

Geancarlo Guedes Rettori

Estudo de Viabilidade de Sistema de Direção para as Rodas Traseiras de
Automóveis de Baixo Custo

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia Automotiva

São Paulo
2005

Geancarlo Guedes Rettori

Estudo de Viabilidade de Sistema de Direção para as Rodas Traseiras de
Automóveis de Baixo Custo

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:
Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

São Paulo
2005

Folha de Aprovação

Geancarlo Guedes Rettori

Estudo de Viabilidade de Sistema de Direção para as Rodas Traseiras de Automóveis de Baixo Custo

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva.

Aprovado em: ___/___/___

Banca Examinadora

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Dedicatória

À Deus, que desde a fundação do mundo já tinha um plano para me salvar. Um plano que envolveu seu Filho unigênito, Jesus, para que todo aquele que n' Ele crer não pereça, mas tenha vida eterna.

À minha amada esposa Elinéa, que tem sido na prática uma grande auxiliadora, companheira e amiga em todo o tempo. Te amo! Te amo!

Aos meus pais Nelso e Otília, por seu amor, incentivo e apoio em todos os momentos de minha vida.

Agradecimento Especial

Ao professor Omar Moore de Madureira, que além de me ajudar, auxiliar, resolver minhas dúvidas, acompanhar todo o desenvolvimento do trabalho, me ensinou muito sobre o que é ser um profissional, um engenheiro e um professor. Valeu a pena cada uma das conversas e reuniões que tivemos.

Não teriam palavras que bastassem para agradecê-lo.

Com toda minha admiração e respeito deixo meu muito obrigado, de coração.

Agradecimentos

À Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA), pela realização do concurso que possibilitou minha inclusão no curso.

À Volkswagen do Brasil, que proveu recursos para meu transporte de Taubaté para São Paulo num momento decisivo para que eu pudesse fazer o mestrado.

Ao Professor Doutor Ronaldo de Breyne Salvagni por ser meu orientador e por lutar continuamente pelo aprimoramento profissional dos Engenheiros em nosso país.

Ao Professor Nelso Rettori pela revisão do texto.

Ao Projetista e Modelador Ricardo Souza pela confecção dos desenhos técnicos.

Ao senhor Paulo Rodrigues Guino que trabalhou e conseguiu recursos para meu transporte.

Aos amigos Roberto Dotto, Indalécio Dias, Marcos Batista, Luiz Antônio, Marcelo de Freitas, Luciana Rosa e Elizabeth Costa, da Volkswagen Taubaté pelo incentivo e apoio.

À Mônica, Rosângela e Laila, pela disponibilidade e competência no atendimento as minhas necessidades.

Aos mestres Ciro Rosa, Nelson Nishimura e Marcello Teixeira, pelos trabalhos em aula que resultaram em publicação de artigo em revista técnica e em seminários.

A todos meus colegas de curso, que foram muito mais do que colegas, foram companheiros de jornada. Quem se esquecerá dos encontros de final de semana para fazer exercícios?

Aos meus tios Antônio e Creuza e aos meus primos de SJC pelo estímulo e apoio.

Ao meu irmão Diógenes por me ajudar e me apoiar. Valeu irmão!

Aos meus sogros Josephina e Elisiário, a meus cunhados e cunhadas: Eliara, Roberto, Eliete, Carlos, Eliane; e meus sobrinhos: Paula, Carlos e Marcos, que sempre me ajudam.

Aos meus irmãos, em Cristo, que oram por mim.

A todos, que direta ou indiretamente, contribuíram para concretização deste estudo.

Resumo

A crescente ocupação do espaço para tráfego e estacionamento nas ruas, garagens e estacionamentos, criou a necessidade de maior agilidade de manobra dos veículos. Este trabalho mostra a viabilidade técnica e econômica do desenvolvimento de um mecanismo direcional de baixo custo para as rodas traseiras de automóveis. Este sistema tem por função facilitar as manobras de estacionamento, pela redução dos raios de curva do veículo decorrente da ação do esterçamento das rodas traseiras. A categoria de veículos enfocada é a dos chamados veículos pequenos (“populares”), que tem representado nos últimos anos aproximadamente 65% das vendas no mercado nacional brasileiro. Tendo em vista esta premissa, o desenvolvimento do trabalho foi conduzido para que o sistema seja o mais simples e barato possível. Atendendo, obviamente, aos requisitos técnicos de desempenho, segurança, confiabilidade e durabilidade. Os resultados mostraram que entre quatro soluções tecnicamente viáveis apenas uma atendeu aos limites de custo impostos. Esta solução viável consiste basicamente em acionar o esterçamento das rodas traseiras por meio de um motor-atuador elétrico, comandado por um interruptor, que se liga após um determinado deslocamento da cremalheira do mecanismo de direção, correspondente a certo ângulo de giro do volante. O preço de venda ao público deste sistema opcional corresponde a apenas 3,4% do preço do automóvel básico.

Abstract

The increasing need for space in streets and parking lots requires improved handling agility in maneuvers of automobiles. This work shows the technical and economic feasibility of the development of a low cost rear wheel steering mechanism for automobiles. This system will facilitate parking maneuvers by the reduction of turning radius caused by the steering of rear wheels. The market segment considered for this study is the economy car ("popular"), which in the last years comprised about 60% of the Brazilian market. With this objective in mind the work was conducted looking for simple, low cost solutions, obviously complying to requirements of performance, safety and reliability. The results show that out of four technically feasible solutions, only one was approved due to strict cost limitations. This viable solution basically consists of steering the rear wheels with an electric motor-actuator, started by a micro switch operated by the displacement of the steering rack. This displacement corresponds to an angle of turning of the steering wheel, typical of a parking maneuver. Technical objectives are shown to be attainable as well as the cost limits since this optional item will not exceed 3,4% of the price of the base vehicle.

Sumário

Dedicatória	
Agradecimentos	
Resumo	
Abstract	
I - Introdução.....	1
II - Desenvolvimento.....	2
1 – PLANEJAMENTO DO PRODUTO.....	2
1.1 - Objetivos do Programa.....	2
1.2 - Caracterização do Produto.....	3
1.2.1 - Necessidade a Atender.....	3
1.2.2 - Função Principal.....	4
1.2.3 - Funções Derivadas.....	5
1.3 - Mercados de Aplicação.....	7
1.3.1 - Mercado Geográfico.....	7
1.3.2 - Mercado Econômico.....	8
1.3.3 - Mercado de Veículos com Direcionamento das Rodas Traseiras.....	11
1.4 - Prazo de Implantação.....	12
1.5 - Ciclo de Vida do Produto.....	15
1.6 - Investimentos e Prazo para o Retorno do Valor Investido.....	19
1.7 - Preço e Lucratividade.....	20
1.8 - Requisitos Técnicos.....	21
1.8.1 - Requisitos Funcionais.....	21
1.8.1.1 - Desempenho.....	21
1.8.1.2 - Estética e Ergonomia.....	22
1.8.1.3 - Segurança.....	22
1.8.1.4 - Proteção Ambiental.....	23

1.8.2 - Requisitos Operacionais.....	23
1.8.2.1 - Consumo de Energia.....	23
1.8.2.2 - Confiabilidade.....	24
1.8.2.3 - Manutenibilidade.....	24
1.8.2.4 - Durabilidade.....	25
1.8.3 - Requisitos Construtivos.....	25
1.8.4 - Requisitos quanto à Projetabilidade, Fabricação e Fornecimento.....	26
1.8.4.1 - Projetabilidade.....	26
1.8.4.2 - Fabricabilidade.....	26
1.8.4.3 - Fornecimento.....	27
2 - ESTUDO DE VIABILIDADE.....	28
2.1 - Síntese das Soluções.....	28
2.2 - Análise Técnica.....	30
2.3 - Análise Econômica.....	38
2.3.1 - Comprador e/ou usuário.....	38
2.3.2 - Fabricante.....	38
2.3.3 - Análise das Alternativas Aprovadas na Análise Técnica.....	39
2.3.4 – Conclusão da Análise Econômica.....	43
2.4 - Análise Financeira.....	43
2.4.1 - Análise do Fluxo de Caixa e do Prazo de Retorno dos Investimentos.....	43
2.5 - Conclusão do Estudo de Viabilidade.....	46
3 – PROJETO BÁSICO.....	48
3.1 - Introdução.....	48
3.2 - Conceitos Teóricos Principais.....	49
3.2.1 - Manobrabilidade.....	49
3.2.2 - Ângulo de Esterçamento.....	49
3.2.3 - Forças Laterais.....	51
3.2.4 - Ângulo de Deriva.....	53
3.3 - Veículo em Movimento Curvilíneo.....	54

3.3.1 - Baixa Aceleração Centrípeta.....	54
3.3.2 - Alta Aceleração Centrípeta.....	55
3.3.3 - Curvas em Regime Permanente.....	57
3.3.4 - Comportamento Direcional do Veículo.....	60
3.3.4.1 - Veículo de Comportamento Direcional Neutro.....	61
3.3.4.2 - Veículo de Comportamento Direcional Sobesterçante.....	63
3.3.4.3 - Veículo de Comportamento Direcional Sobreesterçante.....	63
3.3.4.4 - Velocidade Característica e Velocidade Crítica.....	64
3.3.5 - Veículo com Quatro Rodas Direcionais.....	64
3.4 - Modelamento do Sistema.....	68
3.4.1 - Introdução.....	68
3.4.2 - Características do Modelo Hipotético.....	68
3.4.3 - Cálculo do Esforço do Atuador para Movimentar as Rodas Traseiras.....	70
3.4.4 - Descrição do Funcionamento do Sistema de Direção Traseira.....	76
3.4.5 - Influência do Esterçamento das Rodas Traseiras Sobre o Raio de Giro Durante Manobras.....	82
3.4.6 - Desenvolvimento Experimental do Projeto.....	88
3.4.7 - Desenhos Técnicos dos Principais Componentes e do Sistema no Veículo.....	90
III - Conclusão.....	101
Referências Bibliográficas.....	102

I - INTRODUÇÃO

Visando desenvolver um sistema de esterçamento para rodas traseiras que realmente fosse viável para a Empresa e para o cliente, procuramos seguir, de forma metódica, as principais etapas do desenvolvimento de um projeto sugeridas em diversas literaturas (Madureira, 2003).

Neste trabalho, procuramos enfatizar as duas primeiras fases do desenvolvimento denominadas aqui: Planejamento do Produto e Estudo de Viabilidade. Posteriormente, iniciamos a etapa de Projeto Básico, definindo os parâmetros fundamentais de trabalho do sistema e os desenhos dos principais componentes.

No desenvolvimento deste trabalho fez-se uso de alguns conceitos relacionados à geometria e cinemática do esterçamento e à dinâmica de veículos.

O projeto foi realizado tomando por base um veículo da categoria popular ou veículo pequeno.

O produto final do trabalho é a definição básica do projeto, do mecanismo de esterçamento das rodas traseiras, para ser aplicado em veículos de baixo custo, comumente chamados de populares.

II - DESENVOLVIMENTO

1 - PLANEJAMENTO DO PRODUTO

Esta primeira parte tem por meta definir os objetivos do programa do produto. Necessidades a atender. Funções a exercer. O mercado a que se destina. O prazo para implantação. O ciclo de vida que o produto deverá ter. Os investimentos para o desenvolvimento, implementação e fabricação, em função de uma lucratividade previamente determinada para o programa.

O planejamento do produto é dividido basicamente em seis etapas. Cada etapa será analisada separadamente como segue abaixo:

1.1 - OBJETIVOS DO PROGRAMA

Destacamos abaixo os principais objetivos do programa, com vistas à companhia, ao cliente e à sociedade:

a) Aumentar a lucratividade e buscar a expansão dos negócios da empresa pela conquista de uma parte maior do mercado automobilístico nacional e internacional, usando, como estratégia de marketing, os benefícios gerados para o cliente que adquire um veículo com a inovação tecnológica aqui sugerida.

b) Oferecer ao cliente um produto com um diferencial tecnológico, que vai atraí-lo para a compra, proporcionando assim, maior segurança, conforto e dirigibilidade ao manobrar seu veículo.

c) Criar dentro da empresa uma política de gestão que valoriza todos os colaboradores que procuram trabalhar pesquisando e criando novos conceitos e soluções, a fim de permitir que a companhia lance novos produtos com maior potencial de competitividade e tenha chance de conquistar novos mercados. Tendo como principal fim a sobrevivência desta, frente às adversidades, dificuldades e desafios que a todo momento surgem no mercado globalizado, contribuindo também, como consequência, para o desenvolvimento da sociedade e da comunidade próxima à empresa, através da elevação do nível de emprego.

1.2 - CARACTERIZAÇÃO DO PRODUTO

1.2.1 – Necessidade a Atender

Auxiliar o motorista a estacionar e a manobrar o veículo, permitindo que este tenha uma maior gama de opções de locais para estacionar e uma maior facilidade para manobrar o veículo na vaga, proporcionando-lhe um maior conforto, praticidade e um menor dispêndio de tempo e esforço.

Esta necessidade é crescente e, para muitos, encontrar um lugar para deixar o veículo já é um grande problema. Isto ocorre principalmente nas grandes metrópoles, onde

estão localizados a maioria dos veículos. Além disto, em grande parte das vezes, o local encontrado é bastante restrito, de dimensões que, muitas vezes, desafiam a habilidade, paciência e gastam demasiado tempo do condutor, tanto em estacionamentos, como garagens de edifícios, ruas estreitas e etc.

1.2.2 – Função Principal

Esterçar as rodas traseiras em sentido oposto às dianteiras em manobras de estacionamento.

As figuras 1.1 e 1.2 apresentam a vantagem do veículo com quatro rodas direcionais (QRD) em relação ao de duas rodas direcionais (DRD). Pode-se, observar também que o veículo gira sempre em torno de um ponto, denominado de centro instantâneo de rotação (CIR).

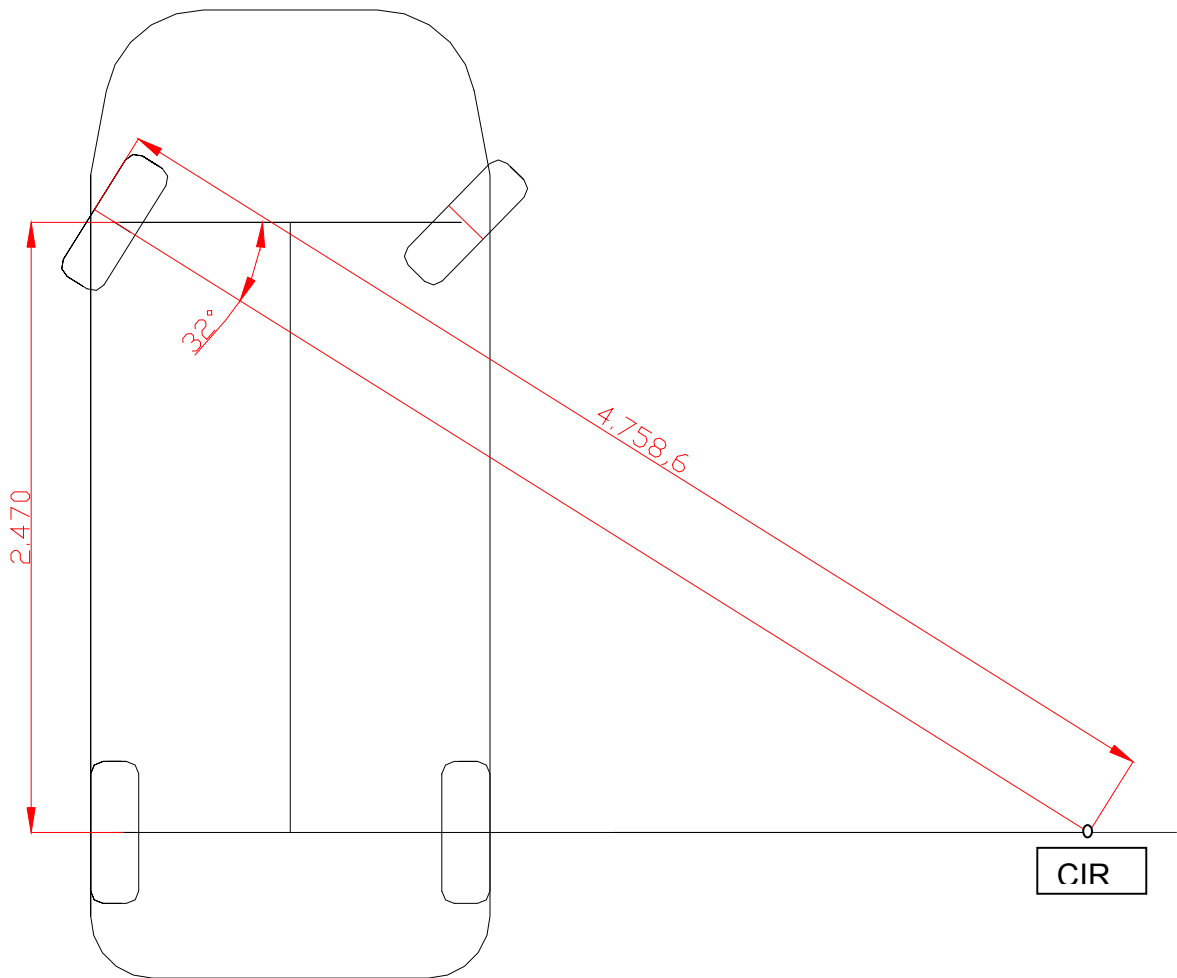


Figura 1.1 – Raio de giro da roda externa do veículo com DRD, no esterçamento máximo.

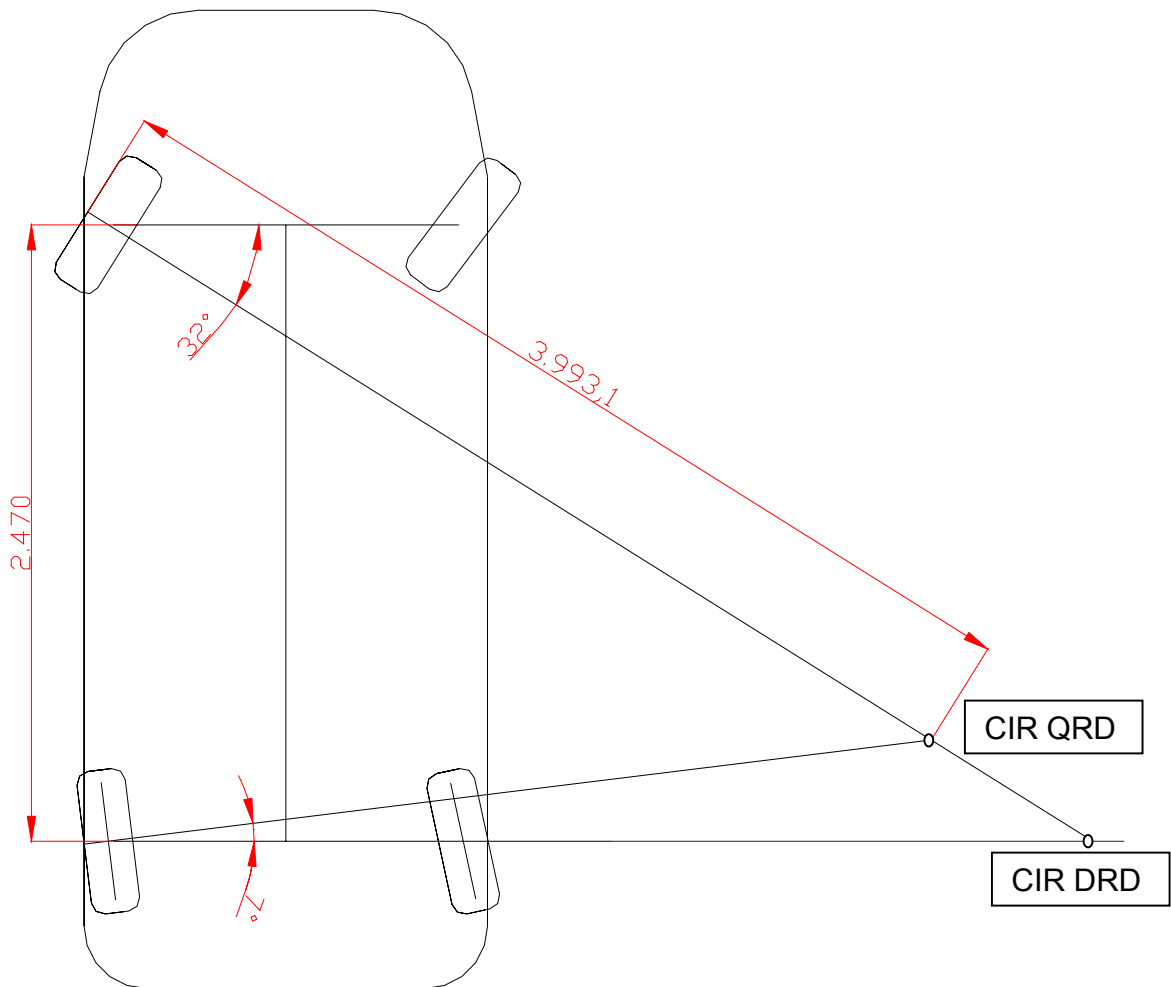


Figura 1.2 – Raio de giro da roda externa do veículo com QRD no esterçamento máximo.

As figuras 1.1 e 1.2 mostram que, introduzindo um esterçamento de 7 graus nas rodas traseiras obtém-se uma redução significativa no raio de giro, de mais de 15%.

1.2.3 - Funções Derivadas

Sensoriar o esterçamento do volante, comandar e executar o esterçamento das rodas traseiras.

1.3 – MERCADOS DE APLICAÇÃO

1.3.1 - Mercado Geográfico

Geograficamente falando, os automóveis que dispõem deste recurso de auxílio para o motorista, poderão ser utilizados nos mesmos lugares onde os veículos são hoje comumente usados. A título de informação, no gráfico 1.1 é apresentada a distribuição dos veículos por Unidade da Federação.

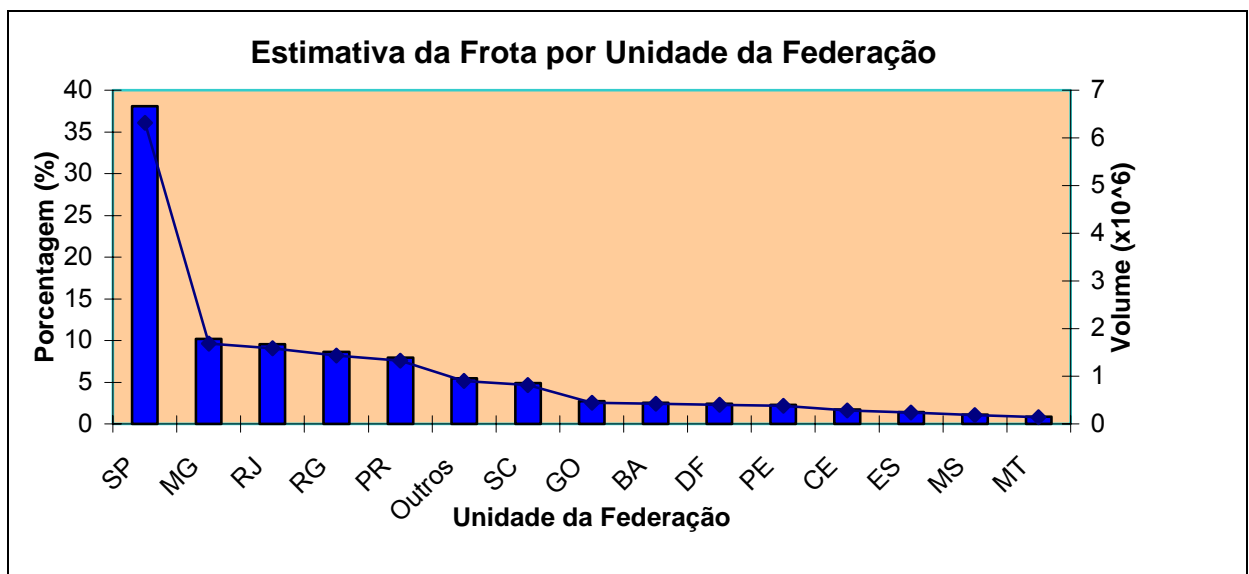


Gráfico 1.1 – Estimativa da frota por Unidade da Federação.

Fonte: Anuário da Indústria Automobilística Brasileira – ANFAVEA – 2004.

1.3.2 – Mercado Econômico

Do ponto de vista econômico, a intenção é desenvolver um conceito de forma que o produto venha a ser utilizado em veículos de baixo custo, normalmente chamados pequenos ou populares (até R\$ 25.000,00), podendo também, com pequenas modificações ser usado nos veículos chamados médios (de R\$ 25.000,00 a R\$ 35.000,00), bem como em veículos tipo pick-up, sedans ou peruas, derivadas destes automóveis mais acessíveis, que também se enquadram nesta faixa de preço (por volta dos R\$30.000,00).

Com o propósito de representar a quantidade de veículos vendidos nesta faixa de preço (até R\$ 25.000,00 reais) e sua participação no mercado, tomamos como referência a venda de veículos com motor de 1,0 L de cilindrada. Existem alguns veículos pequenos e médios que podem receber também esta tecnologia e que farão parte do mercado, porém consideraremos, para efeito de avaliação do volume, os veículos 1,0L. Podemos observar no gráfico 1.2 que a venda de veículos nesta faixa de preço corresponde em média a 63,8% da quantidade vendida no atacado entre os anos de 1997 e 2003. Assim, temos como meta, introduzir o novo conceito inicialmente nos modelos mais vendidos e posteriormente nos veículos derivados destes e em outros quaisquer.

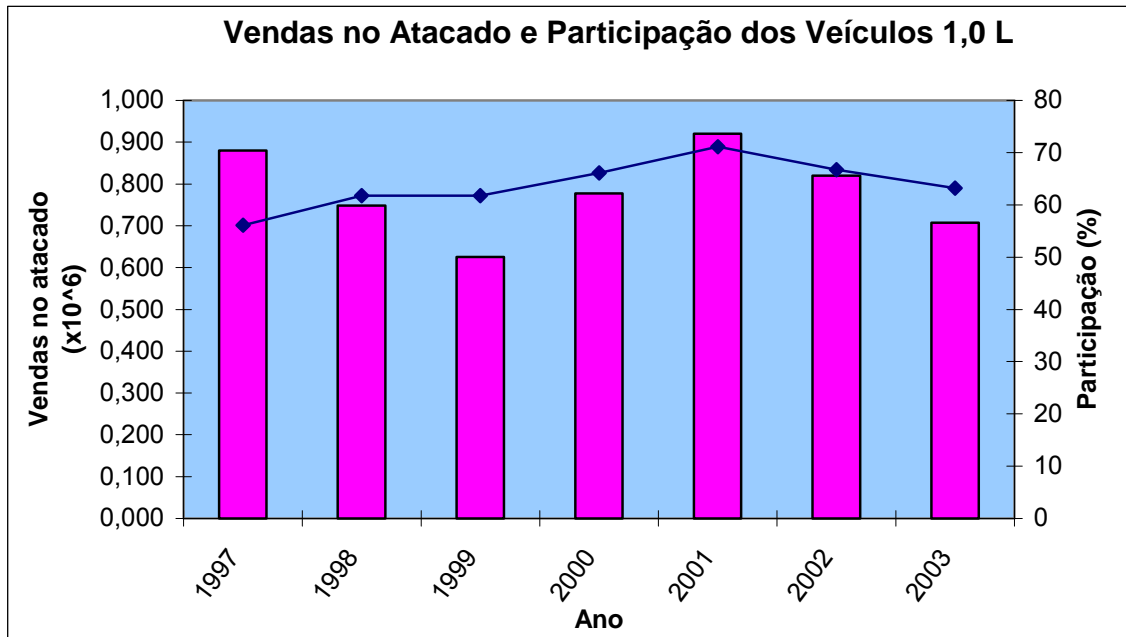
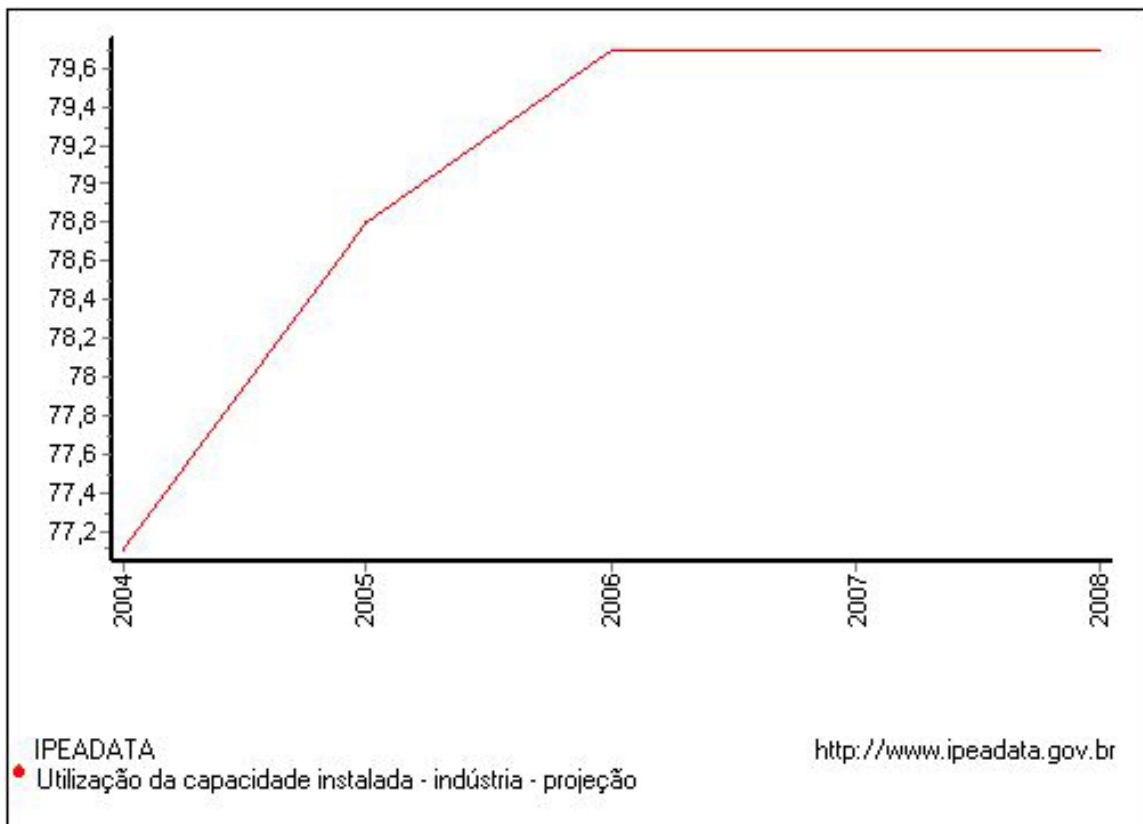


Gráfico 1.2 – Vendas no atacado e participação no mercado dos veículos até 1,0 L de cilindrada

Fonte: Anuário da Indústria Automobilística Brasileira – ANFAVEA – 2004

Como observado acima, nos últimos anos, o mercado de veículos 1,0 L ou veículos de baixo custo tem se mantido relativamente estável.

Prognósticos realizados pela Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA) indicam um crescimento de 5% nas vendas de veículos em geral no mercado interno e 7% nas exportações (Fonte: Site WebMotors em 19.03.05 – Entrevista com Fernando Calmon).



**Gráfico 1.3 - Utilização da capacidade instalada na indústria
(% x Projeção 2008)**

Fonte: Project Link Research Centre, World Economic Outlook –
Fall Meeting, nov. 2004.

No gráfico 1.3 podemos verificar que a perspectiva para indústria automobilística brasileira é boa para os próximos anos, isto, com certeza, refletirá positivamente tanto nas vendas internas quanto externas.

Outro fator que deve promover incremento das vendas de veículos na faixa de preço que estamos considerando é a introdução de motorização bi-combustível para os veículos 1.0 L. Na figura 1.3 são apresentados exemplos de alguns veículos que se enquadram na faixa de valor aqui considerado.



Figura 1.3 – Fotos de vários veículos representando a classe analisada

1.3.3 – Mercado de Veículos com Direcionamento das Rodas Traseiras

Atualmente existem poucos veículos equipados com este tipo de função. A seguir são apresentados alguns modelos que dispõem desta característica.

Honda Prelude, Toyota Celica, 300 ZX, Infiniti, Mitsubishi GTO, Xedos 9, Irmischer R, Nissan Skyline GTR, Mazda 626, Mazda MX6, Mazda Capella, Mazda Millenia, Mazda 929, Mitsubishi Galant, Honda Accord, Carina ED X-limited, GM Sierra Denali. Em alguns destes veículos, o sistema atua em baixas e em altas velocidades, para auxílio em manobras de estacionamento e para a correção da trajetória respectivamente.

Podemos verificar na lista de veículos acima citada, que nenhum destes se enquadra na faixa de preço da categoria de veículo que é objeto de estudo neste trabalho. Assim, o nosso desafio torna-se maior ainda, mas os retornos em vendas podem surpreender positivamente, se demonstrarmos o valor agregado deste produto para o cliente através de uma boa estratégia de marketing. Este conceito de esterçamento nas rodas traseiras

é pouco conhecido para a maioria dos motoristas, especialmente em nosso país onde as vendas dos veículos importados anteriormente listados são baixíssimas, devido às condições sócio-econômicas da maioria dos brasileiros e dos preços destes automóveis.

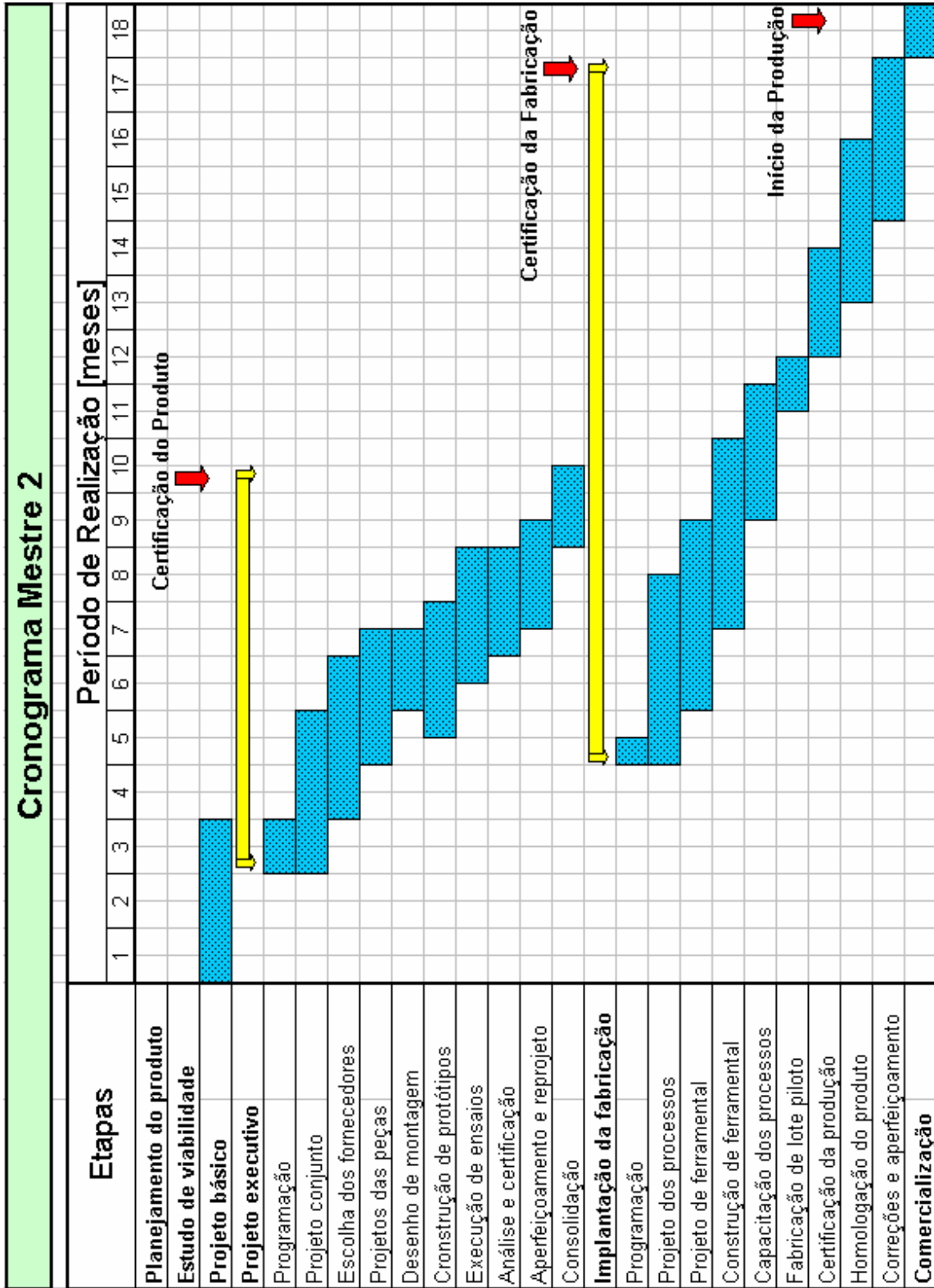
1.4 - PRAZO DE IMPLANTAÇÃO

O prazo total proposto será de 18 meses, desde o início da fase de planejamento até a comercialização. Tal prazo foi estabelecido dentro de um contexto de Engenharia Simultânea com o consenso final de todas as áreas da empresa.

Nos cronogramas 1 e 2 são apresentadas as fases e os períodos de tempo de cada fase do projeto.

O cronograma 1, a seguir, refere-se, especificamente, às etapas de: Planejamento do Produto, Estudo de Viabilidade e Projeto Básico. As duas primeiras fases serão as mais desenvolvidas neste trabalho.

Salientamos que cada etapa do desenvolvimento deve vir acompanhada de avaliações, a fim de comprovar sua completa e perfeita realização.



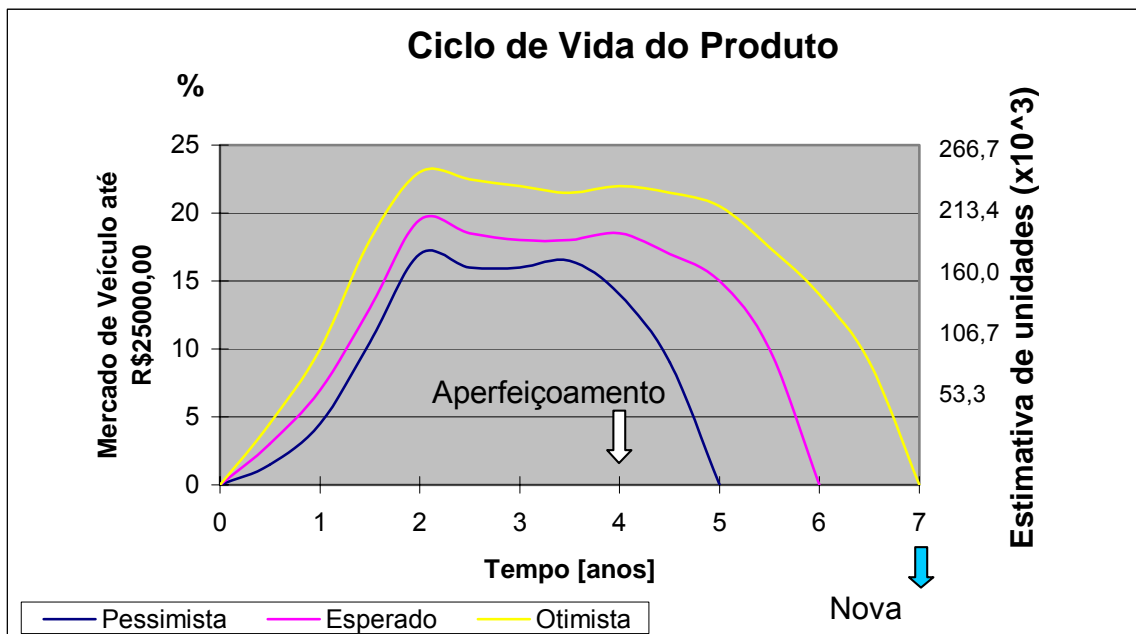
Cronograma 2 – Desenvolvimento total do Projeto

1.5 - CICLO DE VIDA DO PRODUTO

Este é um produto cuja necessidade é permanente, isto é, enquanto o conceito e a utilização dos automóveis forem o que temos hoje, o produto terá sua utilidade e será cada vez mais útil e necessário. Pode-se esperar um ciclo de vida bastante longo.

Após 4 anos do lançamento, o produto poderá vir necessitar de alguns aperfeiçoamentos, com o objetivo de acompanhar o desenvolvimento tecnológico global do veículo (uma nova geração) e que aos 7 anos de vida este produto necessite de uma reformulação mais profunda sendo provavelmente criado um novo conceito.

Para tornar mais objetivos os estudos feitos, a partir desta projeção de ciclo de vida, avaliaremos um ciclo de vida completo, isto é, não será analisada a sobreposição de ciclos que geralmente ocorre quando um produto novo entra em substituição de outro em série. O gráfico 1.4, demonstra o ciclo de vida proposto.



Na tabela 1.1 estão apresentadas as previsões de porcentagem de participação nas vendas e quantidade de veículos, no mercado automobilístico nacional, dos veículos com direcionamento com QRD. Os valores listados foram gerados a partir da experiência (conhecimentos anteriores) do professor e do mestrando.

O gráfico 1.4 refere-se a apenas uma geração do produto. Como já citado, pretende-se inovar este produto, juntamente com a inovação do veículo como um todo, a fim de que efetivamente não ocorra uma queda na participação deste produto no mercado. Quando se iniciar o declínio nas vendas uma nova geração já deverá estar à disposição dos clientes. Porém, para efeito de cálculos neste trabalho, utilizaremos o ciclo de vida de uma geração, desde o seu início até o fim da comercialização, como mencionado acima.

Tempo (anos)	Pessimista (%)	Esperado (%)	Otimista (%)
0,0	0,0	0,0	0,0
0,5	1,5	3,0	4,5
1,0	4,5	7,0	10,0
1,5	10,5	13,0	18,0
2,0	17,0	19,5	23,0
2,5	16,0	18,5	22,5
3,0	16,0	18,0	22,0
3,5	16,5	18,0	21,5
4,0	14,0	18,5	22,0
4,5	9,0	17,0	21,5
5,0	0,0	15,0	20,5
5,5		10,0	17,5
6,0		0,0	14,0
6,5			9,0
7,0			0,0

Tabela 1.1 – Ciclo de vida do produto (porcentagens)

As porcentagens de participação no mercado, apresentadas na tabela 1.1, são estimativas válidas tanto para venda de veículos 1,0 L bem como para outras motorizações. Assim sendo, o ciclo de vida e a tabela acima referenciada perfazem uma previsão da totalidade de vendas de veículos com QRD.

Considerando a média de vendas de veículos vendidos de 1997 a 2003, da categoria em avaliação que é de 1,10 milhão de veículos e a curva de venda pessimista, são projetados na tabela 1.2 e no gráfico 1.5 as seguintes previsões de volume de vendas.

Meses	Quantidade	%
6	8.297	1,5
12	24.891	4,5
18	58.080	10,5
24	94.034	17,0
30	88.503	16,0
36	88.503	16,0
42	91.268	16,5
48	77.440	14,0
54	49.783	9,0
60	0	0,0
Total	580.798 unidades	

Tabela 1.2 – Vendas segundo Curva Pessimista no Tempo

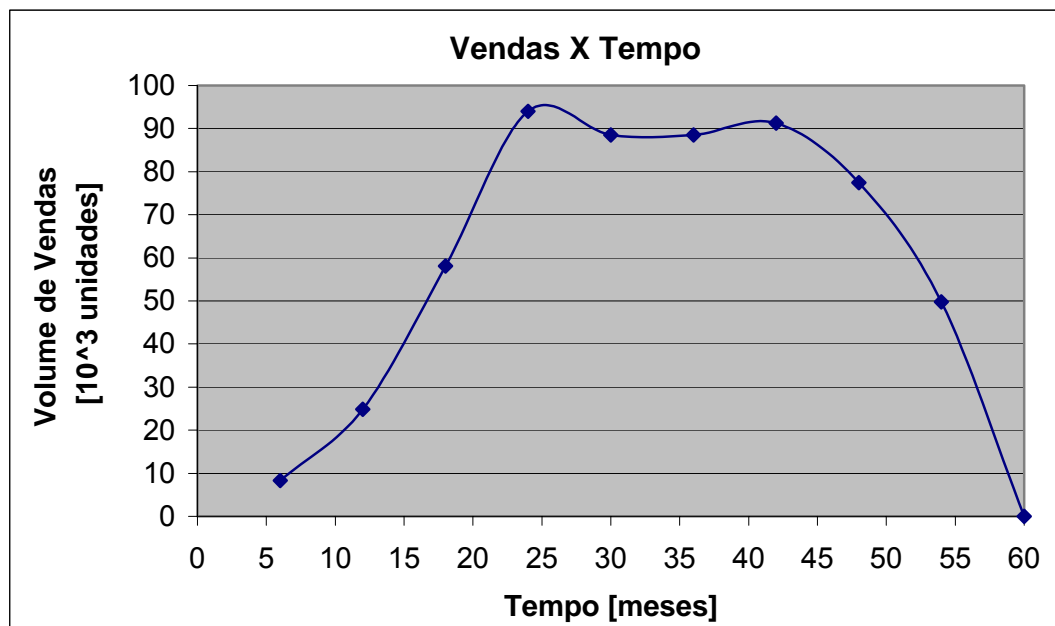


Gráfico 1.5 – Vendas segundo Curva Pessimista no Tempo

Conforme demonstrado, na tabela 1.2, é estimada uma vendagem de 580.798 unidades em 5 anos.

Consideramos que o sistema será desenvolvido por determinada montadora e aplicado em um ou mais modelos que se enquadram na categoria analisada.

1.6 - INVESTIMENTOS E PRAZO PARA O RETORNO DO VALOR INVESTIDO

O objetivo deste tópico será determinar a questão dos investimentos para o desenvolvimento, implementação e fabricação. É de conhecimento geral que este tema é muito complexo, porém neste trabalho procuramos ter um visão geral sobre esta parte do desenvolvimento de um produto.

Os valores de custos apresentados neste trabalho são Estimativas de Engenharia (EE), pois são frutos da comparação com valores reais aplicados na indústria automobilística a componentes semelhantes, da consulta com profissionais e fornecedores da área, da experiência do professor e do mestrando.

Consideraremos que os investimentos estão incluídos como uma parte do custo das peças. Assim, será o valor de cada peça que determinará o montante que está sendo investido para o desenvolvimento desta. Pois, de qualquer forma, os investimentos precisam retornar e isto se dá pelas vendas das peças.

Com base no exposto acima, consideraremos que os investimentos totais para o desenvolvimento do programa não devem ultrapassar a R\$ 20 milhões e que o programa deve atender ao prazo máximo para retorno dos investimentos (PRI) de 24 meses.

1.7 - PREÇO E LUCRATIVIDADE

Tendo em vista o preço médio para o cliente final de alguns opcionais de veículos tais como: ar condicionado (R\$ 3.900,00), freios ABS (R\$ 2.450,00), duplo “air bag” (R\$ 2.250,00), direção hidráulica (R\$ 2.050,00), verificamos, por simples observação do cenário econômico e do mercado, que o comprador de um veículo de até R\$ 25.000,00 muito raramente adquire um dos opcionais acima listados. Desta forma, para que o produto atinja a vendagem esperada, propomos que o valor limite máximo de acréscimo ao custo do veículo na fábrica, seja de R\$600,00 reais. Assim, para determinar o preço para o cliente final é necessário que sejam incluídos os impostos e a margem de lucro do revendedor sobre esta parcela do preço do veículo. Logo, para o cliente final o preço deve chegar a aproximadamente R\$ 873,74. Para chegar a este valor foram consideradas as seguintes porcentagens, que respectivamente são: 11,06% de PIS – Programa de Integração Social / COFINS – Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social, que incide sobre o valor de R\$ 600,00 e totaliza R\$ 666,36, sobre este valor é calculado 12% de ICMS -Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços - resultando em R\$ 746,32. Ainda é somado o IPI – Imposto sobre Produtos Industrializados - para automóveis 1,0 L que é de 7%, perfazendo o valor de R\$ 798,56. Considerou-se que a margem do revendedor é de 9 % que perfaz o valor de R\$ 870,43. Por fim, somou-se sobre este subtotal 0,38% de CPMF – Contribuição Provisória de Movimentações Financeiras, que totaliza R\$ 873,74.

Considerando o valor de R\$ 600,00 e exigindo-se um lucro líquido mínimo de 17,5% para o fabricante, o custo total de fabricação de cada unidade não pode ultrapassar o valor de R\$ 495,00. O Estudo de Viabilidade Econômica será realizado com base nos

números acima colocados, assim, este será o valor-limite para que o projeto seja aprovado e prossiga para as próximas fases.

1.8 - REQUISITOS TÉCNICOS

Os requisitos técnicos serão divididos em quatro partes. Cada uma destas, visa enfatizar o projeto de um ponto de vista diferente, procurando englobar, de forma sistemática e objetiva, quais são as necessidades e restrições do sistema.

1.8.1 - Requisitos Funcionais

Os requisitos funcionais tratam mais diretamente do funcionamento do produto e seu relacionamento com os usuários e as interações com o meio ambiente.

1.8.1.1 - Desempenho

Reduzir o raio de giro da roda dianteira externa à curva em 15% no esterçamento máximo, fazendo com que o motorista tenha um maior conforto e facilidade para manobrar o veículo

Para realização do esterçamento das rodas traseiras, prevemos que será necessário utilizar um atuador que gere um torque no pinhão de no mínimo 1,0 N.m ou uma força na barra de direção 1.930 N. Estes valores são referências baseadas no sistema de direção das rodas dianteiras dos veículos e podem ser utilizados como premissas para

o cálculo do atuador traseiro, visto que a carga do veículo em questão, será sempre maior no eixo dianteiro, mesmo quando estiver totalmente carregado.

1.8.1.2 - Estética e Ergonomia

O aspecto estético deste produto não exerce influência com relação a requisitos funcionais, pois os componentes não são aparentes para o cliente. Porém, com relação à ergonomia e ao conforto o produto precisa atender ao requisito de esforço para giro do volante, que não deverá aumentar por ocasião da introdução do sistema.

1.8.1.3 - Segurança

O produto em si, não traz nenhum risco à saúde das pessoas, porém, funcionalmente, há influência sobre a segurança ativa, embora sua atuação se restrinja apenas a manobras em baixa velocidade, pois o direcionamento do veículo é alterado quando o sistema está em ação. Desta forma, defini-se que:

- a) Caso haja qualquer tipo de falha no sistema este deverá se comportar como um veículo normal, isto é, sem rodas traseiras direcionáveis, evitando assim qualquer comprometimento à segurança do veículo e das pessoas, assim sendo, conclui-se que as possíveis falhas serão seguras e não deverão trazer risco algum para os ocupantes do automóvel.
- b) Não será tratado neste trabalho o impacto do esterçamento das rodas traseiras nas situações de emergências (derrapagens, perda de controle do veículo), pois definimos que o sistema deve permanecer travado em velocidades superiores a

40 km/h. Como já exposto anteriormente, o sistema em desenvolvimento será aplicado unicamente para auxílio em manobras de estacionamento.

1.8.1.4 - Proteção Ambiental

Durante sua operação o produto não gerará nenhum impacto ambiental que mereça um cuidado especial. O nível de ruído gerado se somará ao ruído já existente no veículo, o qual deve se enquadrar nos limites já estabelecidos pela legislação em vigor e a quantidade de calor gerada é praticamente desprezível.

Pode-se esperar uma redução dos ruídos tipo “chiados” dos pneus nas manobras pela adoção da geometria do centro instantâneo com o esterçamento das rodas traseiras. A teoria desta geometria será apresentada mais adiante.

1.8.2 - Requisitos Operacionais

A competência por requisitos operacionais introduzirá exigências em relação ao consumo de energia, confiabilidade, manutenibilidade e durabilidade.

1.8.2.1 - Consumo de Energia

O objetivo é que o acréscimo ao consumo de combustível não seja superior a 1% além do que já ocorre no sistema de direção convencional.

1.8.2.2 - Confiabilidade

A confiabilidade deste sistema deverá ser alta, mesmo assim, como forma de segurança, caso haja alguma pane, o sistema deverá apresentar um comportamento semelhante ao de um veículo sem o sistema, como já citado no item 1.8.1.3.

Será também, executada Análise dos Modos de Falhas e Seus Efeitos para o Produto e Processo de Fabricação (FMEA - Failure Mode and Effect Analysis), onde será requerida uma alta confiabilidade isto é, que a probabilidade de ocorrência de falha seja no mínimo “improvável” que transformado em uma taxa de falhas possíveis será 1:1.000.000 (1 falha a cada 1 milhão de veículos).

Com respeito a reparos, os componentes do sistema deverão atender a um índice máximo de um reparo para cada 1000 veículos produzidos no período de garantia, que é de um ano, isto significa que a cada mil veículos produzidos apenas um pode gerar a necessidade de uma manutenção não prevista. Diversas empresas consideram este um excelente índice de performance com respeito a reparos no período de garantia, geralmente componentes com este índice de reparo não são analisados desde que estes reparos não tenham causado pane (parada do veículo) ou comprometido a segurança dos clientes.

1.8.2.3 - Manutenibilidade

O programa de manutenção estará descrito no manual do proprietário. Não estão previstos grandes aportes de recursos por parte do cliente, se este executar as inspeções e verificações conforme será previsto no manual do proprietário, por

exemplo: a cada ano ou a cada 30.000 km. Estas revisões devem ser realizadas em oficinas credenciadas e por mecânicos especializados, pois este sistema influencia na segurança, como já exposto acima. De forma aproximada estima-se um custo de R\$ 50,00 por ano em manutenção.

1.8.2.4 - Durabilidade

O produto deverá ter uma vida útil superior a 10 anos, para isto deverá resistir ao teste de rodagem de 100.000 km em diversas condições de piso e clima bastantes severas e aos testes de bancada conforme as normas estabelecidas para cada tipo de peça, para que este seja homologado. O teste de rodagem realizado corresponderá a aproximadamente 200.000 km de uso de um cliente em condições normais de utilização.

1.8.3 - Requisitos Construtivos

O sistema deve ter dimensões de modo a não exigir mudanças estruturais no veículo. Pretende-se que este sistema seja construtivamente o mais simples e barato possível, tanto no seu desenvolvimento, processo de fabricação, montagem e manutenção, obviamente atendendo a todos os requisitos. Para que isto seja factível, a complexidade do sistema deverá ser baixa e as alterações no veículo devem ser as mínimas possíveis.

As dimensões do produto deverão se enquadrar ao veículo ao qual será aplicado e seu peso não deve comprometer mais do que 1% os índices de performance do veículo (desempenho e consumo de combustível), como já mencionado anteriormente.

1.8.4 – Requisitos quanto à Projetabilidade, Fabricação e Fornecimento.

Nesta etapa o produto será analisado sob três diferentes óticas, como segue abaixo.

1.8.4.1 – Projetabilidade

O conceito adotado deverá ser exequível do ponto de vista de projeto, isto é, a tecnologia empregada deve ser conhecida e dominada pela equipe de Engenheiros do Produto. Os materiais a serem empregados devem ser normalizados e os procedimentos e equipamentos para testes homologação já devem estar desenvolvidos e a disposição.

1.8.4.2 – Fabricabilidade

O sistema deve ser fabricável, isto é, todos os componentes do sistema devem ter especificações e empregar tecnologia que viabilize sua fabricação em série. Os Engenheiros de Processo precisam ter domínio sobre cada operação a ser realizada na fabricação do produto.

1.8.4.3 – Fornecimento

É necessário que o produto seja fornecível, isto é, que os fornecedores estejam preparados e detenham a tecnologia para que o fornecimento seja viabilizado. Vale salientar que sistemas deste tipo, hoje em dia, são, em geral, totalmente desenvolvidos por fornecedores. As montadoras, comumente, informam os requisitos funcionais, operacionais e construtivos para vários fornecedores, que os avaliam e posteriormente participam ou não de um processo de concorrência. Porém, neste trabalho, como já mencionado, considerou-se que a montadora está desenvolvendo a tecnologia.

2 – ESTUDO DE VIABILIDADE

Nesta segunda fase serão geradas soluções viáveis do ponto de vista técnico, econômico e financeiro. Dentre estas, será separada a melhor solução conforme os critérios que estarão sendo adotados no decorrer do projeto. Esta fase assegura, com confiança, a viabilidade técnica, econômica e financeira do programa.

2.1 - SÍNTESE DAS SOLUÇÕES

Partindo das idéias e conceitos, pré-estabelecidos na parte de Planejamento, foi realizada uma reunião tipo “chuva de idéias” na busca de soluções de engenharia para execução das funções desejadas.

Inicialmente, com o propósito de se ter uma visão geral do sistema, foi gerado o diagrama 2.1, contendo o básico necessário para que o sistema funcione. Podem ocorrer variações neste, dependendo do tipo de solução que será selecionada.

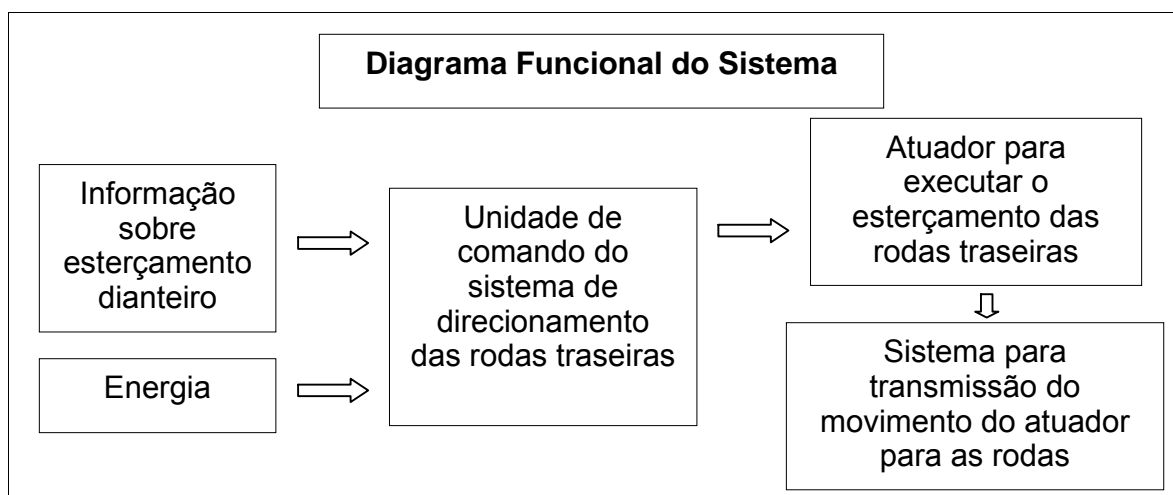


Diagrama 2.1 - Diagrama Funcional

A tabela 2.1 abaixo, apresenta as possíveis soluções sugeridas para a função principal desejada:

FUNÇÃO PRINCIPAL	POSSÍVEIS SOLUÇÕES
Auxiliar nas manobras de estacionamento pelo esterçamento das rodas traseiras	1- Esterçamento ativo utilizando atuador eletro-eletrônico para movimentar as rodas traseiras proporcionalmente ao giro das rodas dianteiras a partir de determinado ângulo de giro. (1 ou 2 / 1 / 1)*
	2- Esterçamento ativo utilizando atuador eletro-hidráulico para movimentar as rodas traseiras proporcionalmente ao giro das rodas dianteiras a partir de determinado ângulo de giro. (1 ou 2 / 1 / 2)*
	3- Esterçamento ativo, de valor único, comandado pelo movimento do volante a partir de determinado ângulo de giro impulsionado por atuador eletro-hidráulico. (3 / 2 / 2)*
	4- Esterçamento ativo, de valor único, comandado pelo movimento do volante a partir de determinado ângulo de giro impulsionado por atuador elétrico. (3 / 2 / 1)*
	5- Esterçamento das rodas traseiras por transmissão mecânica, trabalhando ligado diretamente ao movimento de direção. (- / - / 3)*

Tabela 2.1 – Possíveis soluções para auxiliar o condutor nas manobras de estacionamento. *(Obs.: Os números que se encontram entre parênteses na tabela acima, referem-se respectivamente ao tipo de sensor, controle e atuador utilizado, conforme tabela 2.2 abaixo).

Podemos considerar as possíveis alternativas levantadas acima, como sendo um sistema completo para o desenvolvimento da função principal, este sistema principal é dividido em algumas funções auxiliares ou derivadas. Pode-se observar que para a execução da função principal desejada são necessárias basicamente três outras funções: a primeira, que chamaremos de sensorar, diz respeito à leitura da posição

instantânea das rodas dianteiras, pois as rodas traseiras esterçarão em função das rodas dianteiras. A segunda função denominaremos controlar, que fará o comando ou controle do sistema, isto é, quando, como e quanto as rodas traseiras devem movimentar. A função atuar é a terceira, e deverá agir para que o esterçamento ocorra. Na tabela 2.2 serão apresentadas as funções derivadas encontradas e suas possíveis soluções:

FUNÇÃO DERIVADA	POSSÍVEIS SOLUÇÕES
Sensorear	1- Pelo ângulo de rotação do volante
	2 - Pela posição da cremalheira do mecanismo de direção
	3- Por chave liga / desliga acionada pelo deslocamento da cremalheira do mecanismo de direção
Controlar	1- Por sistema proporcional em relação ao giro das rodas dianteiras
	2- Diretamente, isto é, ao sinal do sensor o atuador move-se até o seu final de curso
Atuar	1- Motor elétrico
	2- Acionamento por cilindro hidráulico
	3- Transmissão mecânica através de mecanismos

Tabela 2.2 – Possíveis soluções para as funções derivadas da função principal

2.2 - ANÁLISE TÉCNICA

A análise técnica visa verificar a exeqüibilidade física das soluções. Neste caso analisaremos cada uma das propostas apresentadas na tabela 2.1.

Visto que cada possível solução principal apresentada na tabela 2.1 é uma composição formada pela união de diferentes funções derivadas apresentadas na tabela 2.2, verificaremos inicialmente na tabela 2.3 se o conjunto de entradas e saídas é compatível.

Quesito da Análise Técnica	Função Principal – Auxiliar Estacionamento							
	Funções derivadas							
	Sensorear			Controlar		Atuar		
	1	2	3	1	2	1	2	3
Entradas	Energia elétrica + giro do volante		Giro do volante	Energia + sinal do sensor	Não há	Energia elétrica (1) / hidráulica (2) + sinal do controlador		Movimento
Saídas	Sinal para o controle		Sinal direto para o atuador	Sinal para o atuador	Não há	Movimento das rodas traseiras		
Compatíveis (S/N)	Sim							

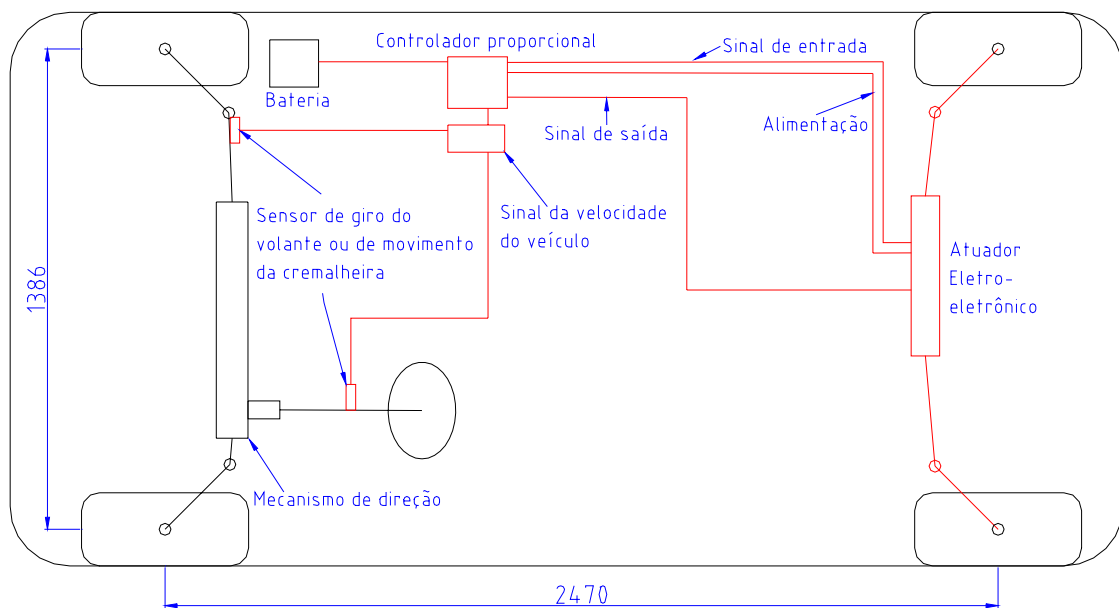
Tabela 2.3 – Análise de compatibilidade entre as entradas e saídas.

Para facilitar a próxima etapa da análise, segue detalhamento de cada uma das cinco propostas mencionadas na tabela 2.1, bem como desenhos esquemáticos apresentando cada uma das possíveis soluções.

Proposta 1:

Nesta proposta, utilizaremos um sensor de deslocamento linear da cremalheira ou sensor de deslocamento angular ligado na coluna de direção. Usaremos também um módulo de controle eletrônico e um atuador eletro-eletrônico, que trabalharão de acordo com descrição abaixo.

Para que haja o direcionamento das rodas traseiras, o sistema coletará informações referentes ao giro do volante ou movimento da cremalheira. Dados serão encaminhados para um controlador eletrônico que fará com que o atuador eletro-eletrônico se movimente de acordo com a necessidade.

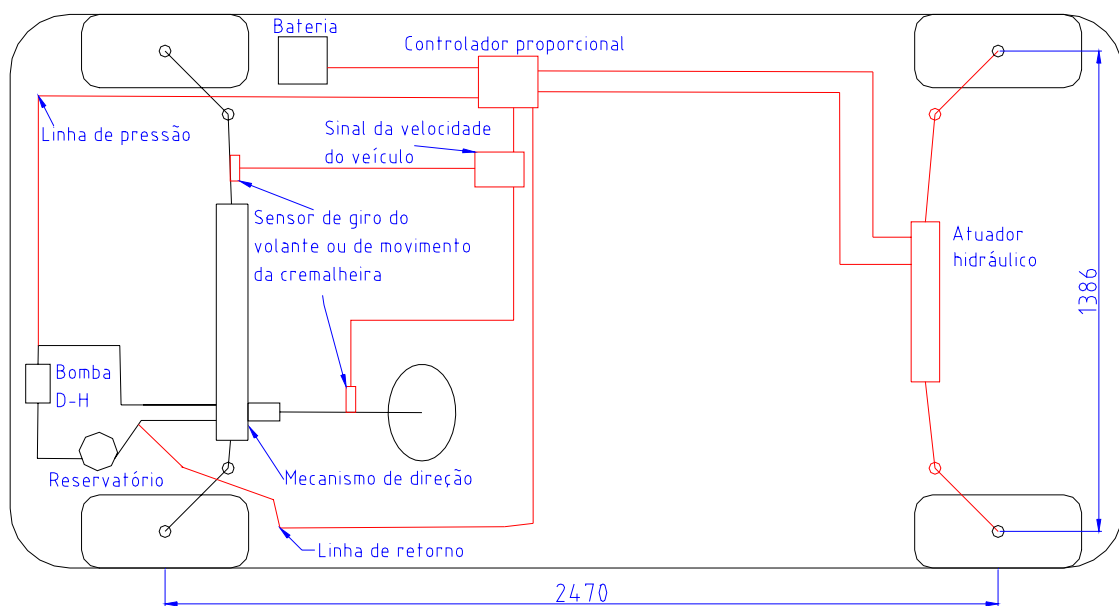


Esquema 2.1 – Proposta 1.

Proposta 2:

Nesta proposta utilizaremos um sensor de deslocamento linear da cremalheira ou sensor de deslocamento angular ligado na coluna de direção. Usaremos também um módulo de controle eletrônico e um atuador eletro-hidráulico. O funcionamento do sistema ocorrerá conforme descrito abaixo.

Os sensores coletarão dados referentes ao giro do volante ou do movimento da cremalheira e os transmitirão para um controlador eletrônico, que avaliará a condição atual do automóvel e enviará sinal correspondente para a movimentação do atuador por meio de um sistema hidráulico.

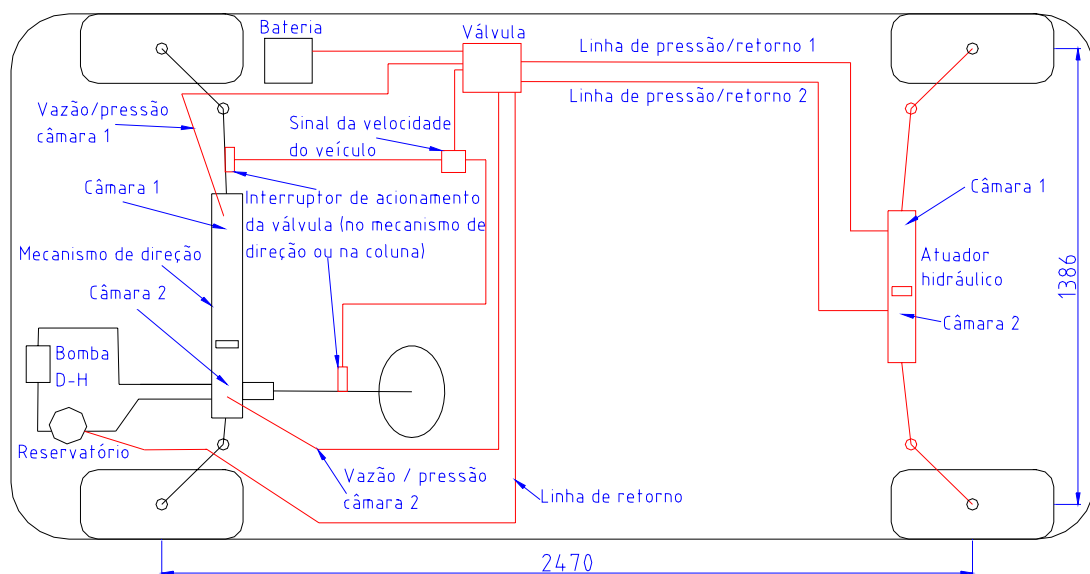


Esquema 2.2 – Proposta 2

Proposta 3:

A configuração desta alternativa é composta de: um interruptor ligado a coluna de direção ou a cremalheira do mecanismo de direção, um mecanismo de direção hidráulica modificado, uma válvula eletro-hidráulica e um atuador hidráulico.

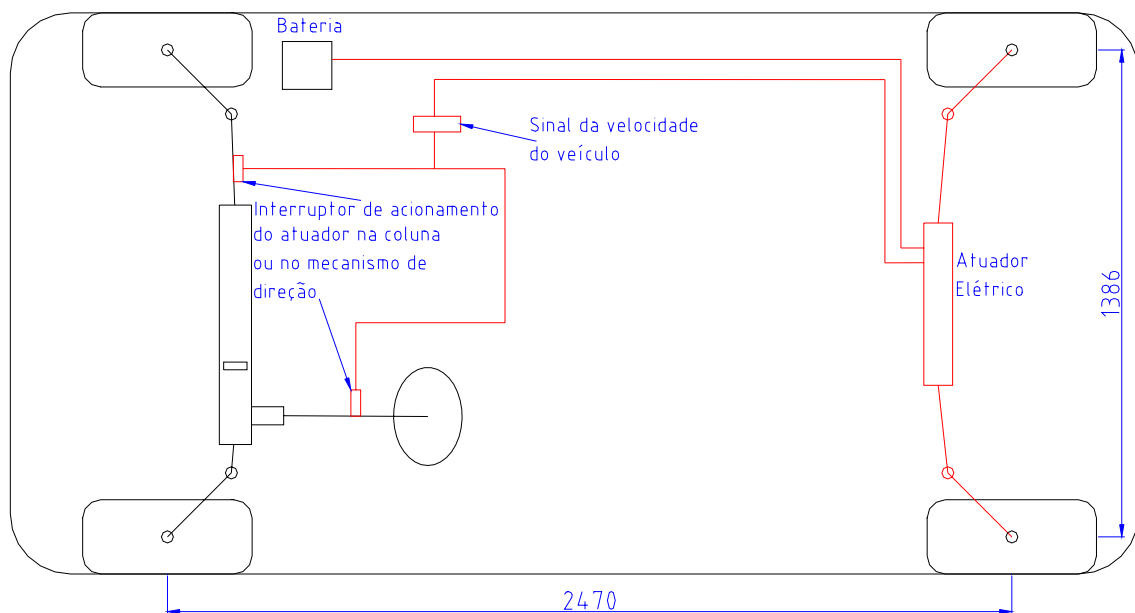
Descrição do funcionamento: o interruptor ligado à coluna de direção ou à cremalheira do mecanismo é acionado a partir de certo grau de esterçamento, liberando a passagem do fluxo por uma válvula. Esta válvula controla e envia a vazão proveniente das câmaras 1 e 2 do mecanismo de direção-hidráulica para as respectivas câmaras 1 e 2 de um atuador hidráulico que movimentará as rodas traseiras de acordo com o desejado e o retorno ocorrerá através de molas instaladas no interior do mecanismo traseiro. As molas e o efeito auto-alinhante do ângulo de cáster e do pino-mestre garantirão que caso haja qualquer tipo de pane o sistema retorne e permaneça na condição centralizada.



Esquema 2.3 – Proposta 3

Proposta 4:

Esta alternativa consiste de um interruptor elétrico ligado à coluna de direção ou à cremalheira do mecanismo de direção que é acionado a partir de um determinado deslocamento angular ou longitudinal, de acordo com as configurações do sistema. Este liga um atuador elétrico que se movimentará com velocidade constante até o final de seu curso, para um lado ou para outro de acordo com o sinal proveniente do interruptor. O retorno ocorrerá após o desligamento do motor atuador, pela ação de molas internas ao mecanismo e pelo efeito auto-alinhante do ângulo de câster e do pino-mestre, garantindo assim que caso ocorra qualquer pane o sistema mantenha as rodas traseiras alinhadas.

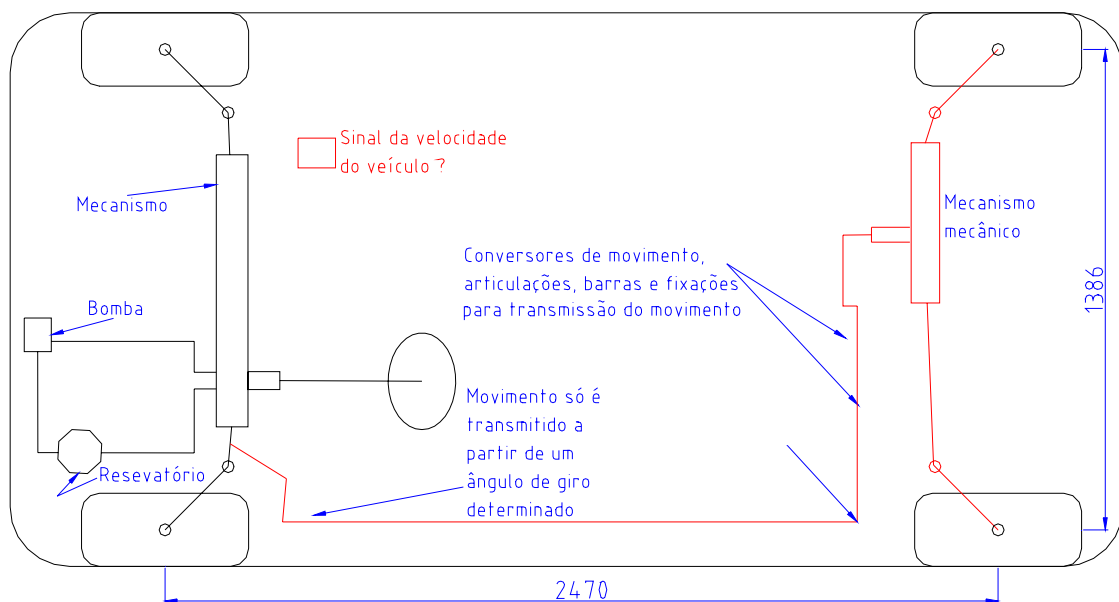


Esquema 2.4 – Proposta 4

Proposta 5:

Este sistema será composto basicamente de elementos que transmitirão mecanicamente o movimento da cremalheira do mecanismo de direção das rodas dianteiras e de um mecanismo de direção mecânico na traseira. O funcionamento será conforme descrição abaixo.

O movimento da cremalheira será transmitido de forma puramente mecânica através de vários elementos mecânicos, como articulações e barras, para um mecanismo de direção mecânico que movimentará as rodas traseiras.



Esquema 2.5 – Proposta 5

Na etapa da análise técnica verificaremos se as propostas atendem aos requisitos funcionais, operacionais, construtivos, projetabilidade, fabricação e fornecimento,

conforme prescreve o item 1.7, e se cada concepção pode ser desenvolvida de acordo com os prazos estabelecidos no cronograma-mestre.

Quesito da Análise Técnica		Função Principal – Auxiliar Estacionamento				
		Propostas (Tabela 2.1)				
		1	2	3	4	5
Requisitos Funcionais	Desempenho	Todas as alternativas podem atingir o desempenho				
	Estética / ergonomia	Na alternativa 5 ocorrerá um aumento de cerca de 60% no esforço para esterçamento do volante, razão pela qual será desconsiderada				
	Segurança	As alternativas válidas não apresentam problemas potenciais neste requisito. Projeto terá “falha segura”.				
	Proteção ambiental	Sem problemas para todas as propostas				
Requisitos Operacionais	Consumo energia	As alternativas 2 e 3 apresentarão um consumo maior de energia gerada pelo motor para movimentar a bomba de d-h, porém isto ocorre por poucos segundos.				
	Confiabilidade	Todas alternativas ainda em questão, com pequenas ressalvas para a proposta 3 devido sua alta complexidade construtiva				
	Mantabilidade	Sem dificuldades em qualquer das propostas				
	Durabilidade	Todas têm condições de ser aprovadas em testes de durabilidade				
Requisitos Construtivos		A alternativa 3 apresenta alta complexidade construtiva, nesta, há exigência de que o veículo tenha direção hidráulica, e precisará sofrer várias modificações para se enquadrar a este sistema.				
Requisitos quanto a:	Projetabilidade	Há condições plenas para o desenvolvimento das alternativas ainda em avaliação (1, 2, 3 e 4).				
	Fabricabilidade	São fabricáveis pelos processos industriais comuns				
	Fornecimento	Existem fornecedores nacionais para todas os componentes do sistema				
Atende Prazos do Cronograma Mestre (Sim/Não)		Sim	Sim	Sim	Sim	-

Tabela 2.4 – Análise técnica

Como podemos constatar acima, as alternativas 1, 2, 3 e 4, foram aprovadas na análise técnica e prosseguirão para análise econômica.

2.3 - ANÁLISE ECONÔMICA

Este tópico tem como objetivo verificar se o produto é economicamente compensador para todos os envolvidos da cadeia produtiva, desde a matéria-prima até o cliente. Para que isto ocorra é necessário que o valor atribuído em cada uma das etapas seja maior do que o custo total. Abaixo são destacados os principais envolvidos.

2.3.1 - Comprador e/ou usuário

Tanto para a compra quanto durante o uso, para que o produto seja atraente ao consumidor é necessário que este vislumbre que o capital aplicado na compra deste seja menor ou igual aos benefícios gerados por este. Assim, será necessário que a área responsável pela divulgação do produto tenha conhecimento suficiente a fim de que possa apresentar e explicar com clareza e convicção os benefícios do produto para o cliente, sob todos os aspectos possíveis, tais como: segurança, conforto, praticidade, etc.

Em suma, a avaliação valor/custo é determinante na compra e no uso por parte do cliente.

2.3.2 - Fabricante

Este componente da cadeia é bem mais “preciso” que o primeiro estudado ou o mais “exato” de todos os participantes da cadeia. Para a empresa que está desenvolvendo, fabricando e vendendo o produto o que mais importa é se o programa vai gerar o lucro esperado ou não.

De acordo com o item 1.6 o custo total do produto para o fabricante, que é a soma dos custos fixos, variáveis e amortizações, não pode ser maior do que R\$495,00 por veículo, logo, a somatória dos investimentos para o desenvolvimento, implantação, fabricação, custo de garantia e etc, não pode ultrapassar este valor, para que o programa tenha o lucro líquido estipulado de 17,5% para o fabricante. Como já citado no item 1.7, para determinar o preço final para o cliente soma-se sobre o valor de R\$ 600,00 os impostos e a margem do revendedor. Para os cálculos a seguir não serão considerados os impostos e a margem do revendedor.

Além disto, conforme item 1.6, é exigido que o prazo de retorno dos investimentos (PRI) seja de, no máximo, 24 meses.

Serão analisadas as quatro alternativas previamente aprovadas na análise técnica.

2.3.3 - Análise das Alternativas Aprovadas na Análise Técnica

Os valores aqui apresentados, como já mencionado, são Estimativas de Engenharia (EE) e são válidos para este estudo de viabilidade.

Com o propósito de criar uma única base para comparação e determinar os custos de cada proposta, foram fixadas algumas formas de cálculo e valores, como mostrado a seguir. Tais formas de cálculo e valores foram obtidas a partir de comparações com peças semelhantes e fornecidas atualmente às montadoras, pela consulta com profissionais das áreas correlatas e pela experiência profissional do professor e do mestrando.

- A) Fixações: R\$ 0,60 centavos por ponto de união. Exemplos: Fixação da barra de direção à manga de eixo, conta uma fixação. Fixação de um atuador na

carroceria, conta também um ponto de união. Este valor foi determinado a partir de uma média realizada entre várias fixações de um veículo.

- B) Cabos elétricos e conectores: R\$ 1,30 por metro utilizado. Tomou-se como base um determinado cabo elétrico comum, com suas devidas proteções, conectores, etc e dividiu-se o valor deste por seu comprimento.
- C) Mangueiras de direção hidráulica: R\$ 8,00 por metro. Aqui foi utilizado o mesmo procedimento adotado para os cabos elétricos.
- D) Montagem: R\$1,10 por componente, com a ressalva de que cada ponto de fixação é considerado como sendo uma operação de montagem, bem como cada metro de cabo elétrico ou mangueira. Este custo foi determinado a partir de uma média de valores conhecidos e praticados para montagem de conjuntos.
- E) Investimentos para implantação: R\$14.705,88 para cada R\$ 1,00 do valor do componente. Partindo-se de valores conhecidos de investimentos necessários para desenvolvimento de alguns componentes, decidiu-se dividir este valor e determinar qual seria o investimento necessário para cada R\$ 1,00 do valor da peça. Assim determinou-se o valor acima apresentado. Este valor, na tabela 2.5, é multiplicado pela soma do valor de todos os componentes, incluindo-se os pontos de fixação. Assim, tem-se o investimento total. Dividindo-se este valor pela quantidade produzida teremos o valor por veículo.
- F) Garantia: 0,5% do valor do componente. Obtido pela análise de dados de garantia de peças de chassi.
- G) Custos Fixos: 5% da somatória dos valores de todos os componentes. Admitiu-se este valor, a partir de dados referentes ao valor do custo fixo embutido no valor total de alguns componentes da parte do chassi de veículos em produção

atualmente. Para chegarmos então ao custo fixo total, multiplicamos este valor pela produção estimada. Como se trata de custo fixo, havendo ou não produção, este valor estará presente. Dividindo-se o valor total pelo número de meses apresentado no ciclo de vida podemos determinar o valor por mês.

H) Os demais componentes foram apreçados a partir de comparações com peças semelhantes. Lembrando apenas que o atuador deve ter capacidade de exercer um torque de 1,0 N.m na saída do pinhão ou uma força nas barras de direção de 1930 N, conforme disposto nos requisitos de desempenho.

A determinação das quantidades utilizadas foram baseadas no esquema de cada proposta apresentada anteriormente. Na tabela 2.5 estão valorados cada uma das propostas:

COMPONENTES (os valores estão em R\$ por Veículo)	1	2	3	4	POSSÍVEIS FORNECEDORES
Sensor giro volante	107,00*	107,00*	-	-	Valeo / Rockell Automation
Sensor de deslocamento da cremalheira	62,00	62,00	-	-	Valeo / Rockell Automation
Interruptor liga/desliga (cremalheira ou coluna)	-	-	30,00	30,00	Rockell Automation / Kostal
Controlador proporcional eletrônico	79,00	-	-	-	Siemens / Rockell Aut. / Kostal
Controlador proporcional eletro-hidráulico	-	235,00	-	-	Siemens / Bosch
Válvula eletro-hidráulica	-	-	-	-	Siemens / Bosch / TRW
Conjunto de cabos e conectores elétricos	23,40	7,80	7,80	15,60	TCA / Delphi / Kroschu
Atuador eletro-eletrônico + mecan. de acion.	185,00	-	-	-	Bosch / Valeo
Atuador hidráulico + mecan. de acion.	-	150,00	150,00	-	TRW / Koio / DHB / ZF
Atuador elétrico + mecan. de acion.	-	-	-	130,00	Weg / Bosch / Valeo
Barra de direção	66,00	66,00	66,00	66,00	Dana Nakata / TRW
Manga de Eixo (já com ponta de eixo)	90,00	90,00	90,00	90,00	Fagor / Sada Siderurgia
Articuladores Esféricos	44,00	44,00	44,00	44,00	Dana Nakata
Suporte soldado no eixo para fixar articulações	21,00	21,00	21,00	21,00	M.Quasar / M.Jardim / Scorpius
Fixações	15,60	16,80	18,00	11,40	Fibam / Mapri / Parasmo / Bollhoff
Mangueiras de direção hidráulica	-	64,00	72,00	-	Paranoá / AVS Trelleborg
Delta técnico no Mecanismo de D-H	-	-	50,00	-	TRW / Koio / DHB / ZF
Investimentos Totais Para Implementação	17,36	22,41	16,26	12,09	-
Montagem	61,60	55,00	58,30	49,50	-
Custos de Garantia	2,93	3,78	2,74	2,04	-
Custos Fixos	29,30	37,83	27,44	20,40	-
Total Geral	697,19	875,63	653,54	492,03	-
Obs.: As alternativas 2 e 3 exigem que o veículo tenha sistema de direção hidráulica.					
*: Para as alternativas 1 e 2 foram somados os valores do sensor de deslocamento, não do sensor de giro do volante, que tem um custo maior.					

Tabela 2.5 – Análise comparativa dos custos gerais para cada alternativa

Na coluna “possíveis fornecedores” da tabela 2.5, foram arroladas, sem consulta, apenas algumas empresas que apresentam condições para o fornecimento destes tipos de componentes.

2.3.4 - Conclusão da Análise Econômica

Através da análise econômica, conclui-se que apenas a Alternativa 4 se enquadrou no valor máximo total de R\$ 495,00 por veículo. Esta proposta conforme demonstra a tabela 2.5 custa R\$ 492,03. Este valor perfaz um lucro líquido de 18%, isto é, 0,5% a mais do que o mínimo estipulado. Assim sendo, passaremos ao próximo tópico, que é a Análise Financeira

2.4 - ANÁLISE FINANCEIRA

2.4.1 – Análise do Fluxo de Caixa e do Prazo de Retorno dos Investimentos

A análise financeira será executada através da construção de um fluxo de caixa. Para isso serão utilizados os dados da curva de venda mais pessimista já demonstrados no ciclo de vida do produto e os valores de custos da alternativa 4.

Tem-se que, na alternativa 4, os investimentos para projeto, fabricação, divulgação e etc, isto é, os investimentos totais serão da ordem de R\$7.021.847,82, valor este que é a multiplicação do investimento total para implementação para cada veículo , que é R\$ 12,09, pelo total fabricado, 580.798 unidades. Este custo será dividido em quatro

parcelas. E, cada parcela de custo será agregada ao programa nos meses (-18), (-12), (-6) e (0), conforme mostra a tabela 2.6.

Os custos fixos serão calculados da mesma forma que os investimentos. Assim temos que estes totalizam R\$ 11.848.279 e serão distribuídos uniformemente do mês (-18) ao mês (60) que perfazem o tempo total do projeto e o ciclo de vida do produto.

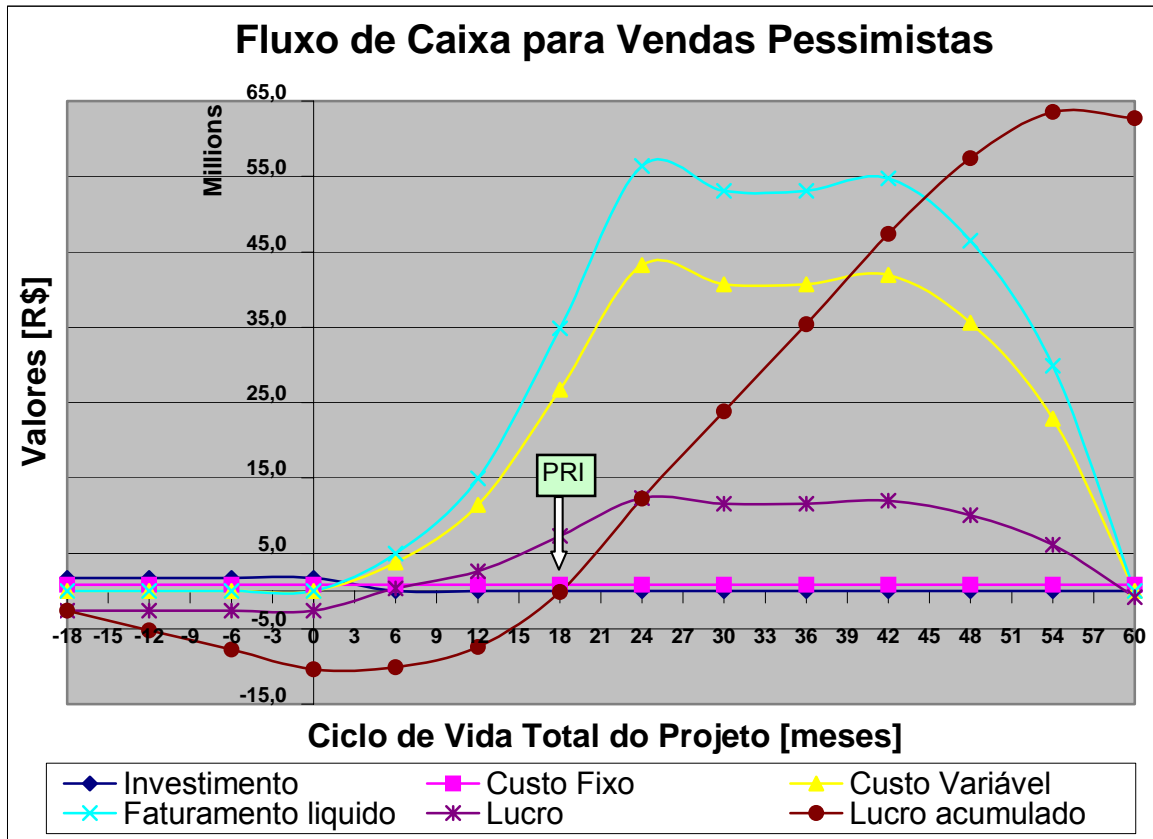
Os custos variáveis dependem do volume produzido a cada mês.

O faturamento é a multiplicação da quantidade vendida pelo preço de venda, que é de R\$600,00, na fábrica.

Na tabela 2.6 e no gráfico 2.1, é apresentado o fluxo de caixa para que seja feita a análise financeira do desenvolvimento.

Fluxo de Caixa														
MESES - Tomando Curva Pessimista do Ciclo de Vida														
MÊS	-18	-12	-6	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
Investimento	1.755.462,0	1.755.462,0	1.755.462,0	1.755.462,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Custo Fixo	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7	846.305,7
Investimento Acumulado	1.755.462,0	3.510.923,9	5.266.385,9	7.021.847,8										
Custo Variável (montagem e garantia estão aqui incluídos)	0,0	0,0	0,0	0,0	3.812.803,4	11.438.410,1	26.690.083,2	43.212.384,4	40.670.668,6	40.670.668,6	41.941.296,7	35.586.777,6	22.877.279,8	0,0
Faturamento líquido	0,0	0,0	0,0	0,0	4.978.200,0	14.934.600,0	34.848.000,0	56.420.400,0	53.101.800,0	53.101.800,0	54.760.800,0	46.464.000,0	29.869.800,0	0,0
Lucro	-2.601.767,6	-2.601.767,6	-2.601.767,6	-2.601.767,6	319.091,0	2.649.884,2	7.311.611,1	12.361.710,0	11.584.825,7	11.584.825,7	11.973.197,6	10.030.916,7	6.146.214,5	-846.305,7
Lucro acumulado	-2.601.767,6	-5.203.535,2	-7.805.302,8	-10.407.070,4	-10.087.979,5	-7.438.095,3	-126.484,1	12.235.225,8	23.820.051,6	35.404.877,3	47.378.074,9	57.408.991,7	63.555.206,2	62.706.900,5
Volume produzido	0,0	0,0	0,0	0,0	8.297,0	24.891,0	58.080,0	94.034,0	88.503,0	88.503,0	91.268,0	77.440,0	49.763,0	0,0

Tabela 2.6 – Resumo do Fluxo de Caixa do Projeto



2.5 - Conclusão do Estudo de Viabilidade

Verifica-se através do fluxo de caixa que a alternativa 4 continua válida para o desenvolvimento. Esta proposta gerou lucro líquido da ordem de R\$ 62,5 milhões de reais.

Observando a curva do lucro acumulado no Gráfico 2.1, constatamos que o prazo de retorno dos investimentos é bem inferior a 24 meses, ocorrendo aproximadamente 18 meses após o início das vendas, o que habilita também a continuidade do projeto desta proposta.

Consideraremos então a Proposta 4, como sendo a proposta aprovada para o desenvolvimento. Desta forma, na continuidade do trabalho exploraremos e desenvolveremos mais especificamente o escopo e as características desta alternativa. Assim sendo passaremos à fase do Projeto Básico.

3 - PROJETO BÁSICO

3.1 - INTRODUÇÃO

O estudo de viabilidade produziu a alternativa 4, para o prosseguimento do desenvolvimento.

Antes de tratarmos especificamente da proposta 4 introduziremos alguns conceitos da cinemática e da dinâmica de veículos, que são pertinentes a um desenvolvimento deste tipo. A medida que surgirem novas necessidades, outras definições também serão apresentadas e embasadas na forma de teoria.

Posteriormente, algumas análises e modelamentos serão executados, tendo como veículo-base um modelo que se enquadra na classe dos carros pequenos. Através destes modelamentos buscar-se-ão parâmetros de trabalho que o sistema deverá cumprir para que este execute a função desejada, bem como que tipo de cuidados e informações o condutor precisará ter e saber.

Em seguida serão definidas e desenhadas algumas partes do sistema e, por fim, será apresentado, de forma global, como se procederá o funcionamento do sistema.

3.2 – CONCEITOS TEÓRICOS PRINCIPAIS

3.2.1 – Manobrabilidade

Tomando como base um sistema fechado onde estão inseridos o veículo e o motorista podemos dizer que o sistema está estável (tem um comportamento adequado) quando o deslocamento deste está se processando na trajetória que o motorista deseja, mesmo que para isso o motorista faça as correções direcionais eventualmente requeridas.

Quando observamos somente o veículo em um sistema aberto, a análise feita é a verificação da resposta deste dada a um determinado esterçamento aplicado. O estudo desta resposta concluirá se o veículo está ou não estável.

3.2.2 – Ângulo de Esterçamento (steer angle)

O ângulo de esterçamento no plano xy (δ) é o ângulo formado entre o eixo longitudinal do veículo e o plano diametral da roda, conforme figura 3.1.

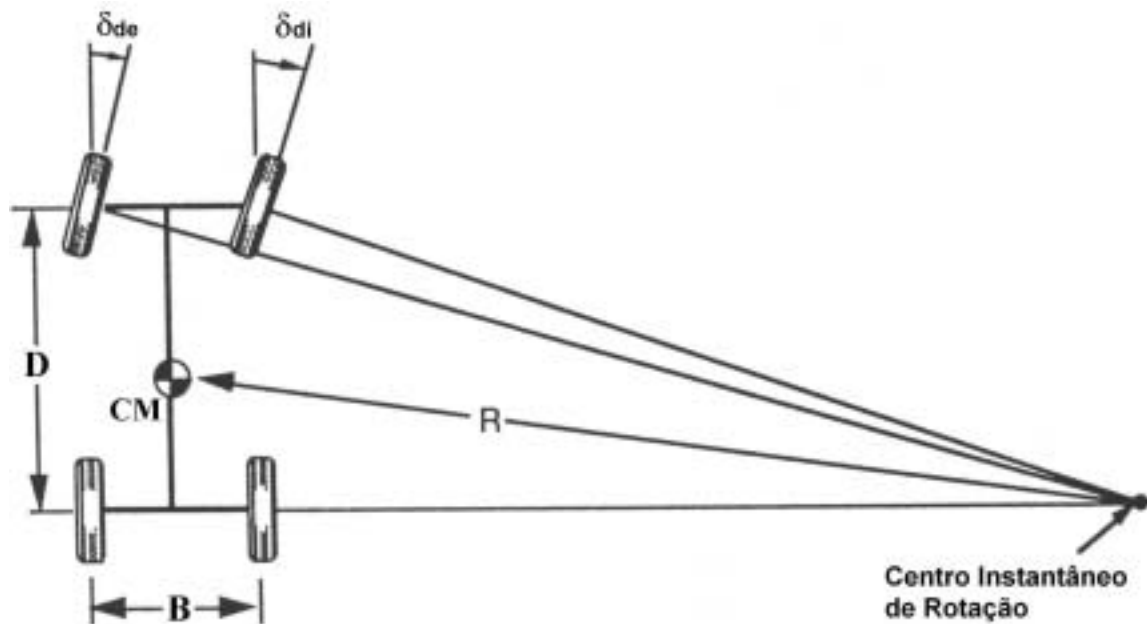


Figura 3.1 – Geometria do Esterçamento

onde:

δ_{de} , ângulo de esterçamento da roda dianteira externa à curva.

δ_{di} , ângulo de esterçamento da roda dianteira interna à curva.

D, é a distância entre os eixos.

B, é a bitola (será admitida igual na frente e a atrás).

CM, centro de massa do veículo.

A figura acima demonstra a geometria do esterçamento, proposta por Lankensperger e Ackerman (vide nota abaixo). Esta geometria define cinematicamente, conforme o Teorema de Chasles, um ponto C (centro instantâneo de rotação - CIR), em torno do qual o veículo estaria girando instantaneamente em cada ponto de sua trajetória curva. Nos demais pontos da trajetória o centro instantâneo não estará na mesma posição,

devido ao próprio esterçamento das rodas dianteiras. Posteriormente será apresentada esta mesma análise para o caso do veículo com esterçamento nas quatro rodas.

Nota: A aplicação da teoria de centro instantâneo de rotação a veículos é do século XIX (1817), em carruagens de fabricação alemã por Johann Georg Lankensperger (1779-1847), porém Rudolph Ackermann (1764-1834) apropriou-se dos trabalhos de Lankensperger e acabou patenteando na Inglaterra esta idéia. Posteriormente Charles Jeantaud, em 1878 executou algumas melhorias no conceito criado por Lankensperger, assim o que nós conhecemos hoje como Diagrama de Ackerman é na verdade a invenção de Lankensperger com refinamentos de Jeantaud (www.rqriley.com/suspensn.html, 2005).

3.2.3 – Forças Laterais (lateral forces)

As forças laterais dianteiras (F_{yd}) e traseiras (F_{yt}) são forças centrípetas que surgem nos pneus quando o veículo percorre trajetórias curvas.

A aceleração centrípeta é proporcional ao quadrado da velocidade do veículo e inversamente proporcional ao raio de curvatura da trajetória, como mostra a equação abaixo:

$$A_c = V_{cm}^2 / R \quad (3.1)$$

onde:

A_c , aceleração centrípeta.

V_{cm} , velocidade do centro de massa (CM).

R , raio de curvatura da trajetória do centro de massa do veículo.

A resultante destas forças compõe a força centrípeta (F_y), que atua no centro de massa do veículo (C.M.) e faz com que este descreva a trajetória curva.

$$F_y = F_{yd} + F_{yt} \quad (3.2)$$

Tem-se que:

F_{yd} , força centrípeta dianteira

F_{yt} , força centrípeta traseira

Na figura (3.2) é apresentado o sistema de eixos triortogonais com as direções adotadas.

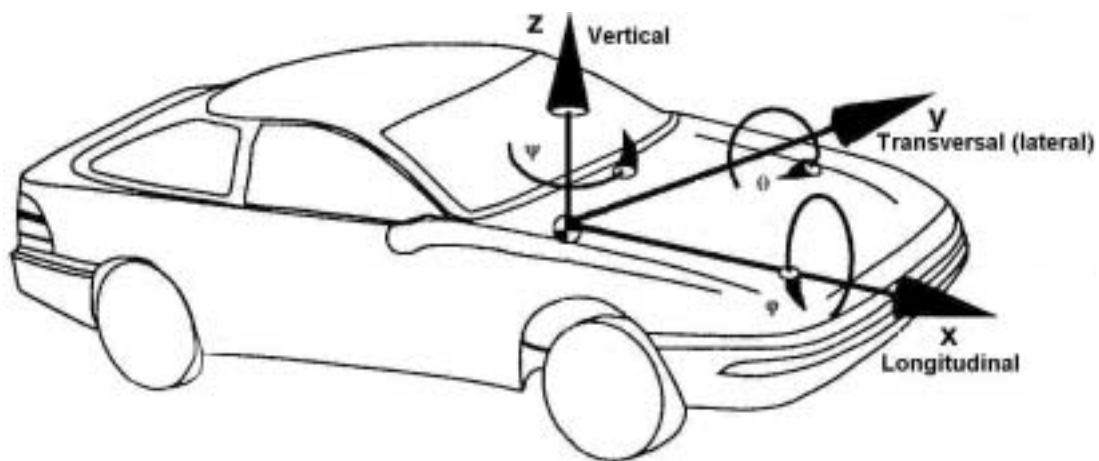


Figura 3.2 – Sistema de coordenadas do veículo

onde,

x, eixo longitudinal do veículo.

y, eixo transversal do veículo.

z, eixo vertical do veículo.

φ , ângulo de rotação em relação ao eixo longitudinal do veículo (roll).

θ , ângulo de rotação em relação ao eixo transversal do veículo (pitch).

ψ , ângulo de rotação no plano xy do veículo (yaw).

Nota sobre a nomenclatura: Em inglês, tais movimentos são denominados conforme colocado acima entre parênteses.

3.2.4 – Ângulo de Deriva (slip angle)

Os pneus são flexíveis em três diferentes direções: radial, circunferencial e lateral.

A flexibilidade radial absorve choques e gera resistência ao rolamento, a circunferencial causa o escorregamento e a lateral, gerada nas curvas devido à força lateral, provoca um desvio na direção da velocidade do movimento da roda em relação ao seu plano diametral. A medida deste desvio é o denominado ângulo de deriva (α).

Na figura (3.3) é mostrada a deformação elástica dos pneus que ocorre nas curvas em um veículo movendo-se com uma aceleração centrípeta de médio e alto módulo.

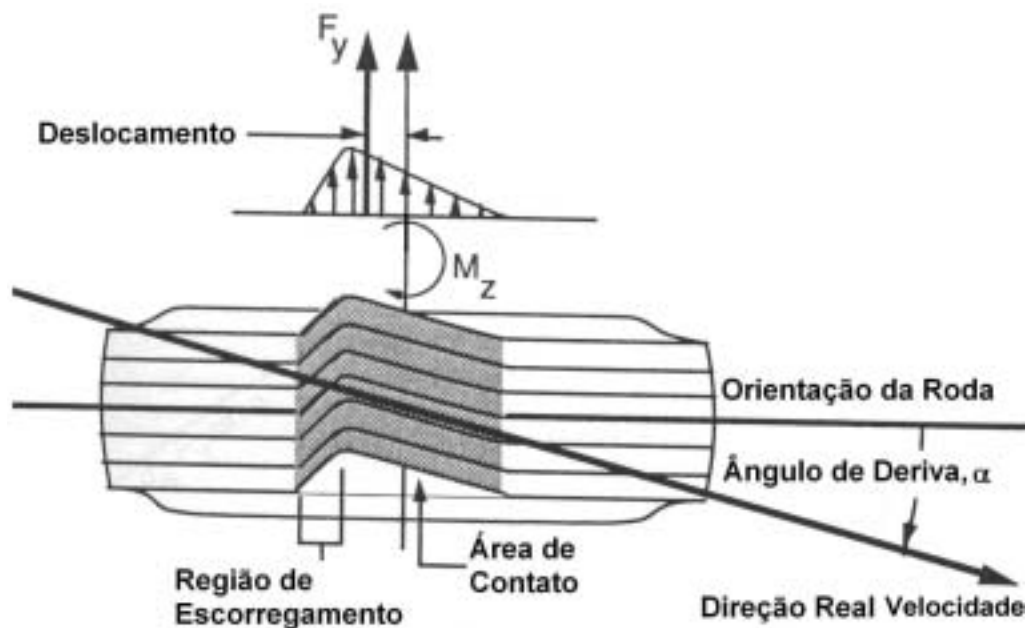


Figura 3.3 – Deformação do pneu e ângulo de deriva

No gráfico 3.1 é apresentado estudo dos ângulos de deriva e forças laterais para um pneu 175/70 R13.

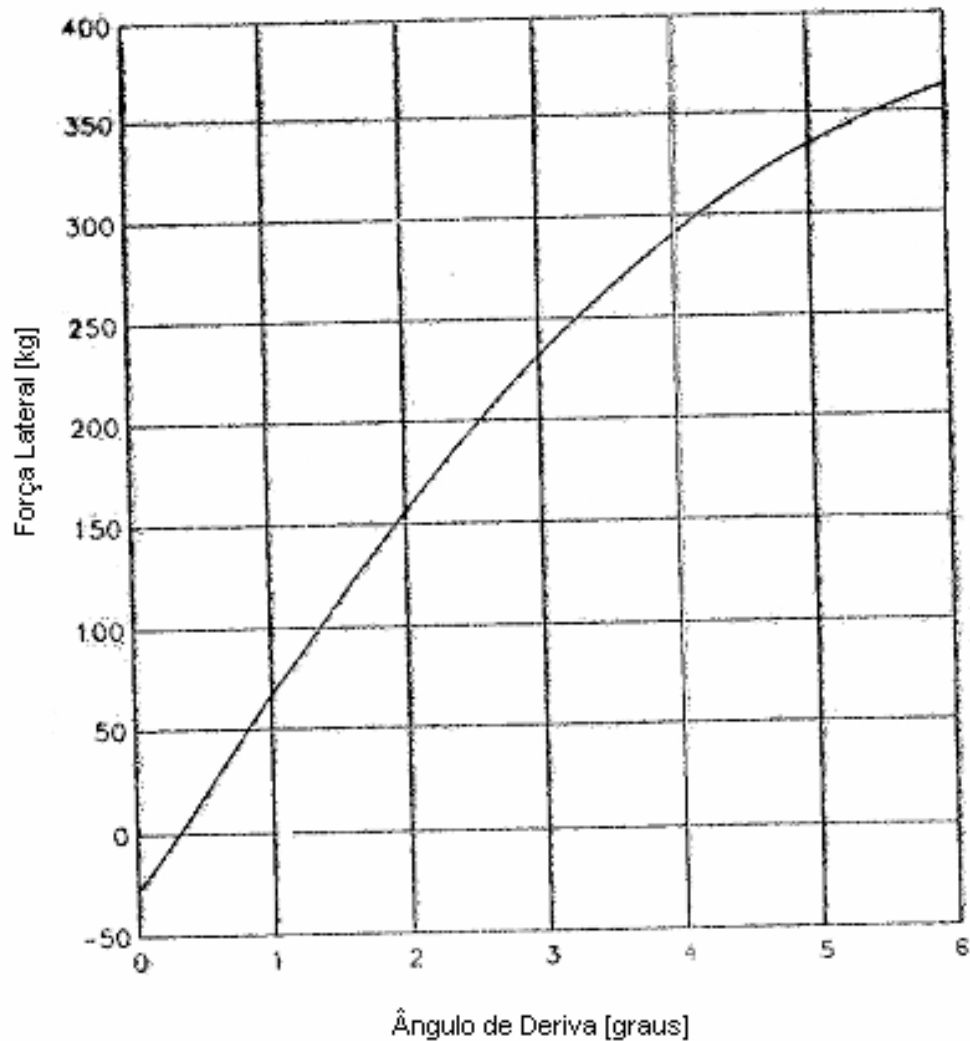


Gráfico 3.1 - Força lateral X ângulo de deriva de pneu 175/70 R13

3.3 – VEÍCULO EM MOVIMENTO CURVILÍNEO

3.3.1 – Baixa Aceleração Centrípeta

Quando analisamos um veículo que se encontra numa condição de baixa aceleração centrípeta, por exemplo, em manobras de estacionamento, verifica-se que as forças laterais geradas são de baixo módulo e por conseguinte, nesta situação, podem ser

desprezadas. No exemplo (3.1) é apresentado um veículo qualquer que se enquadra nesta situação.

O veículo, percorrerá trajetórias curvas, seguindo muito aproximadamente a geometria do CIR, chamada comumente de geometria de Ackerman (vide figura 3.1).

De maneira aproximada, os ângulos de esterçamento são equacionados da seguinte forma:

$$\delta_d \cong D / R \quad (3.3)$$

$$\delta_{de} \cong D / (R + B / 2) \quad (3.4)$$

$$\delta_{di} \cong D / (R + B / 2) \quad (3.5)$$

onde:

δ_d , ângulo de esterçamento médio das rodas dianteiras.

Destaca-se que esta geometria é uma idealização teórica válida para rodas rígidas em manobras a baixas velocidades. Na prática, o projeto cinemático do mecanismo consegue atendê-la em apenas dois pontos: em movimento retilíneo e em um outro ponto específico a ser selecionado em função das manobras típicas de uso do veículo.

3.3.2 – Alta Aceleração Centrípeta

Nas situações de altas acelerações centrípetas o veículo demonstra um comportamento bem diferente do estudado no item anterior. Neste novo cenário o módulo da aceleração centrípeta é significativo, gerando-se, desta forma, as forças ou reações laterais dianteiras e traseiras que mantêm o veículo em sua trajetória.

Conforme Gillespie (1992) quando temos um ângulo de câmbor (inclinação da roda no plano vertical) igual a zero, a força lateral (F_y) para ângulos de deriva de até 5° pode ter

uma relação linear, conforme equação abaixo, sendo então chamada também de força de curva (cornering force):

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (3.6)$$

onde:

F_y , força lateral ou força de curva ou força centrípeta.

C_α , rigidez de curva.

α , ângulo de deriva.

A rigidez de curva depende de inúmeras variáveis, tais como: tamanho e tipo de construção dos pneus, piso, largura da roda. A força na roda na direção vertical (F_z) tem forte dependência da rigidez de curva, assim, para facilitar cálculos e relações criou-se o coeficiente de rigidez de curva (cornering coefficient) (CC_α), que é representado conforme equação:

$$CC_\alpha = C_\alpha / F_z \quad (3.7)$$

onde:

F_z , força na direção “z” ou carga vertical.

Para as rodas dianteiras e traseiras as forças laterais podem ser expressas por:

$$F_{yd} = C_{\alpha d} \cdot \alpha_d \quad (3.8)$$

$$F_{yt} = C_{\alpha t} \cdot \alpha_t \quad (3.9)$$

onde:

$C_{\alpha d}$ e $C_{\alpha t}$, rigidez dianteira e traseira, do pneu em curvas.

α_d e α_t , ângulo de deriva dianteiro e traseiro.

3.3.3 - Curvas em Regime Permanente

Uma das manobras de direção mais simples é aquela em que o veículo percorre com velocidade constante uma curva de raio constante. Este movimento é definido como curva em regime permanente.

Na figura 3.4 é apresentada uma curva à direita, em altas acelerações centrípetas.

Nota-se a existência de ângulos de deriva nas rodas dianteiras e traseiras.

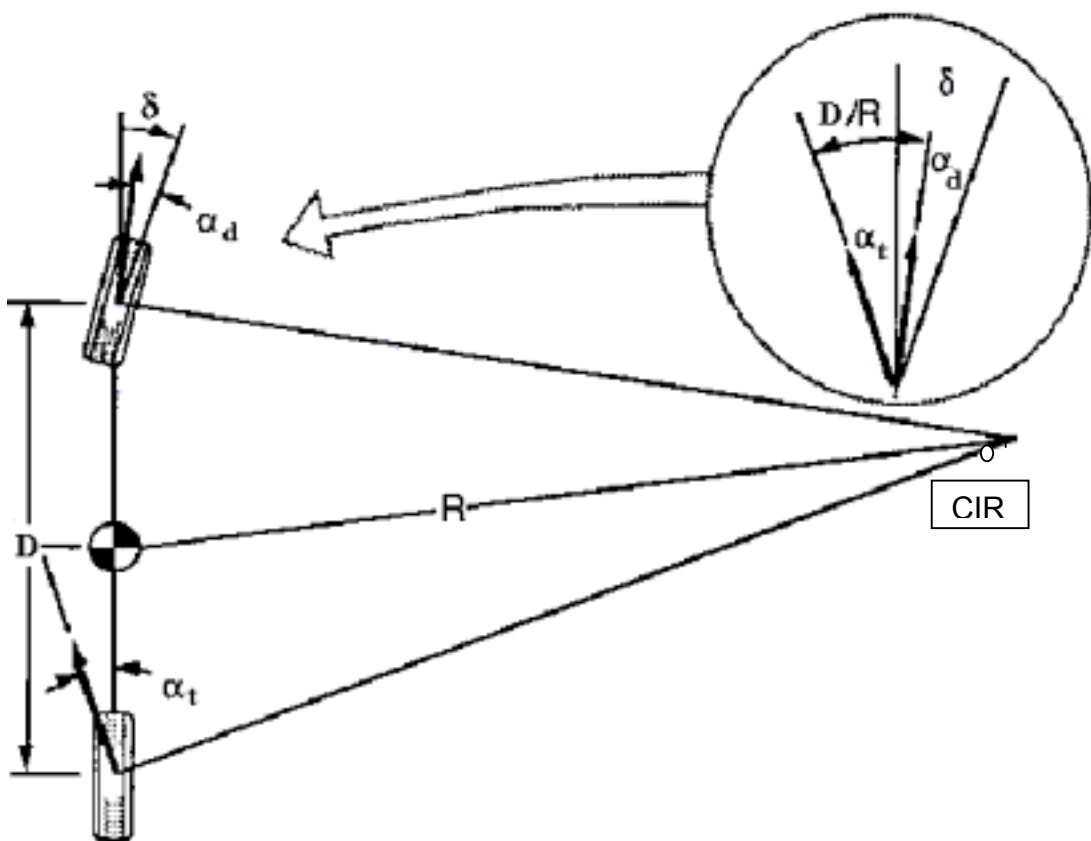


Figura 3.4 – Curva em regime permanente

O ângulo de direção é definido como sendo:

$$\delta = 57,3 \cdot (D / R) + \alpha_d - \alpha_t \quad (3.10)$$

onde:

a, distância do C.G. ao eixo dianteiro.

b, distância do C.G. ao eixo traseiro.

D, distância entre eixos (a+b).

(57,3), fator de conversão de radianos para graus.

As forças laterais do veículo podem ser descritas pelos parâmetros do veículo e pelas condições de operação. Quando o veículo faz uma curva com uma velocidade mais alta que a anterior, os pneus devem exercer forças laterais para gerarem a força centrípeta. As forças laterais necessárias dependem da localização do C.M., da massa total, da distância entre eixos, da velocidade e do raio de giro. Então as forças laterais serão:

$$F_{yd} = M \cdot b \cdot v^2 / (D) \cdot R \quad (3.11)$$

$$F_{yt} = M \cdot a \cdot v^2 / (D) \cdot R \quad (3.12)$$

onde:

M, massa total do veículo.

v, velocidade do C.M.

A descrição pode ser também feita em termos do carregamento individual dos eixos:

$$W_d = M \cdot g \cdot b / (D) \quad (3.13)$$

$$W_t = M \cdot g \cdot a / (D) \quad (3.14)$$

onde:

W_d , peso do veículo no eixo dianteiro (reação no solo).

W_t , peso do veículo no eixo traseiro (reação no solo).

g , aceleração da gravidade.

Portanto, as forças laterais são:

$$F_{yd} = W_f \cdot v^2 / g \cdot R \quad (3.15)$$

$$F_{yt} = W_r \cdot v^2 / g \cdot R \quad (3.16)$$

E os componentes dos ângulos de deriva:

$$\alpha_d = W_d \cdot v^2 / C_{\alpha d} \cdot g \cdot R \quad (3.17)$$

$$\alpha_t = W_t \cdot v^2 / C_{\alpha t} \cdot g \cdot R \quad (3.18)$$

As expressões mostram que as forças laterais na frente e na traseira são proporcionais ao produto da carga no eixo dianteiro (ou traseiro) do veículo pela aceleração centrípeta, adotando-se “ g ” como unidade. Os ângulos de deriva têm comportamento semelhante, sendo ainda inversamente proporcionais à rigidez do pneu em curvas.

Substituindo “ α_d ” e “ α_t ” na equação (3.9) obteremos o ângulo de direção necessário para executar a curva.

$$\delta = 57,3 \cdot [D / R] + [(W_d / C_{\alpha d}) - (W_t / C_{\alpha t})] v^2 / g \cdot R \quad (3.19)$$

Exemplo 3.1: Cálculo da força lateral e ângulos de deriva dianteiro e traseiro de veículo que se encontra numa situação de manobra de estacionamento, isto é, baixa aceleração centrípeta:

Características do veículo:

$$M = 870 \text{ kg}$$

$$V_{cm} = 2 \text{ m/s}$$

Fazendo uso das equações (3.11 e 3.12) tem-se que:

$$R = 5 \text{ m}$$

$$D = 2,47 \text{ m} \quad F_{yd} = (M.b.V_{cm}^2) / (D.R) = 423,8 \text{ N}$$

$$a = 0,965 \text{ m}$$

$$b = 1,504 \text{ m} \quad F_{yt} = (M.a.V_{cm}^2) / (D.R) = 271,9 \text{ N}$$

$$F_y = ?$$

$$\alpha_d = ? \quad F_y = 423,8 + 271,9 = 695,71 \text{ N}$$

$$\alpha_t = ?$$

Fazendo uso do gráfico 3.1, verifica-se que para as forças laterais acima, o ângulo de deriva será bem pequeno, como pode-se ver de forma aproximada, abaixo.

$$\alpha_d \cong 0,85 \text{ graus} \quad \text{e} \quad \alpha_t \cong 0,50 \text{ graus}$$

Neste trabalho, por estarmos considerando manobras de baixa velocidade, embora de grandes esterçamentos, as acelerações centrípetas serão bem baixas e portanto serão desprezíveis os ângulos de deriva, conforme demonstrado no exemplo 3.1, acima.

3.3.4 – Comportamento Direcional do Veículo

Neste trabalho destacaremos três comportamentos básicos de esterçamento do veículo: veículo de comportamento direcional neutro (neutral steer), veículo com sobesterçamento (understeer) e veículo com sobreesterçamento (oversteer).

3.3.4.1 – Veículo de Comportamento Direcional Neutro (Neutral steer)

Como já demonstrado anteriormente o ângulo de direção depende da rigidez dos pneus nas curvas, da distribuição de peso, da velocidade, da distância entre os eixos e do raio da curva.

Consideremos o caso onde:

$$W_d / C_{\alpha d} = W_t / C_{\alpha t} \quad (3.20)$$

Isto equivale dizer que “ $\alpha_d = \alpha_t$ ”. Este veículo é o chamado veículo com esterçamento neutro. Neste caso:

$$\delta = 57,3 \cdot D / R \quad (3.21)$$

Como se pode verificar, esta equação é semelhante à equação 3.2 e é usada para definir o esterçamento em curvas de baixa velocidade. Abaixo na figura 3.5 é mostrado o gráfico de ângulo de esterçamento versus velocidade:

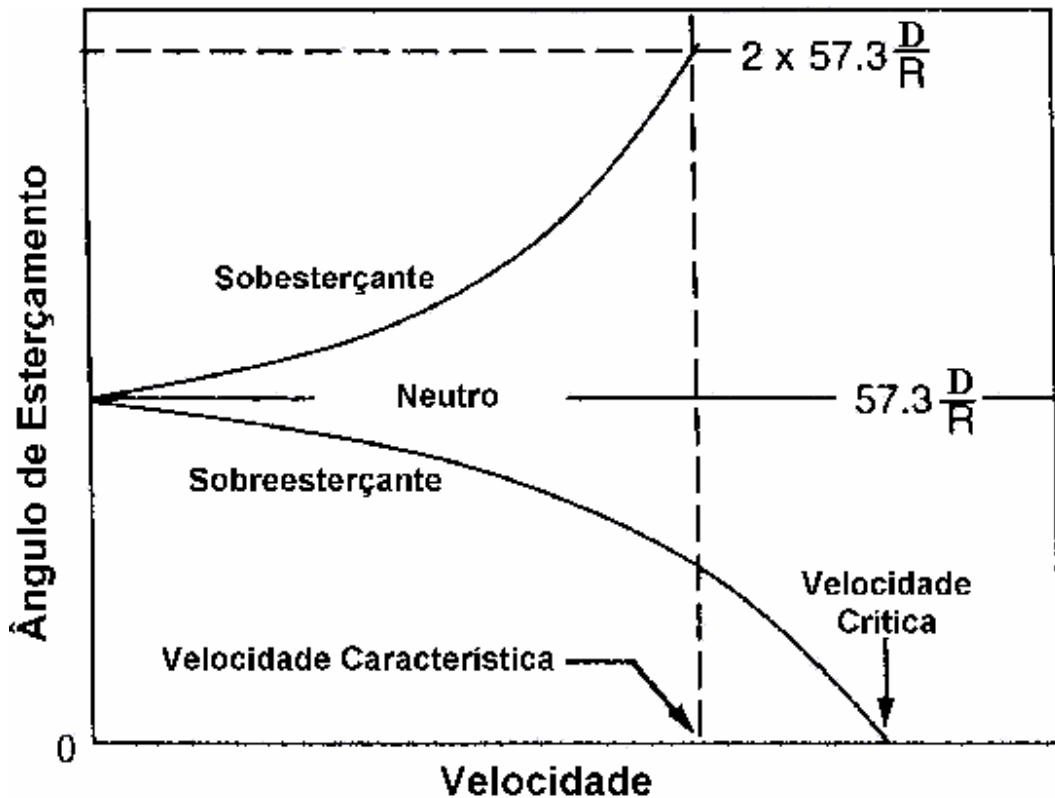


Figura 3.5 – Variação do ângulo de esterçamento em função da velocidade

Na prática, o veículo com esterçamento neutro é o que apresenta mais segurança, conforto e melhor dirigibilidade, pois, por si só, não apresenta tendências de desestabilização dianteira ou traseira. Porém, para que o veículo esteja nesta condição é necessário que os ângulos de deriva dianteiros e traseiros sejam os mesmos. Na realidade porém, isto praticamente não ocorre, pois para que os ângulos de deriva dianteiros e traseiros sejam iguais muitas condições precisariam ser idênticas.

3.3.4.2 – Veículo de Comportamento Direcional Sobesterçante (Understeer)

Consideremos agora o caso em que:

$$W_d / C_{\alpha t} > W_t / C_{\alpha t} \quad (3.22)$$

Isto equivale dizer que “ $\alpha_d > \alpha_t$ ”. Quando isto ocorre dizemos grosseiramente que tal carro tem a tendência de “sair de frente”, sendo necessário aumentar o ângulo de esterçamento parabolicamente com o aumento da velocidade com o propósito de manter o veículo na trajetória desejada (ver figura 3.5).

Neste caso:

$$\delta = 57,3 \cdot (a + b) / R + K_s \cdot v^2 / g \cdot R \quad (3.23)$$

onde:

K_s , é o coeficiente de sobesterçamento definido por: $W_d / C_{\alpha t} - W_t / C_{\alpha t}$.

3.3.4.3 – Veículo de Comportamento Direcional Sobreesterçante (Oversteer)

A terceira possibilidade é a seguinte:

$$W_d / C_{\alpha t} < W_t / C_{\alpha t} \quad (3.24)$$

Isto equivale a “ $\alpha_d < \alpha_t$ ”. Nesta condição concluímos que o veículo tem a característica de “sair de traseira”. Neste modelo o “ K_s ” tem a mesma forma do caso de um veículo sobesterçante, porém seu sinal será negativo.

Aqui, à medida em que se aumenta a velocidade, o ângulo de esterçamento diminui (vide figura 3.5), com o objetivo de manter o automóvel no trajeto desejado.

Como podemos observar, um mesmo veículo pode ter comportamentos bem diferentes quando variamos sua condição de carregamento.

3.3.4.4 – Velocidade Característica (Characteristic speed) e Velocidade Crítica (Critical speed)

Segundo Gillespie (1992) é importante que o sobesterçamento e sobreesterçamento sejam quantificados. Por isso, apresentamos agora dois métodos.

O primeiro, já foi mencionado e, é o cálculo do coeficiente de sobesterçamento e sobreesterçamento.

O segundo é a determinação da velocidade característica. Define-se velocidade característica como sendo simplesmente a velocidade na qual o ângulo de direção requerido para realizar a curva equivale ao dobro do ângulo de Ackerman.

A velocidade crítica é aquela na qual um veículo sobreesterçante estará percorrendo uma trajetória curva com um ângulo de esterçamento igual a zero.

A figura 3.5 mostra estas relações.

3.3.5 – Veículo com Quatro Rodas Direcionais

Quando se fala em um veículo que possui um sistema de direcionamento nas quatro-rodas (Quatro rodas direcionais (QRD) ou Four-wheel steer (4WS)), é necessário que se faça uma distinção com relação ou tipo de sistema que se está usando e a função

exercida por este. Alguns modelos possuem sistemas passivos, isto é, as rodas ou o eixo traseiro se movimenta em função de uma inclinação da carroceria (roll steer).

Neste trabalho, como já pôde ser percebido pelos itens anteriores, a ênfase é dada aos sistemas ativos, onde o movimento das rodas ou do eixo se dá pela ação de um atuador específico para esta função e que não está presente nos veículos comuns. Os sistemas ativos podem ser utilizados com o objetivo de auxiliar o motorista na execução de manobras quando o veículo está se movendo com altas acelerações centrípetas, porém o foco aqui serão as manobras de estacionamento.

Conforme Metz e Alter (1991), em projetos já existentes, geralmente o esterçamento típico das rodas traseiras fica próximo aos 6 graus, como mostrado no gráfico 3.2.

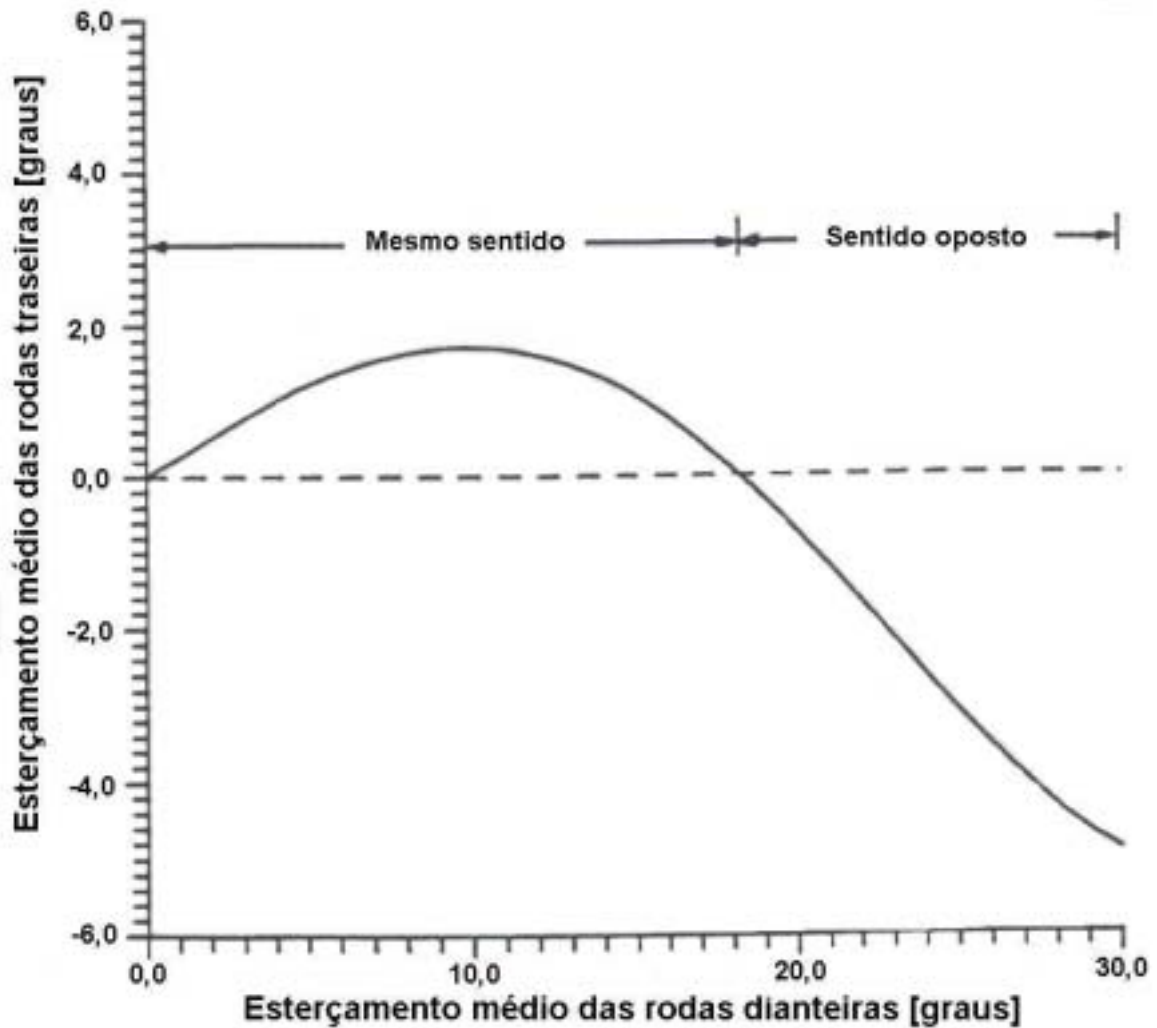


Gráfico 3.2 – Típico esterçamento traseiro em função do esterçamento dianteiro

(Metz e Alter, 1991)

Neste trabalho utilizaremos como base um ângulo de 7 graus para o esterçamento das rodas traseiras. Este, somente será alterado caso algum requisito não venha ser atendido.

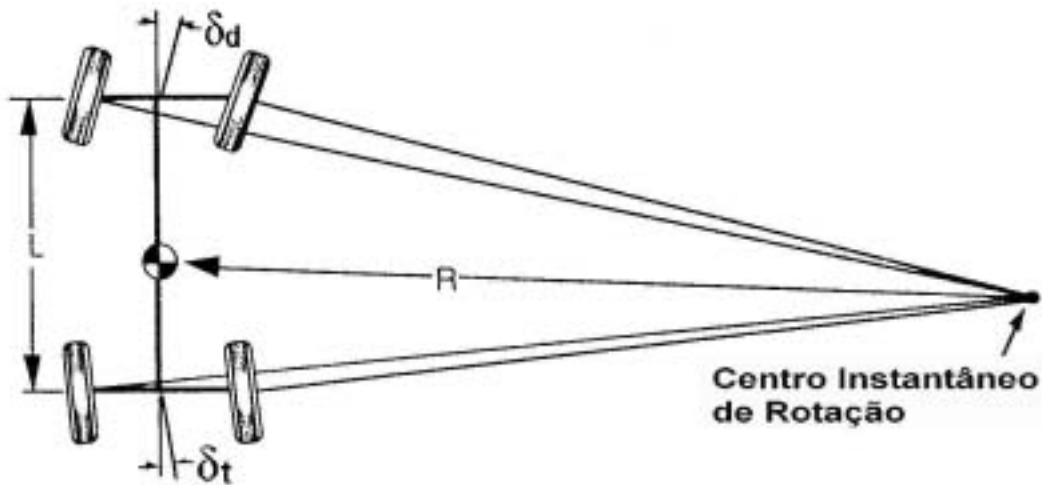


Figura 3.6 – Geometria do esterçamento para veículos com rodas traseiras direcionais

onde:

δ_t , ângulo de esterçamento médio das rodas traseiras.

δ_{ti} , ângulo de esterçamento da roda traseira interna à curva.

δ_{te} , ângulo de esterçamento da roda traseira externa à curva.

Partindo do princípio que o esterçamento das rodas traseiras será proporcional ao das rodas dianteiras verifica-se que:

$$\delta_t = \xi \cdot \delta_d \quad (3.25)$$

$$\delta_d + \delta_t = \delta_d + \xi \cdot \delta_d = \delta_d (1 + \xi) = D/R \quad (3.26)$$

Assim sendo o raio de giro será:

$$R = D / [\delta_d \cdot (1 + \xi)] \quad (3.27)$$

O fator ξ de proporcionalidade não será adotado no sistema proposto pois, o esterçamento das rodas traseiras iniciará após 180 graus de rotação do volante (θ_v). Dado este sinal de entrada, a roda traseira esterçará com velocidade aproximadamente constante de 0 a 7 graus em 3 segundos. Adiante será mais detalhado como se dará o esterçamento das rodas traseiras em função da dianteira.

3.4 - MODELAMENTO DO SISTEMA

3.4.1 - Introdução

Com o propósito de tornar o projeto mais real e visível foi escolhido como modelo hipotético um veículo com dimensões próximas às dos veículos pequenos, tais como, Corsa, Palio, Fiesta, Uno e Gol, comercializados atualmente em nosso país. Nesta parte serão apresentadas mais especificamente informações relativas a alternativa aprovada, características gerais do sistema e algumas comparações entre o veículo com duas rodas direcionais (DRD) e quatro rodas direcionais (QRD).

3.4.2 - Características do Modelo Hipotético

a) Pesos

- Peso (P) em ordem de marcha (EOM) = 8.700 N
- Carga sobre o eixo dianteiro em ordem de marcha (P_d) = 5.300 N
- Carga sobre o eixo traseiro em ordem de marcha (P_t) = 3.400 N

- Peso bruto total (PBT) (P_{bt}) = 12.500 N
- Peso máximo sobre o eixo dianteiro (P_{md}) = 7.000 N
- Peso máximo sobre o eixo traseiro (P_{mt}) = 5500 N

b) Dimensões

- Distância entre os eixos (D) = 2,47 m
- Bitola (B) = 1,386 m
- Bitola interna (b_i) = 1,186 m
- Comprimento total = 3,920 m
- Largura total = 1,620 m
- Balanço dianteiro = 0,860 m
- Balanço traseiro = 0,590 m

c) Características do sistema de direção da rodas dianteiras

- Esterçamento máximo médio da roda interna à curva = 37° 00'
- Esterçamento máximo médio da roda externa à curva = 32° 00'
- Redução do mecanismo de Direção (θ_v / δ_d) \approx 20.
- Curso total da cremalheira do mecanismo de direção = 0,164 m.

Obs.: As medidas de esterçamento aqui apresentadas foram obtidas a partir de análise de alguns veículos em um equipamento para verificação da geometria veicular comumente utilizado nas oficinas mecânicas.

d) Localização do Centro de Gravidade no Eixo “x” Em Ordem de Marcha

Efetuada a somatória dos momentos em torno do eixo traseiro e igualando a zero temos:

$$\Sigma M (P_i) = (P_d) \cdot L - P \cdot x_{om} = 0 \quad (3.28)$$

$$\Sigma M (P_d) = 530 \cdot 2,47 - 870 \cdot x_{om} = 0$$

$$x_{om} = 1,504 \text{ m} = b_{om}$$

$$x_{om} = 2,470 - 1,504 = 0,965 \text{ m} = a_{om}$$

e) Localização do Centro de Gravidade no Eixo “x” com Peso Bruto Total

Cálculo da coordenada x do centro de gravidade:

Efetuada a somatória dos momentos em torno do eixo traseiro e igualando a zero temos:

$$\Sigma M (P_{mt}) = (P_{md}) \cdot L - P_{bt} \cdot x_{pbt} = 0 \quad (3.29)$$

$$\Sigma M (P_{md}) = 700 \cdot 2,47 - 1250 \cdot x_{pbt}$$

$$x_{pbt} = 1,38 \text{ m} = b_{pbt}$$

$$x_{pbt} = 2,47 - 1,38 = 1,09 \text{ m} = a_{pbt}$$

3.4.3 – Cálculo do Esforço do Atuador para Movimentar as Rodas Traseiras

Para determinação deste esforço, utilizaremos as considerações adotadas por Taborek (1957), conforme figuras 3.7 e 3.8, logo mais abaixo:

Temos que:

$$M_k = \mu \cdot P_{mt} \cdot h \quad (3.30)$$

$$h^2 = (k^2 + e^2) \quad (3.31)$$

$$k^2 = I_o / A \approx b^2 / 8 \quad (3.32)$$

onde:

M_k , momento em torno do eixo do pino mestre para realização do esterçamento.

μ , coeficiente de atrito entre o pneu e o solo determinado através da Fig. 3.10.

P_{mt} , peso máximo sobre o eixo traseiro.

h , braço de torque ou distância de torque.

k , raio de giração da área polar.

I_o , momento de inércia polar da área de contato do pneu com o solo.

A , área de contato do pneu com o solo.

b , largura do pneu.

e , deslocamento (offset) do pino-mestre em relação ao centro da roda no solo.

β , ângulo de inclinação do eixo do pino-mestre.

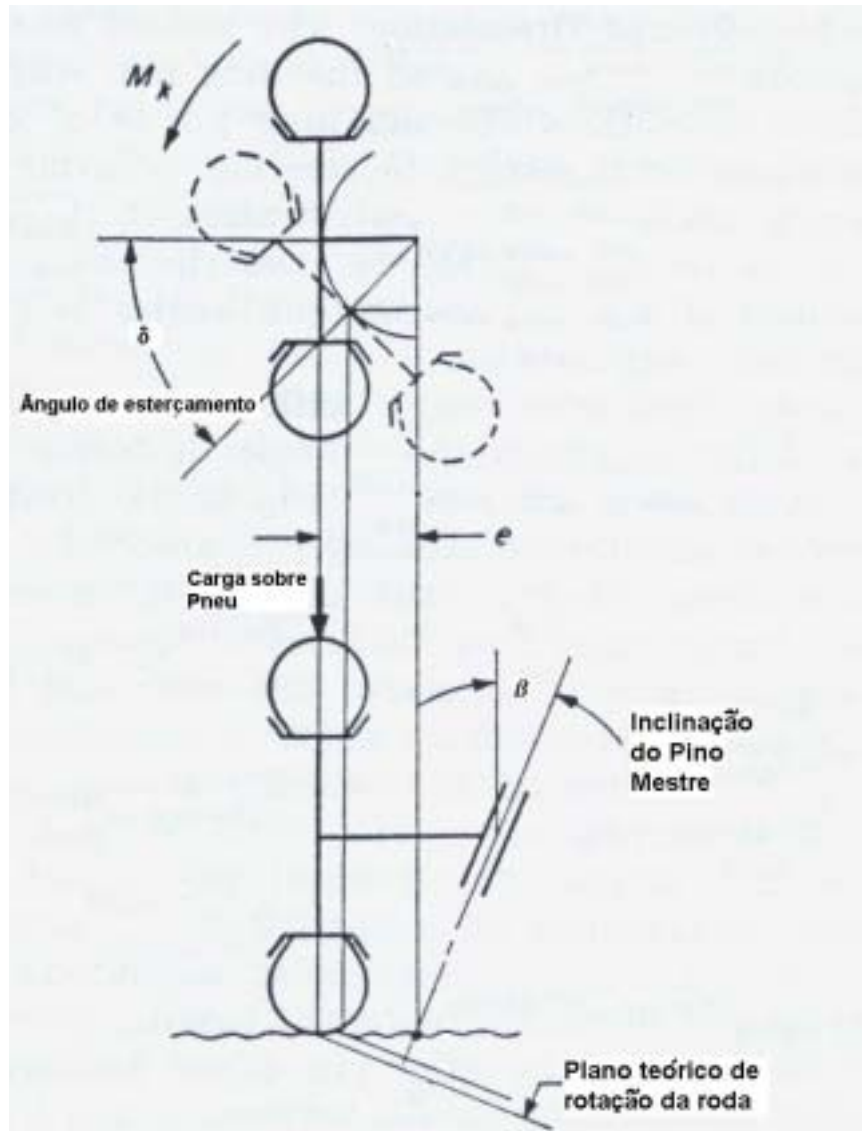


Figura 3.7 – Efeito da inclinação do pino-mestre sobre o esterçamento da roda

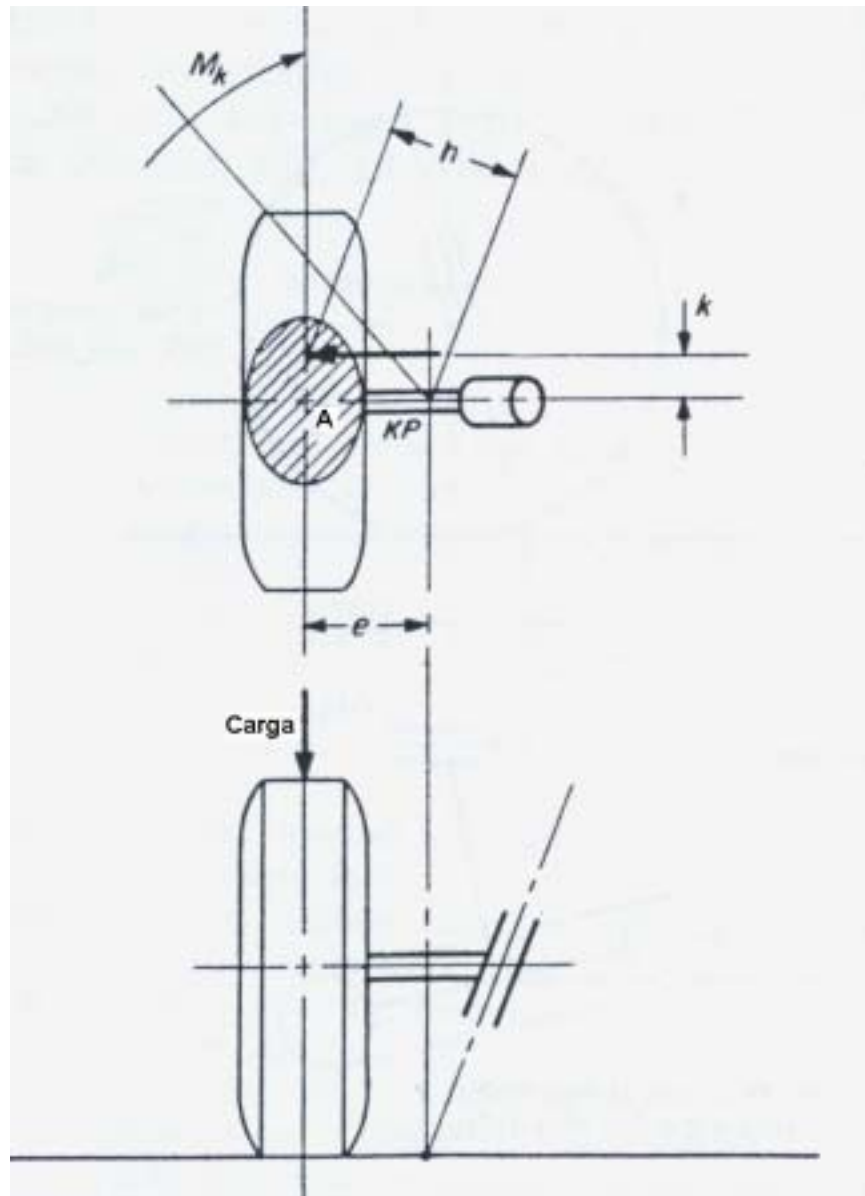


Figura 3.8 – Intersecção do eixo do pino-mestre com o solo, onde se encontra o centro instantâneo de giro da roda (combinação de deslizamento e rotação).

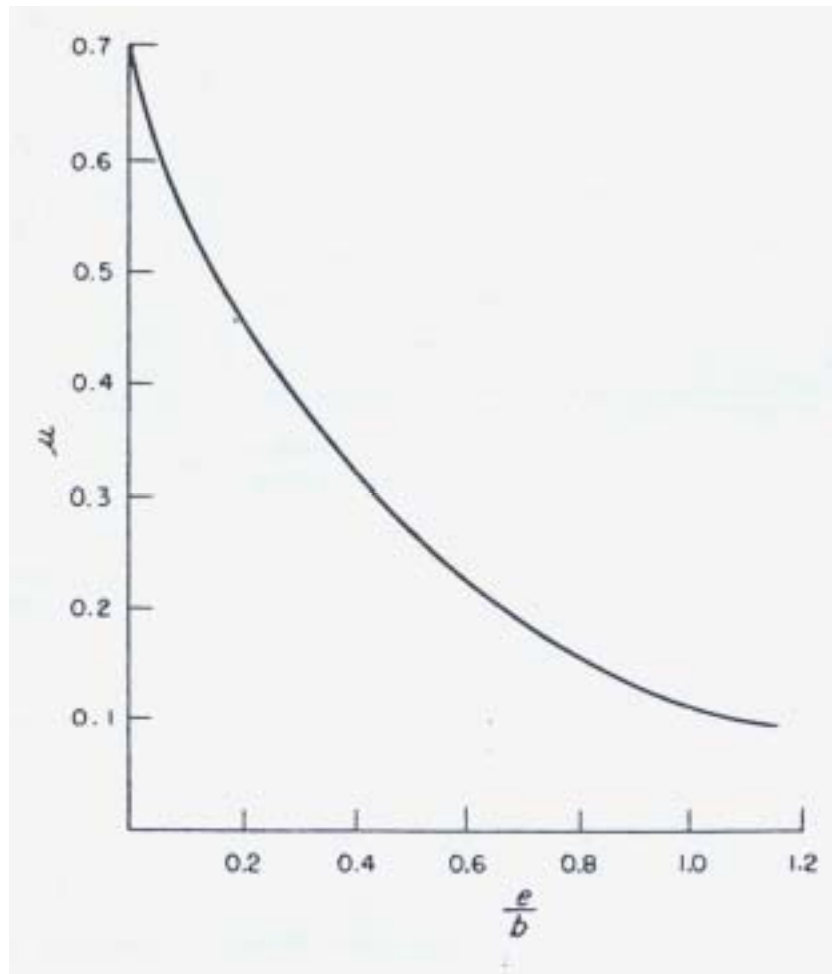


Gráfico 3.3 – Relação entre atrito estático (veículo parado) para o esterçamento e em função do deslocamento (offset) do pino-mestre em relação ao centro da roda no solo e da largura do pneu.

Para o veículo de estudo adotamos os seguintes valores:

$$P_{mt} = 550 \text{ kgf} = 5393,3 \text{ N}$$

$$b = 0,195 \text{ m}$$

$$e = 0,04 \text{ m}$$

$$\mu \approx 0,47$$

Assim, $k^2 = I_o / A \approx b^2 / 8 = (0,195)^2 / 8 = 0,004753125 \text{ m}$

$$e^2 = (0,04)^2 = 0,0016 \text{ m}$$

$$h = (k^2 + e^2)^{1/2} = (0,0047 + 0,0016)^{1/2} = 0,0797 \text{ m}$$

$$M_k = \mu \cdot P_{mt} \cdot h = 0,47 \cdot 5393,3 \cdot 0,0797 = 202,02 \text{ N.m}$$

Para o cálculo de esforço nas barras de direção e do torque no pinhão ou torque do atuador, utilizaremos as equações abaixo relacionadas:

$$F_b = M_k / b_m \quad (3.33)$$

$$T_p = F_b \cdot r_p / r_m \cdot \eta \quad (3.34)$$

Onde:

F_b , força nas barras de direção ou tensão nas barras de direção.

b_m , braço de momento na manga de eixo = 0,135 m.

T_p , Torque no pinhão ou torque necessário para o atuador.

r_p , Raio do pinhão do mecanismo atuador = 0,00965 m.

r_m , Relação de redução do mecanismo atuador = 20.

η , Rendimento do sistema = 0,93%.

Assim,

$$F_b = 202,02 / 0,135 = 1496,44 \text{ N}$$

$$T_p = 1496,44 \cdot 0,00965 / 20 \cdot 0,93 = 0,76 \text{ N.m}$$

O valor “ T_p ” é um valor do torque mínimo que o motor-atuador deverá ter para que possa movimentar as rodas traseiras.

3.4.4 – Descrição do Funcionamento do Sistema de Direção Traseira

Para alcançar o objetivo de 15% de redução do raio de giro da roda dianteira externa à curva, o esterçamento total da roda traseira externa à curva deverá ser de 7 graus.

As figuras 3.9 e 3.10 abaixo, já apresentadas no início do trabalho demonstram isto.

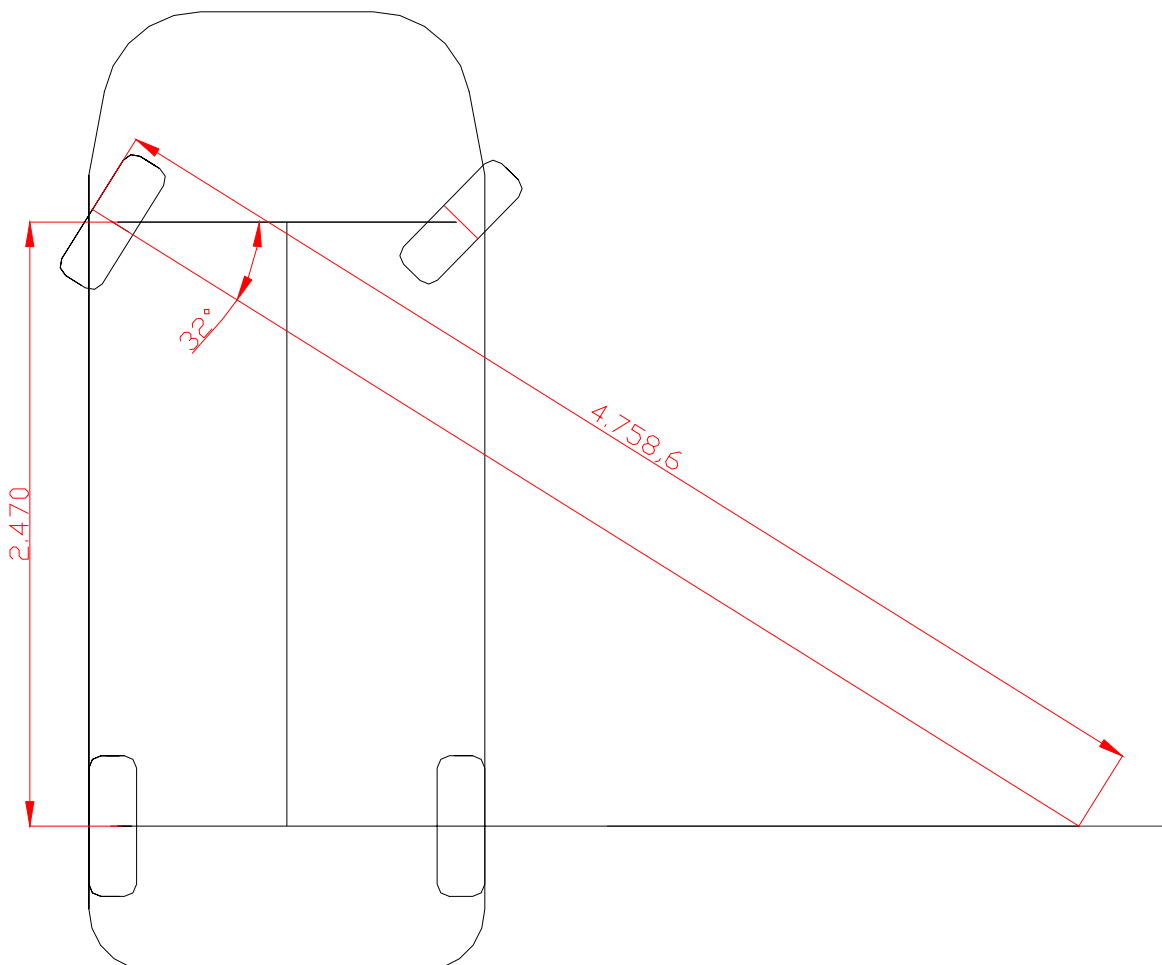


Figura 3.9 - Esterçamento de veículo com DRD

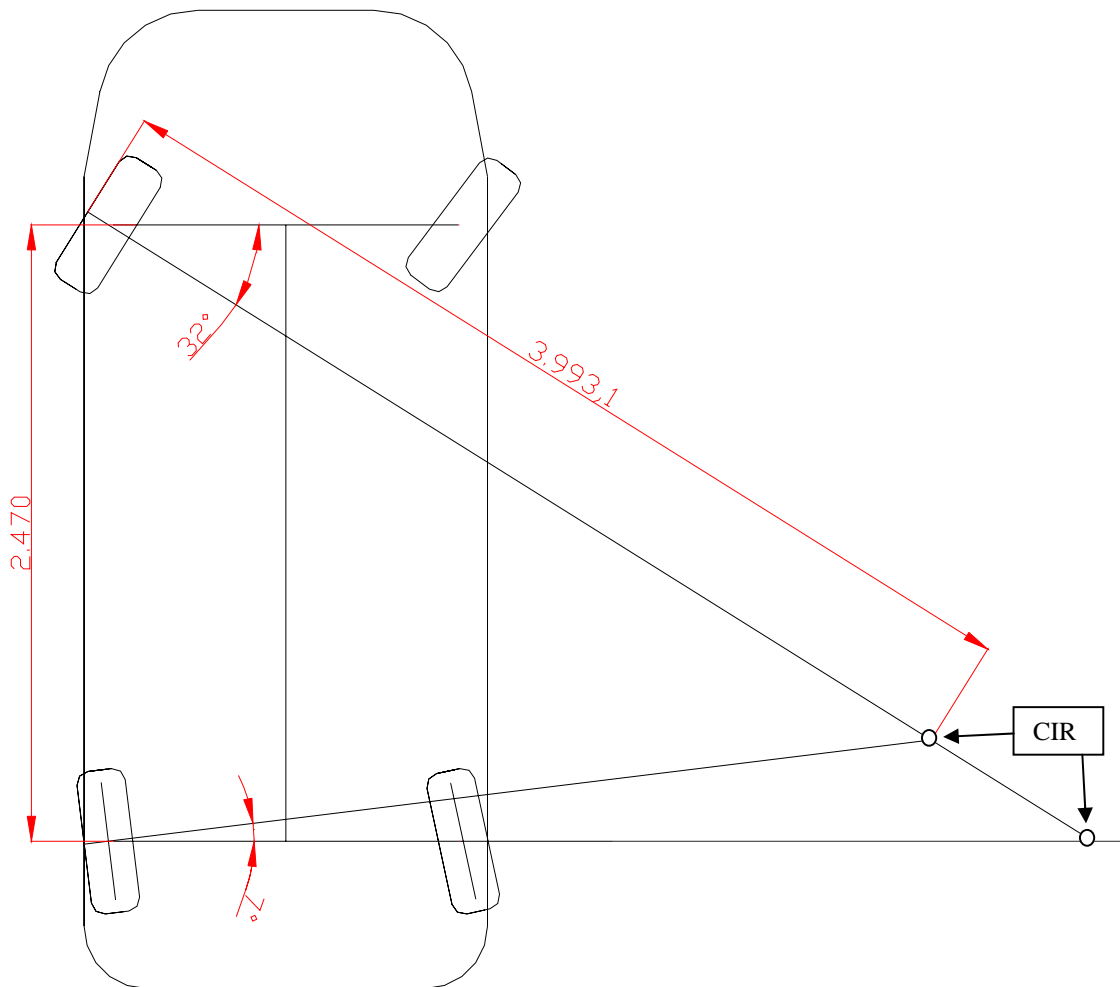


Figura 3.10 - Esterçamento de veículo com QRD

Assim temos que :

- Raio de giro da roda externa à curva para veículo (DRD) = 4,76 m
- Raio de giro da roda externa à curva para veículo (QRD) = 3,99 m

Considerando o esterçamento de 7 graus nas rodas traseiras no veículo com QRD a redução obtida no raio de giro da roda dianteira externa à curva é 16,1%. Isto é 1,1% a mais que o objetivo, logo este requisito foi atendido. Na figura 3.11, é demonstrado de forma mais clara como se dá o movimento do centro instantâneo de rotação (CIR) e a

diminuição dos raios de esterçamento para um veículo com QRD. Podemos verificar através desta figura, observando as distâncias ρ_1 e ρ_2 , que ocorre significativa redução entre elas, quando está presente o esterçamento das rodas traseiras. Adiante serão realizadas mais comparações entre os dois modelos de veículo.

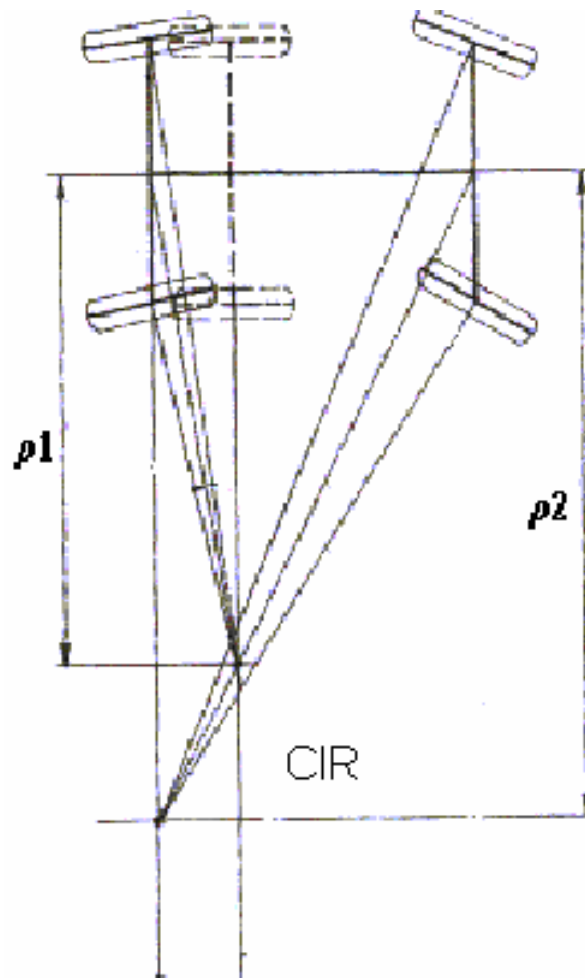


Figura 3.11 – Comparação das distância do CIR ao eixo longitudinal central dos veículos com QRD

Conforme exposto anteriormente o sistema só entrará em ação se o veículo estiver em velocidade inferior a 40 km/h. Conforme demonstrado no esquema da proposta 4 o sinal proveniente do interruptor só vai para as rodas se a velocidade for inferior a

40 km/h. Estando nesta condição, determinamos que as rodas traseiras deverão iniciar seu esterçamento após 180 graus de giro do volante, esta condição, somada à velocidade inferior a 40 km/h caracteriza que o veículo está realizando uma manobra em um espaço restrito ou uma manobra de estacionamento, por exemplo.

É fixado também que o sistema usará 3 segundos para levar as rodas traseiras de 0 grau à 7 graus de esterçamento.

Na tabela 3.1 e no gráfico 3.4, são apresentadas informações sobre o funcionamento do sistema considerando as características acima impostas.

Tempo [s]	Ângulo de Esterçamento das Rodas Traseiras
0,0	0,00
0,2	0,25
0,4	0,55
0,6	1,00
0,8	1,50
1,0	2,00
1,2	2,50
1,4	3,00
1,6	3,50
1,8	4,00
2,0	4,50
2,2	5,00
2,4	5,50
2,6	6,00
2,8	6,50
3,0	7,00

Tabela 3.1 - Descrição da evolução do esterçamento traseiro em função do tempo

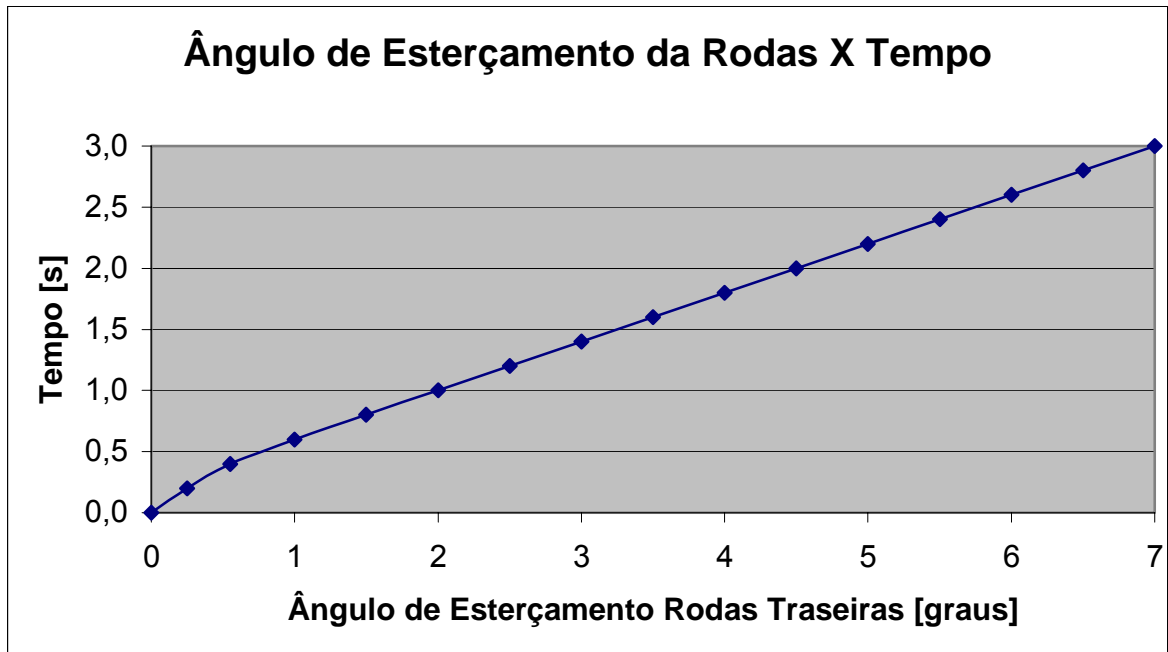


Gráfico 3.4 – Esterçamento das rodas traseiras em função do tempo

Na tabela 3.2 e no gráfico 3.5 é apresentado o esterçamento das rodas dianteiras e das rodas traseiras em função do tempo para um veículo com QRD. Estes demonstram como será a movimentação das quatro rodas numa condição típica de manobra.

Destaca-se, que caso o motorista esterce as rodas dianteiras somente até 180 graus de giro do volante, (que corresponde a 8 graus de esterçamento da roda conforme a tabela 3.3) o sistema entrará em funcionamento normalmente.

Tempo [s]	δ_{de} [graus]	δ_{te} [graus]
0,00	0,00	0,00
0,20	1,00	0,00
0,40	2,00	0,00
0,60	3,00	0,00
0,80	4,00	0,00
1,00	5,00	0,00
1,20	6,00	0,00
1,40	7,00	0,00
1,60	8,00	0,25
1,80	9,00	0,55
2,00	10,00	1,00
2,20	11,00	1,50
2,40	12,00	2,00
2,60	13,00	2,50
2,80	14,00	3,00
3,00	15,00	3,50
3,20	16,00	4,00
3,40	17,00	4,50
3,60	18,00	5,00
3,80	19,00	5,50
4,00	20,00	6,00
4,20	21,00	6,50
4,40	22,00	7,00
4,60	23,00	7,00
4,80	24,00	7,00
5,00	25,00	7,00
5,20	26,00	7,00
5,40	27,00	7,00
5,60	28,00	7,00
5,80	29,00	7,00
6,00	30,00	7,00
6,20	31,00	7,00
6,40	32,00	7,00

Tabela 3.2 - Esterçamento das quatro rodas em função do tempo

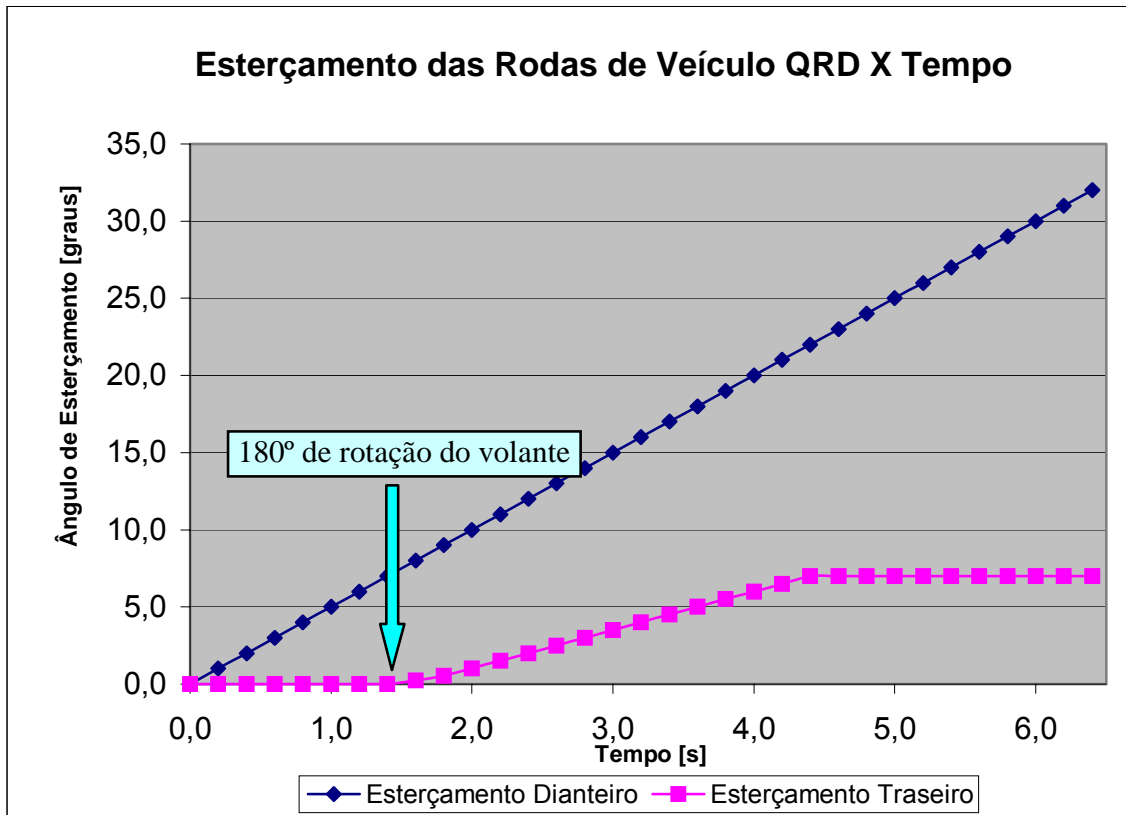


Gráfico 3.5 – Esterçamento das rodas dianteira e traseiras em função do tempo

3.4.5 - Influência do Esterçamento das Rodas Traseiras sobre o Raio de Giro Durante Manobras

Como já citado anteriormente haverá uma redução final de 16,1% do raio de giro da roda externa à curva, porém durante a realização desta manobra o ganho é maior e mais perceptível. Para demonstrar isto de forma mais transparente apresentamos alguns cálculos, tabelas e gráficos que correlacionam o esterçamento dos veículos com DRD e QRD, com algumas variáveis do sistema durante as manobras.

Tem-se que para o veículo com DRD:

$$\rho_{de} = (D / \text{sen}(\delta_{de})) \quad (3.35)$$

$$\rho_{te} = \rho_{de} \cdot \text{COS}(\delta_{de}) \quad (3.36)$$

Onde:

ρ_{de} , raio de giro da roda dianteira externa à curva.

ρ_{te} , raio de giro da roda traseira externa à curva.

δ_{de} , ângulo de giro da roda dianteira externa à curva.

δ_{te} , ângulo de giro da roda traseira externa à curva.

θ_v , ângulo de giro do volante.

C, deslocamento da cremalheira.

Na tabela 3.3 são apresentados os resultados de cálculos dos raios de esterçamento para o veículo nesta condição.

θ_v [graus]	C [mm]	δ_{de} [graus]	δ_{de} [rd]	ρ_{de} [m]	ρ_{te} [m]
22,50	2,63	1,00	0,02	141,53	141,51
45,00	5,25	2,00	0,03	70,77	70,73
67,50	7,88	3,00	0,05	47,20	47,13
90,00	10,50	4,00	0,07	35,41	35,32
112,50	13,13	5,00	0,09	28,34	28,23
135,00	15,75	6,00	0,10	23,63	23,50
157,50	18,38	7,00	0,12	20,27	20,12
180,00	21,00	8,00	0,14	17,75	17,57
202,50	23,63	9,00	0,16	15,79	15,59
225,00	26,25	10,00	0,17	14,22	14,01
247,50	28,88	11,00	0,19	12,94	12,71
270,00	31,50	12,00	0,21	11,88	11,62
292,50	34,13	13,00	0,23	10,98	10,70
315,00	36,75	14,00	0,24	10,21	9,91
337,50	39,38	15,00	0,26	9,54	9,22
360,00	42,00	16,00	0,28	8,96	8,61
382,50	44,63	17,00	0,30	8,45	8,08
405,00	47,25	18,00	0,31	7,99	7,60
427,50	49,88	19,00	0,33	7,59	7,17
450,00	52,50	20,00	0,35	7,22	6,79
472,50	55,13	21,00	0,37	6,89	6,43
495,00	57,75	22,00	0,38	6,59	6,11
517,50	60,38	23,00	0,40	6,32	5,82
540,00	63,00	24,00	0,42	6,07	5,55
562,50	65,63	25,00	0,44	5,84	5,30
585,00	68,25	26,00	0,45	5,63	5,06
607,50	70,88	27,00	0,47	5,44	4,85
630,00	73,50	28,00	0,49	5,26	4,65
652,50	76,13	29,00	0,51	5,09	4,46
675,00	78,75	30,00	0,52	4,94	4,28
697,50	81,38	31,00	0,54	4,80	4,11
720,00	84,00	32,00	0,56	4,76	4,04

Tabela 3.3 - Raios de giro do veículo com DRD

Para o veículo QRD os raios de curva foram determinados de forma direta através de dados provenientes do AutoCad, estes estão apresentados na tabela 3.4.

θ_v [graus]	C [mm]	δ_{de} [graus]	δ_{de} [rd]	ρ_{de} [m]	ρ_{te} [m]
22,50	2,63	1,00	0,02	141,53	141,51
45,00	5,25	2,00	0,03	70,77	70,73
67,50	7,88	3,00	0,05	47,20	47,13
90,00	10,50	4,00	0,07	35,41	35,32
112,50	13,13	5,00	0,09	28,34	28,23
135,00	15,75	6,00	0,10	23,63	23,50
157,50	18,38	7,00	0,12	20,27	20,12
180,00	21,00	8,00	0,14	17,75	17,57
202,50	23,63	9,00	0,16	8,99	8,95
225,00	26,25	10,00	0,17	8,48	8,42
247,50	28,88	11,00	0,19	8,03	7,94
270,00	31,50	12,00	0,21	7,63	7,52
292,50	34,13	13,00	0,23	7,27	7,13
315,00	36,75	14,00	0,24	6,94	6,79
337,50	39,38	15,00	0,26	6,64	6,47
360,00	42,00	16,00	0,28	6,37	6,17
382,50	44,63	17,00	0,30	6,13	5,90
405,00	47,25	18,00	0,31	5,90	5,66
427,50	49,88	19,00	0,33	5,69	5,43
450,00	52,50	20,00	0,35	5,50	5,21
472,50	55,13	21,00	0,37	5,32	5,01
495,00	57,75	22,00	0,38	5,15	4,82
517,50	60,38	23,00	0,40	5,00	4,64
540,00	63,00	24,00	0,42	4,86	4,48
562,50	65,63	25,00	0,44	4,72	4,32
585,00	68,25	26,00	0,45	4,60	4,17
607,50	70,88	27,00	0,47	4,48	4,03
630,00	73,50	28,00	0,49	4,37	3,90
652,50	76,13	29,00	0,51	4,27	3,77
675,00	78,75	30,00	0,52	4,17	3,65
697,50	81,38	31,00	0,54	4,08	3,54
720,00	84,00	32,00	0,56	3,99	3,43

Tabela 3.4 - Raios de giro do veículo com QRD

No gráfico 3.6 é apresentada a situação de um motorista que inicia a manobra de estacionamento, gira o volante 180 graus, aguarda os 3 segundos para que ocorra o esterçamento das rodas traseiras e depois prossegue o giro no volante.

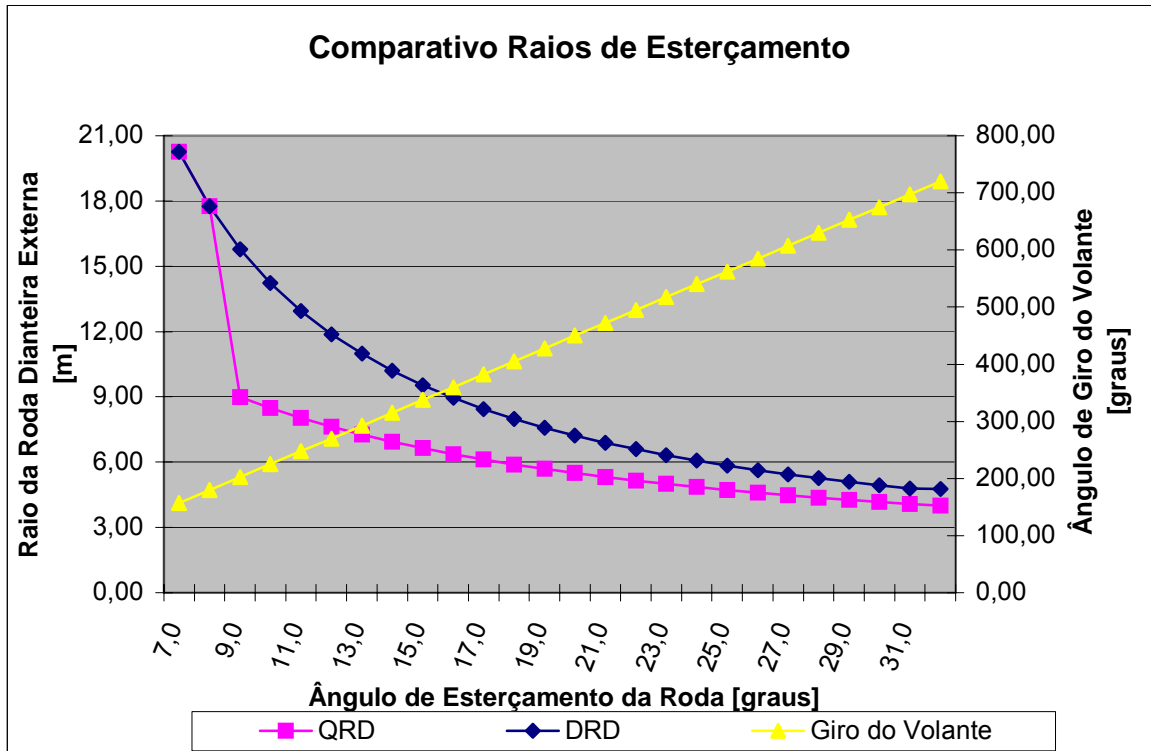


Gráfico 3.6 - Comparativo de esterçamento do veículo com DRD e QRD durante manobra

No gráfico 3.6 acima, demonstramos o exato momento em que o sistema entra em ação. Neste instante, para o veículo com DRD ocorre uma diminuição do raio de giro de 17,75 m para 15,79m - redução de 11,0%, conforme mostra a tabela 3.3, e para o veículo QRD a diminuição é de 17,75 m para 8,99 m - redução de 49,4%, conforme tabela 3.4.

Vamos realizar outra comparação considerando o raios de curva em função da necessidade de giro do volante (θ_v).

Avaliaremos três valores de raios de curva. A tabela 3.5 e o gráfico 3.7 apresentam este exemplo.

Raio da Curva [m]	θ_v DRD [°]	θ_v QRD [°]	Diferença [°]	% de Redução	Média %
5,0	652,5	517,5	-135,0	20,7	30,7
7,0	465,0	310,9	-154,1	33,1	
10,0	323,4	199,9	-123,5	38,2	

Tabela 3.5 – Comparativo do raio da curva e do ângulo de rotação do volante para DRD e QRD

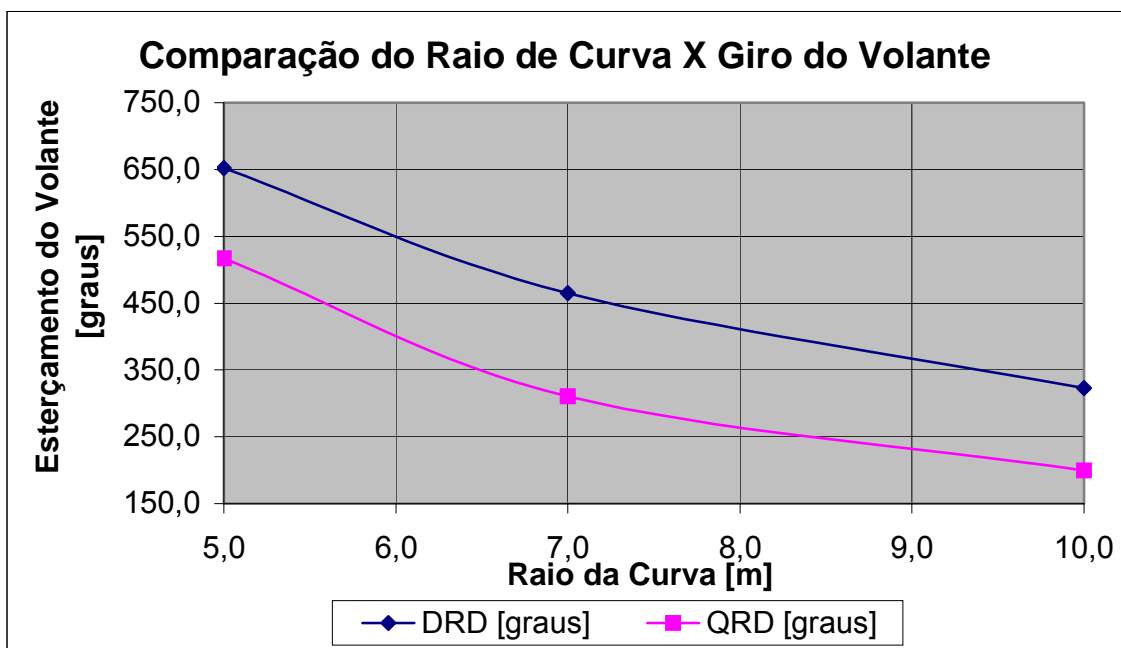


Gráfico 3.7 - Comparativo do raio da curva e do ângulo de rotação do volante para DRD e QRD

Podemos verificar através da tabela 3.5 e do gráfico 3.7 que para estas três condições de curva ocorre uma diminuição média de 30% no ângulo de giro do volante. Isto proporciona, para o motorista, um ganho significativo no conforto, especialmente se considerarmos que o veículo tem um sistema de direção mecânico para esterçamento das rodas dianteiras, pois o sistema de esterçamento das rodas traseiras é independente do sistema das rodas dianteiras, isto é, não importa se o sistema de esterçamento das rodas dianteiras é assistido ou não. Fica claro também o efetivo ganho na manobrabilidade do automóvel, isto é, para realização de uma mesma curva o motorista precisa girar bem menos o volante.

3.4.6 – Desenvolvimento Experimental do Projeto

A otimização técnica de um projeto desta natureza não pode prescindir do trabalho experimental realizado com modelos funcionais (“protótipos”) construídos especialmente para este fim. Tais modelos terão os parâmetros específicos do esterçamento ajustáveis entre valores mínimos e máximos de modo a permitir a comparação do desempenho entre as várias combinações possíveis.

São os seguintes os parâmetros a serem otimizados experimentalmente:

a) Ângulo de giro do volante (θ_v), a partir do qual se inicia o movimento de esterçamento das rodas traseiras.

Neste trabalho adotou-se um valor inicial de 180 graus, após avaliações subjetivas e observações do uso de veículos em operação urbana. Notou-se que, para curvas de até 90 graus, realizadas a velocidades acima de 35 km/h (~10 m/s) o esterçamento do volante não atinge o valor de 180 graus. Para cada veículo, em função das suas

dimensões e da relação cinemática do movimento angular entre o volante e as rodas, haverá um valor ótimo deste ângulo.

b) Ângulo de esterçamento total (δ_i), das rodas traseiras.

Nas simulações geométricas da trajetória para o veículo tratado, verificou-se que o objetivo de redução do raio de curva da manobra é atingido com o valor de esterçamento de 7 graus na roda externa à curva. No entanto haverá um valor ótimo a ser obtido experimentalmente, valor este que será determinante no projeto do curso do motor-atuador e das barras do mecanismo articulado da direção traseira.

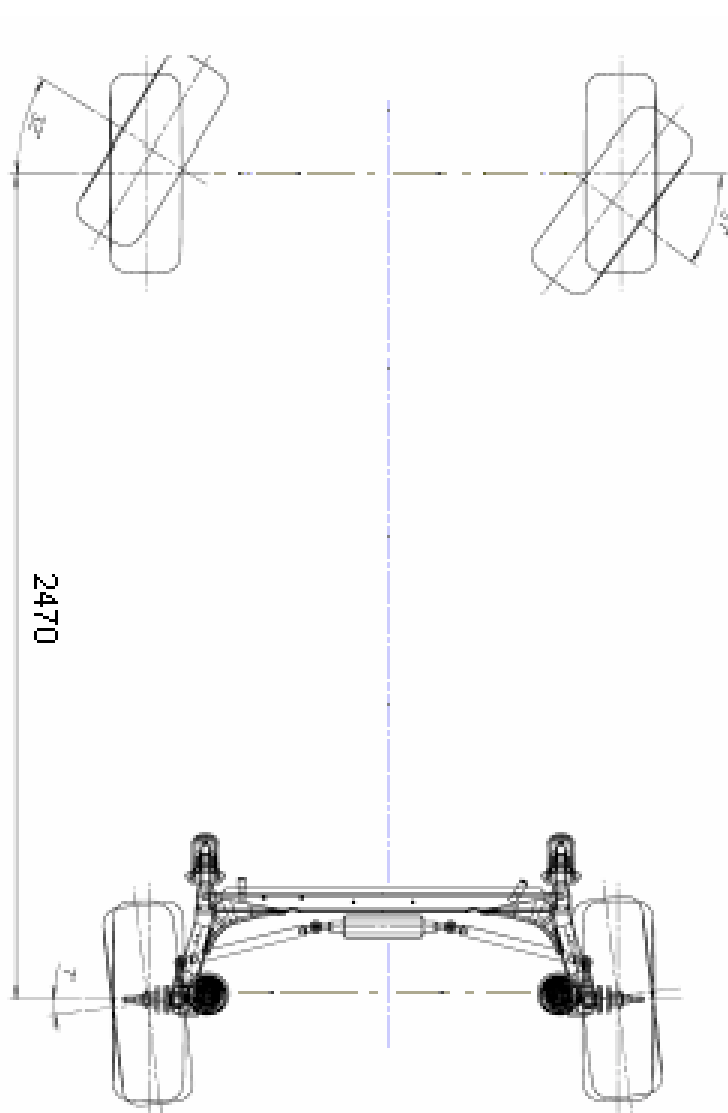
c) Tempo de duração (t_e) do esterçamento das rodas traseiras.

Nas avaliações feitas em rodagem e manobras verificou-se que o movimento do volante na saída de uma vaga de estacionamento toma cerca de 6 segundos para uma rotação de 360 graus, o que resulta em uma velocidade angular de $60^\circ/\text{s}$ (1,047 rd/s). Admitindo que os primeiros 180 graus ocorram na metade deste tempo, adotamos como valor inicial o tempo de 3 segundos para o esterçamento total das rodas traseiras. A posterior otimização experimental deste valor determinará a velocidade angular do motor-atuador.

3.4.7 – Desenhos Técnicos dos Principais Componentes e do Sistema no Veículo

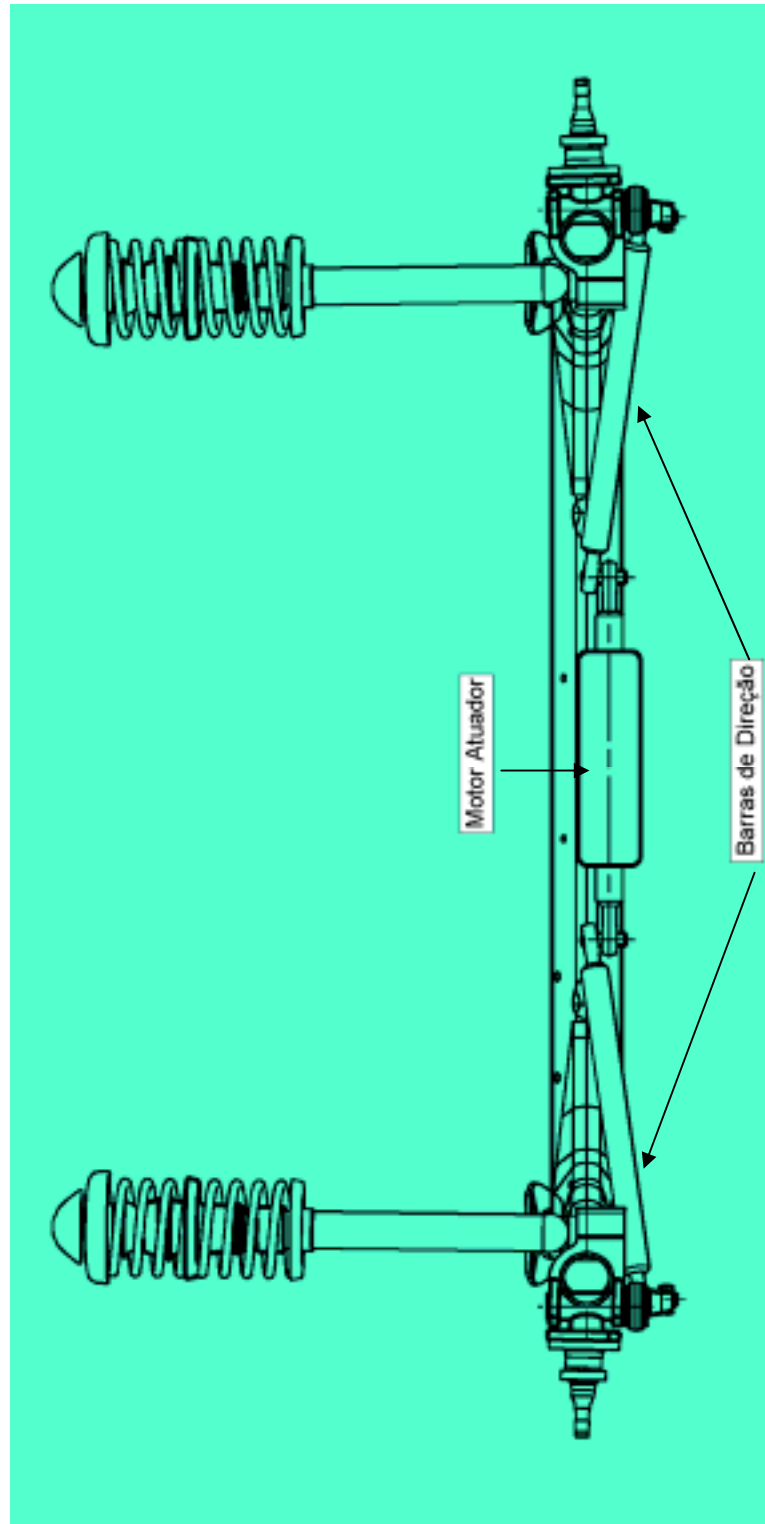
Esta etapa foi desenvolvida visando apresentar os modelos iniciais dos componentes do projeto.

Inicialmente apresentamos no desenho 3.1 uma vista superior demonstrando o sistema com os esterçamentos máximos das rodas dianteiras e traseiras.

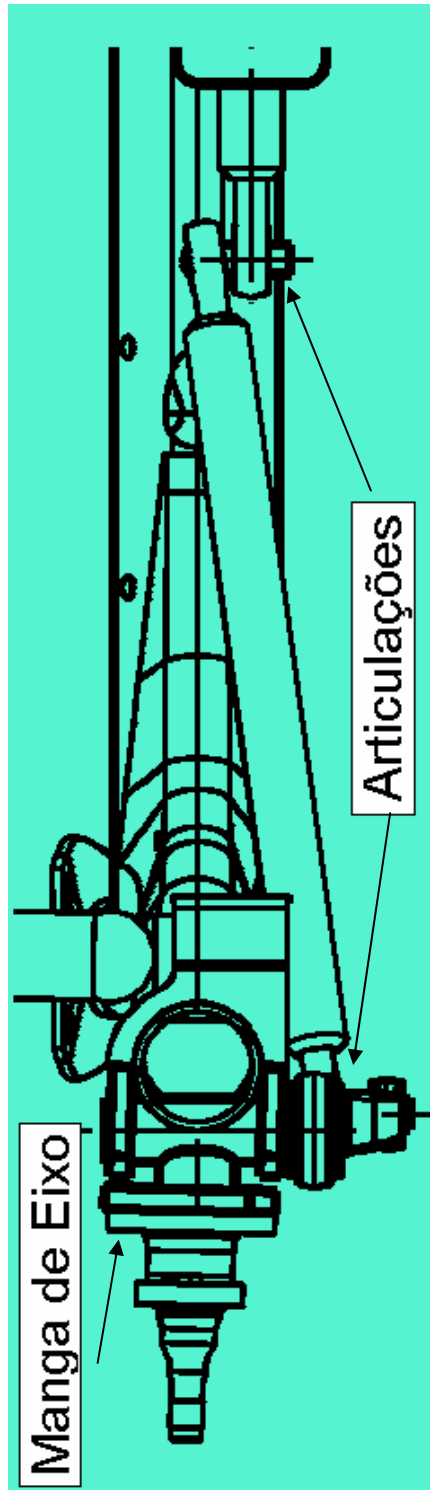


Desenho 3.1 – Vista superior do esterçamento máximo de veículo com QRD em curva para a direita

Nos desenhos 3.2 e 3.3 são apresentadas vistas traseiras do sistema.



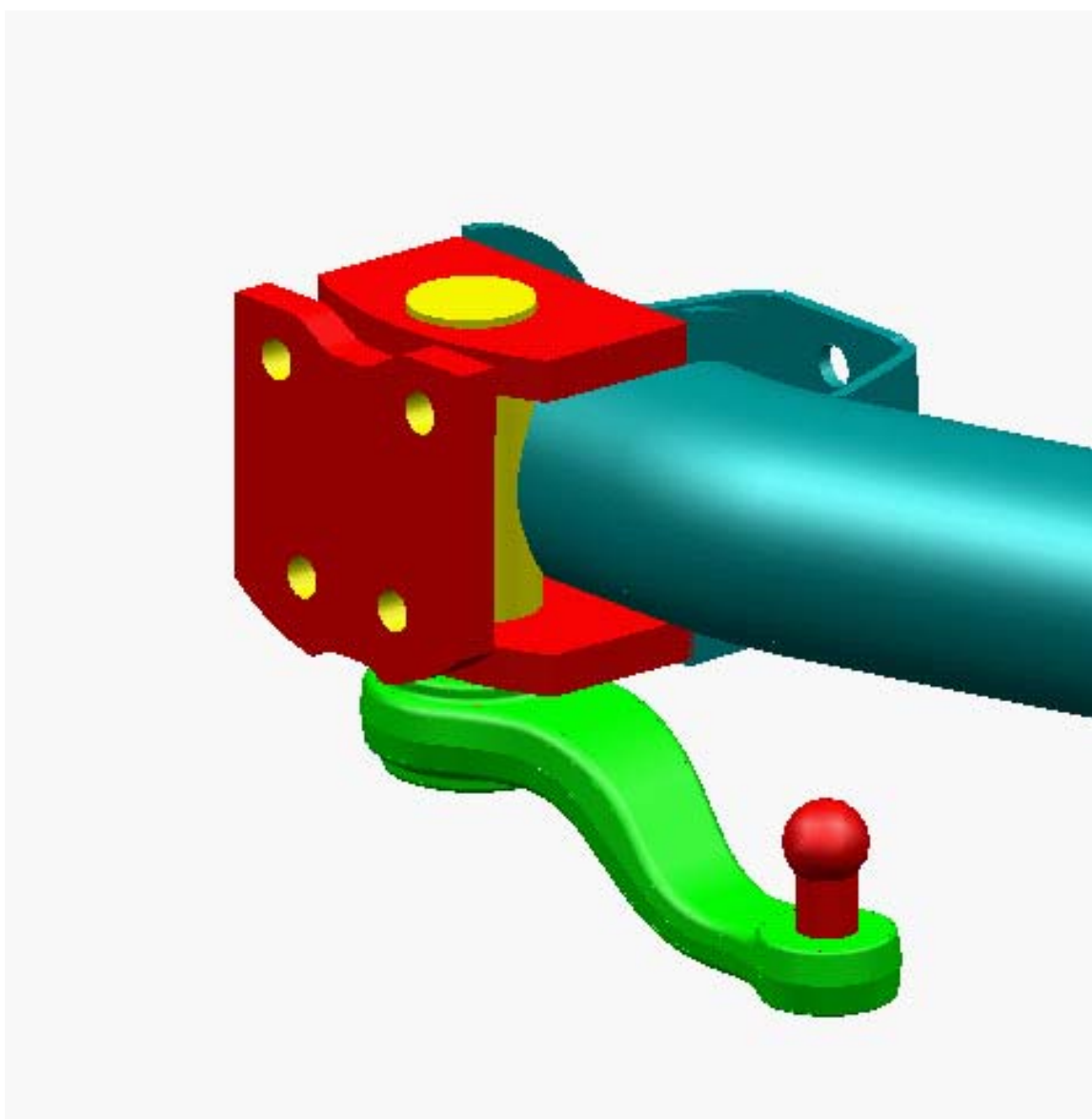
Desenho 3.2 - Vista traseira da suspensão com rodas direcionais



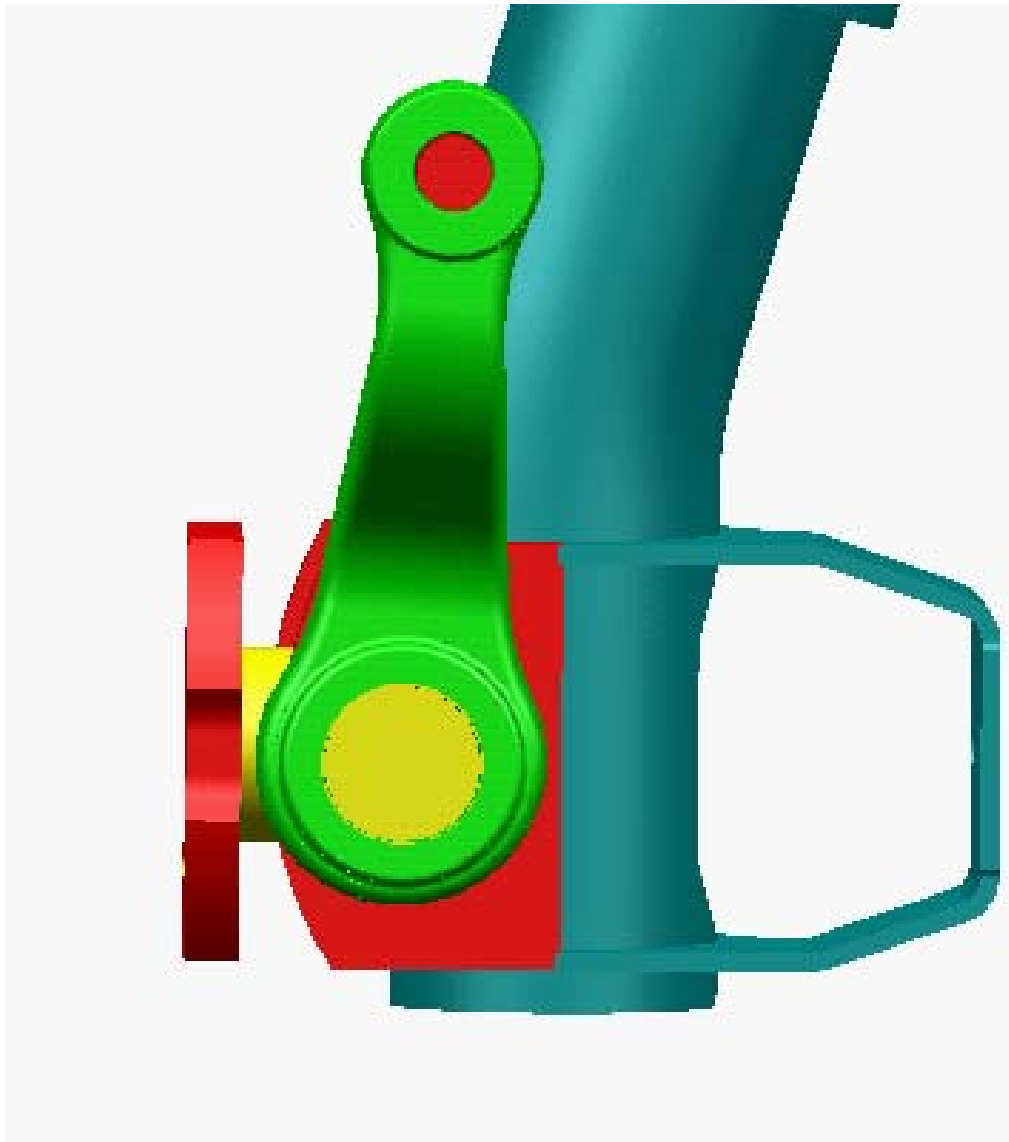
Desenho 3.3 – Vista traseira aproximada

Podemos verificar nos desenhos 3.1 a 3.3 que os braços de direção são fixados na parte inferior da manga e nestes são fixadas as barras.

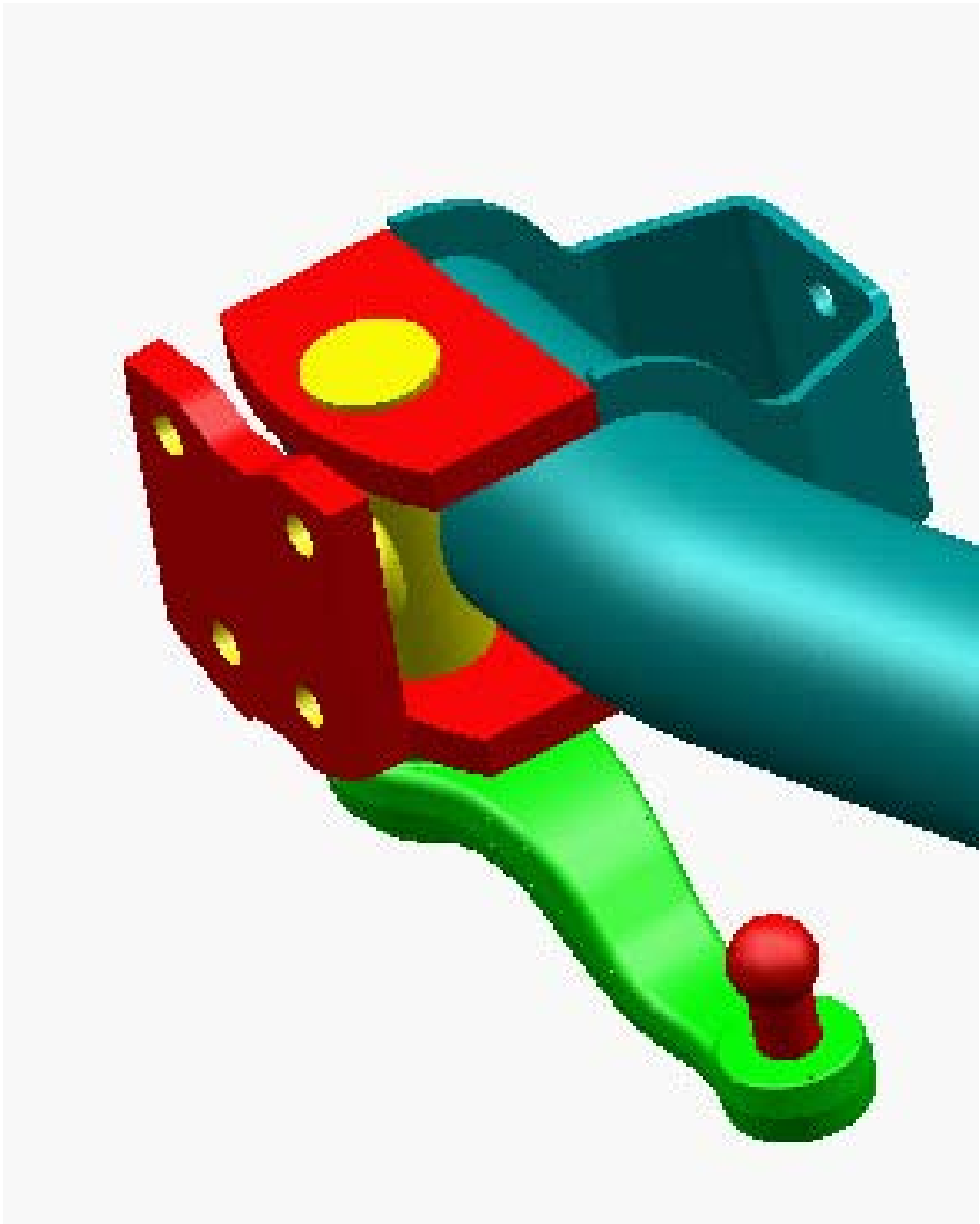
Nos desenhos 3.4 a 3.7 são apresentados detalhes referentes a manga de eixo e da montagem desta no eixo traseiro.



Desenho 3.4 - Vista inclinada 1 da manga no eixo traseiro



Desenho 3.5 – Vista inferior (por baixo)



Desenho 3.6 – Vista inclinada 2



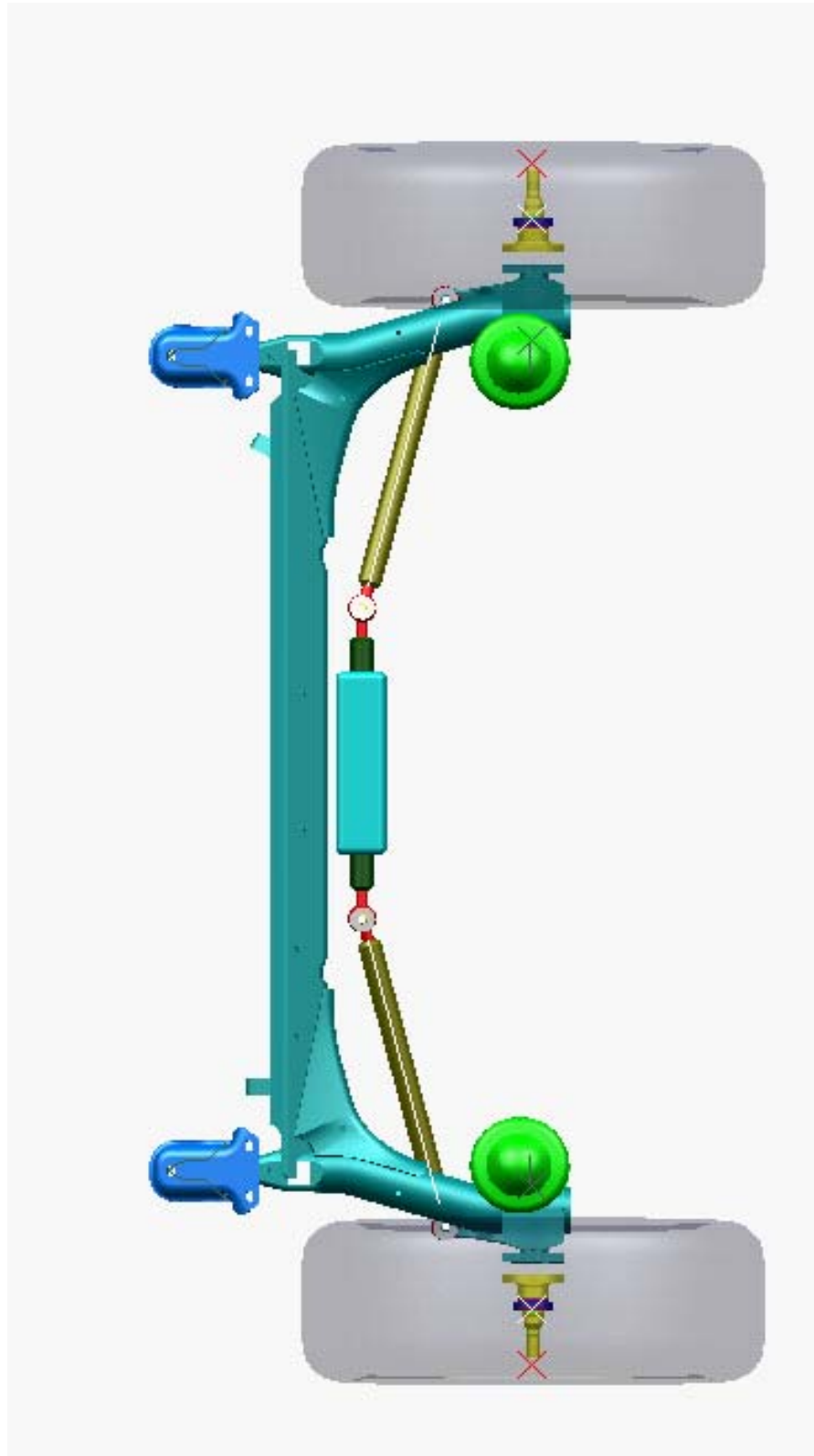
Desenho 3.7 – Vista inferior (por baixo) da manga soldada no eixo

Os próximos desenhos apresentam a montagem do sistema no veículo.

Destaca-se que se trata de uma proposta e que os desenhos foram confeccionados a partir das dimensões dos veículos de baixo custo ou pequenos que se enquadram na proposta, assim sendo não se trata de nenhum veículo especificamente.

Nos desenhos, considerou-se que o motor atuador fica alojado entre o eixo e a caixa do estepe fixado na carroceria.

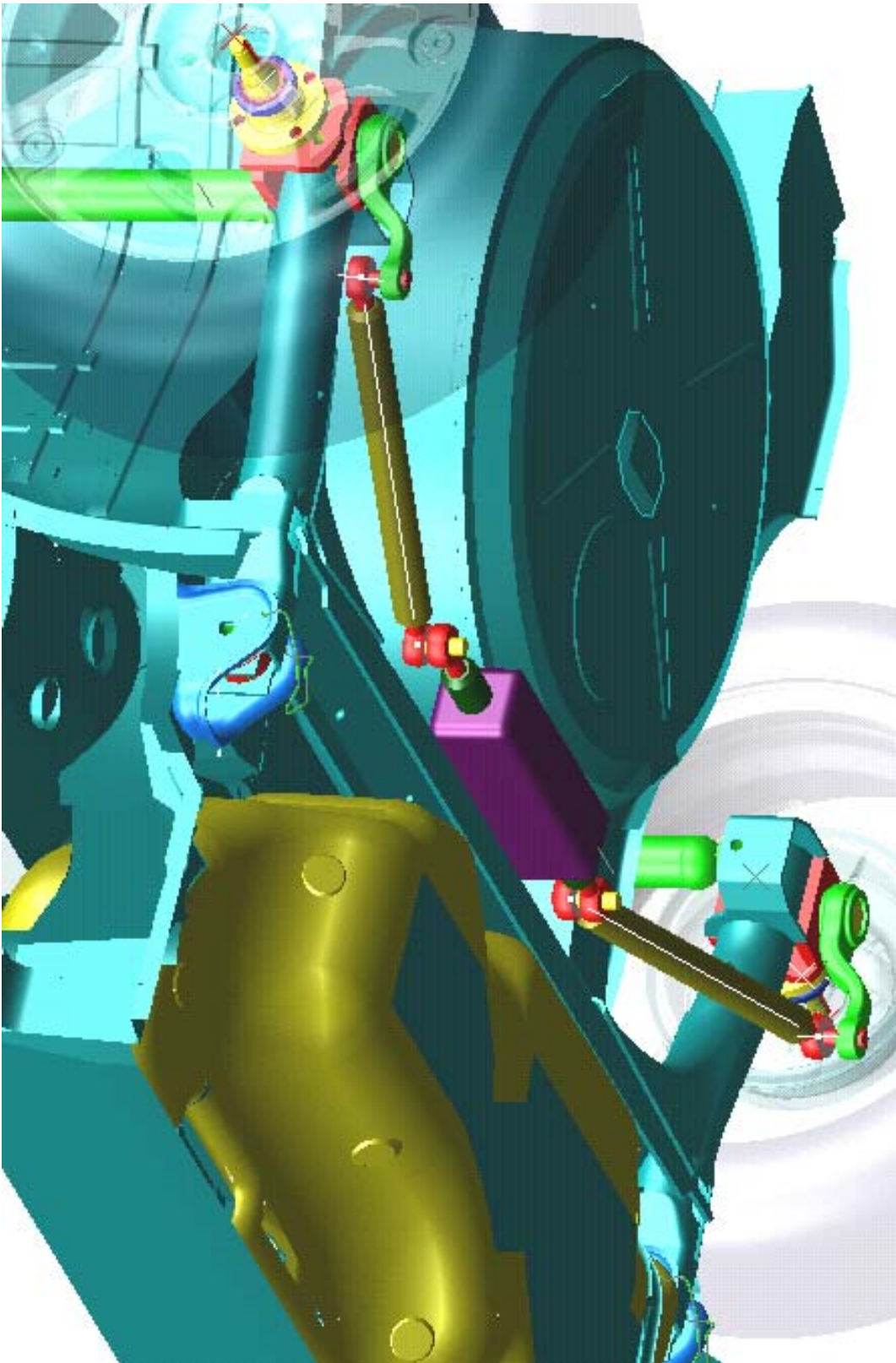
No desenho 3.8 é apresentada uma vista superior do conjunto eixo traseiro.



Desenho 3.8 – Vista superior do eixo montado



Desenho 3.9 – Vista traseira do conjunto



Desenho 3.10 – Vista inclinada do conjunto

III - Conclusão

Completadas as primeiras fases de desenvolvimento pode-se verificar que os objetivos determinados para este trabalho foram alcançados na íntegra.

A Alternativa 4 atendeu a todos os requisitos técnicos, desde aqueles relacionados ao seu desempenho e custos em geral.

Os resultados mais significativos foram: o lucro acumulado de aproximadamente R\$62,5 milhões em 5 anos, o prazo do retorno dos investimentos de aproximadamente 18 meses, o preço de venda para o cliente de apenas R\$873,74 - que corresponde a aproximadamente 3,4% do valor de um veículo da categoria considerada, a significativa diminuição da necessidade de giro do volante para realização de uma mesma curva quando comparamos o veículo DRD com o QRD e a diminuição de 16,1% no raio de giro da roda externa à curva em comparação ao mesmo veículo com esterçamento somente nas rodas dianteiras.

Referências Bibliográficas

Agger Consultoria e Treinamento, Apostila do Curso de FMEA-Análise de Falhas e Seus Efeitos, 2002, pg 16-20.

Gillespie, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992, pg.8, 195-213, 279-305.

Hirschfeld, H. Engenharia Econômica e Análise de Custos, 5ª ed., São Paulo, Atlas, 1993, pg 387 a 409.

Holdmann, P., Köhn, P., Holtschulze, J Dynamic Tyre Properties Under Combined Slip Situations in Test and Simulation, EAEC Barcelona 1999, European Automotive Congress, 30.6. - 2.7.1999.

Jung, S., Guenter, D.A. An Examination of the Maeuverability of an All Wheel Steer Vehicle at Low Speed, Paper SAE 910241.

Kaminski, P. C Desenvolvendo Produtos com Planejamento, Criatividade e Qualidade, Rio de Janeiro, Livros técnicos e científicos editora S.A., 2000.

Metz, L.D., Alter, D.M. Transient and steady state performance characteristics of a two-wheel-steer and four-wheel-steer vehicle model, University of Illinois at Urbana-Champaign, SAE, September 1991.

Madureira, O. M. de Curso de Dinâmica de Veículos, EPUSP-MPEA, São Paulo, 2001, pg 31 - 43.

Madureira, O. M. de Curso de Direção e Estabilidade, AEA, São Paulo, 2001, pg 1-34.

Madureira, O. M. de Curso de Planejamento e Desenvolvimento de Produtos, CEAI – FV - EPUSP, São Paulo, 2004, pg 2-70.

Manual do Proprietário do Volkswagen do Gol Modelo 2003.

Maximiano, A.C.A Administração de projetos:“Transformando idéias em resultados”, Ed. Atlas S.A., São Paulo, Pg 81.

Taborek, J. J. Mechanics of Vehicles, Ed. Machine Design, 1957, pg 10 - 24.

Sakurai, M. Gerenciamento integrado de custos, São Paulo, Atlas, 1997, pg 157 a 178.

Weber, J. E. Matemática para economia e administração, 2ed, Harper e Row do Brasil Ltda,1986, pg 430 a 440.

Zomotor, A Fahrwerktechnik: Fahrverhalten Z. Anflage, Würzburg, Ed. Vogel, 1991, pg 162 e 163.

Páginas da internet visitadas

www.abvolt.com/projects.htm, 2003.

www.mazda.co.nz/technology/1021.html, 2004.

www.theweekenddrive.com/reviews/2002/reviews/denali.html, 2004.

www.mblenkungen.de/e/historie.htm, 2003.

www.math.unifi.it/archimede/archimede/curve/geomeccan4.html, 2003.

www.monroe.com/rrsusp.htm, 2003.

www.sae.org/automag/globalview_03-00/05.htm, 2004.

<http://members.fortunecity.com/xerog1/>, 2003.

www.rqriley.com/suspensn.html, 2005.

www.celtaclub.kit.net, 2003.

www.infocarro.com.br/testes_fiat.htm, 2003.

www.chevroletcorsa.hpg.com.br/index.htm, 2004.

www.volkswagen.com.br, 2003.

www.ford.com.br, 2003.

www.ika.rwth-aachen.de/forschung/veroeffentlichung/1999/30.06.-02.07/index.php