

BRENO PINHEIRO SILVA

**PROJETO E ANÁLISE DE UM SISTEMA HÍBRIDO
PARA VEÍCULOS DE CARGA**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2018

BRENO PINHEIRO SILVA

**PROJETO E ANÁLISE DE UM SISTEMA HÍBRIDO PARA VEÍCULOS DE
CARGA**

Monografia apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

UBERLÂNDIA – MG

2018

BRENO PINHEIRO SILVA

PROJETO E ANÁLISE DE UM SISTEMA HÍBRIDO PARA VEÍCULOS DE CARGA

Monografia apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges

Prof. Ms. Thales Trevilato

Uberlândia, 19 de junho de 2018

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, por toda a paciência durante o período de realização deste trabalho.

Aos meus pais, irmão e namorada, pelo amor, incentivo e apoio durante minha graduação.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

Resumo

A logística rodoviária é o setor de maior importância no cenário do transporte nacional. Não obstante, atualmente representa um dos entraves para o desenvolvimento do país, dado seus altos custos - inerentes a esse modal rodoviário – e à má infraestrutura interna. Diante desse contexto, o presente trabalho trata do estudo e desenvolvimento de um sistema híbrido para ser instalado em caminhões leves e pesados cuja função é regenerar a energia despendida na frenagem e, assim, trazer mais eficiência ao processo logístico. A análise parte da energia despendida na frenagem do veículo de carga e avalia quais os requisitos que o sistema mecânico elétrico deve alcançar para apresentar uma capacidade realista de regeneração de energia. O estudo é elaborado através de um programa computacional que estima as forças e energias envolvidas durante o movimento dos modelos de caminhão propostos. Após a obtenção de resultados poder-se-á concluir que o sistema não é viável devido a uma série de fatores (como o alto custo de aquisição dos equipamentos elétricos, a baixa captação de energia e conseqüentemente baixo retorno financeiro, entre outros). Como será visto, o sistema proposto mostrou ter viabilidade técnica, ausente, porém, de viabilidade financeira. Cumpre destacar que os sistemas híbridos e elétricos têm muitos benefícios e sem dúvidas serão os mais empregados nos veículos em um futuro próximo. Para isso, exige-se maior desenvolvimento técnico industrial, o que possibilita o barateamento do custo das máquinas elétricas, o ponto de, futuramente, o sistema híbrido se tornar viável para todos os operadores de logística nacionais.

Palavras-chave: Híbrido Elétrico, Caminhão, Logística Rodoviária, Eficiência Energética.

Abstract

The road logistics it's a vital sector for transportation in Brazil. Although currently this transportation mode represents one of the bottlenecks for the country's development, giving the high costs – intrinsic of this transportation mode – and the poor infrastructure. In light of this concept, the present work cover the study and development of a hybrid system to be installed in light and heavy-duty trucks whose function is to regenerate the waste energy of braking, and so increase the energy efficiency. The review first sets out the wasted energy in braking and then evaluate which requirements the mechanical and electrical system must achieve to ensure a realistic capacity of restoring energy. The study is drafted through a computational program which estimate's the forces and energies during the movement of a truck. After the test results it can be concluded that the system is not feasible due to a series of factors (like the high acquisition cost for electrical equipment, low recharge rate and as a consequence, low financial return). As will be later verified, the proposed system has demonstrated technical feasibility, but low financial viability. It's important to highlight that the hybrid systems and electrical has many benefits and without doubts they will be the most popular system in automotive applications. In this regard, require more technical development that enables lower costs of electrical machines, witch in the future, they will be available to all logistics players.

Key-words: Eletric Hybrid, Heavy-Duty Truck, Road Logistics, Energy Efficiency

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	Objetivo	9
1.2	Transporte Rodoviário no Brasil.....	9
1.3	Questões Climáticas.....	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1	Veículos de transporte Rodoviário	14
2.1.1	Classificação	14
2.1.2	Sistema de tração MCI	17
2.1.3	Sistema de Freio de Caminhões.....	18
2.2	Veículos Elétricos e Híbridos	18
2.2.1	Histórico	19
2.2.2	Mercado Atual	20
2.2.3	V. Híbridos Elétricos	23
2.3	Sistema de tração elétrico	27
2.3.1	Motor Elétrico	27
2.3.2	Dispositivo para armazenamento de energia	27
3	DESENVOLVIMENTO	30
3.1	METODOLOGIA.....	30
3.2	PROJETO CONCEITUAL.....	31
3.2.1	LAYOUT DO SISTEMA	31
3.2.2	Modelos.....	33
3.2.3	Controle.....	34
3.3	SIMULAÇÃO	35
3.3.1	Drive Cycles (Ciclos de Direção)	35

3.3.2	Sistema de coordenadas	39
3.3.3	Descrição geral do movimento	40
3.3.4	Resistências ao movimento	41
3.3.5	Distribuição de Carga nos Eixos	44
3.3.6	Potência	44
3.3.7	Energia Mecânica	45
3.3.8	Rendimento componentes do sistema	45
3.3.9	Implementação do sistema de controle	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4.1	Simulação inicial	46
4.1.1	Resultados iniciais	46
4.1.2	Discussão Inicial	48
4.2	Modelo em CAD	50
4.2.1	Modelo 1	51
4.2.2	Modelo 2	53
4.3	Simulação	55
4.3.1	Resultados e Discussão	55
4.3.2	Estimativa de Retorno	59
4.3.3	Estimativa de Custo	61
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	63
5.1	Trabalhos Futuros	64
6	BIBLIOGRAFIA	65
A.	ANEXO A	68
B.	ANEXO B	78
C.	ANEXO C	80

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

O objetivo desse trabalho é desenvolver e avaliar sistemas híbridos elétricos para serem instalados em veículos de transporte. Esses sistemas serão projetados de forma a se adequarem ao veículo existente, transformando-o em um sistema híbrido elétrico. Assim é possível aos caminhões recuperarem parte da energia despendida com frenagens e utiliza-la para, por exemplo, tracionar o veículo em subidas ou energizar os equipamentos auxiliares acoplados ao motor, aumentando sua eficiência.

1.2 Transporte Rodoviário no Brasil

O transporte logístico permite o movimento da cadeia de matérias primas e bens de um país. É nele que há o movimento dos insumos para os produtores e o transporte dos bens finais para os consumidores e por isso é vital para o desenvolvimento e a integração nacional (MTPA, 2016).

Para mais, o transporte logístico tem impactos tanto na esfera econômica quanto na ambiental. Dentro do Brasil, o mercado rodoviário tem importância ímpar já que, de acordo com CNT (2018) cerca de 62,8% de toda a carga é transportada pelo modal rodoviário, enquanto

21,0% pelo modal ferroviário e 12,6% pelo modal aquaviário. Os dados podem ser conferidos na Figura 1.1.

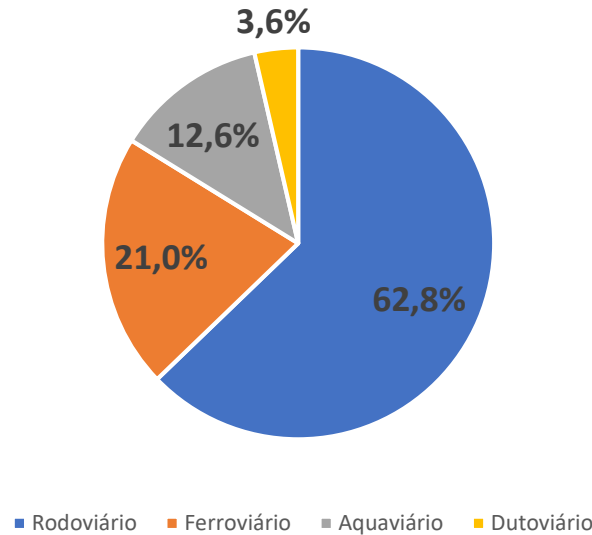


Figura 1.1 - Matriz de transporte brasileira

Fonte: ILOS. Disponível em: <<http://www.ilos.com.br/web/transporte-de-cargas-e-a-encruzilhada-do-brasil-para-o-futuro/>>. Acesso em: 10 mai. 2018.

Na esfera econômica, para que haja crescimento é necessário um aumento nas atividades de transporte de carga e o aumento da infraestrutura de logística para distribuição; isso concebe uma relação de interdependência entre a economia e a logística. Em 2016 houve o licenciamento de 311.879 novos veículos de transporte leves e 50.559 novos caminhões, sendo que de 2002 há 2016 houve um aumento de cerca de 91% na frota de veículos para o transporte de cargas rodoviário. Atualmente a frota de veículos no país é de 1.664.866 veículos para transporte de cargas e as distribuições entre os tipos de veículos é apresentada na Tabela 1.1.

Diante desse panorama, de acordo com EPE (2017), o setor de transportes, no Brasil, consome 32,4% de toda a energia do país e o modal rodoviário corresponde a 93,5% desse valor, sendo então, responsável pelo consumo de 30,3% do total da energia nacional. Vale ressaltar que na classificação da agência, todos os veículos automotores entram na categoria transporte.

Tabela 1.1 - Número de veículos segundo categoria

Tipo de Veículo	Autônomos	Empresas	Cooperativas	Total
Caminhão leve (3,5t a 7,99t)	58.853	48.499	1.050	109.402
Caminhão Simples (6t a 29t)	212.940	219.536	3.741	436.217
Caminhão Trator	117.657	297.3330	7.789	422.779
Caminha Trator especial	519	1.792	57	2.368
Caminhonete / furgão (1,5t a 3,49t)	38.200	26.403	340	64.943
Reboque	7.620	29.203	273	37.096
Semirreboque	103.774	453.413	9.344	566.531
Semirreboque com 5ª Roda / Bitrem	389	1.320	81	1.790
Semirreboque Especial	120	1.247	12	1.379
Utilitário Leve (0,5t a 1,49t)	12.130	8.237	171	20.538
Veículo Operacional de Apoio	441	1.375	7	1.823
Total	553.643	1.088.358	22.865	1.664.866

Fonte: MPTA, 2016.

Para melhor ilustrar o consumo de energia pelo setor de logística rodoviária, o mesmo relatório apresenta os dados de consumo por setor divididos pelo combustível. No modal rodoviário cerca de 43,9% do consumo de energia é através do óleo diesel, assim como a grande maioria dos veículos de transporte consome óleo diesel e os veículos de passeio gasolina, faz-se uma aproximação e exclui-se do dado os veículos de passeio. Portanto, cerca de 40% do consumo de energia do setor de transporte é dado pela logística rodoviária.

Dada essa dimensão, o custo logístico no país é na ordem de 401 bilhões de reais, o que corresponde a 6,8% do PIB brasileiro. Segundo o ILOS (2017), caso a infraestrutura do país fosse

alterada para proporcionar uma distribuição nos modais mais equilibrada, poderia haver uma redução na casa de 80 bilhões de reais no custo de transporte. No entanto, devido ao fato do crescimento econômico impulsionar o setor logístico é de se esperar que nos próximos anos haverá um crescimento do setor e conseqüentemente um aumento no consumo energético. Segundo estudos (IEA, 2015) a energia utilizada pelo transporte mundial irá aumentar em cerca de 75% em 2050 se nenhuma medida for tomada.

É necessário, pois, discutir e avaliar novas tecnologias e métodos para aumentar a eficiência energética do setor e diminuir a poluição gerada pela cadeia de consumo. Hoje essa é uma das maiores preocupações dos países, tanto que, frequentemente são impostas novas políticas de redução de poluentes e consumo para o modal rodoviário, como as normas Euro 6 e 7 que ainda entrarão em vigor no Brasil para os motores a diesel.

Tabela 1.2 – Balanço Energético Nacional; Consumo por setor

Identificação	Consumo [ktep²]	Relativo [%]
Consumo Não Energético ¹	14.752	5,8
Setor Energético	26.279	10,3
Residencial	24.851	9,7
Comercial	8.399	3,3
Público	4.026	1,6
Agropecuário	10.291	4,0
Transporte – Total	82.651	32,4
Transporte – Rodoviário	77.436	30,3
Transporte – Ferroviário	1.129	0,4
Transporte – Aéreo	3.347	1,3
Transporte – Hidroviário	740	0,3
Industrial – Total	84.183	33,0
Consumo Final	255.432	100

Fonte: EPE, 2017.

1: Quantidade de energia contida em produtos que são utilizados em diferentes setores para fins não-energéticos.

2: Mil Toneladas Equivalentes de Petróleo. Unidade de energia, aproximadamente 42 gigajoules.

1.3 Questões Climáticas

O transporte de produtos sempre gerará um impacto ao meio ambiente, seja decorrente da poluição, seja da destruição para construção de infraestrutura ou, até mesmo, advindo do sucateamento dos veículos que não funcionam mais. O transporte por veículos gera outro grande problema: uma vez que a poluição decorrente dos veículos é gerada próxima aos centros habitacionais, as populações ficam cada vez mais expostas aos agentes poluentes e tóxicos.

Para contornar a situação, como dito, os países estão desenvolvendo, progressivamente, políticas rígidas de controle de emissão de poluentes para veículos de passeio e veículos de carga, especialmente aqueles que consomem óleo diesel - devido a maior toxicidade dos agentes gerados pela sua queima.

Os veículos a diesel, majoritariamente empregados no transporte rodoviário, são responsáveis por 91% do NOx emitido na atmosfera, além de 96% de material particulado e cerca de 49% de todo o CO² (MMA, 2013). Dentro da divisão dos veículos para transporte, os caminhões médios e pesados obtiveram a maior participação na emissão dos poluentes. Para controlar a emissão dos motores a diesel em veículos comerciais e de passeio, a União Europeia estipulou uma norma com padrões de emissão que é imposta a todos os veículos novos: a norma EURO.

O padrão Euro I entrou em vigor em 1992 controlando a emissão de CO, NOx e particulado. Essa norma é constantemente atualizada e a cada novo padrão os limites de poluição são mais apertados. A partir de 2013 a norma EURO VI, a mais atual, tornou-se obrigatória para todos os carros e caminhões.

Importante ressaltar que os veículos são categorizados quanto a sua finalidade, tamanho e motorização. A divisão das categorias de caminhão, de acordo com a norma brasileira, será apresentada no capítulo subsequente.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Veículos de transporte Rodoviário

2.1.1 Classificação

Segundo o Conselho Nacional de Trânsito (Contran), os veículos para transporte de carga são divididos em tipos considerando sua finalidade, comprimento máximo, capacidade e peso bruto total. Os caminhões podem ter o compartimento de transporte de carga acoplado ao próprio chassi ou a uma estrutura separada. Neste caso, a parte motora é chamada de cavalo mecânico enquanto a carroceria para o transporte de carga denomina-se reboque. A combinação do cavalo mecânico e do reboque (ou semirreboque) é nominada carreta. Abaixo, um resumo dos tipos de veículos para transporte de carga:

- Veículo Urbano de Carga (VUC): É um caminhão apropriado para áreas urbanas, com um eixo motor, comprimento máximo de 6,3 metros e capacidade de três toneladas;
- Caminhão Semipesado: Já possui um tamanho maior que o VUC de 14 metros, um eixo motor na traseira podendo transportar seis toneladas com um Peso Bruto Total (PBT) de 16 toneladas;

- Caminhão Pesado: É um caminhão semipesado com eixo duplo na traseira, o que permite maior carga. O comprimento máximo também é de 14 metros, mas a capacidade aumenta para 10 a 14 toneladas com PBT de 23 toneladas.
- Cavalo mecânico: É o conjunto formado pela cabine, motor e rodas de tração do caminhão com eixo simples. Esse conjunto pode ser acoplado a vários tipos de semirreboque.
- Cavalo mecânico trucado: É o mesmo conjunto do cavalo mecânico mas com um eixo duplo na traseira que o permite carregar mais carga.
- Reboque e Semirreboque: Reboque é definido como uma estrutura para transporte de carga que é acoplado a uma parte motora, podem ser um caminhão ou um trator por exemplo. A diferença entre o semirreboque é que este último necessita ser apoiado sobre a estrutura motora para seu transporte e não apenas acoplado. Nos transportes de carga rodoviários esse é o tipo mais comum. Os semirreboques podem ser de 2 ou três eixos.
- Carreta dois eixos: É a composição de um cavalo mecânico com um semirreboque de dois eixos. Tem o comprimento máximo de 18,15 metros e um PBT de 33 toneladas.
- Carreta três eixos: É a composição de um cavalo mecânico com um semirreboque de três eixos. Também tem o comprimento máximo de 18,15 metros e PBT de 41,5 toneladas.
- Carreta Cavalo Trucado: É a composição de um cavalo trucado com semirreboque de três eixos. Também possui o comprimento máximo de 18,15 metros com PBT de 45 toneladas.
- Bitrem ou treminhão: Composição de um cavalo trucado, um semirreboque e um reboque totalizando sete eixos com um PBT de 57 toneladas.
- Rodotrem: Composição parecida com a anterior, mas no lugar de um reboque e um semirreboque, são utilizados dois semirreboques com um veículo intermediário entre eles chamado de Dolly. Essa composição tem PBT de 74 toneladas.



Figura 2.1 - Tipos de Caminhões com Carroceria.

Fonte: *Blog Carro de Garagem*.

A CNT (2017), organização que anualmente compila os dados referentes ao transporte no país, com o intuito de gerar estatísticas, dividiu os caminhões em 4 categorias: a) caminhões de até 8 toneladas; b) caminhões de até 29 toneladas; c) cavalos mecânicos (ou caminhões-trator) e d) caminhões-trator especiais, sendo essa última destinada aos veículos fora de estrada, isto é, aqueles com características que os impossibilitam de andar em vias públicas sem autorização prévia.

Segundo dados da própria CNT, em 2017, no transporte rodoviário, havia um total de 1.035.709 caminhões e 561.531 semirreboques. O número de veículos por categoria está demonstrado na tabela 1 do presente estudo.

Todas essas informações apresentadas têm papel fundamental no projeto desenvolvido; projeto este que consiste na elaboração de um sistema de eixo híbrido para instalação nos semirreboques. Isso porque os dados demonstram o grande potencial de implementação dessa proposta no território nacional, uma vez que há mais de 400.000 semirreboques para serem equipados com esse sistema híbrido.

Ademais, como será evidenciado no decorrer deste trabalho, o potencial econômico da implementação do eixo híbrido é garantido, não só aos empresários e caminhoneiros autônomos, mas também ao país como um todo, já que a eletrificação da frota brasileira que gerará uma contenção enorme de recursos financeiros e ambientais.



Figura 2.2 - Semirreboque do tipo Baú.

Fonte: Randon.

2.1.2 Sistema de tração MCI

O sistema mecânico de tração dos veículos de carga geralmente é o de tração traseira. A força motriz é gerada, usualmente, por um motor de combustão interna (MCI) a diesel e também através da embreagem acoplada à transmissão, manual ou automática, que é conectada ao diferencial através do eixo cardã. Um desenho representa esse sistema na Figura 2.3. Em alguns casos, nos quais a capacidade de tração da composição é altamente demandada, pode haver dois diferenciais que ligam os eixos traseiros para dividir o torque motriz entre mais pneus.

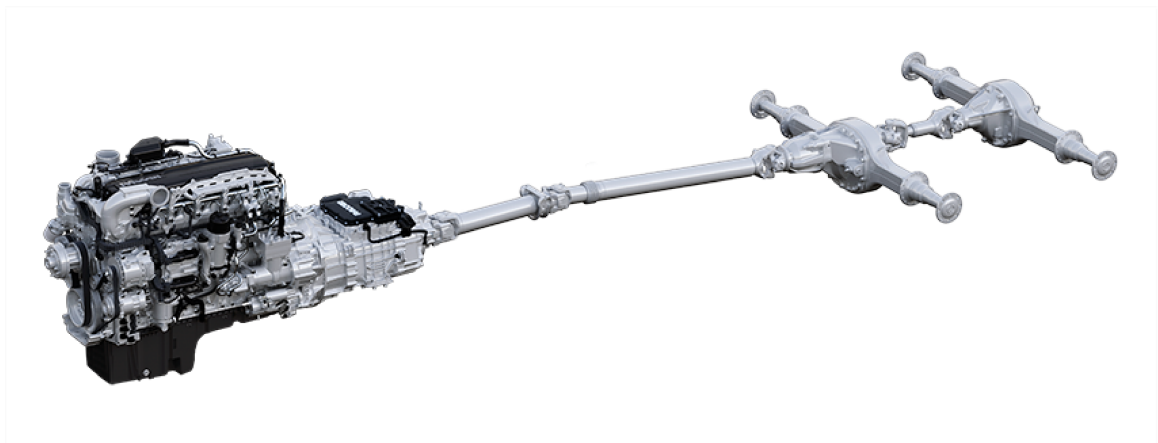


Figura 2.3 - Powertrain Cavalô Mecânico.

Fonte: Paccar.

2.1.3 Sistema de Freio de Caminhões

O sistema de frenagem empregado nos caminhões é atuado via ar comprimido, podendo ser de dois tipos: a tambor ou a disco. O freio a tambor foi o primeiro a ser empregado nesse tipo de veículo e até hoje é o mais utilizado nos transportes de carga no Brasil. As principais vantagens são seu baixo custo e a sua maior capacidade de gerar torque de frenagem, ideal para veículos de carga. Porém esse sistema possui baixa capacidade de dissipação da energia térmica, o que o torna ineficiente.

Já os freios a disco possuem uma ótima capacidade de dissipação térmica e, além de serem mais robustos, necessitam de menos manutenção que os freios a tambor. Seu custo, no entanto, é maior. Com a evolução da tecnologia, os freios a disco se equivalem aos freios a tambor na geração de torque de frenagem em um pacote menor e com maior eficiência, motivo pelo qual passaram a ser cada vez mais utilizados nos veículos de carga (BENDIX, 2011).



Figura 2.4 - Freio a Disco Meritor EX225.

Fonte: Meritor.

2.2 Veículos Elétricos e Híbridos

Um veículo elétrico é aquele que usa o motor elétrico como força motriz podendo ter diversas fontes de energia, como baterias e células de combustível. Já um veículo híbrido é aquele que possui duas ou mais fontes de força motriz, que podem ser mecânicas, hidráulicas ou elétricas. Os veículos elétricos e híbridos estão na vanguarda dos automóveis, sendo que o primeiro automóvel já desenvolvido foi elétrico.

2.2.1 Histórico

Os veículos elétricos e híbridos começaram a ser foco de pesquisa e desenvolvimento desde o início do século 19. Em 1881, Gustave Trouvé desenvolveu o primeiro veículo elétrico que contava com um motor DC de 0,1cv alimentado por baterias de chumbo-ácido. Os automóveis híbridos são tão antigos quanto os primeiros veículos automotores; eles nasceram com o propósito de melhorar e complementar a performance dos MCI, visto que a engenharia de motores elétricos era superior aos MCI naquela época (History of Hybrid Vehicles. 2006). Um grande problema dos modelos híbridos de antigamente era o controle do sistema elétrico, uma vez que a eletrônica de potência só viria a ser disponível a partir da década de 70.

Apesar da disputa entre os veículos a combustão e os elétricos ter persistido durante os próximos 20 anos, a superioridade em questões técnicas, operacionais e de custo levaram à larga adoção da tecnologia de motores a combustão interna. Um dos mais importantes avanços tecnológicos dessa era foi a invenção do freio regenerativo em 1897 pelo francês M.A Darracq, que permitiu o aumento significativo da autonomia dos veículos elétricos da época. (Ehsani et al., 2005).

Na década de 70, o foco na pesquisa e desenvolvimento de veículos híbridos retornou decorrente das discussões ambientais. Os primeiros modelos a serem desenvolvidos foram o ônibus Mercedes-Benz OE 302 (DAIMLER, 2005) e o automóvel General Motors XP-883. No caso do ônibus o sistema de propulsão era um híbrido em série com motores DC acoplados as rodas. Apesar de cumprir o objetivo – boa mobilidade urbana –, esses veículos ainda tinham barreiras tecnológicas para vencer, já que a autonomia e o desempenho deixavam a desejar, bem como o elevado peso agregado ao sistema.

Nessa mesma época outros tipos de sistemas híbridos foram desenvolvidos, como é o caso dos sistemas híbridos de energia cinética através de volante de massa, empregados em ônibus urbanos. Nesse tipo de sistema, a energia excedente produzida pelo motor à combustão e dissipada nas frenagens era recuperada em forma de energia cinética.



Figura 2.5 – Mercedes-Benz OE302

Fonte: Mercedes-Benz.

2.2.2 Mercado Atual

Atualmente o mercado de veículos híbridos e elétricos está aquecido, com novos modelos sendo lançados a cada ano e marcas de grande porte com o foco em eletrificar suas linhas. Com o desenvolvimento da eletrônica de potência e o avanço tecnológico das baterias, o projeto de automóveis elétricos se tornou competitivo com os carros com MCI (Ehsani et al., 2005). Hoje, os veículos dessa categoria conseguem atingir autonomia de mais de 400km, além de alcançarem desempenho superior aos veículos comuns.

Para exemplificar segundo a TESLA (2018), o elétrico Model 3 da Tesla Motors pode atingir 510km de autonomia (e com apenas 30 minutos de carga consegue uma autonomia de 210km) e acelerar de 0 a 100km/h em 5,1 segundos. Esse modelo conta com um motor elétrico acoplado a uma caixa de redução simples que transmite o torque através do eixo traseiro do veículo.

Os veículos híbridos também contam com performance comparável aos carros com motor MCI. O híbrido Prius da Toyota que já está disponível no Brasil, apresenta, de acordo com os dados do INMETRO, economia de 52% na cidade e 42% na estrada se comparado a um veículo de mesmo porte, sendo que na cidade esse modelo percorre em média 18,9km/l e possui uma autonomia de 812,7km com um tanque de combustível (TOYOTA, 2018).

De maneira comparativa, com o Prius não é possível fazer recarga das baterias através de uma tomada ou estação de carga, ao contrário do Model 3, que é um veículo elétrico. Ademais,

o trem de força do Prius é composto por um motor MCI com um motor elétrico em série, acoplado a uma caixa de engrenagens planetária, e outro motor elétrico em paralelo a esse conjunto, acoplado à mesma caixa planetária. Abaixo um esquemático do sistema de trem de força do Prius, é apresentado na Figura 2.7.



Figura 2.6 - Toyota Prius

Fonte: Toyota.

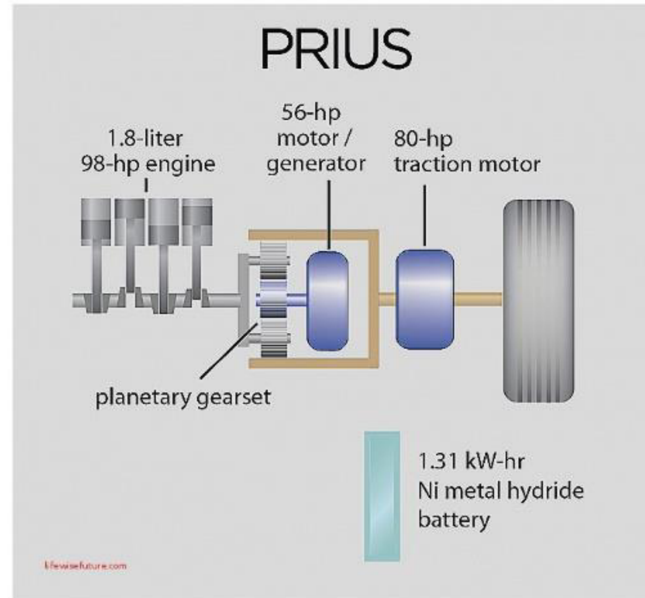


Figura 2.7 - Trem de força Prius

Fonte: Lifewisefuture. Disponível em: <<http://www.lifewisefuture.com/2012-toyota-prius-v/2012-toyota-prius-v-beautiful-toyota-prius-powertrain-4/>> Acesso em: 10/05/2018

Atualmente, os países do continente europeu se movem para barrar a venda de veículos com motores MCI. No Reino Unido por exemplo a partir de 2040 a venda de carros com MCI será proibida.

Devido a essa tendência, as montadoras estão eletrificando seus portfólios, seja hibridizando os veículos mais recentes, seja desenvolvendo novos modelos elétricos. A marca sueca Volvo anunciou, em 2017, que a partir de 2019 toda sua linha de veículos será elétrica ou híbrida (PRESSE, 2017). Também estabeleceu como meta que em 2025 a venda de veículos elétricos já represente 50% das vendas totais.

No mercado de caminhões também existem inúmeras iniciativas de novos produtos. A empresa Tesla, por exemplo, anunciou seu novo produto, o Tesla Semi: um cavalo mecânico com 4 motores elétricos independentes nos eixos traseiros capaz de percorrer 500 km com uma carga. Além da Tesla, a Volvo já desenvolve um caminhão médio com um motor de 130 kW e autonomia de 300 km, focado no transporte urbano e rodoviário de curtas distâncias (VOLVO, 2017).



Figura 2.8 - Tesla Semi

Fonte: Tesla.

No Brasil a Volkswagen Caminhões lançou, durante a FENATRAM 2017, o Delivery Elétrico, apelidado de e-Delivery. É um caminhão leve, destinado a entregas urbanas totalmente elétrico. Conta com um motor de 80 kW e autonomia urbana de 200 km. O veículo entrará em testes no ano de 2018 e estará disponível para o mercado a partir de 2020.

É possível extrair, diante do exposto, a percepção de um mercado atual bastante propenso aos veículos híbridos e elétricos, com diversas configurações e possibilidades distintas passíveis de serem adotadas. O próximo tópico tratará de explanar sobre os veículos híbridos elétricos, suas características de funcionamento e quais os tipos mais comuns.



Figura 2.9 - Volkswagen e-Delivery

Fonte: Volkswagen.

2.2.3 V. Híbridos Elétricos

Conforme exposto, os veículos híbridos foram beneficiados pelas novas tecnologias desenvolvidas e hoje contêm as melhores características para disputar o mercado com os veículos a MCI. Nesse cenário, os veículos puramente elétricos são adiados para o futuro.

Enquanto os híbridos agregam as vantagens dos dois tipos de motores, adequando o uso das duas fontes de energia de acordo com sua necessidade e, assim, balanceando as desvantagens de cada sistema, os veículos convencionais, a MCI, possuem boa performance e grande autonomia - devido à alta densidade energética dos combustíveis e baixo custo devido a sua maturidade.

Os automóveis convencionais, no entanto, encontram grandes barreiras, não só ambientais, mas também de baixa eficiência. Segundo Ehsani et al. (2005), a baixa eficiência dos MCI é decorrente das condições de operação dos veículos que não são adequadas para as características de eficiência na operação dos MCI. Já que segundo o autor, os MCI têm melhor

eficiência em condições de carga constante e como, no transporte, a carga é altamente variável devido as acelerações e frenagens, esse tipo de motor não é ideal.

Os veículos elétricos, por sua vez, têm alta eficiência energética e podem gerar menos poluições e menores impactos ambientais, dependendo da fonte produtora da energia elétrica. Não obstante, um dos seus maiores problemas é a baixa autonomia de operação, visto que as baterias possuem baixa densidade energética quando comparadas aos combustíveis, além de alto custo financeiro de aquisição.

Assim, os híbridos ao utilizarem das duas fontes motrizes distintas conseguem aliar a alta autonomia dos MCI com a boa eficiência energética e a baixa emissão de poluentes do sistema elétrico.

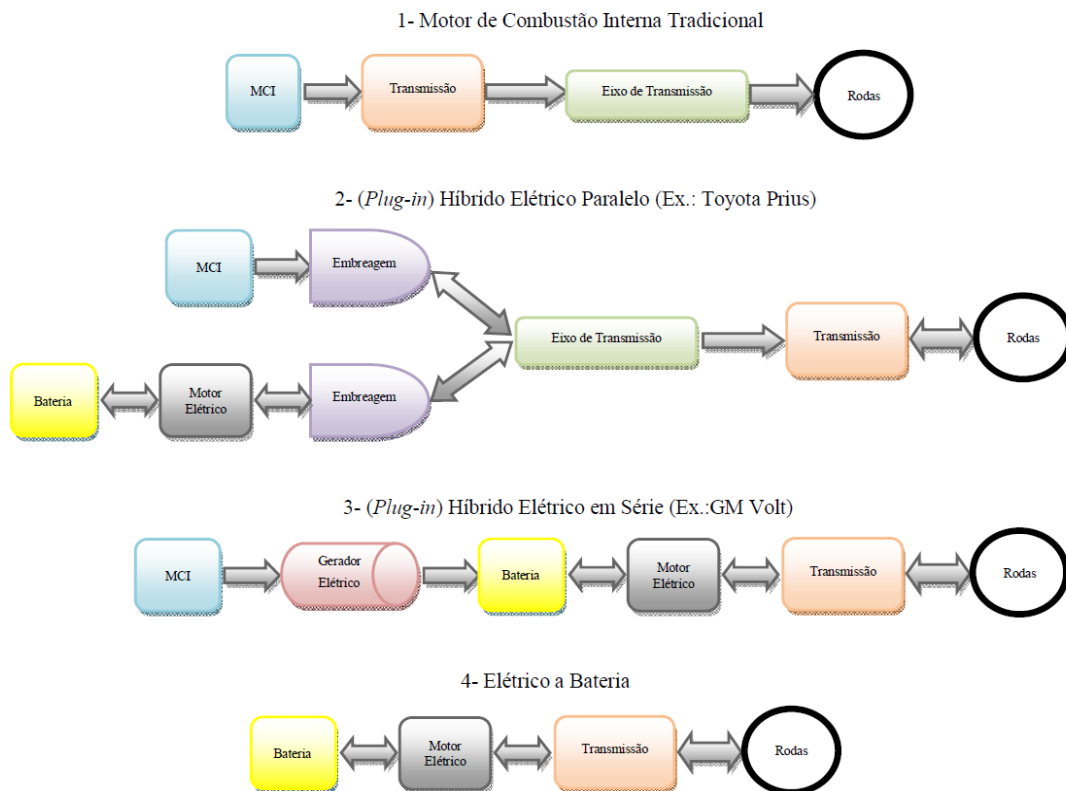


Figura 2.10 – Configurações do fluxo de energia de Híbridos

Fonte: Ralston, M., Nigro *Plug-in Electric Vehicles*.

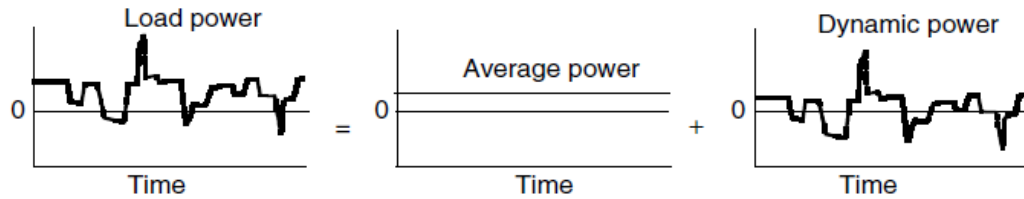


Figura 2.11 - Carga decomposta em constante e dinâmica

Fonte: Ehsani et al. (2005)

Segundo Ehsani et al. (2005) o trem de força de um veículo híbrido, que geralmente é composto por dois motores, possui diferentes configurações do fluxo de energia motriz de acordo com as características da demanda de tração. É interessante notar que a demanda por potência em um ciclo de condução pode ser dividida em duas: uma demanda média e constante e uma demanda dinâmica onde a média é zero, como indicado na Figura 2.11. Então uma das estratégias empregadas em veículos híbridos é uma fonte de potência para uma carga maior e constante e outra fonte para suportar a carga dinâmica exigida na condução.

Como exemplo, um MCI é melhor aplicado em situações de carga constante onde pode-se operar mais perto do ponto de eficiência máximo, já um motor elétrico tem vantagem na utilização em cargas dinâmicas, já que sua eficiência varia menos ao longo da sua faixa de operação. Logo, um híbrido pode ter diversos modos de operação para melhor atender a demanda de carga da condução. As configurações são listadas abaixo:

1. Motor 1 entrega energia motriz sozinho para o veículo;
2. Motor 2 entrega energia motriz sozinho para o veículo;
3. Motor 1 e 2 entregam energia motriz juntos para o veículo;
4. Motor 2 regenera energia motriz do veículo (freio regenerativo);
5. Motor 2 regenera energia motriz do Motor 1;
6. Motor 2 regenera energia motriz do veículo e do Motor 1;
7. Motor 1 entrega energia motriz para o veículo e para o Motor 2 ao mesmo tempo;
8. Motor 1 entra energia motriz para o Motor 2 e o Motor 2 entrega energia motriz para o veículo;
9. Motor 1 entrega energia motriz para o veículo e o Motor 2 regenera energia motriz do veículo;

Há diversas maneiras diferentes de um veículo híbrido administrar a energia empregada no sistema. A literatura divide a arquitetura dos veículos híbridos em dois tipos básicos, o híbrido em série e o híbrido em paralelo. Essa arquitetura relaciona-se como os componentes do sistema se conectam e como o fluxo de energia acontece, na Figura 2.10 é indicado os fluxogramas básicos de como são essas arquiteturas.

No híbrido em série, o MCI está conectado a um gerador elétrico que alimenta as baterias e o motor elétrico, logo apenas o motor elétrico é empregado para prover energia trativa ao veículo, sendo a função do MCI em prover essa energia. Diferente do híbrido em paralelo, onde tanto o MCI quanto o motor elétrico estão conectados a roda e provem energia trativa ao veículo. Nesse caso o manejo é mais versátil, já que o sistema pode atuar como um em série ou um em paralelo. Na Figura 2.12 há outro esquema que elucida melhor os dois tipos de híbridos.

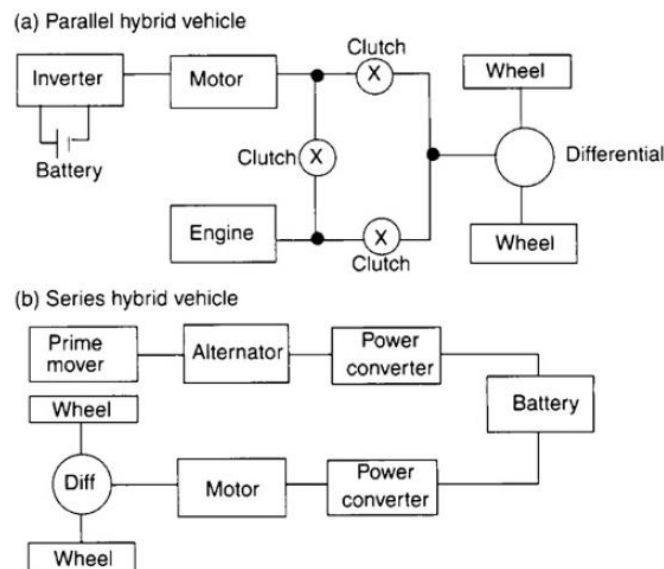


Figura 2.12 - Esquemático do Trem de Força de um Híbrido

Fonte: Ehsani et al. (2005)

A arquitetura de um veículo elétrico não se resume a esses dois tipos, há inúmeras outras configurações possíveis como a solução desenvolvida pela Toyota para o Prius representada na Figura 2.7 que é um híbrido Serie-Paralelo.

2.3 Sistema de tração elétrico

2.3.1 Motor Elétrico

O motor elétrico é uma máquina eletrostática com a finalidade de converter energia elétrica em energia mecânica, muitas vezes o caminho inverso é possível tornando-se, então, um gerador elétrico. Com o desenvolvimento da eletrônica de potência, hoje, há inúmeros tipos de motores elétricos com as mais variadas finalidades, sendo que para o ramo automotivo os dois tipos mais comuns são o motor Brushless DC (BLDC) e os motores de indução trifásicos.

Os dois tipos se beneficiaram bastante dos recentes avanços na tecnologia da eletrônica, pois seus funcionamentos dependem da comutação do sinal elétrico através do inverter. Eles possuem desempenhos semelhantes e possuem uma relevância igual no mercado automotivo. Porém, devido ao aumento no consumo de terras raras, material necessário na fabricação dos ímãs permanentes do BLDC, o motor de indução tem se tornado uma opção mais viável devido ao menor custo por não possuir ímãs permanentes.

2.3.2 Dispositivo para armazenamento de energia

Os veículos híbridos necessitam de formas diferentes de armazenar a energia, já que possuem dois motores de tecnologias diferentes e muitos são capazes de recuperar a energia cinética do movimento. Um dispositivo desse tipo precisa ser capaz de armazenar energia, entregá-la quando houver necessidade e ser capaz de armazená-la vindo do sistema do veículo. Alguns exemplos de armazenadores de energia utilizados em híbridos são as baterias eletroquímicas, ultracapacitores, vasos hidráulicos de alta pressão e volantes de massa de alta velocidade. No escopo desse trabalho, um híbrido elétrico, as opções mais utilizadas são as baterias eletroquímicas e os ultracapacitores.

As baterias eletroquímicas são dispositivos que convertem a energia elétrica em energia potencial química e vice-versa. Para a aplicação automotiva é preciso que o dispositivo atenda a requisitos mínimos de custo, eficiência, energia específica, potência específica, segurança, vida útil entre outros e é por isso que houve a adoção lenta e restrita dos veículos híbridos e elétricos no mercado. As baterias modernas evoluíram bastante e já atendem a todos os requisitos necessários e sua maioria são compostas de células aglomeradas em um pacote maior, sendo que cada célula é uma bateria individual, como visto na Figura 2.13. Os tipos mais comuns são células prismáticas empilhadas ou células cilíndricas enfileiradas.

Para aplicações em veículos híbridos, uma das características mais relevantes é a potência específica (EHSANI,2005) já que a fonte de energia principal não advém das baterias e sim de um combustível químico. Além disso, uma potência suficiente é necessária para suprir a demanda do veículo em subidas, acelerações repentinas e durante as frenagens regenerativas. A potência específica pode ser definida como a potência máxima por unidade de peso que a bateria consegue gerar em um curto período de tempo, ou seja, quanto maior esse valor mais leve a bateria pode ser. Ehsani (2005) afirma que apesar da energia específica ser alta nas baterias de alto padrão, a potência específica ainda precisa avançar.

Como visto na Figura 2.11, a necessidade de potência média durante a utilização do veículo pode até ser baixa, porém os picos de potência dinâmica são muito altos se comparados à média. Isso fica mais evidente nos sistemas híbridos, já que a potência média é fornecida pelo MCI e a de pico pelo motor elétrico.

Conseqüentemente, há uma dificuldade em balancear as características de energia específica, potência específica e vida útil da bateria. Para contornar esse problema, ultracapacitores podem ser adicionados ao sistema de energia para equilibrá-lo, já que esses dispositivos possuem uma alta potência e baixa energia específicas.

O ultracapacitor, nesses casos, pode ser implementado como uma espécie de “amortecedor” de energia no sistema, sendo que, quando há um pico na demanda de energia o motor utiliza da energia do ultracapacitor e este recebe energia de forma gradual da bateria, sendo a recíproca verdadeira. Desta forma os requisitos de energia e potência específicos podem ser desacoplados e otimizados em dispositivos separados, aumentando a eficiência do sistema e sua vida útil.



Figura 2.13 - Bateria de Lithium-ion da Panasonic

Fonte: Theron Trowbridge. Disponível em: <<https://www.flickr.com/photos/therontrowbridge/4258453742>>
Acesso em: 13/05/2018.



Figura 2.14 - Ultracapacitor automotivo

Fonte: Maxwell Technologies.

CAPÍTULO III

3 DESENVOLVIMENTO

A ideia principal do projeto é estudar e desenvolver um sistema capaz de recuperar energia cinética do movimento do veículo e armazená-la para posterior utilização, gerando assim, economia de energia. Esse sistema deve ser de fácil instalação em caminhões que já estejam em utilização e priorizar o baixo custo e robustez.

O primeiro ponto do trabalho consiste na instalação de um conjunto motriz elétrico nos eixos dos implementos do tipo semirreboque puxados por cavalos mecânicos. A segunda ideia é a instalação de um conjunto entre o MCI e o diferencial através do eixo cardã em caminhões sem a opção de semirreboques. Em ambos, a energia recuperada pelo sistema proposto pode ser utilizada para ajudar o MCI a mover o veículo; para desacoplar os componentes auxiliares do MCI e acopla-los a motores elétricos - como o compressor de ar e o de ar condicionado - aumentando a eficiência do MCI; pode ser devolvida à rede elétrica em troca de créditos com a distribuidora de energia local, como será visto mais a frente, dentre outros usos.

3.1 METODOLOGIA

O projeto parte do desenvolvimento de um layout simplificado do funcionamento do sistema híbrido. Com o layout é possível descrever quais os componentes escolhidos para compor o sistema e a partir daí estruturar como deve ser seu controle e interface para que atinja

o desempenho desejado no projeto. É importante que o sistema desenvolvido tenha o desempenho de frenagem igual ou superior ao sistema existente e seja viável quando comparado seu custo de aquisição com a economia de combustível alcançada.

Com tudo definido, um modelo físico simplificado é equacionado e implementado em um software de cálculos. A partir desse modelo é possível simular o funcionamento do sistema em diferentes ciclos de condução e avaliar o desempenho e os resultados de economia de energia. Nessa etapa do desenvolvimento, com os dados até aqui obtidos, é importante avaliar a escolha dos componentes elétricos, uma vez que é possível aproximar as potências e a quantidade de energia que flui pelo sistema. Além disso, outras alterações já podem ser propostas com base na avaliação dos resultados, a fim de otimizar o funcionamento do sistema como um todo.

É crucial a elaboração de um modelo em CAD para avaliar como será a montagem mecânica do sistema. Nesta etapa é projetado como será a interface dos componentes, as fixações e peças necessárias para o funcionamento. Componentes básicos de fixação e transmissão de potências são dimensionados e escolhidos de acordo com as necessidades do projeto.

Com o modelo em CAD finalizado, é possível especular sobre a fabricação das peças e montagens e obter uma aproximação do custo de fabricação de um sistema como esse, finalizando, pois, o projeto proposto no presente trabalho.

3.2 PROJETO CONCEITUAL

3.2.1 LAYOUT DO SISTEMA

Os sistemas idealizados para o projeto visam a simplicidade e funcionalidade. A primeira opção é garantir que a nova unidade de potência elétrica seja intercambiável com o eixo já existente na carreta visando a fácil adaptação, além de que é priorizado a utilização de componentes padrões na concepção do sistema e construção mecânica com chapas e tubos padrão. Nessa opção os motores elétricos serão, cada um, acoplados a uma roda através de um sistema de redução fixo por engrenagem e integrado junto a um sistema de freio a disco já desenvolvido e existente no mercado. Um exemplo de sistema semelhante ao proposto no Layout A é o Eletric Portal Axle AVE 130 da ZF para ônibus urbanos, ou seja, é uma proposta já desenvolvida e testada por uma grande empresa do mercado. Junto aos motores, há outros

componentes novos associados ao sistema elétrico como a bateria, controlador e cabos. Um esquemático simples é representado pela Figura 3.2.

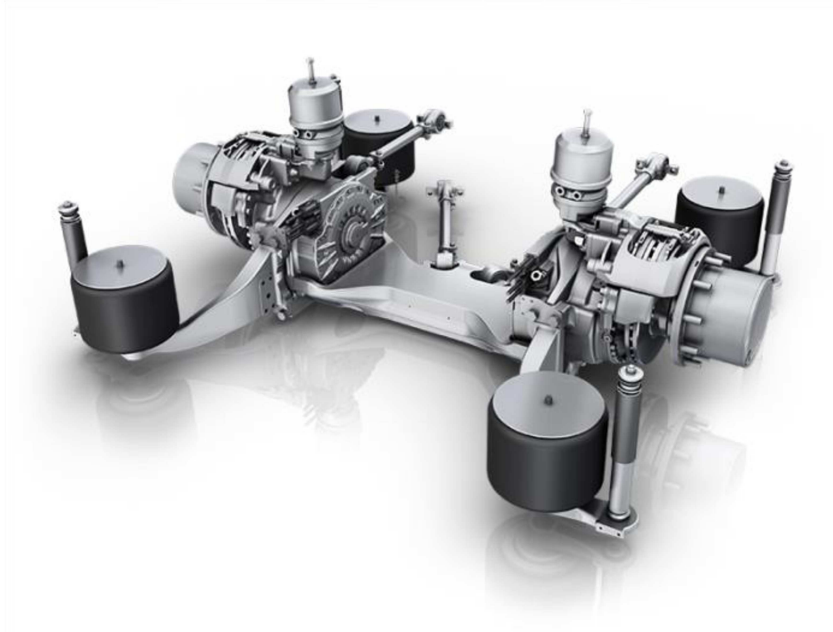


Figura 3.1 – AVE 130 da empresa ZF

Fonte: ZF. Disponível em: <https://www.zf.com/corporate/en_de/products/product_range/buses/buses_axles_ave130_system.shtml> Acesso em: 10/05/2018.

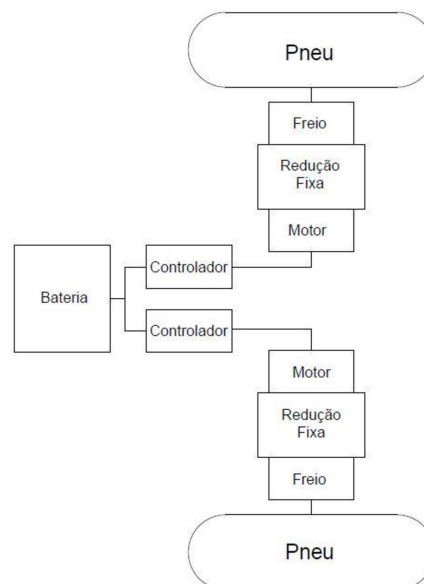


Figura 3.2 - Layout A

A outra opção de sistema é concebida para a instalação em caminhões que não utilizam o semirreboque, como os VUCs com proposta urbana e os caminhões semipesados, com proposta não só urbana, mas também rodoviária. Nessa opção de layout é utilizado apenas um motor elétrico acoplado ao cardã que transmite o torque diferencial e dele para às rodas do caminhão, como mostrado esquematicamente na Figura 3.3. É uma solução com maior simplicidade técnica e também é, possivelmente, uma opção mais barata devido ao menor número de componentes com alto valor agregado empregados. Em contrapartida, dificulta a implementação e controle da distribuição de torque e do sistema de frenagem ABS.

A conclusão que se chega, portanto, é que um sistema como esse é ideal para aplicações menores e com custo agregado menor, como nos caminhões com chassi.

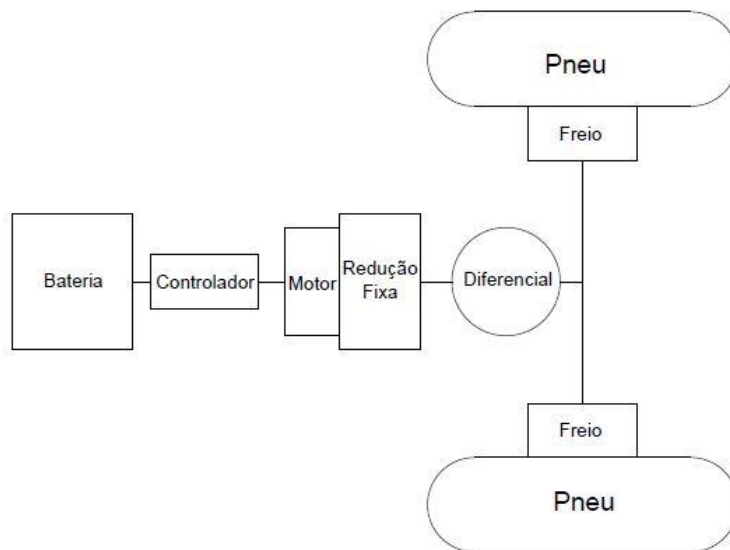


Figura 3.3 - Layout B

3.2.2 Modelos

São propostos três modelos no trabalho, sendo eles: a) um veículo grande de proposta rodoviária, b) um médio para rodar em trechos mistos e c) um terceiro veículo para entregas urbanas. Abaixo seguem as características dos modelos propostos.

É interessante notar que o modelo 1 é baseado no MAN TGX 33.440, o modelo 2 no VW Constellation 17.190 e o modelo 3 no VW Delivery 9.170.

Tabela 3.1 - Modelos Adotados

Modelo	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Classificação	Carreta três eixos	Caminhão Pesado	Caminhão Semipesado
Layout	Layout A	Layout B	Layout B
PBT	41,5 ton	17,1 ton	8,8 ton
Potência	440 cv	186 cv	165 cv
Dist. Entre Eixo	3,6 / 5 m	4,8 m	4 m
Pneu	295/80R22.5	295/80R22.5	215/75R17.5

3.2.3 Controle

Para simplificar o controle do sistema de recuperação de energia do eixo da carreta, será utilizado uma estratégia de controle baseado no torque de frenagem (WANG; ZHUO, 2008). A ideia desse controle é determinar qual o torque de frenagem requerido através da entrada no pedal de freio pelo motorista e comparar com o torque máximo que o gerador acoplado à roda pode produzir e com o torque máximo que o pneu suporta sem deslizar. As situações estão descritas abaixo:

1. Caso o torque de frenagem seja menor ou igual ao torque de frenagem máximo do gerador, aplica-se apenas a frenagem regenerativa;
2. Caso o torque de frenagem seja maior que o torque de frenagem máximo do gerador, aplica-se em conjunto com a frenagem regenerativa o torque do sistema de freio convencional;
3. Caso o torque de frenagem exceda a capacidade de tração do pneu, o sistema ABS detecta a diferença na rotação da roda e entra em ação, aliviando primeiro o freio mecânico e caso necessite reduz a frenagem regenerativa.

3.2.3.1 ABS (Anti-Locking Braking System)

Na concepção do sistema de ABS (Anti-Locking Braking System), é considerado que existem soluções comerciais para serem implementadas no sistema mecânico e elétrico já desenvolvidas e testadas.

No Layout A o sistema antitravamento das rodas pode ser acoplado ao sistema de controle dos motores elétricos e integrado para controlar, também, o sistema de frenagem mecânico, proporcionando a atuação independente em cada roda do semirreboque.

Já no Layout B, o conjunto ABS conseguiria controlar apenas a intensidade do torque do gerador elétrico, isto é, em casos que a vetorização do torque é necessária. Um exemplo é quando uma roda passa em uma poça d'água durante a frenagem. Nesses casos o sistema ABS não proporcionaria uma frenagem segura, no entanto, a vetorização do torque de frenagem poderia ser atingida controlando os freios mecânicos, atingindo, assim, uma performance aceitável.

3.3 SIMULAÇÃO

O objetivo da simulação computacional é melhorar o entendimento acerca do sistema proposto e tentar obter mais dados e informações sobre seu desempenho mecânico e elétrico, de forma simples.

O programa é construído para ler os dados dos ciclos de direções, receber as informações do veículo e a partir disso, calcular as potências e energias em aceleração e frenagem durante os ciclos. Ademais, ele permite realizar os cálculos dinâmicos e obter os torques máximos por eixo e, com isso, utilizar o controle desenvolvido no estudo para determinar a eficiência de recuperação de energia nas frenagens pelo motor elétrico, bem como o seu desempenho em aceleração.

Abaixo há a descrição dos conceitos utilizados na simulação e o equacionamento da cinemática e dinâmica do veículo. O código completo pode ser encontrado ao final do trabalho, no ANEXO A.

3.3.1 Drive Cycles (Ciclos de Direção)

Os ciclos de direção, em inglês *Drive Cycles*, são padrões de direção criados por organizações para auxiliar na avaliação de automóveis tanto de passageiros quanto de carga. Esses ciclos podem ser utilizados para a avaliação de diversos parâmetros do veículo, como o desempenho de tração, a capacidade de inclinação em diferentes condições, desempenho de

frenagem, consumo de combustível e emissão de poluentes. Os ciclos escolhidos para o presente trabalho são apresentados a seguir.

É importante mencionar que um fator muito útil para a caracterização dos ciclos de direção é a intensidade cinética. Esse parâmetro relaciona a aceleração característica de um ciclo com a sua velocidade, sendo uma métrica importante para avaliar a eficácia de sistemas de regeneração de energia (Prohaska, et al. 2016).

Para exemplificar, quando um ciclo de direção possui poucas desacelerações e longos períodos em velocidade de cruzeiro com o HHDDT, é dito que ele possui uma baixa intensidade cinética, porém se o ciclo possui muitas desacelerações e acelerações, como o LA92, considera-se que ele possui alta intensidade cinética

- **HHDDT**: *Heavy-Heavy Duty Diesel Truck schedule* é um ciclo criado pela *California Air Resources Board (CARB)*, nos Estados Unidos, com parceria da *West Virginia University*. O ciclo tem o objetivo de testar veículos pesados a diesel em teste de dinamômetro de chassis. O ciclo é dividido em três etapas, mas para esse trabalho apenas o ciclo de direção em rodovia com maior velocidade média será utilizado.

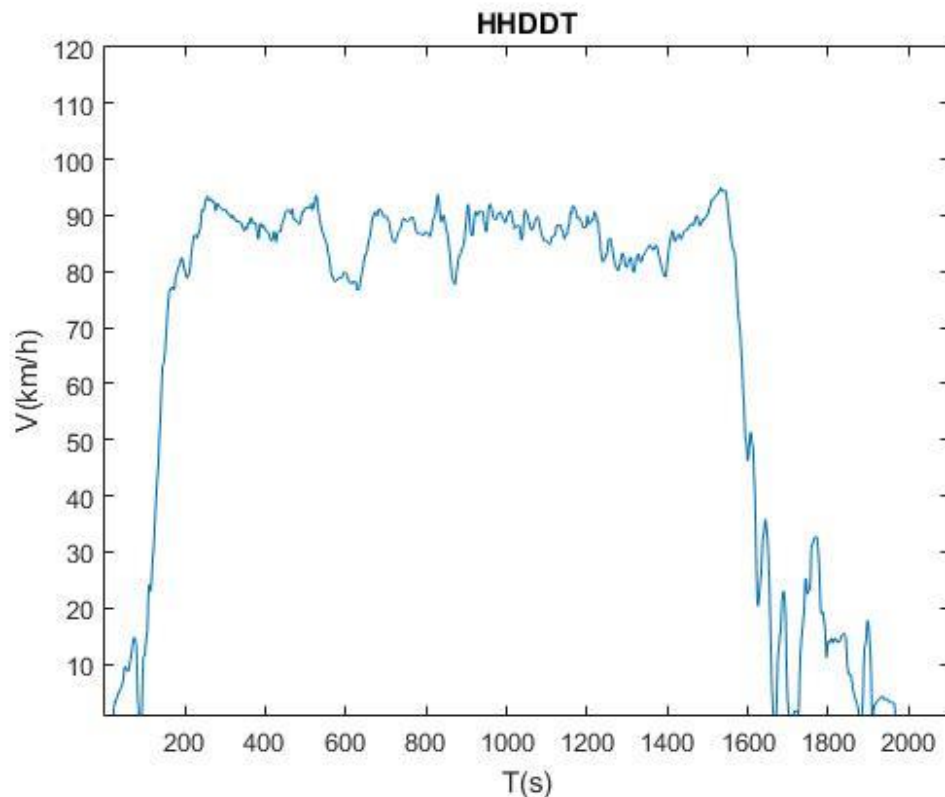


Figura 3.4 - Ciclo de direção HHDDT

- LA92: É outro ciclo criado pela CARB, e tem como objetivo testar veículos de carga de menor porte em ciclo urbano com alguns trechos em rodovia. Esse ciclo de direção é utilizado pela *Supplemental Federal Test Procedure* para testar as emissões de veículos com motores diesel Tier 3. É um ciclo com alta intensidade cinética devido as bruscas acelerações e frenagens.

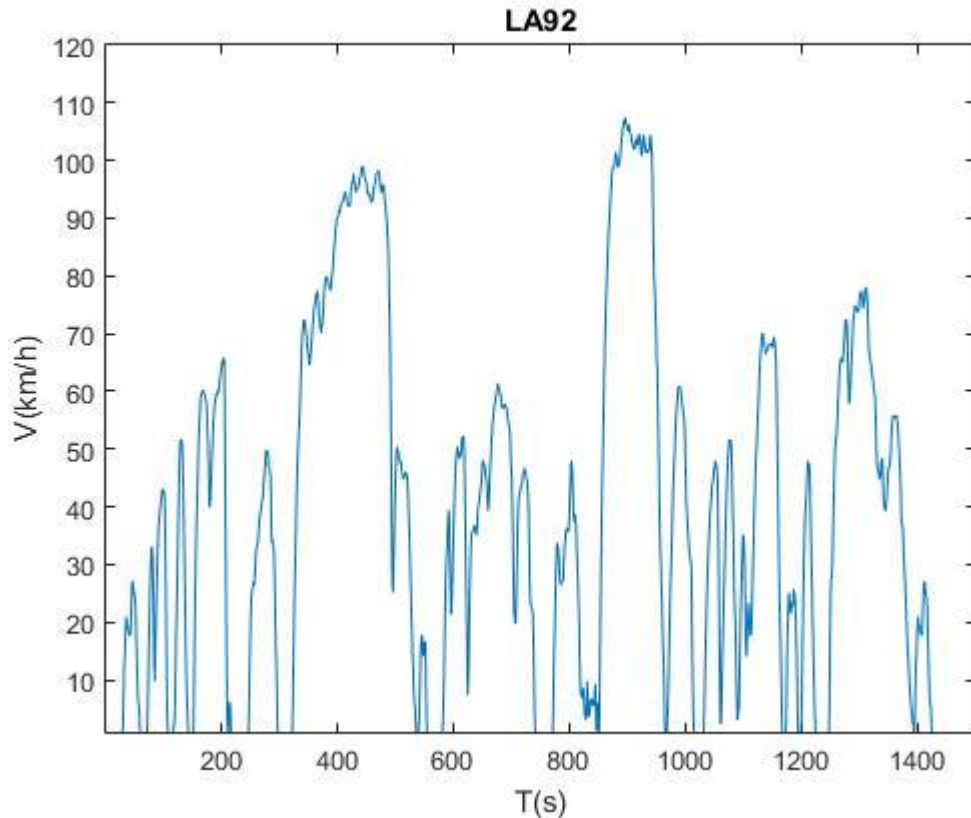


Figura 3.5 – Ciclo de direção LA92

- HWYCOL: Este ciclo foi criado pela United States Environment Protection Agency (EPA) com o mesmo objetivo dos demais. É um ciclo voltado para o teste de economia de combustível em situações de viagens em rodovia, por isso conta com uma velocidade mais constante e com velocidade média maior.
- WHVC: a sigla significa World Harmonized Vehicle Cycle. Este ciclo foi desenhado para veículos de cargas médias e pesados e inclui trechos urbanos de baixa velocidade, trechos de velocidade média e um trecho final de rodovia. É o único ciclo que conta com o grau de inclinação da pista.

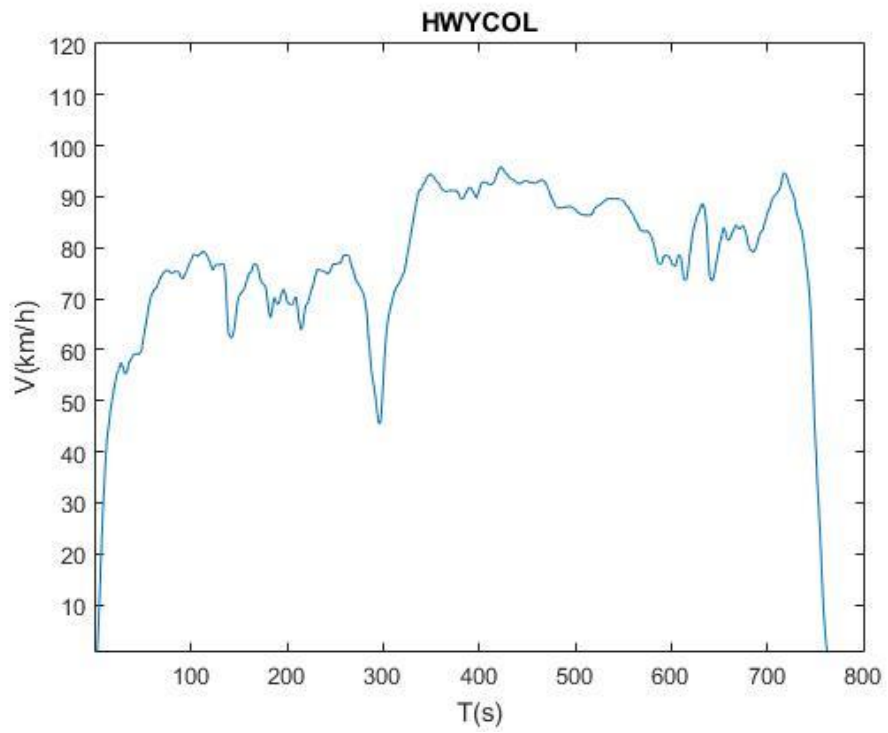


Figura 3.6 - Ciclo de direção HWYCOL

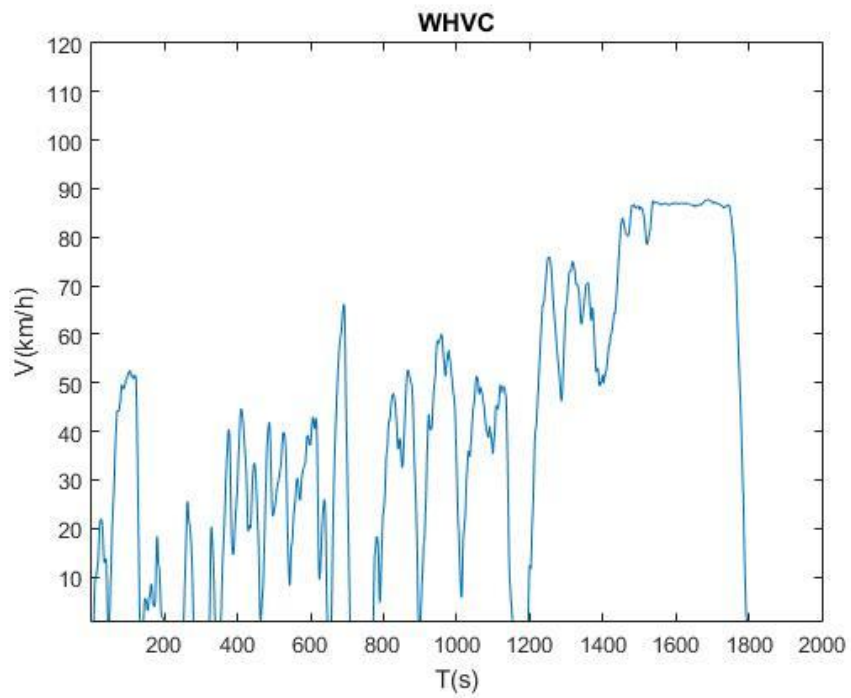


Figura 3.7 - Ciclo de direção WHVC

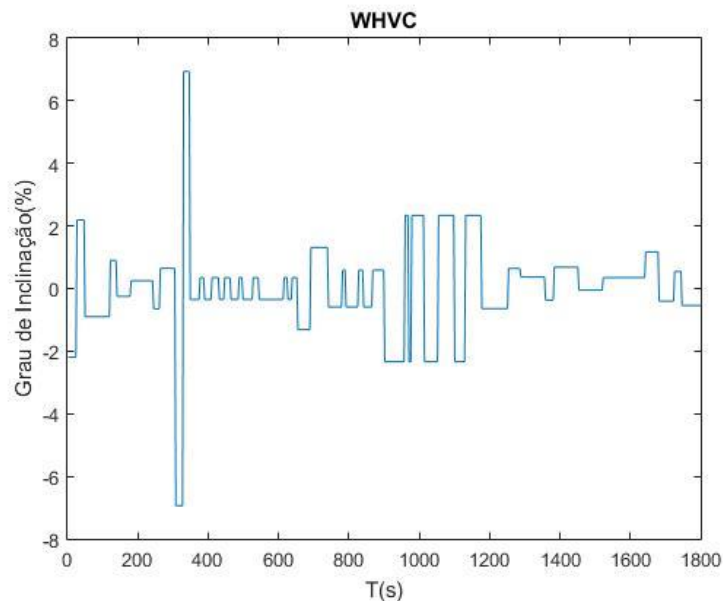


Figura 3.8 - Grau de inclinação WHVC

3.3.2 Sistema de coordenadas

O sistema de coordenadas adotado para o trabalho é proposto pela SAE. Tal sistema é orientado pelo referencial direito. Seu centro é posicionado na massa suspensa do veículo, mais especificadamente fixo no CG, com o eixo x direcionado para frente, o eixo y para a esquerda e o eixo z para baixo. No caso do veículo ser uma composição, as carretas apresentam uma orientação equivalente.

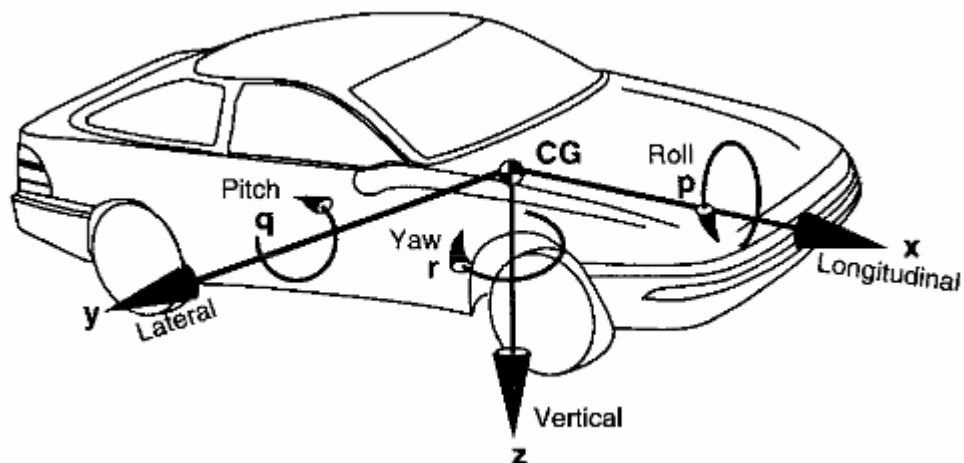


Figura 3.9 - Eixo de coordenadas adotado

Fonte: Gillespie (1992).

3.3.3 Descrição geral do movimento

Para descrever o movimento geral de um veículo, parte-se de um modelo simplificado em um plano inclinado. A Figura 3.10 é a representação do diagrama de corpo livre. Através dela é possível observar as forças trativas no contato do pneu com o solo, que são geradas pelo trem de força, as forças resistivas de rolagem dos pneus, a força da resistência do ar devido ao movimento e a força devido ao plano inclinado.

De acordo com a segunda lei de Newton, para que o veículo acelere, o somatório das forças trativas deve ser maior que o somatório das forças de resistência, ou seja, a aceleração do veículo pode ser escrita como:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\sum F_{trativas} - \sum F_{resistivas}}{\delta W} \quad (1)$$

onde V é a velocidade do veículo, $\sum F_t$ é a força trativa total, $\sum F_{tr}$ é a força resistiva total, M_v é a massa total do veículo e δ é o fator de massa, que compensa o efeito da inércia rotacional dos componentes do trem de força.

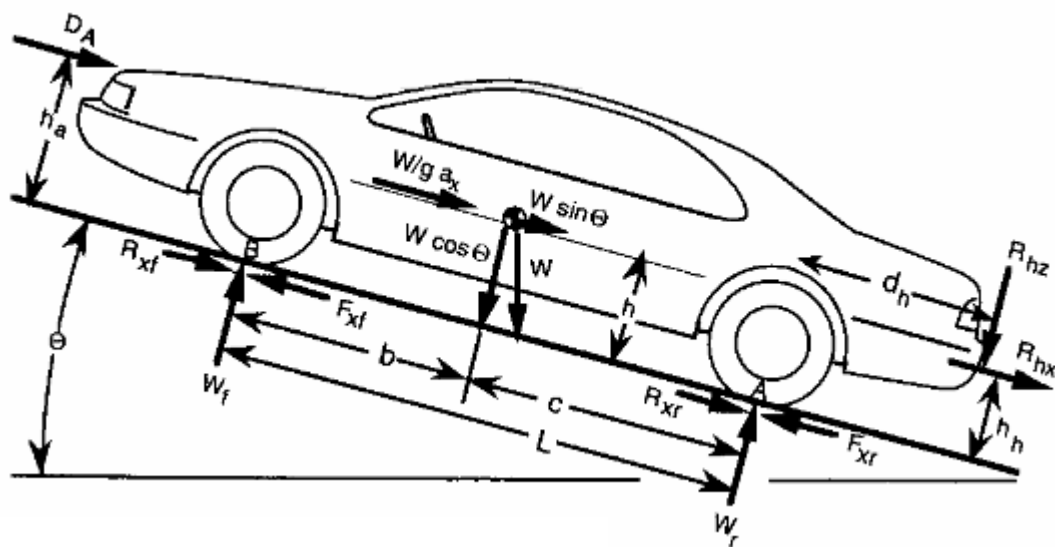


Figura 3.10 – DCL Esquemático veículo

Fonte: Gillespie (1992).

3.3.4 Resistências ao movimento

Como apresentado na Figura 3.10, as resistências podem aparecer devido ao movimento ou a inclinação da pista e isso inclui a resistência, a rolagem que aparece como o torque R_x , a resistência devido ao ar D_A e a força devido o plano inclinado, $W \sin \theta$. As resistências serão esmiuçadas nas seções subsequentes.

3.3.4.1 Resistência a rolagem

Quando o pneu de um veículo está sob carga, sua banda de rodagem deforma sobre o asfalto e cria uma área de contato, distribuindo a carga sobre tal área. Quando o pneu está em movimento, a pressão de contato é distribuída assimetricamente na área de contato do pneu com o solo. Na Figura 3.11 pode-se observar que a área à frente do movimento concentra mais pressão do que a porção atrás. Esse fenômeno resulta no deslocamento da força de reação resultante do solo para a parte frontal da área de contato do pneu, conseqüentemente a frente do pneu. Portanto, um momento de resistência a rolagem é criado.

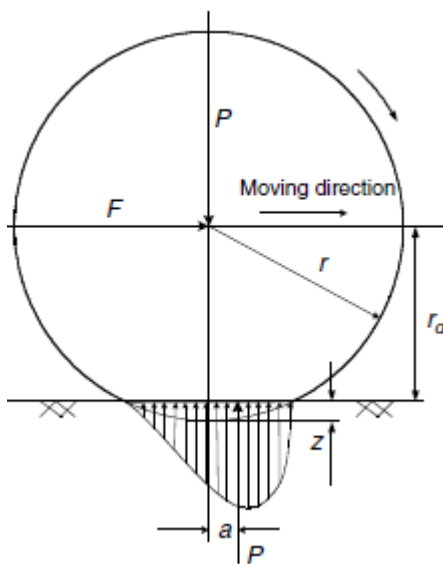


Figura 3.11 - Deflexão do pneu

Fonte: Ehsani et al. (2005)

O momento criado pelo deslocamento do ponto de reação do solo pode ser expresso por:

$$T = Pa \tag{2}$$

Para equilibrar o momento e continuar o deslocamento, uma força F é criada no centro da roda, de magnitude igual à força de resistência à rolagem e com direção contrária. Essa força pode ser expressa por:

$$F \frac{T_r}{r_d} = \frac{Pa}{r_d} = Pf_r \tag{3}$$

Onde r_d é o raio efetivo do pneu e f_r é chamado de coeficiente de resistência, a rolagem e equivale a $\frac{a}{r_d}$, logo, a força de resistência à rolagem pode ser expressa por Eq.(3). Caso o veículo esteja em um plano inclinado, a carga normal P deve ser substituída pela componente perpendicular ao solo que no modelo matemático adotado é denominada W , logo a Eq.(4) fica Eq.(5).

$$R_x = Wf_r \tag{4}$$

$$R_x = Wf_r \sin \theta \tag{5}$$

O coeficiente de resistência à rolagem é composto pelas características do pneu como a sua construção, banda de rolagem, material, entre outras, bem como do solo onde o veículo trafega. Ademais, algumas aproximações consideram o coeficiente linear com o aumento da velocidade. Para o presente trabalho, o coeficiente será considerado constante e alguns valores típicos para veículos e superfícies são apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Coeficientes de Resistência a Rolagem

Condição	Coeficiente de Resistência a Rolagem
Pneus de carro no asfalto ou concreto	0.013
Pneus de carro no cascalho	0.02
Pneus de carro em estrada de terra	0.05
Pneus de carro no campo	0.1-0.35
Pneus de caminhão no asfalto ou concreto	0.006-0.01
Rotas em um trilho	0.001-0.002

Fonte: Ehsani et al. (2005)

3.3.4.2 Resistência aerodinâmica

Quando um veículo se desloca pelo ar aparece uma resistência ao seu movimento. A resistência é a reação da movimentação que é imposta sobre o ar, sendo que ela pode ser dividida basicamente em dois componentes, devido a forma do veículo e devido a viscosidade do ar. Basicamente, o ar durante o escoamento é desviado pela geometria do veículo e para manter a continuidade é necessário que exista uma variação na pressão. Assim são criadas zonas com diferentes pressões o que resulta em uma resistência ao movimento. A outra fonte de resistência é devido ao escoamento do ar através da superfície do veículo, que devido a sua viscosidade, ou seja, a resistência do fluido ao escoamento, resulta em uma força contra o movimento do veículo.

A resistência aerodinâmica pode ser expressa por Eq.(6), sendo ρ a densidade do ar, A_f a área frontal do veículo, C_d o coeficiente de arrasto aerodinâmico, V a velocidade do veículo e V_w a componente da velocidade do vento na direção do movimento do veículo.

$$D_A = \frac{1}{2} \rho A_f C_d (V + V_w)^2 \quad (6)$$

3.3.4.3 Resistência devido à elevação

Quando o veículo está sob um plano inclinado, a força peso gera um componente na direção do movimento que tanto pode auxiliar quanto resistir ao movimento. A força devido ao gradiente de elevação é exemplificada na Figura 3.10 e pode ser escrita como:

$$R_\theta = W \sin \theta \quad (7)$$

Geralmente o ângulo theta é pequeno, então para simplificar podemos substituí-lo pelo coeficiente de gradiente. Assim, tem-se:

$$I = \frac{H}{L} = \tan \theta \cong \sin \theta \quad (8)$$

3.3.5 Distribuição de Carga nos Eixos

O cálculo da distribuição de peso do veículo em aceleração é realizado considerando o momento em torno do ponto de contato do pneu com o solo, sendo- igual a zero. Para determinar o peso no eixo traseiro, considera-se o momento das forças zero no ponto de contato do pneu dianteiro e para determinar no eixo dianteiro, o momento é zero em torno do ponto de contato do pneu traseiro. Para simplificar o cálculo é admitido que a altura do centro de aplicação da resistência aerodinâmica é próxima da altura do centro de gravidade. As equações resultantes são apresentadas abaixo.

$$Wf = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x h}{g L} \quad (9)$$

$$Wf = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{fs} + W \frac{a_x h}{g L} \quad (10)$$

3.3.6 Potência

A potência é calculada através da multiplicação da força pela velocidade. Então, a potência empregada pelo trem de força do veículo ou pelo sistema de frenagem pode ser deduzida a partir da força resultante que atua sobre o veículo mais as forças de resistência multiplicadas pela velocidade do veículo em dado instante de tempo. A potência pode, então, ser escrita como:

$$P = V(\sum F_{trativas} + \sum F_{resistivas}) \quad (11)$$

3.3.7 Energia Mecânica

A energia empregada para mover o veículo, ou seja, o trabalho. Este pode ser obtido integrando a potência no domínio do tempo e é expresso pela seguinte equação:

$$T = \int_{t_1}^{t_2} P dt \quad (12)$$

3.3.8 Rendimento componentes do sistema

Dentro do código desenvolvido, um dos parâmetros relevantes de cada componente elétrico são as suas eficiências. Para determinar os valores de eficiência para o motor e a unidade controladora é consultado o catálogo da fabricante BRUSA Elektronik AG, uma referência no segmento de soluções de powertrain para veículos elétricos. Para os motores trifásicos de corrente alternada a fabricante especifica uma eficiência típica de 95% e para o módulo de controle uma eficiência média de aproximadamente 92%.

A eficiência da bateria é obtida através da literatura, sendo que uma bateria de Lithium-ion possui em média 95% de eficiência (EHSANI,2005). Para o rendimento das transmissões mecânicas é considerado o valor de 98% (FRANÇOSO, 2009), visto que a potência é transmitida através de engrenagens de precisão e apoiadas em mancais de rolamento.

3.3.9 Implementação do sistema de controle

Os cálculos determinam o valor da desaceleração do veículo em seu centro de massa, assim a divisão de frenagem entre os eixos é determinada pelo controle desenvolvido no programa. Como explicado no item 3.2.3, é elaborado um sistema de comparação entre os torques requeridos e disponíveis. Primeiro o programa determina qual a carga total no eixo traseiro, multiplica-se tal valor pelo coeficiente de atrito do pneu e assim tem-se um limite superior para o torque de frenagem para aquele eixo, caso esse limite seja superado, é considerado que o freio dianteiro foi acionado em conjunto para prover a desaceleração requerida.

Com isso, o torque de frenagem requerido é comparado com o torque máximo oferecido pelo motor elétrico e caso seja maior, parte da desaceleração é considerada proveniente do sistema de freio convencional. Caso seja menor, o torque fornecido pelo motor é igual ao torque requerido.

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Simulação inicial

O objetivo de se realizar uma simulação inicial é entender melhor o problema e obter uma estimativa das potências e energias às quais o sistema híbrido estará sujeito durante a operação. Desta forma, é possível direcionar as escolhas de equipamentos para compor cada opção de layout. Os modelos propostos estão descritos na Tabela 3.1.

Nessa simulação, foram implementadas as equações apresentadas no capítulo anterior, com exceção do efeito do rendimento dos componentes. Os resultados obtidos estão a seguir.

4.1.1 Resultados iniciais

Os resultados obtidos para cada modelo em cada ciclo são apresentados abaixo. Reitera-se que o ciclo HHDDT é rodoviário, o HWYCOL é predominantemente rodoviário, o LA92 é um ciclo urbano e o WHVC é um ciclo misto, porém todos os veículos foram testados em todos os ciclos por se tratar de uma simulação inicial para compreensão do problema.

Tabela 4.1 – Simulação Inicial Modelo 1

Ciclo	HHDDT	HWYCOL	LA92	WHVC
Velocidade Máxima [km/h]	94,9	95,8	107,5	87,8
Velocidade Média [km/h]	67,5	77,3	39,6	40,2
Distância Percorrida [Km]	36,7	15,4	31,4	36,4
Energia Trativa Total [kWh]	69,1	35,1	57,9	48,9
Energia Resistências [kWh]	59,6	25,6	21,52	26,1
Energia Frenagem [kWh]	7,5	10,2	42,2	25,2
Relação Energia Frenagem [%]	10,9	29,3	72,9	53,8
Torque Frenagem máx. [Nm]	52530	74410	204740	93810
Torque Frenagem méd. [Nm]	4940	7926	18966	9950
Pot. Frenagem média [kW]	89	240	356	162
Rotação roda máx. [RPM]	479	484	543	443
Rotação roda méd. [RPM]	349	393	238	235

Tabela 4.2 - Simulação Inicial Modelo 2

Ciclo	HHDDT	HWYCOL	LA92	WHVC
Velocidade Máxima [km/h]	94,9	95,8	107,5	87,8
Velocidade Média [km/h]	67,5	77,3	39,6	40,2
Distância Percorrida [Km]	36,7	15,4	31,4	36,4
Energia Trativa Total [kWh]	42,2	19,7	26,7	22,8
Energia Resistências [kWh]	39,2	16,5	12,8	15,2
Energia Frenagem [kWh]	2,2	3,5	16,2	9,4
Relação Energia Frenagem [%]	5,2	17,6	60,8	41,3
Torque Frenagem máx. [Nm]	21873	30357	83931	38551
Torque Frenagem méd. [Nm]	2585	4148	8156	4500
Pot. Frenagem média [kW]	37	119	148	69
Rotação roda máx. [RPM]	479	484	543	443
Rotação roda méd. [RPM]	349	393	238	235

Tabela 4.3 - Simulação Inicial Modelo 3

Ciclo	HHDDT	HWYCOL	LA92	WHVC
Velocidade Máxima [km/h]	94,9	95,8	107,5	87,8
Velocidade Média [km/h]	67,5	77,3	39,6	40,2
Distância Percorrida [Km]	36,7	15,4	31,4	36,4
Energia Trativa Total [kWh]	36,4	16,8	22,5	19,0
Energia Resistências [kWh]	33,8	14,1	10,6	12,3
Energia Frenagem [kWh]	1,9	3,0	14,0	8,2
Relação Energia Frenagem [%]	5,2	17,7	62,2	43,2
Torque Frenagem máx. [Nm]	18985	26068	71610	32621
Torque Frenagem méd. [Nm]	1530	2468	5010	2745
Pot. Frenagem média [kW]	30	99	128	60
Rotação roda máx. [RPM]	676	683	766	626
Rotação roda méd. [RPM]	493	554	335	331

4.1.2 Discussão Inicial

O primeiro ponto observado é a influência do ciclo de direção na energia dispendida com resistências e com a frenagem. A relevância da intensidade cinética é notada quando são comparados os resultados do ciclo LA92 com o ciclo do HHDDT e é evidente na relação da energia de frenagem pela energia total, por exemplo, no modelo 1 essa relação é de 10,9% no ciclo HHDDT e de 72,9% no LA92.

Por isso é interessante delimitar a análise dos diferentes modelos. Para o modelo 1, com característica predominantemente rodoviária, apenas os ciclos HHDDT e HWYCOL são relevantes. Já para o modelo 2 todos os ciclos são importantes, uma vez que esse tipo de veículo pode ser adequado para realizar longas viagens rodoviárias ou para entregas em centros urbanos. O modelo 3 com sua característica urbana é avaliado nos ciclos WHVC, no LA92 e também no HWYCOL considerando que pode ser empregado em viagens menores para, por exemplo, entregas intermunicipais.

As potências médias de todos os casos calculados são relativamente altas, sendo imprudente especificar inicialmente um gerador para atingir tal nível, pois essa escolha acarretaria em altos custos do sistema com um motor de alta potência e um sistema de gerenciamento

adequado para a alta demanda. Ademais, os torques de pico de frenagem são bastante elevados, restando claro que o motor/gerador elétrico não será suficiente para atender aos requisitos de frenagem do veículo, logo, os freios mecânicos serão necessários. Há, então, uma liberdade para a escolha dos motores/geradores e quanto maior for a sua capacidade, maior será a recuperação de energia cinética.

Após pesquisas na internet de equipamentos similares ao proposto pelo trabalho, como é o caso da Hyliion, Odyne e XL. Uma opção adequada de máquina elétrica para os modelos seria o motor HSM1 da BRUSA Elektronik AG. A versão HSM1 10.18.04 oferece uma alta relação potência e torque por peso, dimensões compactas, controle de torque por PWM e ainda pode ser usado como motor e gerador elétrico. Essa versão possui as suas características apresentadas na Tabela 4.4. Mais informações estão na ficha técnica do motor no ANEXO B.



Figura 4.1 - HSM1 10.18.04

Fonte: Brusa Elektronik.

Tabela 4.4 - Características HSM1 10.18.04

<i>Velocidade Nominal</i>	4600 rpm
<i>Velocidade Máxima</i>	13000 rpm
<i>Torque Contínuo</i>	52 Nm
<i>Torque Máximo</i>	98 Nm
<i>Potência Contínua</i>	28 kW
<i>Potência Máxima</i>	51 kW

Com esse motor os modelos dois e três, por serem do layout dois, tem 51 kW de potência para frenagens e 28 kW para aceleração, visto que geralmente, o tempo de frenagem é curto e o tempo de aceleração é longo. Já o modelo 1 tem disponível o dobro desses valores, pois no layout um são empregados dois motores. Lembrando que para esse caso onde o semi-reboque muitas vezes possui mais de um eixo, é possível instalar mais um ou dois sistemas híbridos, dependendo se o semirreboque tem dois ou três eixos, elevando a capacidade para próximos dos 300 kW de potência de frenagem e 170 kW em aceleração contínua.

Nos três casos os motores serão acoplados a caixas de engrenagem e para calcular o valor da redução considera-se a velocidade máxima que os veículos atingem nos ciclos, a rotação nominal do motor, o valor que determina a faixa onde o torque é máximo e a redução do diferencial nos modelos dois e três. Desta forma, associando a velocidade máxima à rotação máxima e comparando-a à rotação nominal do motor, conclui-se que a redução pode ser calculada por regra de três simples. No caso dois e três o valor encontrado refere-se à redução total, que deve ser dividida pela redução do diferencial para encontrar a redução do motor elétrico. Os valores de redução do diferencial são retirados dos folhetos técnicos dos caminhões de referência.

Tabela 4.5 - Relação de Reduções

<i>Redução</i>	<i>Diferencial</i>	<i>Motor Elétrico</i>
<i>Modelo 1</i>	-	9,5
<i>Modelo 2</i>	3,42	2,78
<i>Modelo 3</i>	4,78	1,40

Ante o exposto, é possível simular a utilização do freio regenerativo nas condições impostas pelos ciclos de direção e com isso, estimar qual a capacidade de recuperação de energia dos modelos propostos pelo trabalho.

4.2 Modelo em CAD

Para melhor visualização de como seria montado os sistemas nos caminhões, um desenho computadorizado foi preparado para cada modelo. Vale ressaltar que apenas a montagem mecânica do motor/gerador foi efetuada, visto que os equipamentos auxiliares, como baterias e

o controlador, podem ser alocados em diferentes posições dependendo do veículo em que será feita a instalação. Além disso, as representações em CAD são básicas, exclusivamente com o intuito de representar os modelos, já que para desenvolver um modelo virtual completo diversas outras soluções técnicas devem ser estudadas e realizadas.

4.2.1 Modelo 1

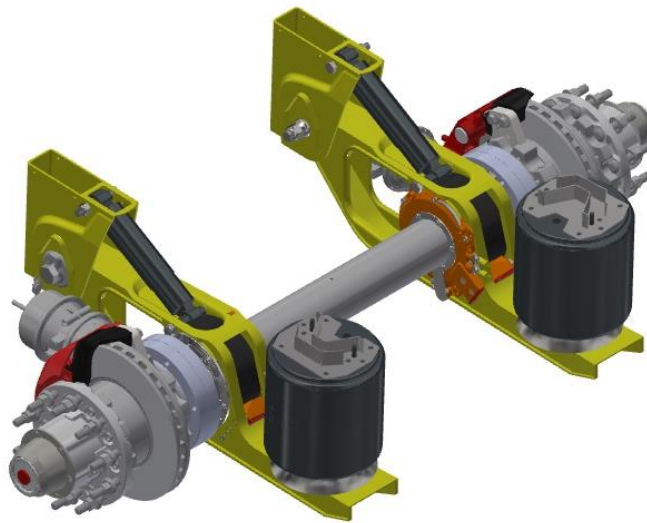


Figura 4.2 - Vista Isométrica Modelo 1

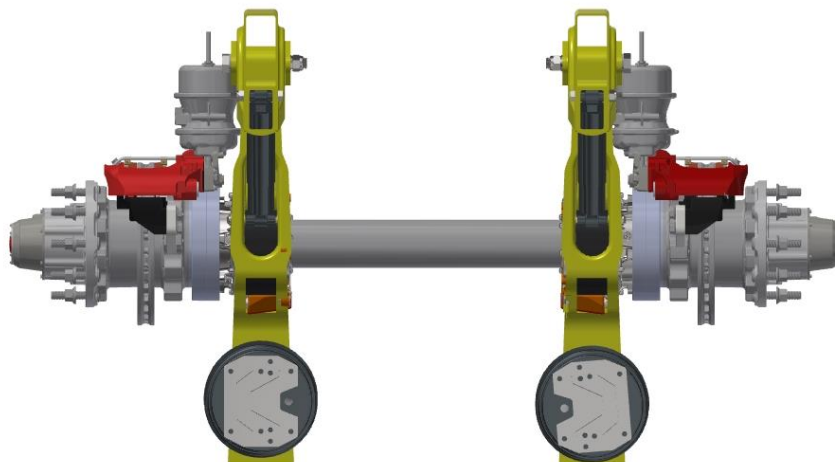


Figura 4.3 - Vista Superior Modelo 1

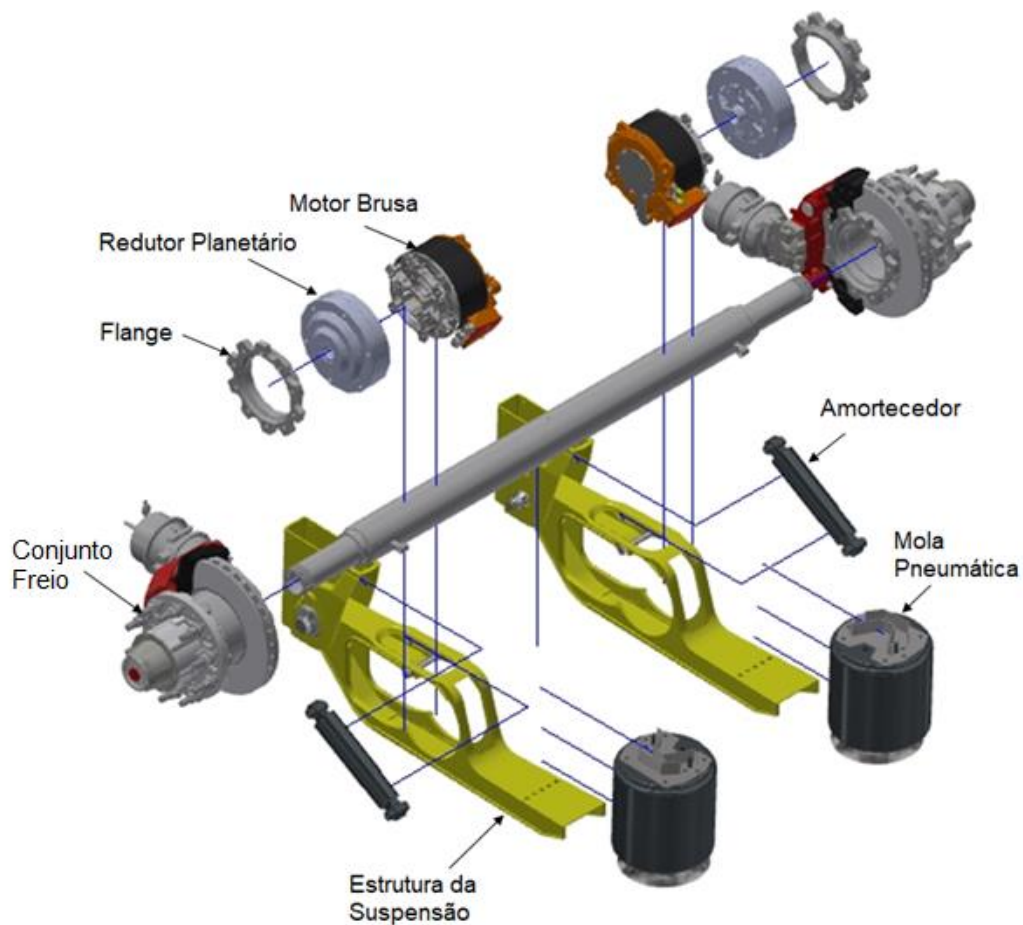


Figura 4.4 - Vista Explodida Modelo 1

A montagem mecânica em CAD para o modelo 1 segue o conceito do sistema AVE 130, visto na figura Figura 3.1. Aqui o motor e redutor planetário são fixos rigidamente ao eixo base (em cinza) e a estrutura da suspensão é fixa no corpo do motor elétrico.

O redutor planetário é acoplado ao motor elétrico através de um eixo e a saída reduzida é acoplada ao conjunto do freio e roda através de flanges. Esse conjunto é suportado por rolamentos instalados no cubo de roda.

4.2.2 Modelo 2

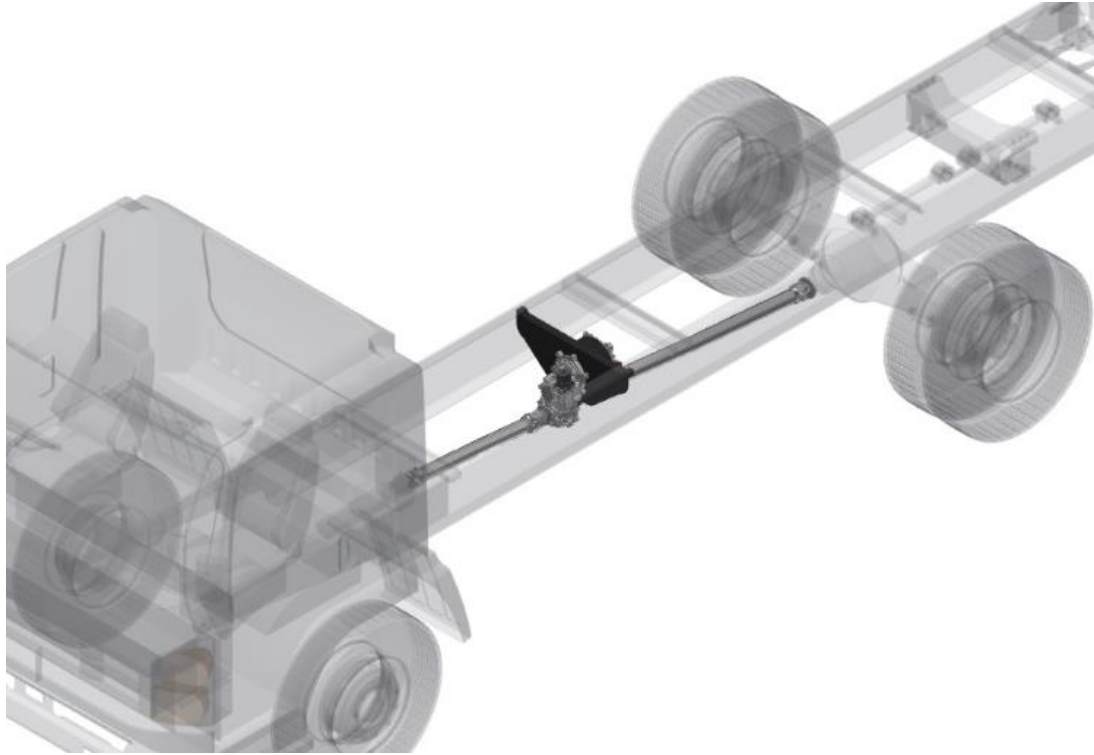


Figura 4.5 - Vista Isométrica Modelo 2



Figura 4.6 - Vista Lateral Modelo 2

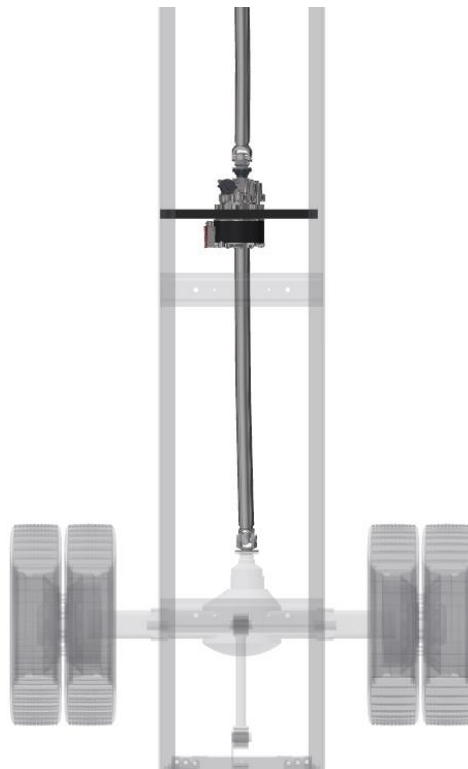


Figura 4.7 - Vista Superior Modelo 2

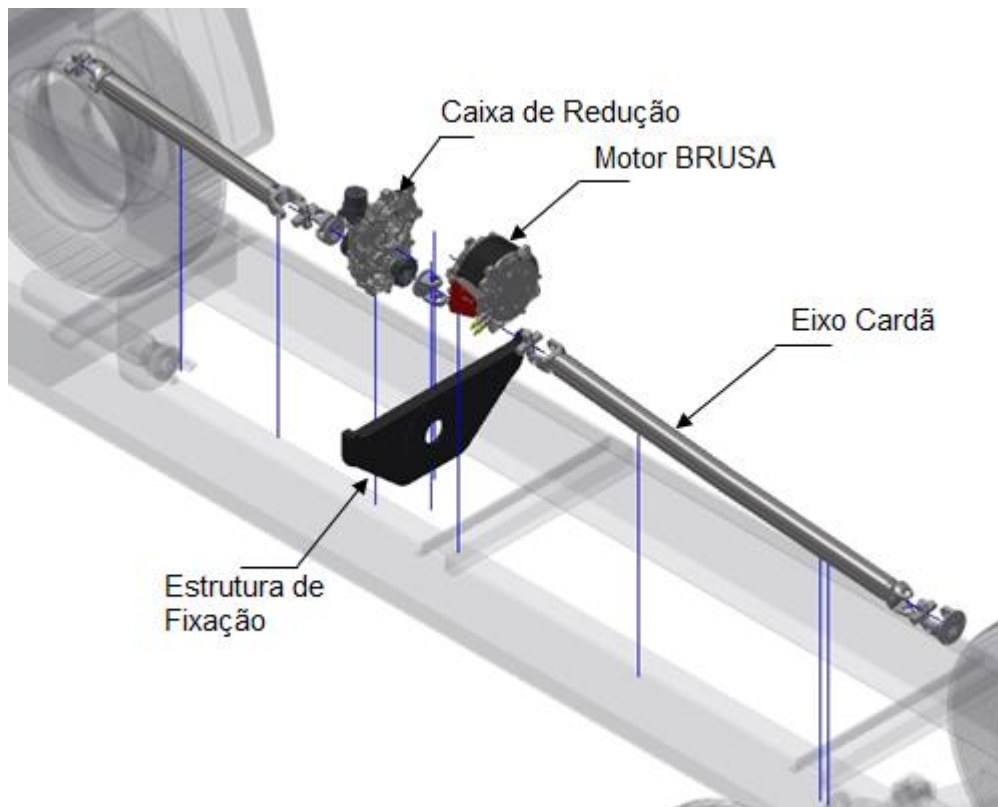


Figura 4.8 - Vista Explodida Modelo 2

A montagem mecânica do modelo 2 é bem mais simples. Nela, há uma caixa de redução com engrenagens paralelas é acoplada ao motor. Esse conjunto é fixo por parafusos à estrutura de fixação e ela é fixa ao chassi através de uma travessa. Nesse caso, a estrutura é particular para cada modelo. Para o acoplamento mecânico com o sistema de tração do caminhão são utilizados dois eixos cardãs, um para ligar o MCI ao conjunto híbrido e outro para ligá-los ao diferencial e às rodas. Ressalta-se que o acoplamento mecânico do MCI com o diferencial normalmente é feito com um eixo cardã.

4.3 Simulação

Com as características restantes definidas no subcapítulo anterior e implementadas no programa de cálculos, o objetivo final do trabalho é alcançado, calcular a quantidade de energia recuperada por um sistema elétrico de frenagem. Os dados obtidos anteriormente continuam válidos e não serão reapresentados para não alongar o trabalho.

4.3.1 Resultados e Discussão

Os modelos não foram simulados em todos os ciclos de direção, os resultados apresentados estão de acordo com as situações determinadas no capítulo anterior. A energia recuperada de cada modelo em cada ciclo é apresentada na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Energia Recuperada em Frenagens

<i>Energia Recuperada</i>	HHDDT	HWYCOL	LA92	WHVC
Modelo 1	2,33 kWh	1,91 kWh	-	-
Modelo 2	0,58 kWh	0,64 kWh	1,90 kWh	1,64 kWh
Modelo 3	-	0,62 kWh	1,90 kWh	1,62 kWh

Para visualizar melhor o comportamento do freio regenerativo os gráficos contendo o torque de frenagem total e regenerativo foram criados para todos os ciclos e estão em ANEXO C e a Figura 4.9 mostra um exemplo. Através deles percebe-se que o freio regenerativo é responsável por apenas uma parte da frenagem total do veículo, especialmente, nos ciclos de maior

intensidade cinética. As tabelas abaixo relacionam a energia regenerada com a energia dispensada pela frenagem e com a energia total empregada nos ciclos pelos modelos.

Tabela 4.7 - Relações Energias de Frenagens Modelo 1

<i>Modelo 1</i>	<i>HHDDT</i>	<i>HWYCOL</i>
<i>Energia Recuperada</i>	2,33 kWh	1,91 kWh
<i>Energia Frenagem Total</i>	7,5 kWh	10,2 kWh
<i>Relação</i>	31,1%	18,7%
<i>Energia Trativa Total</i>	69,1 kWh	35,1 kWh
<i>Relação</i>	3,4%	5,4%
<i>Energia por Quilometro Rodado</i>	6,35e-2 kWh/km	12,4e-2 kWh/km

Tabela 4.8 - Relações Energias de Frenagens Modelo 2

<i>Modelo 2</i>	<i>HHDDT</i>	<i>HWYCOL</i>	<i>LA92</i>	<i>WHVC</i>
<i>Energia Recuperada</i>	0,58 kWh	0,64 kWh	1,90 kWh	1,64 kWh
<i>Energia Frenagem Total</i>	2,2 kWh	3,5 kWh	16,2 kWh	9,4 kWh
<i>Relação</i>	26,4%	18,3%	11,7%	17,4%
<i>Energia Trativa Total</i>	42,2 kWh	19,7 kWh	26,7 kWh	22,8 kWh
<i>Relação</i>	1,4%	3,3%	7,1%	7,2%
<i>Energia por Quilometro Rodado</i>	1,58e-2 kWh/km	4,16e-2 kWh/km	6,05e-2 kWh/km	4,51e-2 kWh/km

Tabela 4.9 - Relações Energias de Frenagens Modelo 3

<i>Modelo 3</i>	<i>HWYCOL</i>	<i>LA92</i>	<i>WHVC</i>
<i>Energia Recuperada</i>	0,62 kWh	1,90 kWh	1,62 kWh
<i>Energia Frenagem Total</i>	3,0 kWh	14,0 kWh	8,2 kWh
<i>Relação</i>	20,1%	13,6%	19,8%
<i>Energia Trativa Total</i>	16,8 kWh	22,5 kWh	19,0 kWh

Modelo 3	HWYCOL	LA92	WHVC
Relação	3,7%	8,4%	8,5%
Energia por Quilometro Rodado	4,02e-2 kWh/km	1,9e-2 kWh/km	4,45e-2 kWh/km

Através das tabelas, é possível analisar que a recuperação em relação à energia dispendida em frenagem é maior em ciclos rodoviários se comparada com os ciclos urbanos, devido aos menores torques médios de frenagem. Porém, comparando a energia regenerada com a energia total para tração os ciclos urbanos, obtêm-se melhor desempenho. Isso se deve ao fato dos veículos em ciclos rodoviários despendem mais energia vencendo as resistências do que em frenagens.

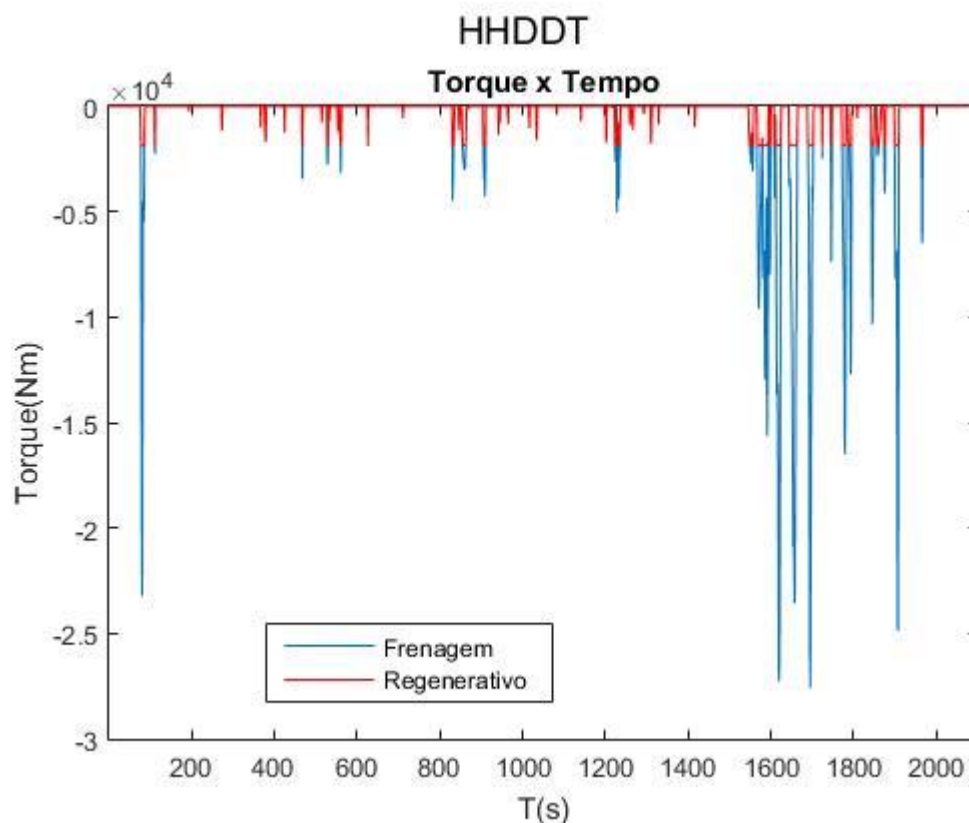


Figura 4.9 - Torque de Frenagem e Regenerativo

Um dado importante é a quantidade de energia recuperada por quilometro rodado em cada ciclo, pois assim é viável estender os valores para trajetos maiores e realizar comparações. Os valores para cada caso e cada ciclo são apresentados nas tabelas 4.7, 4.8 e 4.9.

Com o intuito de entender como é o comportamento de rodagem de cada tipo de caminhão estudado, uma concessionária de caminhões foi contatada. O departamento de manutenção informou os valores de rodagem médios de cada tipo de caminhão e esses dados também estão compilados nas tabelas acima.

Utilizando os valores apresentados, é factível aproximar um valor de recuperação média de cada caminhão em uma situação de rodagem real num determinado período de tempo. Isso possibilita avaliar se o sistema é viável financeiramente ou não. Os dados obtidos são apresentados nas mesmas tabelas acima. A energia recuperada deve trazer um retorno financeiro para a frota de veículos de carga que utiliza o sistema, de forma a cobrir os seus custos de aquisição e manutenção, sendo que há algumas maneiras de aplicar essa energia para obter o retorno financeiro.

A primeira forma bastante utilizada pelas soluções encontradas no mercado é desacoplar os componentes auxiliares do MCI, como o compressor de ar, reduzindo sua carga e consequentemente aumentando a eficiência do conjunto. Outro método também muito utilizado é utilizar a carga de energia para auxiliar o MCI a tracionar o veículo e desta maneira reduzir o consumo de óleo diesel. Outra forma de utilizar a energia elétrica para reduzir os custos é utilizar a energia na empresa ou devolver a energia gerada pelo sistema híbrido a concessionária que distribui e administra a rede de energia elétrica, através dos créditos de compensação (ANEEL, 2016).

Hoje, algumas empresas estão instalando painéis de geração fotovoltaicos, que utilizam os raios solares para gerar energia elétrica. O sistema proposto no trabalho poderia prover a energia acumuladas nas baterias para a rede elétrica através de um sistema fotovoltaicos já instalados nas empresas.

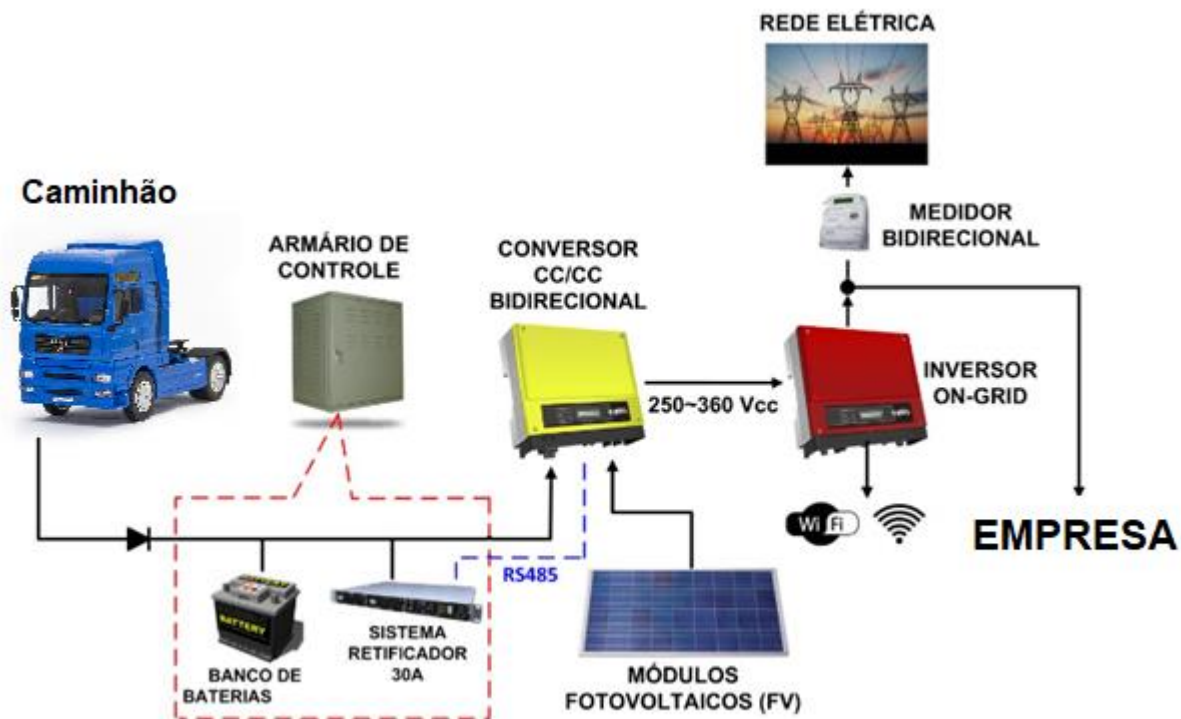


Figura 4.10 - Esquemático Sistema de Compensação de Energia Elétrica.

Fonte: PHB Solar. Adaptado.

Tabela 4.10 - Energia Recuperada Mensal

<i>Modelo</i>	<i>Média kWh/km</i>	<i>Média Rodada</i>	<i>kWh/mês</i>
	<i>Ciclos</i>	<i>Mês</i>	
<i>Modelo 1</i>	9,38e-2 kWh/km	14000 km	1313,2 kWh
<i>Modelo 2</i>	4,10e-2 kWh/km	12000 km	492 kWh
<i>Modelo 3</i>	4,84e-2 kWh/km	5000 km	242 kWh

4.3.2 Estimativa de Retorno

Nessa seção é estimado o possível retorno do sistema híbrido de duas maneiras: a primeira é considerando que a energia elétrica das baterias seja utilizada pela empresa para reduzir o seu consumo, ou até devolver a rede de energia elétrica. O segundo método estimará o consumo de

óleo diesel e quanto pode ser economizado se toda a energia fosse empregada para ajudar o MCI a tracionar o veículo.

No primeiro método será considerado que a empresa já possua um sistema de captura de energia solar e não seja necessário realizar nenhuma adaptação ou compra de novo equipamento. Portanto, toda a energia gerada pelo caminhão poderá ser utilizada para reduzir o custo da conta de energia. O custo do kWh é de R\$0,70 por kWh consumido, uma média do estado de Minas Gerais.

Para o cálculo do segundo caso, será considerado o consumo de combustível informado pela concessionária de caminhões consultada - já que os fabricantes não informam o consumo para veículos de carga - sendo que os dados são para os veículos de referência. Portanto, toda a energia gasta no ciclo representa todo o consumo médio de diesel durante a distância percorrida, então é possível estimar por relação linear a economia de óleo diesel pelo sistema de recuperação relacionando o consumo total com a quantidade recuperada.

Os valores obtidos são apresentados na Tabela 4.11. Vale ressaltar que só foi possível obter uma estimativa de consumo do Modelo 1, por se tratar de um veículo puramente rodoviário, como os outros modelos tem ciclo de rodagem misto o consumo varia bastante e assim a concessionária não conseguiu estimar com certeza os valores de consumo.

Com a estimativa de retorno calculada, é necessário estimar o custo do sistema para aferir se, de fato, é economicamente viável a construção de um sistema como esse para a recuperação da energia dispendida em frenagem.

Tabela 4.11 - Retorno Estimado

<i>Modelo</i>	<i>kWh/mês</i>	<i>Retorno Método 1</i>	<i>Consumo por km</i>	<i>Consumo Diesel por mês</i>	<i>Diesel Recuperado</i>	<i>Retorno Método 2</i>
<i>Modelo 1</i>	1313,2 kWh	R\$ 919,24	2km/l	7.000L	308L	R\$ 1.155,00
<i>Modelo 2</i>	492 kWh	R\$ 344,40	-	-	-	-
<i>Modelo 3</i>	242 kWh	R\$ 170,00	-	-	-	-

*Considerando Óleo Diesel a R\$3,75. Data: 01/06/2018.

4.3.3 Estimativa de Custo

O primeiro passo foi entrar em contato com a fabricante das máquinas elétricas. A Brusa Elektronik informou o custo do motor e do inversor, sendo, respectivamente, 8438 euros e 7261 euros. A bateria considerada para os modelos é um conjunto de células cilíndricas que possuem uma capacidade de 50 kWh, sendo que são 3360 células ao custo de U\$3,20 cada, totalizando U\$10750. Esses serão os únicos custos considerados devido à dificuldade de estimar os outros custos de produção do equipamento, além de possível fuga do escopo do trabalho.

Portanto, o custo total considerando apenas os equipamentos elétricos do modelo 1 é de R\$182.000,00 e do modelo 2 e três é de R\$111.000,00, considerando a cotação do euro em R\$4,50 e o dólar em R\$3,76 (Cotação do dia 08/06/2018) e que o modelo 1 possui dois motores e dois inversers. O valor real de comercialização do equipamento deve levar em conta o custo para fabricação e montagem mecânica, de aquisição e montagem de outros componentes elétricos e de controle, o custo de pesquisa e desenvolvimento do sistema híbrido, além dos impostos, do valor investido na montagem de uma indústria de produção e de outros inúmeros custos inerentes a uma empresa de fabricação de sistemas mecânicos.

Considerando a estimativa de retorno de cada modelo em uma base anual, o retorno do sistema é de 6,1% ao ano para o modelo 1 em energia elétrica e 7,6% para o óleo diesel. Para o modelo 2 o retorno é de 3,6% ao ano para o modelo 2 e de 1,8% para o modelo 3. Os dados foram compilados e apresentados na Tabela 4.12, sendo que o retorno do capital investido em anos também é apresentado nela.

Tabela 4.12 - Retorno Estimado dos Sistemas

Modelo	Retorno Anualizado	Retorno em Anos
Modelo 1 – Energia Elétrica	6,1%	16,5 anos
Modelo 1 – Óleo Diesel	7,6%	13,1 anos
Modelo 2 – Energia Elétrica	3,6%	26,9 anos
Modelo 3 – Energia Elétrica	1,8%	54,4 anos

Percebe-se, diante dos dados apresentados, que a rentabilidade ou retorno sobre o investimento é baixa e não é atrativa para o empresariado brasileiro nos casos dos modelos 2 e 3, visto que a taxa básica de juros – SELIC –, na data desse trabalho, é de 6,25% ao ano. Isso quer dizer que é mais vantajoso alocar o capital em um investimento de Renda Fixa que seja indexado à taxa SELIC, como o título público Tesouro Selic, do que investir no sistema híbrido

proposto para uma frota de caminhões dos modelos citados. Já no caso do modelo 1, por se tratar de caminhões com alta rodagem pode ser que haja uma vantagem na instalação do sistema, porém, para haver a constatação é necessário aprofundar os estudos e desenvolver melhor o sistema e realizar um should cost apropriado.

CAPÍTULO V

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo apresentado nesse trabalho evidencia que o sistema híbrido ainda é uma tecnologia de alto custo e com baixo potencial de retorno financeiro, com ressalva aos casos de caminhões rodoviários com alta rodagem mensal. O baixo retorno é devido ao alto custo de aquisição dos equipamentos, como demonstrado no capítulo supra.

A primeira medida para aumentar o retorno e a viabilidade do projeto seria desenvolver parceiros nacionais que dominem a tecnologia de motores e inversores elétricos, como por exemplo a WEG. Outros equipamentos que necessitam de um fornecedor desenvolvido são as baterias. Neste caso, a parceria deveria ser fechada com uma empresa Chinesa, visto que o país é, hoje, um dos maiores polos de fabricação de células fotovoltaicas. Ressalta-se que inúmeros outros custos não foram considerados para a elaboração dessa monografia.

O desenvolvimento de parceiros comerciais teria um grande impacto na viabilidade do projeto, uma vez que os custos apresentados no trabalho são altos devido ao preço de baixa escala.

Não obstante, mesmo com esses adventos, os sistemas híbridos possuem um grande potencial no mercado brasileiro. Novas tecnologias irão surgir e na perspectiva do tempo, haverá uma redução do custo da tecnologia viabilizando a instalação em grande parte da frota de veículos rodoviários do país, consolidando a tecnologia e aumentando sua eficiência energética.

5.1 Trabalhos Futuros

- Obtenção de ciclos de direção mais condizentes com a realidade brasileira que contemple as elevações do percurso;
- Analisar e modelar o caso de um ônibus urbano;
- Modelar o uso da energia recuperada e acumulada durante a aceleração do caminhão;
- Projeto mecânico do sistema;
- Modelagem dos custos de fabricação e distribuição do sistema (Should Cost);
- Modelagem da dinâmica do caminhão e carreta para avaliar o desempenho com o novo sistema;
- Projeto do sistema elétrico e de controle;
- Estudo de outros sistemas de armazenamento de energia, como os hidráulicos/pneumáticos;
- Estudo de fornecedores de equipamentos nacionais.

6 BIBLIOGRAFIA

ANEEL. **Micro e Minigeração Distribuída: Sistema de Compensação de Energia Elétrica**. Brasília: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2016. 31 p. Acesso em: 20 mai. 2018

BRUSA. **HSM1-6.17.12: 100-120 kW, 220-320 Nm**. Brusa Elektronik. Disponível em: <<http://www.brusa.biz/en/products/drive/motor-400-v/hsm1-61712.html>>. Acesso em: 06 maio 2018.

BENDIX. **The Compelling Case for Air Disc Brakes in Heavy Truck Braking: A White Paper**. Ohio, USA: Bendix Spicer Foundation Brake LLC, 2011. 20 p. Disponível em: <<http://www.foundationbrakes.com/media/documents/airdiscbrakes/awhitepapercaseforairdiscbrakes.pdf>>. Acesso em: 10 mai. 2018.

CNT. **Anuário CNT do Transporte 2017**. Brasília: Confederação Nacional do Transporte, 2017. Disponível em: <<http://anuariodotransporte.cnt.org.br/2017/>>. Acesso em: 20 abr. 2018.

CNT. **Boletim Estatístico**. Brasília: Confederação Nacional do Transporte, 2018. Disponível em: <<http://www.cnt.org.br/Boletim/boletim-estatistico-cnt>>. Acesso em: 20 abr. 2018.

DAIMLER. **40th anniversary of the Mercedes-Benz O 302: One for all**. 2005. Disponível em: <<http://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/40th-anniversary-of-the-Mercedes-Benz-O-302-One-for-all.xhtml?oid=9907893>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

EHSANI, Mehrdad et al. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design**. USA: CRC Press, 2005. 395 p.

EPE. **Balanco Energético Nacional 2017: Ano base 2016**. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2017. 292 p. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2017.pdf>. Acesso em: 20 abr. 2018.

FRANÇOSO, José Henrique Ricardo. **Análise de Modelos de Rendimento de Engrenagens e Aplicação em Câmbios Manuais**. 2009, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineer, 1992. 519 p.

History of Hybrid Vehicles. 2006. Disponível em: <<https://web.archive.org/web/20090208230718/http://www.hybridcars.com/history/history-of-hybrid-vehicles.html>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

IEA. 2015. **Energy Technology Perspectives 2015**. Paris, França: International Energy Agency.

ILOS. **Custos Logísticos no Brasil**. RJ: Instituto de Logística e Supply Chain, 2017.

MMA. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores rodoviários**. Brasília: Ministério do Meio Ambiente, 2013. 114 p. Acesso em: 20 abr. 2018

MTPA. **Anuário Estatístico de Transportes 2010-2016**. Brasília: Ministério dos Transportes, Portos e Aviação, 2016. 56 p. Disponível em: <http://www.transportes.gov.br/images/2017/Sumário_Executivo_AET_-_2010_-_2016.pdf>. Acesso em: 20 abr. 2018.

PRESSE, France. **Volvo lançará apenas carros elétricos ou híbridos a partir de 2019**. 2017. Disponível em: <<https://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2017/07/volvo-lancara- apenas-carros-eletricos-ou-hibridos-partir-de-2019.html>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

Prohaska, et al. **Medium-Duty Plug-In Electric Delivery Truck Fleet Evaluation**. In: IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, 2016, Dearborn, Michigan.

TESLA. **Modelo 3**. Tesla: 2018. Disponível em: <<https://www.tesla.com/model3?redirect=no>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

TOYOTA. **Prius**. Toyota do Brasil: 2018. Disponível em: <<https://www.toyota.com.br/modelos/prius/comparativo/>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

VOLVO. **Volvo Truck tests a hybrid vehicle for long haul.** Volvo Group: 2017. Disponível em: <<https://www.volvogroup.com/en-en/news/2017/feb/news-2476234.html>>. Acesso em: 22 jun. 2018.

WANG, F; ZHUO, B. **Regenerative braking strategy for hybrid electric vehicles based on regenerative torque optimization control.** Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, [s.l.], v. 222, n. 4, p.499-513, abr. 2008. SAGE Publications. <http://dx.doi.org/10.1243/09544070jauto654>.

A. ANEXO A

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%          SIMULAÇÃO          %%%
%%%  ANALISE DE SISTEMA HÍBRIDO  %%%
%%%    PARA VEÍCULOS DE CARGA    %%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%% INTRUÇÕES
%%% No MATLAB selecionar a pasta onde o código está. Caso o arquivo dos
%%% drive cycles não estejam na mesma pasta, também selecionar as
%%% sub-pastas onde eles se encontram.

%%
clear all;close all; clc;

%% PARAMETROS

%%% ESCOLHER QUAL MODELO ANALISAR %%%
%%% Deixar apenas os parametros de 1 modelo "descomentado" por vez %%%

%%% Parametros MODELO 1
Mcarreta=25.5*1000;
Mcavalo=23*1000;
Mv=Mcarreta+Mcavalo;    %[Mv] massa do veículo
rd= 1050/2000;          %[m] raio da roda
L= 41*12*0.0254+5;      %[m] distancia entre eixos
Wr_est= Mcarreta*10;    %[N] carga estatica considerada p/ eixo traseiro
Wf_est=Mcavalo*10;     %[N] carga estatica considerada p/ eixo dianteiro
hg = 2;                %[m] altura centro de massa
Tor_mot=-98*2*9.5;     %[Nm] Torque do motor/gerador

%%% Parametros MODELO 2
% Mv = 17100;           %[Mv] massa do veículo
% rd= 1050/2000;       %[m] raio da roda
% L= 4.800;            %[m] distancia entre eixos
% Wr_est= 100000;      %[N] carga estatica eixo traseiro
% Wf_est=60000;        %[N] carga estatica eixo dianteiro
% hg = 1.75;           %[m] altura centro de massa
% Tor_mot=-98*3.42*2.78; %[Nm] Torque do motor/gerador

%%%Parametros MODELO 3
% Mv = 8800;           %[Mv] massa do veículo
% rd=744/2000;         %[m] raio da roda
% L= 4.000;            %[m] distancia entre eixos
% Wr_est= 85000;       %[N] carga estatica eixo traseiro
% Wf_est=32000;        %[N] carga estatica eixo dianteiro
% hg = 1.50;           %[m] altura centro de massa
% Tor_mot=-98*4.78*1.40; %[Nm] Torque do motor/gerador

%%% Outros parametros
g=9.81;
mf=1+(11.6*22+1.3*10.96^2*2.7^2)/(Mv*rd^2); %mass factor
```

```

%%% Inclinação
alfa=0;
gi=sind(alfa);    %grade inclination

%% Leitura Drive Cycles
formatSpec = '%f;%f';
sizeA = [2 Inf];

fileID = fopen('CARB HHDDT - Cruise Segment.txt','r');
HHDDT=fscanf(fileID,formatSpec,sizeA);
HHDDT=HHDDT';
aux(1)=length(HHDDT);
clear fileID

fileID = fopen('HWYCOL - Highwayfueleconomytest.txt','r');
HWYCOL=fscanf(fileID,formatSpec,sizeA);
HWYCOL=HWYCOL';
aux(2)=length(HWYCOL);
clear fileID

fileID = fopen('LA92 - mph - Californiadrivecycle.txt','r');
LA92=fscanf(fileID,formatSpec,sizeA);
LA92=LA92';
aux(3)=length(LA92);
clear fileID

load WHVC_incl_roadgradients.mat
aux(4)=length(WHVC_incl_roadgradients);

t=zeros(max(aux),length(aux));
V=zeros(max(aux),length(aux));
gi=zeros(max(aux),length(aux));

t(1:aux(1),1)=HHDDT(:,1);
V(1:aux(1),1)=HHDDT(:,2).*1.6;

t(1:aux(2),2)=HWYCOL(:,1);
V(1:aux(2),2)=HWYCOL(:,2).*1.6;

t(1:aux(3),3)=LA92(:,1);
V(1:aux(3),3)=LA92(:,2).*1.6;

t(1:aux(4),4)=WHVC_incl_roadgradients(:,1);
V(1:aux(4),4)=WHVC_incl_roadgradients(:,2);
gi(1:aux(4),4)=WHVC_incl_roadgradients(:,3)/100;

Vmet=V./3.6;    % velocidade em m/s

%% Aceleração

```

```

a=diff(Vmet)./diff(t);
a(length(a)+1,:)=0;
a(isnan(a)) = [0];

%% EQUAÇÕES

%% Inclinação
alfa=atan(gi);

%% Resistência ao movimento (rolagem + rampa)
fr=0.65/100;
Fr=Mv*g*fr*cos(alfa); %Força devido a rolagem dos pneus
Fg=Mv*g.*gi; %Força devido a inclinação
Frd=Fr+Fg;

%% Resistência aerodinâmica
Cd=0.8;
Af=10.4;
rho=1.2;
Fa=0.5*rho*Af*Cd*Vmet.^2;

%% Força Resistiva Total
Frest=Fa+Frd;
Frest(Vmet==0)=0;

%% Forças Trativa
Ftrat=a*(mf*Mv)+Frest; %força empregada na aceleração + força resistiva =
força trativa motor

%% Potência Forças Trativas e Resistivas
Ptrat=Ftrat.*Vmet;
Prest=Frest.*Vmet;

%% Velocidade Média
V1=V(1:(aux(1)-115),1);
V2=V(1:(aux(2)-2),2);
V3=V(1:(aux(3)-9),3);
V4=V(1:(aux(4)-4),4);

Vm=[mean(V1) mean(V2) mean(V3) mean(V4)];

%% Torque Médio
Ttrat=Ftrat*rd;

Tfren=Ttrat;
Tfren(Ftrat>=0)=0;

Tfrenm1=Tfren(1:aux(1),1);
Tfrenm1(Tfrenm1==0)=[];

```

```

Tfrenm2=Tfren(1:aux(2),2);
Tfrenm2(Tfrenm2==0)=[];

Tfrenm3=Tfren(1:aux(3),3);
Tfrenm3(Tfrenm3==0)=[];

Tfrenm4=Tfren(1:aux(4),4);
Tfrenm4(Tfrenm4==0)=[];

Tfrenm=[mean(Tfrenm1) mean(Tfrenm2) mean(Tfrenm3) mean(Tfrenm4)];

%%% Rotação Média
omega=Vmet/rd;

RPM=omega*60/(2*pi);

RPMm1=RPM(1:aux(1),1);
RPMm1(RPMm1==0)=[];

RPMm2=RPM(1:aux(2),2);
RPMm2(RPMm2==0)=[];

RPMm3=RPM(1:aux(3),3);
RPMm3(RPMm3==0)=[];

RPMm4=RPM(1:aux(4),4);
RPMm4(RPMm4==0)=[];

RPMm=[mean(RPMm1) mean(RPMm2) mean(RPMm3) mean(RPMm4)];

%% Dinâmica (Estimativa força de frenagem máxima)

Wf=Wf_est-hg/L*Ftrat;
Wr=Wr_est-hg/L*Ftrat;

Ffren=Wr*0.85*rd;
Ffren_max=max(Wr)*0.85*rd;    %coeficiente de atrito 0.85

Ffren_mean1=mean(Wr(1:aux(1),1))*0.85*rd;
Ffren_mean2=mean(Wr(1:aux(2),2))*0.85*rd;
Ffren_mean3=mean(Wr(1:aux(3),3))*0.85*rd;
Ffren_mean4=mean(Wr(1:aux(4),4))*0.85*rd;

Ffren_mean=[Ffren_mean1 Ffren_mean2 Ffren_mean3 Ffren_mean4];

%% Distancia Percorrida
D1=trapz(t(1:aux(1),1),Vmet(1:aux(1),1))/1000;
D2=trapz(t(1:aux(2),1),Vmet(1:aux(2),1))/1000;

```

```

D3=trapz(t(1:aux(3),1),Vmet(1:aux(3),1))/1000;
D4=trapz(t(1:aux(4),1),Vmet(1:aux(4),1))/1000;

D= [D1 D2 D3 D4];

%% Potencias

%% Potência média de cada ciclo
Ptratm1=Ptrat(1:aux(1),1);
Ptratm1(Ptratm1==0)=[];

Ptratm2=Ptrat(1:aux(2),2);
Ptratm2(Ptratm2==0)=[];

Ptratm3=Ptrat(1:aux(3),3);
Ptratm3(Ptratm3==0)=[];

Ptratm4=Ptrat(1:aux(4),4);
Ptratm4(Ptratm4==0)=[];

Ptratm=[mean(Ptratm1) mean(Ptratm2) mean(Ptratm3) mean(Ptratm4)]/1000;    %kW

%% Potência em frenagem de cada ciclo
Pacel=Ptrat;
Pacel(Ftrat<0)=0;

Pfren=Ptrat;
Pfren(Ftrat>0)=0;

Pfrenm1=Pfren(1:aux(1),1);
Pfrenm1(Pfrenm1==0)=[];

Pfrenm2=Pfren(1:aux(2),2);
Pfrenm2(Pfrenm2==0)=[];

Pfrenm3=Pfren(1:aux(3),3);
Pfrenm3(Pfrenm3==0)=[];

Pfrenm4=Pfren(1:aux(4),4);
Pfrenm4(Pfrenm4==0)=[];

Pfrenm=[mean(Pfrenm1) mean(Pfrenm2) mean(Pfrenm3) mean(Pfrenm4)]/1000;    %kW
%% Energias

%% Energia Trativa [kWh]
Etrat1=trapz(t(1:aux(1),1),Ptrat(1:aux(1),1))/(1000*60*60);
Etrat2=trapz(t(1:aux(2),2),Ptrat(1:aux(2),2))/(1000*60*60);
Etrat3=trapz(t(1:aux(3),3),Ptrat(1:aux(3),3))/(1000*60*60);
Etrat4=trapz(t(1:aux(4),4),Ptrat(1:aux(4),4))/(1000*60*60);

%% Energia Total em Frenagem [kWh]

```



```

Efren1=trapz(t(1:aux(1),1),Pfren(1:aux(1),1))/(1000*60*60);
Efren2=trapz(t(1:aux(2),2),Pfren(1:aux(2),2))/(1000*60*60);
Efren3=trapz(t(1:aux(3),3),Pfren(1:aux(3),3))/(1000*60*60);
Efren4=trapz(t(1:aux(4),4),Pfren(1:aux(4),4))/(1000*60*60);
Efren=[Efren1 Efren2 Efren3 Efren4];

%%% Energia Total em Aceleração [kWh]

Eacel1=trapz(t(1:aux(1),1),Pacel(1:aux(1),1))/(1000*60*60);
Eacel2=trapz(t(1:aux(2),2),Pacel(1:aux(2),2))/(1000*60*60);
Eacel3=trapz(t(1:aux(3),3),Pacel(1:aux(3),3))/(1000*60*60);
Eacel4=trapz(t(1:aux(4),4),Pacel(1:aux(4),4))/(1000*60*60);
Eacel=[Eacel1 Eacel2 Eacel3 Eacel4];

%%% Energita Total Forças Resistivas [kWh]

Erest1=trapz(t(1:aux(1),1),Prest(1:aux(1),1))/(1000*60*60);
Erest2=trapz(t(1:aux(2),2),Prest(1:aux(2),2))/(1000*60*60);
Erest3=trapz(t(1:aux(3),3),Prest(1:aux(3),3))/(1000*60*60);
Erest4=trapz(t(1:aux(4),4),Prest(1:aux(4),4))/(1000*60*60);
Erest=[Erest1 Erest2 Erest3 Erest4];

%%% Relação de Energia frenagem por energia aceleração
Erela=[Efren1/Eacel1 Efren2/Eacel2 Efren3/Eacel3 Efren4/Eacel4];

%% Analise da energia recuperada motor
Eff=0.95*0.92*0.95*0.98;

%%%Potencia Motor Elétrico
Pot_mot=-50000;

Tacul=Ttrat;
Tacul(Ttrat>0)=0;
Tacul(Tacul<Tor_mot)=Tor_mot;
Pacul=Tacul.*omega;

Eacul1=trapz(t(1:aux(1),1),Pacul(1:aux(1),1))/(1000*60*60);
Eacul2=trapz(t(1:aux(2),2),Pacul(1:aux(2),2))/(1000*60*60);
Eacul3=trapz(t(1:aux(3),3),Pacul(1:aux(3),3))/(1000*60*60);
Eacul4=trapz(t(1:aux(4),4),Pacul(1:aux(4),4))/(1000*60*60);
Eacul=[Eacul1 Eacul2 Eacul3 Eacul4]*Eff;

figure1=figure;
suptitle('HHDDT');
plot(t(1:aux(1),1),Tfren(1:aux(1),1));
hold on;
plot(t(:,1),Tacul(:,1),'r');

```

```

xlabel('T(s)')
ylabel('Torque (Nm)')
title('Torque x Tempo')
% saveas(figure1,'Torque HHDDT - 3.jpg')

figure2=figure;
suptitle('HWYCOL');
plot(t(:,2),Tfren(:,2));
hold on;
plot(t(:,2),Tacul(:,2),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('Torque (Nm)')
title('Torque x Tempo')
% saveas(figure2,'Torque HWYCOL - 3.jpg')

figure3=figure;
suptitle('LA92');
plot(t(:,3),Tfren(:,3));
hold on;
plot(t(:,3),Tacul(:,3),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('Torque (Nm)')
title('Torque x Tempo')
% saveas(figure3,'Torque LA92 - 3.jpg')

figure4=figure;
suptitle('WHVC');
plot(t(:,4),Tfren(:,4));
hold on;
plot(t(:,4),Tacul(:,4),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('Torque (Nm)')
title('Torque x Tempo')
% saveas(figure4,'Torque WHVC - 3.jpg')

%% Gráficos
%%% Drive Cycles
figure;
suptitle('Velocidade x Tempo');
subplot(2,2,1);
plot(t(:,1),V(:,1));
xlabel('T(s)')
ylabel('V(km/h)')
title('HHDDT')
axis([1 2100 1 120]);

subplot(2,2,2);
plot(t(:,2),V(:,2));
xlabel('T(s)')
ylabel('V(km/h)')
title('HWYCOL')
axis([1 800 1 120]);

subplot(2,2,3);

```

```

plot(t(:,3),V(:,3));
xlabel('T(s)')
ylabel('V(km/h)')
title('LA92')
axis([1 1500 1 120]);

subplot(2,2,4);
plot(t(:,4),V(:,4));
xlabel('T(s)')
ylabel('V(km/h)')
title('WHVC')
axis([1 2000 1 120]);

%%% Aceleração %%%
apos=a;
aneg=a;
apos(apos<0)=0;
aneg(aneg>0)=0;
figure;
suptitle('Acel x Tempo');
subplot(2,2,1);
plot(t(:,1),apos(:,1));
hold on;
plot(t(:,1),aneg(:,1),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('a(m/s2)')
title('HHDDT')
axis auto

subplot(2,2,2);
plot(t(:,2),apos(:,2));
hold on;
plot(t(:,2),aneg(:,2),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('a(m/s2)')
title('HWYCOL')

subplot(2,2,3);
plot(t(:,3),apos(:,3));
hold on;
plot(t(:,3),aneg(:,3),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('a(m/s2)')
title('LA92')

subplot(2,2,4);
plot(t(:,4),apos(:,4));
hold on;
plot(t(:,4),aneg(:,4),'r');
xlabel('T(s)')
ylabel('a(m/s2)')
title('WHVC')

```

```

%%Força Trativa %%
figure;
suptitle('Força trativa x Tempo');
subplot(2,2,1);
plot(t(:,1),Ftrat(:,1));
xlabel('T(s)');
ylabel('F(N)');
title('HHDDT')

subplot(2,2,2);
plot(t(:,2),Ftrat(:,2));
xlabel('T(s)');
ylabel('F(N)');
title('HWYCOL')

subplot(2,2,3);
plot(t(:,3),Ftrat(:,3));
xlabel('T(s)');
ylabel('F(N)');
title('LA92')

subplot(2,2,4);
plot(t(:,4),Ftrat(:,4));
xlabel('T(s)');
ylabel('Ft(N)');
title('WHVC')

%%Potência total %%
figure;
suptitle('Potencia Total x Tempo');
subplot(2,2,1);
plot(t(:,1),Ptrat(:,1));
xlabel('T(s)');
ylabel('Pot(kW)');
title('HHDDT')

subplot(2,2,2);
plot(t(:,2),Ptrat(:,2));
xlabel('T(s)');
ylabel('Pot(kW)');
title('HWYCOL')

subplot(2,2,3);
plot(t(:,3),Ptrat(:,3));
xlabel('T(s)');
ylabel('Pot(kW)');
title('LA92')

subplot(2,2,4);
plot(t(:,4),Ptrat(:,4));
xlabel('T(s)');
ylabel('Pot(kW)');
title('WHVC')
%% Geração da Tabela de dados

```

```

format short
fprintf('Ciclo                               HHDDT   HWYCOL   LA92
WHVC\n\n') %11 espaços e 4 entre cada

fprintf('Velocidade Máxima [km/h]           ')
disp(max(V));

fprintf('Velocidade Média [km/h]           ')
disp(Vm);

fprintf('Distancia Percorrida [km]         ')
disp(D);

fprintf('Energia Trativa Total [kWh]         ')
disp(Eacel);

fprintf('Energia Gasta c Resistências [kWh] ')
disp(Erest);

fprintf('Energia Gasta com Frenagem [kWh] ')
disp(-Efren);

fprintf('Porcentagem Energia frenagem [%]    ')
disp(-Erela*100);

fprintf('Torque Frenagem Máximo')
disp(-min(Ftrat));

fprintf('Torque Frenagem Médio')
disp(-Tfrenm);

% fprintf('Potência Frenagem Máximo ')
% disp(-min(Pfren));

fprintf('Potência Frenagem Médio           ')
disp(-Pfrenm);

fprintf('RPM Máximo                           ')
disp(max(RPM));

fprintf('RPM Médio                               ')
disp(RPMm);

fprintf('\n\nEnergia Recuperada [kWh]       ')
disp(-Eacul);

```

B. ANEXO B

HSM1 - Hybrid Synchronous Motor 50 kW

Powerful Drive for small vehicles



Maximum Safety

- Intrinsically safe (induced voltage at max. speed and passive inverter < 520 V)
- Low short circuit torque
- Integrated overload protection against overheating
- Temperature-derating for self-protection of the engine

Technical Highlights

- Very high power- and torque / weight ratio
- Dynamic torque control through high PWM frequency
- Minimal torque fluctuations
- Suitable for high - speed - applications up to 13.000 rpm
- CAN - BUS - control by inverter
- Minimal drag losses
- Constant power over a very high speed range
- Optimally matched to the motor inverters available
- Suitable as a drive motor or generator (range extender applications)

Specifications HSM1-10.18.04

High voltage supply HV

	HSM1-10.18.04		
	360 V	400 V	
Nominal speed	4'300	4'600	rpm
S1-torque	52	52	Nm
Max. torque at max. inverter current (Inverter DMC514 150 A _{in})	98	98	Nm
Continuous power / S1-Powerf (8 A / mm ²)	25	28	kW
Max. power	45	51	kW
Max. speed	13'000	13'000	rpm
Torque frequency	0.7	0.7	Nm / A

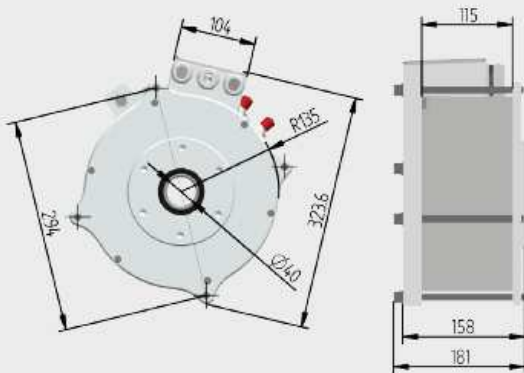
Basic electrical data

	HSM1-10.18.04		
Compatible inverter	DMC514	--	
Recommended input voltage of device (min. / max.)	360 - 450		V
Level of efficiency	95		%
Number of pole pairs	5		--
Number of turns	27		--
Insulation class	H		--
Nominal frequency (400 V)	383		Hz
Max. frequency	1'083		Hz
Cos(φ) (typical) at max. S1-power	0.93		--
Constant power range (400 V _{DC} , 80% P _{max})	4'000 - 13'000		rpm
Recommended cable diameter phase U, V, W and GND	25		mm ²
Motor sensor switch pin-number	14		--

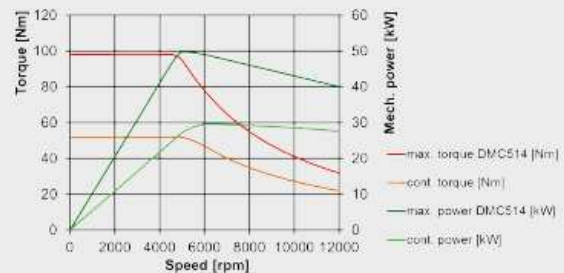
Mechanical data / Cooling system

	HSM1-10.18.04		
Weight without gearbox	26		kg
Rotor inertia torque	0.030		kgm ²
IP-protection	IP67		--
Magnet material	NeFeB		--
Coolant quantity in device	0.4		l
Coolant flow rate	6 - 8		l / min
Max. temperature in operation	-40 to +85		°C

Dimensions



Power / Torque Depending on Speed



C. ANEXO C

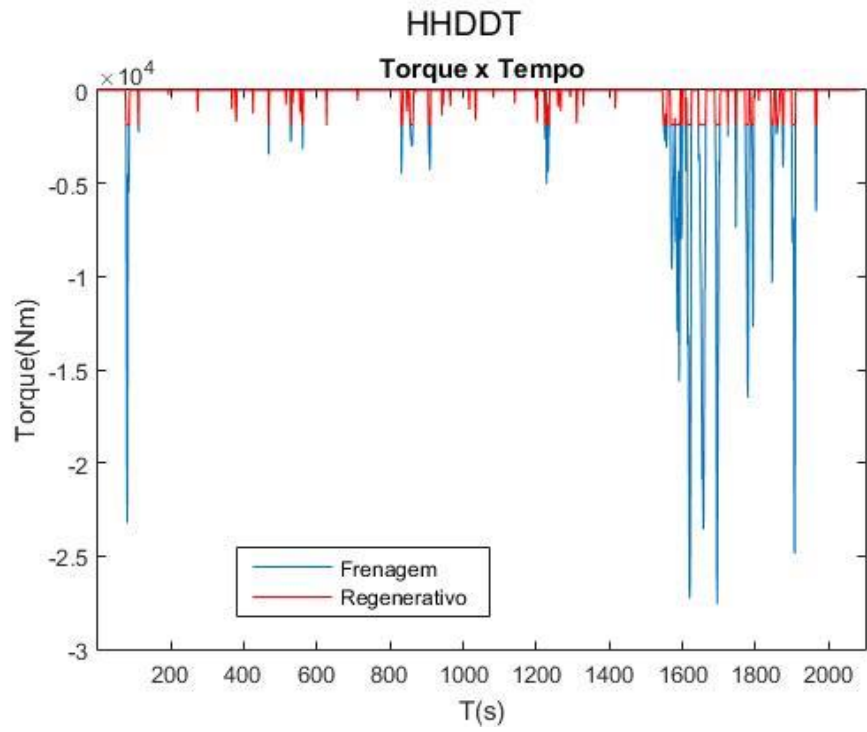


Figura C.1 – Torques Modelo 1 HHDDT

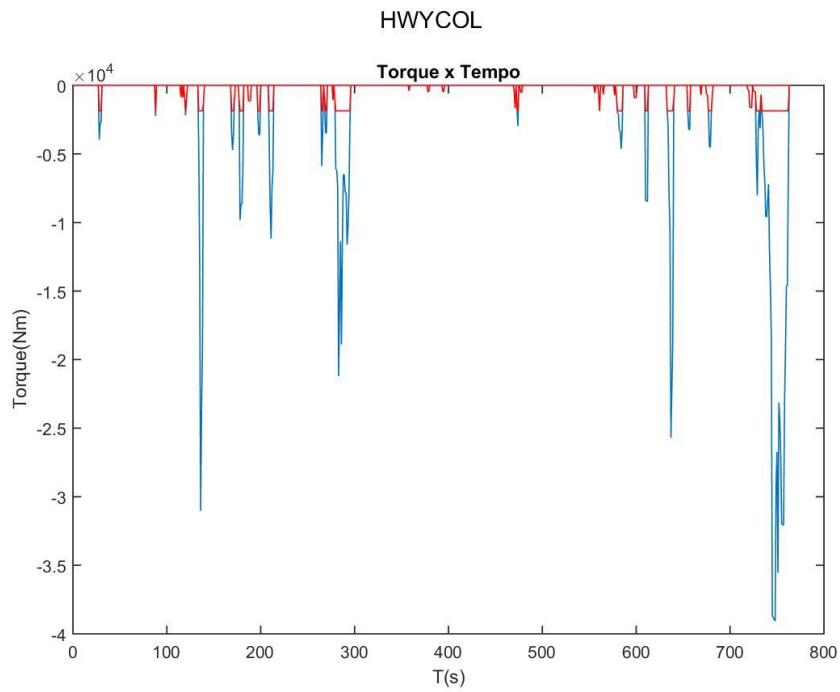


Figura C.2 – Torques Modelo 1 HWYCOL

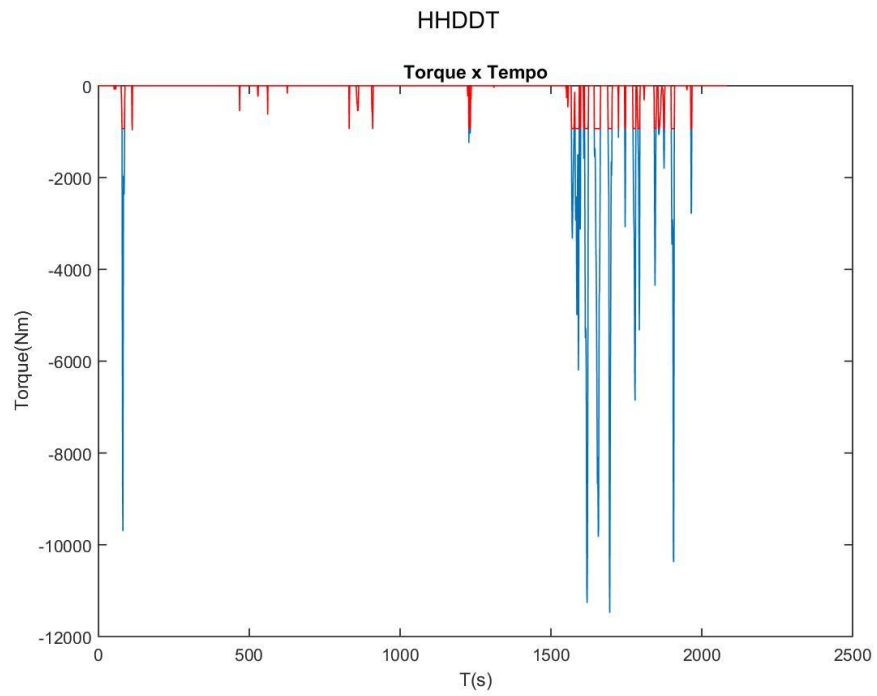


Figura C.3 – Torques Modelo 2 HHDDT

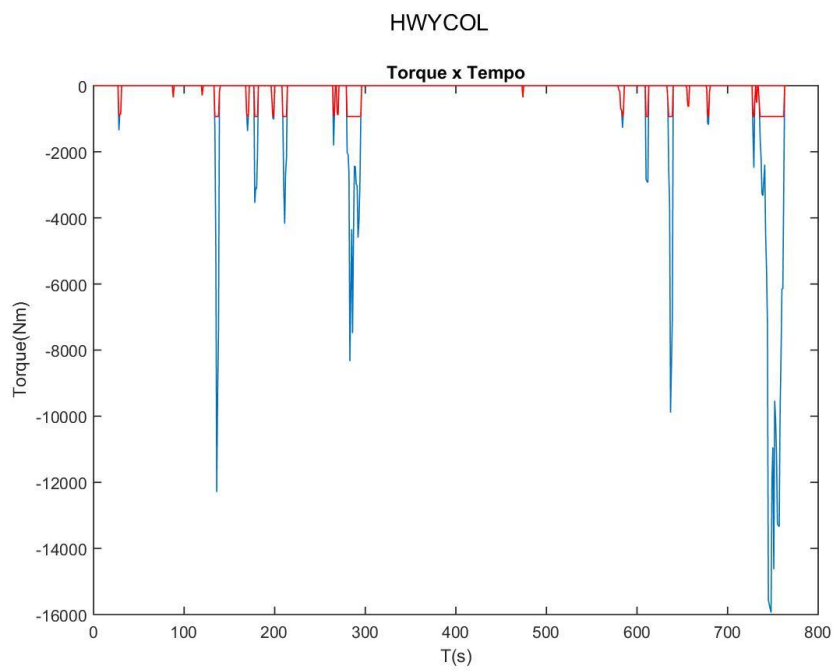


Figura C.4 – Torques Modelo 2 HWYCOL

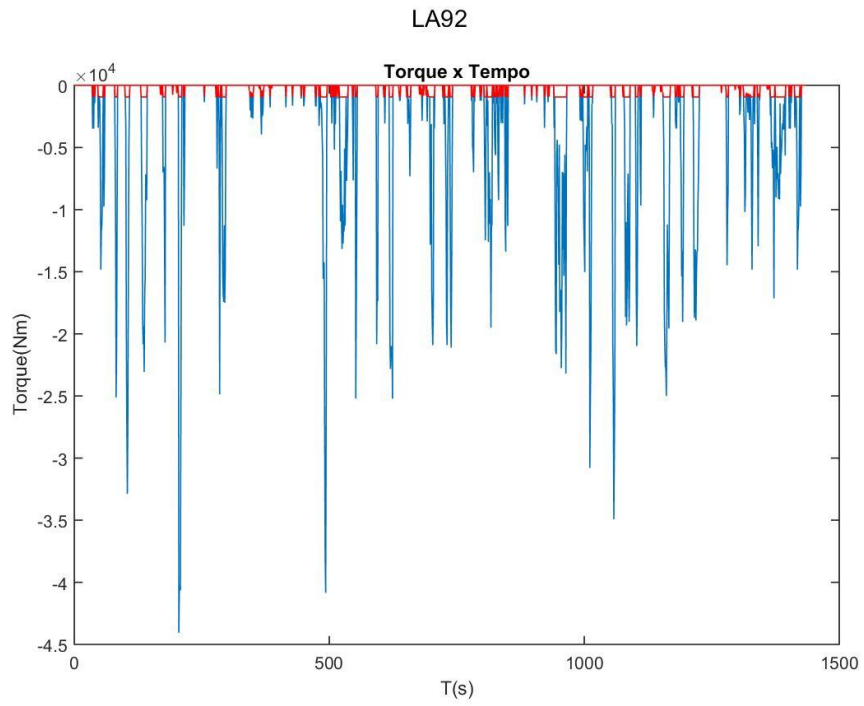


Figura C.5 – Torques Modelo 2 LA92

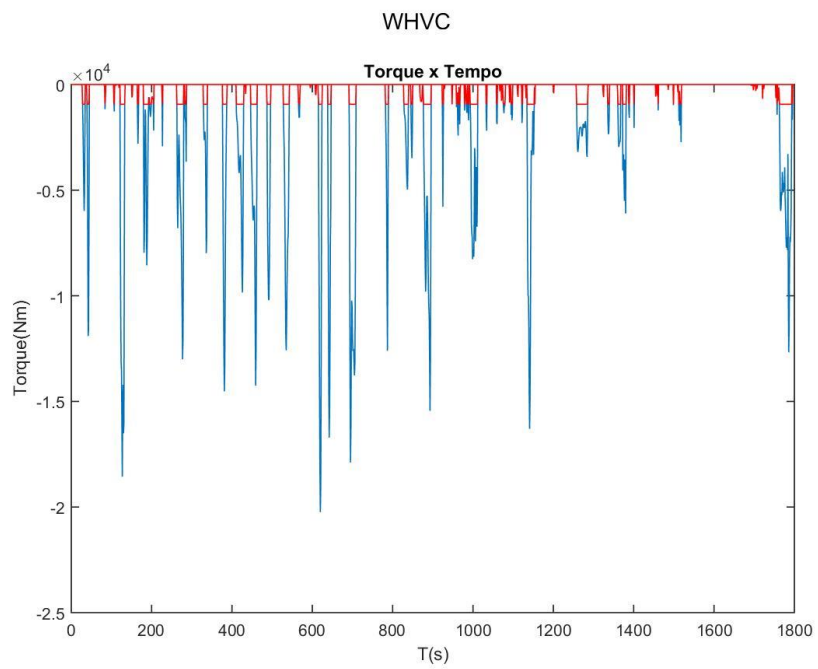


Figura C.6 – Torques Modelo 2 WHVC

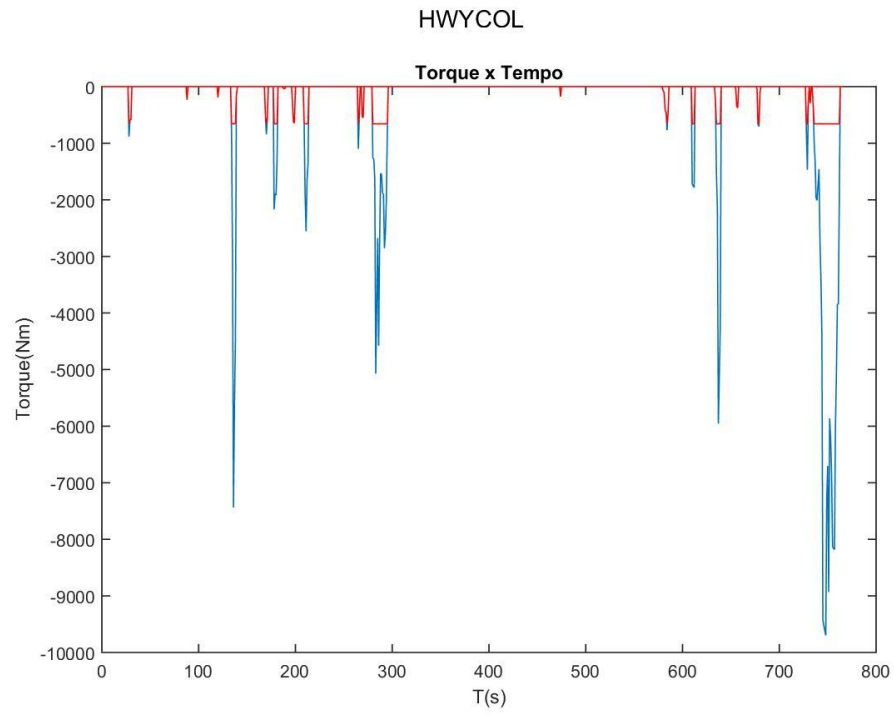


Figura C.7 – Torques Modelo 3 HWYCOL

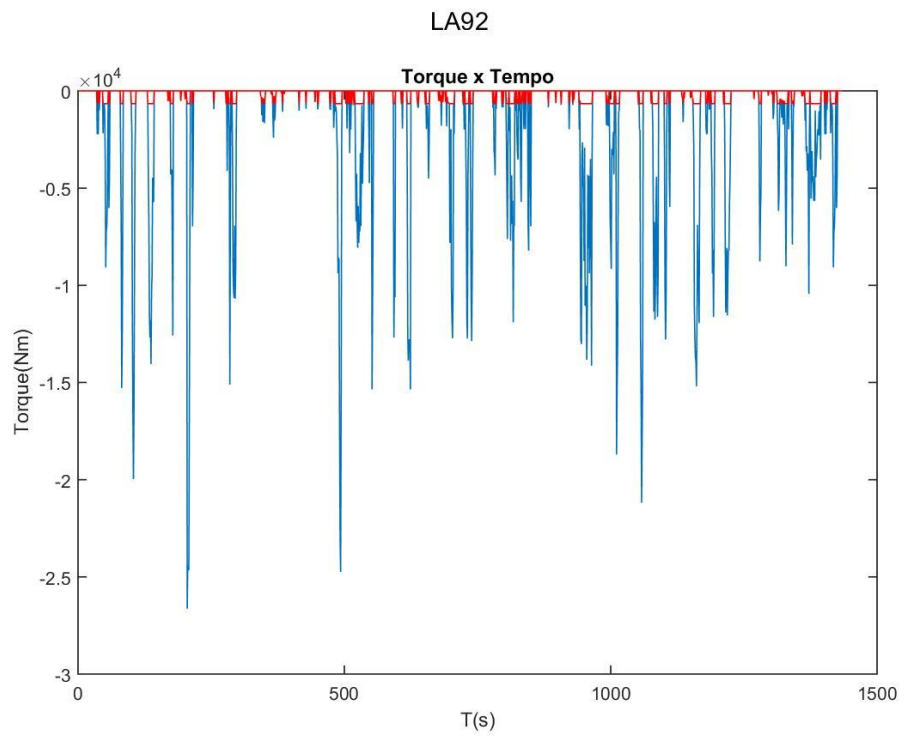


Figura C.8 – Torques Modelo 3 LA92

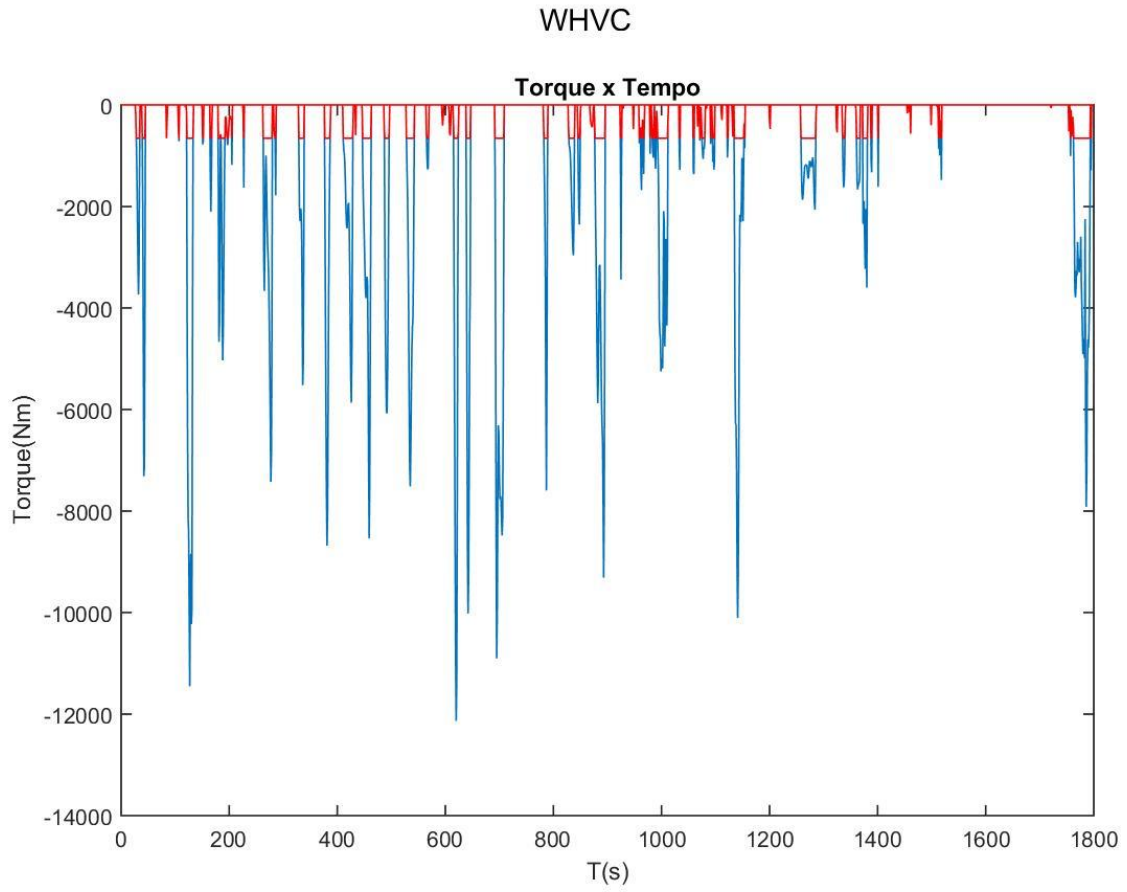


Figura C.9 – Torques Modelo 3 WHVC