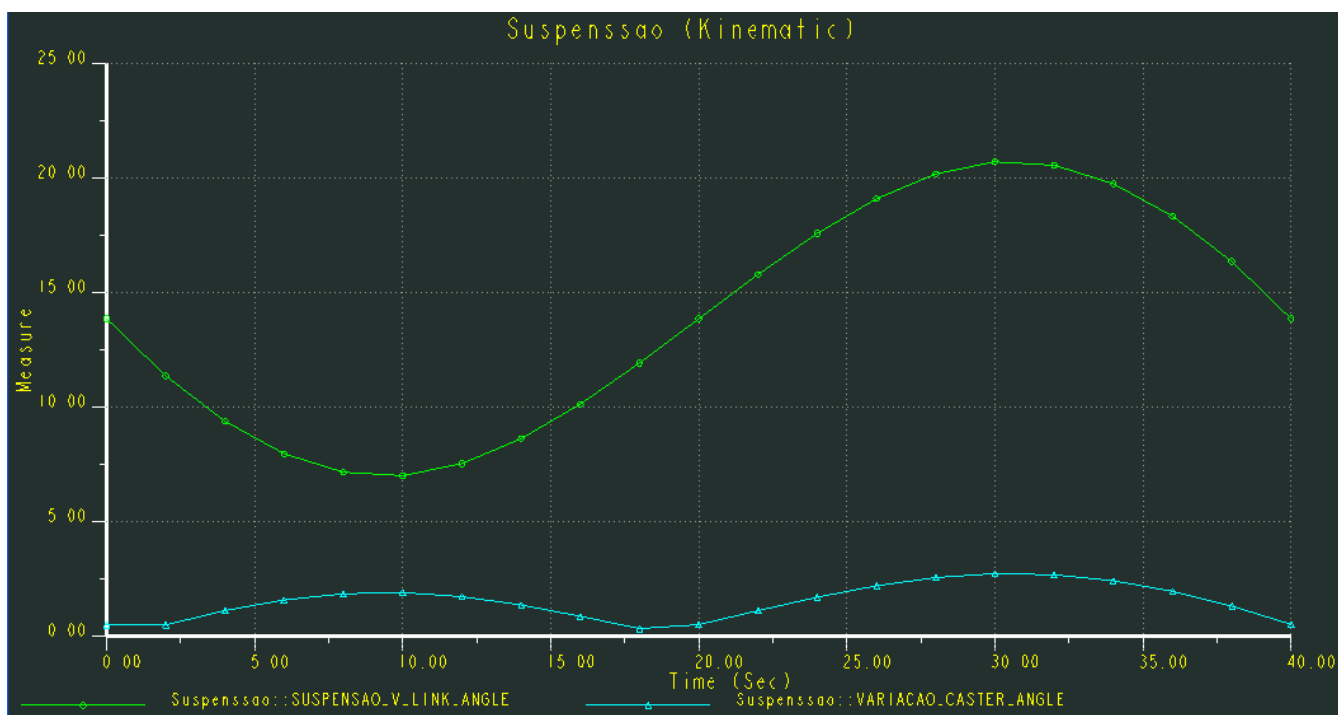


Figura 8.2 – Ilustração da variação do ângulo de Cáster em função do deslocamento do “V” Link, que inicialmente está com 13,85° neste caso.

Dentro desse panorama desfavorável, temos que considerar que o comprimento do braço inferior terá que variar de acordo com o deslocamento do eixo na direção Y, ou seja, sempre que o eixo estiver trabalhando em uma oscilação, o braço inferior deverá variar para compensar a diferença de tamanhos entre os dois braços, mantendo assim o ângulo de Cáster constante durante uma oscilação.

Mais uma análise que é necessária para o bom funcionamento do eixo é com relação aos ângulos permitidos para as articulações. Temos a restrição de 15° para cada uma das

articulações. Para esse estudo a Figura 8.3 esclarece que as juntas ainda estarão trabalhando dentro do que é permitido. Outro ponto citado é com referência ao “V” Link.

Hoje os eixos já dispõem de um sistema de batente de oscilação, o que protegeria o “V” Link. Para todos os efeitos de segurança desse importante elemento do eixo, temos ainda uma outra proteção para excesso de deslocamento deste ponto, que são os dois cilindros responsáveis pela suspensão do conjunto. Eles podem ser programados para implementar um batente hidráulico.

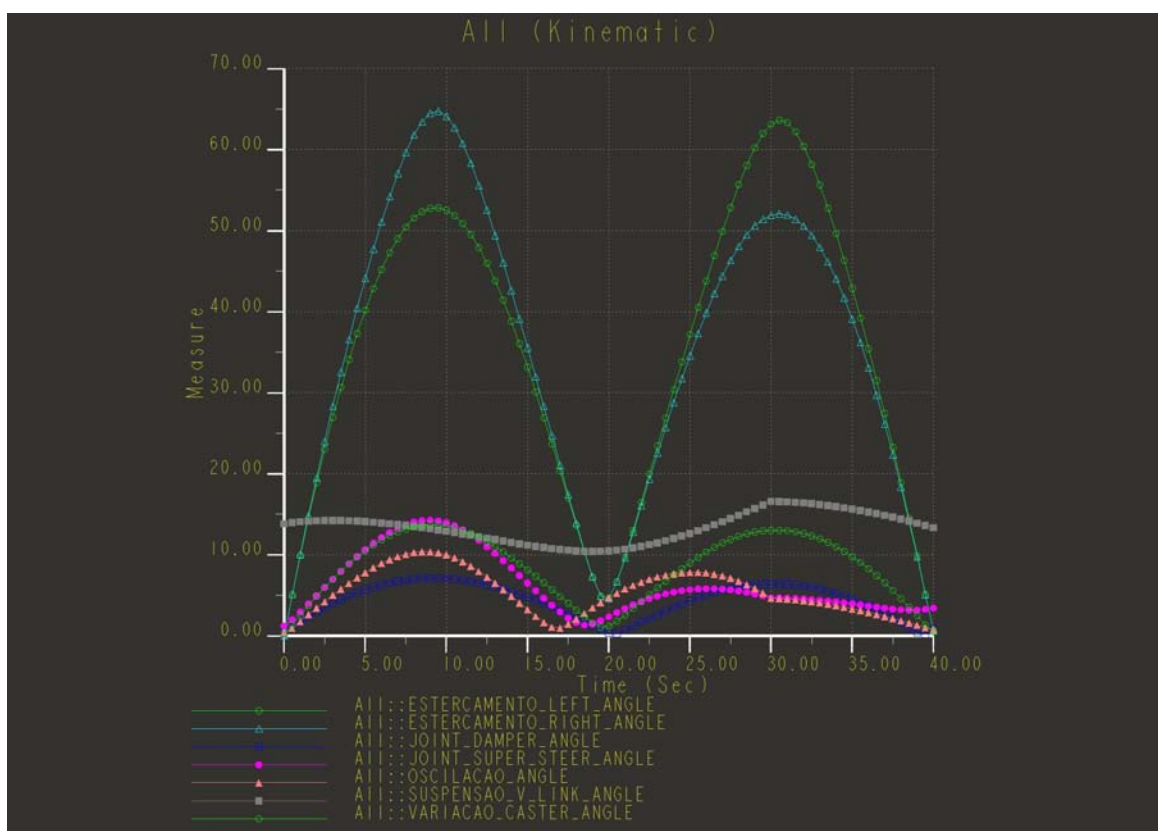


Figura 8.3 – Ilustração da pior condição para as juntas esféricas.

Com a interpretação desta figura, podemos concluir que mesmo na condição em que existem mais deslocamentos para os pontos fixados em juntas esféricas, estamos dentro da tolerância de trabalho, tendo em vista que o maior deslocamento atingiu 13° na junta do cilindro do sistema de Sobre-Esterçamento.

Para melhor compreensão do gráfico acima, foi feita uma análise separada para cada situação do eixo, ou seja, vamos analisar cada movimento do eixo e sua consequência para as juntas.

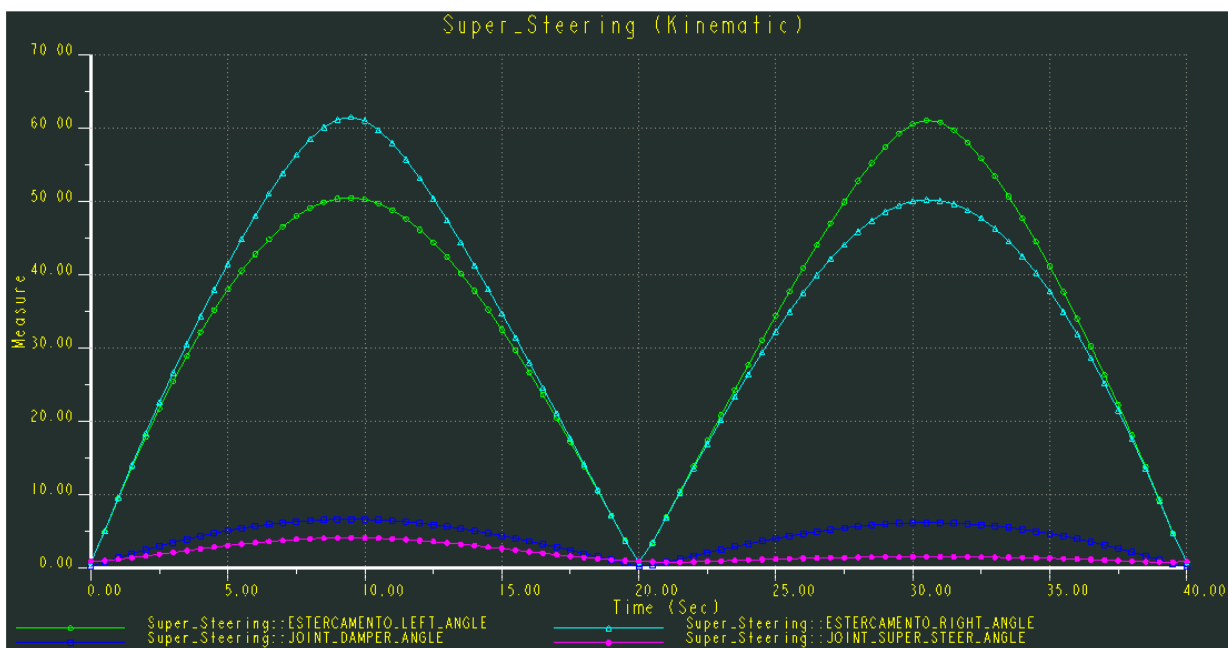
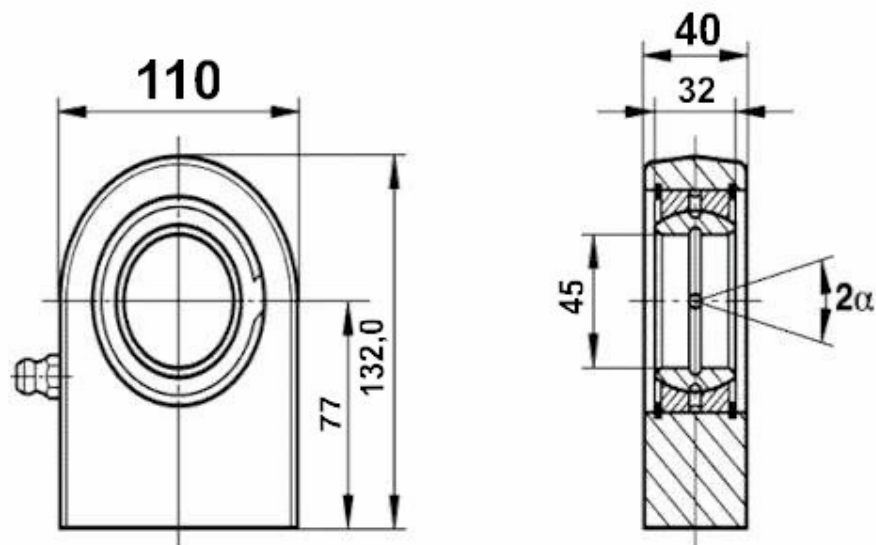


Figura 8.4 – Ilustração do Sobre-Esterçamento X juntas esféricas.

Um desenho com as principais características técnicas das juntas esféricas, pode ser encontrado na figura 8.5. Neste estudo não abordaremos as forças envolvidas no projeto, mas as informações necessárias para o cálculo da junta encontra-se disponível no desenho que foi retirado da Internet no endereço www.fluro.de.



FLURO-No. FS45N

Carga estática C_0 kN	Carga dinâmica C kN	Angulo de Pivotamento α
380,0	127	7

Figura 8.5 – Informações técnicas das juntas esféricas utilizadas com as suas limitações de ângulos e cargas.

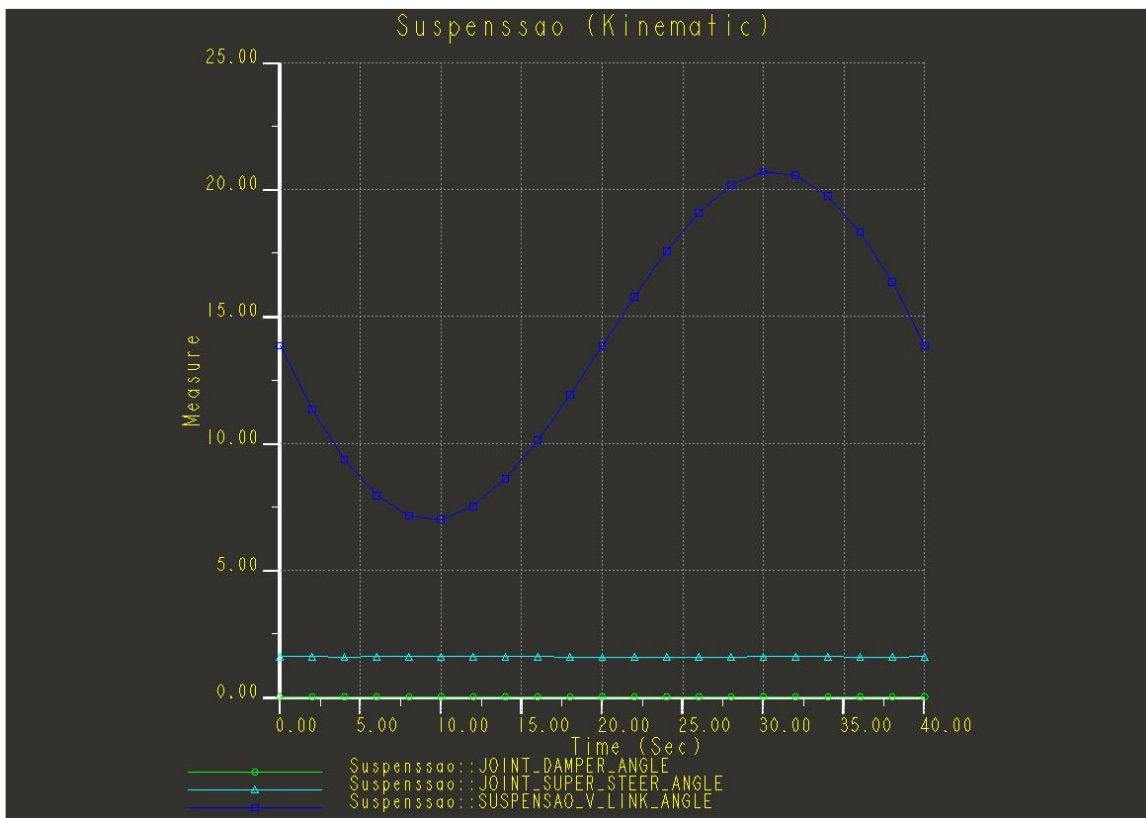


Figura 8.6 –Ilustração da suspensão do eixo (somente o V Link Trabalhando) e a consequência para as juntas esféricas.

Existe uma junta diferente das demais que é exatamente a que está fazendo o papel de 5ª roda para o eixo. Esta que está na ponta do V Link e conectada no eixo, também tem restrição quanto a movimento. Na figura 8.6 podemos constatar que esta junta (representada na figura 8.7) também trabalha dentro do aceitável que é de 13°.

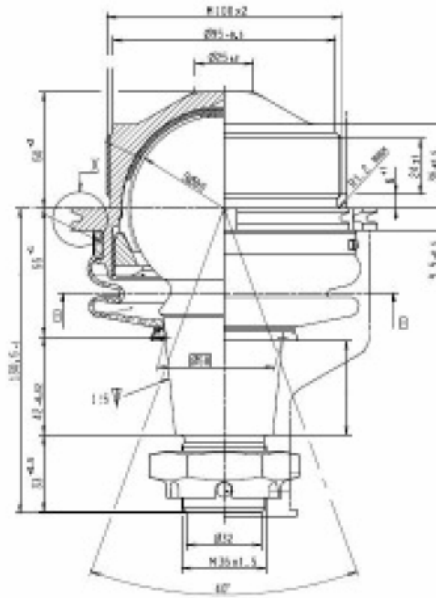


Figura 8.7 – Junta esférica da ponta do “V” Link

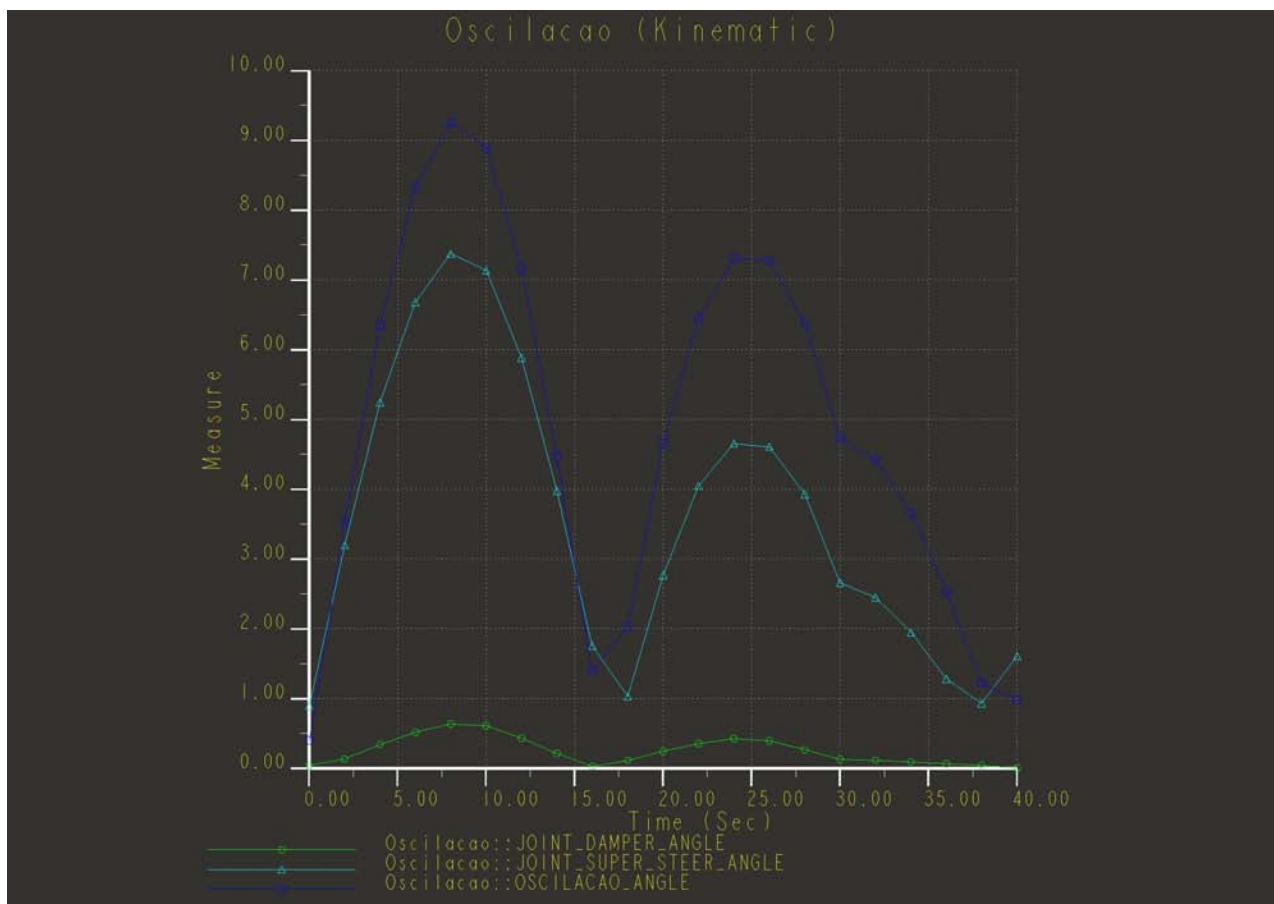


Figura 8.8 – Ilustração de uma oscilação do eixo e a consequência para as juntas esféricas.

9. Estudo das forças atuantes nos cilindros hidráulicos

Utilizando um processador de elementos finitos, foi feita uma análise preliminar das forças atuantes nos cilindros hidráulicos e no “V”-Link. Com esse modelo pode ser feita a seleção do cilindro e do “V”-Link necessários para as cargas aplicadas nos mesmos.

Para que isso se tornasse possível, um modelo correto quanto a geometria foi desenvolvido. O modelo simplificado é composto por elementos de vigas, e apenas os esforços em cada elemento tem interesse. Este capítulo servirá de base para um estudo de como o modelo está desenvolvido dentro do software, ou seja, poderemos fazer verificações dos dados de entrada e saída do *solver* comparando com os dados esperados.

Os anexos F, G e H estão as matrizes que ilustram o comportamento do eixo nas condições cinemáticas extremas (batente de suspensão superior, sobre-esterçamento e oscilação). O modelo de elementos finitos é uma linearização de uma estrutura que é não linear do ponto de vista geométrico.

Praticamente as forças verticais serão absorvidas pelos dois cilindros de amortecimento, ficando simples escolher o cilindro mais adequado. As cargas (peso bruto do trator) podem variar de acordo com a máquina bem como os cilindros. As forças horizontais (provenientes das rodas em contato com o solo) serão absorvidas em sua maioria pelos cilindros auxiliares de direção, sendo que parte dela será aplicada no “V”-Link. A figura 9.1 demonstra uma situação de carregamento na direção Y, onde todas as cargas tem valores iguais e estão aplicadas em distâncias iguais do centro do eixo. A figura 9.2 demonstra os esforços laterais que serão absorvidos, em sua maioria, pelo V-Link. Na figura 9.3 os esforços estão na direção Z, igualmente distribuídas e com mesma intensidade.

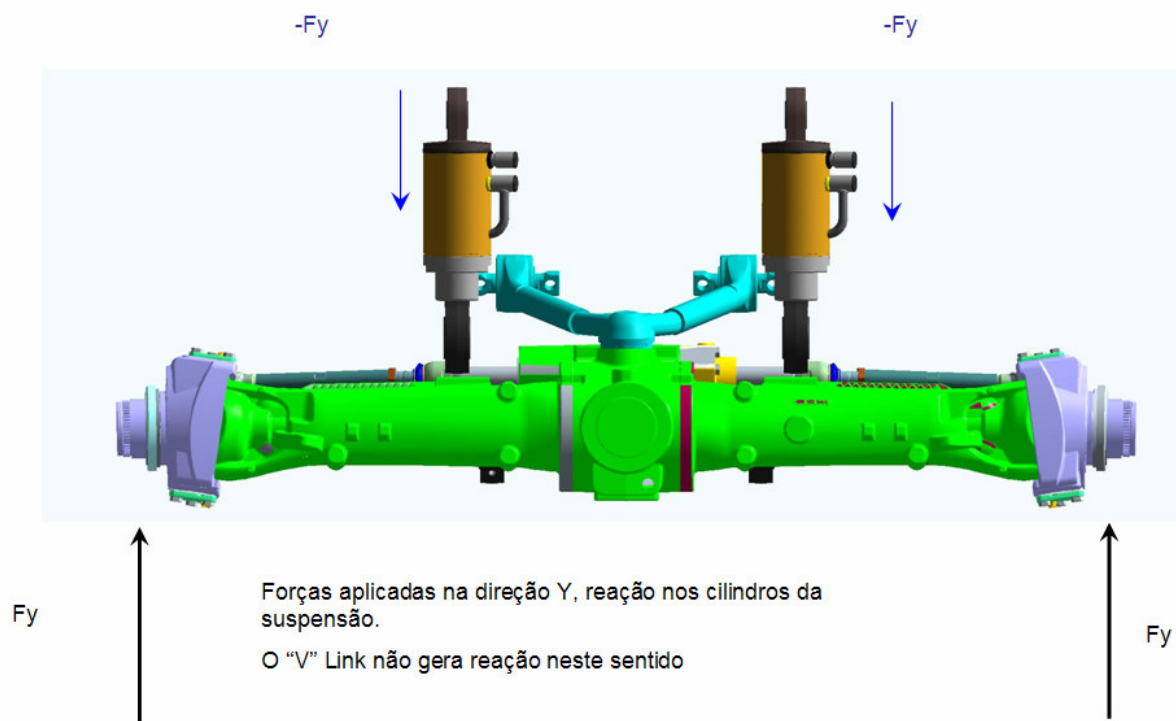


Figura 9.1 – Demonstração das cargas na direção Y

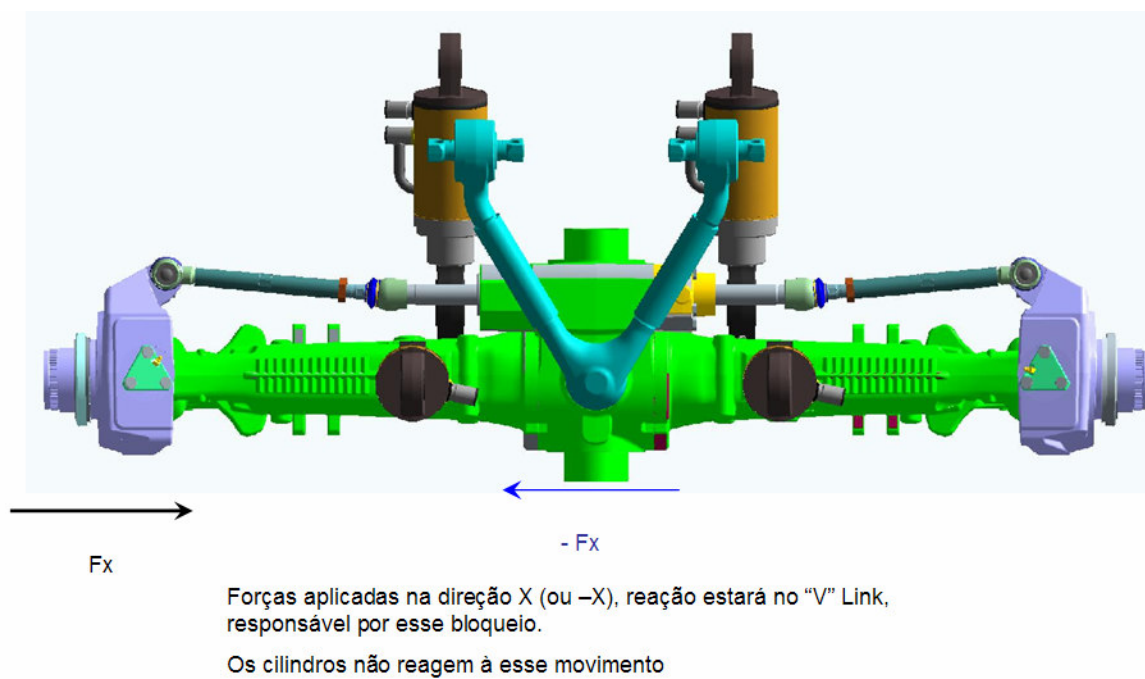


Figura 9.2 – Demonstração das cargas na direção X

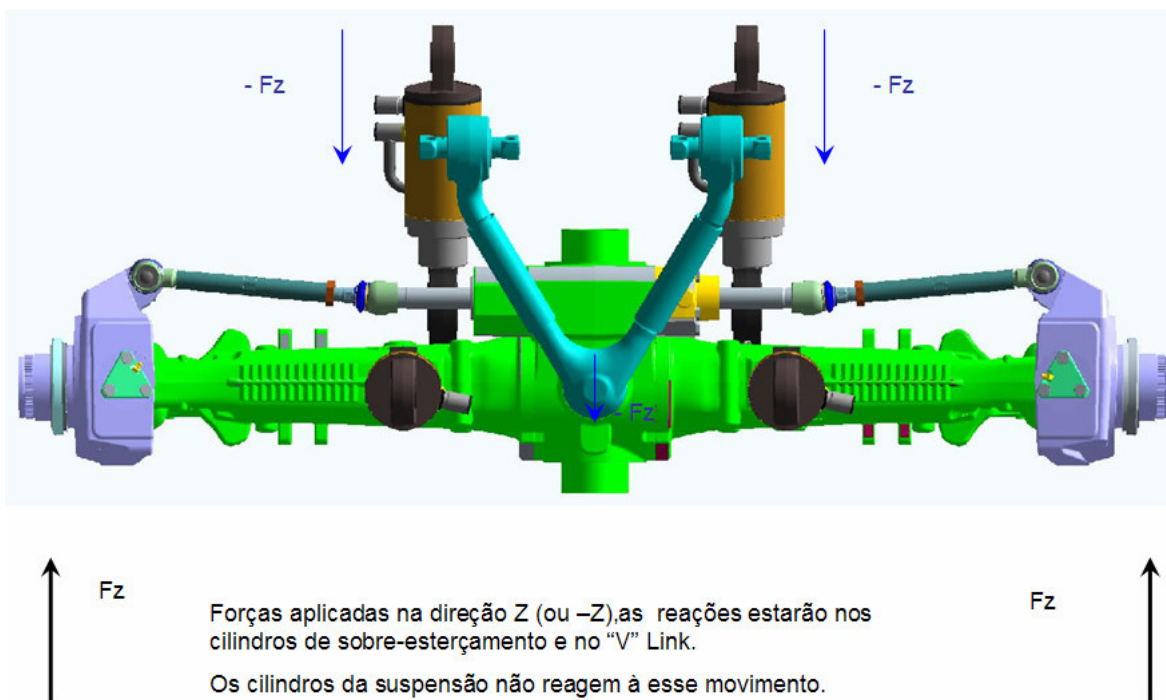


Figura 9.3 – Demonstração das cargas na direção Z

Estruturalmente, todas as peças que são utilizadas neste eixo suspenso são hoje aplicadas em eixos oscilantes, ou seja, pode-se garantir (por meios de testes e análises feitas no passado) que o eixo é capaz de suportar as novas cargas a ele designada. Algumas ilustrações do trabalho realizado anteriormente (na fase de desenvolvimento do eixo) estão apresentadas nas figuras 9.4. e 9.5.

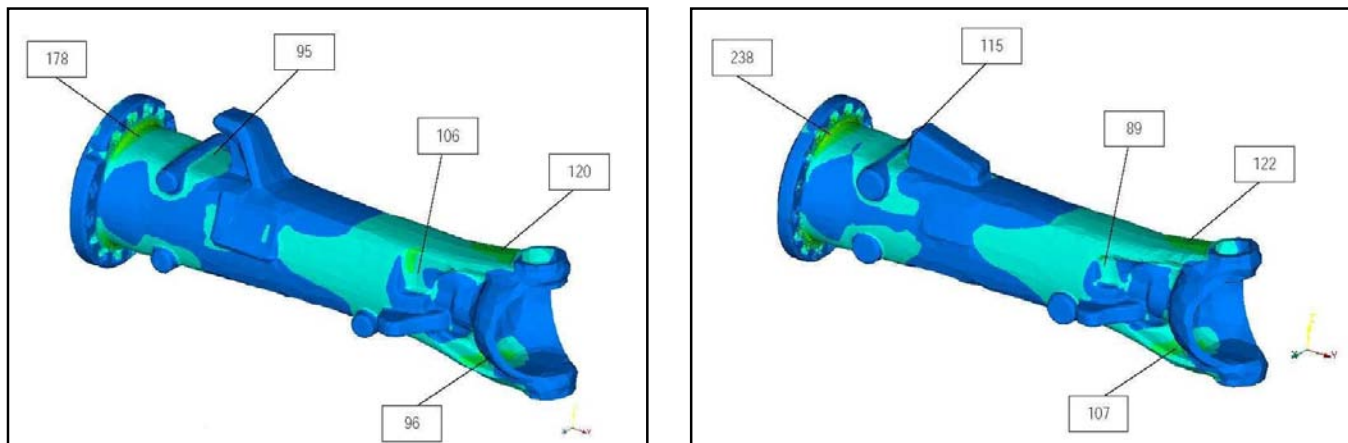


Figura 9.4 e 9.5 – Ilustram os estudos de Elementos Finitos realizados.

Um estudo feito pela ZFF prova que os eixos suspensos podem ter a sua massa reduzida, pois a energia que seria dissipada em impactos anteriormente pela estrutura, agora terá dois amortecedores que irão dissipar parte desta energia. [Gefederte Schleppevorderachse APL 2000, ZFP,1992]. Todo o estudo é baseado em vibrações coletadas em veículos de teste e os resultados demonstram que é possível reduzir massa na ordem de 15% das pontes laterais.

10. Viabilidade de controle do eixo

Nessa etapa do projeto temos o objetivo de assegurar o controle do eixo. Como temos uma variável que não pode ser diretamente mensurada, temos que, por meio de um estudo de observabilidade e controlabilidade, garantir que esse mecanismo possa ser controlado.

10.1. Princípios de sistemas de controle

A idéia do sistema de controle é, por meio de um atuador (onde este pode ser mecânico, eletrônico, pneumático, etc.), intervir na resposta natural de um sistema. Ou seja, sua resposta será manipulada.

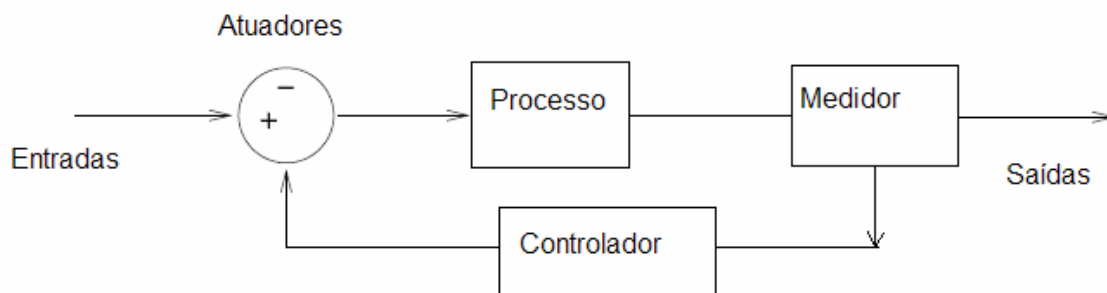


Figura 10.1.1 – Ilustração de controle automático a realimentação

10.2. Teste de controlabilidade de um sistema

Um sistema é dito controlável se for possível transferir o sistema de um estado arbitrário para outro estado desejado e arbitrário em período de tempo finito.

Considere o sistema descrito por:

$$x(k + 1) = Gx(k) + Hu(k) \quad (10.2.1)$$

Onde assume-se que o controle é constante por trechos.

O sistema discreto no tempo é considerado controlável se existe uma história de controle $u(k)$ com um número finito de intervalos tal que o estado inicial $x(0)$ pode ser transferido para o estado final desejado x_f em no máximo 'n' períodos. No n-ésimo instante de tempo temos:

$$x(n) - G^n x(0) = [H \quad GH \quad \dots \quad G^{n-1}H] \begin{bmatrix} u(n-1) \\ u(n-1) \\ \vdots \\ u(0) \end{bmatrix} \quad (10.2.2)$$

Pelo teorema de Cayley-Hamilton não adianta aumentar o número de intervalos de tempo além de n, pois G^n não irá aumentar o posto da matriz entre colchetes, doravante denominada matriz de controlabilidade.

Se o posto da matriz de controlabilidade for completo, então o sistema é dito controlável. Existem outros critérios para verificar a controlabilidade de um sistema numericamente mais estáveis.

10.3. Teste de observabilidade de um sistema

Considere um sistema não forçado descrito por:

$$x(k+1) = Gx(k) \quad (10.3.1)$$

$$y(k) = Cx(k)$$

O sistema é dito observável se o vetor estado inicial $x(0)$ for determinável a partir de um vetor de observação de $y(k)$ em tempo finito de intervalos. Vamos observar os primeiros n valores de $y(k)$.

$$\begin{aligned} y(0) &= Cx(0) \\ y(1) &= CGx(0) \\ &\vdots \\ y(n-1) &= CG^{n-1}x(0) \end{aligned} \quad (10.3.2)$$

As equações 10.3.2 podem ser agrupadas

$$\left\{ \begin{array}{c} y(0) \\ \vdots \\ y(n-1) \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{c} C \\ CG \\ \vdots \\ CG^{n-1} \end{array} \right] \quad (10.3.3)$$

Para que o estado inicial seja determinável, é necessário que a matriz da equação (10.3.3) tenha posto completo.

$$O = \left[\begin{array}{c} C \\ CG \\ \vdots \\ CG^{n-1} \end{array} \right] \quad (10.3.4)$$

Pelo teorema de Cayley-Hamilton não adianta estender o número de observações por que G^n não irá alterar o posto da matriz de observabilidade. Define-se a matriz da equação 10.3.3 como matriz de observabilidade e o sistema será observável se ela tiver posto completo.

A partir do modelo de elementos finitos, equação 10.3.5

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{d}} + \mathbf{K} \mathbf{d} = \mathbf{f} \quad (10.3.5)$$

6×1

Pode-se determinar as matrizes A e B do sistema de controle. Inicialmente isola-se o vetor de acelerações conforme a equação 10.3.6

$$\ddot{\mathbf{d}} = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} \mathbf{d} + \mathbf{M}^{-1} \mathbf{f} \quad (10.3.6)$$

A seguir defini-se o vetor estado:

$$\mathbf{x} = \begin{Bmatrix} \mathbf{d} \\ \dot{\mathbf{d}} \end{Bmatrix} \quad (10.1.7)$$

12×1

O sistema pode ser representado no espaço dos estados conforme a equação 10.3.8. E de forma mais compacta conforme a equação 10.3.9.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{d}} \\ \ddot{\mathbf{d}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{d} \\ \dot{\mathbf{d}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \mathbf{f} \quad (10.3.8)$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{f} \quad (10.3.9)$$

12×12 12×4 4×1

O sistema de coeficientes constantes, para o qual a matriz A tem autovalores distintos, é completamente observável se, e somente se, não há colunas nulas na matriz $\mathbf{C}_n = \mathbf{C}^* \mathbf{M}$, onde M é a matriz de autovetores de A. [Brogan, W] Anexo M. Os resultados podem ser encontrados no anexo N.

10.4. Sistema de controle para o eixo

Depois de assegurar que o ângulo de Cáster é realmente observável e controlável, é que será definida a estratégia de controle para o eixo. A teoria de controle assegura a existência de estratégia de controle conforme a equação 10.3.9.

Um modelo de vigas de elementos finitos foi desenvolvido, para que fossem geradas as matrizes de controlabilidade e observabilidade do sistema proposto. [Anexos I, J, K]

O sistema de coeficientes constantes, para o qual a matriz A tem autovalores distintos, é completamente controlável se e somente se não há linha nulas em $B_n = \text{inv}(M) * B$, onde M é a matriz modal de A . Essa rotina está calculada no anexo L.

As matrizes de análise para os três modelos propostos encontram-se nos anexos F, G e H. Respectivamente simulando batente de suspensão; sobre-esterçamento; oscilação.

A patente ainda visa um controle variável de ângulo de Cáster. Esse efeito foi acrescentado no controle do eixo devido a um simples fator: o veículo tem duas funções bastante distintas - o trabalho; e o deslocamento até o trabalho. Com a possibilidade de variar o ângulo de Cáster, podemos otimizar o ângulo de Cáster para cada função. Sabemos que o ângulo de Cáster é o gerador do torque de auto alinhamento do veículo. Para o trabalho é interessante um ângulo de Cáster maior, o que manterá melhor o veículo na sua direção. Já para o deslocamento, podemos diminuir o ângulo para diminuir os esforços no sistema de direção.

11. Cilindros de suspensão com dupla ação

Esses cilindros são hoje fornecidos para as grandes montadoras, e em breve seu funcionamento será descrito.

Os cilindros são componentes que viabilizam o mecanismo. Estes possuem dupla atuação, ou seja, na compressão e na expansão. Possuem reservatórios de óleo que possibilitam prescindir as molas helicoidais ou de qualquer outro tipo. Esses reservatórios são colocados com gerenciadores para controle de fluxo, variando assim a ação dos cilindros.

O corpo de válvulas responsável pelo gerenciamento da ação dos cilindros de suspensão pode ser observado na figura 11.1.



Figura 11.1 – Corpo de válvulas para gerenciamento da suspensão.

O desenho de instalação dos cilindros hidráulicos utilizados no estudo, todos fornecidos pela Ognibene, também pode ser encontrado na figura 11.2 a seguir.

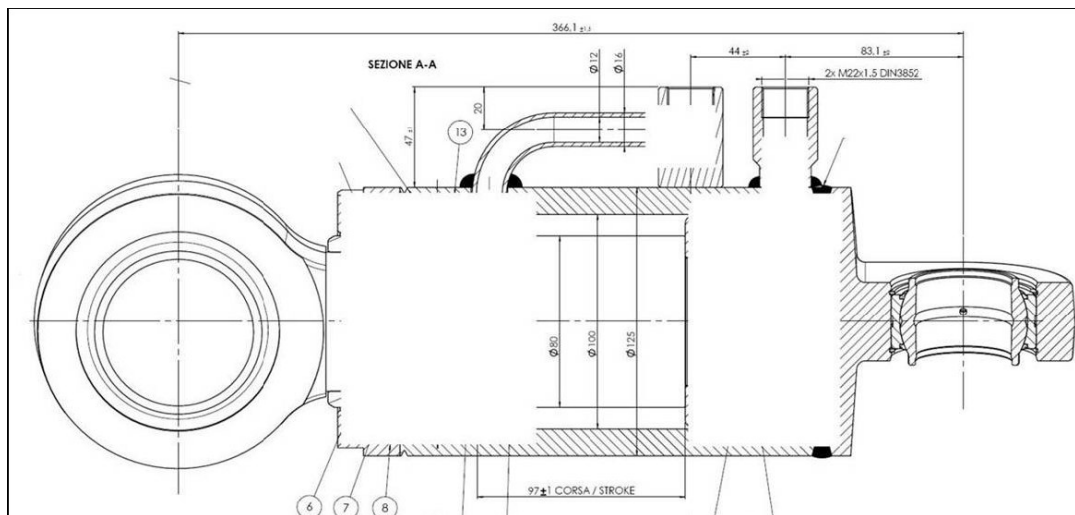


Figura 11.2 – Cilindro de dupla ação fornecidos pela Ognibene.

Um exemplo de como é instalado o cilindro que estamos descrevendo pode ser observado na figura 11.3, bem como um possível esquema hidráulico de sua instalação na figura 11.4.

Uma breve descrição de como pode trabalhar a suspensão: uma possível maneira de instalação para o eixo proposto, onde a bomba hidráulica (P) gera uma pressão para os cilindros de suspensão (CYL-L, CYL-R) e para os três acumuladores de pressão (ACC, ACCL e ACCR). As válvulas e também as válvulas de restrição (SVL, SVR, VM, WV e DIS) de fluxo estão todas montadas no bloco de válvulas ilustrado anteriormente. Os reservatórios de pressão trabalham como atuadores que determinam a constante da mola (sempre variável) e também o nível indicado para a suspensão. O sensor de posição (LS) registra o nível da suspensão, este está monitorado por um software, e será capaz de ajustar as válvulas para o controle do curso dos cilindros.



Figura 11.3 – Modelo de suspensão da Jonh Deere. Detalhes dos cilindros de suspensão com os acumuladores de pressão responsáveis pelo gerenciamento da suspensão.

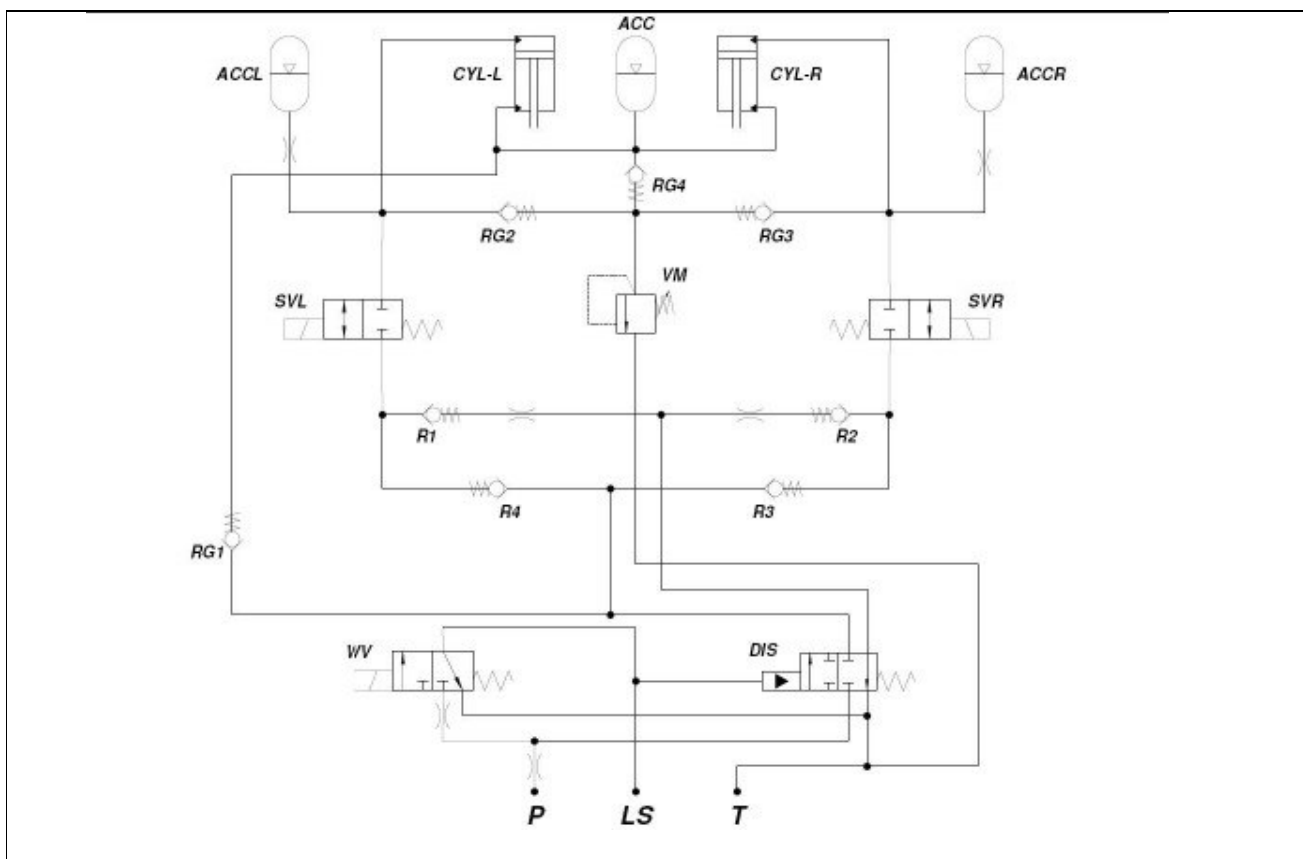


Figura 11.4 – Ilustração de um possível esquema hidráulico para o sistema

Um exemplo de gerenciamento de hidráulica, está representado na figura 11.5, utilizado em um eixo da Carraro.

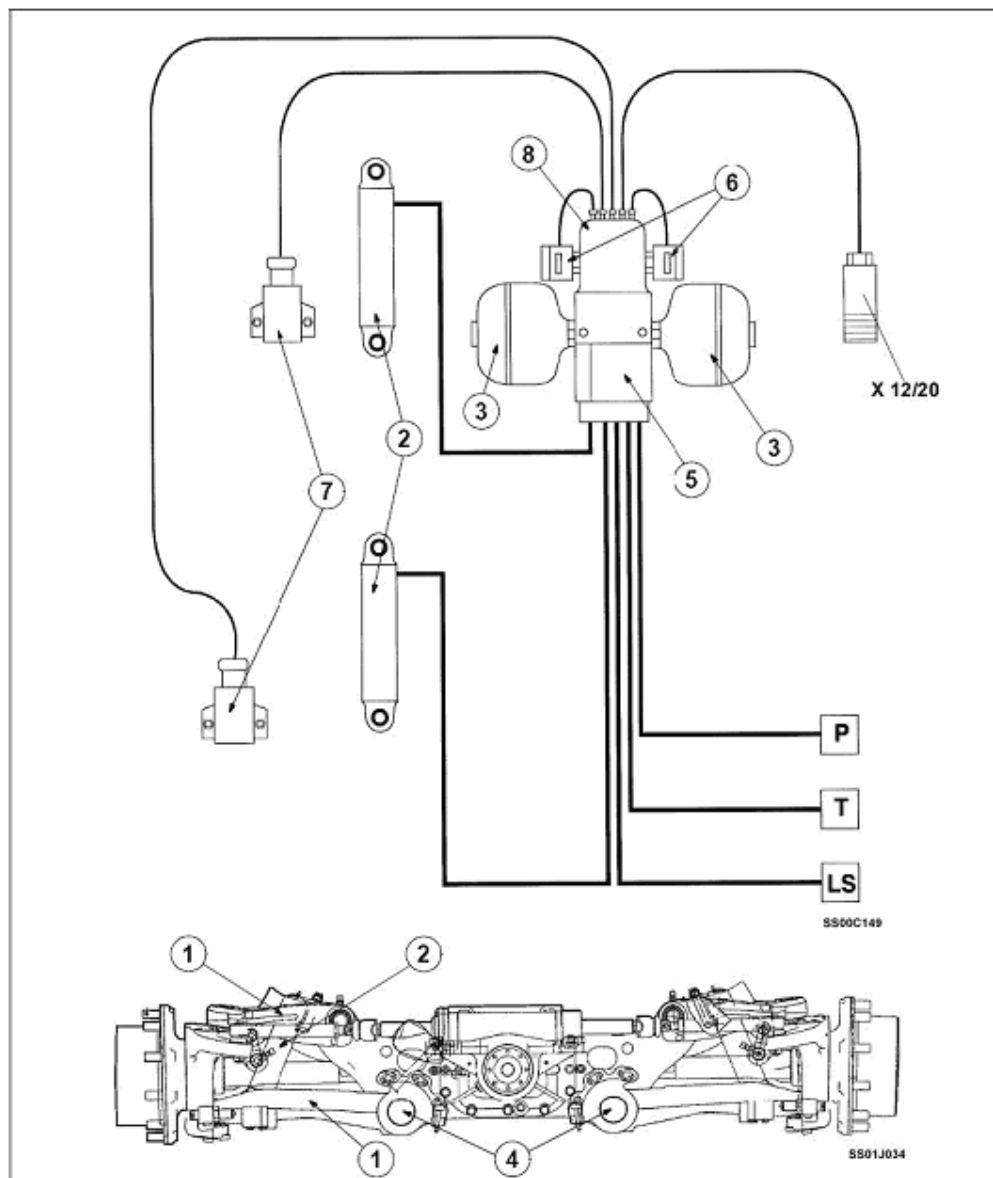


Figura 11.5 – Modelo extraído da Carraro

- | | |
|----------------------------|--------------------------------|
| 1- Braços de suspensão | 5- Comando hidráulico |
| 2- Cilindro Hidráulico | 6- Válvulas solenóide |
| 3- Reservatório hidráulico | 7- Sensor de ângulo de rotação |
| 4- Barras de torção | 8- Módulo eletrônico |

12. Proposta para redução de custos

Com um mercado tão competitivo, o conceito apresentado neste trabalho, pode se tornar algo que o mercado não esteja preparado para absorver diretamente. Pensando nisso, com a utilização dos mesmos componentes, pode-se oferecer o eixo suspenso sem o sistema de Super-Steer. Seria então ofertado um eixo sem os dois cilindros que atuam no sobre-esterçamento. Juntamente com essa opção, pode-se ainda viabilizar o uso de cilindros de suspensão sem o gerenciamento eletrônico, isso tornaria o eixo menos oneroso para o consumidor final, tendo em vista que a parte eletrônica ainda é a mais cara da patente. Agora o ângulo de Cáster passa a ser constante.

Pode-se comparar com outras aplicações veiculares, que também trabalham exatamente desta forma, podemos citar o Jeep JPX, a Dodge Ram 1500 4x4, o Jeep Willis 4x4 e o Troller 4x4. Todos possuem fixação no eixo dianteiro com barras alocadas na parte inferior (cilindros no Super-Steer) e feixes de mola na parte superior (também usamos cilindros no eixo). Em nenhum desses exemplos, estão presentes barras para fixação do eixo no sentido longitudinal (como a Panhard, 4 points link ou mesmo o V link), diferentemente desta proposta que terá o V-Link para tal fixação.

Para ilustração, igualmente foi desenvolvido um modelo cinemático dentro do software para melhor entendimento do conceito proposto para redução de custos, veja as figuras 12.1 até 12.3.

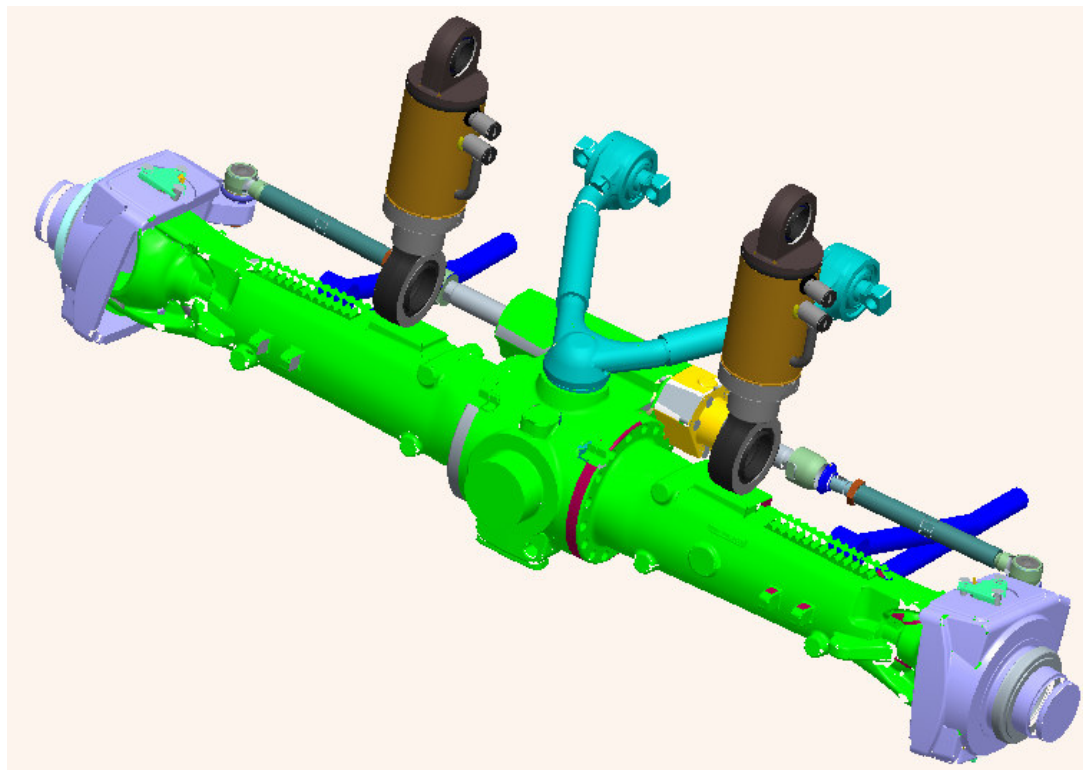


Figura 12.1 – Ilustração das novas barras de fixação traseira do eixo

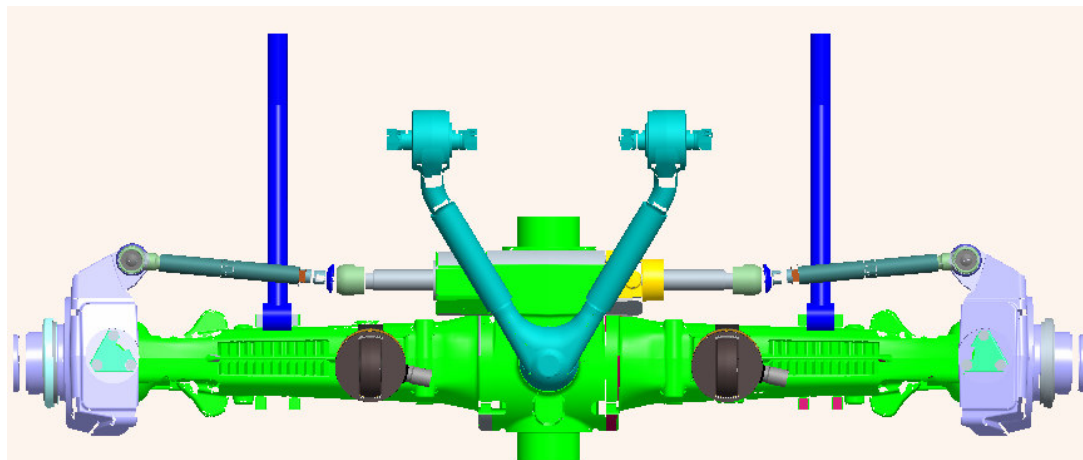


Figura 12.2 – Vista de topo do eixo suspenso sem sobre-esterçamento.

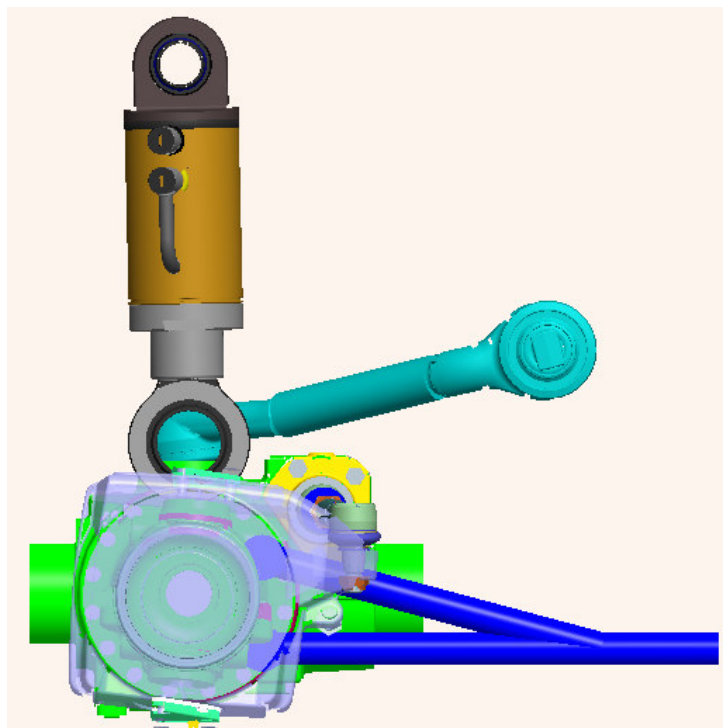


Figura 12.3 – Vista lateral do eixo sem sobre-esterçamento

Dos veículos citados como usuários desse tipo de fixação, alguns exemplos também podem ser encontrados posteriormente nas figuras 12.4 e 12.5.

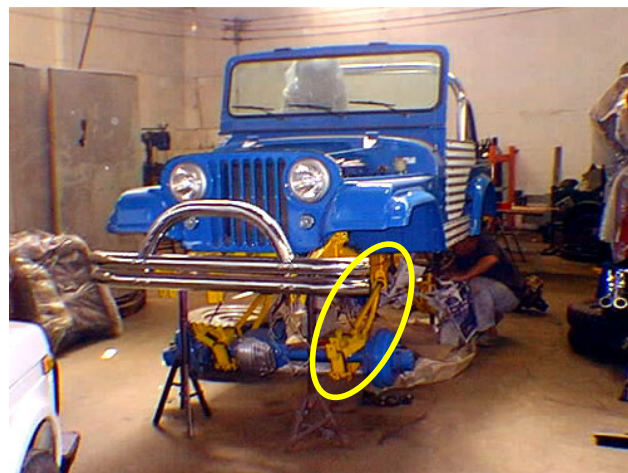


Figura 12.4 – Veículo Willis montando o eixo dianteiro. Pode-se observar claramente as barras de ancoragem do eixo



Figura 12.5 – Fotos tiradas de um eixo dianteiro de Troller 4x4

Com toda a pesquisa feita em veículos normais de linha, podemos entender que esse tipo de suspensão é muito bem difundida e utilizada, mostrando que o eixo pode ser promissor no mercado que visa atender, desde de que com a redução de custo necessária.

13. Comentários Finais

Foi proposto um mecanismo de sobre-esterçamento de uma máquina agrícola. A viabilidade física do mecanismo de sobre-esterçamento foi verificada sob o ponto de vista cinemático, sob o ponto de vista de controlabilidade, sob o ponto de vista de observabilidade e as forças nos cilindros necessárias para resistir carregamentos preliminares, estando dentro de limites admissíveis dos cilindros comerciais. É necessário traçar a estratégia de controle para o eixo e suas atribuições específicas em estudos posteriores.

14. Referências:

Brasil. ANFAVEA. Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira. São Paulo: Anfavea, 2006.

Brunstein, I. **Economia de Empresas**. São Paulo, Brasil – Editora Atlas S.A.:2005.

Castrucci, P. **Contrôle automático: teoria e projeto**. São Paulo, Brasil – Editora Edgard Blücher Ltda: 1969.

Brogan, W. **Modern Control Theory**. Eglewood Cliffs, New Jersey – Prentice Hall, 3rd Edition: 1991

Logan, D. L. **A first course in the Finite Element Method 3rd edition**. Asia, Bangalore - Thomson books/cole, 2004.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics** Ed. Society of automotive Engineers, Inc. – Warrendale PA, 1992.

Kaminski, C.P. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. LTC Editora – Rio de Janeiro, RJ: 2000.

Madureira, O. M. de. **Projeto de Mecanismos**. São Paulo – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo: 1975.

Puhn, F. **How to make your car handle**. Los Angeles – HP Books, California USA: 1981.

Wellstead, E.P.;Zarrop, B.M. **Self-tuning systems** – Baffins Lane, Chichester, England: 1991.

EUROPEAN PATENT SPECIFICATION. **A suspension system with an oscillating, rigid axle, particularly for tractors**. 99119479.6, 05 Setembro 2003.

EUROPEAN PATENT APPLICATION. **Compound steering mechanism**. 03016785.2, 10 março 2004.

EUROPEAN PATENT APPLICATION. **Oscillations stops for tractors with compound steering mechanism**. 93202935.8, 20 Outubro 1993.

EUROPEAN PATENT APPLICATION. **Compound steering mechanism with front mounted implement attachment apparatus**. 94201371.5, 16 Maio 1994.

EUROPEAN PATENT APPLICATION. **Tie rod configuration for compound steering mechanism.** 94201369.9, 16 Maio 1994.

UNITED STATES PATENT. **Steering mechanism for tractors.** 490245, 8 Março 1990.

UNITED STATES PATENT. **Compound steering mechanism.** 61470, 17 Maio 1993.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by Wikimedia Foundation, Inc. Disponível em <http://en.wikipedia.org/wiki/Suspension_%28vehicle%29>. Acesso em 15/12/2006.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by Wikimedia Foundation, Inc. Disponível em <http://pt.wikipedia.org/wiki/Suspens%C3%A3o_automotiva>. Acesso em 15/12/2006.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by Robert Q. Riley Enterprises, LLC. Disponível em <<http://www.rqriley.com/suspensn.htm>>. Acesso em 15/12/2006.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by Off-Road Direct. Disponível em <<http://www.offroaddirect.com/tech.htm>>. Acesso em 15/12/2006.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by FreePatentsOnline.com Disponível em <<http://www.freepatentsonline.com/6729207.html>>. Acesso em 15/12/2006.

BOOK ANNOUNCEMENT 15 DECEMBRER 2006. Produced by Ognibene.com Disponível em <http://www.ognibene.com/eng/frset_01.htm> Acesso em 15/01/2007.