

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

FELIPE GUTH

SISTEMA DE PROPULSÃO HÍBRIDO COM CVT

SÃO PAULO

2011

SISTEMA DE PROPULSÃO HÍBRIDO COM CVT

Estudo apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção de parte dos
créditos da disciplina PME 2600.

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica com ênfase
Automobilística

Orientador:
Prof. Ronaldo Salvagni

SÃO PAULO
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Guth, Felipe

Sistema de propulsão híbrido com CVT / F. Guth. – São Paulo, 2011.

78 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Veículos híbridos 2.CVT 3.Inovações tecnológicas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Resumo

O presente trabalho apresenta o estudo de um novo dispositivo para a propulsão de veículos híbridos. O dispositivo em questão tem como finalidade substituir a caixa de câmbio CVT dos carros atuais, além disso, o mesmo dispositivo será responsável pela união do motor elétrico ao motor a combustão e pela saída de potência para as rodas. A partir de um modelo equacionou-se a dinâmica do dispositivo, desta forma, pode-se identificar todos os parâmetros que influenciam a dinâmica do mesmo. Com o auxílio da ferramenta computacional MATLAB simulou-se o funcionamento do dispositivo, a fim de se determinar os parâmetros do dispositivo em um primeiro estágio e após estas definições, simulou-se o funcionamento deste em um veículo equipado com um motor a combustão 1.0 e outro elétrico. Com estas análises pode-se demonstrar a efetividade do dispositivo nos objetivos propostos para o mesmo.

Abstract

This paper presents the study of a new device for hybrid vehicles propulsion. The device was developed to replace the regular CVT gearbox and moreover, it will be the union mechanism of electric motor with the combustion engine. A model was created to establish the device dynamic and to identify all the parameters of influence. Using the software MATLAB, simulation has been made to define the parameters and to analyze the behavior of the device in a vehicle equipped with a combustion engine power 1.0 and a electric motor. The analyses helped to demonstrate the effectiveness of the device for hybrid propulsion.

Lista de Figuras

Figura 3.1 – Diferença de percurso das rodas	12
Figura 3.2 - LSD	13
Figura 3.3 – Diagrama de união	14
Figura 3.4 – Funcionamento do diferencial	14
Figura 4.1 - CVT (Texas).....	16
Figura 4.2 – Caixa de transmissão variável.....	17
Figura 4.3 – Sistema de funcionamento caixa de transmissão	18
Figura 4.4 – Vista expandida das engrenagens planetárias.....	18
Figura 4.5 – Maquete de demonstração do PSD	20
Figura 4.6 – Vista do motor MG1 para acionamento do motor a combustão ...	21
Figura 4.7 – Princípios do diferencial	22
Figura 4.8 – Sistema diferencial	22
Figura 5.1 – CVT (Texas)	23
Figura 5.2 - Esquema de propulsão do veículo	24
Figura 5.3 – Modelo representativo do dispositivo	25
Figura 5.4 –Modelo base de engrenagens planetárias	26
Figura 5.5 – Modelo adotado.....	26
Figura 6.1 – Veículo com tração traseira.....	32
Figura 6.2 – Veículo com tração dianteira.....	33

Lista de Gráficos

Gráfico 1 – Curvas de rotação por velocidade	35
Gráfico 2 – Curvas de esforço trativo para um veículo manual	36
Gráfico 3 – Curva de esforço trativo num veículo CVT	37
Gráfico 4 – Toque motor elétrico.	38
Gráfico 5 – Curva de potência e torque por rotação Celta 1.0	39
Gráfico 6 – Curva de potência e torque do Ford Ka 1.0	39
Gráfico 7 – Curvas de velocidade sem pré-redução do motor à combustão	43
Gráfico 8 – Velocidades (s/ pré-redução , dif 2,7).	44
Gráfico 9 – Torque do veículo na ponta do eixo da roda (s/ pré-redução , dif 2,7).	45
Gráfico 10 – Força trativa do veículo (s/ pré-redução , dif 2,7).	45
Gráfico 11- Curvas de velocidade com id=2,7	47
Gráfico 12 – Curvas de velocidade com id=2,9	48
Gráfico 13 – Curvas de velocidade com id=3,1	48
Gráfico 14 – Velocidade (pré-redução 2.0 e dif 3.0).	49
Gráfico 15 – Torque do veículo na ponta do eixo da roda(pré-redução 2.0 e dif 3.0).	50
Gráfico 16 – Força trativa do veículo (pré-redução 2.0 e dif 3.0).	50
Gráfico 17 – Velocidades do veículo (pré-redução 1.5 e dif 3).	51
Gráfico 18 – Torque na ponta do eixo da roda (pré-redução 1.5 e dif 3).	52
Gráfico 19 – Força trativa do veículo (pré-redução 1.5 e dif 3).	52
Gráfico 20 - Curvas de velocidade com id=2,7	54
Gráfico 21 - Curvas de velocidade com id=2,9	55
Gráfico 22 - Curvas de velocidade com id=3,1	55
Gráfico 23 - Velocidades do veículo (pré-redução 1.75 e dif 2.7).	56
Gráfico 24 – Torque na ponta do eixo da roda (pré-redução 1.75 e dif 2.7).	56
Gráfico 25 – Força trativa do veículo (pré-redução 1.75 e dif 2.7).	57
Gráfico 26 – Curvas de velocidade com inversão dos motores.	58
Gráfico 27 – Curvas com inversão de rotação do motor elétrico.	59
Gráfico 28 – Torque somente com motor elétrico.	59
Gráfico 29 – Esforço trativo Gol Power.	61

Gráfico 30 – Força trativa.....	62
Gráfico 31 – Potência gerada.....	63
Gráfico 32 – Potência para os pontos com velocidade de 60km/h.....	64

Conteúdo

FICHA CATALOGRÁFICA	3
1. Introdução	10
2. Objetivo	11
3. Princípios do Diferencial.....	12
4. Propostas de Solução para o Problema.....	16
5. Estudo do Dispositivo Escolhido	23
5.1 Modelos do dispositivo.....	25
5.1.1 Análise do parafuso sem-fim	27
5.1.2 Análise da entrada de potência do motor à combustão	28
6. Análise Preliminar	32
7. Resultado das Simulações.....	41
8. Considerações Finais.....	61
9. Conclusão e Sugestões para Trabalhos Futuros	65
10. ANEXO - Programa de MATLAB	66
11. Bibliografia.....	76

1. Introdução

Carros híbridos são uma nova tendência mundial, pois se utilizam de motores elétricos e motores à combustão para sua propulsão, dessa forma, são mais econômicos e menos poluentes. Os carros também estão utilizando câmbios CVT (continuously variable transmission), pois além de proporcionar uma aceleração contínua, sendo esta mais eficiente, proporcionando uma economia de combustível, pois otimiza a relação de marchas, dado que a sua forma construtiva cria uma relação infinita de marchas, este conceito foi idealizado por Leonardo Da Vinci em 1490. Desta forma, o desenvolvimento de novas tecnologias para tornar os carros híbridos mais eficientes, além de simplificar os projetos ajuda no avanço dessa nova geração de carros.

2. Objetivo

O presente trabalho visa o estudo da possibilidade de acoplar um motor elétrico a um motor à combustão para movimentar um carro, através de um sistema que utilize os princípios de um diferencial e ou um somador de torque baseado em engrenagens planetárias. Além do acoplamento o sistema baseado no diferencial teria por objetivo gerar um sistema de marcha, seguindo os princípios usados em câmbios automáticos CVT, ou seja, através da soma dos torques dos motores se obteria a relação de marchas e não seria necessário um câmbio para se obter a relação de marchas.

Este dispositivo seria instalado em um veículo urbano híbrido, logo seria um projeto visando um baixo peso e minimizando os custos, além de não requerer uma grande potência dado que este tipo de veículo não ultrapassa cerca de 100Km/h.

3. Princípios do Diferencial

O diferencial é uma peça usualmente utilizada quando se pretende movimentar dois eixos que em determinados instantes precisam ter rotações diferentes e nos outros mantenham a mesma rotação. No caso dos carros, este permite que duas rodas acopladas ao mesmo eixo tenham rotações diferentes, e assim, possibilita o carro fazer curvas, pois cada roda percorre uma distância diferente como mostrado na figura 1, ou seja, elas têm velocidades diferentes e por terem o mesmo tamanho têm rotações diferentes.

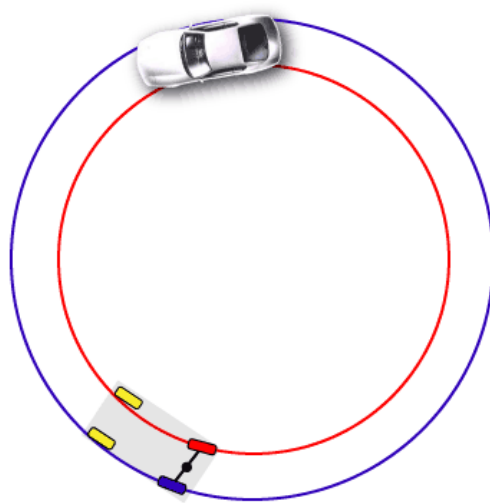


Figura 3.1 – Diferença de percurso das rodas

No caso de um carro fazendo curva existe o problema da perda de aderência da roda interna caso o carro esteja em alta velocidade, por esta estar acoplada ao diferencial, para de transmitir torque e o motorista perde o controle, por isto desenvolveu-se o LSD (Limited slip differential), esta montagem mostrado na figura 2, tem uma interligação entre os eixos que funciona como uma embreagem limitada, ou seja, permite um escorregamento limitado entre os eixos de saída, de forma que as rodas tenham a diferença de rotação necessária para o carro fazer a curva, mas este não perca potência.

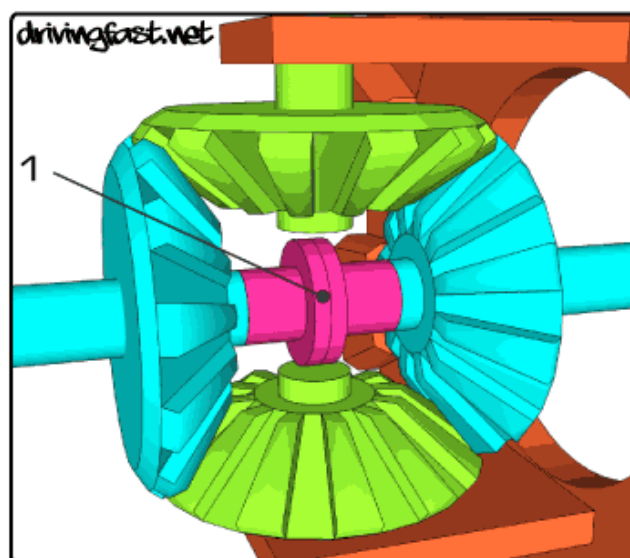


Figura 3.2 - LSD

O estudo em questão pretende utilizar o diferencial de uma forma diferente, ou seja, utilizar os seus 2 eixos secundários como entradas, uma para o motor à combustão e outra para o motor elétrico, e obter a saída através da soma destes torques. Esta idéia está representado no figura 3 abaixo, na qual um ICE (motor à combustão) tem sua potência unida a um motor elétrico através de um sistema de engrenagens que no caso do presente trabalho seria um sistema parecido com um diferencial. Esta arquitetura é conhecida como paralela, pois ambos os motores trabalham juntas, ou até somente um deles pode operar. Como existe infinitas combinações de potência entre os dois motores, teria-se infinitas saídas de potência, dessa forma, este sistema se assemelharia a um CVT dado que se teria várias relações de transmissão de torque. Desta forma, ambos os motores podem ser fontes primárias de potência dependendo da situação.

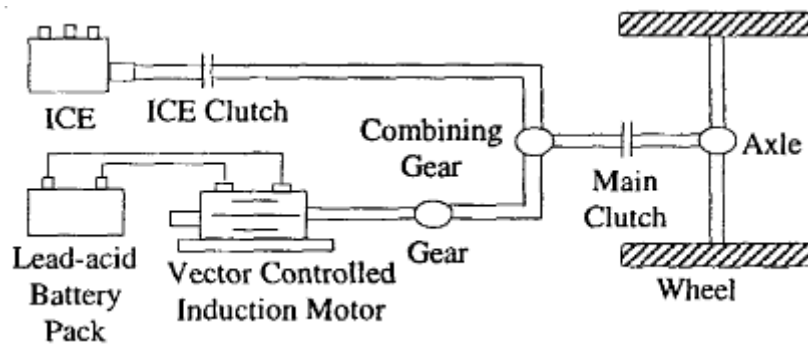


Figura 3.3 – Diagrama de união

Pontos importantes que precisam ser levados em consideração são algumas características do diferencial como a possibilidade da rotação da engrenagem 1 representada na figura 4 enquanto os outros eixos (3 e 4) se mantêm parados através da rotação das engrenagens do sub-sistema em 2.

Outro ponto importante é que no caso do diferencial de carro, a entrada de potência é feita na engrenagem 1 e esta é distribuída para os eixos de saída 3 e 4, esta forma não é fixa, ou seja, pode-se entrar com a potência pelos pontos 1 e 3 e sair pelo 4, ou seja, não existe uma entrada e/ou saída fixa e é isto que possibilita a utilização do diferencial como um somador de torques.

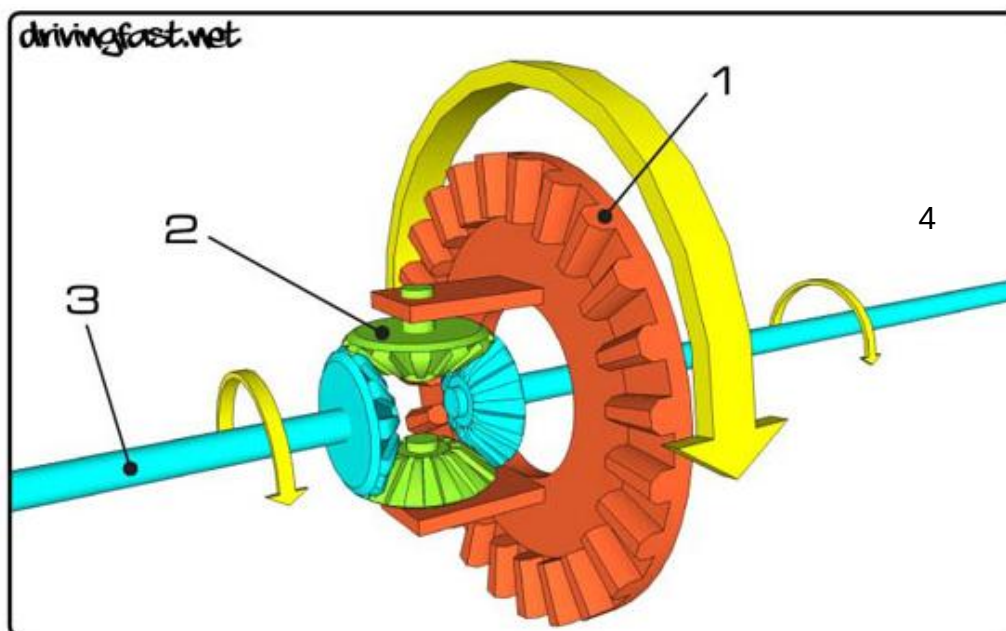


Figura 3.4 – Funcionamento do diferencial

Uma das possibilidades a ser estudada é a utilização dos eixos 3 e 4 como entradas, um para cada motor, e a engrenagem 1 seria a saída de torque para o motor.

4. Propostas de Solução para o Problema

Em 2005, no Texas, um engenheiro enviou um pedido de patente de um dispositivo que se assemelha ao desejado por este trabalho, o dispositivo através de engrenagens planetárias, uni dois eixos de entrada de potência e tem como saída um único eixo, ou seja, o dispositivo consegue somar as potências de entrada e através das relações de engrenamento internas tem uma velocidade de saída apropriada.

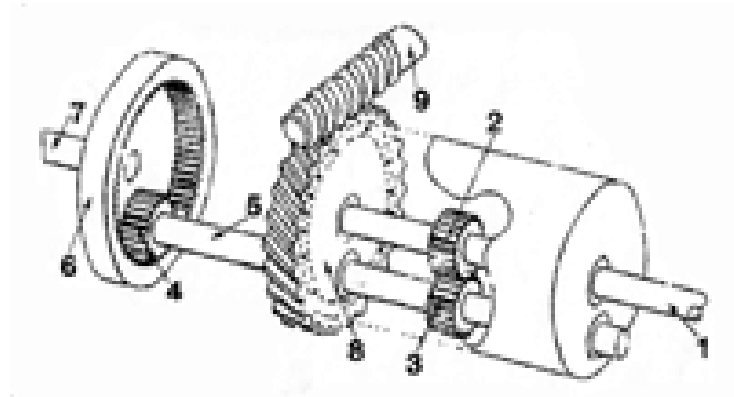


Figura 4.1 - CVT (Texas)

Na figura 5, pode-se observar o funcionamento deste dispositivo. Este funciona como um trem de engrenagens planetárias epicíclicas, sua principal vantagem está na construção, pois utiliza elementos básicos de mecânica que tem um baixo custo e pouca complexidade de manutenção.

O eixo de entrada do motor a combustão gira a engrenagem 2 solidária a este, por vez esta gira a engrenagem 3 que está acoplada a engrenagem 4 interna a planetária, está em movimentada pelo eixo 5 que passa internamente a engrenagem 8. O anel epicíclico 6, é acionada pela rotação do eixo 5 e este aciona o eixo de saída 7 ligado ao diferencial do carro. A engrenagem 8 é acionada através de uma rosca sem fim ligado a um motor elétrico DC, a engrenagem 8 quando rotacionada move o eixo 5 e, desta forma, faz com que a rotação de saída seja aumentada.

Acoplando-se um motor em marcha lenta de 900 rpm ao eixo 1 e um motor elétrico a ponta de rosca sem fim variando a velocidade de 9 a 600 rpm, pode-

se cancelar a rotação na engrenagem 4, colocando a caixa em ponto neutro. Reduzindo-se a velocidade contrária da engrenagem 8, consegue-se o jogo de marchas, quanto maior a redução da velocidade neste caso, maior é a velocidade do eixo de saída, isto ocorre continuamente, podendo este sistema ser chamado de um CVT. Este sistema vai fornecendo a relação de marchas até chegar 1:1, para se obter a marcha ré deve-se aumentar a rotação acima de 600rpm do motor elétrico, desta forma, inverte-se a rotação do sistema.

Existe um sistema de ação similar registrado sobre o número de patente US 5800302 nos Estado Unidos, este sistema observado a baixo, também é constituído de engrenagens planetárias que fazem o jogo de redução, existe o eixo de entrada de potência 41 e o eixo de saída 42, a caixa de engrenamento 43, controla a rotação do sistema. Neste caso o motor elétrico seria acoplado a uma engrenagem de dentes retos e esta estaria acoplada a engrenagem 43, fazendo o controle da velocidade de saída.

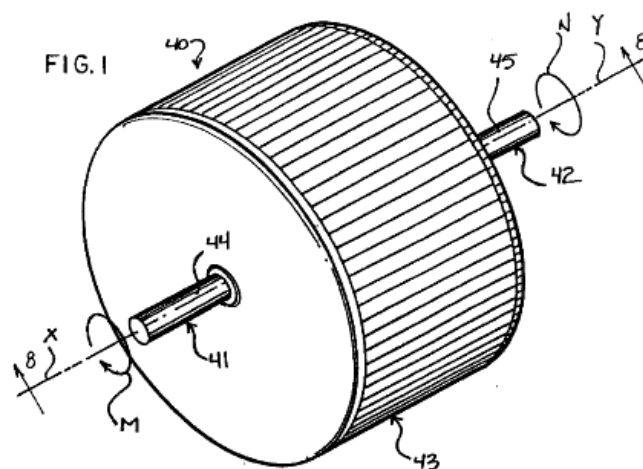


Figura 4.2 – Caixa de transmissão variável

Este sistema se diferencia do anterior, pois ele se baseia somente em engrenagens planetárias para se obter as infinitas relações de transmissão, não existe um eixo interno sendo rotacionado, afim de se diminuir a rotação, neste caso quanto maior a rotação da engrenagem 43 maior será a velocidade de saída, ou seja, o sistema somará a potência do motor a combustão com a do motor a combustão.

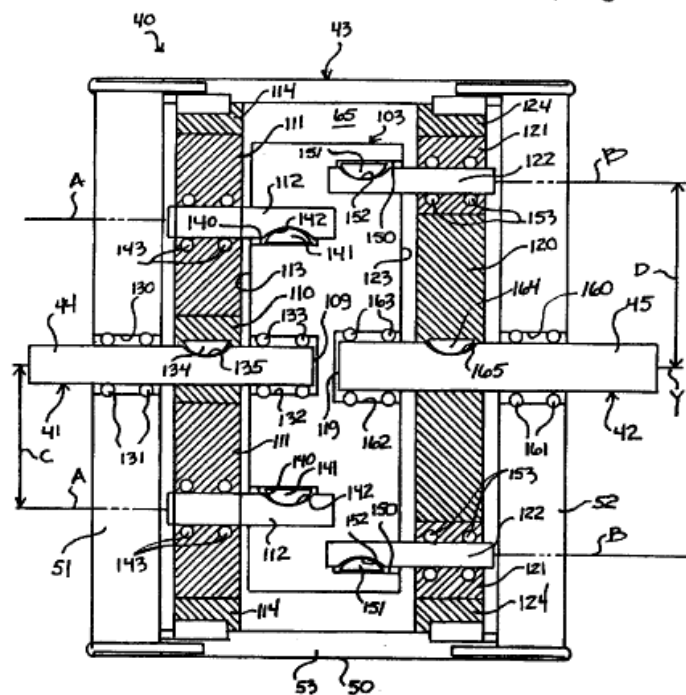


Figura 4.3 – Sistema de funcionamento caixa de transmissão

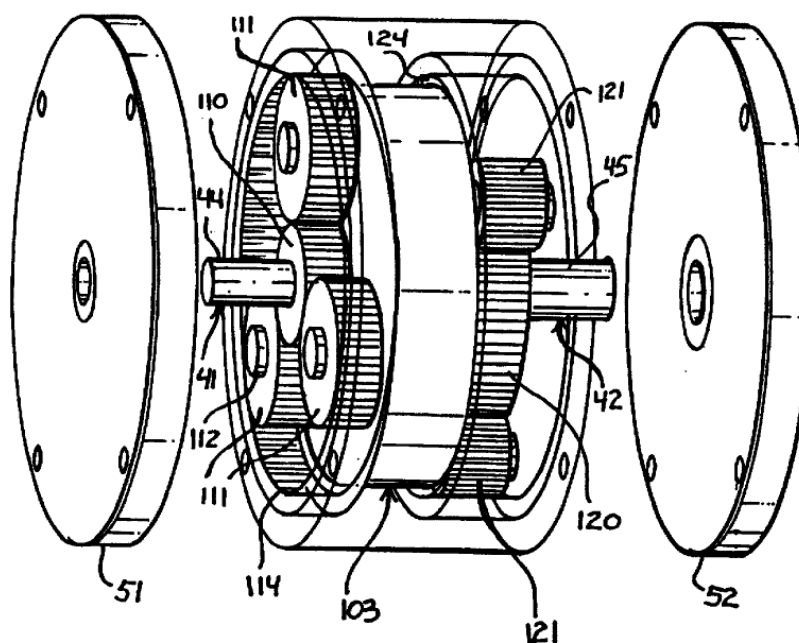


Figura 4.4 – Vista expandida das engrenagens planetárias

Como pode-se observar, o eixo 41 move uma engrenagem esta por sua vez movimenta o jogo de planetárias 111 que estão acopladas a peça 103 e giram dentro do anel. A peça 103 tem o jogo 121 de planetárias acoplado, por sua vez estas rodam a engrenagem 120 solidária ao eixo de saída 42. Logo

colocando este sistema sobre mancais, e colocando uma engrenagem na caixa externa, consegue-se entrar com dois torques distintos um no eixo e outro através da rotação da carcaça, obtendo-se a sua soma através das relações de transmissão internas no eixo de saída.

Ambos os sistemas apresentados até agora possuem um único motor elétrico, voltado somente à propulsão e não a geração de energia elétrica para o veículo, o próximo dispositivo a ser mostrado é utilizado no veículo Toyota Highlander Hybrid-Electric vehicle 2006-2010, a diferença que este possui 2 motores elétricos, sendo um direcionado a inicialmente partida do motor a combustão e posteriormente a produção de energia elétrica para alimentar o outro motor elétrico que tem como objetivo a propulsão do carro. O sistema de união entre os 3 motores, consiste de engrenagens planetárias, este sistema é conhecido como “Power Split Device” que visa recarregar as baterias e transferir potência para o jogo de engrenagens planetárias do eixo de saída.

O motor elétrico MG2 está acoplado a um jogo de engrenagens planetárias de índice de redução de 2.27:1, está provém aumento de torque para as rodas, a baixas velocidades, cerca de 40km/h, este motor se encarrega sozinho da movimentação do carro. O motor elétrico MG1 está acoplado ao eixo do motor a combustão que está ligado a um jogo de engrenagens planetárias de índice de redução de 2.47:1. Inicialmente o motor elétrico é utilizado para dar a partida no motor combustão, após este entrar em funcionamento, o motor se torna um gerador de eletricidade, isso dá através da instalação de um alternador que permite MG1 ter essa dupla função.



Figura 4.5 – Maquete de demonstração do PSD

Como pode ser observado na figura 10 o motor MG1 está instalado envolta do eixo do motor a combustão o que possibilita este ter várias funções como motor de partida, gerador elétrico e ainda como gerador de potência para aumentar o torque do sistema.

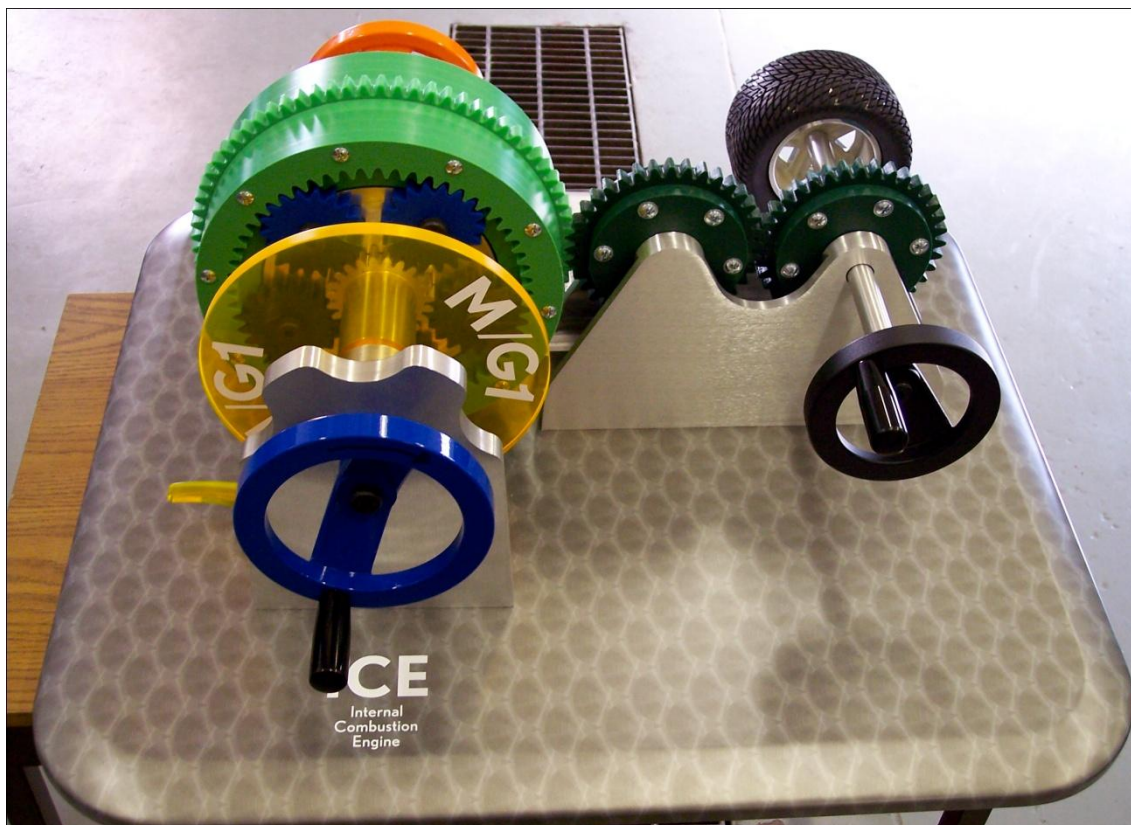


Figura 4.6 – Vista do motor MG1 para acionamento do motor a combustão

O sistema descrito acima é utilizado pela Toyota e é conhecido como um CVT eletromecânico, pois através de engrenagens planetárias e de uma CPU que mede todas as rotações dos motores, assim, faz o cálculo de potência requerida pelo veículo, controla a interação entre os motores elétricos e o motor a combustão. Este sistema, dependendo da potência dos motores está associado a um sistema de engrenagem de marchas fixas, afim de, ter um melhor aproveitamento da potência gerada.

Este sistema utiliza o princípio mostrado abaixo, no qual tanto o eixo A quanto o eixo B podem movimentar a caixa externa 1. Neste caso o eixo B através do sistema 5 de engrenagem planetária movimenta o jogo de engrenagens 4 que por consequência movimenta a caixa 1 e as engrenagens 3, pode-se aumentar, diminuir o até se anular esse movimento através da rotação do eixo A que está acoplado a engrenagem 2.

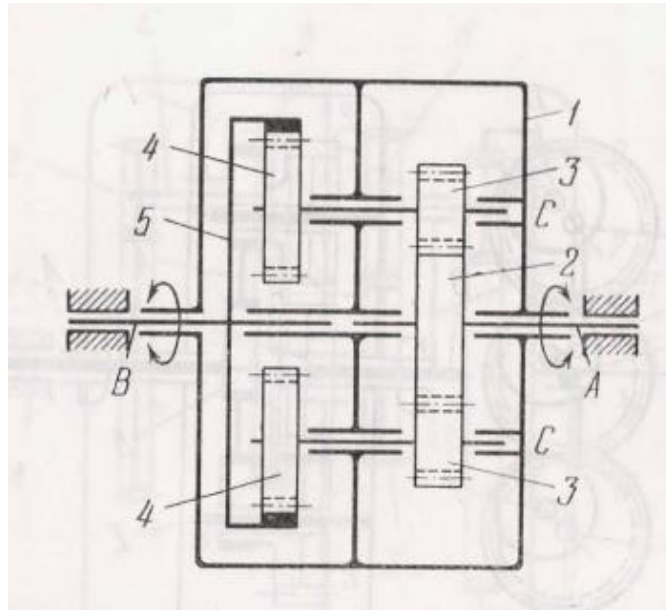


Figura 4.7 – Princípios do diferencial

O sistema abaixo usa princípios parecidos ao apresentado acima, no qual os eixos podem estar a velocidades diferentes e desta forma podem tanto contribuir para a rotação da caixa 1 quanto para manter está parada

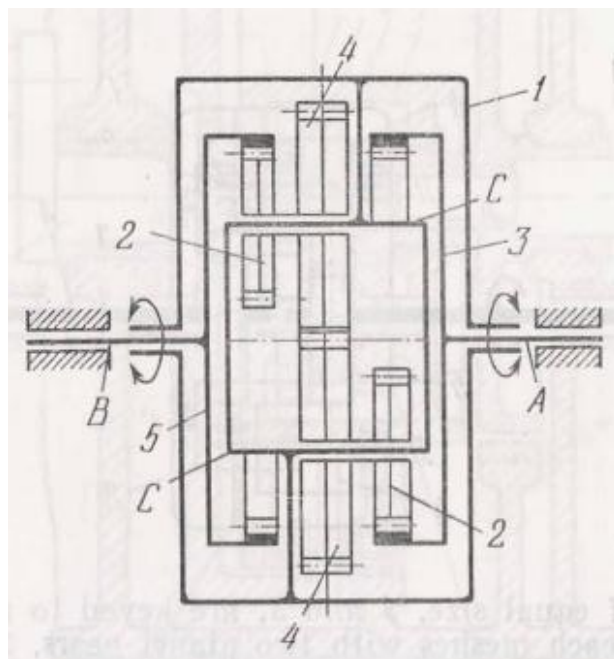


Figura 4.8 – Sistema diferencial

5. Estudo do Dispositivo Escolhido

O dispositivo do Texas mostrado na figura 5.1 foi escolhido para ser estudado, pois apresenta características distintas dos outros. Segundo o seu idealizador não seria necessário uma caixa de câmbio extra e nem uma embreagem acoplados a ele, dado que o próprio sistema teria a possibilidade de suprir a necessidade de torque do veículo e poderia anular a rotação do motor à combustão através da manipulação do motor elétrico e dessa forma, seria possível deixar o carro em ponto neutro e ao mesmo gerar energia elétrica para recarregar as baterias do veículo. Esse dispositivo usa princípios da soma de torque e os conceitos de engrenagens planetárias.

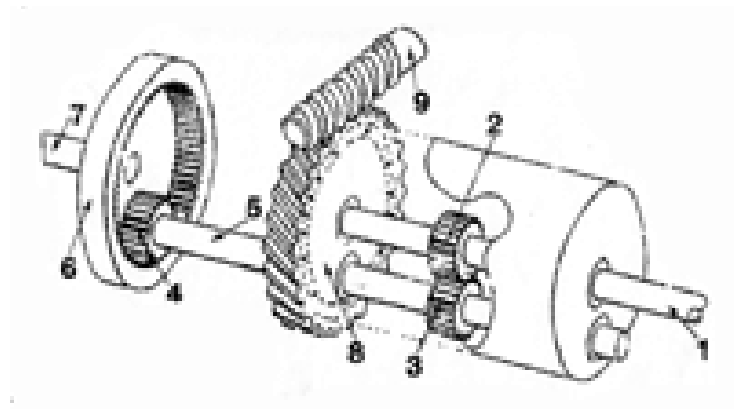


Figura 5.1 – CVT (Texas)

Para o presente estudo adotou-se as seguintes hipótese iniciais:

- O veículo seria urbano (não ultrapassaria o limite de 90 Km/h).
- Inicialmente o custo do dispositivo não foi levado em consideração, mas dado que ele utiliza peças já produzidas no mercado só que num arranjo diferente, isto não impediria a produção de tal item.

Para futura simulação do sistema deve-se criar um gráfico de potência que o carro precisa fornecer minimamente, ou seja, deve-se fazer um gráfico de esforço trativo que o veículo deva seguir. Por ser um veículo urbano ele precisa enfrentar trânsito, ou seja, não é necessário atingir altas velocidades, mas é necessário um bom desempenho em arrancadas, e deve-se ter um baixo consumo numa faixa de velocidade entre 60 e 70 km/h que é a faixa de

velocidade que o veículo vai trabalhar na maior parte do tempo. Além disso, deve-se considerar as situações de maior exigência do sistema motor, como aclives com inclinações de até 20%.

O peso do veículo por ser urbano e de pequeno porte foi considerado em torno de 1000 kg com distribuição de peso equilibrada entre o eixo dianteiro e traseiro, a fim de facilitar as hipóteses.

O eixo de saída deste dispositivo está associado a um diferencial que se encontra em qualquer carro por razões já mostradas na introdução do presente trabalho, dessa forma, a rotação de saída do dispositivo ainda passará por uma redução antes de chegar às rodas. O diferencial de carro costuma ter um índice de redução de 6,5:1 até 3:1. A combinação do dispositivo com o diferencial, as baterias, o motor elétrico e o motor à combustão ficaria da seguinte forma:

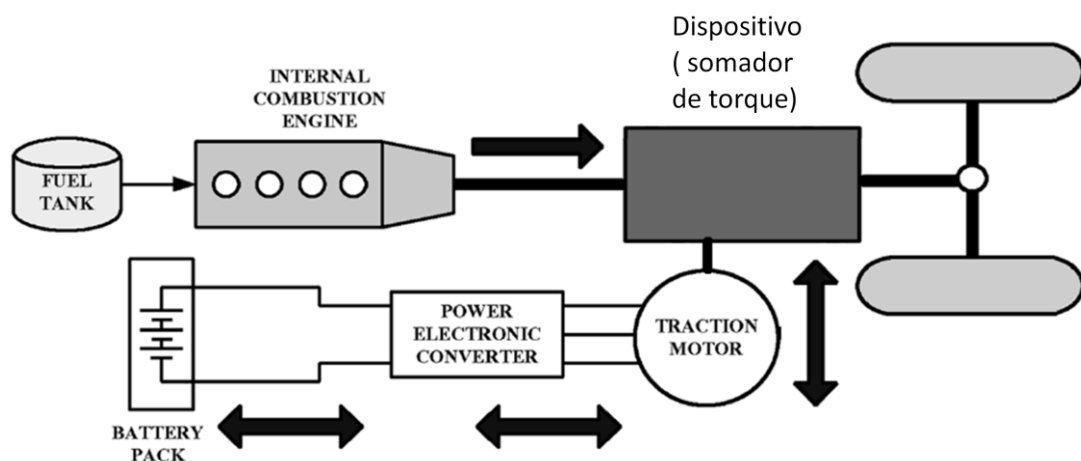


Figura 5.2 - Esquema de propulsão do veículo

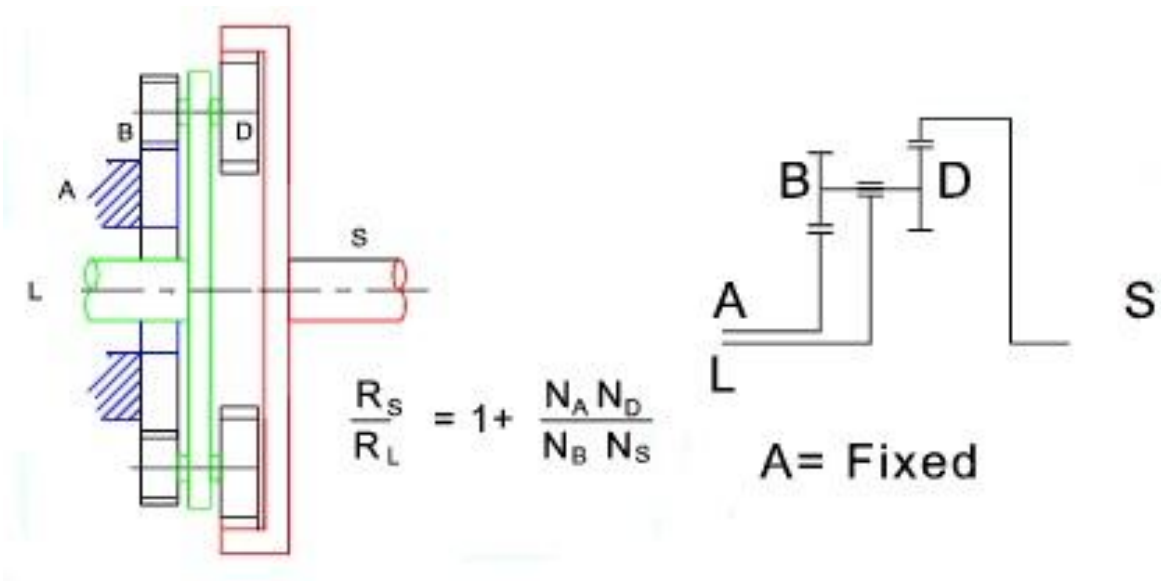


Figura 5.4 –Modelo base de engrenagens planetárias

Como pode-se observar nesse caso específico a engrenagem A é fixa, para o trabalho em questão será adotado que ela esta livre e acoplada ao eixo do motor à combustão.

O modelo apresentado acima foi modificado gerando o seguinte modelo, no qual o eixo S é o eixo de saída para a caixa do diferencial, dado que está acoplado ao anel externo da engrenagem planetária.

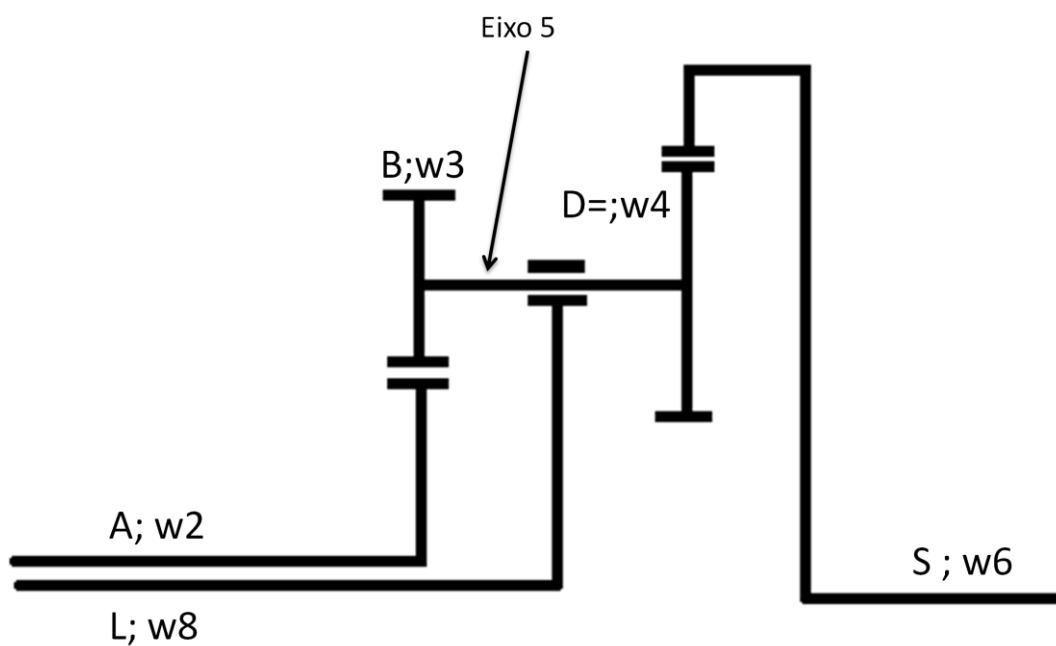


Figura 5.5 – Modelo adotado

O eixo L representa a rotação gerada pela engrenagem 8 que está acoplada ao parafuso sem-fim 9 que é movido pelo motor elétrico, este braço move o eixo 5 em torno do eixo central.

O eixo A está acoplado com o motor a combustão este passa pela redução entre a A e B que representa a redução da engrenagem 2 para a engrenagem 3 do dispositivo, a engrenagem B está acoplada rigidamente a engrenagem D como no dispositivo que a engrenagem 3 pertence ao eixo 5 e aciona a engrenagem 4.

Assim usando o modelo simplificado representado acima e o modelo real equacionou-se o sistema, afim de se saber quais eram os parâmetros que influenciariam a relação entre as duas entradas e a saída.

5.1.1 Análise do parafuso sem-fim

A relação desse tipo de dispositivo depende de dois fatores, a quantidade de caminhos do parafuso e o número de dentes da engrenagem associada a ele, assim a relação de transmissão entre o parafuso e a engrenagem é:

$$i_8 = \frac{Z_8}{Z_9} = \frac{w_9}{w_8}$$

Z_8 é o número de dentes da engrenagem 8.

Z_9 é o número de caminhos do parafuso sem-fim.

Os w são as rotações.

Isto é válido caso o parafuso sem-fim tenha dente sem inclinação do caminho, caso haja inclinação a relação de transmissão é dada por:

$$i_8 = \frac{w_9}{w_8} = \frac{Z_8}{Z_9} * \frac{1}{\tan\beta}$$

β é o ângulo de inclinação.

O motor elétrico será acoplado diretamente ao parafuso sem-fim, dessa forma, a rotação do parafuso será a rotação do motor elétrico.

$$W_9 = W_{motor\ elétrico}$$

5.1.2 Análise da entrada de potência do motor à combustão

O eixo 1 está acoplado a princípio diretamente a saída do motor à combustão, logo

$$W_1 = W_{motor\ à\ combustão}$$

Ao eixo 1 está acoplada a engrenagem 2 que gira solidária a este, assim

$$W_2 = W_1 = W_{motor\ à\ combustão}$$

A engrenagem 2 faz para com a engrenagem 3, assim:

$$\frac{W_3}{W_2} = \frac{Z_2}{Z_3} = i_{2,3}$$

Z_2 Número de dentes da engrenagem 2.

Z_3 Número de dentes da engrenagem 3.

A engrenagem 3 é fixa ao eixo 5 que esta ligado à engrenagem 4, assim esta tem a mesma rotação que engrenagem 4, logo

$$W_4 = W_3 = W_2 * i_{2,3}$$

O modelo apresentado tem a seguinte restrição construtiva,

$$Z_2 + Z_3 + Z_4 = Z_6$$

Para se obter a relação entre as duas entradas e a saída utilizou-se o seguinte método de equacionamento:

- 1) Primeiro deve-se escrever o índice de redução do planetário considerando este fixo.

$$r_f = (\pm) \frac{\text{Número de dentes da engrenagem motora}}{\text{Número de dentes da engrenagem movida}}$$

Quando duas engrenagens externas estão em contato existe uma mudança de sinal, pois a direção de rotação é alterada. Quando o contato é feito entre uma engrenagem externa com uma engrenagem interna (anel) ambos giram no mesmo sentido, logo o sinal é positivo dado que não a mudança de sentido.

- 2) A engrenagem/eixo de entrada é considerada como (x) e a engrenagem/eixo de saída é considerada como (y).

A velocidade relativa entre a engrenagem de entrada e o braço de sustentação do planeta é dada por $= w_x - w_L$

A velocidade relativa entre a engrenagem de saída e o braço de sustentação do planeta é dada por $= w_y - w_L$

- 3) Logo a seguinte relação é utilizada para resolver trens de engrenagens planetárias.

$$r_f = \frac{w_y - w_L}{w_x - w_L}$$

Utilizando o modelo representado na figura 5.5 e o método de equacionamento obteve-se:

Passo 1, observando a figura 5.5 pode-se ver que existem duas relações de transmissão a primeira sendo pelo par engrenado 2,3 e a segunda pelo engrenado 4,6 , sendo o primeiro uma relação negativa, pois a inversão do sentido de rotação e o segundo positivo, pois o sentido é mantido.

$$r_f = \left(-\frac{z_2}{z_3}\right) * \left(\frac{z_4}{z_6}\right) = -\frac{z_2 z_4}{z_3 z_6}$$

Passo 2, a velocidade relativa entre a engrenagem de entrada e o braço de sustentação do planeta é dada por $= W_6 - W_{braço}$. A velocidade relativa entre a engrenagem de saída e o braço de sustentação do planeta é dada por $= W_1 - W_{braço}$

Passo 3, logo o equacionamento do sistema fica:

$$r_f = \frac{W_6 - W_{braço}}{W_1 - W_{braço}}$$

Logo,

$$-\frac{Z_2 Z_4}{Z_4 Z_6} = \frac{W_6 - W_{braço}}{W_1 - W_{braço}}$$

Sabe-se que a relação entre o braço é a rotação do parafuso sem-fim é

$$W_{braço} = W_8 = \frac{W_9}{i_8}$$

Assim,

$$-\frac{Z_2 Z_4}{Z_3 Z_6} = \frac{W_6 - \frac{W_9}{i_8}}{W_1 - \frac{W_9}{i_8}}$$

Multiplicando os termos obteve-se,

$$-Z_2 Z_4 * W_1 + \frac{W_9}{i_8} * Z_2 Z_4 = W_6 * Z_3 Z_6 - \frac{W_9}{i_8} * Z_3 Z_6$$

Isolando a saída de w_6 que é a tomada de rotação para as rodas, tem-se:

$$W_6 = -\frac{Z_2 Z_4}{Z_3 Z_6} * W_1 + \frac{1}{i_8} * \left[\frac{Z_2 Z_4}{Z_3 Z_6} + 1 \right] * W_9$$

Assim, pode-se observar como a saída de rotação do dispositivo depende da rotação de entrada do motor à combustão w_1 e da rotação do motor elétrico w_9 .

Os fatores que influenciam essa relação são:

- Z_2 número de dentes da engrenagem 2
- Z_3 número de dentes da engrenagem 3
- Z_4 número de dentes da engrenagem 4
- Z_6 número de dentes do anel 6
- i_8 relação de transmissão do parafuso sem-fim

Os números de dentes estão acoplados da seguinte maneira:

$$Z_2 + Z_3 + Z_4 = Z_6$$

6. Análise Preliminar

A saída da caixa de transmissão não está conectada diretamente às rodas do veículo. O powertrain do veículo é composto pelo motor, caixa de transmissão e um diferencial, neste ocorre mais uma redução de rotação, mas a função principal do diferencial é permitir que o veículo consiga fazer curvas, como foi mostrado na introdução do presente trabalho. O diferencial pode ser instalado na parte traseira do veículo como mostrado na figura 6-1, denominando-se assim, veículo de propulsão traseira.

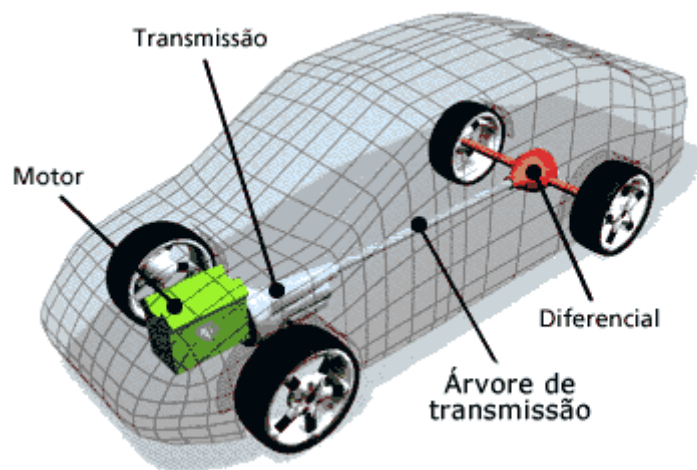


Figura 6.1 – Veículo com tração traseira

Ou pode estar acoplada a caixa de transmissão na parte dianteira do veículo, figura 6-2, denominando-se, veículo de propulsão dianteira.

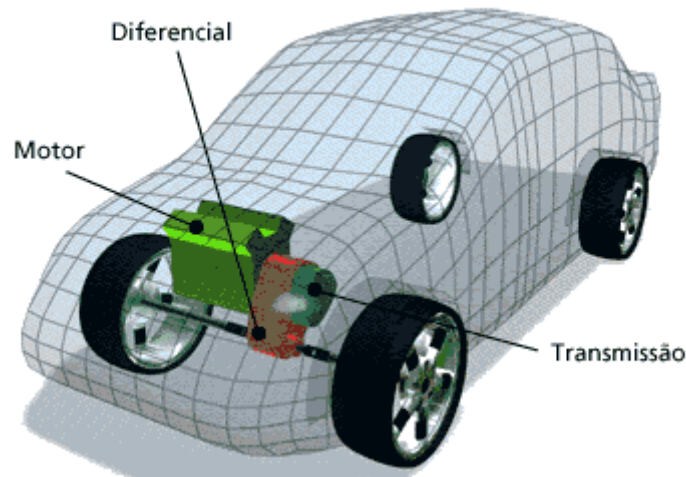


Figura 6.2 – Veículo com tração dianteira

As diferentes configurações influenciam na dinâmica do veículo, pois no veículo de tração traseira, existe um ganho de torque, já no veículo de tração dianteira existe um ganho de dirigibilidade, além desses fatores, existe a questão dos momentos inércias, dado que o veículo de tração traseira precisa de uma árvore de transmissão, além da questão do rendimento mecânico de todo o powertrain. Como o presente trabalho visa o estudo do dispositivo que substituiria a caixa de transmissão, não se levou em grande consideração o posicionamento do diferencial, mas sim o seu índice de redução, pois como será demonstrado a seguir, o valor de redução do diferencial tem uma influência considerável sobre a dinâmica de resposta do veículo.

A rotação de entrada nas rodas considerando o diferencial na linha de powertrain do veículo é dada pela equação:

$$W_{roda} = W_6 * i_{Diferencial}$$

$i_{Diferencial}$: índice de redução do diferencial

O índice de redução do diferencial varia de carro para carro, pois depende do powertrain e do tipo do veículo, neste trabalho pretende-se trabalhar com veículos de pequeno porte (urbanos), logo para as diversas simulações utilizar-se-á um faixa entre 2,5 e 5,0 de redução.

Unindo a equação de rotação do veículo com diferencial e a equação de funcionamento do dispositivo obteve-se a equação final de rotação da roda do veículo:

$$w_{roda} = i_{Diferencial} * \left\{ -\frac{z_2 z_4}{z_3 z_6} * w_1 + \frac{1}{i_8} * \left[\frac{z_2 z_4}{z_3 z_6} + 1 \right] * w_9 \right\}$$

Sabe-se que conhecendo o raio da roda do veículo e a rotação da mesma, pode-se calcular a velocidade do veículo através da equação abaixo,

$$V = \frac{w_{roda} * \pi * r_{roda}}{30} * 3,6 \quad \left[\frac{km}{h} \right]$$

Dessa forma, utilizando a equação que avalia a rotação que chega na roda do veículo e a equação da velocidade do mesmo, é possível obter a resposta do veículo para variações nas entradas de rotação, tanto do motor elétrico quanto do motor à combustão.

Levantou-se algumas curvas no sentido inverso, ou seja, dado uma velocidade qual deveria ser a rotação proveniente do motor para um dado tamanho de roda e diferencial instalado no veículo. Isto foi feito para se conhecer qual é a faixa média de rotação que deveria sair do dispositivo, a fim do veículo atingir velocidades pré-estabelecidas.

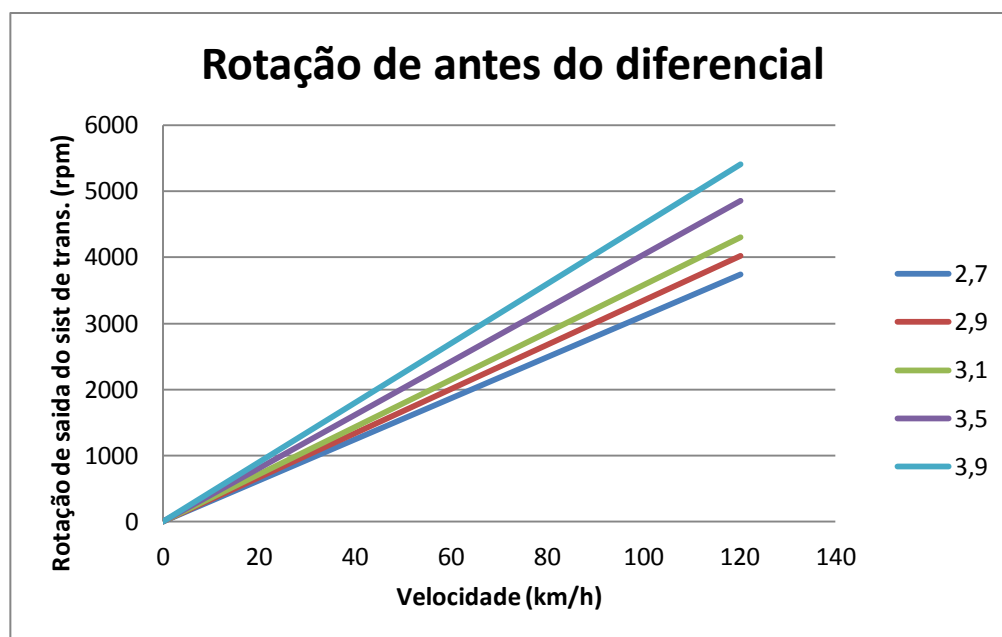


Gráfico 1 – Curvas de rotação por velocidade

Percebe-se que dentro da limitação de velocidade máxima em 90 km/h, o veículo trabalha em uma faixa de até 4.000 rpm.

Outra questão que deve ser considerada é o princípio de funcionamento do câmbio CVT, ou seja, este procura sempre estar na relação ótima de transmissão através da variação contínua da rotação, assim, busca-se acompanhar a curva de potência máxima disponibilizada pelo motor, ou seja, pretende-se trabalhar sempre no ponto ótimo. Como pode-se observar no gráfico 2 abaixo retirada da referência [26], a linha de transmissão do veículo foi projetada, a fim de trabalhar o mais próximo da potência máxima. Como pode ser observado isto não é possível devido a alguns fatores como índices de redução fixos, inércias rotacionais a serem vencidas e perdas de energia pelo sistema.

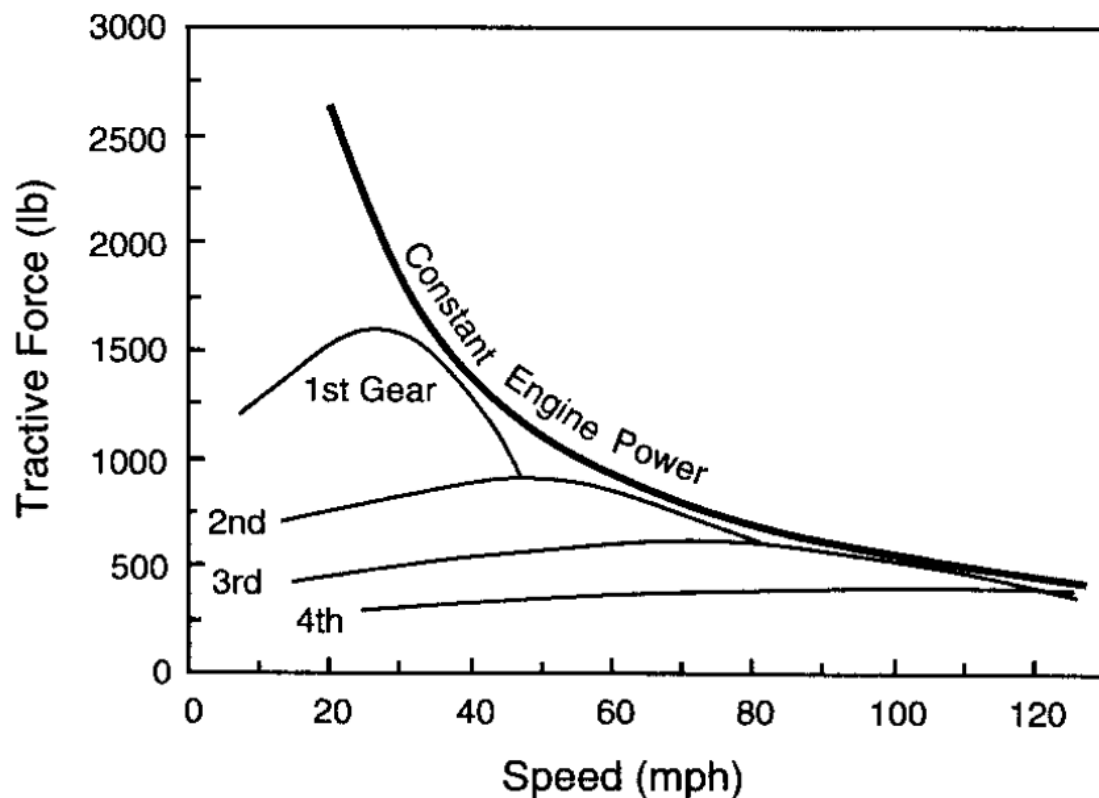


Gráfico 2 – Curvas de esforço trativo para um veículo manual

No caso do câmbio CVT com a variação contínua do índice de redução consegue-se acompanhar a curva de máxima potência do motor, mas como em todo sistema mecânico existem perdas de energia devido ao rendimento dos componentes mecânicos, logo como pode-se observar no gráfico 3, a curva de esforço trativo por velocidade do veículo está deslocado um pouco abaixo da de máxima potência devido as perdas. Esta é uma situação ideal, sabe-se que o carro com câmbio CVT tenta trabalhar sobre a curva vermelha, mas dependendo dos requisitos do sistema isto não é possível.

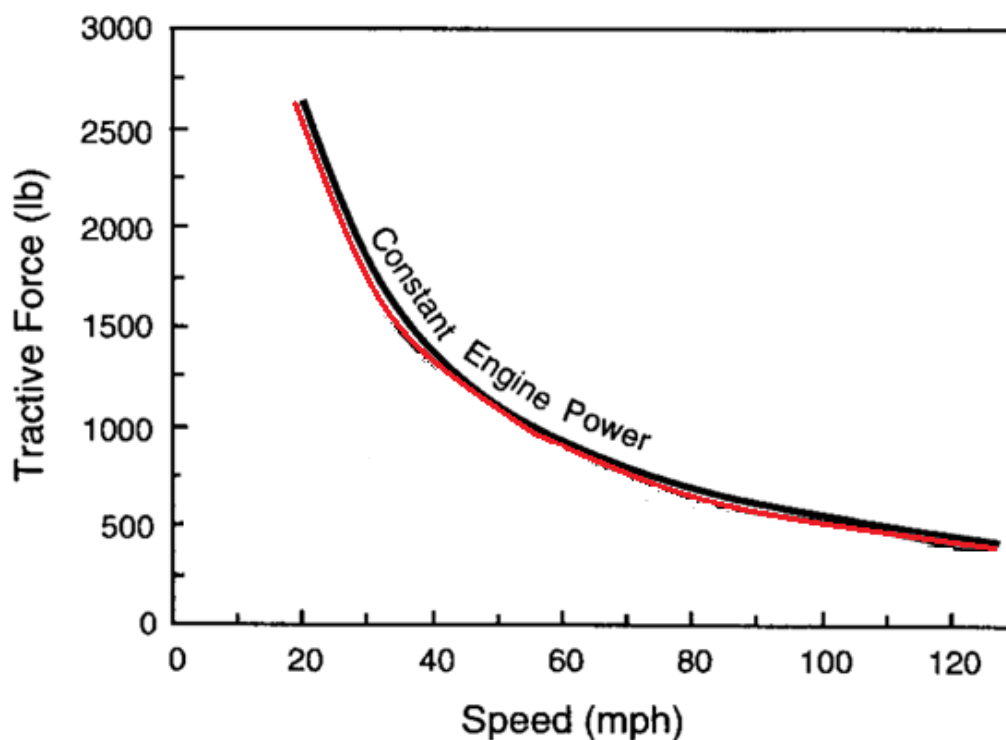


Gráfico 3 – Curva de esforço trativo num veículo CVT

Outro fator limitante é a rotação que tanto o motor à combustão quanto o motor elétrico podem atingir. No caso do motor elétrico procurou-se na literatura e adotou-se a rotação máxima de 9.000 rpm, sendo que este valor é utilizado no veículo Prius da Toyota, mas recomenda-se não ultrapassar a faixa de 7.000 a 7.500 rpm, pois estas rotações são tidas como a máximas para operação, pois acima destes valores o motor começa a sofrer um desgaste excessivo que não é desejado. Logo para as simulações adotou-se o mesmo motor do Prius com as seguintes características obtidas em [28]:

Motor elétrico

Tipo	AC síncrono de ímã permanente
Máx. tensão,	650
Máx. Poder, hp / kW	82/60
Máx. torque, N • m	207

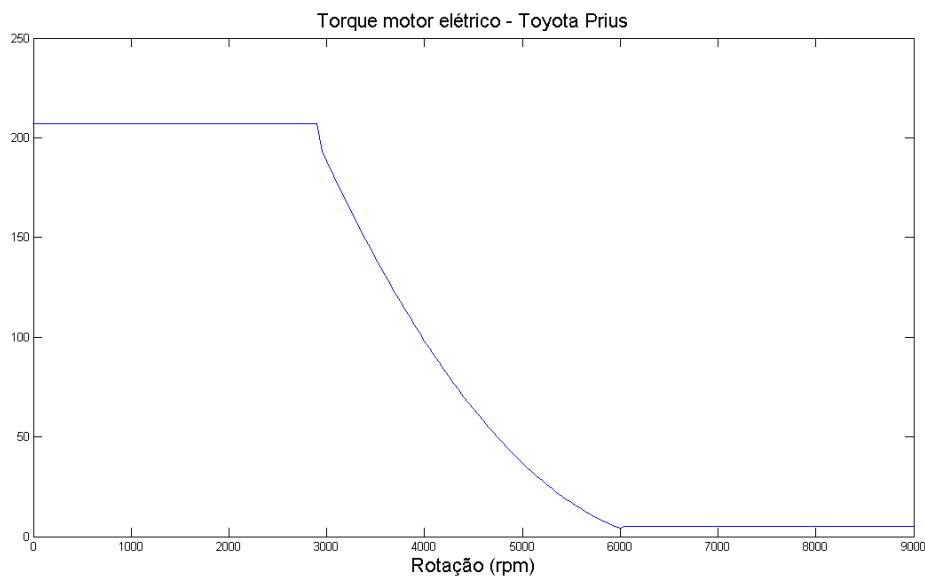


Gráfico 4 – Torque motor elétrico.

Quanto ao motor à combustão adotou-se um motor de pequeno porte 1.0 (1000cm³ cilindradas). A partir dos gráficos mostrados abaixo de potência e torque por rotação de dois motores 1.0, sendo o gráfico 2 do Celta 1.0 e a gráfico 5 do Ford Ka 1.0, pode-se entender melhor a faixa de trabalho de um motor dessa categoria.

Pode-se observar que em ambos os gráficos que a máxima potência do motor foi atingida a uma rotação de 6000rpm, logo este valor foi imposto como máxima rotação ao motor à combustão, mas pretende-se trabalhar numa faixa mais baixa, pois é sabido que a esta rotação a emissão de gases poluentes é elevada, além do alto consumo de combustível do veículo.

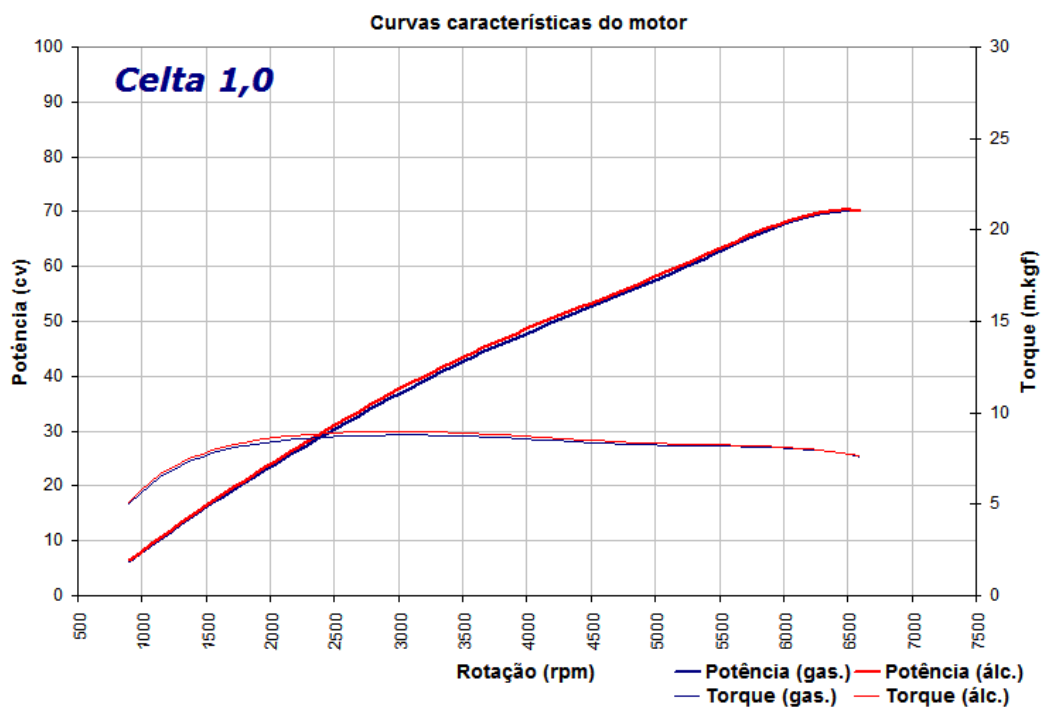


Gráfico 5 – Curva de potência e torque por rotação Celta 1.0

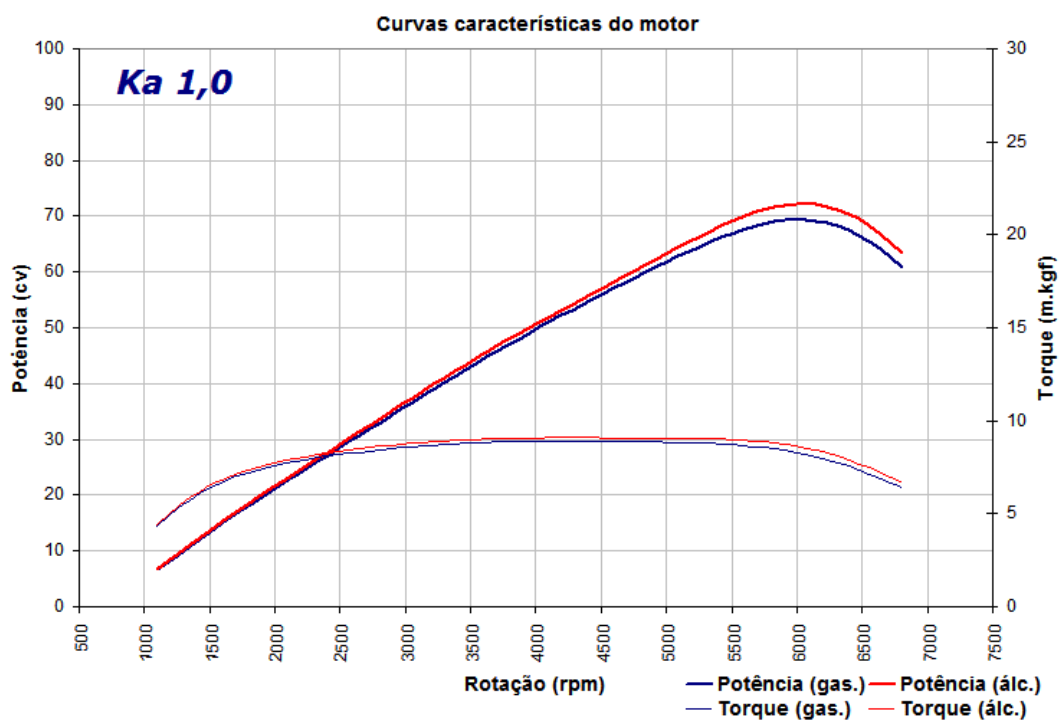


Gráfico 6 – Curva de potência e torque do Ford Ka 1.0

Comparando a curva de potência com a curva de torque pode-se observar que o máximo torque é atingido entre 3.000 e 3.500 rpm no motor 1.0 do Celta e entre 3.500 a 4.000 no motor do Ford Ka, assim adotou-se uma faixa ótima

de trabalho, ou seja, que o carro tenha disponível o máximo torque com um valor de potência razoável entre 3.000 e 3.750 rpm, sendo o ponto de máximo torque em 3.500 rpm, este ponto também foi adotado como ponto ótimo, no qual o veículo possível um melhor desempenho com o mínimo consumo de combustível e baixa emissão de poluentes.

Procurou-se impor limites razoáveis tanto para a potência quanto para a faixa de trabalho dos motores, mas sempre levando em consideração a aproximação com a realidade, a fim de se obter simulações próximas do real.

7. Resultado das Simulações

Utilizou-se o programa Excel para simular o sistema utilizando as equações mostradas acima, com o objetivo de se avaliar a possibilidade real de funcionamento do dispositivo.

Primeiramente simulou-se o sistema impondo os seguintes valores para os parâmetros do sistema, estes valores foram escolhidos com base em valores de transmissões já existentes para carros, como a transmissão do Toyota prius, assim utilizou-se os seguintes valores:

$$z_2 = 84$$

$$z_3 = 20$$

$$z_4 = 42$$

$$z_6 = z_2 + z_3 + z_4 = 146$$

A entrada do motor elétrico é feita através de um parafuso sem fim com duplo canal, ou seja, $z_9 = 2$, o diâmetro da engrenagem 8 é de 280 mm e o módulo igual a 5, logo $z_8 = 56$. Tentou-se simular o sistema com o parafuso de só um canal, só que o veículo ficou muito lento, por isso nesta e nas próximas simulações utilizou-se 2 canais.

Assim,

$$i_{23} = \frac{84}{20} = 4,2$$

$$i_{46} = \frac{42}{146} = 0,2876$$

$$i_8 = \frac{56}{2} = 28$$

Utilizou-se a seguinte equação para avaliar a velocidade do veículo:

$$V = \frac{w_{roda} * \pi * r_{roda}}{30} * 3,6$$

No caso considerou-se um veículo com raio de roda de 230 mm que é equivalente a um pneu 195/65 R15. Esta equação permite relacionar a velocidade no veículo com a rotação das rodas trativas, assim, pode-se obter gráficos com diversas retas paralelas que mostram como o veículo se comporta nas diferentes posições do motor à combustão em relação as variações de rotação por parte do motor elétrico.

A rotação da roda foi calculada através da seguinte equação que esta em função do índice de redução de diferencial e das entradas de rotação do motor elétrico e do motor à combustão fornece a rotação de entrada nas rodas. Retirou-se o sinal negativo da parcela que multiplica w_1 , assumindo a rotação para o sentido inverso ao que havia sido considerado para o equacionamento, assim obteve-se a seguinte expressão:

$$w_{roda} = i_{Diferencial} * \left\{ \frac{z_2 z_4}{z_3 z_6} * w_1 + \frac{1}{i_8} * \left[\frac{z_2 z_4}{z_3 z_6} + 1 \right] * w_9 \right\}$$

As curvas foram levantadas da seguinte maneira, fixou-se a rotação de entrada do motor à combustão em valores pré-determinados e então variou-se a entrada do motor elétrico de 0 a 9.000 rpm. Os valores de rotação utilizados para o motor à combustão foram: 0 ; 1000 ; 2000 ; 2750 ; 3500 ; 4100.

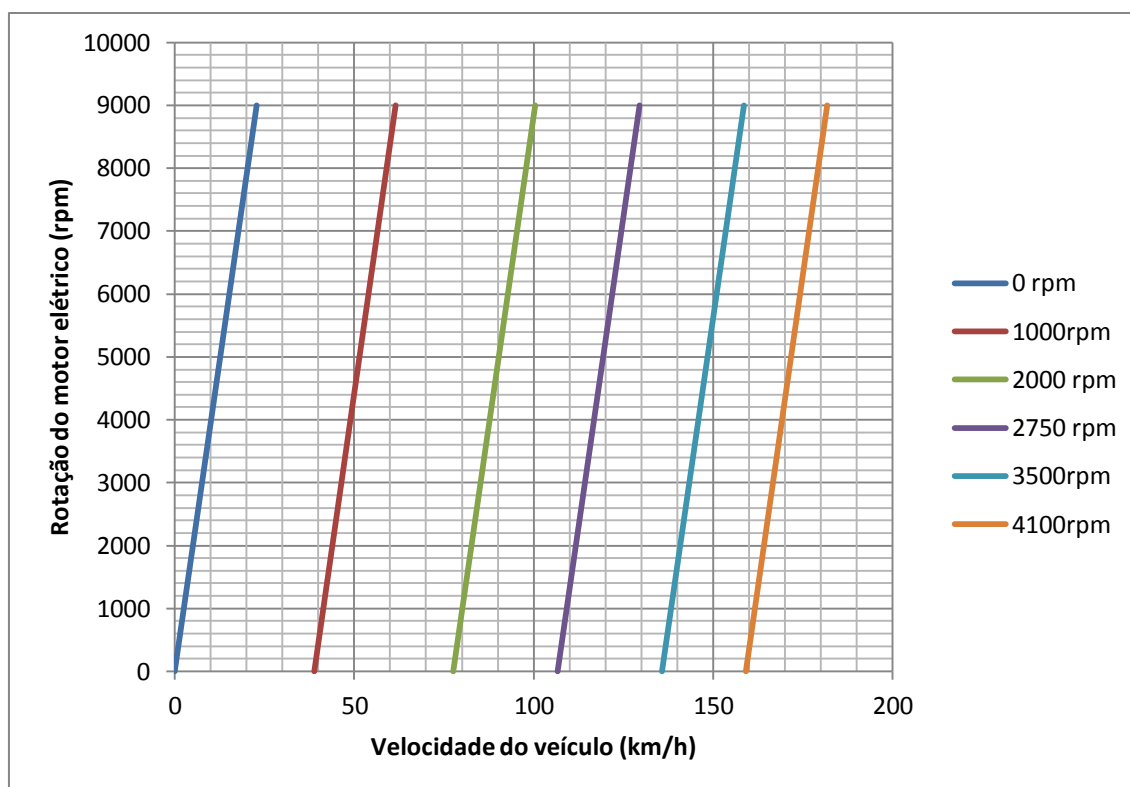


Gráfico 7 – Curvas de velocidade sem pré-redução do motor à combustão

Observando o Gráfico 6 percebe-se que o veículo atinge velocidades muito altas, ou seja, passa em muito da velocidade máxima desejada entorno de 90km/h, além do dispositivo atingir rotações elevadas internamente que podem causar danos. Outro ponto a considerar é que como o motor à combustão tem uma potência reduzida e um torque baixo, assim, se não houver uma boa redução por parte do sistema de transmissão o veículo pode se tornar pouco ágil nesta configuração, mesmo o motor elétrico tendo um torque considerável em baixas rotações. Além disso, o motor elétrico exerce pouca influência sobre a variação de velocidade do veículo, pois como pode-se ver as retas são quase verticais, mostrando que apesar do motor elétrico variar de rotação este não contribui satisfatoriamente para o acréscimo de velocidade.

Assim, utilizando o programa MATLAB e as curvas de um motor 1.0, apresentadas no gráfico 5 e as de um motor elétrico utilizado no Toyota Prius mostradas na gráfico 4, simulou-se todos os pontos possíveis de operação, ou seja, variou-se as rotações do motor à combustão de 1000 rpm até 5000 rpm com passo de 50 rpm e do motor elétrico de 0 rpm até 9000 rpm também com

passo de 50 rpm, sabe-se que o motor elétrico não deve ser operado acima de uma rotação de 7000 rpm, mas escolheu-se estudar até a situação limite.

Primeiramente obteve-se o gráfico 8, no qual pode-se ver a variação da velocidade do veículo para distintos pontos de operação, ou seja, obteve-se a topologia de operação do sistema de propulsão do veículo, por ser um sistema linear obteve-se um plano inclinado.

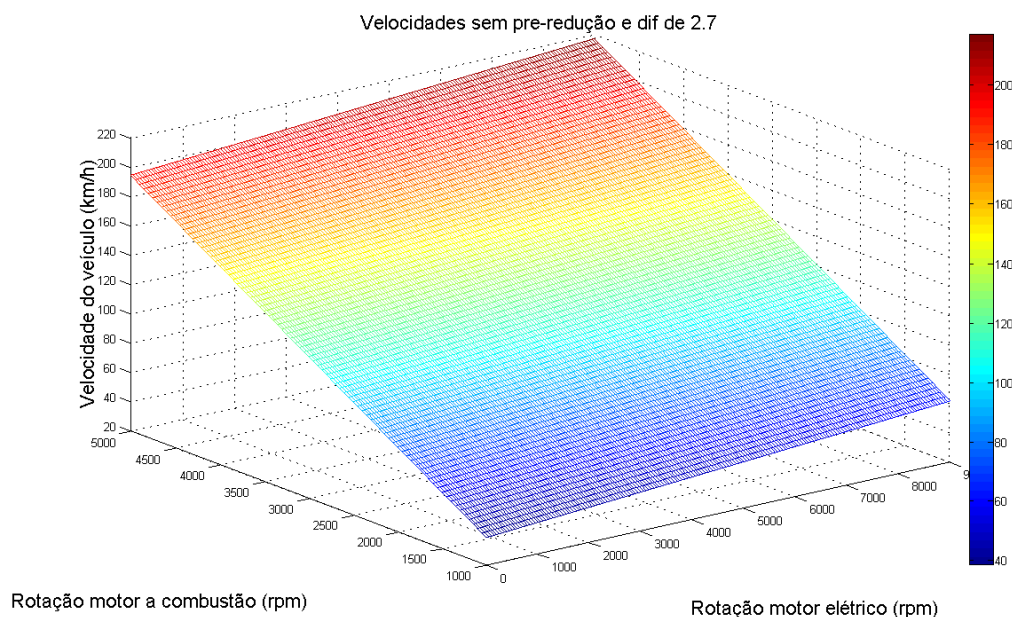


Gráfico 8 – Velocidades (s/ pré-redução , dif 2,7).

Como havia sido constado na simulação em Excel, o veículo atinge velocidades altas, da ordem 190 km/h, operando com o motor a combustão em seu limite de 5000 rpm e motor elétrico em 7000 rpm, limite estabelecido para não prejudicar o motor utilizado.

O segundo passo da simulação em MATLAB serviu para se obter a curva de torque do veículo. Esta foi obtida através das curvas de torque dos motores e assim obteve-se o torque na ponta do eixo da roda para cada ponto de operação, além disso, obteve-se também o esforço trativo que é dado pela equação abaixo:

$$F = \frac{\text{Torque na roda}}{\text{raio da roda}} * \text{Rendimento} [N]$$

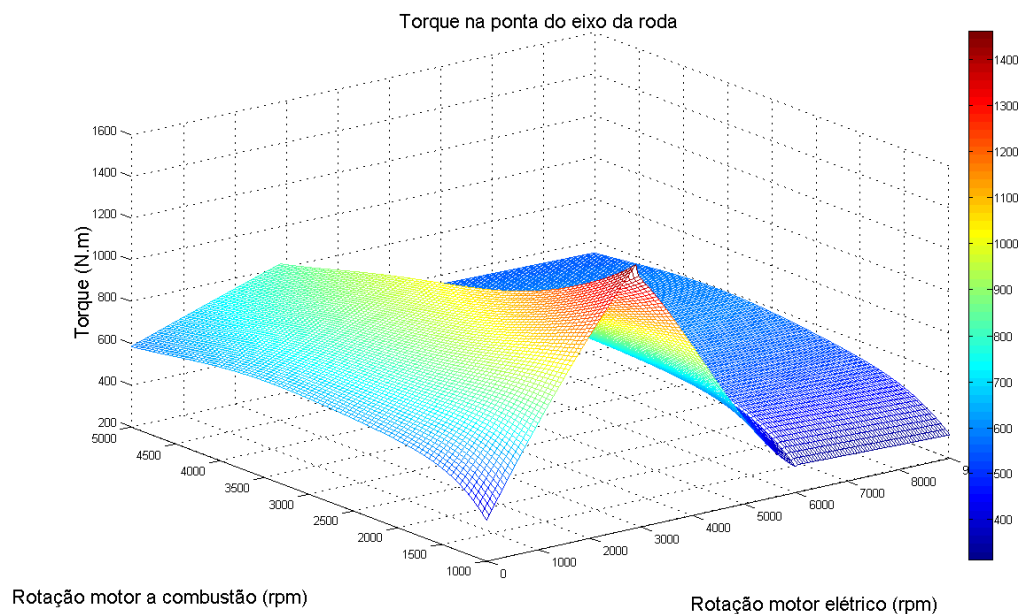


Gráfico 9 – Torque do veículo na ponta do eixo da roda (s/ pré-redução , dif 2,7).

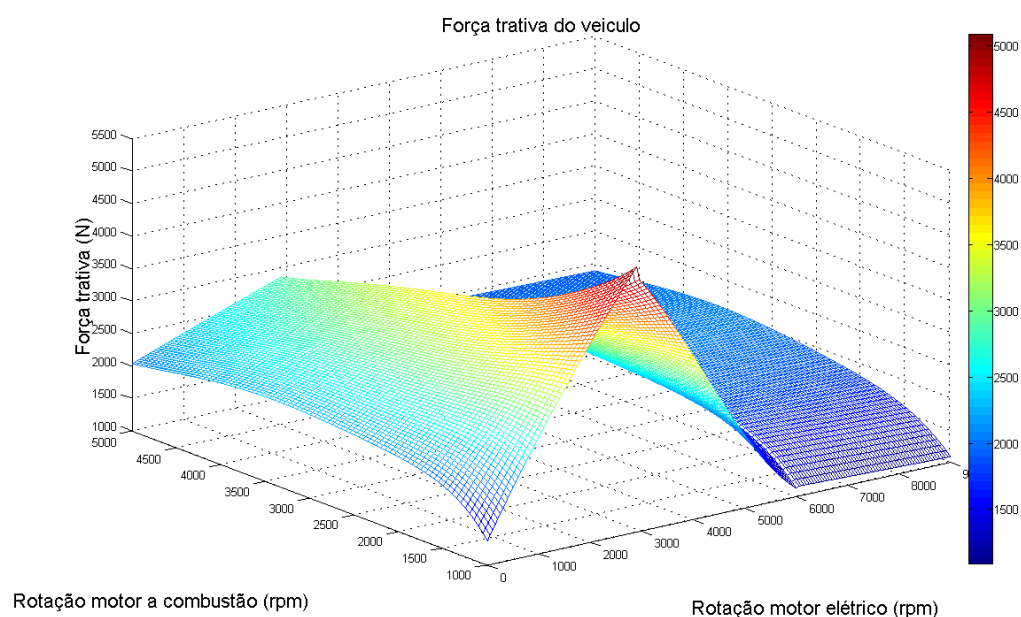


Gráfico 10 – Força trativa do veículo (s/ pré-redução , dif 2,7).

Como pode-se perceber no gráfico de torque o veículo possui um pico de torque para rotações de 3000 rpm do motor elétrico e depois tem uma queda acentuada, caso não se aumente a aceleração do motor à combustão, a fim de se compensar esse decréscimo, pois como é sabido os motores

elétricos tem alto torque em baixa rotação, mas a partir de um certo ponto o torque diminui bruscamente.

Observando o gráfico de força trativa percebe-se que esta atinge um valor máximo de 4000N, mas na sua faixa de operação normal fica entorno de 3500N. A partir de uma análise preliminar estes valores foram considerados um pouco baixos.

A fim de refinar a solução do problema, colocou-se uma pré-redução na entrada do motor à combustão, esta solução foi escolhida por ser de simples implementação. Outra solução possível seria aumentar o valor de i_{23} só que nesse caso os valores necessários seria muito altos, extrapolando os valores recomendados de uma relação máxima de redução de 6 na referência [30].

Assim, toda a rotação do motor à combustão passa por uma redução inicial de índice 2, ou seja, a rotação de entrada é dividida por dois e conseqüentemente o torque dobra.

Com esta modificação refez-se a simulação utilizando os seguintes parâmetros:

Índice de pré-redução da de w_1 igual a 2.

As engrenagens têm dentes inclinados com ângulo de ψ de 20° e módulo real de 2,25. Assim obteve-se:

$$z_2 = 84$$

$$z_3 = 20$$

$$z_4 = 42$$

Logo como o número de dentes da engrenagem epicicloidial depende de 2, 3 e 4, tem-se,

$$z_6 = z_2 + z_3 + z_4 = 146$$

A entrada do motor elétrico é feita através de uma parafuso sem fim com duplo canal, ou seja, $z_9 = 2$, o diâmetro da engrenagem 8 é de 280 mm e o módulo igual a 5, logo $z_8 = 56$.

Assim,

$$i_{23} = \frac{84}{20} = 4,2$$

$$i_{46} = \frac{42}{146} = 0,2876$$

$$i_8 = \frac{56}{2} = 28$$

Então simulou-se para três índices de redução do diferencial, 2,7 ; 2,9 ; 3,1. A simulação foi feita da seguinte maneira, mantida velocidade constante do motor á combustão, variou-se a velocidade do motor elétrico de 0 rpm até 9.000 rpm que foi considerada a velocidade limite de rotação deste motor.

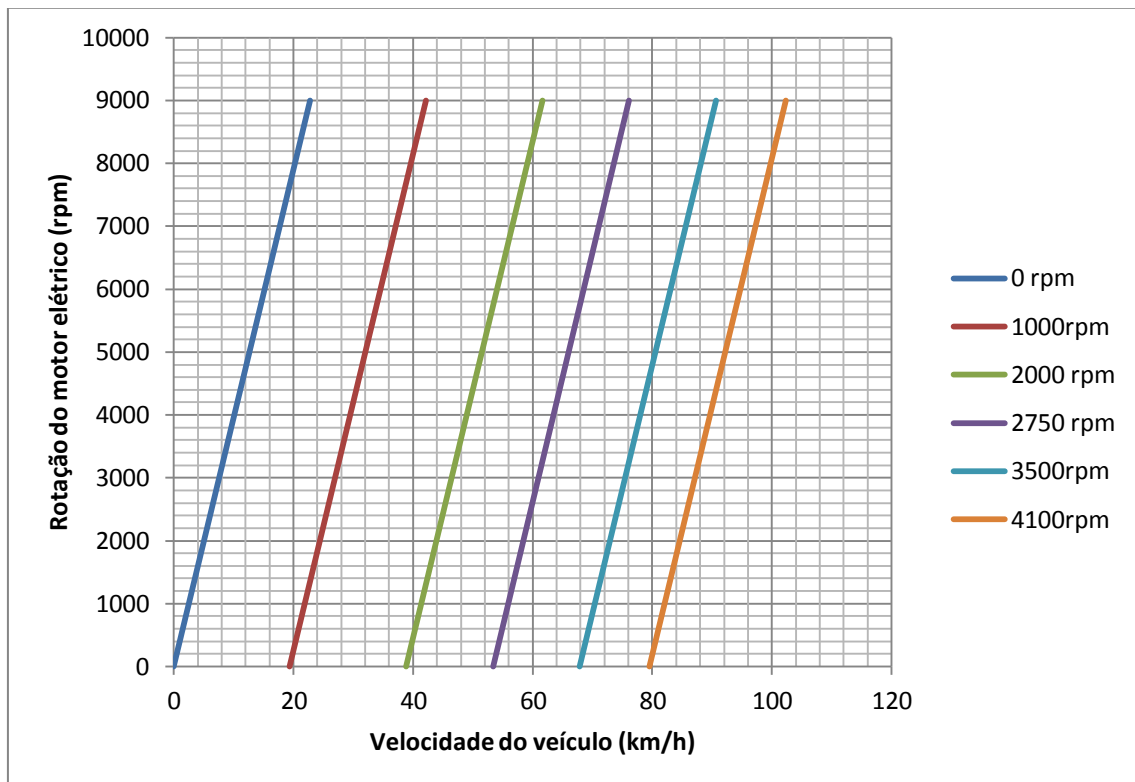


Gráfico 11- Curvas de velocidade com id=2,7

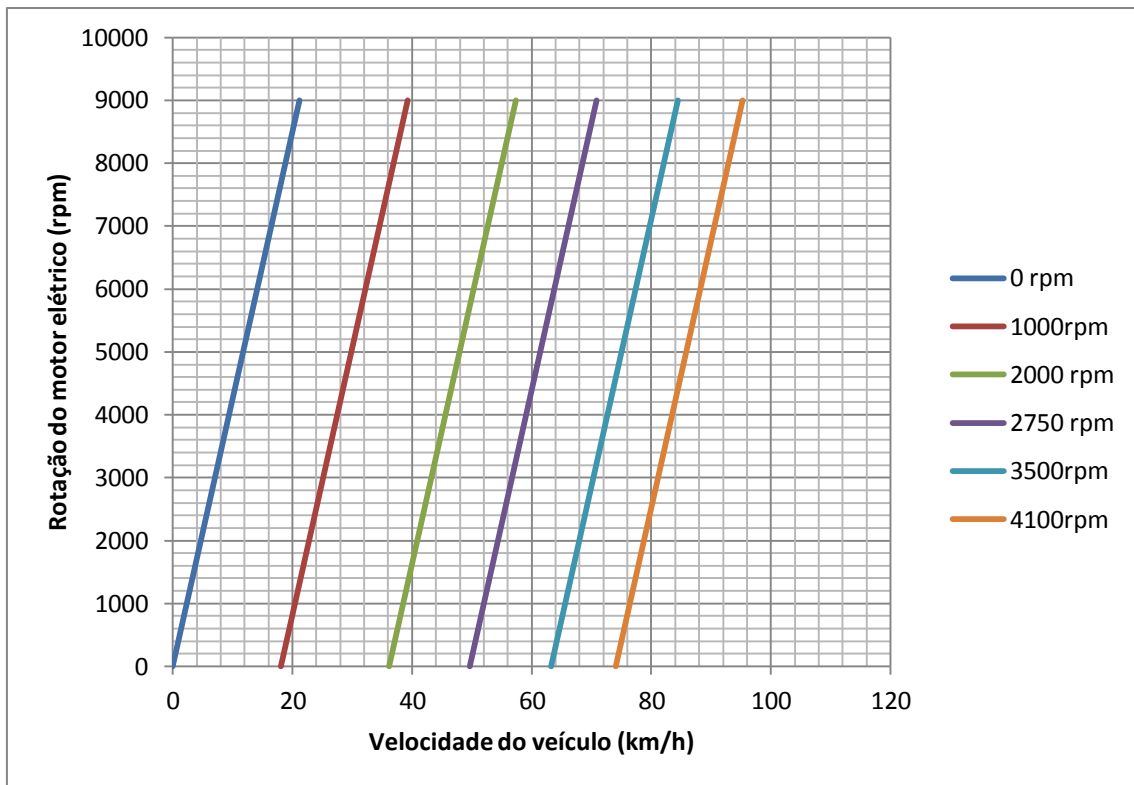


Gráfico 12 – Curvas de velocidade com id=2,9

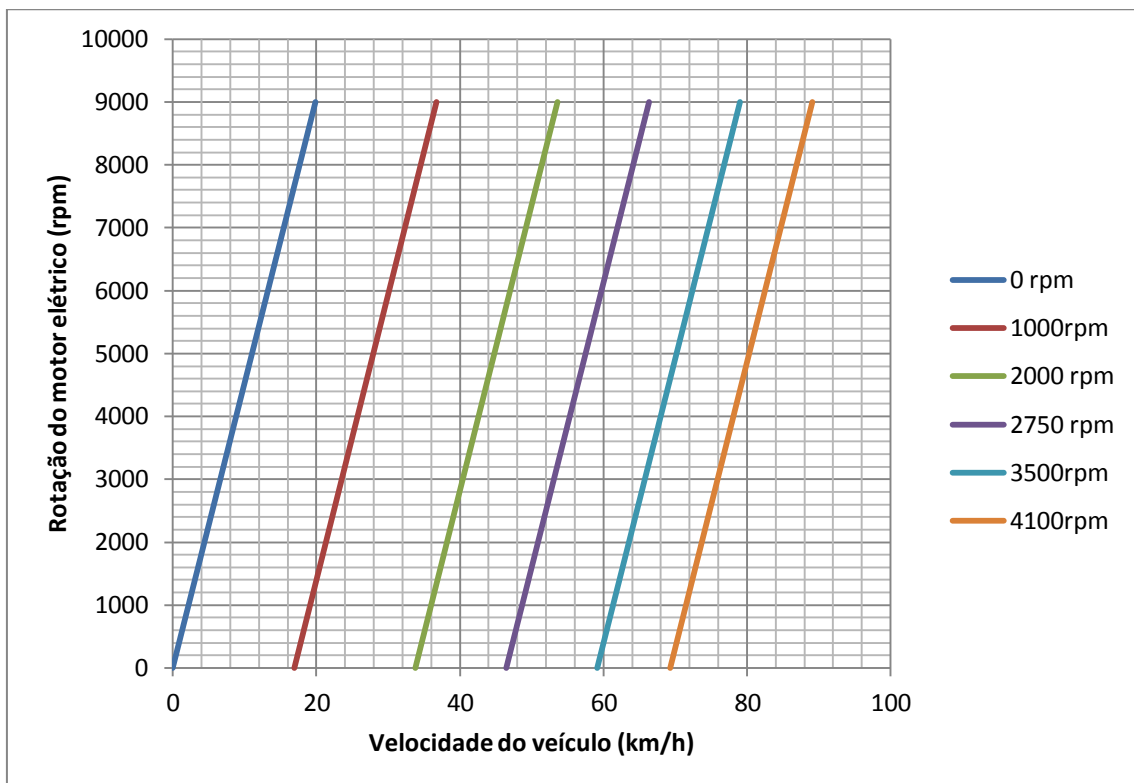


Gráfico 13 – Curvas de velocidade com id=3,1

Analisando os gráficos 7, 8 e 9 pode-se observar que agora a velocidade máxima está próxima do limite estabelecido. No caso do diferencial mais

reduzido, ou seja, com $i_{diferencial} = 3,1$, o veículo perde velocidade final, mas em compensação ganha em torque.

Assim, escolheu-se a configuração intermediária com diferencial com redução de índice 3 e fez-se uma simulação mais precisa. Assim, obteve-se todos os pontos de operação, bem como o gráfico de torque do veículo.

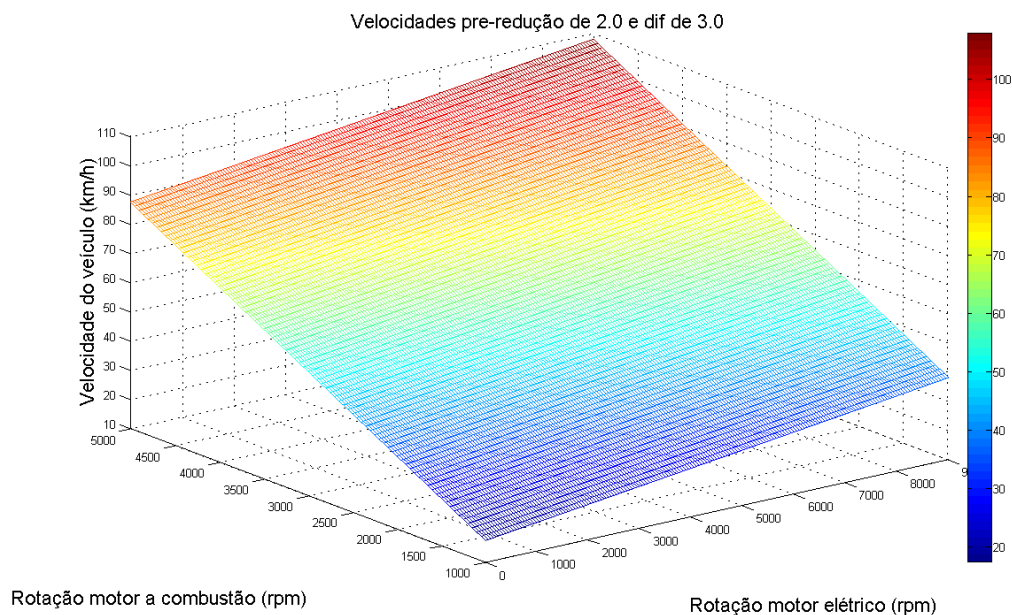


Gráfico 14 – Velocidade (pré-redução 2.0 e dif 3.0).

Observando o gráfico de velocidades gerado, pode-se perceber que o veículo atinge velocidade máxima entorno de 110 km/h, mas considerando os limites de operação de ambos os motores o veículo poderia atingir cerca de 100 km/h. Considerando que a proposta de trabalho é um veículo urbano que visa o baixo consumo energético, além da melhor utilização do espaço, ou seja, um veículo compacto que não ocupe muito espaço nas vias já congestionadas da cidade, esta solução atinge os seus objetivos iniciais, agora deve-se analisar o gráfico 15 de torque.

Observando o gráfico de torque para esta solução, percebe-se que o veículo tem um torque disponível na ponta do eixo da roda bem satisfatório, se esta análise for feita no gráfico de forças trativas que considera uma perda de 20 % da energia gerada nas mais diversas formas, este número pode parecer exagerado, mas considerando as inércias rotacionais, bem como a falta de exatidão dos dados aferidos sobre os propulsores este valor é razoável, pois

caso o veículo tenha um desempenho satisfatório considerando este alto nível de perda energética, o mesmo num caso real teria um desempenho superior.

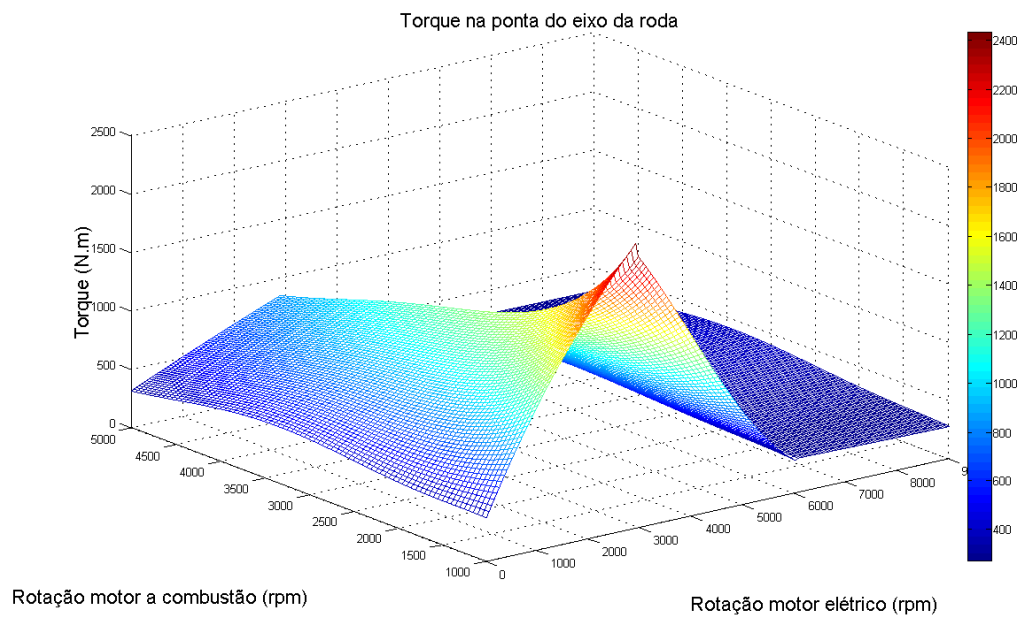


Gráfico 15 – Torque do veículo na ponta do eixo da roda(pré-redução 2.0 e dif 3.0).

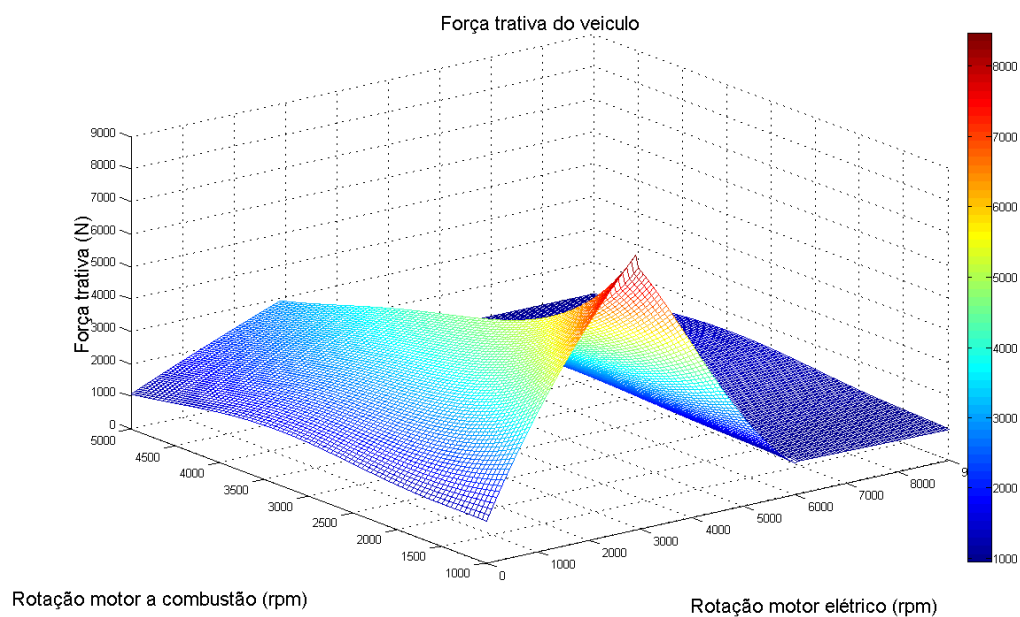


Gráfico 16 – Força trativa do veículo (pré-redução 2.0 e dif 3.0).

Como os resultados acima foram satisfatórios decidiu-se mexer na pré-redução de entrada, pois desta forma o veículo ficaria menos reduzido, ou seja, atingiria velocidades mais altas e desta forma poderia trafegar em estradas a

velocidades de 110km/h, em ponto que não exige-se muito do conjunto de propulsores.

Analisando os gráficos mostrados abaixo para esta situação pode-se concluir que esta configuração é efetiva, pois a uma rotação de 6000 rpm do motor elétrico e cerca de 3500 rpm do motor a combustão o veículo consegue rodar a esta velocidade. Analisando o gráfico de torque e força trativa, pode-se ver que o veículo apesar de menos reduzido ainda tem uma quantidade razoável de força para vencer os diferentes obstáculos de rodar na cidade.

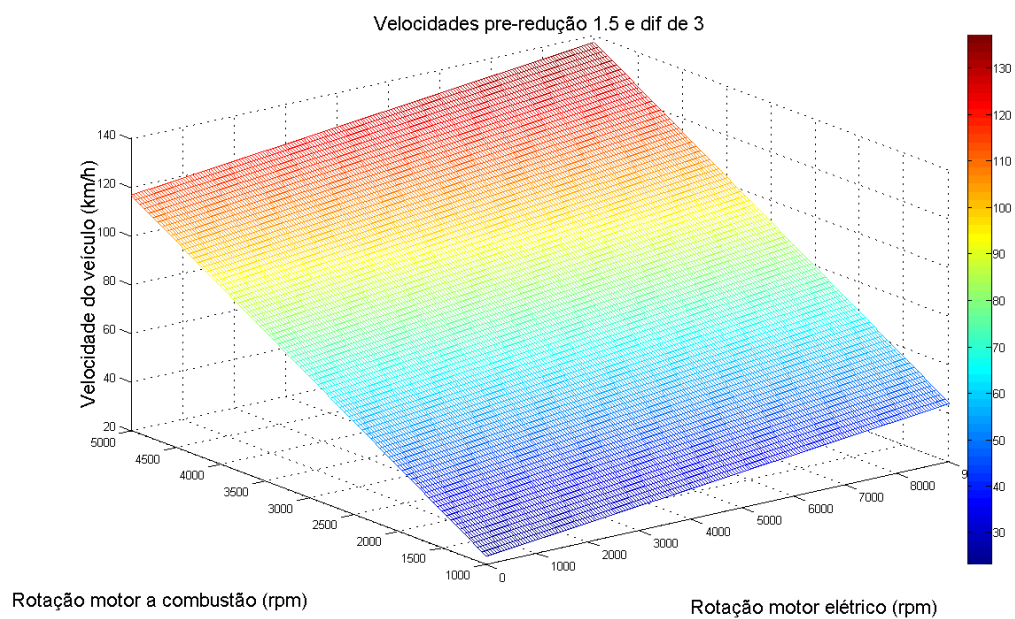


Gráfico 17 – Velocidades do veículo (pré-redução 1.5 e dif 3).

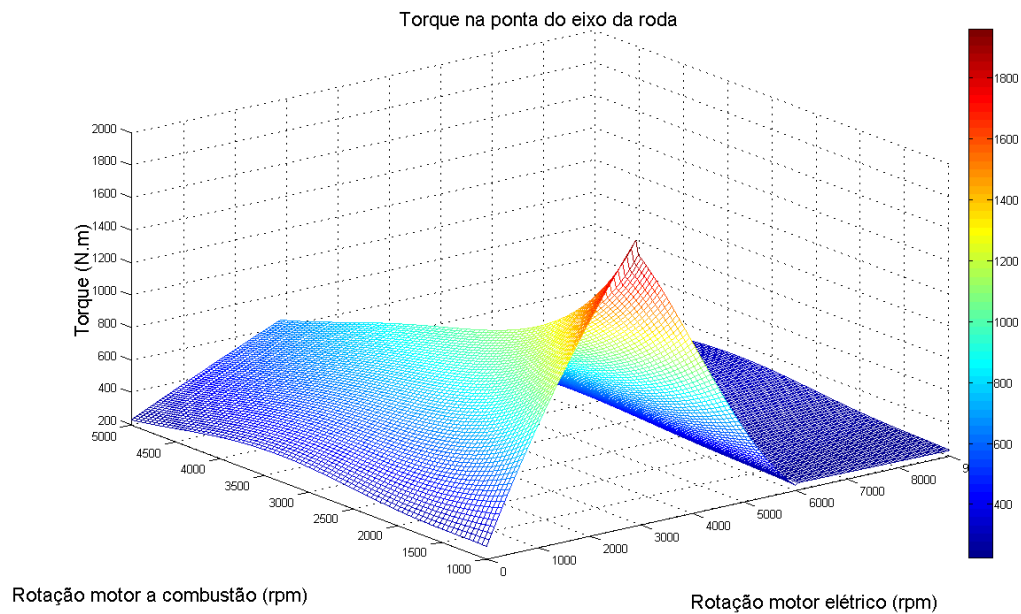


Gráfico 18 – Torque na ponta do eixo da roda (pré-redução 1.5 e dif 3).

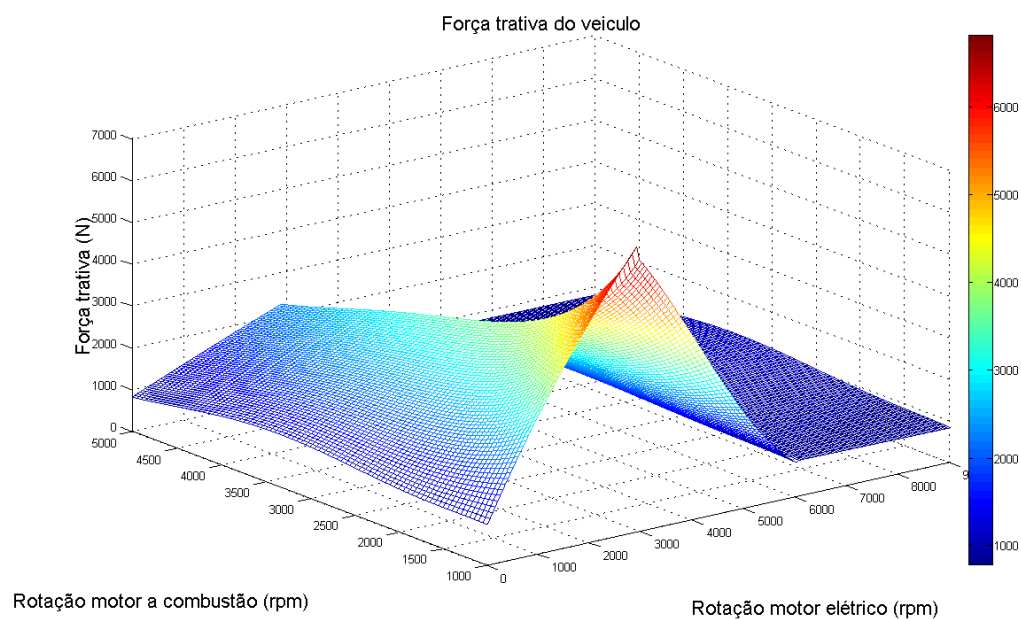


Gráfico 19 – Força trativa do veículo (pré-redução 1.5 e dif 3).

Pode-se observar que o veículo mesmo com estas mudanças continua tendo torque suficiente em baixas velocidades, ou seja, ele consegue superar os obstáculos corriqueiros encontrados nas vias urbanas.

Decidiu-se mudar alguns parâmetros a fim de se obter outra configuração do dispositivo e ver quais seriam as influências destas mudanças na dinâmica

do veículo, ou seja, tanto nas velocidades atingidas quanto na sua curva de força trativa disponível. As variações efetuadas foram de pequena ordem, pois os parâmetros anteriormente simulados apresentaram resultados coerentes e perto do esperado, além disso, tentou-se modificações mais drásticas e os resultados obtidos não foram satisfatórios, além de tornar a geometria do dispositivo muito fora do comum as transmissões existentes, e assim, fugindo do objetivo de um veículo compacto e urbano.

Parâmetros utilizados na simulação:

Utilizou-se engrenagens de dentes inclinados com ângulo de ψ de 20° e módulo real de 2,25. Assim obteve-se:

$$z_2 = 78$$

$$z_3 = 20$$

$$z_4 = 42$$

Logo como o número de dentes da engrenagem epicicloidial depende de 2, 3 e 4, tem-se,

$$z_6 = z_2 + z_3 + z_4 = 140$$

A entrada do motor elétrico é feita através de um parafuso sem fim com duplo canal, ou seja, $z_9 = 2$, o diâmetro da engrenagem 8 é de 260 mm e o módulo igual a 5, logo $z_8 = 52$.

Assim,

$$i_{23} = \frac{78}{20} = 3,9$$

$$i_{46} = \frac{42}{140} = 0,3$$

$$i_8 = \frac{52}{2} = 26$$

Utilizando a equação que define a rotação de entrada nas rodas, tem-se a seguinte equação que em função do índice de redução de diferencial e das

entradas de rotação do motor elétrico e do motor à combustão fornece a rotação de entrada nas rodas. Retirou-se o sinal negativo da parcela que multiplica w_1 , assumindo a rotação para o sentido inverso ao que havia sido considerado para o equacionamento, assim obteve-se a seguinte expressão:

$$w_{roda} = i_{Diferencial} * \left\{ 1,17 * w_1 + \frac{1}{26} * [1,17 + 1] * w_9 \right\}$$

Então simulou-se para três índices de redução do diferencial, 2,7 ; 2,9 ; 3,1 como feito anteriormente. Obteve-se as seguintes respostas do sistema:

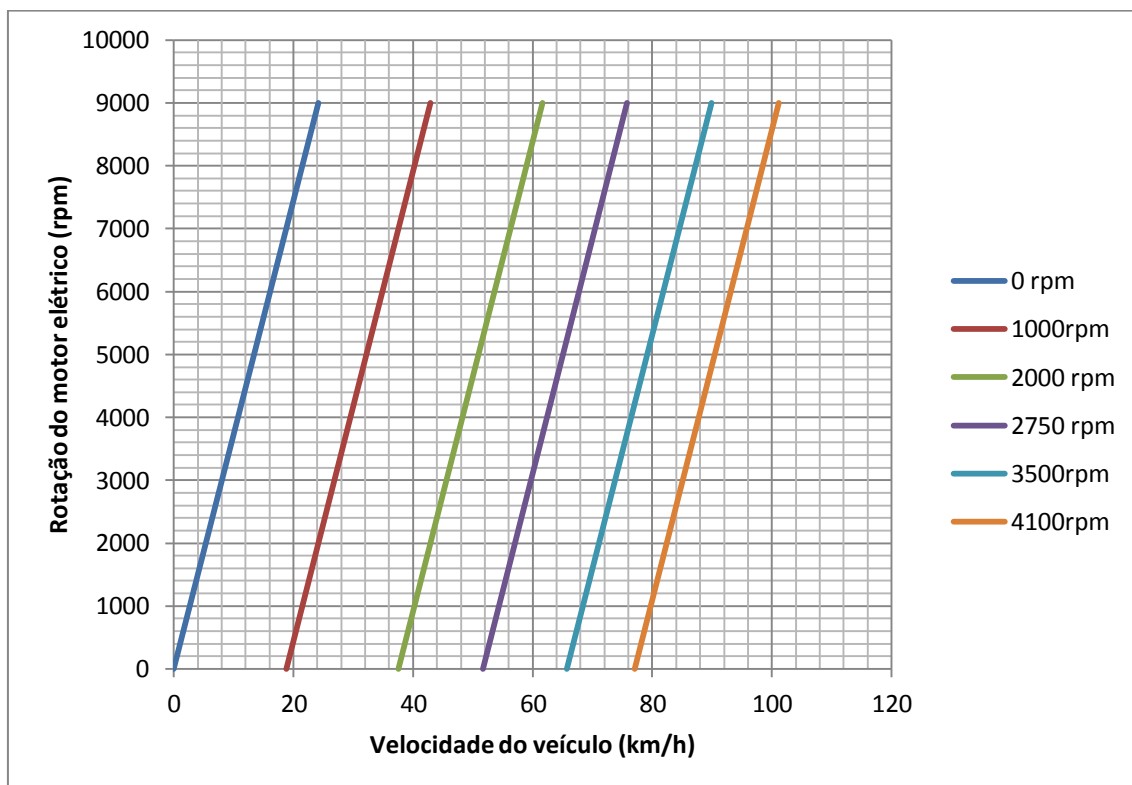


Gráfico 20 - Curvas de velocidade com id=2,7

No caso mostrado no gráfico 20 a diferença em relação a simulação anterior foi muito pequena, se comparado os dois gráficos percebesse que a segunda simulação o carro esta mais reduzido e por consequência com um pouco mais de torque, só que não chega a ser significativa.

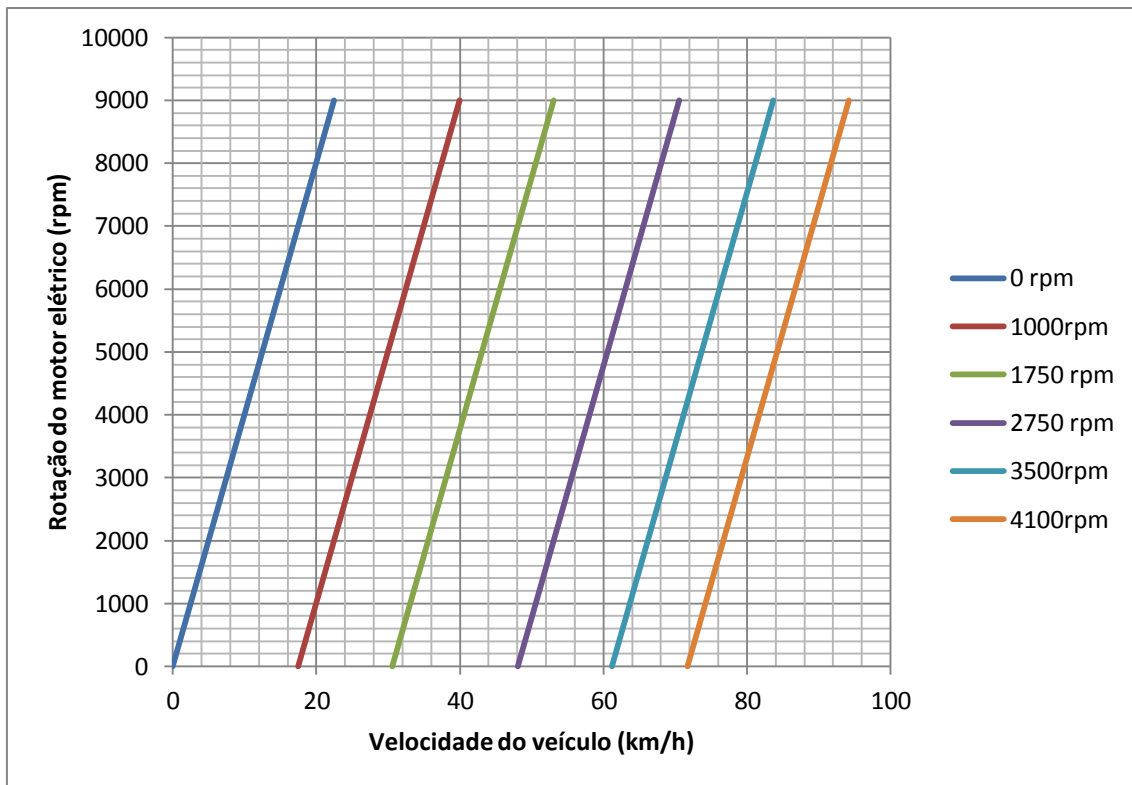


Gráfico 21 - Curvas de velocidade com id=2,9

Novamente a melhor opção seria o diferencial com $i_{diferencial} = 2,9$, pois no ponto ótimo a velocidade fica em cerca de 72 km/h.

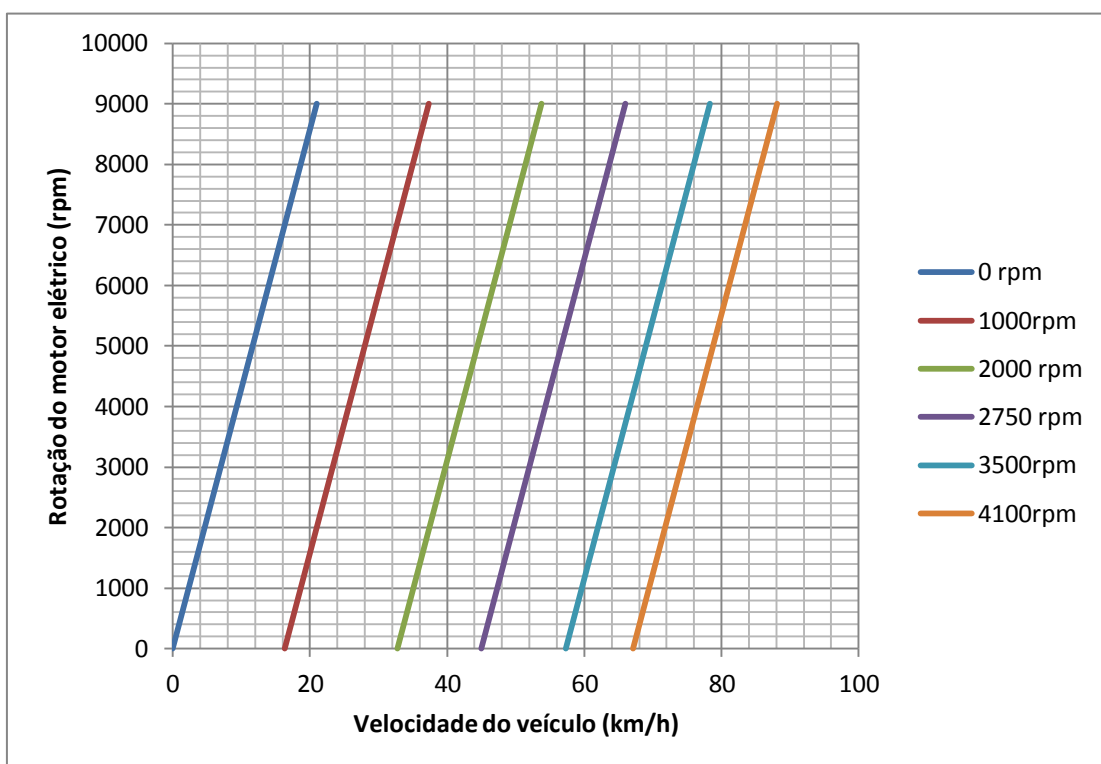


Gráfico 22 - Curvas de velocidade com id=3,1

Assim escolheu-se a situação com diferencial 2,7 e pré-redução de 1,75 para se fazer um estudo mais profundo quanto as velocidades e curvas de torque e força trativa. Os gráficos plotados mostram que

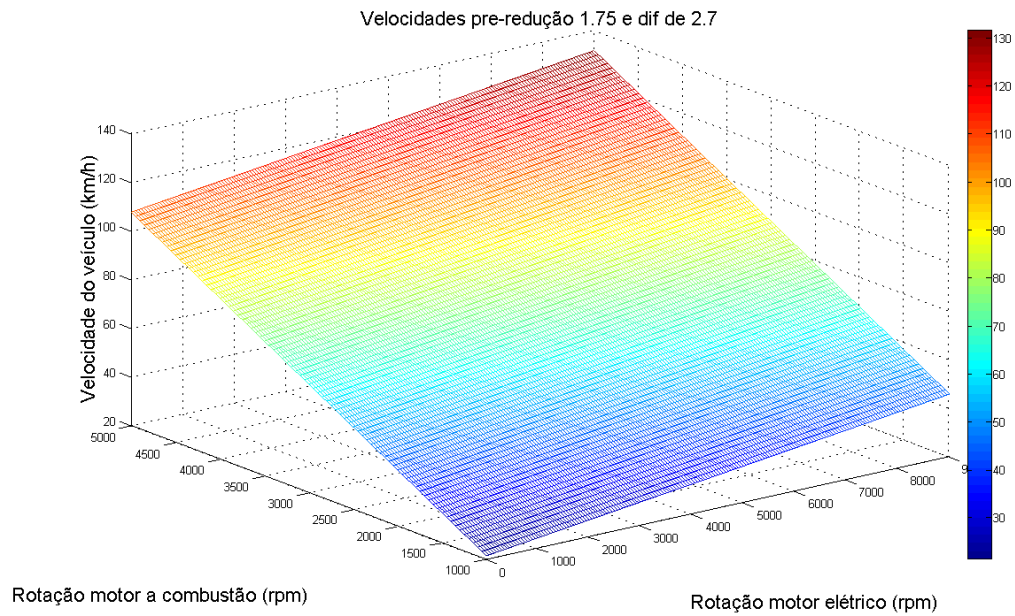


Gráfico 23 - Velocidades do veículo (pré-redução 1.75 e dif 2.7).

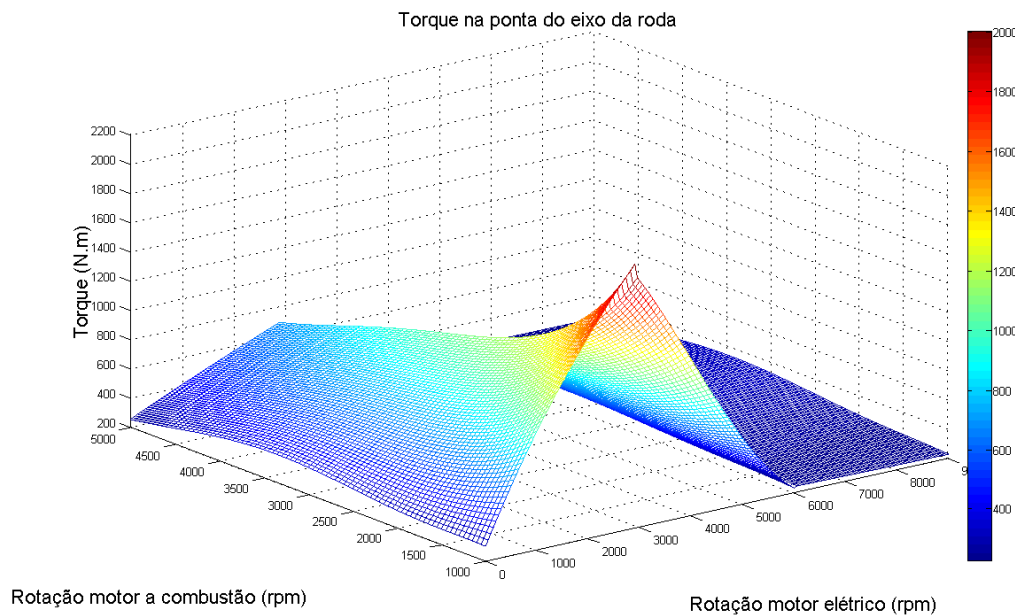


Gráfico 24 – Torque na ponta do eixo da roda (pré-redução 1.75 e dif 2.7).

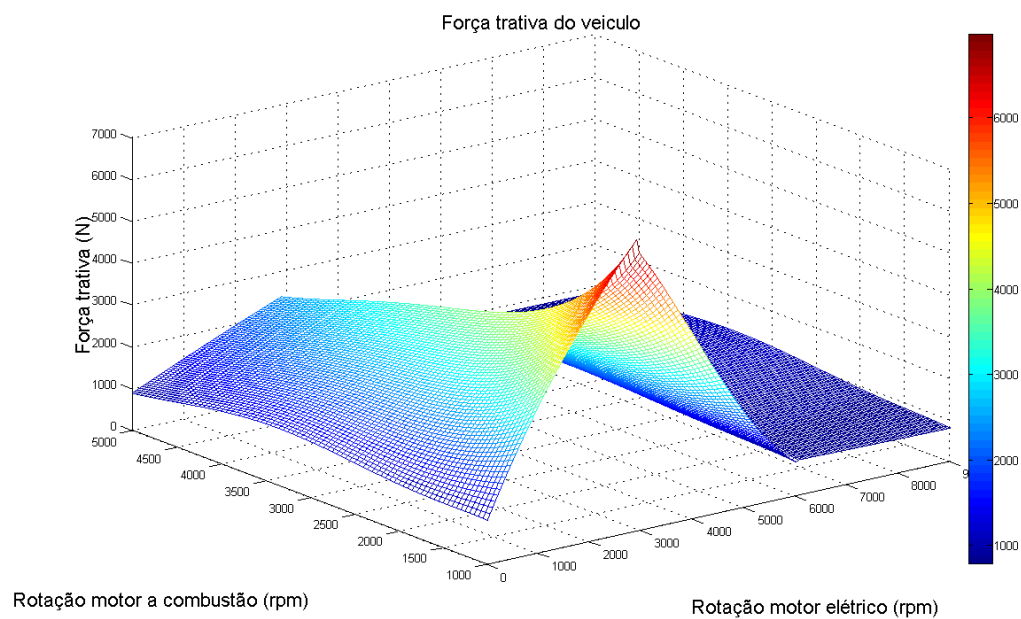


Gráfico 25 – Força trativa do veículo (pré-redução 1.75 e dif 2.7).

Procurou-se ainda estudar se seria possível inverter os motores, ou seja, o motor elétrico entrar através do eixo e o motor à combustão entrar através do parafuso sem fim 8, obteve-se o resultado mostrado abaixo, utilizando os parâmetros do primeiro teste.

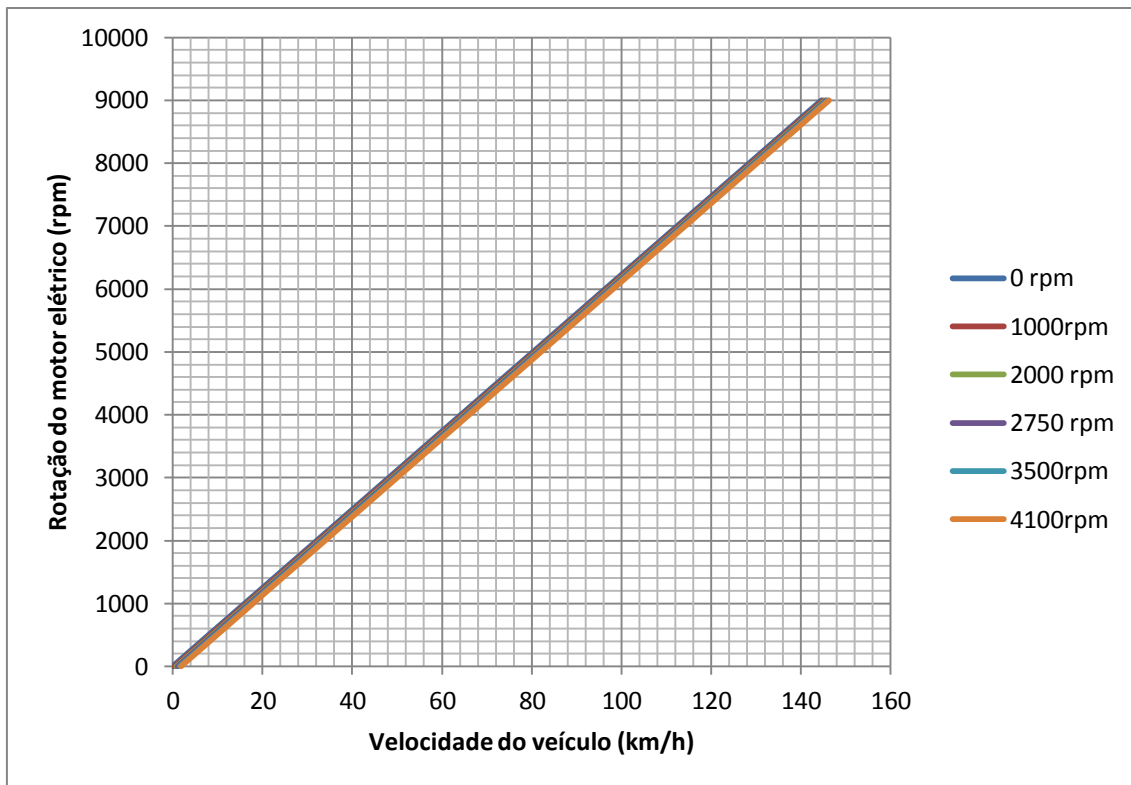


Gráfico 26 – Curvas de velocidade com inversão dos motores

Como pode-se observar o veículo conseguiria para qualquer rotação atingir as velocidades desejadas, pois o motor à combustão deixa de influenciar, mas sabe-se que o motor elétrico não consegue suprir por si só a necessidade de potência e torque do veículo, ou seja, seria um veículo muito pouco ágil que dependendo da solicitação não conseguiria ter resposta, por estar sempre trabalhando no limite do motor elétrico. Assim, esta hipótese foi descartada.

Ainda estudou-se a parte de manobra em baixas velocidades, isto foi feito utilizando os parâmetros utilizados na primeira simulação, a diferença foi que o motor elétrico pode ter rotações negativas. O gráfico 27 representa as curvas obtidas para o motor à combustão desligado ou em baixa rotação.

Como pode-se observar o gráfico 28 de torque, pode-se ver que o veículo tem torque suficiente para operar em baixas velocidades somente com o motor elétrico.

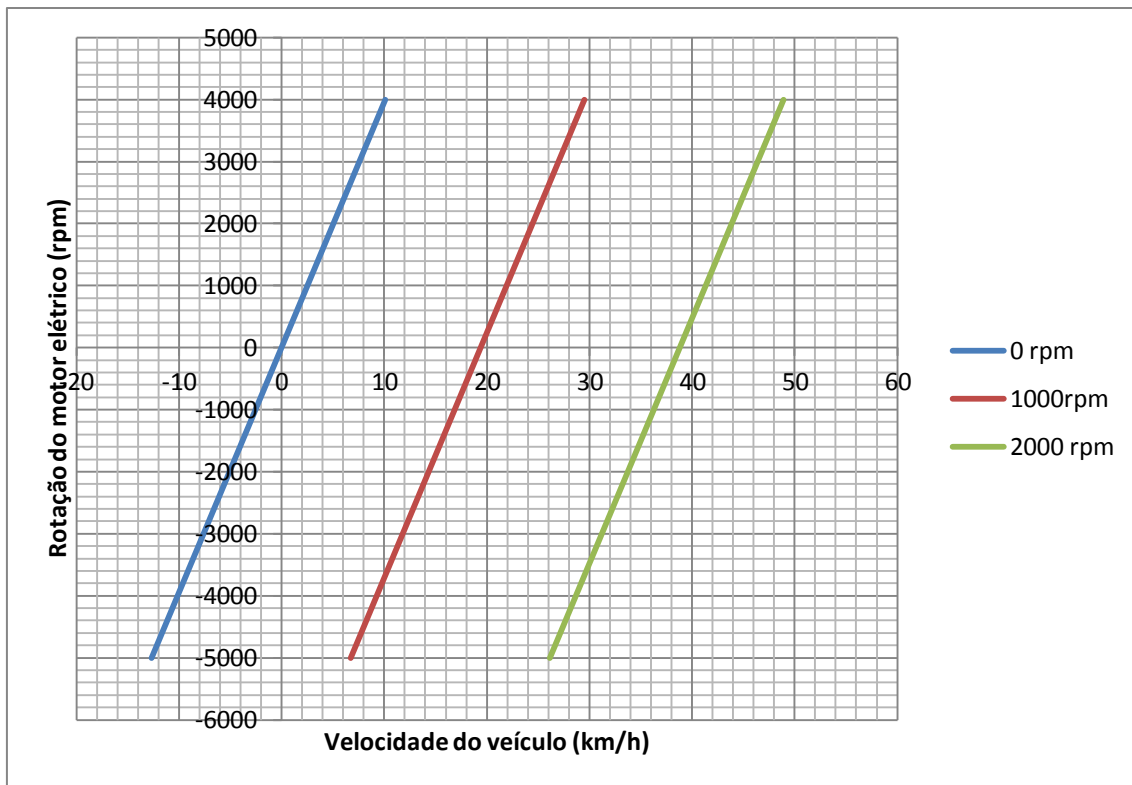


Gráfico 27 – Curvas com inversão de rotação do motor elétrico

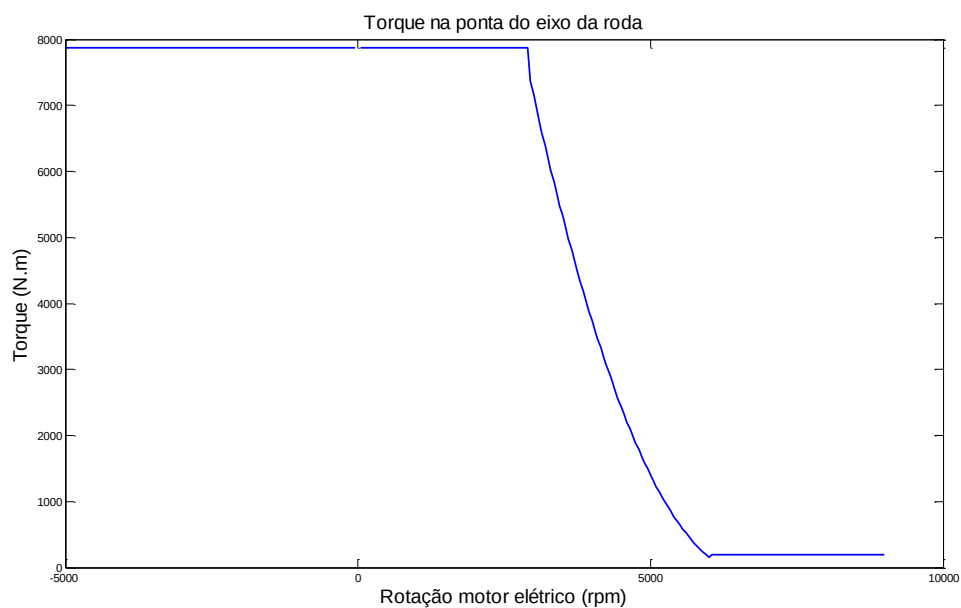


Gráfico 28 – Torque somente com motor elétrico.

Como pode-se perceber o veículo consegue atingir velocidades razoáveis para manobra sem utilizar o motor à combustão, além disso, não simulou-se para as velocidades máximas de rotação do motor elétrico, mas pode-se

perceber que até determinada velocidade não é necessário o funcionamento do motor à combustão e dado que os motores elétricos costumam ter torque em baixa rotação, talvez o veículo pudesse funcionar com um sistema de que desligasse o motor e religasse em baixas velocidades, a fim de se economizar combustível.

8. Considerações Finais

Levando-se em consideração o objetivo principal do trabalho, estudar um dispositivo para um carro híbrido, utilizou-se os dados de um carro de linha como base, ou seja, o veículo desenvolvido precisa atingir níveis próximos de torque, força trativa e potência. Assim, resolveu-se comparar os resultados obtidos para uma dada parametrização do dispositivo com do Gol Power 1.6, cujo Gráfico 29 de forças trativas é mostrado abaixo.

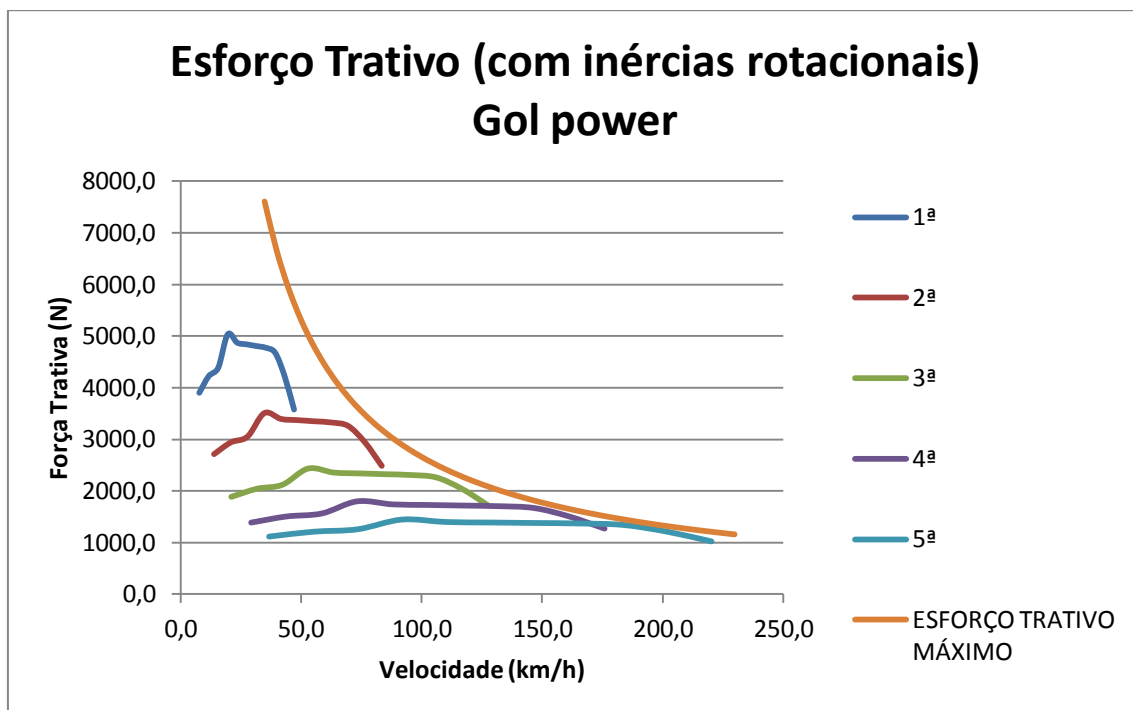


Gráfico 29 – Esforço trativo Gol Power.

Comparou-se este gráfico com o de força trativa da parametrização utilizada na simulação do veículo com uma pré redução de 1.75 e índice de redução do diferencial de 2.7 Gráfico 2930 que foi escolhida como a mais eficiente para os requisitos adotados.

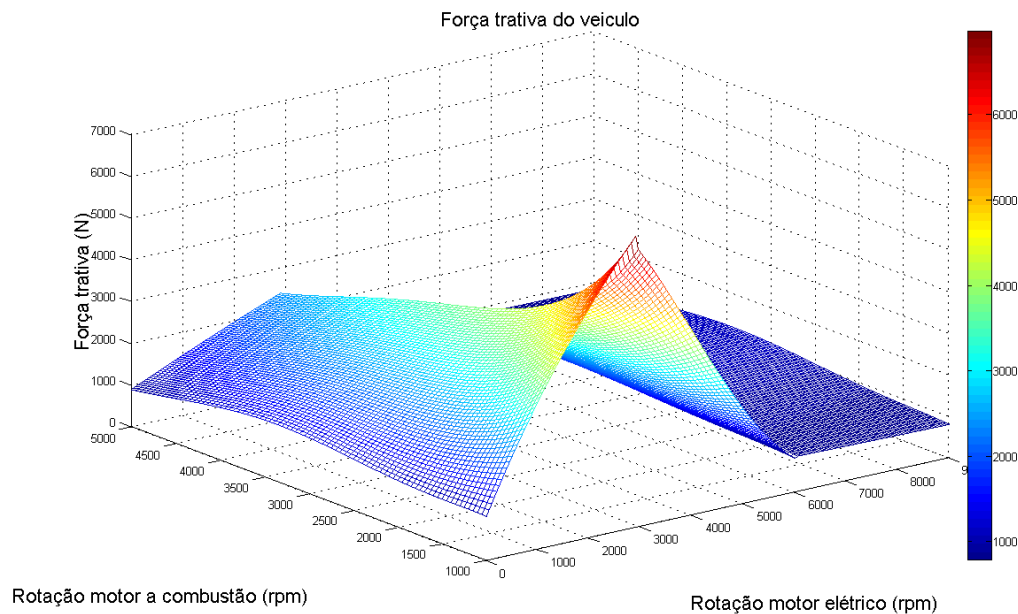


Gráfico 30 – Força trativa.

Pode-se perceber que o veículo projetado consegue atingir níveis próximos de força trativa do Gol Power, assim, o dispositivo se mostra passível de construção. Para o dispositivo ser funcional é necessário um estudo mais complexo da topologia de torque e força, pois a partir destes estudos é necessário se construir um sistema de controle. Este sistema deve levar em consideração a potência requerida e através do conhecimento da topologia do veículo escolher um ponto, ou seja, a rotação do motor a combustão e do motor elétrico. Além disso, o veículo híbrido deve buscar sempre o ponto de máximo desempenho de ambos os motores e de menor gasto energético.

Além de avaliar as forças trativas, ainda fez-se uma avaliação do ponto de vista da potência que o veículo conseguiria gerar, esta avaliação não leva em consideração as perdas por forças resistivas, mas serve para dar uma idéia da potência média que o veículo teria.

Fez-se esta avaliação para uma velocidade de 60 km/h, dessa forma, a saída da equação que define o dispositivo fica com duas incógnitas que são as rotações de entrada do motor a combustão e do motor elétrico, pois a rotação de saída da roda está fixa em 692 rpm. Assim pode-se ver de forma analítica pela equação abaixo, como se dá a relação entre as rotações, dado que os outros parâmetros estão definidos pela forma construtiva.

$$692 = i_{Diferencial} * \left\{ -\frac{Z_2 Z_4}{Z_3 Z_6} * w_1 + \frac{1}{i_8} * \left[\frac{Z_2 Z_4}{Z_3 Z_6} + 1 \right] * w_9 \right\}$$

O Gráfico 31 mostra a potência produzida pelo veículo para todos os pontos de operação, este gráfico foi construído levando em consideração a rotação que cada motor estava. Como é conhecido o gráfico de potência por rotação, obteve-se a potência desenvolvida pelos motores no dado ponto de operação, e a saída de potência é a soma das potências desenvolvidas, neste caso não é a potência real, pois não está se considerando as perdas no modelo utilizado.

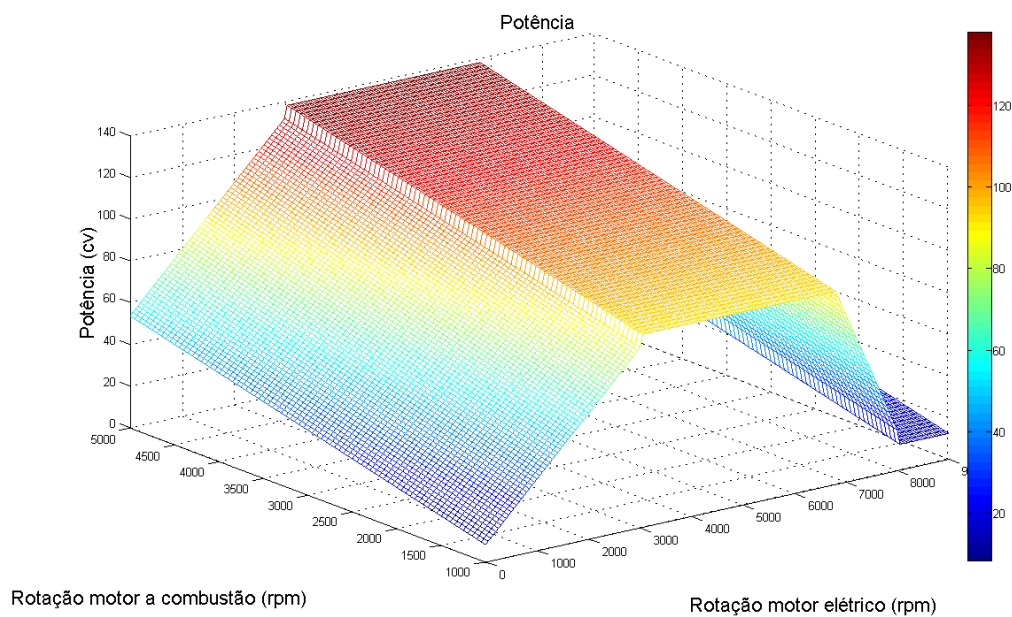


Gráfico 31 – Potência gerada.

Como foi escolhida uma determinada velocidade, o gráfico de potência foi cruzado com o gráfico de velocidades, desta forma, selecionou-se os distintos pontos de operação que tinham a velocidade especificada e obteve-se o Gráfico 32 que mostra a potência desenvolvida nos distintos ponto coletados. Assim, pode-se perceber que para uma dada velocidade, o dispositivo pode estar em diferentes pontos de operação, ou seja, existe a possibilidade de escolha do ponto a partir da análise da potência requerida, bem como a maximização do desempenho do mesmo.

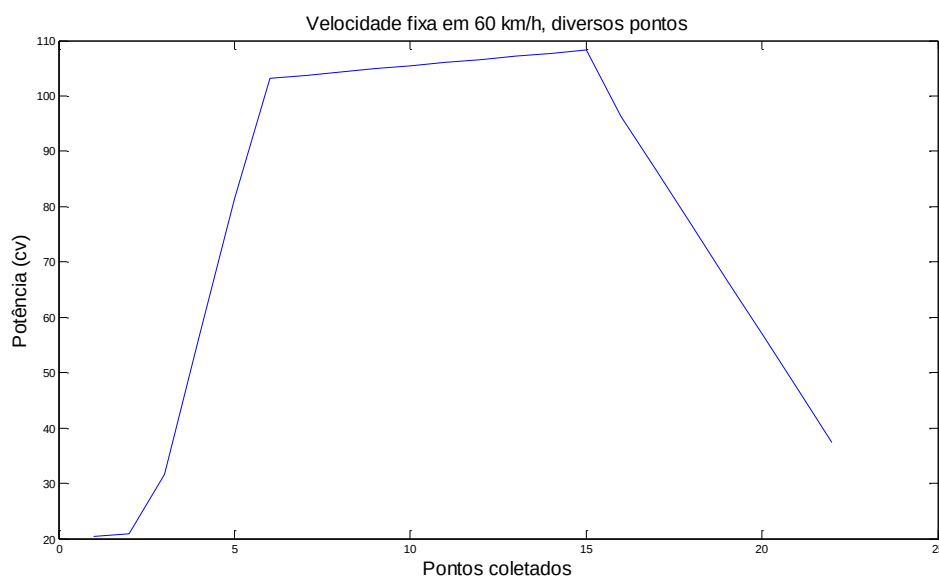


Gráfico 32 – Potência para os pontos com velocidade de 60km/h.

Assim, pode-se concluir que o dispositivo é efetivo em seu objetivo, pois atinge níveis de potência comparáveis com os carros de linha e tem a possibilidade de escolha do ponto de operação. Para a escolha do ponto de operação, a idéia principal é de colocar o motor a combustão para operar em uma faixa, a qual este atinja seu máximo desempenho. Com a manipulação das rotações do motor elétrico pode-se suprir as necessidades causadas pela variação de potência requerida sem retirar o motor a combustão de sua faixa ótima. Existem determinados casos, como num arranque mais brusco, ou em uma ultrapassagem, que a potência requerida é muito alta, pois o veículo precisa de agilidade, nestes casos ambos os motores trabalharão para suprir a necessidade de potência levando em consideração somente a geração de energia e por hora ignorando a economia de energia. Na maior parte do tempo o veículo encontra-se trafegando em baixas velocidades e sem a necessidade de alta potência, assim, o consumo energético será o fator mais relevante na escolha do ponto de operação.

9. Conclusão e Sugestões para Trabalhos Futuros

Os resultados obtidos através do equacionamento do sistema e posterior simulação em Excel e MATLAB mostram que o dispositivo é plausível. Como se constatou na parte de resultados e simulações é possível construir o dispositivo com diversas configurações, a escolha de uma delas seria feita com base no tipo do veículo que se deseja construir, bem como o tipo de terreno que o mesmo necessitaria enfrentar.

Caso o dispositivo fosse construído seria necessário um estudo mais profundo, a fim de estudar o consumo de combustível, além da possibilidade de acoplar um regenerador de energia para recarregar as baterias a partir da energia da frenagem. O presente trabalho mostrou que o dispositivo pode ser construído, a forma construtiva não necessariamente precisa respeitara a utilizada neste trabalho, mas deve ser algo próximo, pois a disposição utilizada é muita eficiente para a união de diferentes motores e já é utilizada pela indústria em diferentes situações.

A partir desse trabalho, novas propostas de trabalho futuro podem ser apontadas. Uma primeira proposta de trabalho seria o estudo mais profundo na área de consumo energético. Este refinamento é necessário para se saber quais são os pontos de operação de maior rendimento energético e consequentemente definir qual seria a faixa ótima de operação para o motor a combustão. Este trabalho também viabilizaria um segundo estudo na área de controle, pois para o bom funcionamento do dispositivo é necessário o desenvolvimento de um alinhamento de controle que a partir da potência requerida escolha o ponto de operação mais apropriado em vista do consumo e desempenho.

Assim, o presente trabalho atingiu o seu objetivo principal que era estudar um dispositivo para veículos híbridos, sendo este dispositivo um câmbio CVT.

10. ANEXO - Programa de MATLAB

```
clear all
clc

% Calculo do Indice de redução e entradas iniciais

z3=20;

z4=42;
i23=4.2;
z2=z3*i23;
d8=280;
m8=5;
z8=d8/m8;
z9=2;
i8=z8/z9;
z6=z2+z3+z4;

ired=z2*z4/z3/z6

%Gerando os vetores de rotação

X=0:50:9000;

Y=[1000:50:5000];

%Tamanho dos vetores
n=181;
m=81;

% Calculo vetor de velocidades

preredu=1;
reddif=2.7;
Z=zeros(m,n);

for i=1:81
    for j=1:181
        Z(i,j)=(((X(j)*(ired+1)/i8)+(Y(i)*ired/preredu))/reddif)*pi*0.23/30)*3.6;
    end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,Z);
title('Velocidades sem pre-redução e dif de 2.7','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Velocidade do veículo (km/h)','fontsize',16);

save2word('figuras trab.doc');

%% Torque - Inf de torq por rotação
%rot rpm
pe1=[3000 4000 5000 4500 6000 7000 8000];
% torque Nm
pe2=[210 74 57 30 20 15 10];
[p,S]=polyfit(pe1,pe2,2);
% rot rpm motor ICE
```

```
pc1=[1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500];
% torque
pc2=[176.4 254.8 274.4 284.2 300 294 289.1 274.4 264.6 254.8 254.8 245];
[pc,D]=polyfit(pc1,pc2,6);
```

```
T=zeros(m,n);
% vetor X rotação mot elétrico tamanho n = 181 , usar o contador j
% vetor y rotação mot combustão tamanho m = 81 , usar o contador i
```

```
for i=1:81
    for j=1:181
        if X(j)<=2900
            te=207;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
            te=polyval(p,X(j));
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        else
            te=5;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        end
    end
end
fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,T)
title('Torque na ponta do eixo da roda','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Torque (N.m)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');
```

```
%Força trativa desprezando as inercias rotacionais, mas usando fator de
%correção
```

```
perdas=0.8;
r=0.23;
```

```
F=zeros(m,n);
F=T*perdas/r;
fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,F)
title('Força trativa do veiculo','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Força trativa (N)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');
```

```
% CURVA DE TORQUE DO MOTORES.
```

```
for j=1:181
    if X(j)<=2900
        L(j)=207;
    elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
        L(j)=polyval(p,X(j));
    else
```

```

        L(j)=5;
    end
end
figure
plot(X,L);
hold all;
plot(Y,polyval(pc,Y));

%% Modelo com pre redução de 2 dife 2.7

% Calculo do Indice de redução e entradas iniciais
z3=20;
z4=42;
i23=4.2;
z2=z3*i23;
d8=280;
m8=5;
z8=d8/m8;
z9=2;
i8=z8/z9;
z6=z2+z3+z4;

ired=z2*z4/z3/z6

%Gerando os vetores de rotação

X=0:50:9000;

Y=[1000:50:5000];

%Tamanho dos vetores
n=181;
m=81;

% Calculo vetor de velocidades

preredu=2;
reddif=2.7;
Z=zeros(m,n);

for i=1:81
    for j=1:181
        Z(i,j)=(((X(j)*(ired+1)/i8)+(Y(i)*ired/preredu))/reddif)*pi*0.23/30)*3.6;
    end
end
end
fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,Z);
title('Velocidades pre-redução de 2.0 e dif de 2.7','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Velocidade do veículo (km/h)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%% Torque - Inf de torq por rotação
%rot rpm
pe1=[3000 4000 5000 4500 6000 7000 8000];
% torque Nm
pe2=[210 74 57 30 20 15 10];

```

```

[p,S]=polyfit(pe1,pe2,2);
% rot rpm motor ICE
pc1=[1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500];
% torque
pc2=[176.4 254.8 274.4 284.2 300 294 289.1 274.4 264.6 254.8 254.8 245];
[pc,D]=polyfit(pc1,pc2,6);

T=zeros(m,n);
% vetor X rotação mot elétrico tamanho n = 181 , usar o contador j
% vetor y rotação mot combustão tamanho m = 81 , usar o contador i

for i=1:81
    for j=1:181
        if X(j)<=2900
            te=207;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
            te=polyval(p,X(j));
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        else
            te=5;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        end
    end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,T)
title('Torque na ponta do eixo da roda','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Torque (N.m)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%Força trativa desprezando as inercias rotacionais, mas usando fator de
%correção

perdas=0.8;
r=0.23;

F=zeros(m,n);
F=T*perdas/r;

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,F)
title('Força trativa do veículo','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Força trativa (N)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

% CURVA DE TORQUE DO MOTORES.
for j=1:181
    if X(j)<=2900

```

```

        L(j)=207;
    elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
        L(j)=polyval(p,X(j));
    else
        L(j)=5;
    end
end

%% Modelo com diferencial 3 e pre de 2

% Calculo do Indice de redução e entradas iniciais
z3=20;
z4=42;
i23=4.2;
z2=z3*i23;
d8=280;
m8=5;
z8=d8/m8;
z9=2;
i8=z8/z9;
z6=z2+z3+z4;

ired=z2*z4/z3/z6

%Gerando os vetores de rotação

X=0:50:9000;

Y=[1000:50:5000];

%Tamanho dos vetores
n=181;
m=81;

% Calculo vetor de velocidades

preredu=2;
reddif=3;
Z=zeros(m,n);

for i=1:81
    for j=1:181
        Z(i,j)=(((X(j)*(ired+1)/i8)+(Y(i)*ired/preredu))/reddif)*pi*0.23/30)*3.6;
    end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,Z);
title('Velocidades pre-redução de 2.0 e dif de 3.0','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Velocidade do veículo (km/h)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%% Torque - Inf de torq por rotação
%rot rpm
pe1=[3000 4000 5000 4500 6000 7000 8000];
% torque Nm
pe2=[210 74 57 30 20 15 10];

```

```

[p,S]=polyfit(pe1,pe2,2);
% rot rpm motor ICE
pc1=[1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500];
% torque
pc2=[176.4 254.8 274.4 284.2 300 294 289.1 274.4 264.6 254.8 254.8 245];
[pc,D]=polyfit(pc1,pc2,6);

T=zeros(m,n);
% vetor X rotação mot elétrico tamanho n = 181 , usar o contador j
% vetor y rotação mot combustão tamanho m = 81 , usar o contador i

for i=1:81
    for j=1:181
        if X(j)<=2900
            te=207;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
            te=polyval(p,X(j));
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        else
            te=5;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        end
    end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,T)
title('Torque na ponta do eixo da roda','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Torque (N.m)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%Força trativa desprezando as inercias rotacionais, mas usando fator de
%correção

perdas=0.8;
r=0.23;

F=zeros(m,n);
F=T*perdas/r;

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,F)
title('Força trativa do veículo','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Força trativa (N)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

% CURVA DE TORQUE DO MOTORES.
for j=1:181
    if X(j)<=2900

```

```

        L(j)=207;
    elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
        L(j)=polyval(p,X(j));
    else
        L(j)=5;
    end
end

%% Modelo com diferencial de 3.5 e pre de 1.5

% Calculo do Indice de redução e entradas iniciais
z3=20;
z4=42;
i23=4.2;
z2=z3*i23;
d8=280;
m8=5;
z8=d8/m8;
z9=2;
i8=z8/z9;
z6=z2+z3+z4;

ired=z2*z4/z3/z6

%Gerando os vetores de rotação

X=0:50:9000;

Y=[1000:50:5000];

%Tamanho dos vetores
n=181;
m=81;

% Calculo vetor de velocidades

preredu=1.5;
reddif=3;
Z=zeros(m,n);

for i=1:81
    for j=1:181
        Z(i,j)=(((X(j)*(ired+1)/i8)+(Y(i)*ired/preredu))/reddif)*pi*0.23/30)*3.6;
    end
end

end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,Z);
title('Velocidades pre-redução 1.5 e dif de 3','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Velocidade do veículo (km/h)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%% Torque - Inf de torq por rotação
%rot rpm
pe1=[3000 4000 5000 4500 6000 7000 8000];
% torque Nm
pe2=[210 74 57 30 20 15 10];

```



```

[p,S]=polyfit(pe1,pe2,2);
% rot rpm motor ICE
pc1=[1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500];
% torque
pc2=[176.4 254.8 274.4 284.2 300 294 289.1 274.4 264.6 254.8 254.8 245];
[pc,D]=polyfit(pc1,pc2,6);

T=zeros(m,n);
% vetor X rotação mot elétrico tamanho n = 181 , usar o contador j
% vetor y rotação mot combustão tamanho m = 81 , usar o contador i

for i=1:81
    for j=1:181
        if X(j)<=2900
            te=207;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
            te=polyval(p,X(j));
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        else
            te=5;
            tc=polyval(pc,Y(i));
            T(i,j)=(te*X(j)+tc*Y(i))/((Z(i,j)*30)/(pi*0.23*3.6));
        end
    end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,T)
title('Torque na ponta do eixo da roda','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Torque (N.m)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

%Força trativa desprezando as inercias rotacionais, mas usando fator de
%correção

perdas=0.8;
r=0.23;

F=zeros(m,n);
F=T*perdas/r;

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,F)
title('Força trativa do veículo','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Força trativa (N)','fontsize',16);
save2word('figuras trab.doc');

% CURVA DE TORQUE DO MOTORES.
for j=1:181
    if X(j)<=2900

```

```

        L(j)=207;
    elseif X(j)>2900 && X(j)<=6000
        L(j)=polyval(p,X(j));
    else
        L(j)=5;
    end
end

%Força trativa desprezando as inercias rotacionais, mas usando fator de
%correção

perdas=0.8;
r=0.23;

F=zeros(m,n);
F=T*perdas/r;
fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,F)
title('Força trativa do veiculo','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Força trativa (N)','fontsize',16);
colorbar;
% save2word('figuras trab.doc');

% Calculo da potencia gerada para a escolha de uma dada velocidade

%rot rpm
pote1=[0 1000 2000 3000];
% torque Nm
pote2=[0 20 40 80];
[pote,S]=polyfit(pote1,pote2,1);
% decaimento da curva acima 6750 rpm
pote11=[6750 7625 8000];
% torque Nm
pote12=[80 40 0];
[pote22,S]=polyfit(pote11,pote12,1);

% rot rpm motor ICE
potc1=[ 0 1000 1500 2000 2500 3000 3500 4000 4500 5000 5500 6000 6500];
% torque
potc2=[0 9 16 24 32 37 44 48 54 58 64 68 70];
[potc,D]=polyfit(potc1,potc2,1);

P=zeros(m,n);
% vetor X rotação mot elétrico tamanho n = 181 , usar o contador j
% vetor y rotação mot combustão tamanho m = 81 , usar o contador i

for i=1:81
    for j=1:181
        if X(j)<=3000
            pe=polyval(pote,X(j));
            pc=polyval(potc,Y(i));
            P(i,j)=pe+pc;
        elseif X(j)>2900 && X(j)<=6750
            pe=80;
            pc=polyval(potc,Y(i));

```

```

        P(i,j)=pe+pc;
    elseif X(j)>6750 && X(j)<=8000
        pe=polyval(pote22,X(j));
        pc=polyval(potc,Y(i));
        P(i,j)=pe+pc;
    else
        pe=0;
        pc=polyval(potc,Y(i));
        P(i,j)=pe+pc;
    end
end
end
fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
mesh(X,Y,P)
title('Potência','fontsize',16);
xlabel('Rotação motor elétrico (rpm)','fontsize',16);
ylabel('Rotação motor a combustão (rpm)','fontsize',16);
zlabel('Potência (cv)','fontsize',16);
colorbar;
% save2word('figuras trab.doc');

%grafico de potencia do veiculo

vel=60;
velmin=vel*0.999;
velmax=vel*1.001;

a=1;
for i=1:81
    for j=1:181
        if Z(i,j)>= velmin && Z(i,j)<=velmax
            Pot_vel(a)=P(i,j);
            a=a+1;
        end
    end
end
end

fullscreen = get(0,'ScreenSize');
figure('Position',[0 -50 fullscreen(3) fullscreen(4)])
plot(Pot_vel)
title('Velocidade fixa em 60 km/h, diversos pontos','fontsize',16);
xlabel('Pontos coletados','fontsize',16);
ylabel('Potência (cv)','fontsize',16);

```

11. Bibliografia

- [1] <http://www.drivingfast.net/technology/differentials.htm>
- [2] http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/5a/Differential_locked-2.png
- [3] Z. Rahman; K.L.Butler, M. Ehsani, “ Designing Parallel Hybrid Electric Vehicles Using V-ELPH 2.01”, Proceeding of the American Control Conference, San Diego, California , Junho 1999.
- [3] Jonasson, Karin “Analysing Hybrid Drive System Topologies”, Lund University SWEDEN, Licenciata Thesis, 2002.
- [4] Otamr Bitsche; Guenter Gutman, “Systems for hybrid cars”, Journal of Power Sources, 2004.
- [5] Fernaz, Cleyton V. ; Donha, Decio C. “Sistemas Controladores de Propulsão de Veículos Automotores”, EPUS.
- [6] http://en.wikipedia.org/wiki/Continuously_variable_transmission
- [7] [http://en.wikipedia.org/wiki/Differential_\(mechanical_device\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Differential_(mechanical_device))
- [8] Bosch “Automotive Handbook” 6ª edição, SAE.
- [9] Artobolevsky, Ivan I. “Mechanisms in Modern Engineering Design Volume III”, Mir Publishers Moscow, 1977.
- [10] Artigo Tech Talk, “Um CVT diferente com engrenagens”, maio de 2005, edição 177, encontrado em <http://www.techtalk.com.br>.
- [11]
http://www.motoringfile.com/2004/05/21/a_detailed_assessment_of_the_cvt_transmission/
- [12] <http://www.freepatentsonline.com/>
- [13] Werre, Roger L. , Pedido de patente US 5800302 “ Planetary Gear Drive Assembly”, setembro de 1998.
- [14] www.sae.org

[15]

http://www.vibratesoftware.com/html_help/html/Diagnosis/Reference/CVT_Transmissions.htm

[16]

http://www.altenergymag.com/emagazine.php?issue_number=05.10.01&article=naftc

[17] http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_Synergy_Drive

[18] http://www.hybridsynergydrive.com/en/series_parallel.html

[19] http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_Synergy_Drive

[20] http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Epi_cyclic_gears.html

[21] <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=97>

[22] Erdman, Arthur G. e Sandor, George N. "Mechanism Design: Analysis and synthesis, Volume 1", New Jersey, PRENTICE-HALL, 1984.

[23] França, Luis Novaes Ferreira e Matsumura, Amadeu Zenjiro, "Mecânica Geral", 2 edição, Editora Edgard Blucher Ltda.

[24] Urrutibehety, C. F. Loyarte, "Cinemática de Los Engrenajes", Buenos Aires, Ediciones G. Gili, S. A.

[25]

http://www.post1.net/lowem/entry/2010_toyota_prius_specifications_released_50_mpg_1_8l_134hp_ni_mh_solar_roof_option

[26] Gillespie, Thomas D. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. s.l. : SAE International, 1992.

[27] <http://www2.uol.com.br/bestcars/comp4/celta-ka-7.htm>

[28] <http://autoworld-pt.blogspot.com/2011/03/drive-test-como-toyota-prius-hatchback.html>

[29]

http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em718/arquivos/Engrenagens_Helicoidais.pdf

[30] NORTON, ROBERT L. ; Projeto de Máquinas – Uma abordagem integrada. Bookman, 2009.

[31] LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer, 1999.

[32] DEN HARTOG, J. P. Mechanical Vibrations. Dover Publications. New York, 1985.

[33]

http://www.leapcad.com/Transportation/Toyota_Prius_Model_Specifications.pdf