

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**IURI PEREIRA BARROS**

**ANÁLISE DO CONSUMO DE ENERGIA, PERFORMANCE E DA  
ESTABILIDADE DE VEÍCULOS ARTICULADOS PROPULSIONADOS  
COM UM DOLLY ELETRIFICADO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**CURITIBA**

**2019**

**IURI PEREIRA BARROS**

**ANÁLISE DO CONSUMO DE ENERGIA, PERFORMANCE E DA  
ESTABILIDADE DE VEÍCULOS ARTICULADOS PROPULSIONADOS  
COM UM DOLLY ELETRIFICADO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Bengt Jacobson

Co-orientador: Prof. Dr. Rodrigo Lupinacci Villanova

**CURITIBA**

**2019**

## TERMO DE APROVAÇÃO

O presente trabalho foi aprovado após ser apresentado à Banca da Universidade Tecnológica de Belfort-Montbéliard. Para convalidação do seu crédito para as disciplinas de Trabalho de Conclusão 1 e 2 do curso de engenharia Mecânica da UTFPR, foi realizada a tradução contextualiza do mesmo.

Prof. Dr. Rodrigo Lupinacci Villanova  
DAMEC, UTFPR  
Coorientador

Curitiba, 29 de Abril de 2019

## RESUMO

BARROS, Iuri Pereira. Análise do consumo de energia, performance e da estabilidade de veículos articulados propulsionados com um dolly eletrificado. 79 f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

O transporte de bens e pessoas é a atividade econômica responsável pela emissão de aproximadamente 25,8% dos gases de efeito estufa presentes na atmosfera terrestre, sendo a maior parcela desses gases emitida por veículos movidos à motores de combustão interna. Com o intuito de evitar o aquecimento global e a complicação do cenário público de saúde, a maioria dos países está propondo restrições severas no quesito emissão de poluentes geradas por veículos de transporte. Assim, torna-se evidente a busca por sistemas de propulsão sustentáveis, como a hibridização de veículos pesados pela implementação de dollys, a fim de atender as futuras regulamentações. O objetivo deste trabalho foi determinar os prós e contras de veículos hibridizados com e-dollys e compará-los a caminhões convencionais. Por meio de simulações, este trabalho avaliou o impacto da tecnologia e-dolly na estabilidade dinâmica, desempenho longitudinal e no consumo de combustível do veículo. Foi ainda estudado, como a unidade de controle do veículo híbrido decide quais sistemas de propulsão atuam em situações de instabilidade lateral. Modelos computacionais para simular a dinâmica longitudinal e lateral do veículo foram propostos junto ao algoritmo de controle do sistema de propulsão. A estratégia de gerenciamento de energia foi baseada em uma abordagem adaptativa do *Equivalent Consumption Minimization Strategy*. Por fim, utilizando a estrutura de simulação proposta foi constatado que veículos equipados com o e-dolly apresentam maior economia de combustível, melhor desempenho de capacidade de escalada, menor tempo de transporte e redução no número de mudança de marcha em relação a um caminhão convencional.

**Palavras-chave:** Caminhão. Sistema de propulsão. Dolly. Híbrido. Dinâmica veicular.

## ABSTRACT

BARROS, Iuri Pereira. Energy consumption, performance and stability analysis of articulated vehicles powered with electrified dolly. 79 p. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2019.

Regarding the emission of greenhouse gases by economic activity, transportation is accounted for almost 25.8% of these emitted pollutants. Moreover, the majority part of these emissions is derived from vehicles powered with Internal Combustion Engines. To avoid future complications due to air contamination, e.g. global warming and health issues, most countries are proposing harder restrictions on vehicle emission standards. Therefore, the search for sustainable drive-trains is in the spotlight of today's automotive industry agenda. Hybridization of conventional fossil fuel trucks using electrified dolly, appears as a candidate solution for the problem. This work's objective was to determine the pros and cons of vehicles hybridized by the implementation of e-dollies and to compare them to conventional diesel trucks. Using simulation, this work evaluated the impact of the e-dolly technology on the dynamic stability, longitudinal performance and on the fuel consumption of these vehicles. Also, it was studied how the control unit of the hybrid truck would act in situations of dynamic instability. Simulation models used to evaluate the longitudinal and lateral dynamics of the vehicle were proposed together with the control algorithm of the propulsion system. The energy management strategy was based on an adaptive approach of the Equivalent Consumption Minimization Strategy. Finally, using the proposed simulation framework, it was found that vehicles equipped with an e-dolly have best fuel economy, best performance on gradeability, shorter transportation time and reduction in the frequency of gearshifts compared to a conventional truck.

**Keywords:** Truck. Propulsion system. Dolly. Hybrid. Vehicle dynamics.

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>8</b>
1.1. CONTEXTO .....	8
1.2. DESAFIO .....	10
1.3. ESCOPO.....	11
1.4. OBJETIVOS.....	13
1.4.1 Objetivo Geral .....	13
1.4.2 Objetivos Específicos.....	13
1.5. LIMITAÇÕES .....	14
<b>2 MISSÃO DE TRANSPORTE</b> .....	<b>15</b>
<b>3 MODELO LONGITUDINAL</b> .....	<b>17</b>
3.1. SISTEMA DE ARMAZENAMENTO ENERGÉTICO .....	18
3.1.1 Estado de Carga .....	20
3.1.2 Estado de saúde .....	21
3.2. ESTRATÉGIA DE GERENCIAMENTO DE ENERGIA.....	22
3.2.1 Função Objetivo .....	24
3.2.2 Estrutura de Otimização .....	25
3.2.3 Constraints.....	28
3.2.4 Determinando o Fator de Equivalência.....	31
<b>4 MODELO LATERAL</b> .....	<b>36</b>
4.1. MODELO VETORIZADO .....	36
4.2. ESTRATÉGIA PARA ANÁLISE DA ESTABILIDADE VEICULAR .....	38
4.3. IMPLEMENTAÇÃO DO FMU.....	41
<b>5 VALIDAÇÃO DOS MODELOS.....</b>	<b>43</b>
5.1. RASTREAMENTO DO ESTADO DE CARGA DA BATERIA .....	43
5.2. A INFLUÊNCIA DA DA PISTA NA VELOCIDADE DO VEÍCULO .....	45
5.3. DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA .....	46
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>48</b>
6.1. UMA COMPARAÇÃO NO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL.....	48
6.2. UMA COMPARAÇÃO NA PERFORMANCE DO VEÍCULO .....	51
6.2.1 Capacidade de escalada .....	51
6.2.2 Velocidade Média .....	53
6.2.3 Troca de Marcha.....	55
6.3. AVALIAÇÃO DA ESTABILIDADE VEICULAR .....	57
6.4. A INFLUÊNCIA DA RESTRIÇÃO DE ESTABILIDADE NAS AÇÕES DE CONTROLE .....	61
6.5. A INFLUÊNCIA DAS LIMITAÇÕES DE BARRA DE TRAÇÃO NAS DECISÕES DE CONTROLE .....	64
<b>7 CONCLUSÃO</b> .....	<b>68</b>
<b>8 TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>69</b>

<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>71</b>
<b>APÊNDICE A - Especificações de <i>Hardwares</i>.....</b>	<b>74</b>
<b>APÊNDICE B - <i>Constraint</i> da Barra de Tração.....</b>	<b>76</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O transporte de bens e pessoas é a atividade econômica responsável pela emissão de aproximadamente 27% (EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY, 2018) dos gases de efeito estufa presentes na atmosfera terrestre, sendo a maior parcela desses gases emitida por veículos movidos à motores de combustão interna. Com o intuito de evitar o aquecimento global e a complicação do cenário público de saúde, a maioria dos países está propondo restrições severas no quesito emissão de poluentes geradas por veículos de transporte. Assim, torna-se evidente a busca por sistemas de propulsão sustentáveis, como a hibridização de veículos pesados pela implementação de dollys, a fim de atender as futuras regulamentações.

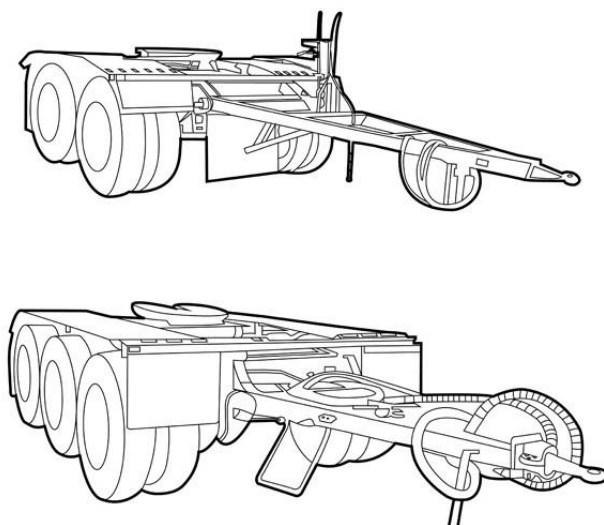
### 1.1 CONTEXTO

Dollys são equipamentos empregados nos LCVs (*long combination vehicles*) e sua principal função é acoplar reboques e semirreboques à unidade tratora principal para o transporte de cargas diversas. Com o objetivo de hibridizar esses veículos longos movidos a diesel, estudos relacionados a eletrificação de um dolly conversor (*converter dolly*) estão sendo realizados pela empresa Volvo AB.

Um dolly conversor pode ser descrito como uma plataforma com pneus, terceira roda, não motorizado e cuja principal função é conectar unidades de reboque a um caminhão com forte capacidade trativa (figura 1). Com o uso desse equipamento, a carga não precisa ser integralmente colocada sobre o chassi do caminhão trator, mas sim distribuída sobre os eixos extras providos pelas unidades dolly e reboque. Atualmente, sabe-se que a maioria dos países limita a quantidade de carga atrelada a um caminhão pelo número de eixos do veículo com o intuito de evitar danos ao asfalto das estradas. Portanto, o dolly pode ser utilizado para adequar caminhões as normas governamentais.



**Figura 1.1 – Dolly conversor aplicado em veículos articulados**



**Fonte: Google imagens**

Para transportar cargas pesadas e obter um desempenho satisfatório do veículo na capacidade de escalada (*gradeability*) e aceleração, por exemplo, o caminhão é tradicionalmente equipado com um motor a combustão robusto. Geralmente, esses motores robustos utilizam grande quantidade de combustível, bem como produzem grande quantidade de poluentes decorrentes da combustão. Sabendo que as políticas internacionais estão restringindo gradualmente o limite de emissão de gases de efeito estufa derivados de veículos rodoviários, torna-se necessário melhorar a eficiência do sistema de propulsão desses caminhões, com o objetivo de diminuir ou eliminar a utilização de combustíveis fósseis.

A otimização do trem de força (*powertrain*) pode ser realizada de diversas formas e em distintos sistemas veiculares, por exemplo, pela implementação de materiais mais leves nas caixas de transmissão ou pela melhora do sistema de pós-tratamento dos gases de escape. Inúmeras pesquisas voltadas ao aperfeiçoamento de veículos-padrão foram efetuadas e bem-sucedidas nas últimas décadas. Contudo, o custo de engenharia para aprimorar o hardware convencional tornou-se maior e o ganho no aperfeiçoamento dos componentes, menor. Dessa forma, a hibridização de caminhões convencionais por meio da eletrificação do dolly aparece como uma solução para os problemas e dificuldades relatadas, pois híbridos controlados adequadamente reduzem o consumo de combustível, a emissão de gases nocivos e,

conseqüentemente, o custo total de propriedade (*total cost of ownership*, TCO) a longo prazo.

O dolly eletrificado possui um sistema de propulsão elétrica (*electric propulsion system*, EPS) integrado ao seu hardware se comparado a um dolly convencional. A principal vantagem deste produto é a possibilidade de hibridizar, de forma *plug-and-play*, caminhões a diesel sem afetar o *hardware* principal do trator, mas apenas seu *software*. Além disso, o veículo elétrico híbrido (*hybrid electric vehicle*, HEV) com implemento de recarga *plug-in* permite que as baterias sejam carregadas diretamente na rede elétrica, proporcionando um aumento significativo da sua autonomia elétrica.

## 1.2 DESAFIO

Automóveis híbridos dispõem de duas ou mais fontes de energia geralmente utilizadas no acionamento de motores a combustão e elétricos. A existência de diferentes fontes energéticas dentro da mesma arquitetura veicular cria uma adversidade definida como o Problema de Controle Ótimo (*optimal control problem*, OCP). O OCP consiste em encontrar o conjunto de ações ( $\mathbf{u}$ ) que minimiza o consumo de combustível ( $m_f$ ) do veículo em um dado intervalo de tempo ( $t_i \leq t \leq t_f$ ), como demonstrado na equação 1.1. Uma ação “ $u$ ” determina quais fontes deverão fornecer energia ao sistema e quanto cada uma delas deverá prover para suprir a demanda de potência do motorista ( $P_{dem}$ ).

$$J = \int_{t_i}^{t_f} \dot{m}_f(u(t), t) \cdot dt \quad (1.1)$$

A função “ $J$ ”, também conhecida como função custo, pode ser projetada para contabilizar diversas propriedades nas quais se há interesse de controle, como por exemplo, as emissões de  $CO_2$  (JAGER, 2013) ou o consumo total de energia (GHANDRIZ, 2016).

Estratégias de gerenciamento de energia (*energy management strategy*, EMS) são empregadas no *software* da unidade de controle (*control unit*, CU) para fornecer uma solução ao OCP. Existem diversas abordagens de gerenciamento e cada uma delas com seus prós e contras. O grupo de designers da arquitetura do HEV possui a responsabilidade de selecionar a melhor estratégia se baseando nos requerimentos do projeto.

Além do OCP, outro problema pode ser encontrado no objeto de estudo apontado. Um caminhão propulsado em dois pontos distintos e suficientemente distantes pode estar mais propício a eventos de instabilidade dinâmica, como o *jackknifing* e o *spin-out*. Da mesma forma, a distribuição das forças de frenagem de maneira incorreta pode levar a variações na convergência das rodas dianteiras do LCV, ocasionando instabilidade no manuseio do veículo (JACOBSON et al, 2017b). Portanto, a CU deve ser capaz de tomar decisões que anulem, ou minimizem, eventos de instabilidade veicular e que ofereçam a maior eficiência na utilização das energias disponíveis. Para realizar essa tarefa, o EMS necessita de um modelo representativo do *powertrain* e do chassi do LCV. Esse último deve ser simples o suficiente para ser implementado no controlador sem aumentar excessivamente o tempo de processamento e, conseqüentemente, de tomada de decisões.

### 1.3 ESCOPO

Esta pesquisa tem como objetivo determinar os prós e contras de veículos hibridizados com e-dollys e compará-los a caminhões convencionais. O mesmo ciclo operacional (*operating cycle*, OC) foi utilizado para se obter uma base de comparação sólida entre as configurações avaliadas.

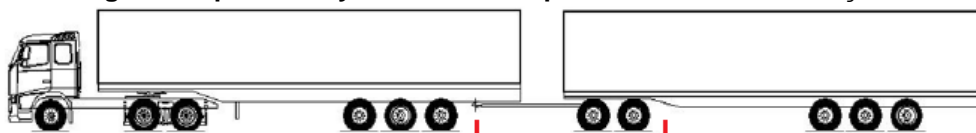
A eficiência energética, a velocidade média, o *gradeability* e a estabilidade lateral de um caminhão *A-double 6x4* foram avaliados nesse estudo. Algumas configurações foram analisadas pela variação do *hardware* e do peso do veículo. Além do mais, foram comparadas duas políticas de controle, uma que leva em consideração a estabilidade lateral do veículo e outra que a negligencia. O *hardware* foi variado no tamanho do motor e modelo de bateria, sendo eles, motores a diesel de 11 (D11), 13

(D13) e 16 (D16) litros, além de 2 baterias com a potência de saída e outras 3 com a capacidade energética otimizadas.

Em relação ao peso do veículo, o Peso Bruto Total Combinado (PBTC) de 60 e 80 toneladas foram avaliados. No caso do com 80 toneladas, o veículo adotou o motor D16 que será comparado com um outro caminhão equipado com um motor a combustão interna (*internal combustion engine*, ICE) D13 acoplado a um e-dolly. Relativo ao produto com 60 toneladas, o caminhão convencional foi equipado com um motor D13 e será comparado a outro com um motor D11 mais o e-dolly. Esta investigação verificará como um caminhão com ICE de tamanho reduzido acoplado a um e-dolly se comportará em comparação com os caminhões padrão movidos a diesel.

Um *A-double 6x4* é um veículo articulado de quatro unidades que consiste, respectivamente, de trator, semirreboque, dolly conversor e outro semirreboque. Estes dois semirreboques são conectados pelo dolly (figura 1.2). O LCV em consideração tem cinco (5) grupos de eixo e onze (11) eixos, como mostrado na figura.

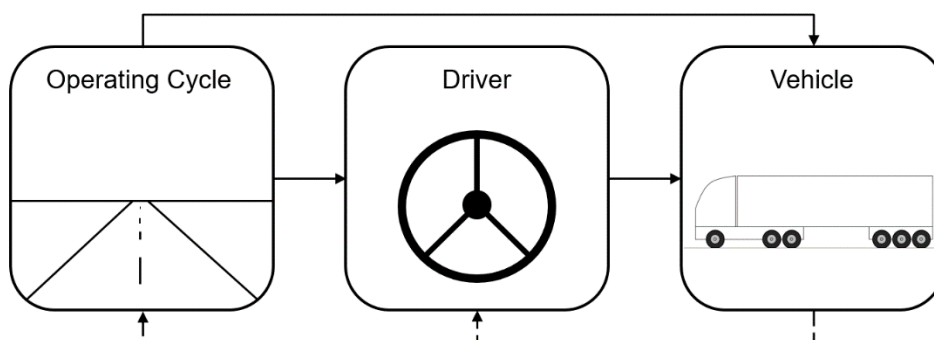
**Figura 1.2 – Rodotrem, ou *A-double 6x4*, equipado com dolly conversor. Na figura é indicado a região na qual o dolly conversor é representado na combinação.**



**Fonte: Nordiska Vägtekniska Förbundet (adaptado)**

Além da estabilidade lateral, outros critérios de desempenho foram retirados da simulação longitudinal em avanço (*longitudinal forward simulation*) representada na figura 1.3, onde as setas representam o sentido do fluxo de resolução dos blocos. O Simulink® foi utilizado para representar os componentes mecânicos do automóvel e o Matlab® para resolver o problema de otimização do EMS. A dinâmica lateral foi simulada no Dymola®, aplicando-se a linguagem Modelica. Os modelos serão interligados a partir de uma unidade funcional de *mock-up* (*functional mock-up unit*, FMU).

**Figura 1.3 – Estrutura principal de uma simulação longitudinal em avanço com três modelos descritivos de um veículo, o ciclo de operação, o motorista e o veículo**



Fonte: Autoria própria

## 1.4 OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho podem ser separados em duas classes: o objetivo geral, que relata de forma simplória e sem termos técnicos o objetivo do estudo realizado neste trabalho; e o específico, que descreve com vocabulário técnico as propriedades comumente encontradas no estudo de engenharia de veículos e que podem ser mensuradas para futuras avaliações.

### 1.4.1 Objetivo Geral

- Determinar os prós e contras de veículos híbridos com e-dollys e compará-los a caminhões convencionais.

### 1.4.2 Objetivos Específicos

- Comparar o consumo de combustível de veículos pesados (*heavy duty vehicle*, HDV) com e sem a tecnologia e-dolly sobre uma mesma tarefa de distribuição de carga.
- Comparar o desempenho de veículos pesados com e sem a tecnologia e-dolly na capacidade de escalada, velocidade média e o número de trocas de marcha.

- Verificar como as ações tomadas pelo algoritmo de controle são afetadas ao se incluir restrições de dinâmica lateral do veículo.
- Propor uma restrição matemática (*constraint*) no algoritmo de controle que avalie a magnitude das forças longitudinais sobre a barra de tração do veículo articulado.

## 1.5 LIMITAÇÕES

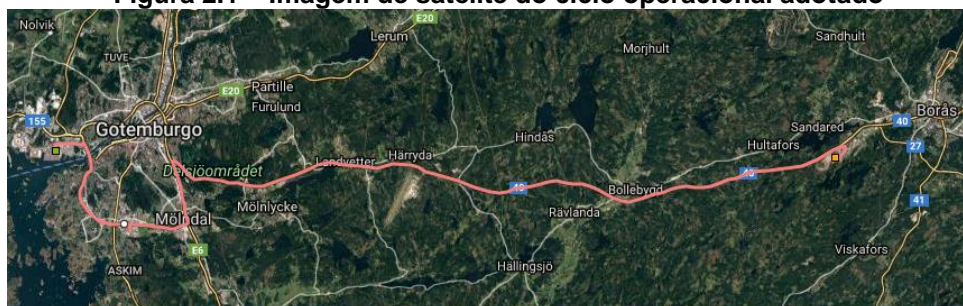
- A função custo “*J*” apenas levará em conta o consumo de combustível, ou seja, a emissão de poluentes, energia total consumida, degradação da bateria e tempo de transporte não serão avaliadas pela função.
- O motor a combustão não poderá recarregar as baterias, de forma que não será possível fazer recarga de bateria pela estrada (*road charging*).
- A curva de referência do estado de carga da bateria (*state of charge*, SOC) é baseada em funções lineares e funções de segmento lineares com respeito à distância, assim, soluções ótimas globais não serão encontradas pelo EMS.
- A transferência de carga longitudinal do veículo não é levada em consideração nas simulações, ou seja, a distribuição de carga entre os eixos será constante.
- Para avaliar a dinâmica lateral do LCV dois modelos são aplicados no quadro de simulação: O *single-track model* e o modelo linear para pneus.
- O atrito de Coulomb é usado para representar a interação entre os pneus e o solo.
- A distribuição da força de frenagem é proporcional ao carregamento vertical de cada eixo veicular.

## 2 MISSÃO DE TRANSPORTE

O ciclo operacional é um método de modelagem capaz de descrever numericamente tarefas de transporte realizada por caminhões pesados (*heavy duty vehicles*, HDV) (PETTERSSON, 2017). A tarefa de transporte adotada neste trabalho representa a rota usual de transporte de mercadorias entre as cidades de Gotemburgo, a maior cidade portuária da Suécia, e Borås, considerado um site de distribuição de produtos.

O veículo carregado inicia sua missão no porto de Gotemburgo e se desloca até Borås, em seguida, a carga é retirada dos semirreboques e novas mercadorias são introduzidas na região anteriormente ocupada. É possível notar que durante o embarque (ou desembarque) dos bens, as baterias podem ser carregadas. Esse cenário será avaliado posteriormente neste trabalho. Para finalizar a missão de transporte, o HDV deve retornar à Gotemburgo com o novo carregamento. A tarefa descrita neste parágrafo representa um circuito completo de distribuição e possui uma extensão de 152 quilômetros.

**Figura 2.1 – Imagem de satélite do ciclo operacional adotado**



**Fonte: Geocontext**

As características da missão foram descritas, armazenadas e implementadas aplicando-se a formatação proposta pelo OC. Como informado, o ciclo operacional fornece uma descrição numérica para qualquer tarefa realizada por veículos cujo objetivo é o transporte de mercadorias. Adicionalmente, é importante ressaltar que essa metodologia oferece uma forma de estruturação padrão das características da missão de transporte. Esse modelo demonstrou-se intuitivo e intercambiável, visto que arquivos estruturados com essa metodologia podem ser inseridos em diferentes plataformas de simulação devido a sua formatação padronizada. A metodologia

subdivide a missão em quatro estruturas principais: a Estrada (*road*), responsável por armazenar, por exemplo, os dados de velocidade e topografia; Clima (*weather*), que armazena dados de temperatura e pressão ambiente; Tráfego (*traffic*), que aponta a posição dos semáforos na estrada; e a Missão (*mission*), que determina onde o veículo deve parar, recarregar baterias, carregar ou descarregar mercadorias, etc.

Todos os dados registrados na estrutura do OC são usufruídos pelo bloco “Ciclo Operacional” do modelo em Simulink®, este, por sua vez interpreta as informações e gera uma descrição do ambiente para o “Motorista”, também representado por um bloco de Simulink® (figura 1.3). Ao possuir as informações do ambiente ao seu redor, o motorista demanda aceleração ou desaceleração do veículo pelos pedais de freio e aceleração. Para mais informações, o leitor interessado deve se referir a (PETTERSSON, 2017), periódico que descreve o formato em questão e o modo de aplicá-lo em simulações.

Ferramentas *on-line* gratuitas foram utilizadas para adquirir alguns parâmetros do ciclo avaliado, por exemplo, a curvatura da estrada e a altitude do relevo. A ferramenta utilizada para obter as curvaturas permite que o usuário trace circunferências sobre um mapa e obtenha seu raio nas unidades desejadas. Vale ressaltar que apenas as curvaturas das regiões mais críticas do circuito, aquelas com raio de curvatura inferior a 50 metros, foram mensuradas.



### 3 MODELO LONGITUDINAL

A abordagem empregada na modelagem da dinâmica longitudinal do LCV foi fundamentada em (PETTERSSON, 2016). No periódico, são explicitadas as estratégias admitidas neste trabalho para reproduzir o funcionamento de transmissões, motores, pedais e o comportamento do chassi a partir de expressões físico-matemáticas e blocos do Simulink®. Infelizmente, os modelos indicados em (PETTERSSON, 2016) possuem apenas a capacidade de reproduzir o funcionamento de um caminhão a diesel convencional. Para representar a topologia híbrida desejada, fazem-se necessários modelos adicionais, como, por exemplo, o modelo da unidade de controle (*control unit*, CU), da máquina elétrica (*electric machine*, EM) e do sistema de armazenamento de energia (*energy storage system*, ESS). Este capítulo dedica-se a descrever como os modelos supracitados foram concebidos, exceto aquele referente à EM, pois esta pode ser modelada de forma semelhante a uma ICE. Mas, antes de avançar nas descrições, uma breve elucidação do processo de simulação longitudinal foi provida no parágrafo abaixo.

Os pedais de freio e aceleração são utilizados como *inputs* para o bloco “Veículo”. Medindo-se o deslocamento deles a partir de suas posições iniciais ( $D_{brk}$  e  $D_{acc}$ ), a demanda de energia do motorista, para a propulsão ou frenagem do veículo, foi estimada com base em um mapa de pedal linear (*linear pedal map*, equação 3.1). Esse mapa pode ser interpretado como um plano cartesiano que contém em sua abscissa o deslocamento do pedal e em sua ordenada a potência requisitada. Além do mais, a convenção de sinais adotada neste modelo foi de positivo para aceleração e negativo para desaceleração ou frenagem.

$$P_{dem} = P_{dem}(D_{brk}, D_{acc}) \quad (3.1)$$

Após estipular a demanda de potência ( $P_{dem}$ ), o valor é informado a unidade de controle, que por sua vez, torna-se responsável por determinar a quantidade de energia que cada motor (elétrico e/ou a combustão) deve fornecer ao *powertrain*. O veículo poderá operar no modo totalmente elétrico (*fully electric*) ou no modo convencional (*non-electric*) dada a ação tomada pela CU. Em seguida, as máquinas

que foram requisitadas pela unidade de controle transferem energia as rodas motrizes através do sistema de *driveline*.

A estratégia de *gear shifting* assumida na caixa de câmbio toma como referência a velocidade longitudinal do veículo para selecionar a relação de transmissão ( $i$ ) a partir do método de *table lookup* cujo valores foram otimizados para as configurações de veículo propostas. Esta é uma estratégia simples, porém efetiva em simulações se propriamente calibrada. A eficiência do sistema de transmissão é contabilizada como ganhos (*gains*) no modelo de Simulink®. Por fim, as forças propulsoras ( $F_{prop}$ ) e de frenagem ( $F_{brk}$ ) são estimadas utilizando a seguinte metodologia: o declive da estrada, as resistências aerodinâmicas e de rolagem ( $F_{res}$ ) são somadas e em seguida divididas pela massa do veículo ( $m_v$ ), resultando na aceleração longitudinal do caminhão ( $a_x$ ). Posteriormente, a aceleração é integrada e a velocidade longitudinal ( $v_x$ ) do LCV, encontrada. Esse processo se repete até que o ciclo termine.

$$a_x = \frac{F_{prop} - F_{brk} - F_{res}}{m_v} \quad (3.2)$$

### 3.1 SISTEMA DE ARMAZENAMENTO ENERGÉTICO

Nos dias atuais, a maioria dos veículos eletrificados utiliza sistemas de armazenamento de energia (*energy management system*, ESS) para armazenar e gerenciar a energia elétrica do automóvel. Baterias de chumbo-ácido (*lead-acid*) e lítio-íon (*lithium-ion*) são exemplos comuns de ESSs encontrados nos veículos híbridos elétricos. Conforme mostrado no relatório publicado pela McKinsey & Company (2017), a ascensão da popularidade desses produtos no mercado automotivo foi possível graças ao avanço tecnológico fornecido pela indústria automobilística que desenvolveu (e desenvolve) células com capacidade de armazenamento ou potência de saída cada vez mais alta e com o custo gradualmente mais baixo. Esses e outros avanços tecnológicos tiveram um grande impacto na expansão do mercado de veículos elétricos. Dentre eles estão a melhor relação energia-massa da ESS, a auto descarga mais lenta (enquanto o dispositivo não está em uso), o aumento na velocidade de recarga e a melhor eficiência energética das

células. Essas e outras características tornaram a eletricidade e as baterias mais atraentes para o desenvolvimento de automóveis propulsados por energias renováveis do que as células de hidrogênio, por exemplo, que estavam ganhando espaço na indústria há alguns anos.

O desafio de engenharia consiste em selecionar o melhor sistema de armazenamento de acordo com as necessidades do cliente, pois a capacidade de aceleração do veículo, sua autonomia e o custo total de propriedade do veículo depende diretamente das características do ESS. Sabendo que uma bateria pode apresentar alta potência na saída de seus terminais ou alta capacidade de acúmulo energético, e que estes influenciam diretamente a aceleração e a autonomia elétrica (*electric range*) do HEV, respectivamente, é esperado que alguns aspectos sejam considerados ao selecionar o modelo de bateria para um determinado sistema de propulsão. Eles são, por exemplo, a distância percorrida pelo veículo, a capacidade tratativa desejada, a disponibilidade de unidades de abastecimento e as condições de *start-stop* apresentadas no ciclo operacional. Esse último aspecto é frequentemente observado nas tarefas de transporte público e de coleta de lixo, o que incentiva a aplicação de veículos híbridos, ou até totalmente elétricos, nessas atividades. Para compreender como o tipo de bateria afeta a performance dos LCVs, modelos pré-selecionados de baterias foram estabelecidos e posteriormente comparados em simulações. Na tabela A.1 as especificações técnicas dessas ESSs são apresentadas.

O desempenho de uma bateria tradicional é extremamente sensível à temperatura do meio na qual ela está inserida. Temperaturas inferiores a 0°C ou superiores a 27°C podem provocar quedas drásticas no desempenho e na vida útil desses produtos. Essas flutuações ocorrem devido a mudanças climáticas e reações químicas internas a bateria. O problema de sensibilidade a variação térmica requer que modelos avançados de bateria sejam implementados na simulação de modo que os efeitos dessas flutuações sejam refletidos nas propriedades da ESS. Infelizmente, esses modelos exigem um alto poder computacional para seu processamento e métodos complexos de parametrização para sua calibração. Com o intuito de simplificar a modelagem do ESS, presume-se que o veículo tenha um sistema de resfriamento que mantém o dispositivo à temperatura ambiente de 27°C, dessa forma, os efeitos térmicos no estado da bateria podem ser negligenciados.

### 3.1.1 Estado de Carga

A unidade de controle do *powertrain* requer que o estado de carga da ESS seja monitorado com precisão para que suas ações sejam confiáveis e corretas. Portanto, diversas metodologias de rastreamento foram desenvolvidas e apresentadas na literatura (BERRUETA, 2016). A estratégia assumida nas simulações é inspirada no método de contagem de Coulomb. Ele é classificado como um método de integração cuja vantagem é o baixo tempo de computação e a desvantagem o erro acumulativo proveniente da função integral. De acordo com a metodologia, o nível de carga efetivo da bateria,  $SOC(t)$ , é expresso como a diferença entre seu estado inicial subtraída daquela utilizada pelo veículo, conforme mostrado na equação 3.3. A carga utilizada é representada no segundo termo da equação como a razão entre a capacidade utilizada e a inicial, sendo a primeira expressa em função da potência e da voltagem.

$$SOC(t) = SOC(t_i) - \frac{1}{C} \cdot \int_{t_i}^t \frac{P_{batt}(t)}{V(t)} \cdot dt \quad (3.3)$$

Na equação 3.3,  $P_{batt}$  é a potência nos terminais da bateria,  $V$  é a voltagem do circuito aberto (*open circuit voltage*, OCV) e  $C$  é a capacidade da bateria. Ademais, a função integral é responsável por calcular a descarga acumulada em um intervalo de tempo  $t_i$  e  $t$ , provocada pelo uso de energia elétrica da ESS.

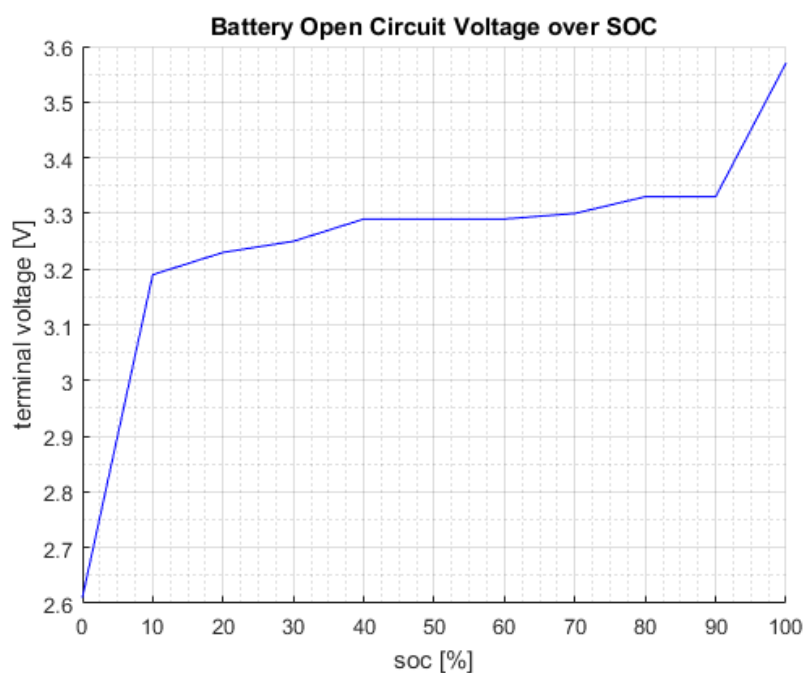
Como mencionado, a metodologia aderida apresenta um erro cumulativo derivado da função integral. Esse erro é amplificado a cada intervalo de tempo (*time step*) processado no ambiente de simulação, tornando esse tipo de estratégia imprecisa após um longo período de rastreamento do SOC. Conseqüentemente, a imprecisão poderá induzir o controlador ao erro que adotará ações de fracionamento energético que não aproveitam de forma ótima as energias disponíveis no veículo. Além do mais, a exatidão do método também depende do conhecimento prévio da carga inicial do ESS,  $SOC(t_i)$ , pois o método se baseia no estado de carga primitivo da bateria para determinar o valor corrente.

Nas simulações, os problemas supracitados foram superados a partir das seguintes hipóteses. Primeira, a carga inicial da bateria é um parâmetro previamente

conhecido (90% ao início da missão). Segunda, o veículo estudado possui uma arquitetura híbrida de Plug-in. Esse tipo de arquitetura permite que as células de energia sejam carregadas diretamente da rede elétrica através de um plugue. Assim, a bateria pode ser total ou parcialmente carregada em pontos estratégicos do ciclo operacional, fazendo com que o valor efetivo do SOC seja conhecido e que o erro cumulativo possa ser reduzido a zero (resetado).

Baterias químicas apresentam variações em sua voltagem terminal de acordo com o nível de carga presente em seu interior (essa propriedade pode ser observada na figura 3.1). A partir da ilustração é possível assumir que a faixa ótima de utilização da unidade de armazenamento está entre os 20 e 90% do SOC da célula, pois nessa faixa a voltagem terminal permanece relativamente constante.

**Figura 3.1 – Curva da voltagem de circuito aberto de uma célula recém-adquirida**



**Fonte: Autoria própria**

### 3.1.2 Estado de saúde

Qualquer bateria está sujeita ao envelhecimento cíclico e programado (*cycle and calendar aging factors*) (SCHMALSTIEG, 2014). Esses fatores influenciam a capacidade de armazenamento das células e conseqüentemente a autonomia elétrica do veículo pela degradação dos materiais que promovem o acúmulo e transferência

da carga elétrica por meio de reações químicas. Quando a bateria atinge um limite crítico de desgaste, ela deve ser substituída para que o desempenho do veículo seja preservado; no entanto, a reposição gera custos para o proprietário e possíveis impactos ambientais pela disposição incorreta das unidades de armazenamento.

Na indústria automobilística, o fim da vida útil de um *pack* de baterias é alcançado quando a resistência interna do conjunto é dobrada ou quando a capacidade decai para 80% da sua especificação original (MAREEV, 2017). Para rastrear a saúde de baterias uma variável denominada “estado de saúde” (*state of health*, SOH) é utilizada. Essa variável expressa a capacidade efetiva (instantânea) de armazenamento de um *pack* em comparação a um pacote recém adquirido. Além da função mencionada, o SOH pode ser utilizado para auxiliar o projetista na escolha de uma ESS que atenda às necessidades do cliente, evitando trocas frequentes das unidades de armazenamento durante a vida útil do caminhão.

O modelo de degradação da bateria se fundamenta nos métodos de *curve fitting*. A expressão gerada representa o comportamento real do SOH de um grupo de células e dependente, por exemplo, do número de ciclos ( $N_{cycle}$ ) de carga e descarga exibidas pela bateria. A função do modelo é simbolicamente representada nas equações 3.4 e 3.5.

$$\Delta SOH = \frac{P_{cell}}{f(N_{cycle})} \quad (3.4)$$

Onde,

$$\Delta SOH = \int \frac{d(SOH)}{dt} \cdot dt \quad (3.5)$$

### 3.2 ESTRATÉGIA DE GERENCIAMENTO DE ENERGIA

Como declarado nos capítulos anteriores, qualquer veículo híbrido deve dispor de uma estratégia de gerenciamento de energia (*energy management strategy*,

EMS) para tomar as decisões de fracionamento energético do trem de força. As estratégias utilizadas para realizar o gerenciamento de energia são subdivididas em duas grandes áreas, o controle on-line (instantâneo) e o off-line (preditivo).

O controle off-line exige um conhecimento prévio do OC, do hardware do veículo e dos modelos representativos desses. Aplicando algoritmos de otimização, a ação de controle ótima global nesse controle pode ser adquirida para cada trecho do ciclo, no entanto, o processo de otimização demanda um alto custo computacional e, portanto, tempo. Assim, essa espécie de EMS off-line não pode ser implementado em tempo real e é utilizado geralmente como base de comparação para modelos on-line.

Para aplicar o controle on-line, o problema deve ser simples e preferencialmente convexo, por exemplo, os modelos da ICE e EM devem ser representados com equações polinomiais. O controle on-line geralmente baseia-se em regras heurísticas, na perícia do desenvolvedor e ainda apresenta um baixo custo computacional, o que permite a sua implementação em tempo real ao desconsiderar a maioria das propriedades do OC e utilizar apenas as propriedades do *powertrain* na concepção da estratégia. No entanto, por representar o funcionamento de máquinas com equações polinomiais de baixa ordem esse controle está sujeito a perda de representatividade do comportamento original do maquinário. Em virtude desta desvantagem, esta abordagem não foi aplicada neste trabalho.

A EMS aplicada neste estudo foi a estratégia de minimização do consumo equivalente (*equivalent consumption minimization strategy*, ECMS), uma abordagem do tipo instantânea. Ao contrário da maioria dos métodos heurísticos, o ECMS baseia-se em algoritmos de otimização que são característicos de controles off-line. Contudo, o problema de minimização global (equação 1.1) é convertido para um problema local (instantâneo), que pode ser rapidamente resolvido e implementado em eventos on-line (ONORI, 2016).

Nesta abordagem um fator de proporcionalidade é aplicado ao custo da energia elétrica em comparação ao custo da energia do combustível, equivalendo o consumo de combustível do tanque ao uso de eletricidade da bateria. A otimalidade do ECMS depende da magnitude desse fator de equivalência ( $\lambda$ ), que pode variar no decorrer de uma missão de transporte. Normalmente, um conjunto ótimo de  $\lambda$  é encontrado usando algoritmos de otimização. Em seguida, esses valores de  $\lambda$  são

avaliados em relação a posição do veículo no OC (*look-up table*) para resolver o problema de controle ideal. Para este trabalho, um método de ECMS adaptativo foi adotado, de forma a não requerer o pré-cálculo de um conjunto ideal. As seções subsequentes descreverão como o controlador toma decisões de fracionamento energético com base no modelo adaptativo mencionado.

### 3.2.1 Função Objetivo

A função objetivo do ECMS não é apenas uma expressão matemática capaz de classificar o custo de uma ação da CU, mas também, se minimizada, representa a decisão ótima de divisão de energia. A equação aplicada na solução do OCP é apresentada em 3.6.

Esta função, quando comparada a função custo exibida inicialmente, possui solução direta por ser uma expressão analítica. Consequentemente, a possibilidade de solucionar o problema por meio de otimização se torna viável se comparada a uma expressão integral.

Na função objetivo 3.6, a potência do motor ( $P_{eng}$ ) é função do fluxo de massa ( $\dot{m}_f$ ) e do poder calorífico inferior (*lower heating value*, LHV) ( $Q_{lhv}$ ) do combustível, neste caso, o diesel. No que diz respeito à energia da bateria ( $P_{batt}$ ), a energia efetiva consumida das células é dada pela potência terminal de saída ( $P_{out}$ ) e pelas perdas internas oriundas das reações químicas ( $P_{chemical}$ ). O fator de equivalência ( $\lambda$ ) age como uma função de penalidade (*penalty function*) projetada para uma tarefa de transporte específica, e será tratada separadamente na seção 3.2.4. Como mencionado anteriormente, essa metodologia não fornece soluções ótimas-globais, mas sim soluções ótimas-locais.

$$J = P_{eng} + \lambda \cdot P_{batt} \quad (3.6)$$

Onde,

$$P_{eng} = P_{eng}(\dot{m}_f, Q_{lhv})$$



$$P_{batt} = P_{batt}(P_{out}, P_{chemical})$$

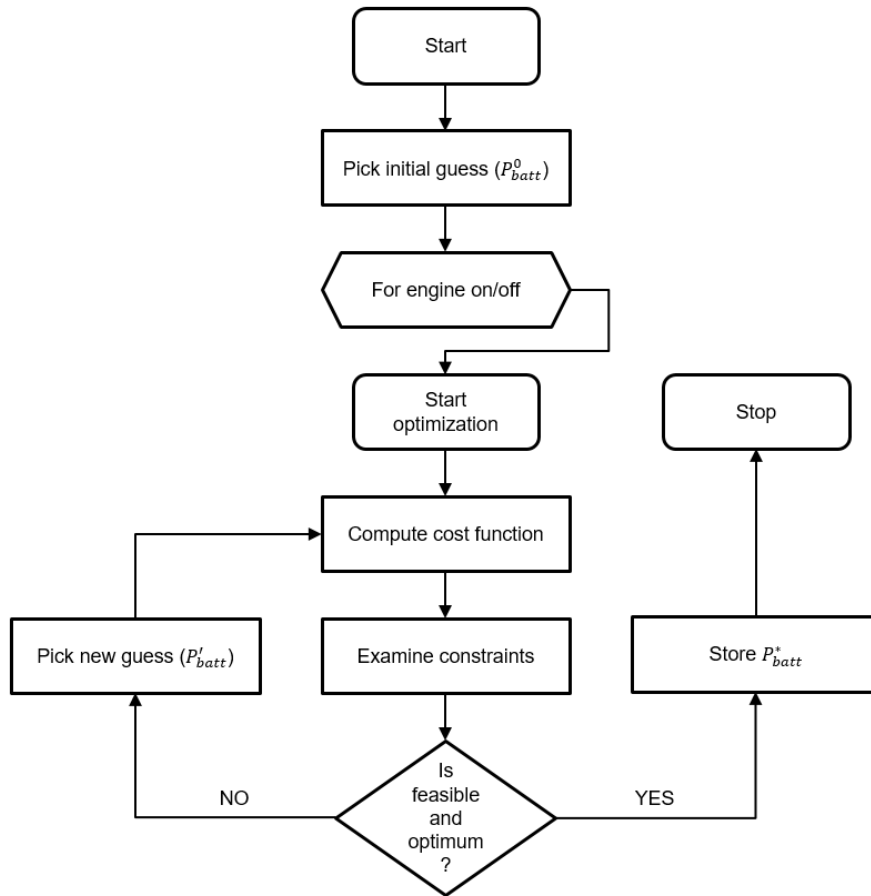
No problema de otimização, a potência terminal na saída da bateria é a variável de design do problema. Para cada iteração, um valor aleatório deve ser atribuído a  $P_{out}$ . Em seguida, as perdas químicas, a potência do motor e o custo final da ação em análise deverão ser estimados.

### 3.2.2 Estrutura de Otimização

O fluxograma apresentado (Figura 3.2) expõe o processo de otimização empregado pela unidade de controle para executar as ações de fracionamento de energia do *powertrain* híbrido. Os estados de entrada do modelo estão relacionados aos estados atuais do veículo, como a velocidade longitudinal, o SOC e a demanda de potência do motorista. Após a execução do processo de otimização, a unidade de controle deve retornar um conjunto de sinais que determina a quantidade de energia que cada dispositivo fornecerá ao veículo de forma a atender a demanda do motorista. A seguir, será descrito o processo de otimização. O leitor interessado poderá encontrar informações adicionais sobre métodos de otimização em (PAPALAMBROS, 2000).

O algoritmo de otimização tem início com um palpite inicial na potência terminal da bateria ( $P_{batt}^0$ ). Esse palpite é indicado pelo programador e pode ser, por exemplo, a potência demandada pelo motorista. O  $P_{batt}^0$  é empregado na primeira de muitas iterações necessárias para solucionar o problema de minimização da função custo. Em cada iteração, o algoritmo adota um novo palpite, excluindo o anterior, e ambas as potências do motor a combustão e dos discos de freio ( $P'_{eng}$  e  $P'_{disc}$ ) são estimadas a partir da solução de um sistema de equações lineares. Neste trabalho, o super index caracteriza uma variável de iteração, que neste caso, pode representar, ou não, a solução do problema. A seção seguinte descreverá como as variáveis de iteração,  $P'_{eng}$  e  $P'_{disc}$ , são estimadas a partir de  $P'_{batt}$  e de  $P_{dem}$ .

Figura 3.2 – Fluxograma do processo de otimização utilizado na resolução do OCP



Fonte: Autoria própria

Dadas as variáveis, a função custo é calculada e as restrições do algoritmo (*constraints*), verificadas. Se a solução proposta na iteração em análise for viável e ótima, esta é armazenada. Esse processo é realizado até que o critério de otimalidade do algoritmo seja satisfeito, isto é, se o custo for um mínimo global ou se o processo de otimização atingir um limite temporal pré-estabelecido. Finalizada a otimização, a unidade de controle irá escolher a ação armazenada,  $P'_{batt}$  (agora designada como a ação de controle ótima-global,  $P^*_{batt}$ ), computar  $P^*_{eng}$ ,  $P^*_{disc}$  e enviar os sinais de comando para seus respectivos dispositivos.

### 3.2.2.1 Dinâmica do powertrain

Em caminhões equipados com um e-dolly, a potência demandada pelo motorista deve ser fornecida pelas baterias, discos de freio ou pelo motor. Essa relação é exibida na equação 3.7.

$$P_{dem} = P_{batt} + P_{disc} + P_{eng} \quad (3.7)$$

Para solucionar a função objetivo do ECMS, apresentada na Equação 3.6, as potências terminais da bateria e do motor devem ser previamente conhecidas. Com o objetivo de estimar esses *inputs*, uma lógica heurística foi adotada no algoritmo de controle. Quando o motorista deseja impulsionar o veículo (demanda de potência positiva), o sistema assume que os discos de freio devem permanecer desativados ( $P_{disc} = 0$ ). Então, sabendo que  $P'_{batt}$  e  $P_{dem}$  são dados de entrada no loop de otimização,  $P'_{eng}$  torna-se a única variável desconhecida da equação e pode ser calculada. Essas e outras variáveis são estimadas a partir da solução de um sistema de equações que contém, por exemplo, a Equação 3.7.

Com relação aos cenários de desaceleração, as seguintes observações podem ser feitas. Sabe-se que tanto a ICE como os discos de freio convertem potência em calor não-útil. Para melhorar a eficiência energética do HEV, o sistema priorizará freiar com o compartimento elétrico, que por sua vez, carregará as baterias do e-dolly mediante o uso do gerador (EM). A quantidade de energia elétrica regenerada é limitada pelas características da bateria ou da máquina elétrica, como por exemplo, a potência máxima que a bateria ou EM pode receber. Caso a potência de desaceleração demandada não seja fornecida pelo sistema elétrico, a energia remanescente deverá ser suprida por outros sistemas. Nesse cenário, o motor teria prioridade no fornecimento e, por último, os discos de freio. No entanto, uma ICE apenas participará na desaceleração se essa possuir a utilidade de freio motor. Um esquema do método de priorização é descrito na Figura 3.3.

Neste trabalho, o eixo trativo do e-dolly recebe toda a energia de frenagem que este pode sustentar. O limite de absorção da energia cinética do veículo é dado pelas características da bateria, da EM ou do atrito disponível entre o contato pneu-solo. Além do mais, caso a EM atinja todo o seu potencial de geração de energia, ou se as baterias estiverem totalmente carregadas e o pneu não estiver saturado em atrito, o freio a disco pode ser acionado neste mesmo eixo. Se existir uma demanda de desaceleração remanescente esta será distribuída igualmente sobre os outros eixos. No modelo aqui desenvolvido, a ICE não possui freio motor.

Figura 3.3 – Diagrama de prioridade para cenários de desaceleração



Fonte: Adaptado Volvo AB

### 3.2.3 Constraints

Quando algoritmos de otimização são acompanhados de funções restritivas (*constraints*), estes possuem a capacidade de encontrar soluções ótimas que respeitam a uma ou mais condições de contorno. No controle de veículos híbridos, as restrições representam limitações físicas do automóvel, como o limite de atrito entre o contato pneu-solo e o torque máximo gerado pela máquina elétrica.

A capacidade de propulsão do trem elétrico é limitada pelas características da bateria ou da máquina elétrica, visto que as EMs podem fornecer cargas elétricas que superam a capacidade de absorção das unidades de armazenamento e vice-versa. Além do mais, da mesma maneira que a potência máxima da bateria ( $P_{batt}^{max}$ ) é determinada pelo número de células e *packs* em seu interior, o número de EMs dentro da unidade de propulsão também deve ser levado em consideração na resolução do problema. Agrupando as informações dos equipamentos torna-se possível formular uma *constraint* para a potência máxima e mínima gerada pelo trem elétrico. Essa restrição é exibida na equação 3.8.

$$P_{e.d.}^{min} \leq P_{e.d.}(t) \leq P_{e.d.}^{max} \quad (3.8)$$

Onde,

$$P_{e.d.}^{max} = \min(P_{batt}^{max}, P_{e.m.}^{max} \cdot n_{e.m.}) \quad (3.9)$$

$$P_{e.d.}^{min} = \max(P_{batt}^{min}, P_{e.m.}^{min} \cdot n_{e.m.}) \quad (3.10)$$

Aplicando a linha de raciocínio supracitada, a função de restrição do motor a combustão foi desenvolvida (equação 3.11).

$$P_{eng}^{min} \leq P_{eng}(t) \leq P_{eng}^{max} \quad (3.11)$$

Neste trabalho, outra função foi desenvolvida para restringir a magnitude das forças longitudinais que atuam sob a barra de tração. Essa *constraint* impede que essas forças excedam o limite de escoamento do *hardware* para garantir a segurança do usuário e de qualquer indivíduo próximo ao LCV. A restrição da barra de tração é apresentada na equação 3.12. As forças sob a *drawbar*,  $F_d(t)$ , são calculadas a partir da expressão desenvolvida no apêndice A.

$$F_d(t) \leq F_d^{max} \quad (3.12)$$

Com relação a estabilidade dinâmica veicular, a restrição foi elaborada assumindo que esta é traduzida pela parcela de atrito disponível entre o contato pneu-solo. Ações que possam reduzir o nível de atrito entre as partes deverão ser descartadas pelo algoritmo de controle. Portanto, sugere-se que a margem de aderência instantânea,  $\Delta_\mu(t)$ , permaneça dentro de uma zona segura no decorrer do ciclo (equação 3.13). A abordagem empregada para determinar  $\Delta_\mu(t)$  será discutida posteriormente na seção 4.2.

$$\Delta_\mu(t) \geq \Delta_\mu^{min} \quad (3.13)$$

Sabendo que o e-dolly é um sistema modular, pode-se concluir que a arquitetura veicular avaliada neste trabalho não possui conexões mecânicas ou elétricas entre o motor à combustão e a máquina elétrica. Assim, o motor não é capaz de carregar diretamente a bateria. No entanto, o sistema pode optar por executar uma estratégia denominada *road charging*. Para entender essa estratégia, vamos considerar o seguinte cenário. Através do pedal de aceleração, o motorista demanda

uma certa quantidade de energia para o *powertrain* ( $P_{dem}$ ) com o intuito de propulsionar o caminhão. Então, a unidade de controle decide que a ICE fornecerá mais potência do que aquela exigida ( $P_{eng} > P_{dem}$ ). Realizando o balanço de potência do cenário descrito, nota-se que há uma quantidade extra de energia ( $P_{extra}$ ) que deve ser compensada pelo trem de força a fim de atender corretamente a demanda do motorista.

$$P_{eng} - P_{dem} - P_{extra} = 0$$

Para que o equilíbrio seja mantido e o excesso energético compensado, o controlador decide usar a EM na funcionalidade de gerador que, por sua vez, irá carregar as baterias. Portanto, a conexão entre a ICE e a EM é dada pela indiretamente pela estrada, o que caracteriza a estratégia de *road charging*.

$$P_{eng} - P_{dem} = P_{extra} = P_{e.m.}$$

Infelizmente, os cenários que favorecem o uso da estratégia de *road charging* em HEVs não são conhecidos e não cabe a este estudo identifica-los. Logo, neste trabalho, não será permitido a realização de *road charging* pelo veículo. A *constraint* em questão é expressa na equação 3.14. Nela,  $\eta_{c.d.}$  representa a eficiência global da unidade de combustão, isto é, a eficiência dos equipamentos de transmissão entre o motor e os pneus.

$$P_{eng}(t) \cdot \eta_{c.d.}^{-1} \leq P_{dem}(t) \quad (3.14)$$

Qualquer veículo sobre rodas possui suas forças de propulsão e frenagem sob o eixo “i” ( $F_{i_x}$ ) limitadas pela capacidade do trem de força ( $F_{i_{pwt}}$ ) ou pelo atrito disponível entre o contato pneu-solo ( $\mu$ ) e a respectiva carga no eixo ( $F_{i_z}$ ). Essa propriedade é descrita na equação 3.15 (JACOBSON et al, 2017b).

$$F_{i_x} = \min \left( F_{i_{pwt}}, \mu \cdot F_{i_z} \right) \quad (3.15)$$

No que diz respeito a capacidade do trem de força, esta pode ser expressa em função da potência do sistema de propulsão ( $P_{i_{prop}}$ ) avaliada no ponto de vista da roda trativa. Isto é, a potência do *powertrain* inclui a eficiência do caminho "motor-roda" e a potência de frenagem ( $P_{i_{disc}}$ ) fornecida pelos discos de freio, como mostrado na equação 3.16. Além do mais, a velocidade do veículo ( $v_x$ ) e a resistência a rolagem, representada no segundo componente da expressão abaixo que contém o coeficiente de resistência a rolagem ( $C_{RRC}$ ), são necessárias para calcular corretamente a força atuante em um pneu.

$$F_{i_{pwt}} = \frac{P_{i_{prop}} + P_{i_{disc}}}{v_x} - C_{RRC} \cdot F_{i_z} \quad (3.16)$$

Para o estudo de caso atual, a capacidade de propulsão pode ser dada pela ICE ou pela EM, assumindo-se as respectivas eficiências e eixos trativos. Com base nas discussões anteriores, a função de restrição foi formulada (equação 3.17).

$$F_{i_{pwt}} \leq \mu \cdot F_{i_z} \quad (3.17)$$

Além das equações aqui apresentadas, outras restrições que garantem a estabilidade do algoritmo de controle não foram abordadas neste trabalho.

### 3.2.4 Determinando o Fator de Equivalência

O fator de equivalência ( $\lambda$ ) pode ser interpretado como um coeficiente de proporcionalidade. Sua função é permitir a comparação do uso da energia elétrica e do combustível. Se o valor de  $\lambda$  for alto, o algoritmo irá inferir que o consumo de energia elétrica é mais custoso do que o consumo de combustível. Assim, é possível afirmar que a CU irá optar por utilizar o motor a combustão para suprir a demanda do motorista e não a máquina elétrica.

Geralmente, o fator de equivalência (*equivalence factor*) é apresentado como uma matriz em que cada elemento abriga um valor ideal de  $\lambda$ . Para localizar o fator na matriz é necessário que os índices ( $i$ ,  $j$  e  $k$ ) sejam informados ao algoritmo. Em uma simulação, esses índices poderiam ser representados pelo estado de carga da bateria, posição do veículo na tarefa de transporte e pela potência demandada.

Algoritmos de otimização e *machine learning*, como a programação dinâmica (SERRAO, 2019) e o *reinforcement learning* (ENGLUND, 2017), são métodos usualmente utilizados para estimar a matriz de equivalência. No entanto, essas abordagens exigem um alto poder computacional, conhecimento prévio da arquitetura do veículo e da missão de transporte. Como consequência, a matriz deve ser pré-calculada, armazenada e inicializada antes das simulações. Além disso, a solução torna-se muito sensível as propriedades da estrada e do veículo, ou seja, um mapa pode ser ótimo apenas para um cenário específico. Uma vez que os parâmetros foram definidos, métodos de *table lookup* podem ser utilizados para localizar o valor de  $\lambda$  no decorrer da missão de transporte. Essa estratégia fornece um processamento rápido do algoritmo de controle e, conseqüentemente, resulta em decisões velozes de fracionamento energético pelo trem de força.

A abordagem de controle adotada neste trabalho diverge do modelo tradicional mencionado acima. Aqui, o  $\lambda$  foi estimado utilizando um controle ECMS adaptativo, que considera o estado efetivo " $SOC_{actual}(t)$ " e de referência ótima " $SOC_{target}(x)$ ", da carga da bateria (equação 3.18).

$$\lambda(SOC_{actual}(t); SOC_{target}(x)) \quad (3.18)$$

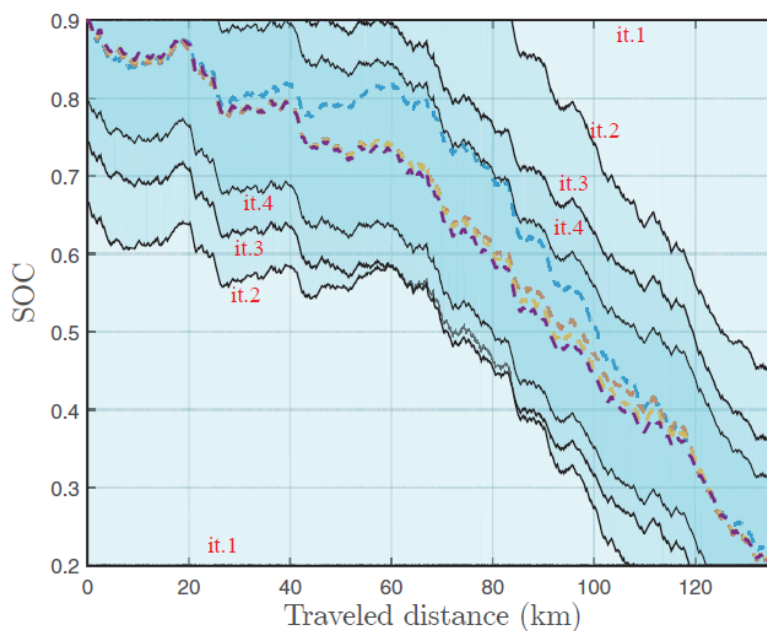
A estratégia empregada não requer o pré-cálculo de  $\lambda$ . Sua magnitude é determinada iterativamente por uma função de penalidade (*penalty function*) que leva em consideração a diferença entre o SOC efetivo e seu valor ótimo (*target*). Essa *penalty function* atua como uma função tangente que maximiza a penalidade dada a variável de *design* quando esta se distancia do valor de referência (SIVERTSSON, 2011). A principal vantagem da propriedade adaptativa do ECMS é a flexibilidade dada a unidade de controle no manejo das energias disponíveis no sistema. Assim, a CU



não necessita seguir rigorosamente a curva ótima, mas sim utilizá-la como um guia nas tomadas de decisões de fracionamento energético.

Ao usar o ECMS, a curva de referência deve representar a trajetória global ótima do SOC para a missão de transporte avaliada. Por sua vez, a curva fornece a maneira ideal de utilizar a energia elétrica da unidade de armazenamento. Na figura 3.4, as curvas de referência ótima podem ser observadas. Elas foram adquiridas a partir de algoritmos de otimização por programação dinâmica (GHANDRIZ, 2017).

**Figura 3.4 – Curvas de SOC ótimas globais adquiridas por programação dinâmica**



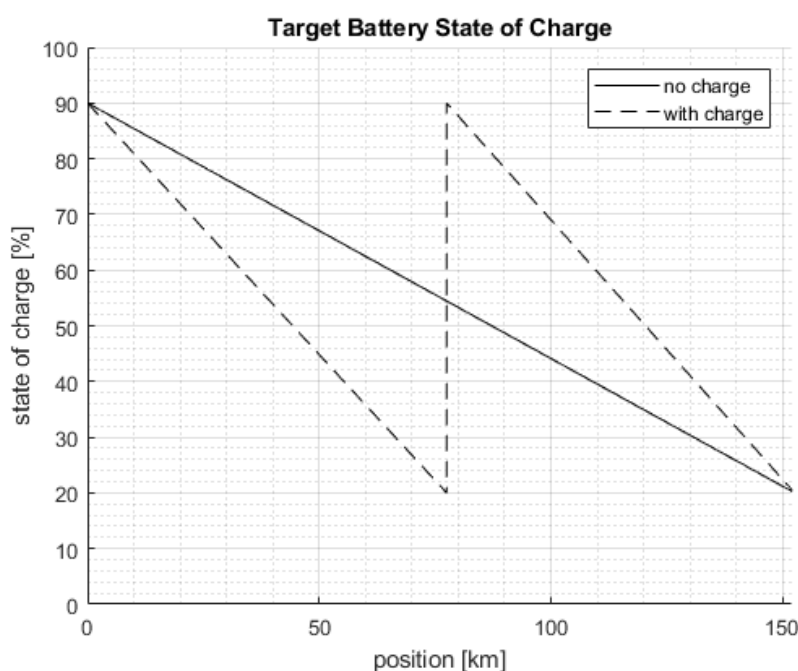
**Fonte: Ghandriz, 2017**

A partir da inspeção das curvas de referência ótima entre o ponto inicial e final do SOC em relação a distância trafegada, constatou-se uma tendência linear. Baseado nessa evidencia, uma função linear por partes e outra unicamente linear foram aplicadas no algoritmo para representar a curva de referência ótima do SOC (figura 3.5), pois embora a aquisição de uma curva ótima fosse de grande valia para o modelo, a sua obtenção não constituiu parte dos objetivos deste trabalho. É conhecido que essa hipótese não acarretará no melhor uso de energia elétrica do veículo híbrido, mas, pelo menos, ela irá fornecer uma maneira satisfatória de executar as decisões de fracionamento energético pela unidade controle.

Na figura 3.5 as curvas de referência ótima podem ser observadas. Cada curva elaborada representa um cenário de recarga das baterias do e-dolly para o ciclo

em questão. A curva tracejada assume que há uma estação de reabastecimento na região de Böras, de forma que as baterias possam ser carregadas entre o período de desabastecimento e abastecimento de produtos. Já a curva contínua representa o cenário em que não há reabastecimento nessa região, portanto, o veículo deverá concluir a missão de transporte apenas com a carga inicial.

**Figura 3.5 – Curvas de referência ótimas aplicadas nas simulações deste trabalho**



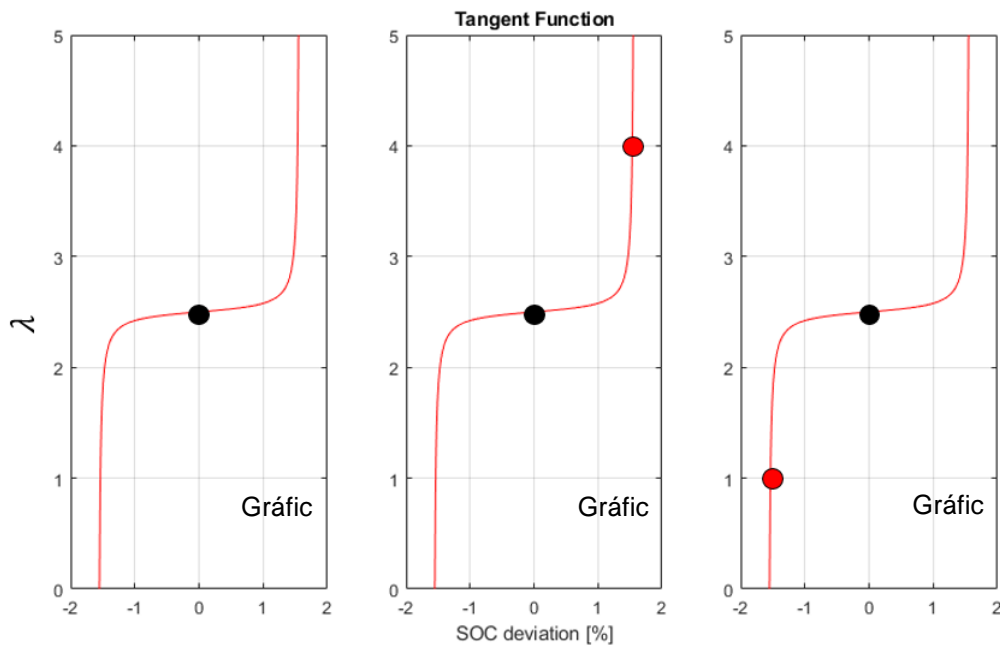
Fonte: Autoria própria

A propriedade adaptativa do ECMS, dada pela função tangente, torna o método viável para aplicações on-line, pois a curva de referência é usada apenas para auxiliar a ECU e não necessita ser seguida com precisão. Por exemplo, na ultrapassagem de veículos, o *powertrain* é altamente solicitado na geração de força propulsora. Se a unidade de controle fosse compelida a seguir estritamente a curva de referência, o motorista poderia não ter acesso a qualquer outra quantidade de energia diferente daquela indicada pela curva. Com a função tangente, a flexibilidade é dada ao método de controle e a curva de referência é desconsiderada. Dessa forma, maiores quantidades de energia poderão ser acessadas pela CU. Nesse cenário, como consequência da diferença entre o estado de referência e o efetivo do SOC, uma penalidade é aplicada ao “custo” da energia elétrica. Essa penalidade fará com que a CU tenha menor acesso à energia elétrica em situações futuras na tentativa de compensar o gasto elevado ocasionado pela ultrapassagem.

A figura 3.6 ilustra o comportamento da função penalidade. Caso a carga efetiva possua um desvio em relação ao valor de referência (equação 3.19), fazendo com que a bateria tenha menos energia armazenada do que deveria (desvio positivo,  $SOC_{desvio} > 0$ ), a magnitude de  $\lambda$  deve aumentar indicando que o custo da eletricidade é maior do que o combustível. Isso é representado no segundo gráfico da figura 3.6. O oposto pode ser assumido se a bateria conter mais energia do que o valor alvo, como observado no terceiro gráfico da figura.

$$SOC_{desvio} = \frac{SOC_{alvo} - SOC_{atual}}{SOC_{alvo}} \quad (3.19)$$

**Figura 3.6 – Trajetória representativa de uma função tangente utilizada pelo algoritmo de controle para penalizar o fator de equivalência quando na presença de desvios do valor de referência**



**Fonte: Autoria própria**

Neste ponto, conclui-se a descrição do modelo longitudinal do LCV. No próximo capítulo serão discutidas as equações e metodologias aplicadas na avaliação da dinâmica lateral de um caminhão pesado (configuração *A-double* 6x4).

## 4 MODELO LATERAL

Quando conduzido, qualquer veículo está sujeito à instabilidade dinâmica. No entanto, veículos articulados em particular (bitrens e rodotrens) estão mais inclinados a desenvolver um comportamento instável do que veículos não articulados (carros de passeio). Essa maior instabilidade dos LCVs deriva de propriedades intrínsecas desses veículos, como o centro de gravidade elevado e o *rearward amplification*.

De acordo com (WINKLER, 1983), a estabilidade lateral de um automóvel é afetada principalmente pela sua velocidade e aceleração lateral. Como mencionado, veículos combinados são mais sensíveis à aceleração lateral do que veículos comuns. Da mesma forma, caminhões híbridos acoplados com dois sistemas de propulsão distanciados entre si podem apresentar ainda maior grau instabilidade.

Sabe-se que um pneu rolando livremente é lateralmente mais rígido do que outro tracionado ou frenado (JACOBSON et al, 2017b). Logo, os pneus trativos do e-dolly possuem menos resistência a forças laterais e, conseqüentemente, o veículo como um todo torna-se instável. Para evitar que acelerações excessivas (laterais ou longitudinais) produzam saturação da aderência dos pneus, um algoritmo de controle deve ser proposto e implementado no modelo longitudinal. As conseqüências da saturação envolvem *spinout*, *jackknife* ou *swing* do LCV.

### 4.1 MODELO VETORIZADO

A dinâmica lateral do *A-double* é descrita como no modelo apresentado em (SUNDSTRÖM, 2014) (modificado) baseado na linguagem Modelica. Ele foi escolhido devido à sua formulação vetorizada que permite a representação de veículos articulados variados, e pela hipótese de *single-track* cuja simplicidade reduz o tempo de processamento dos cálculos. Adicionalmente, a linguagem Modelica traz a vantagem de não necessitar de expressões explícitas para solução do sistema de equações. Nesta linguagem o compilador é responsável por executar todas as ações matemáticas para resolver o problema, preservando a forma intuitiva de todas as expressões. Além disso, as equações dos pontos acoplamento foram realizadas como

restrições cinemáticas não-lineares, evitando a aproximação de pequenos ângulos entre unidades e validando o modelo para manobras de alta e baixa velocidade.

Para fazer o uso desta ferramenta, deve-se fornecer ao modelo argumentos que definem a forma do caminhão, por exemplo, o número de unidades, eixos, dimensões métricas e as propriedades dos pneus. O *A-double* (6x4) foi definido usando a biblioteca *OpenPBS* (JACOBSON et al, 2017a). Esse possui 4 unidades e 11 eixos, dos quais apenas o primeiro eixo do trator é passível de esterçamento, portanto, o e-dolly foi modelado sem eixo esterçante. Já o segundo eixo das unidades trator e e-dolly são trativos e impulsionados por uma ICE e uma EM, respectivamente.

A modificação realizada no modelo (SUNDSTRÖM, 2014) foi conduzida com o objetivo de tornar possível a co-simulação entres os ambientes Modelica e Simulink® na equação longitudinal de equilíbrio de forças. Abaixo são descritas as equações 4.1, retirada de (SUNDSTRÖM, 2014), e a equação 4.2 proposta por este trabalho (modificada). Ao comparar essas equações é possível notar que a equação 4.2 possui elementos adicionais relacionados a forças resistivas.

O arrasto aerodinâmico e o grau de inclinação da estrada, que são considerados elementos essenciais para avaliar o desempenho longitudinal do veículo, foram implementadas na equação 4.2. A resistência aerodinâmica é função do coeficiente de arrasto ( $C_{drag}$ ), densidade do ar ( $\rho_{air}$ ) e da área frontal do veículo ( $A_{front}$ ), enquanto que a contribuição do grau de inclinação é função da aceleração da gravidade ( $g$ ), grau da estrada ( $\varphi$ ) e da massa do veículo ( $m$ ).

$$m \cdot a_x = F_x - F_{c_{x,rear}} + F_{c_{x,front}} \cdot \cos \theta - F_{c_{y,front}} \cdot \sin \theta \quad (4.1)$$

$$m \cdot a_x = F_x - F_{c_{x,rear}} + F_{c_{x,front}} \cdot \cos \theta - F_{c_{y,front}} \cdot \sin \theta - 0.5 \cdot C_{drag} \cdot \rho_{air} \cdot A_{front} \cdot v_x^2 + m \cdot g \cdot \sin \varphi \quad (4.2)$$

Embora essa modificação tenha sido aplicada, é difícil alcançar estados equivalentes do veículo nos diferentes ambientes de simulação (Modelica e Simulink®) já que diferentes *solvers* são utilizados em cada plataforma. Com isso, pequenas divergências nos resultados podem ser observadas.

Fixado o veículo de interesse e informados as entradas apropriadas, definidos pelo ângulo de esterçamento do pneu ( $\delta$ ), forças longitudinais nos eixos ( $F_x$ ) e pelo grau de inclinação da estrada, o sistema será capaz de determinar as velocidades ( $v_x$ ,  $v_y$  e  $\omega_z$ ), acelerações ( $a_x$ ,  $a_y$  e  $\dot{\omega}_z$ ) e as demais estados do veículo, como por exemplo, as forças laterais sob as rodas ( $F_y$ ) e o deslizamento lateral dos pneus ( $s_y$ ). Essas variáveis serão posteriormente utilizadas para calcular a margem de aderência dos pneus que será discutida na seção seguinte.

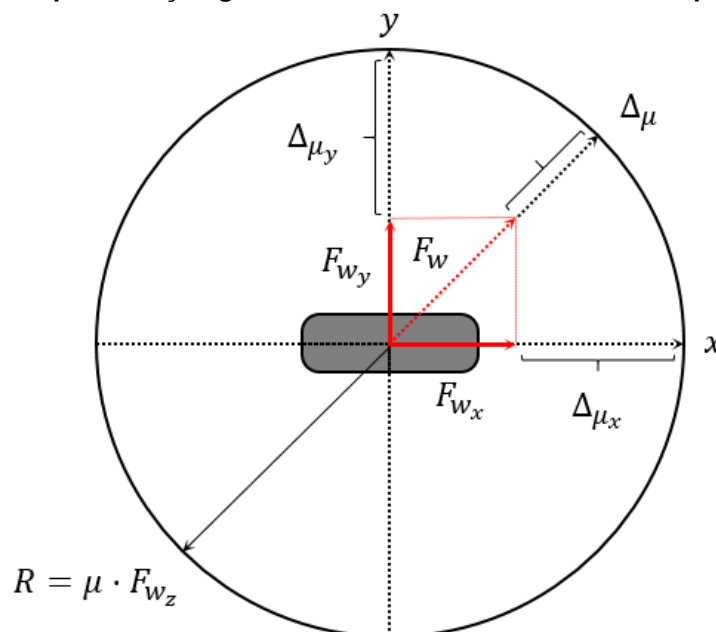
## 4.2 ESTRATÉGIA PARA ANÁLISE DA ESTABILIDADE VEICULAR

Qualquer pneu rolando sobre uma superfície áspera tem a sua força máxima de tração ou frenagem ( $F_w$ ) limitada pelo coeficiente de atrito da pista ( $\mu$ ) e pela carga normal sob esse ( $F_{wz}$ ), como descrito na equação 4.3. Essa suposição é a base da teoria do círculo de atrito, que representa a relação entre o pneu e a superfície da via.

$$|F_w| = \sqrt{F_{wx}^2 + F_{wy}^2} \leq \mu \cdot F_{wz} \quad (4.3)$$

Essa teoria define que qualquer vetor força atuando sobre o pneu está inserido no interior de um círculo de raio " $\mu \cdot F_{wz}$ ". Uma representação gráfica desse conceito é apresentada na figura 4.1. Nessa figura, é possível observar o plano  $xy$  (solo) em que o pneu rola, a força  $F_w$  e suas componentes lateral ( $y$ ) e longitudinal ( $x$ ), e o círculo de atrito de raio  $R$ , função dos parâmetros propostos. Pode-se observar que tanto o círculo quanto o vetor força têm suas origens localizadas no centro do contato pneu-solo e que a roda está uniformemente distribuída sobre a pista.

Figura 4.1 – Representação gráfica da teoria do círculo de atrito aplicada a pneus



Fonte: Autoria própria

A estratégia de avaliação da estabilidade do veículo é expressa pela diferença entre o limite do atrito e a força aplicada, aqui identificada como margem de atrito ( $\Delta_\mu$ ). Essa permite evidenciar se o veículo está estável ou não. Como mostrado na equação 4.4, a margem é uma variável normalizada. Assim, um veículo será considerado estável se  $\Delta_\mu$  permanecer entre 0 a 1. Fisicamente, isso implicará no não deslizamento do pneu para qualquer direção (comportamento estável). Quando  $\Delta_\mu$  for inferior a zero assume-se que o pneu está deslizando (*slipping*) e que o vetor força normalizado tem amplitude maior que 1, excedendo o raio do círculo de atrito. O círculo de atrito normalizado é ilustrado na figura 4.2.

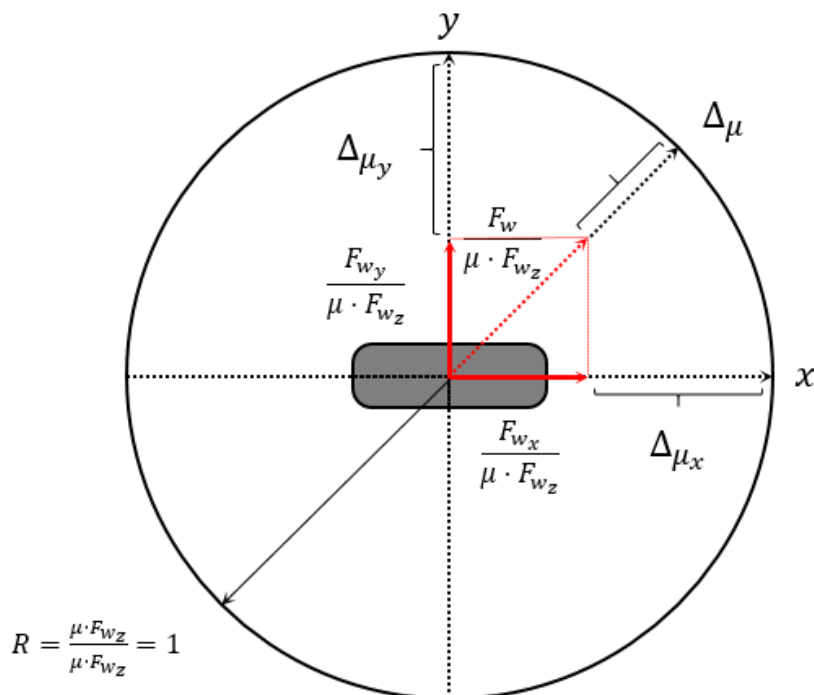
$$\Delta_\mu = \frac{\mu \cdot F_{w_z} - \sqrt{F_{w_x}^2 + F_{w_y}^2}}{\mu \cdot F_{w_z}} \quad (4.4)$$

Na seção 1.4 foi declarado que o comportamento do pneu relativo ao atrito é modelado de forma linear, ou seja, não há saturação do atrito entre o pneu e a solo. Considerando que um *brush tire model*, com deslizamento combinado e distribuição de pressão uniforme, permanece linear até a metade da força longitudinal máxima do pneu ( $|F_{w_x}| = \mu \cdot F_{w_z}$ ) (JACOBSON, 2017b), supõe-se que o modelo linear

implementado será válido até a mesma condição. Portanto, a instabilidade deve ser sinalizada caso  $\Delta_\mu$  decaia abaixo do limite de 0,5. Examinando esta abordagem, não se pode concluir qual o tipo de evento instável o veículo está vivenciando, mas apenas inferir que a roda está deslizando.

Ao observar a margem de atrito em uma frequência regular, a unidade de controle pode, se necessário, tomar medidas cautelares quando os pneus ficarem na eminência de deslizamento. Por exemplo, a CU pode disponibilizar diferentes potências para os motores, ou em um controle mais sofisticado, entregar menos energia do que a exigida (pelo motorista) para que a saturação dos pneus não ocorra.

Figura 4.2 – Representação gráfica da teoria do círculo de atrito normalizada aplicada a pneus



Fonte: Autoria própria



### 4.3 IMPLEMENTAÇÃO DO FMU

Na engenharia automotiva, as simulações longitudinais descrevem apenas a dinâmica longitudinal de um automóvel. Elas são frequentemente empregadas na avaliação de estratégias de controle, consumo de combustível e de energia elétrica. Para entender como a falta de uma dinâmica lateral afeta essas simulações e, conseqüentemente, seus resultados, um FMU foi implementado no *framework* de simulação para a inclusão da dinâmica lateral no modelo.

O FMU, gerado pelo Dymola®, pode ser importado no Matlab® como um bloco no Simulink® ou como uma função nos *scripts* convencionais. Ambas as formas de implementação, bloco e função, foram aplicadas neste trabalho.

O primeiro modo de importação do *mockup* foi utilizado para verificar os eventos críticos do ciclo de operação, ou seja, um registro de  $\Delta_\mu$  de cada roda foi armazenado para posterior análise. Com o log, pôde-se verificar a periodicidade na qual os eventos instáveis ocorrem. No modelo original, o FMU substitui o bloco “chassi” dentro do módulo “veículo”, cuja principal função é calcular a velocidade longitudinal ( $v_x$ ) do LCV.

Para calcular o  $\Delta_\mu$  e os estados do LCV, o FMU deve ser inicializado com os seguintes dados: as forças trativa ou de frenagem de cada eixo, grau de inclinação da estrada e o ângulo de esterçamento da roda. Essas entradas são fornecidas ao bloco da seguinte maneira: após avaliar como a potência demandada será fragmentada entre os motores, uma lógica simples é utilizada para estimar as forças longitudinais que atuam sobre cada eixo. Assim, a potência retirada ou encaminhada para a bateria é aplicada no eixo trativo do e-dolly, já a energia derivada da ICE é aplicada no eixo propulsor do cavalo mecânico.

A força de frenagem (equação 4.5) é fornecida, primeiramente, pelas forças resistivas do gerador e dos pneus. Qualquer energia remanescente será distribuída igualmente entre os eixos por meio dos discos de freio.

$$F_{ix} = \frac{P_i}{v_x} \quad (4.5)$$

As forças são armazenadas em uma matriz e usadas como entradas para a FMU. Esse utiliza as equações do modelo para calcular as incógnitas do sistema, incluindo a margem de atrito. O ângulo de esterçamento da roda é adquirido como mostrado na equação 4.6, onde  $L_{wb}$  representa o comprimento do entre-eixos do cavalo e  $c$ , a curvatura.

$$\delta = L_{wb} \cdot c \quad (4.6)$$

No segundo modo de importação de FMUs, esse é tratado como uma função do Matlab® e utilizado para avaliar instantaneamente o  $\Delta_\mu$  dentro do processo de otimização. Dessa forma, a unidade de controle pode desconsiderar qualquer ação que conduza à instabilidade dinâmica veicular na solução do OCP. O FMU é importado no *script* aplicando a caixa de ferramentas da Modelon® e a função *functional mockup interface* (FMI). Quando o  $\Delta_\mu$  é considerado no algoritmo de controle, a equação 3.13 é inserida nesse como uma restrição. Então, o FMU é utilizado para calcular todos os  $\Delta_\mu$ . O menor valor de  $\Delta_\mu$  é armazenado e informado à restrição. Se esse valor for maior que o limite (0,5), a ação de controle é válida.

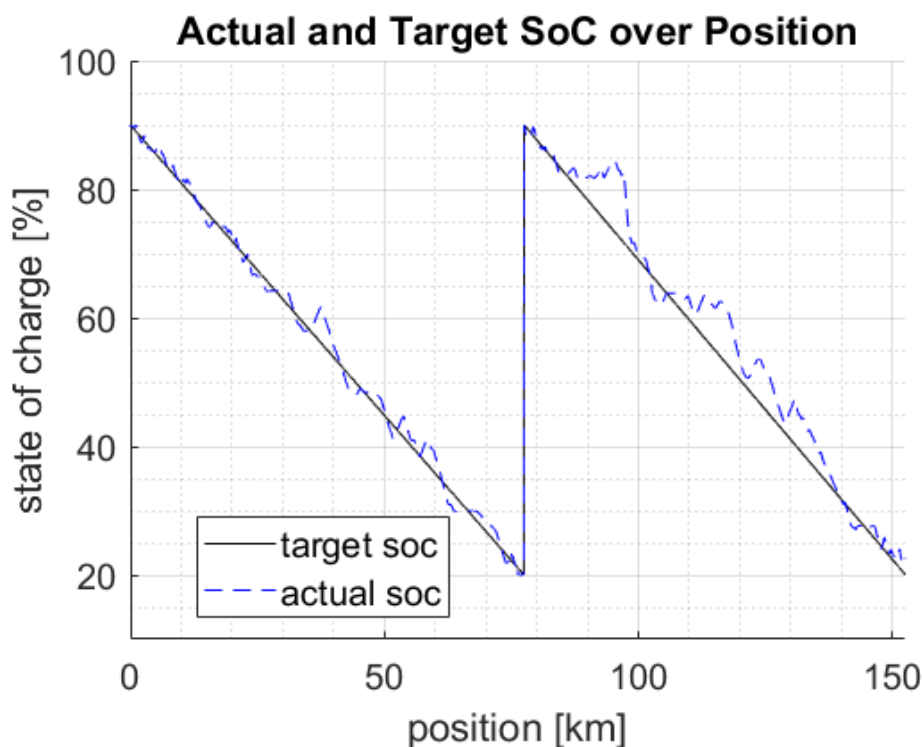
## 5 VALIDAÇÃO DOS MODELOS

Neste capítulo, os modelos e métodos apresentados anteriormente serão aplicados, suas respostas analisadas e sua consistência, avaliada. A análise será feita pela comparação entre o resultado e o comportamento empírico do modelo esperado. Será garantida a sanidade das metodologias aplicadas neste trabalho, como também serão apresentados os diagramas e as discussões de cada resultado obtido.

### 5.1 RASTREAMENTO DO ESTADO DE CARGA DA BATERIA

Considerando a abordagem adaptativa imposta à estratégia de gerenciamento de energia (descrita na seção 3.2), espera-se que o SOC efetivo possua um formato semelhante ao da curva de referência ótima. Na figura 5.1, é expressa a carga da bateria de um veículo de 80 toneladas propulsionado por uma ICE D13 e 3 baterias com capacidade de armazenamento otimizadas. Plotando os estados de carga efetivo (*actual*) e de referência (*target*) em função da posição desse veículo é possível verificar que o nível de carga da bateria corrobora com a hipótese sugerida, permanecendo próximo a referência. Essa característica confirma a flexibilidade dada pela função tangente ao algoritmo de controle. Nota-se na figura que a linha azul representa o estado efetivo do SOC e a linha preta a curva de referência ótima. O ponto inicial de SOC foi definido em 90% da capacidade da bateria e o final, em 20%. Também é possível inferir que a recarga das células, supostamente ocorrida em Böras, foi cumprida com êxito.

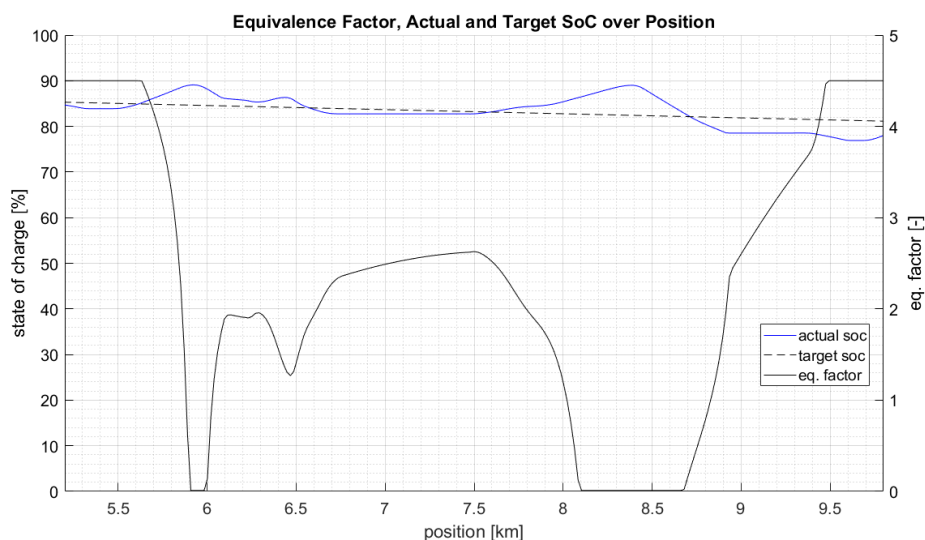
Figura 5.1 – Carga da bateria e curva de referência utilizadas na missão de transporte



Fonte: Autoria própria

Para compreender como o fator de equivalência varia com o estado de carga efetivo,  $\lambda$  foi plotado em uma pequena seção do ciclo. A figura 5.2 ilustra a área selecionada e o comportamento de  $\lambda$ . Observa-se que penalizações são atribuídas rapidamente a  $\lambda$  sempre que um desvio do SOC efetivo em relação a referência ocorre e que essas penalidades são proporcionais ao tamanho desse desvio. Inicialmente, o nível da bateria está abaixo da referência e, portanto,  $\lambda$  possui uma magnitude elevada. À medida que o sistema recupera energia com as frenagens, o fator é despenalizado e sua magnitude diminui, reduzindo o custo da energia elétrica e estimulando o controlador a consumir eletricidade em vez de combustível. O oposto ocorre quando o nível de carga ultrapassa o valor alvo e o algoritmo aumenta o custo da eletricidade, evitando sua utilização. O comportamento descrito é exibido múltiplas vezes durante o ciclo operacional.

**Figura 5.2 – Efeitos da variação do SOC efetivo sob o fator de equivalência**

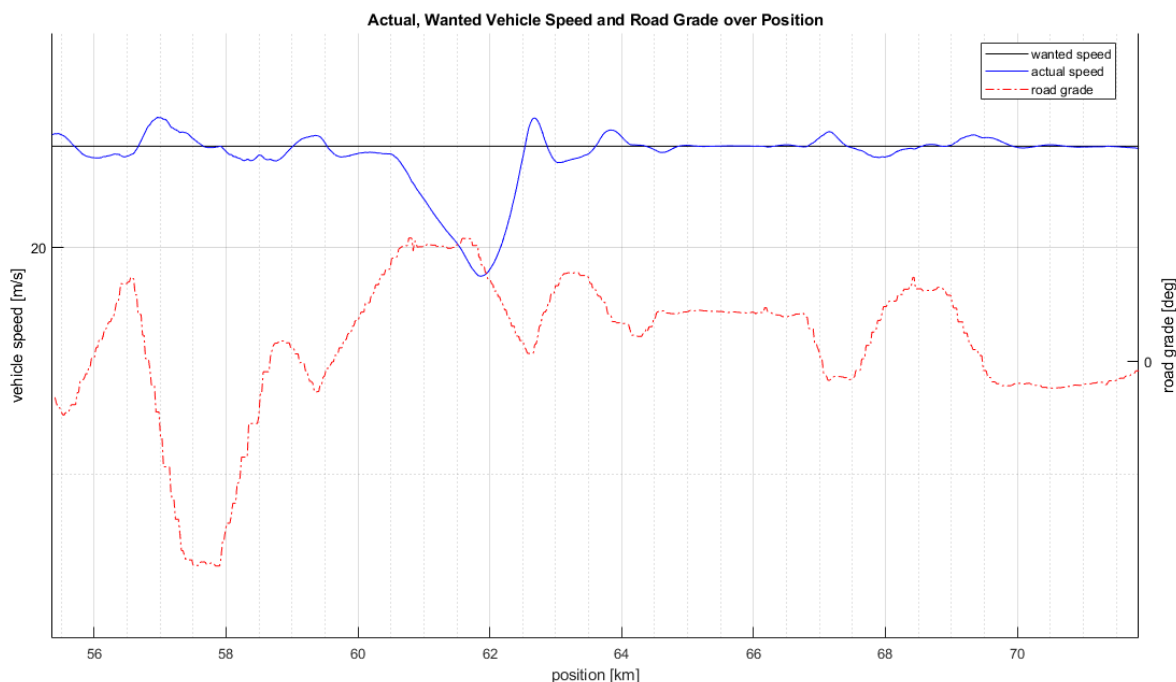


Fonte: Autoria própria

## 5.2 A INFLUÊNCIA DA DA PISTA NA VELOCIDADE DO VEÍCULO

Assumindo que as forças propulsoras sejam mantidas constantes, qualquer veículo submetido a um aclive terá sua velocidade reduzida devido à ação da gravidade, e aumentada se exposta a um declive. Para verificar o modelo proposto, foi apresentado o diagrama constituído pelas variáveis  $v_x$  e  $\varphi$  (grau de inclinação da via) no eixo da ordenada, e pela posição no ciclo na abscissa (figura 5.3). A partir de flutuações no valor de  $\varphi$  pôde-se visualizar mudanças na velocidade longitudinal do veículo. Como mostrado no gráfico abaixo, próximo ao quilometro 62, observa-se uma perda significativa de velocidade mediante a passagem do caminhão sobre um aclive. Esse comportamento é comum de caminhões pesados.

**Figura 5.3 – A influência do grau de inclinação da estrada na velocidade longitudinal do veículo**

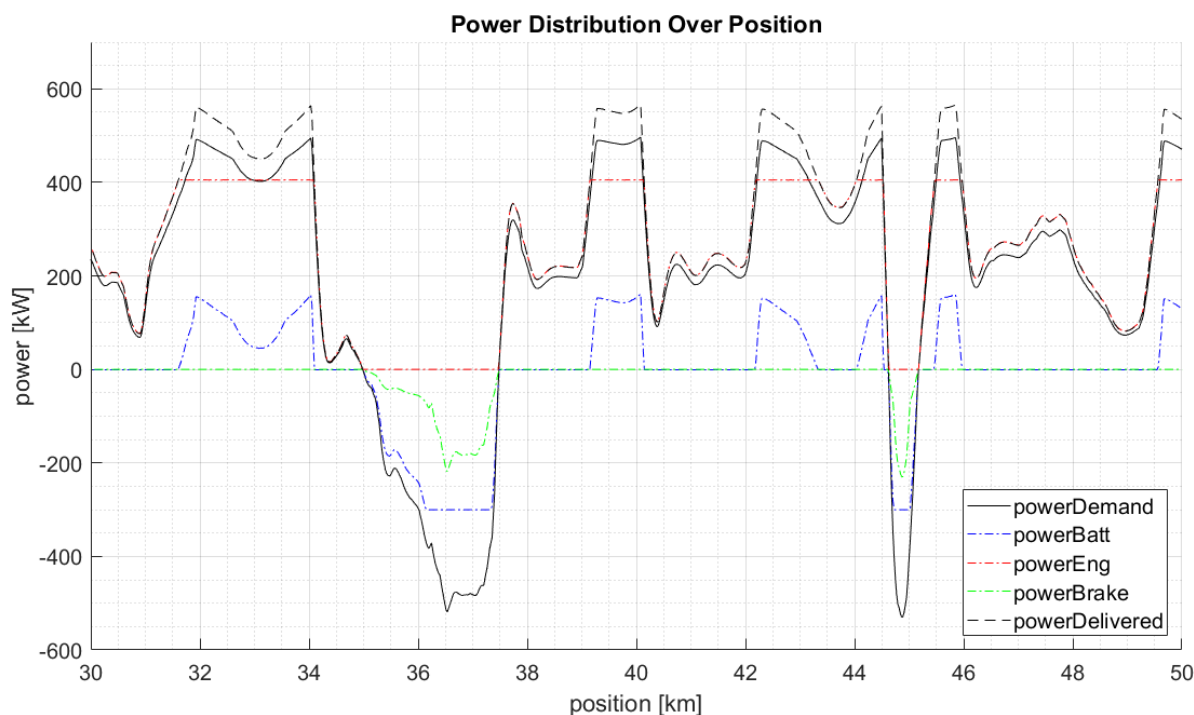


**Fonte: Autoria própria**

### 5.3 DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA

A abordagem de controle utilizada para gerenciar o fluxo de energia no interior do sistema permite decidir qual máquina fornecerá a demanda de energia, segundo o valor de  $\lambda$ . Em algum momento, o custo da eletricidade será menor do que o combustível, sob esta circunstância o controlador deveria acionar o trem elétrico para auxiliar o motor a combustão, ou mesmo sozinho, a impulsionar o veículo. Esse procedimento deve ocorrer para que o motor opere na sua zona de alta eficiência, o que consequentemente reduz o consumo de combustível, objetivo do algoritmo de controle. Ademais, caso  $\lambda$  tenha sua magnitude elevada, a ICE fornecerá a maior parte da energia demandada, uma vez que o custo do combustível será menor do que o da eletricidade. A figura 5.4 ilustra a distribuição de energia dos *powertrains* em uma seção randômica do ciclo operacional.

**Figura 5.5 – Ações de fracionamento energético tomadas pelo algoritmo de controle**



**Fonte: Autoria própria**

Na figura 5.5, verifica-se que a máquina elétrica, o motor e os discos de freio são utilizados em conjunto para atender as demandas de potência feitas pelo motorista. Além do mais, a ICE é responsável por entregar a maior parte da energia de propulsão. Em relação aos cenários de frenagem existe uma prioridade na utilização da EM. Os discos de freio são acionados apenas para complementar a solicitação de desaceleração caso a máquina não consiga suprir toda a demanda. A funcionalidade do freio motor não pode ser observada na plotagem, uma vez que, a ICE não possui essa funcionalidade.

Nota-se também, que ao impulsionar o veículo, a potência fornecida foi sempre maior do que aquela solicitada, pois cada dispositivo mecânico que transporta ou converte energia possui uma eficiência (figura 5.5). Essa eficiência reduzirá a potência de saída do sistema quando comparada à potência de entrada. Em um *powertrain*, a eficiência mecânica está presente, por exemplo, nas embreagens, engrenagens e nos diferenciais. Durante os períodos de desaceleração, esse comportamento não ocorre, pois, os freios de fricção são considerados máquinas ideais cuja função é converter energia em calor.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, estudos relacionados ao desempenho e estabilidade do veículo serão realizados aplicando-se a estrutura de simulação anteriormente definida. Os objetos de estudo, como exposto, são dois veículos longos (*A-doubles*) que diferem no PBTC e no *hardware* do *powertrain*.

Os resultados obtidos das simulações serão exibidos como porcentagens (relativas a um caminhão a diesel convencional). Dessa forma, protege-se os dados confidenciais da empresa parceira Volvo AB.

### 6.1 UMA COMPARAÇÃO NO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Ao se fixar um valor de PBTC, a configuração do veículo pesado pode ser variada para se obter uma melhor eficiência do sistema de propulsão ou menor custo total do automóvel. De acordo com o estudo de caso solicitado pela companhia apenas o motor a combustão e a bateria são passíveis de variação. Outras máquinas como, por exemplo, o motor elétrico e caixa de transmissão, são mantidas fixas. Três motores e seis baterias foram disponibilizadas para avaliação. Esses exemplares foram indicados pela empresa parceira para que o estudo de caso seja representativo. As especificações técnicas dos modelos escolhidos são fornecidas nos apêndices, (tabelas A.1 e A.3). Definidos os parâmetros de design do projeto, algumas configurações pré-determinadas do veículo híbrido foram simuladas e suas performances comparadas a um caminhão movido unicamente a diesel. Aqui, é comparado o consumo de combustível atingido pelo HEV na realização da missão de transporte. Esta confrontação visa compreender qual exemplar de bateria apresenta a melhor performance. Esta última é aferida avaliando-se a autonomia elétrica e o consumo de combustível apresentado pelo caminhão.

As baterias otimizadas no quesito energético (*energy optimized batteries*, EOB) dispõem de maior capacidade de armazenamento, mas em contrapartida, apresentam menores potências de saída, i.e., capacidade de tração. Por outro lado, as pilhas otimizadas para adquirir maior potência de saída (*power optimized batteries*,



POB) possuem menor capacidade de armazenamento e maior potência nos terminais. Assim, o desenvolvedor deve fazer um trade-off entre essas características e escolher o produto que melhor se adapte às necessidades do cliente.

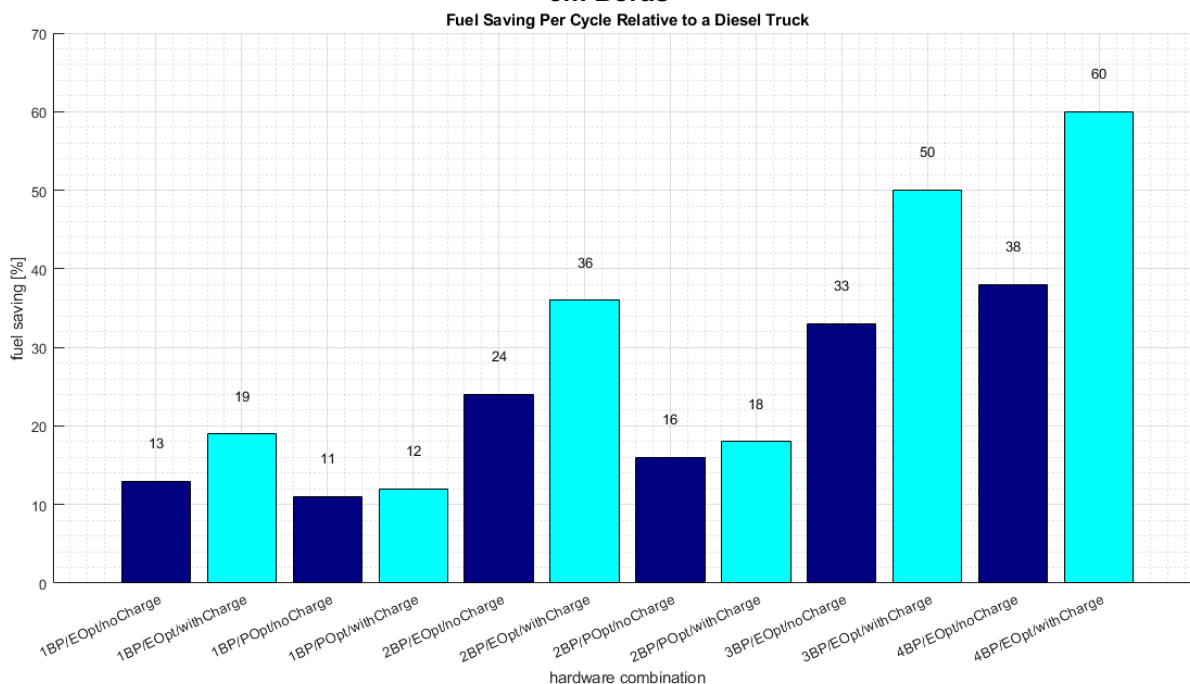
Normalmente, os HEVs consomem menores quantidades de combustível se comparado aos veículos convencionais. Isso se deve à presença de um motor elétrico extra no sistema. Assim, espera-se que todas as combinações hibridizadas de LCVs exibam economia de combustível em relação ao veículo movido a diesel. Além disso, essa economia deve ser proporcional à capacidade de armazenamento da bateria, visto que packs com maior disposição de energia proverão maior autonomia no modo elétrico.

As primeiras configurações avaliadas nesse estudo serão relativas ao PBTC de 80 toneladas. A distribuição de carga assumida para o HDV em questão é derivada do *OpenPBS®*, um banco de dados de livre acesso (*open source*). Os valores utilizados podem ser encontrados na tabela A.2 do apêndice.

Definido as variáveis de design, o consumo gerado por cada configuração foi estimado através de simulações e, em seguida, armazenados para pós-tratamento. A figura 6.1 exibe o valor percentual da economia de combustível atingida pelas configurações apreciadas (híbridas) em comparação com o modelo convencional.

Com base no resultado (ilustração 6.1) é possível inferir que o consumo de combustível apresentado pelas arquiteturas híbridas foi reduzido para todas as combinações. Da mesma forma, a economia é proporcional à capacidade de armazenamento das baterias. A partir do exposto, torna-se claro que as EOBs se sobressaem quando comparadas às POBs no quesito economia e que a disposição de estações de carregamento influencia a redução do consumo positivamente.

**Figura 6.1 – Valor percentual da economia de combustível apresentada pelos veículos de 80 toneladas em comparação com o veículo convencional. BP – Battery pack; E – energy; Opt – optimized; P – power. “withCharge” e “noCharge” indicam se a bateria foi carregada, ou não, em Boras**



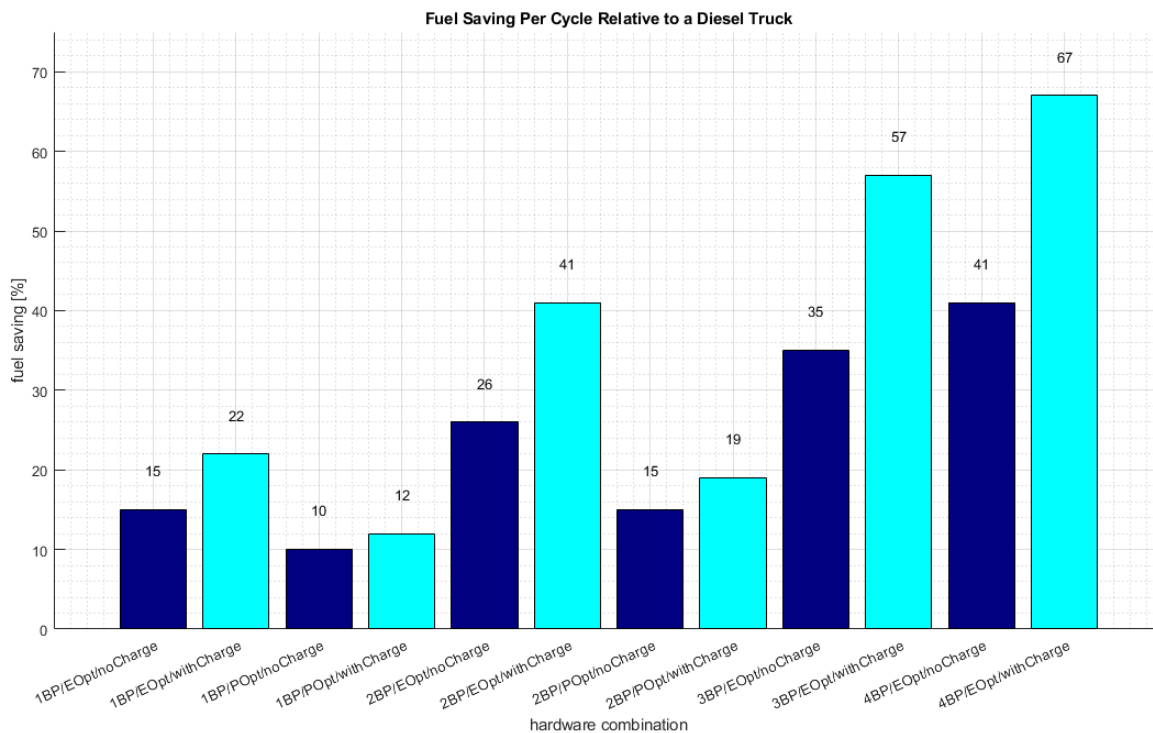
**Fonte: Autoria própria**

A configuração composta por quatro packs de EOBs exibe a maior economia de diesel. Entretanto, o custo adicional associado ao seu uso é consideravelmente elevado em relação ao pack com duas POBs (aproximadamente 35%). Portanto, o custo total de propriedade do arranjo se tonará elevado. Baseando-se no custo, economia e na autonomia elétrica, um trem de força equipado com dois packs de POBs apresentará a melhor relação custo-benefício para comercialização de HDVs híbridos.

A avaliação do consumo de combustível para configurações com PBTC de 60 toneladas é retratada na figura 6.2. Ao comparar os resultados obtidos com os apresentados no gráfico anterior, pode-se observar que ambos os consumos apresentaram uma economia de combustível semelhante. No entanto, a classe de 60 toneladas possuiu uma melhor economia de diesel quando comparada à classe de 80 toneladas. Isso ocorre devido à menor energia necessária para propulsionar o veículo de 60 toneladas (menor massa) o que resulta em um menor gasto energético. Além do mais, novamente as EOBs apresentaram maior economia do que as POBs. Dessa forma, conclui-se que a capacidade de armazenamento é mais relevante do que a

capacidade de tração, ou seja, o caminhão não necessita de toda a potência que as POBs podem fornecer.

**Figura 6.2 - Valor percentual da economia de combustível apresentada pelos veículos de 60 toneladas em comparação com o veículo convencional**



Fonte: Autoria própria

## 6.2 UMA COMPARAÇÃO NA PERFORMANCE DO VEÍCULO

Considerando que a arquitetura híbrida dispõe de um eixo trativo auxiliar (presente no e-dolly) é possível inferir que a fricção disponível para tracionar o LCV será maior. Assim, é esperado que o veículo hibridizado possua maior capacidade trativa do que o convencional para qualquer classe de peso. Essa característica também deve proporcionar melhor desempenho na velocidade média do veículo, aceleração e no tempo da missão.

### 6.2.1 Capacidade de escalada

De acordo com (KATI, 2013) a capacidade de escalada, ou *gradeability*, é a angulação máxima que um automóvel carregado é capaz de escalar se locomovendo

a uma velocidade constante. Nesse estudo, a definição de *gradeability* também abrangerá outro aspecto: a capacidade do veículo de manter a caixa de transmissão em marcha alta. Essa característica é almejada quando o veículo é equipado com transmissão escalonada e ICE, visto que o motor atuará em zonas de maior eficiência energética nessa condição.

A capacidade de escalada dos LCVs foi avaliada em uma pista com 5% de *active*. Esse valor é considerado recorrente nas rodovias Suecas (KHARRAZI, 2015). Os resultados obtidos foram expostos na tabela 6.1.

**Tabela 6.1 – Resultados da simulação de *gradeability***

GCW 80 tonnes				GCW 60 tonnes			
Engine	Battery	$\Delta$ Speed (%)	$\Delta$ Gear	Engine	Battery	$\Delta$ Speed (%)	$\Delta$ Gear
D13	1BP/P/O	2.38	0	D11	1BP/P/O	17.07	1
	2BP/P/O	21.43	1		2BP/P/O	56.66	2
	1BP/E/O	-7.14	0		1BP/E/O	-12.20	1
	2BP/E/O	2.38	1		2BP/E/O	12.20	1
	3BP/E/O	21.43	1		3BP/E/O	53.66	2
	4BP/E/O	21.43	1		4BP/E/O	63.41	2

**Fonte: Autoria própria**

Analisando a tabela acima, foi possível afirmar que a capacidade de escalada de um caminhão convencional é aprimorada com a implementação do e-dolly. Isso ocorre para quase todas as combinações avaliadas, exceto naqueles equipadas com uma POB. Uma justificativa para tal comportamento pode ser elaborada observando as especificações dos motores D11 e D13 (tabela A.3). Comparando a potência máxima que o motor D13 e a POB fornecem ao sistema com aquela oferecida pelo D16, foi identificado que a capacidade propulsora do veículo padrão é maior do que aquela apresentada pelo híbrido (aproximadamente 10 %), o que resulta em um menor desempenho do trem de força e, portanto, de *gradeability*.

Na simulação de *gradeability*, o LCV foi tratado como “1/4” de carro. Essa hipótese infere que o peso total da combinação é sustentado por apenas um conjunto pneu-eixo. Analisando a equação 6.1, a força longitudinal máxima ( $F_{ix}^{max}$ ) que o pneu pode suportar antes que ocorra o deslizamento é dependente da carga normal ( $F_{iz}$ ).

Como a carga avaliada é de 60 ou 80 toneladas, o atrito disponível será muito alto, aproximadamente 627 kN para o maior e 470 kN para o menor PBTC, respectivamente. Nesse contexto, pode-se afirmar que o pneu não escorregará na simulação. Talvez, se o limite de aderência fosse condicionado à distribuição de carga, poder-se-ia encontrar um resultado diferente ao mencionado no parágrafo anterior, já que o LCV híbrido possui mais atrito utilizável do que o convencional.

$$F_{i_x}^{max} = \mu \cdot F_{i_z} \quad (6.1)$$

Por outro lado, a baixa performance apresentada pelo veículo com 60 toneladas não pode ser explicada da mesma forma, visto que, somadas as potências máximas dos componentes da configuração híbrida (POB e motor D11), este possui maior capacidade potencial.

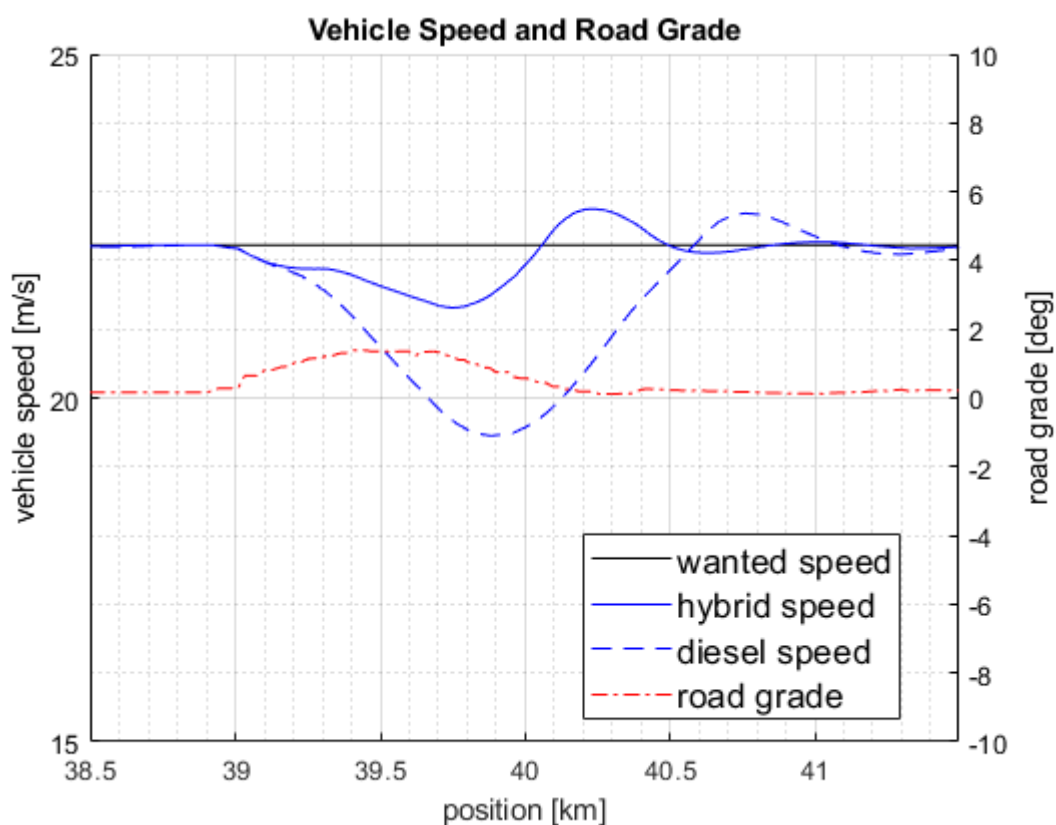
Examinando a coluna “ $\Delta Gear$ ” da tabela, verifica-se que a marcha utilizada pelo Plug-in HEV difere em uma unidade do convencional, ou seja, o automóvel está utilizando uma marcha mais elevada e com menor capacidade trativa. Supõe-se que a performance inferior exibida é motivada por essa característica. Para avaliar a suposição anterior, uma outra simulação foi realizada e uma restrição adicional foi implementada no modelo. A velocidade do veículo deve ser ao menos semelhante à aquela apresentada pelo caminhão a combustão. Da segunda simulação, observou-se que a velocidade média do LCV superou em 7% a convencional ao utilizar a mesma posição de marcha ( $\Delta Speed = 7\%$  e  $\Delta Gear = 0$ ).

### 6.2.2 Velocidade Média

As análises a seguir contemplarão apenas dois modelos de bateria, dado que os demais modelos são custosos, possuem baixa capacidade trativa ou de armazenamento. Os exemplares apreciados neste estudo foram os dois packs de POB, devido à melhor relação custo-benefício; e os três packs de EOB, uma vez que esta possui maior capacidade de armazenamento e gera a mesma potência que o exemplar anteriormente citado.

A velocidade longitudinal dos LCVs, a velocidade desejada e a inclinação da estrada foram plotadas no gráfico abaixo com o intuito de auxiliar a análise da velocidade média e sustentar os resultados obtidos no estudo de *gradeability*. A abscissa do gráfico se refere à posição do veículo relativo ao início do ciclo operacional.

Figura 6.3 – Velocidade longitudinal de um LCV híbrido e outro convencional



Fonte: Autoria própria

Como demonstrado pelos perfis da figura 6.3, a combinação híbrida sofre menos variação de velocidade do que o caminhão convencional sob a mesma condição de inclinação. Essa informação sustenta mais uma vez a conclusão apresentada na seção anterior, que o veículo acoplado com um e-dolly terá melhor desempenho na escalada devido a capacidade trativa superior. O fato de que ladeiras e outros obstáculos são superados de forma mais rápida pelo PHEV, supõe-se que a velocidade média do veículo híbrido seja superior ao do convencional dada uma mesma missão de transporte. Na tabela 6.2 são apresentados os resultados das simulações e uma comparação entre os objetos de estudo.

**Tabela 6.2 – Variação da velocidade média dos caminhões de 80 toneladas**  
80 tonnes

Battery	Charge	$\Delta$ Average Speed (%)
2BP/P/O	No	3
	Yes	2
3BP/E/O	No	3
	Yes	3

**Fonte: Autoria própria**

Como esperado, a velocidade média do HDV com e-dolly é superior ao modelo convencional, em aproximadamente 3% para todos os casos. Os valores apresentados possuem magnitudes semelhantes devido à restrição imposta ao motorista e essa deve obedecer aos limites de velocidade do OC avaliado.

### 6.2.3 Troca de Marcha

O processo de mudança de marcha provoca uma série de ações mecânicas no interior do *powertrain*, como por exemplo, o deslocamento de partes móveis (embreagens e luvas de engrenamento). Sempre que um desses elementos é engatado ou desengatado de um segundo componente ocorre o desgaste como resultado do movimento relativo entre as duas superfícies sólidas. Quando essas peças atingem um nível de deterioração crítico, faz-se necessário a substituição do item, o que conseqüentemente aumenta o custo total de propriedade. Portanto, caso dois veículos idênticos em hardware, mas diferenciados em software (estratégia de *gear shifting*), percorrerem o mesmo trajeto, aquele que executar um número maior de mudanças de marcha exibirá menor vida útil de componentes devido ao maior desgaste.

No processo de transmissão de potência, engrenagens gastas dissipam mais energia quando comparadas às recém-fabricadas pois possuem menor eficiência mecânica. Essa dissipação excessiva resultará em um consumo de combustível desnecessário e mais uma vez afetará negativamente o custo total de propriedade.

Neste sentido, reduzir o número de trocas de marcha se mostra naturalmente benéfico ao trem de força. Na tabela 6.3 são apresentadas as variações percentuais do número total de mudanças realizadas pelas arquiteturas híbridas ao final do ciclo operacional. Mais uma vez, os resultados são comparados com os veículos de referência anteriormente citados.

**Tabela 6.3 – Variação percentual da frequência de mudança de marcha dos LCVs de 80 toneladas**

80 tonnes		
Battery	Charge	$\Delta$ Gear Shifts (%)
2BP/P/O	No	-4
	Yes	-8
3BP/E/O	No	-9
	Yes	-15

**Fonte: Autoria própria**

Como esperado, os caminhões híbridos executam menos mudanças de marcha do que caminhões convencionais. Isso ocorre devido a presença de um sistema de propulsão secundário que faz com que o motor a combustão opere em níveis mais constantes de velocidade, o que evita a atuação da caixa de câmbio para possíveis correções da relação de transmissão. Além disso, se levarmos em conta que a vida útil de um caminhão é de aproximadamente 5 anos, reduzir a troca de marchas em, por exemplo, 4 % a cada ciclo percorrido poderia melhorar consideravelmente a vida útil dos componentes e o custo total de propriedade.

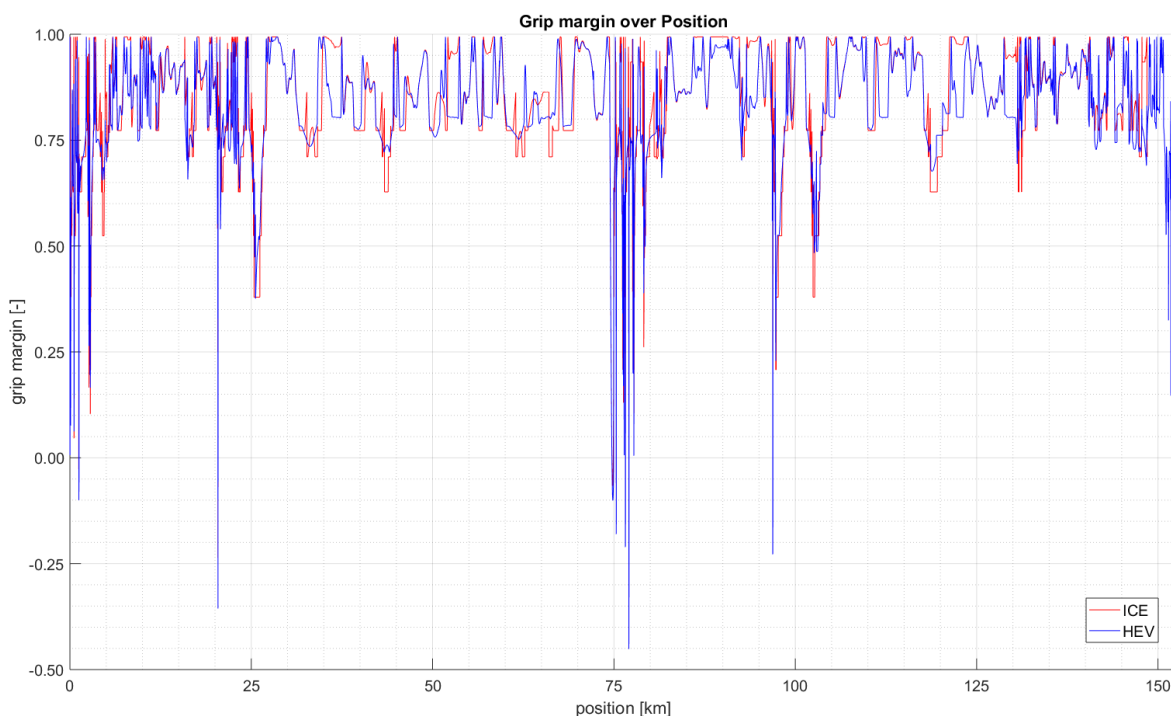


### 6.3 AVALIAÇÃO DA ESTABILIDADE VEICULAR

Veículos longos equipados com e-dolly tendem a ser dinamicamente mais instáveis do que os caminhões convencionais. A estratégia desenvolvida na seção 4.2 para avaliação da estabilidade veicular foi aplicada e seus resultados serão expostos a seguir.

A aderência dos pneus foi avaliada por pós-processamento utilizando os *outputs* das simulações longitudinais. Primeiramente, os *inputs* necessários para a inicialização do *mock-up* são instanciados. A inclinação da estrada e a velocidade do veículo são exemplos de dados de entrada para o modelo. Em seguida, o FMI é inicializado e as margens dos pneus são calculadas. A menor margem é armazenada e utilizada posteriormente para compor a curva de margem mínima, exibida na figura 6.4 Este processo foi executado para ambas as configurações de veículos (convencional e híbrido) e o comportamento das margens podem ser visualizados na ilustração abaixo.

**Figura 6.4 – Curva mínima da margem de aderência dos veículos avaliados**



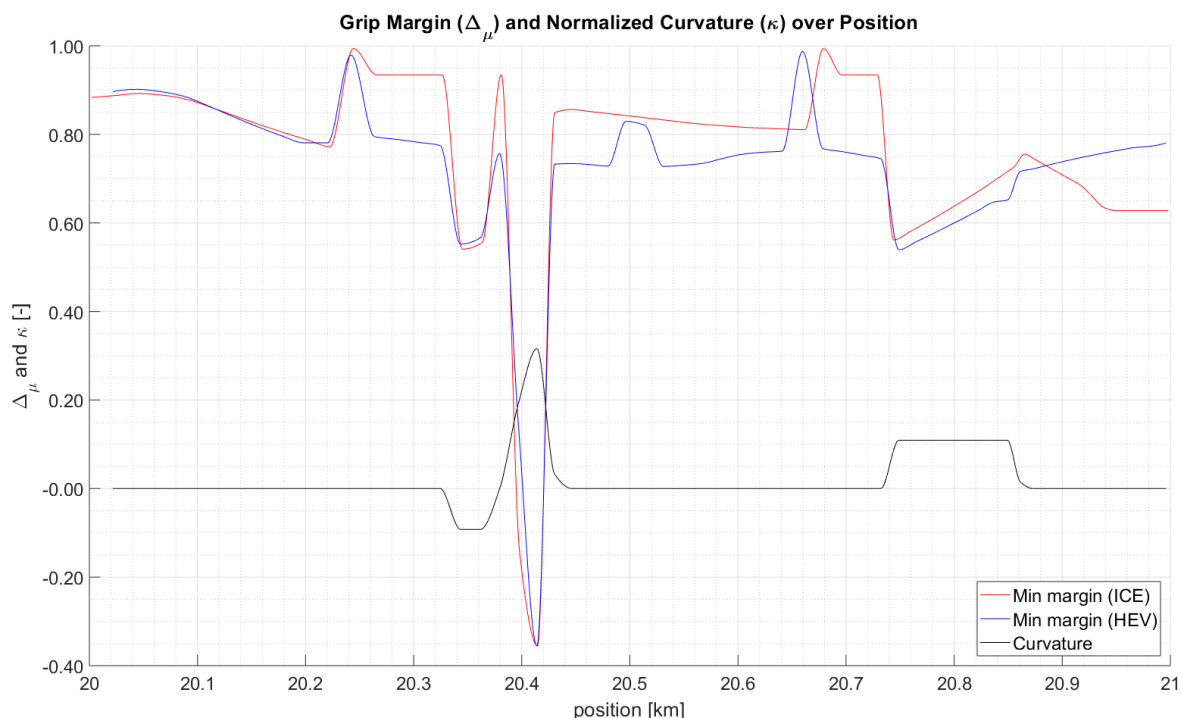
**Fonte: Autoria própria**

A partir do gráfico é possível observar que ambas as margens de aderência dos veículos apresentam comportamentos semelhantes. Para melhor entender esse resultado, a figura 6.5 foi gerada.

Ao percorrer uma curva, parte da capacidade de aderência dos pneus de um automóvel é consumida por forças laterais que passam a ter magnitudes significativas nesses cenários. Desse modo, subtemde-se que o deslizamento dos pneus sobre o asfalto se torna mais passível de ocorrer em curvas do que em linha reta. Além do mais, é possível inferir a partir das ilustrações que rodas esterçadas tem sua capacidade de aderência severamente reduzida e que a depreciação é proporcional ao ângulo de esterçamento dos pneus.

Os comportamentos discutidos anteriormente são observados com frequência na literatura (JACOBSON et al, 2017b) e considerados plausíveis para automóveis sobre rodas. Portanto a abordagem desenvolvida para avaliar a estabilidade do caminhão é considerada confiável e, a partir dos gráficos, pode-se afirmar que a estabilidade dinâmica de um veículo longo equipado com e-dolly é levemente prejudicada se comparada com o mesmo veículo não equipado com este dispositivo.

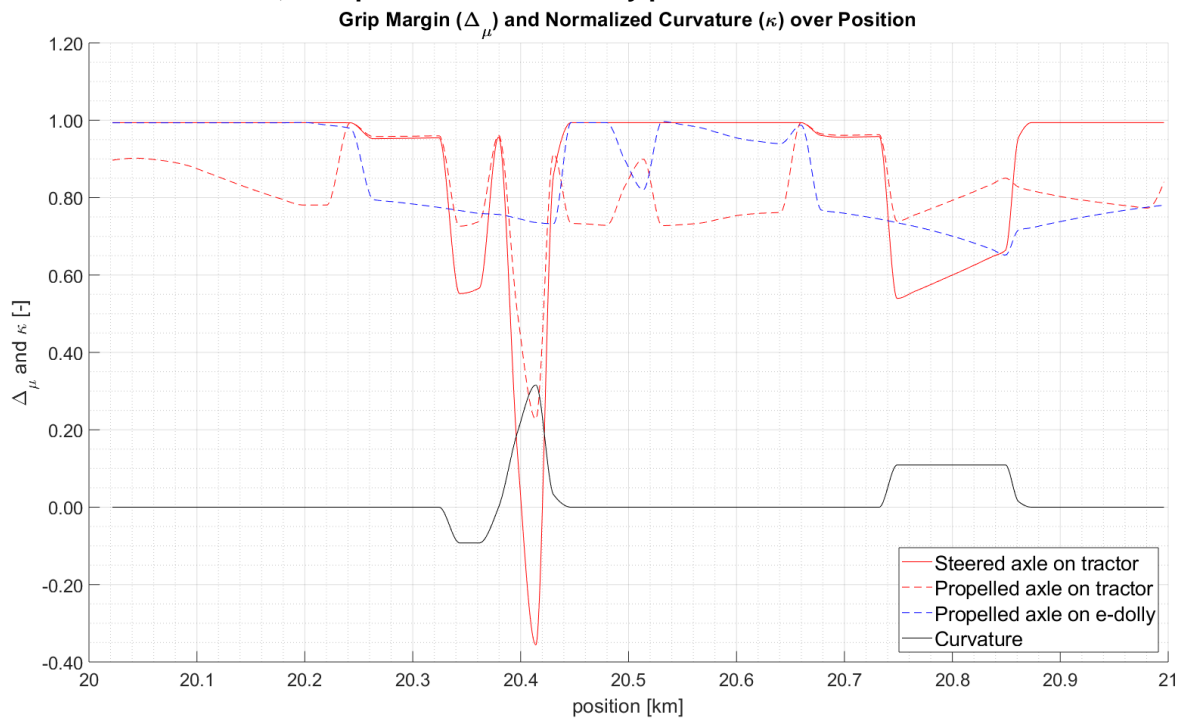
**Figura 6.5 – Curvas normalizadas das margens de aderência do veículo híbrido e convencional, e o grau de curvatura da pista do OC**



**Fonte: Autoria própria**

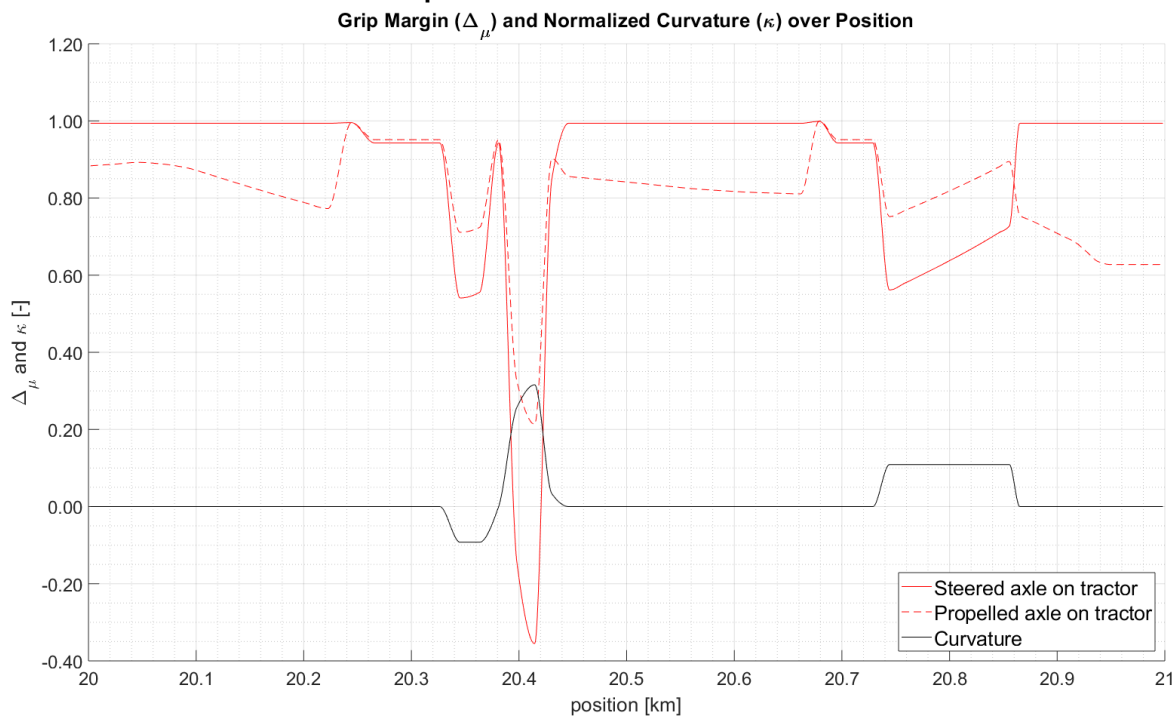
Considerando o comportamento da margem dos eixos selecionados, exibidos nas figuras 6.6 e 6.7, é possível afirmar que o eixo direcional é o principal responsável por rebaixar a curva de aderência do caminhão ilustrada na figura 6.5. Também é possível inferir que a estabilidade lateral da combinação híbrida não é afetada excessivamente pelo eixo trativo adicional do e-dolly. A principal diferença entre um caminhão com e outro sem o dolly eletrificado é o eixo responsável pela redução da margem de aderência. Para o veículo hibridizado o pneu com margem mínima oscila entre os eixos trativos do trator e do dolly de acordo com as ações tomadas pela unidade de controle.

**Figura 6.6 – Curvas das margens de aderência dos pneus trativo e esterçante da unidade tratora, e do pneu trativo do e-dolly pertencentes ao LCV híbrido**



Fonte: Autoria própria

**Figura 6.7 - Curvas das margens de aderência dos pneus trativo e esterçante da unidade tratora pertencentes ao LCV convencional**



Fonte: Autoria própria

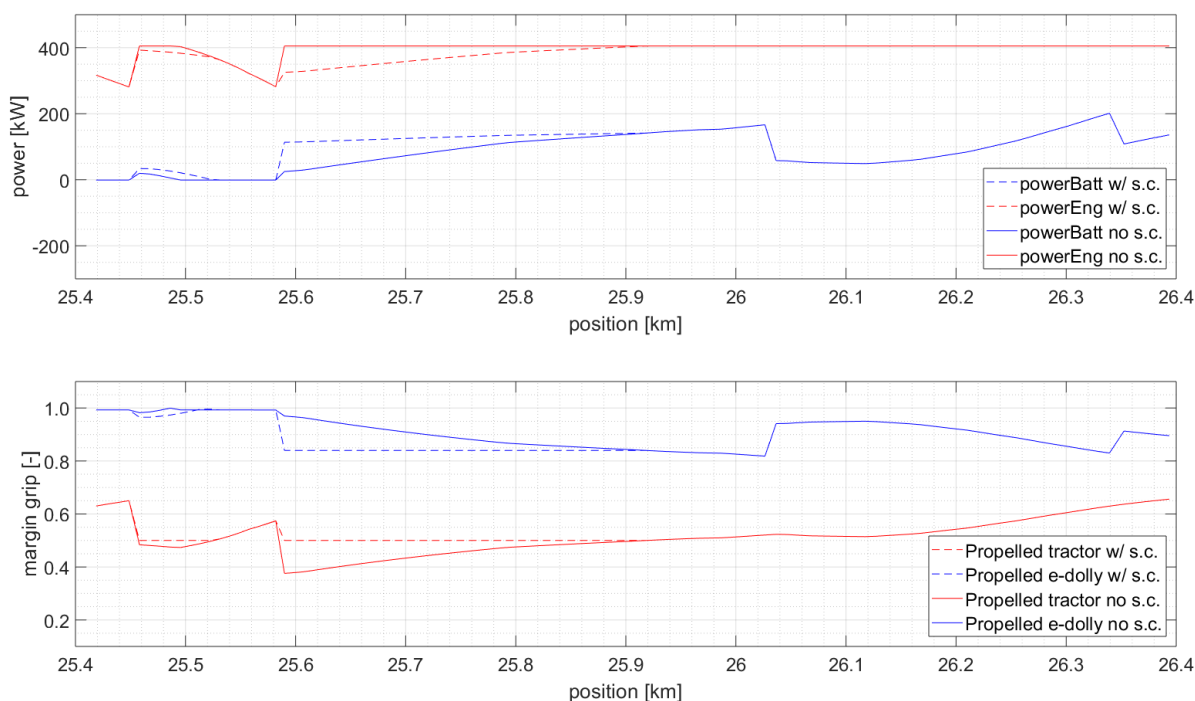
## 6.4 A INFLUÊNCIA DA RESTRIÇÃO DE ESTABILIDADE NAS AÇÕES DE CONTROLE

Atualmente, o sistema de controle de um automóvel é moldado a partir das características do *powertrain*, dentre elas estão a potência do motor, da bateria e o peso do veículo. Por essa razão, a modelagem é considerada longitudinal, ou seja, apenas os fatores que influenciam o deslocamento do veículo no eixo “*x*” (ISO 8855) são considerados no software. Com o objetivo de identificar como o controle se comporta com a inclusão da dinâmica lateral uma *constraint* de estabilidade foi implementada no algoritmo de controle. Dessa forma poderá ser observado como o controlador e suas decisões são afetadas, e verificar se as variações apresentam discrepância substancial em relação as ações usuais. Caso haja, espera-se que a diferença no consumo de combustível também seja substancial, levando a crer que é necessário a presença de restrições de dinâmica lateral nos controles atuais.

Para realizar este estudo, um segmento do ciclo operacional que requer o esterçamento dos pneus e uso o de ambos os *powertrains* foi escolhido. O diagrama abaixo mostra como a distribuição de energia se comporta para cada estratégia estudada (com e sem a restrição). Além do mais, ambos os algoritmos demandam a mesma quantidade de energia para o trem de força, de modo que uma comparação razoável seja feita.

Na figura 6.8, a cor azul é utilizada para representar variáveis associadas ao e-dolly, isto é, a potência de saída da bateria e a margem de aderência do eixo trativo elétrico. A cor vermelha, por outro lado, representa variáveis relacionadas à unidade do trator. Além disso, linhas tracejadas caracterizam ações tomadas pela unidade de controle com a restrição de estabilidade (equação 3.13) enquanto as contínuas se referem a decisões sem essa restrição.

**Figura 6.8 – Margem de aderência e a potência propulsora de diversos eixos do LCV híbrido. São consideradas duas estratégias de controle, uma com e outra sem a *constraint* de estabilidade**



**Fonte: Autoria própria**

Considerando o cenário onde a restrição de estabilidade não é aplicada, o  $\Delta_{\mu}$  do eixo trativo do cavalo estava abaixo do limite, aproximadamente 0,38 no quilometro 25,6. No entanto, examinando a margem do eixo propulsor do e-dolly, uma considerável aderência está disponível para uso por aquele eixo, que poderia ser usado para auxiliar o primeiro eixo. Depois de implementar a restrição de prensão no algoritmo, uma ação de divisão diferente é escolhida pela unidade de controle. Agora, o motor fornece menos energia do que antes, aumentando a margem de aderência do eixo propulsionado do trator. O oposto acontece com a bateria, que é usada para suprir a demanda de energia restante do motorista.

Sabe-se que a margem de aderência é inversamente proporcional as forças longitudinais e laterais que atuam sobre o veículo. Portanto, se a força lateral for nula e a potência entregue aos pneus for reduzida, a força longitudinal sobre o eixo também será diminuída, aumentando a margem de aderência. Dito isso, é possível notar na figura 6.8 que ambos os diagramas mostram um comportamento espelhado decorrente dessa característica. Além disso, também pode-se afirmar que a margem exibirá um comportamento espelhado para qualquer oscilação de energia futura, como apresentado na figura.

Para melhor compreender como o controlador realiza suas funções, uma seção do ciclo que contém um evento instável foi usada para demonstrar como a distribuição de energia muda devido à inclusão da restrição da margem de aderência. Na tabela 6.4 são apresentadas as ações realizadas pelo sistema de controle e seus respectivos resultados.

**Tabela 6.4 – Ações da unidade de controle com e sem a *constraint* de estabilidade**

Variable	Split Decisions		
	With Lat. Control	Without Lat. Control	Unit
$P_{dem}$	370	370	$kW$
$P_{delivered}$	418	410	$kW$
$P_{batt}$	87	5	$kW$
$P_{eng}$	331	405	$kW$
$\Delta_{\mu}$	+10.35	-9.81	%

**Fonte: Autoria própria**

Ao observar os resultados, nota-se que quando o controlador negligencia a restrição quase toda a demanda de energia é fornecida pelo motor. Isso, por sua vez, faz com que a aderência disponível na roda do trator caia abaixo do limite. Com isso a roda desliza frontal ou lateralmente, convertendo energia em calor e desgastando o pneu. Em contrapartida, no caso “com restrição lateral” é possível verificar que a unidade de controle toma uma ação diferente para manter a aderência do pneu acima do limite. Para isso o eixo trativo elétrico foi feito utilizado para auxiliar o motor a diesel, mantendo a aderência do eixo propulsor do trator em uma região segura.

Por fim, uma vez que o conceito de margem de aderência for aplicado como uma restrição no problema de otimização, diferentes ações serão obtidas. Assim, pode-se afirmar que restrições de estabilidade afetam as ações da unidade de controle. Contudo, estas decisões diferem apenas em seções particulares do ciclo de operação, como por exemplo, durante eventos de instabilidade veicular. Sabendo que esses eventos são esporádicos, pode-se também afirmar que para simulações cujo objetivo for estimar o consumo de energia, essas diferentes ações podem não produzir impacto significativo no resultado final.

## 6.5 A INFLUÊNCIA DAS LIMITAÇÕES DE BARRA DE TRAÇÃO NAS DECISÕES DE CONTROLE

Com relação ao quarto objetivo descrito na seção 1.4.2, foi proposta uma expressão para estimar a magnitude de forças na barra de tração. Para possibilitar a implementação dessa equação no algoritmo de otimização como uma restrição, sem aumentar seu tempo de execução, a equação foi concebida de forma explícita, como representado na equação 6.2. Essa restrição só é capaz de estimar forças longitudinais sobre a junta de acoplamento da barra, considerando que as barras de tração são frequentemente submetidas a forças longitudinais de *push and pull*. A fim de solucionar a equação idealizada, devem ser informadas ao software as forças nos eixos ( $F_{i_x}$ ) e a distribuição de massa do veículo.

Na equação 6.2, “ $m_e$ ” é a massa puxada pelo e-dolly e “ $m_t$ ” a massa puxada pela unidade tratora (cavalo). No apêndice B pode ser encontrada a metodologia utilizada para a concepção da restrição.

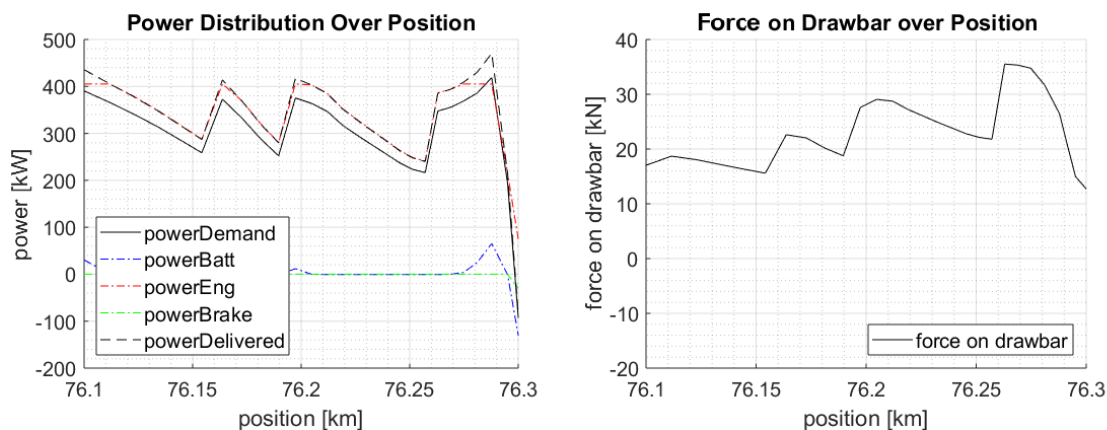
$$F_d = \frac{(F_{1_x} + F_{2_x} + F_{3_x} + F_{4_x} + F_{5_x} + F_{6_x}) \cdot \left(\frac{m_e}{m_t}\right) - (F_{7_x} + F_{8_x} + F_{9_x} + F_{10_x} + F_{11_x})}{1 + \left(\frac{m_e}{m_t}\right)} \quad (6.2)$$

A equação 6.2 foi projetada para auxiliar o desenvolvedor de duas formas. A primeira considera se o modelo da barra de tração suporta, ou não, as cargas longitudinais originadas do movimento do caminhão. Já a segunda, compreende como o algoritmo de otimização atua na presença de restrições não convencionais.

Os gráficos das figuras 6.9 e 6.10 pertencem a duas simulações distintas. Para cada uma delas, o limite mecânico da barra de tração foi modificado. A força máxima permitida no acoplamento da primeira simulação foi fixada em 100 quilonewtons e na segunda em 20 quilonewtons. A distribuição da potência e da força de tração ao longo do ciclo operacional permite evidenciar como a CU se comporta em relação a influência da *constraint* e por isso são exibidas nos gráficos a seguir.



**Figura 6.9 – Curvas de distribuição de potência e da força na barra de tração de um veículo cuja *drawbar* possui um limite mecânico de 100 kN**

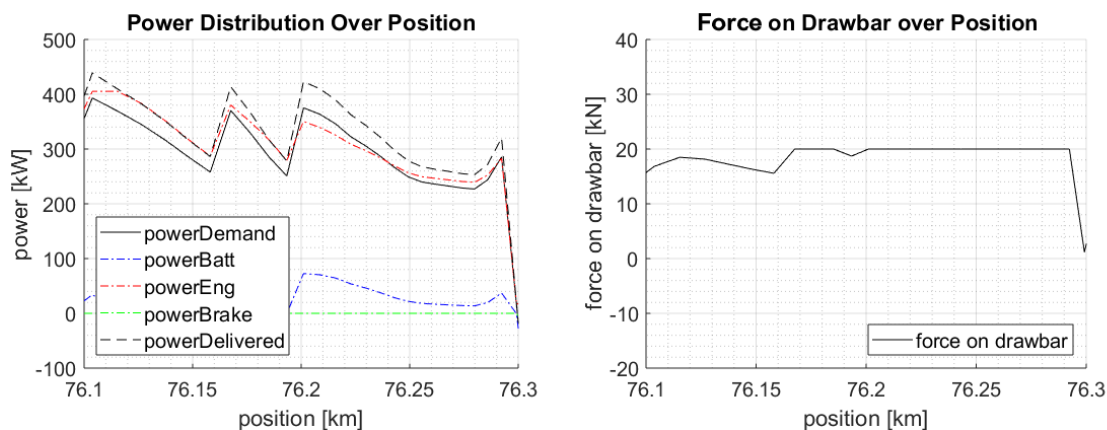


**Fonte: Autoria própria**

Na figura 6.9 é evidenciado que o rodotrem se utiliza majoritariamente do motor a combustão para promover sua locomoção (linha tracejada vermelha). Como consequência dessa estratégia, a força sobre o acoplamento da barra de tração atinge um valor máximo de, aproximadamente, 30 quilonewtons (kN), valor abaixo do limite de 100 quilonewtons imposto na simulação. Se o limite for alterado para 20 *kN* (segundo caso), o controlador deve optar por uma estratégia alternativa cujo objetivo seria reduzir a amplitude da força sobre o acoplamento, impedindo a superação do limite definido.

O cenário no qual o limite é fixado em 20 *kN* está apresentado na figura 6.10. Nessa, é possível observar que para atender a *constraint*, o controlador optou por utilizar a máquina elétrica para propulsionar o segundo semirreboque e reduzir a força na barra de tração. Na figura, pode-se observar a resposta do controlador à eficácia da formulação proposta e ao algoritmo aderido. A análise da figura 6.10 permite ainda observar como um sistema de controle pode ser modelado com diversas restrições para atender a novos objetivos.

**Figura 6.10 – Curvas de distribuição de potência e da força na barra de tração de um veículo cuja *drawbar* possui um limite mecânico de 20 kN**

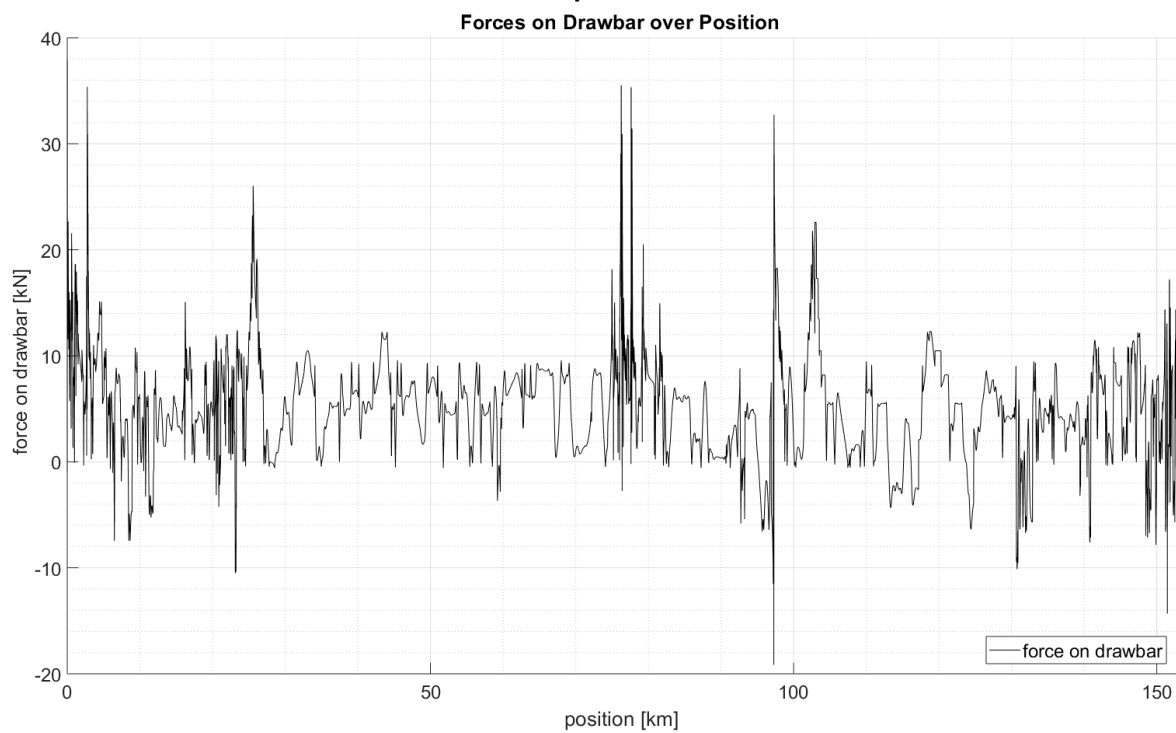


**Fonte: Autoria própria**

Além das análises feitas nos intervalos do ciclo, foi efetuada outra investigação que compreende toda a extensão do ciclo operacional para o limite de 100 kN, essa é retratada na figura 6.11. Ao examinar a resposta do modelo, o maior valor de força encontrado no ciclo foi três vezes inferior ao limite de resistência mecânica da *drawbar* (100 kN). Logo, supõe-se que o fator de segurança do produto seja próximo de três, número comumente aplicado em componentes mecânicos de caminhões pesados. Essa observação indica que a equação desenvolvida gera resultados confiáveis e passíveis de utilização em análises mais técnicas.

Adicionalmente, o consumo de combustível apresentado por ambas estratégias (20 kN e 100 kN) também pode ser comparado. Na figura 6.11 foi observado que a magnitude da força na barra de tração permanece na maior parte do ciclo abaixo de 20 kN. Se o valor máximo de força permitido na barra for reduzido para 20 kN, é esperado que as ações do controlador não se alterem significativamente em comparação à estratégia limitada a 100 kN. Devido a semelhança das ações é possível presumir que o consumo de combustível não irá se alterar de forma significativa caso a restrição seja reduzida para o menor valor. Os resultados das simulações mostraram que, se o limite for definido em 20 kN, o veículo consumirá 1% a mais de combustível do que o outro caso, desvio considerado razoável assumida a hipótese acima mencionada.

**Figura 6.11 – Força sob a barra de tração gerada pela propulsão e frenagem do veículo9. O limite mecânico do componente foi fixado em 100 kN**



**Fonte: Autoria própria**

## 7 CONCLUSÃO

Este trabalho forneceu uma visão geral do conceito e-dolly, explorando a forma como esse equipamento afeta o consumo de energia e o desempenho do trem de força de LCVs. Além disso, este estudo, permitiu a investigação de como as restrições de estabilidade dinâmica alteram as decisões de fracionamento energético feitas pela CU de um veículo híbrido. Um modelo de simulação longitudinal e um controlador ECMS adaptativo foram utilizados e descritos neste trabalho. No estudo, um pequeno conjunto de baterias e motores foram avaliados.

Com base nos dados observados, pode-se afirmar que o e-dolly é um produto promissor para o mercado de caminhões pesados. Veículos acoplados a esse sistema e equipados com um motor de potência inferior mostraram uma economia de aproximadamente 16% de combustível e melhor desempenho em quase todos os aspectos veiculares como o aumento de 21% na capacidade de escalada, de 3% na velocidade média e uma redução de 4% na frequência de mudanças de marcha.

No que diz respeito à estabilidade do veículo, a análise realizada na seção 6.4 mostrou que *constraints* de estabilidade afetam as decisões da CU apenas em cenários de instabilidade dinâmica, que são incomuns no ciclo avaliado por este estudo. O alto tempo de computação, a formulação complexa e o baixo impacto de um algoritmo de controle que considera esse tipo de *constraints*, desencorajam a aplicação dessa abordagem em simulações que, por exemplo, são usadas para estimar o consumo energético de veículos que executam uma tarefa de distribuição. Entretanto, a abordagem apresentada pode ser útil para entender como a CU poderia atuar em casos de instabilidade dinâmica veicular.

## 8 TRABALHOS FUTUROS

Este estudo avaliou o desempenho de rodotrens equipados com dollys eletrificados, contudo, um bom desempenho de um LCV nem sempre significa rentabilidade. Dito isto, deve-se investigar o custo total de propriedade desses veículos, de forma que, a partir de uma perspectiva financeira seja possível identificar os cenários nos quais um caminhão convencional pode se beneficiar do e-dolly. A partir do estudo proposto, previsões para o cenário global automotivo também poderiam ser feitos levando em consideração que o preço do combustível e a taxa dos impostos sobre veículos a combustão devem crescer ao tempo que o custo de baterias, energia e de carros elétricos devem diminuir nos próximos anos devido a incentivos fiscais e progressão da tecnologia de baterias.

Para aperfeiçoar a estratégia da CU e sua precisão nos resultados, principalmente no que se refere ao consumo de combustível, uma curva de referência ótima para o estado de carga da bateria pode ser obtida e implementada no algoritmo. Assim, ações ótimas globais podem ser tomadas pela CU. Além disso, com a curva ótima, poderia ser verificado como os sistemas de controle e de segurança ativa (*active safety*) se comportariam quando o veículo estivesse sujeito a cenários de instabilidade dinâmica veicular.

O sistema de equações representante da dinâmica lateral do veículo pode ser aprimorado para um modelo *two-track*. Assim, os eventos de instabilidade veicular seriam descritos com maior autenticidade, já que esse modelo comporta transferência de carga lateral e avalia torques assimétricos em um mesmo eixo. Ademais, o modelo do pneu também poderia ser alterado para outro mais robusto, por exemplo, pela fórmula mágica dos pneus (PACEJKA, 2005), para descrever melhor o contato pneu-solo, e assim, a estabilidade dinâmica veicular.

Quanto aos modelos matemáticos do *powertrain*, propõe-se que estes sejam aprimorados por meio da calibração dos parâmetros de *gear-shifting* ou pela implementação de estratégias mais complexas e assertivas.

Por fim, sugere-se que seja desenvolvida uma expressão matemática explícita para avaliar a margem de aderência ( $\Delta\mu$ ) dos pneus. A implementação dessa

expressão no Matlab® evitaria a utilização do FMU e, conseqüentemente, diminuiria o tempo de computação requerido para a verificação da instabilidade.

## REFERÊNCIAS

BERRUETA, A. et al. Comparison of state-of-charge estimation methods for stationary lithium-ion batteries. In: ANNUAL CONFERENCE OF THE IEEE INDUSTRIAL ELECTRONICS SOCIETY. 42., 2016, Florença. **Anais...** Nova Jersey: 2016. p. 2010-2015.

ENGLUND, R. **Setting the equivalence factor in equivalent consumption minimization strategy using reinforcement learning based controller.** 2017. Dissertação (Mestrado) – Department of Mechanics and Maritime Sciences, Chalmers University of Technology. Gotemburgo, 2017.

EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY (EEA). Greenhouse gas emissions from transport. Nov., 2018. Disponível em: <<https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-emissions-of-greenhouse-gases/transport-emissions-of-greenhouse-gases-11>>. Acesso em: 27 fev. 2019.

GHANDRIZ, T. Optimization based design of heterogeneous truck fleet and electric propulsion. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON INTELLIGENT TRANSPORTATION SYSTEMS. 19., 2016. **Anais...** Rio de Janeiro: IEEE, 2016.

GHANDRIZ, T. et al. Sensitivity analysis of optimal energy management in plug-in hybrid heavy vehicles. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON INTELLIGENT TRANSPORTATION ENGINEERING (ICITE). 2., 2017, Singapura. **Anais...** Nova Jersey, 2017. p. 320-327.

JACOBSON, B. et al. An open assessment tool for performance based standards of long combination vehicles. Chalmers University of Technology, 2017.

JACOBSON, B. et al. Vehicle dynamics: compendium. Gotemburgo: Chalmers, 2017.

JAGER, B.; KEULEN, T. V.; KESSELS, J. Optimal control of hybrid vehicles. Londres: Springer, 2013.

KATI, M. S. Definitions of performance based characteristics for long heavy vehicle combinations. Chalmers University of Technology, 2013.

KHARRAZI, S.; KARLSSON, R. Performance based standards for vehicle combinations with weight and/or dimensions exceeding the specified limits in the Directive 96/53/EC: a pre-study for CEDR. Statens väg-och transportforskningsinstitut, 2015.

MAREEV, I.; BECKER, J.; SAUER, D. U. Battery Dimensioning and Life Cycle Costs Analysis for a Heavy-Duty Truck Considering the Requirements of Long-Haul Transportation. **Energies**, Aachen, v. 11, n. 1, p. 55, dez. 2017.

MCKINSEY & COMPANY. How automakers can drive electrified vehicle sales and profitability. Nova Iorque, 2017.

ONORI, S.; SERRAO, L.; RIZZONI, G. Hybrid electric vehicles: energy management strategies. Londres: Springer, 2016.

PAPALAMBROS, P.; WILDE, D. Principles of optimal design: modeling and computation. Cambridge: Cambridge university press, 2000.

PACEJKA, H. Tire and vehicle dynamics. Reino Unido: Elsevier, 2005.

PETTERSSON, P. **Model for automatically shifted truck during operating cycle for prediction of longitudinal performance**. 2016. Dissertação (Mestrado) – Department of Mechanics and Maritime Sciences, Chalmers University of Technology. Gotemburgo, 2016.

PETTERSSON, P. **On numerical descriptions of road transport missions**. 2017. Dissertação (Licentiate of Engineering in Machine and Vehicle Systems) – Department of Mechanics and Maritime Sciences, Chalmers University of Technology. Gotemburgo, 2017.

SCHMALSTIEG, J. et al. A holistic aging model for Li(NiMnCo)O<sub>2</sub> based 18650 lithium-ion batteries. **Journal of Power Sources**, v. 257, n.1, p. 325-334, jul. 2014.

SERRAO, L.; ONORI, S.; RIZZONI, G. ECMS as a realization of Pontryagin's minimum principle for HEV control. In: 2009 American control conference. 2009, St. Louis. **Anais....** IEEE, 2009. p. 3964-3969.



SIVERTSSON, M.; SUNDSTRÖM, C.; ERIKSSON, L. Adaptive control of a hybrid powertrain with map-based ECMS. **IFAC Proceedings Volumes**, v. 44, n. 1, p. 2949-2954, 2011.

SUNDSTRÖM, P.; JACOBSON, B.; LAINE, L. Vectorized single-track model in Modelica for articulated vehicles with arbitrary number of units and axles. In: INTERNATIONAL MODELICA CONFERENCE. 10., 2014, Lund. **Anais...** Lund: Linköping University Electronic Press, 2014. p. 265-271.

WINKLER, C. B.; FANCHER, P.; MACADAM, C. C. Parametric analysis of heavy duty truck dynamic stability. Washington, D.C.: National Highway Traffic Safety Administration, 1983.

## **APÊNDICE A** - Especificações de *Hardwares*

## Tabelas de Especificações

**Tabela A.1 – Especificações das baterias avaliadas neste trabalho.  
BP – packs de bateria; P – power; E – energy; O - optimized**

Battery Specification							
Label	1BP-PO	2BP-PO	1BP-EO	2BP-EO	3BP-EO	4BP-EO	Unit
$E_{batt}$	33	66	170	340	510	680	<i>MJ</i>
$P_{min}$	-150	-300	-100	-200	-300	-400	<i>kW</i>
$P_{max}$	150	300	100	200	300	400	<i>kW</i>
$V_{nom}$	3	3	3.5	3.5	3.5	3.5	<i>V</i>
$n_{cell/pack}$	200	200	360	360	360	360	-
$R_{cell}$	0.003	0.003	0.004	0.004	0.004	0.004	$\Omega$

Fonte: Volvo AB (adaptado)

**Tabela A.2 – Massa do cavalo mecânico, primeiro semirreboque, e-dolly e do segundo semirreboque, respectivamente da esquerda para a direita**

Mass Distribution					
80t	9841	33101	3200	33800	<i>kg</i>

Fonte: OpenPBS

**Tabela A.3 – Especificações dos motores a combustão avaliados neste trabalho**

Engine Specification			
Engine	Max Power ( <i>kW</i> )	Max Torque ( <i>Nm</i> )	Max Exhaust Braking Power ( <i>kW</i> )
D11K450	332	2150	160
D13K540	397	2600	200
D16K750	552	3550	230

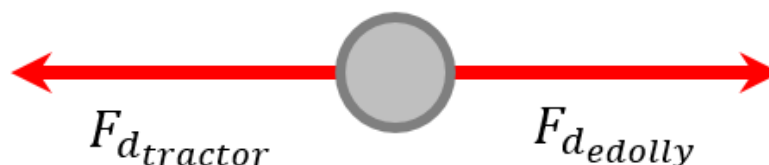
Fonte: Volvo AB

**APÊNDICE B - *Constraint* da Barra de tração**

## Desenvolvimento da Restrição

Neste trabalho, a barra de tração foi modelada como um ponto de massa nula. Sob esse mecanismo, podem estar presentes forças de tração e compressão como ilustrado na figura B.1. Estas são originadas pelas forças de ação e reação i) do conjunto de cavalo mecânico e primeiro semirreboque ( $F_{d_{tractor}}$ ), e ii) do conjunto e-dolly e segundo semirreboque ( $F_{d_{dolly}}$ ). O sistema de coordenadas usado para derivar a expressão baseia-se na ISO 8855.

Figura B.1 – Diagrama de corpo livre de uma barra de tração



Fonte: Autoria própria

Baseado no diagrama de corpo livre (*free-body diagram*, FBD) acima, a equação de equilíbrio abaixo foi derivada.

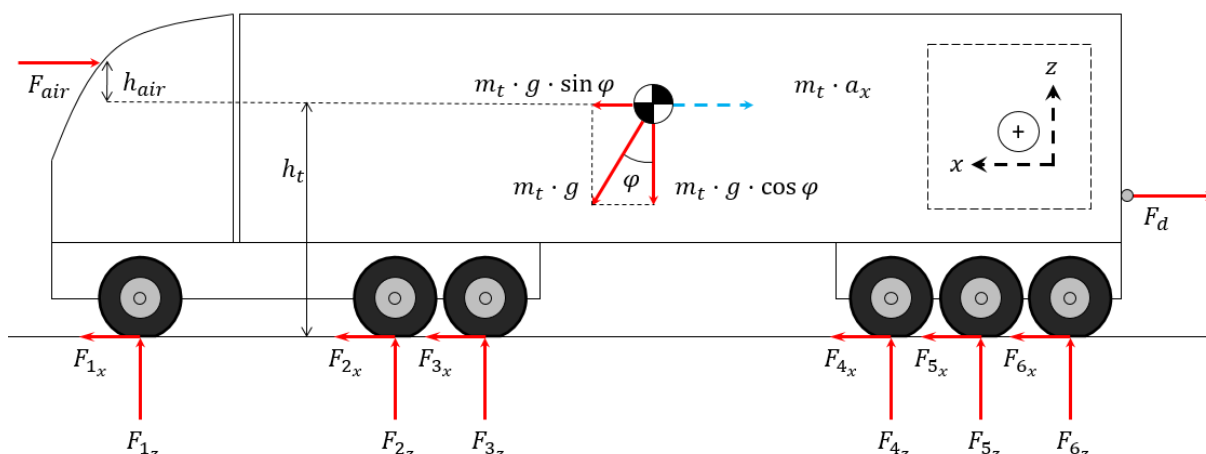
$$F_{d_{tractor}} - F_{d_{dolly}} = 0$$

Então,

$$F_{d_{tractor}} = F_{d_{dolly}} = F_d$$

Para encontrar as contribuições de  $F_{d_{tractor}}$  e  $F_{d_{dolly}}$ , o problema foi dividido em duas unidades principais do veículo longo. Primeiramente, a magnitude da carga do cavalo mecânico foi endereçada. O FBD deste é mostrado na figura B.2.

Figura B.2 – Diagrama de corpo livre do conjunto cavalo mecânico e primeiro semirreboque



Fonte: Autoria própria

Aplicando o equilíbrio na direção longitudinal “ $x$ ”, a seguinte equação abaixo foi encontrada. Nela, “ $\varphi$ ” é o grau da estrada, “ $g$ ” é a aceleração da gravidade, “ $m_t$ ” é a massa do conjunto avaliado, “ $F_{air}$ ” é a resistência de arrasto do ar, “ $F_{i_x}$ ” é a força no eixo “ $i$ ” e “ $a_x$ ” a aceleração longitudinal do caminhão.

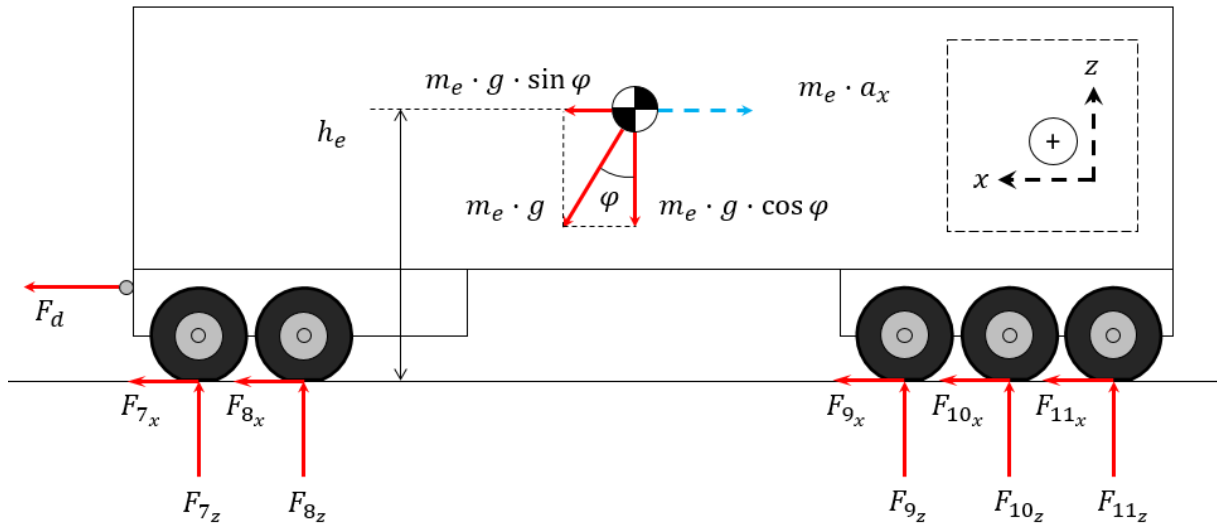
$$F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} + (\sin \varphi \cdot m_t \cdot g) - (m_t \cdot a_x) - F_{air} - F_d = 0$$

Para resolver o sistema de equações que será formado após a análise do segundo conjunto e, conseqüentemente, para se obter uma expressão de  $F_d$ , foi necessário que uma variável comum a ambos os conjuntos fosse selecionada e explicitada na equação anterior. A aceleração longitudinal,  $a_x$ , foi então escolhida.

$$a_x = \frac{F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} + (\sin \varphi \cdot m_t \cdot g) - F_{air} - F_d}{m_t}$$

Fazendo a análise do segundo conjunto, uma outra equação foi obtida a partir da análise da figura B.3 para compor o sistema de equações mencionado.

Figura B.3 – Diagrama de corpo livre do conjunto e-dolly e segundo semirreboque



Fonte: Autoria própria

Do equilíbrio, a equação abaixo foi encontrada. “ $m_e$ ” é a massa total do segundo conjunto.

$$F_{7x} + F_{8x} + F_{9x} + F_{10x} + F_{11x} + (\sin \varphi \cdot m_e \cdot g) - (m_e \cdot a_x) + F_d = 0$$

Novamente, rearranjando a equação em função da aceleração longitudinal,

$$a_x = \frac{F_{7x} + F_{8x} + F_{9x} + F_{10x} + F_{11x} + (\sin \varphi \cdot m_e \cdot g) + F_d}{m_e}$$

O sistema de equações foi obtido e, portanto, a equação de  $F_d$  pôde ser encontrada.

$$F_d = \frac{(F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x}) \cdot \left(\frac{m_e}{m_t}\right) - (F_{7x} + F_{8x} + F_{9x} + F_{10x} + F_{11x})}{1 + \left(\frac{m_e}{m_t}\right)} \quad (\text{B.1})$$

A equação B.1 foi utilizada para avaliar a restrição da barra de tração no algoritmo de controle.