

PROJETO DE UM SISTEMA DE MOTOR ELÉTRICO E DIREÇÃO ACOPLADOS À RODA DE UM VEÍCULO

Ivan Miguel Trindade

ivan.trindade@hotmail.com

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

malalves@usp.br

Resumo: Os requisitos de diminuição de emissões, juntamente com os altos preços dos combustíveis fósseis incentivam a pesquisa de outros tipos de energia para veículos motores. Dessa forma, a chamada energia limpa, proveniente da utilização de energia elétrica já possui alta participação no mercado veicular equipando os chamados carros híbridos e outros com propulsão totalmente elétrica.

Baseado nesse contexto, o presente trabalho visa o estudo e construção de um modelo virtual baseado no conceito 'e-Corner' no qual subsistemas como motor, direção, suspensão e freios estão acoplados à roda do veículo e possuem atuação eletrônica e não mais mecânica.

Este relatório irá descrever os aspectos dinâmicos e de controle para desenvolvimento de um sistema de direção eletrônica e alguns parâmetros de projeto para o motor elétrico envolvendo o conceito de 'motor na roda'.

O motor elétrico deve então apresentar alto torque em baixas rotações e baixo torque em rotações mais elevadas pelo fato da não existência de um sistema de redução, já a direção elétrica deve apresentar um sistema de controle capaz de otimizar a estabilidade em altas velocidades e minimizar o raio de curva em baixas velocidades.

Palavras chave: e-corner, motor, direção, esterçamento, controle.

1. Introdução

A necessidade de redução do consumo de combustíveis fósseis faz com que a utilização de motores elétricos em veículos automotores seja uma grande aposta para o futuro. Veículos que inicialmente utilizem energia elétrica ao lado de motores à combustão interna, como os híbridos, já estão sendo produzidos, reduzindo abruptamente emissões e aumentando a eficiência energética do automóvel.

Baseado no cenário acima este trabalho está focado no conceito chamado de e-Corner, o qual visa substituir os sistemas convencionais de suspensão, direção mecânica, freios hidráulicos e é claro o motor à combustão interna por componentes eletronicamente controlados e acoplados à roda do veículo, como mostrado na figura abaixo.

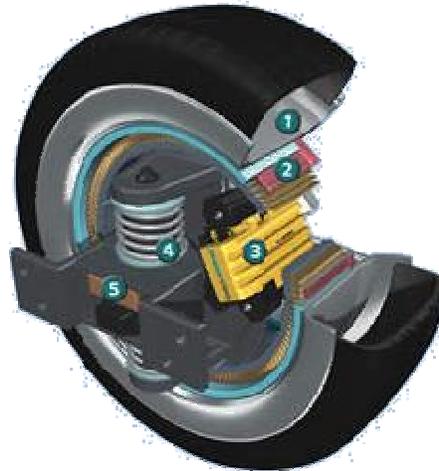


Figura 1 - Sistema e-Corner da Siemens VDO.

2. Objetivo

Este trabalho irá pesquisar e analisar as características necessárias para o dimensionamento dos sistemas de direção e motor elétrico aplicados ao conceito e-Corner. Durante o projeto o principal foco foi dado ao controle do sistema de esterçamento e definição dos parâmetros do motor elétrico a ser utilizado.

Após a modelagem do sistema um protótipo virtual será construído utilizando o software ADAMS. Esse modelo visa à interação dos diferentes subsistemas presentes no veículo, se aproximando de um protótipo real. A partir do modelo de multicorpos será realizada uma interação com o software MatLab para realizar o controle do sistema de direção a partir da modelagem proposta.

3. Sistema de direção

A grande maioria dos carros atualmente possui sistema de direção atuante apenas nas rodas dianteiras. Alguns modelos de veículos foram lançados contendo esterçamento oposto nas rodas traseiras o que visa principalmente à diminuição do raio de curva em baixas velocidades. Esse sistema foi inicialmente lançado pela empresa Delphi e é chamado de *Quadrateer*.

No entanto, a principal aplicabilidade de sistemas de esterçamento como este está em grandes caminhões e veículos articulados que, pelo seu tamanho, precisam otimizar o raio de curva o que fez o sistema não ser muito popular para carros de passeio, levando montadoras como a General Motors a vender apenas 16500 unidades em 3 anos de oferta do *Quadrateer*.

Outros sistemas contendo 4 rodas esterçantes utilizam as rodas traseiras apenas quando há instabilidade no movimento sendo que seu papel não mais é otimizar o raio de curvatura, mas sim a estabilidade do veículo. Para isto, as rodas traseiras são esterçadas na mesma direção das rodas dianteira, o que é chamado de esterçamento paralelo.

Para o sistema de direção será analisada a dinâmica lateral do veículo e será obtido o equacionamento para determinação dos seus parâmetros de controle. A etapa final será a análise interativa com o software de multicorpos ADAMS.

3.1 Modelo físico

O modelo físico adotado é o de um veículo em uma curva que considera as 4 rodas sendo esterçadas. Neste modelo se pode notar a presença das forças laterais que geram mudança na direção do movimento com relação ao sistema de coordenadas fixo. O modelo analisa o carro no plano xy (2D) e pode ser visualizado na Figura 2, que representa um veículo com esterçamento chamado de oposto, pois as rodas dianteiras e traseiras são esterçadas em direções opostas.

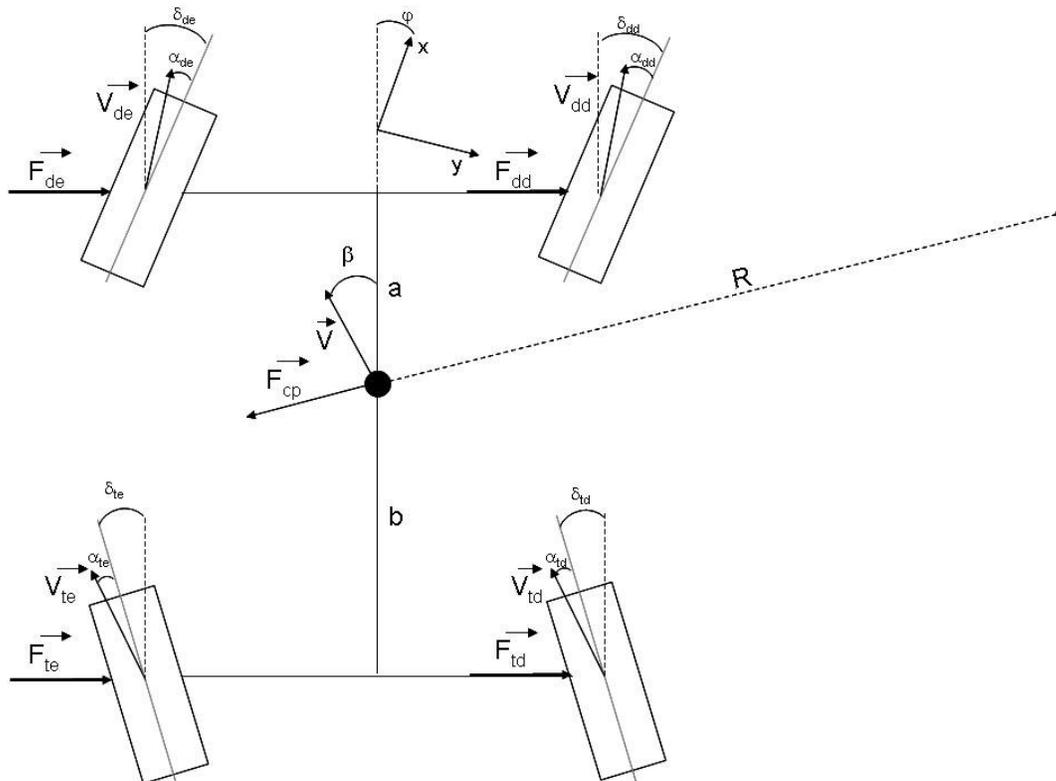


Figura 2 – Modelo físico do veículo no plano xy.

3.2 Modelo matemático

As condições de contorno e simplificações assumidas para construção do modelo são:

- Veículo trafegando em altas velocidades apresenta pequenos ângulos de esterçamento das rodas dianteiras e traseiras;
- A condição de pequenos ângulos de esterçamento aponta para a região linear da curva de esforço lateral pelo ângulo de deriva no pneu como mostra a Figura 5.

- Modelo não analisa a transferência de carga durante o esterçamento, dessa forma, a rigidez do pneu, dependente da carga normal, permanece constante.

Dessa forma, a partir do TMB em torno do veículo da Figura 2:

$$\sum F_y = F_{td} + F_{te} + F_{dd} + F_{de} - F_{cp} = 0 \quad (1)$$

Onde:

F_y = força resultante na direção y;

A partir do TMA temos:

$$\sum M_z = (F_{td} + F_{te}) \cdot b - (F_{dd} + F_{de}) \cdot a - I_z \cdot \dot{r} = 0 \quad (2)$$

Onde:

M_z = somatória dos momentos na direção z.

\dot{r} = aceleração angular do veículo.

A força centrípeta atuante no veículo pode ser descrita pela equação (3):

$$F_{cp} = M \cdot a_y \quad (3)$$

Onde:

M = Massa do veículo;

a_y = aceleração lateral;

A aceleração lateral, indicada na equação acima, pode ser descrita como a derivada em relação ao tempo da velocidade lateral (dir. y) apresentada pelo veículo, descrita pela equação abaixo, como indica a Figura 6.

$$u = V \sin(\beta + \varphi) \quad (4)$$

Onde:

φ = ângulo de rotação da direção longitudinal do veículo em relação ao sistema fixo de coordenadas;

O ângulo de deriva β corresponde ao desvio da velocidade do veículo com seu eixo longitudinal, De forma análoga, o ângulo de deriva dos pneus, α_{ij} , corresponde ao desvio da velocidade no ponto de contato do pneu com sua direção de esterçamento e é o responsável pelo aparecimento da força lateral no pneu.

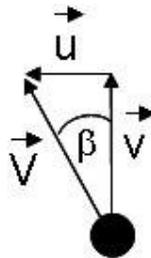


Figura 3 – Representação vetorial da velocidade no CG.

Deve-se tomar cuidado para não confundir a velocidade de guinada com o ângulo de rotação φ . A velocidade de guinada corresponde à velocidade angular com que o veículo rotaciona em torno do seu próprio eixo e por este motivo só aparece em curvas. O ângulo φ corresponde ao ângulo com que o veículo se rotacionou em um determinado tempo t.

Desta forma, a taxa de variação do ângulo φ no tempo corresponde à velocidade de guinada, que será usado para definir a aceleração lateral conforme a equação (5).

$$a_y = \frac{d}{dt}u = V(\dot{\beta} + r) \quad (5)$$

Assim, a força centrípeta que age no CG do veículo é dada por:

$$F_{cp} = M.V(\dot{\beta} + r) \quad (6)$$

Onde:

Iz = Momento de inércia em relação ao CG do veículo.

A força atuante nos pneus é dependente de vários fatores, como pressão, temperatura, carga vertical, etc, e será considerada aqui apenas a parcela resultante do ângulo de deriva:

$$F_{ij} = C_i \cdot \alpha_{ij} \quad (7)$$

A velocidade do ponto de contato do pneu pode ser calculada a partir da velocidade no CG. Um exemplo do cálculo é mostrado abaixo para o pneu traseiro esquerdo, podendo ser visualizado na Figura7 a os vetores presentes no cálculo:

$$\begin{aligned} \vec{V}_{te} &= \vec{V}_{CG} + r \wedge (\vec{D}_{CG-te}) \\ \vec{V}_{te} &= v \cdot \hat{i} - u \cdot \hat{j} + (-r)\hat{k} \wedge \left(-b \cdot \hat{i} - \frac{t}{2} \hat{j} \right) \\ \vec{V}_{te} &= \left(v - r \frac{t}{2} \right) \cdot \hat{i} + (-u + rb) \cdot \hat{j} \end{aligned} \quad (8)$$

Da definição de α_t , como pode ser observado no modelo físico, temos:

$$\alpha_{te} = \delta_{te} - \left(\frac{u - b \times r}{v - r \times t/2} \right) \cong \delta_{te} - \frac{\beta \times V + b \cdot r}{V - r \times t/2} \quad (9)$$

$$\text{Onde: } \beta = \arctg\left(\frac{u}{V}\right) \cong \frac{u}{V}$$

u = velocidade do CG na direção lateral;

Retomando a somatória das forças em y:

$$\begin{aligned} MV(\dot{\beta} + r) &= C_d \left(\delta_{dd} + (-\beta \times V - a \cdot r) \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{dd} + \delta_{de} \right) + \\ C_t \left(\delta_{td} + (-\beta \times V + rb) \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{td} + \delta_{te} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

E da somatória dos momentos agindo no veículo na direção z, com o pólo no CG:

$$\begin{aligned} I_z \cdot \dot{r} &= C_d \cdot a \left(\delta_{dd} + (-\beta \times V - a \cdot r) \cdot \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{dd} + \delta_{de} \right) - \\ C_t \cdot b \left(\delta_{td} + (-\beta \times V + rb) \cdot \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{td} + \delta_{te} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

O modelo físico apresentado acima está na forma não linearizada tornando a construção da matriz de estudos muito complexa o que dificulta em grande parte a análise proposta. Uma alternativa é a linearização do sistema por meio de polinômios de Taylor que resulta na seguinte comparação:

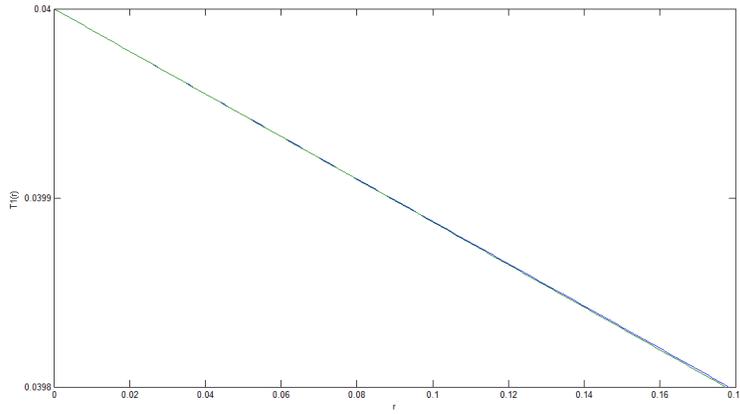


Figura 4 – Comparação entre sistema linearizado e não linearizado.

Dessa forma o sistema pode ser descrito na forma $\dot{x} = Ax + Bu$ e $y = Cx + Du$:

$$A = \begin{bmatrix} -2\left(\frac{C_d + C_t}{M.V}\right) & -1 - 2\left(\frac{-C_d.a + C_t.b}{M.V^2}\right) \\ \frac{2}{I_z}(b.C_t - a.C_d) & -\frac{2}{I_z.V}(C_d.a^2 + C_t.b^2) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{C_d}{MV} & \frac{C_d}{MV} & \frac{C_t}{MV} & \frac{C_t}{MV} \\ \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

A variáveis de entrada são os ângulos de esterçamento das 4 rodas, ou seja, o ângulo do qual as rodas são rotacionadas para fazer a curva e as variáveis de saída são o ângulo de deriva β e a velocidade de guinada do veículo r .

Foi observado que o sistema é estável o que permite aplicação das técnicas de controle almejadas. A primeira etapa para o controle do sistema será controlar as variáveis de saída do sistema para as entradas do esterçamento através de controladores PID. O método do controle para esse sistema pode ser verificado através da Figura 6 que envolve a determinação dos ganhos K_p (proporcional), T_i (integral) e T_d (derivativo).

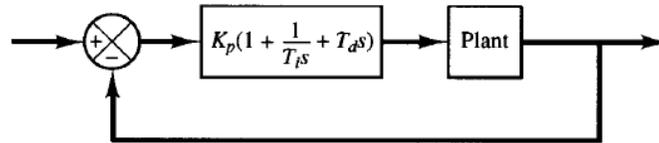


Figura 5 - Esquema de controle através de controladores PID.

Foi utilizado o método da curva S de Ziegler-Nichols para se determinar os ganhos, no entanto, estes tiveram que ser calibrados sucessivamente para se obter o desempenho desejado do sistema.

3.3 Protótipo Virtual

O modelo de veículo Figura 7 não possui o sistema de direção convencional com barras de direção conectando o movimento do volante como das rodas pois a excitação do sistema é feita através de sensores rotacionais no volante que enviam essa informação para as rodas.

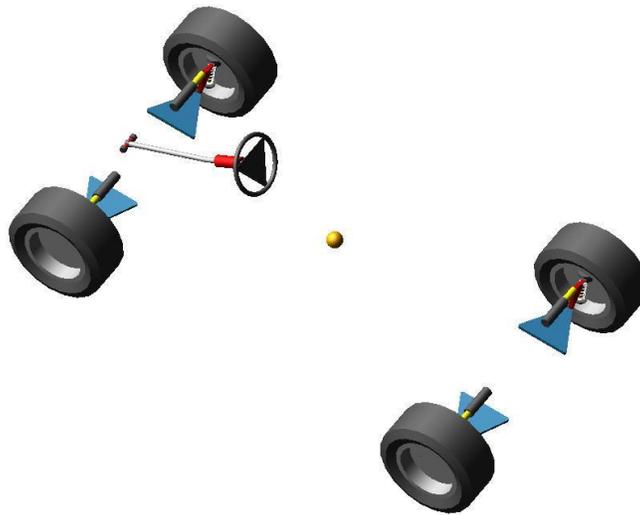


Figura 6 - Protótipo virtual construído no software ADAMS.

Esta análise é composta por duas fases, onde se analisa o esterçamento em baixa velocidades e altas velocidades.

A figura abaixo mostra a variação da trajetória em curva para diferentes tipos de esterçamento:

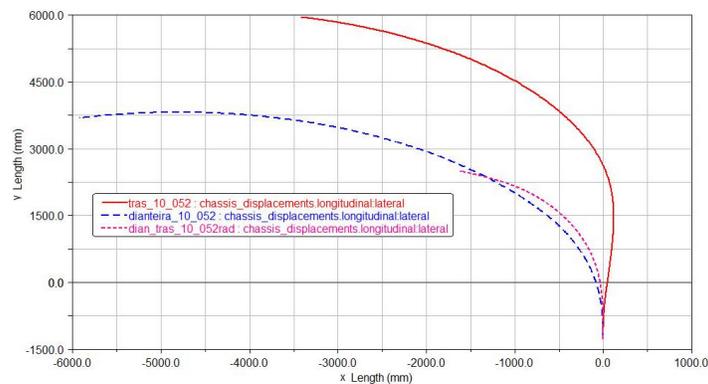


Figura 7 – Veículo trafegando sob 10 km/h com de 30° de esterçamento somente nas rodas traseiras (trás), dianteiras (dianteira) e com esterçamento oposto em ambas (dian_tras).

A partir da Figura 8 nota-se que a tendência do esterçamento nas quatro rodas é de diminuir o raio de curvatura e, conseqüentemente, o deslocamento do veículo na direção y. Contudo, o esterçamento oposto não é aconselhável após um certo limite de velocidade, pois, como mostra a figura abaixo, as velocidades de guinada podem ser muito altas gerando instabilidade.

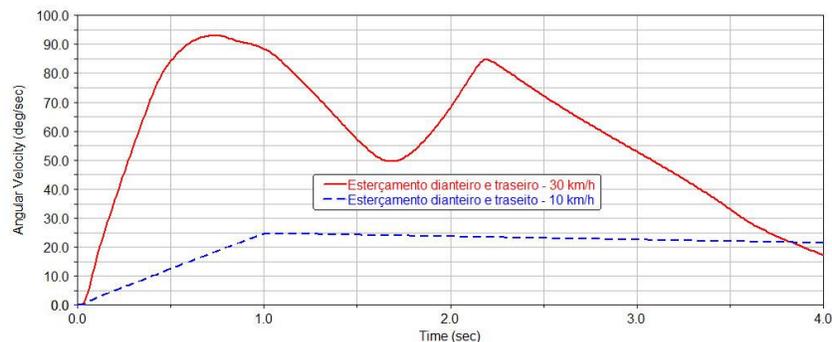


Figura 8 – Velocidade de guinada para esterçamento nas quatro rodas em 2 situações.

Em altas velocidades a excitação no volante pode causar instabilidades no movimento que levam o veículo a não mais responder aos comandos da direção. Sistemas avançados de automóveis integram a frenagem independente (*Electronic Stability Control - ESC*) para gerar momentos em torno do CG do veículo de modo a diminuir a velocidade de guinada.

Com a intenção de simular tal condição, o ângulo de esterçamento mostrado pela Figura 10 a) foi imposto a um veículo trafegando com velocidade de 120 km/h. A trajetória resultante para esta manobra é mostrada pela Figura 10 b).

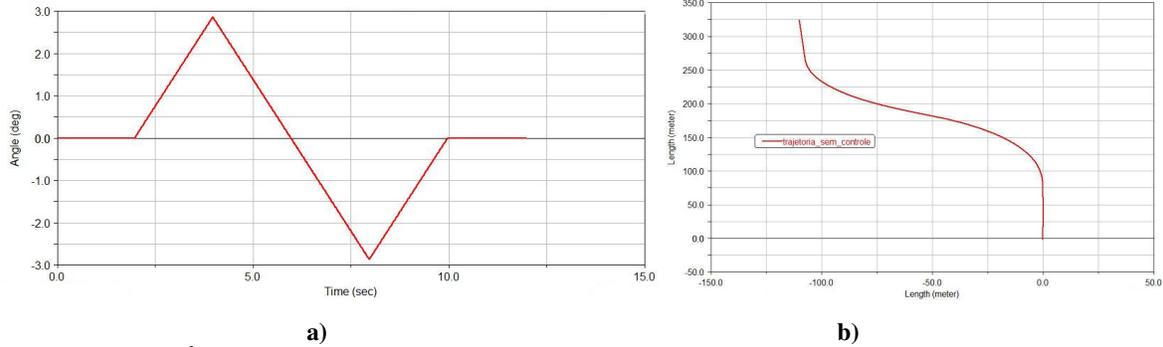


Figura 9 – a) Ângulo de esterçamento e b) trajetória sem controle para veículo trafegando a 120 km/h.

O controle do sistema visa fixar em um nível máximo de $\pm 10.5^\circ/s$ a velocidade de guinada do sistema, para isso foi determinado um ganho fixo de controle proporcional para alimentar os ângulos de esterçamento das rodas traseiras na mesma direção das rodas dianteiras.

A Figura 11 b) mostra a trajetória percorrida pelos veículos com e sem controle da velocidade de guinada. Já na Figura 11 a) nota-se que o distúrbio na velocidade de guinada não é notado pelo veículo em função de parâmetros como amortecimento do pneu e suspensão, no entanto deve ser evitado, pois não foi analisada a resistência mecânica do sistema a esse tipo de comportamento.

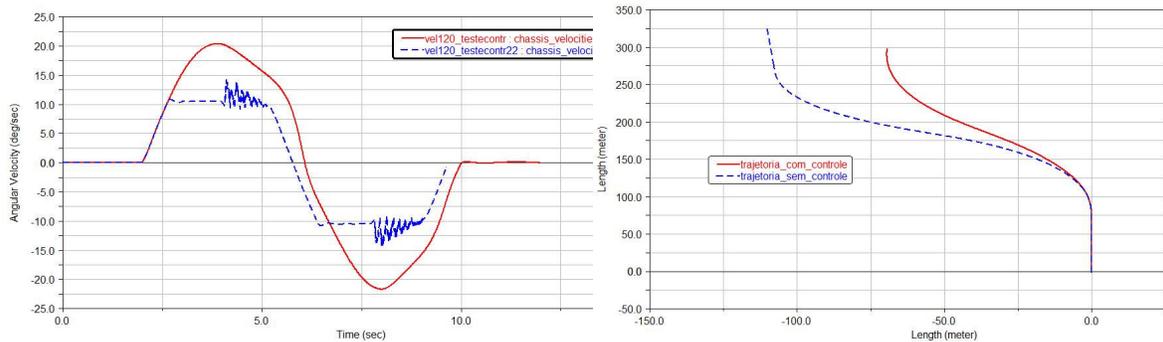


Figura 10 – a) Velocidade de guinada e b) trajetória percorrida para veículo com controle (vermelho) e sem controle (azul).

4. Motor elétrico

4.1 Análise da dinâmica longitudinal do veículo

Neste tipo de veículo o conjunto do *trem de forças* é composto exclusivamente pelo motor elétrico já que este se encontra acoplado à roda. Desta forma, a ausência de um sistema final de redução exige maior capacidade de carga ao motor devendo prover altos torques em baixa rotação, característica não encontrada nos motores à combustão.

A modelagem do sistema foi feita considerando-se os fundamentos de dinâmica longitudinal considerando as forças resistivas ao movimento e fornecidas pelo trem de forças. A figura abaixo mostra o resultado da análise.

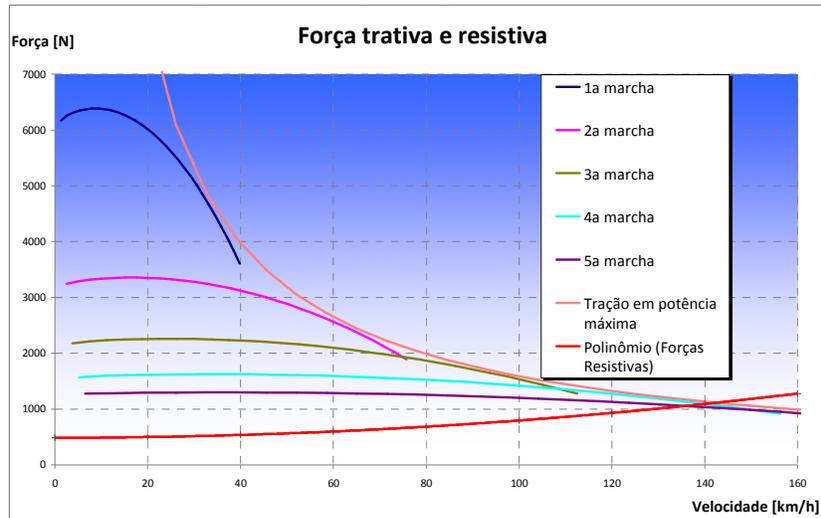


Figura 11 - Força trativa do veículo e resistências ao movimento.

Através do cálculo realizado acima foi possível determinar a característica do torque a ser disponibilizado, ou seja, a necessidade de força em função da sua rotação. Deve-se agora avaliar qual tipo de motor elétrico que melhor se adéqua a tal aplicação.

4.2 Análise do motor elétrico

Máquinas de corrente contínua – Motor síncrono de ímã permanente (MSIP)

Mais conhecidos industrialmente como *BRUSHLESS DC MOTOR* este tipo de motor difere dos outros apresentados acima por usar um ímã solidário ao rotor que substitui o efeito de campo magnético gerado pela passagem de corrente no enrolamento de campo do rotor.

Nesse motor a tensão atuante no estator é, portanto, constante o que induziria um campo magnético de direção invariante no tempo. A Figura 13 mostra o esquema de construção de uma máquina de ímã permanente semelhante e a Fig. 14 exemplifica o campo magnético atuante no enrolamento.

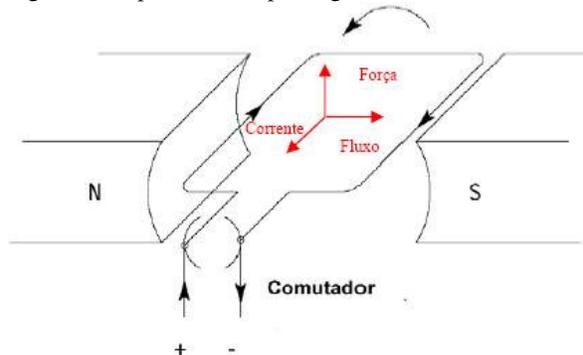


Figura 12 - Construção de um motor elétrico de corrente contínua.

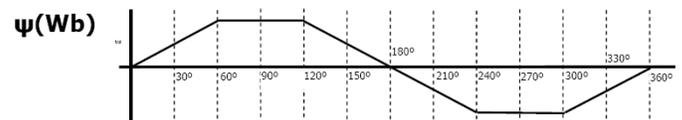


Figura 13 - Fluxo magnético concatenado na bobina do rotor.

O torque gerado por um rotor com uma única bobina não é constante, além de apresentar valor nulo. Para corrigir esse efeito, um rotor com 3 bobinas defasadas de 120° cada é arranjado, como na Fig. 15 e resulta numa curva de torque linear no valor 2T, como mostra a sequência de figuras abaixo.

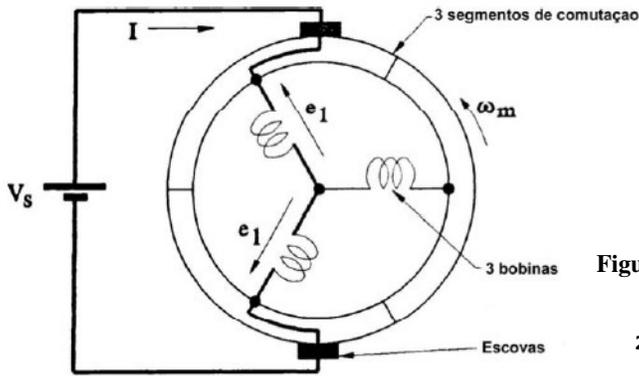


Figura 14 - Motor com 3 bobinas.

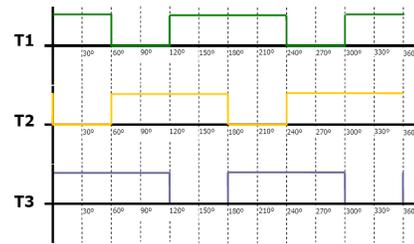


Figura 15 - Torque resultante em função do ângulo de rotação do rotor para cada bobina.

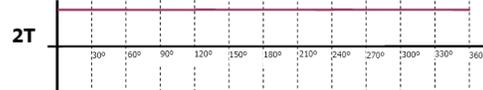


Figura 16 - Torque resultante no eixo do rotor.

Através do controle eletrônico disponível dos MSIP é possível variar a rotação e o conjugado deste motor com sensores que determinam a posição instantânea do rotor. Pelo fato de seu campo magnético ser constante no tempo, a dependência desses parâmetros será apenas com a corrente elétrica.

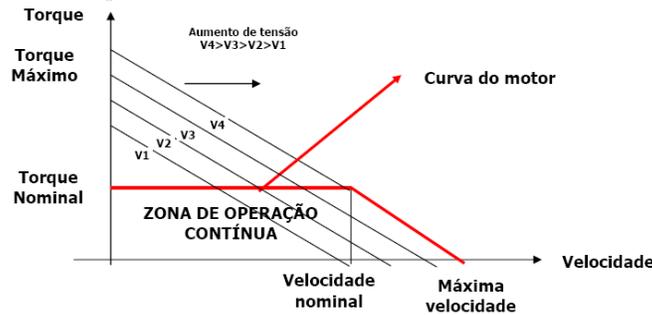


Figura 17 - Torque do MSIP.

Este tipo de controle difere em muito de um motor de indução, onde a sua rotação depende da frequência da rede de alimentação que pode ser alterada por meio de inversores de frequência. No entanto, as teorias para realizar tal controle de velocidade em um motor de indução são demasiadamente complexas assim como atingir níveis estáveis de torque, velocidade e temperatura, o que implica em mais gasto em desenvolvimento do que com os MSIP.

Os níveis de temperatura em um motor de indução também são mais altos o que exige resfriadores maiores e leva a eficiências inferiores aos dos MSIP. Como exemplo, temos cerca de 75% contra 65% de eficiência no ponto de operação nominal e até 3 vezes mais eficiência para rotação fora do pico de potência.

Sistema de baterias

O desempenho e a vida útil de veículos elétricos estão totalmente relacionados com o sistema de baterias utilizado. Baterias utilizadas atualmente por veículos híbridos e elétricos incluem Chumbo-Ácido, NiCd, NiMH e Li-íon, suas características são listadas na figura abaixo.

	Lead-Acid	NiCd	NiMH	Li-íon
Specific Energy ^a (Wh/kg)	~30	40-60	60-70	90-130
Energy Density ^a (Wh/dm ³)	~90	80-110	130-170	220-260
Specific Power ^b (W/kg)	~200	150-350	150-300	250-450
Cycle Life ^b (Cycles)	~200	600-1200	600-1200	800-1200
Toxic Materials	Yes	Yes	No	No
Maintenance	Yes	Yes	No	No
Individual Cell Voltage (V)	2	1.25	1.25	3.6
Self Discharge (per month)	NA	20%	30%	10%

Tabela 1 - Características de baterias.

As baterias de NiMH ou lítio-ion (Li-ion) são preferidas em as de chumbo ácido ou Níquel-Cádmio (NiCd) por razões de maior acúmulo de energia e maior capacidade de fornecimento em baixas cargas. Além disso, baterias NiMH e Li-ion são mais suscetíveis a picos de carga devido ao freio regenerativo e ocupam menos espaço. Baterias de Li-ion são, atualmente, mais caras que as NiMH além de trabalharem com temperatura média menor.

5. Conclusão

Percebe-se que existe grandes vantagens na utilização de esterçamento oposto em baixas velocidades pois há um aumento do raio de curvatura e diminuição do deslocamento total até o destino. No entanto, o nível de velocidade de guinada é aumentado com 4 rodas esterçantes o que pode diminuir a sensibilidade do condutor e acarretar derrapagens. O controle aplicado em altas velocidades se mostrou satisfatório ao ponto que foi possível atingir a velocidade máxima de guinada sem ocorrência de sobressinalis que desestabilizassem o veículo.

Em relação ao motor elétrico este deverá apresentar alto torque em baixas rotações devido a não existência de um sistema de redução. Desta forma, ele deverá cumprir os requisitos de alta carga trativa para baixas velocidades, quando é necessário grande poder de aceleração, e baixo torque em altas velocidades, quando o veículo está em trafegando com velocidade de cruzeiro.

DESIGN OF A STEERING SYSTEM AND ELETRIC MOTOR BASED ON THE E-CORNER MODULES.

Ivan Miguel Trindade

University of São Paulo Polytechnic School – Mechanical Engineering Department

Av. Professor Mello Moraes, 2231 – Cidade Universitária – São Paulo - SP

kasvan@gmail.com

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

University of São Paulo Polytechnic School – Mechanical Engineering Department

Av. Professor Mello Moraes, 2231 – Cidade Universitária – São Paulo - SP

malalves@usp.br

Abstract: The new laws for vehicle and engine emissions and the growth of petrol price leads to new alternatives to the conventional internal combustion engine vehicles. The so called clean energy that uses electrical energy as propulsion system, is already equipping many vehicles in the marketing like hybrids or even the full electric cars.

So far, the purpose of this work is to build a virtual dynamic model and study the new e-corner concept where subsystems like power train, steering, suspension and brakes are linked to the wheel and actuated by electronic control, avoiding mechanic actuation.

Due to the few references available for this subject as a whole (the system is still in the design step), this work will study and present the dynamic and control behavior for development of steering system and some design parameter of the electric motor to this new concept of "motor in hub".

Some features of this new system cover the use of electric motors with high brake torques under low speeds and low brake torques under high speeds because there is no final reduction system anymore. The electronic steering system will target optimizing the concerning performance under low speeds and bring stability under high speeds concerning.

Keywords: e-corner, steering, motor, control, concerning.