

**Estudo da viabilidade energética de  
amortecedores regenerativos de relutância  
magnética comutados em veículos elétricos  
pesados e de todo-o-terreno**  
(Versão final após defesa)

**José Luís Antunes de Almeida**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia Eletromecânica**  
(2<sup>o</sup> ciclo de estudos)

Orientador: Prof<sup>a</sup>. Doutora Maria do Rosário Alves Calado

**novembro de 2023**

**Folha em branco**

# Declaração de Integridade

Eu, José Luís Antunes de Almeida, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição M10622 do curso de 2º ciclo de Engenharia Eletromecânica da Faculdade de Engenharia, declaro ter desenvolvido o presente trabalho e elaborado o presente texto em total consonância com o Código de Integridade da Universidade da Beira Interior.

Mais concretamente afirmo não ter incorrido em qualquer das variedades de Fraude Académica, e que aqui declaro conhecer, que em particular atendi à exigida referenciação de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã 27/11/2023

José Luís Antunes de Almeida

**Folha em branco**

# **Agradecimentos**

Quero agradecer a todas as pessoas que me ajudaram positivamente neste percurso académico que vai terminar, desde família e amigos, a professores e colegas de curso.

**Folha em branco**

# **Resumo**

Nesta dissertação vai-se estudar a viabilidade energética de amortecedores regenerativos de relutância magnética comutados em veículos elétricos pesados e de todo-o-terreno.

Os veículos elétricos vão ser cruciais no futuro dos transportes terrestres, tendo vindo a servir de alternativa aos veículos de combustão interna, mais poluentes, para mitigar e reduzir os efeitos do aquecimento global.

Nos veículos elétricos existe a possibilidade de reutilização de alguma da energia desperdiçada durante o movimento. Neste trabalho, estuda-se a possibilidade de aproveitar a energia proveniente das irregularidades da estrada através do uso de uma suspensão ativa regenerativa.

Vai ser abordado o estado atual da tecnologia e as várias topologias já estudadas, sendo ainda proposta, simulada e analisada, de forma pormenorizada, uma solução de conversão de energia, usando um gerador linear de relutância variável comutado. O estudo e análise dessa nova proposta serão feitos com recurso aos softwares FEMM e MatLab.

## **Palavras-chave**

Suspensão regenerativa; Suspensão ativa; Veículo elétrico; Veículo de todo-o-terreno; Veículo pesado; Gerador Linear de Relutância Variável Comutado

**Folha em branco**

# **Abstract**

The study of the energetic viability of magnetic switched reluctance dampers in electric heavy vehicles and electric off-road vehicles will be the focus of this dissertation.

Electric vehicles are going to be crucial in the future of land transportation, as an alternative to the internal combustion engine vehicles, more pollutants, in order to mitigate and reduce the effects of global warming.

Also, the electric vehicle has the possibility to reuse the energy dissipated during the movement. In this work, it is studied the possibility of harvesting the energy from the road's irregularities through the use of an active regenerative suspension.

The current state of technology and the various solutions already studied in the literature will be discussed, and a new solution for the energy conversion will be proposed in this work, based on a tubular linear switched reluctance generator. The study and analysis of that solution will be made in detail, by using the FEMM and the MatLab softwares.

## **Keywords**

Regenerative Suspension; Active Suspension; Electric Vehicle; Off-Road Vehicle; Heavy Vehicles; Tubular linear switch reluctance generator

**Folha em branco**

# Índice

1	Introdução	1
1.1	Estado da arte	1
1.2	Breve resumo histórico dos veículos elétricos	3
1.3	Objetivos	6
2.	Suspensão	7
2.1	Diferentes tipos de suspensões	8
2.1.1	Suspensões passivas	9
2.1.2	Suspensões semi-ativas	10
2.1.3	Suspensões ativas	11
2.2	Suspensões regenerativas	12
2.2.1	Suspensões regenerativas com mecanismos de transmissão	13
2.2.2	Suspensões regenerativas sem mecanismos de transmissão	14
3.	Máquina linear de relutância variável comutada	16
3.1	Princípio de funcionamento	16
3.2	Características magnéticas	18
3.3	Gerador trifásico tubular de relutância variável comutado	19
4.	Dimensionamento analítico e numérico de uma suspensão ativa	22
4.1	Modelação de uma suspensão	22
4.2.1	Modelação de uma suspensão eletromagnética ativa	23
4.2.2	Parâmetros de suspensão dos veículos analisados	24
4.2	Perfis de estrada	25
4.2.1	Geração de um perfil de estrada	26
4.3	Modelo adotado do gerador trifásico tubular de relutância variável comutado	28
4.3.1	Modelo matemático	29
4.3.2	Conversor de potência	32
4.4.	Controlo	33
4.4.1	Controlo do conversor TLRSG	33
4.4.2	Controlo do conversor de potência	34
5.	Análise energética do amortecedor regenerativo	35
5.1	Dimensionamento do TLRSG	35
5.2	Resultados das simulações	38
6.	Conclusões	60

Referências bibliográficas

62

Anexos

67

**Folha em branco**

# Lista de Figuras

Figura 1.1 – General Motors EV1 (EV) [20]

Figura 1.2 – Tre BEV da Nikola Corporation – exemplo de um veículo pesado (EV) [25]

Figura 1.3 – Ford F-150 Lightning – exemplo de uma pick-up (EV) [26]

Figura 1.4 – Audi RS Q e-tron – exemplo de um veículo de todo-o-terreno de competição (HEV) [27]

Figura 2.1 – Gráfico do potencial energético de poupança de combustível com a utilização de amortecedores regenerativos [5],[30]

Figura 2.2 – Esquema de uma suspensão passiva [31]

Figura 2.3 – Esquema de uma suspensão semi-ativa [40]

Figura 2.4 – Esquema de uma suspensão ativa [35]

Figura 2.5 – Esquema de uma suspensão regenerativa utilizando um mecanismo de cremalheira (a); esquema de uma suspensão regenerativa utilizando um mecanismo de parafuso de esferas (b) [47]

Figura 2.6 – Esquema de uma suspensão regenerativa *direct-drive*; modelo do amortecedor utilizando um motor linear (a); posição e distribuição dos ímanes (b); diagrama do gerador de quatro fases (c) [45]

Figura 3.1 – Esquema da posição de alinhamento para a fase 1 numa RSRM (a); esquema da posição de não alinhamento para a fase 1 num RSRM (b) [51]

Figura 3.2 – Curvas de magnetização típicas de um SRM [52]

Figura 3.3 – Circuito de controlo habitual para o TLSRG [53]

Figura 3.4 – Percurso da corrente durante o período de excitação [53]

Figura 3.5 – Percurso da corrente durante o período de geração [53]

Figura 4.1 – Modelos para análise de um sistema de suspensão de um veículo [43]

Figura 4.2 – Esquema de uma suspensão eletromagnética ativa no modelo de um quarto de carro

Figura 4.3 – Esquema da secção longitudinal do TLSRG adotado (a); esquema da forma geométrica das saliências (b); ilustração 3D do TLSRG adotado (c) [59]

Figura 4.4 – Circuito elétrico para uma fase [59]

Figura 4.5 – Configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de excitação (a); configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de geração (b); configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de roda livre (c) [60]

Figura 4.6 – Posição elétrica ( $z_k$ ) como função da posição mecânica ( $z_{\text{mech}}$ ) [62]

Figura 4.7 – Sistema de conversão do TLSRG com um conversor de potência DC/DC [60]

Figura 4.8 – Perfil da corrente de fase elétrica (a); lógica do controle por histerise (b) [62]

Figura 5.1 – Distribuição do fluxo magnético para a Fase 1 excitada a 20 A: com as 3 fases representadas (a); com zoom na fase 1 (b)

Figura 5.2 – Característica eletromagnética do gerador: indutância

Figura 5.3 – Característica eletromagnética do gerador: força linear

Figura 5.4 – Potência elétrica média gerada no veículo de todo-o-terreno para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g)

Figura 5.5 – Deslocamento do gerador no veículo de todo-o-terreno na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g)

Figura 5.6 – Deslocamento da massa suspensa no veículo de todo-o-terreno na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).

Figura 5.7 – Potência elétrica média gerada no veículo pesado para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g)

Figura 5.8 – Deslocamento do gerador no veículo pesado na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g)

Figura 5.9 – Deslocamento da massa suspensa no veículo pesado na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).

Figura A.1 – Modelo do sistema completo

Figura A.2 – Bloco do controlador

Figura A.3 – Bloco do conversor

Figura A.4 – Bloco do conversor DC/DC

Figura A.5 – Bloco do controlador PI

Figura A.6 – Bloco da Suspensão Regenerativa

Figura A.7 – Bloco do TLSRG

Figura A.8 – Bloco eletro-mecânico

Figura A.9 – Bloco da fase A do bloco eletro-mecânico

Figura A.10 – Bloco da fase B do bloco eletro-mecânico

Figura A.11 – Bloco da fase C do bloco eletro-mecânico

Figura A.12 – Bloco da fase A do TLSRG

Figura A.13 – Bloco da fase B do TLSRG

Figura A.14 – Bloco da fase C do TLSRG

Figura A.15 – Perfis de estrada utilizados na simulação: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e);

Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g)

**Folha em branco**

# Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Parâmetros típicos dos tipos de veículo em estudo [55]-[57]

Tabela 4.2 – Classificação dos perfis de estrada segundo ISO 8608 [58]

Tabela 4.3 – Valores de  $k$  de acordo com a classe do perfil de estrada definido pela ISO 8608 [58]

Tabela 5.1 – Parâmetros dimensionais do modelo do TLSRG

**Folha em branco**

## Lista de Acrónimos e Siglas

AC	<i>Alternating current</i> (Corrente alternada)
D1	Díodo 1
D2	Díodo 2
DC	<i>Direct current</i> (Corrente contínua)
EV	<i>Electric vehicle</i> (Veículo elétrico)
HEV	<i>Hybrid electric vehicle</i> (Veículo elétrico híbrido)
ICE	<i>Internal combustion engine</i> (Motor de combustão interna)
LSRM	<i>Linear switched reluctance machine</i> (Máquina linear de relutância variável comutada)
MR	<i>Magneto-rheological</i> (Magneto-reológico)
PHEV	<i>Plug-in hybrid electric vehicle</i> (Veículo elétrico híbrido plug-in)
PMSM	<i>Permanent magnet synchronous motor</i> (Motor síncrono de ímãs permanentes)
PSD	<i>Power spectral density</i> (Densidade espectral de potência)
RSRM	<i>Rotary switched reluctance machine</i> (Motor de relutância variável comutada)
SRM	<i>Switched reluctance machine</i> (Máquina de relutância variável comutada)
S1	Interruptor eletrônico 1
S2	Interruptor eletrônico 2
TLSRG	<i>Tubular linear switched reluctance generator</i> (Gerador linear tubular de relutância variável comutado)

**Folha em branco**

# Nomenclatura

Símbolo	Grandeza	Unidade
$A_i$	Amplitude das ordenadas do perfil de estrada	m
$B$	Intervalo amostral do comprimento do perfil de estrada	m
$C$	Capacidade	F
$c_2$	Coefficiente de amortecimento	N s/m
$e$	Erro associado ao controlador PI	
$e_u$	Erro normalizado entre a tensão no barramento DC e a tensão de referência do barramento DC	
$G$	Força exercida pelo gerador	N
$G_a$	Acelerações verticais numa superfície de estrada	m/s <sup>2</sup>
$G_d$	Deslocamentos verticais numa superfície de estrada	m
$h_b$	Banda de histerese	
$I_1$	Intensidade de corrente de entrada do circuito conversor de potência	A
$I_2$	Intensidade de corrente de saída do circuito conversor de potência	A
$i_k$	Intensidade de corrente elétrica de cada fase	A
$i_{ref}$	Intensidade de corrente de referência	A
$k$	Constante dependente da classe do perfil de estrada	
$k$	Fase elétrica (apenas quando estiver inferior à linha)	
$k_1$	Rigidez do pneu	N/m
$k_2$	Rigidez da suspensão	N/m
$K_i$	Ganho integral	
$k_{offset}$	Desfasamento entre as posições elétricas de duas fases consecutivas	m
$K_p$	Ganho proporcional	
$L$	Comprimento do perfil de estrada	m
$L_k$	Indutância de cada fase	H
$m$	Massa suspensa	kg
$m_1$	Massa não suspensa	kg
$n$	Frequência espacial	m <sup>-1</sup>
$n_0$	Frequência espacial de referência	m <sup>-1</sup>
$N_1$	Número de espiras do primário do transformador	
$N_2$	Número de espiras do secundário do transformador	
$n_{eff}$	Frequência espacial amostral teórica efetiva	m <sup>-1</sup>
$n_i$	Frequência espacial dos perfis discretizados	m <sup>-1</sup>
$n_{max}$	Frequência espacial amostral teórica máxima	m <sup>-1</sup>
$R_a$	Resistência interna dos enrolamentos	$\Omega$
$r_k$	Fator de rigidez	
$R_L$	Resistência da carga	$\Omega$
$s$	Variável de controlo do controlador PI	
$S_t$	Desfasamento entre as posições de alinhamento e não alinhamento	m
$U_1$	Tensão de entrada do circuito conversor de potência	V
$U_2$	Tensão de saída do circuito conversor de potência	V
$U_{bus}$	Tensão no barramento DC	V

$U_C$	Tensão aos terminais do condensador	C
$U_D$	Tensão aos terminais do diodo	V
$u_k$	Tensão aos terminais da fase	V
$U_{ref}$	Tensão de referência do barramento DC	V
$U_S$	Tensão aos terminais do interruptor eletrônico	V
$v$	Velocidade linear do translato/secundário	m/s
$x_1$	Deslocamento da massa suspensa	m
$x_2$	Deslocamento da massa não suspensa	m
$y$	Deslocamento da roda	m
$z_k$	Posição elétrica da fase	m
$z_{mech}$	Posição mecânica do translato/secundário	m
$z_{off}$	Posição de fim do período de excitação	
$z_{on}$	Posição de início do período de excitação	
$\alpha$	<i>Duty-cycle</i>	
$\alpha_{init}$	<i>Duty-cycle</i> inicial	
$\Delta\alpha$	Valor incremental do <i>duty-cycle</i>	
$\zeta$	Fator de amortecimento	
$\varphi$	Ângulo de fase	
$\varphi_i$	Ângulo de fase aleatório segundo uma distribuição probabilística uniforme no intervalo de 0 a $2\pi$	
$\Omega$	Frequência espacial angular	rad/m
$\Omega_0$	Frequência espacial angular de referência	rad/m

**Folha em branco**

# Capítulo 1

## Introdução

A redução da emissão dos gases de efeito de estufa é um objetivo comum à grande maioria dos países desenvolvidos. Estes gases, nomeadamente o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), são responsáveis pelo aumento da temperatura média do planeta. O aumento da temperatura da Terra não só provoca o aumento do nível médio da água dos mares (através do derretimento dos glaciares polares) colocando em perigo muitas cidades costeiras, como também coloca em causa a sobrevivência de uma parte da biodiversidade do planeta, para além de provocar maiores e mais intensos desastres ambientais, como furacões ou incêndios florestais [1].

Uma boa parte da emissão de  $\text{CO}_2$  para a atmosfera advém do setor dos transportes, ainda hoje extremamente dependente dos derivados do petróleo. É neste setor que ressurgem a eletrificação. Os veículos elétricos (EV), os veículos híbridos convencionais (HEV) e os veículos híbridos plug-in (PHEV) são uma alternativa viável aos veículos com motor de combustão interna (ICE), sendo cada vez mais competitivos a nível de autonomia, infraestruturas de carregamento e manutenção, reduzindo enormemente a emissão de gases de efeito de estufa [2].

É nos veículos em cima referidos que a utilização de suspensões ativas regenerativas surge com maior interesse. Numa suspensão convencional, a energia cinética do movimento vibracional dos amortecedores é dissipada em forma de calor [3]. As suspensões regenerativas aproveitam essa energia cinética, através da utilização de uma máquina elétrica no modo gerador, transformando-a em energia elétrica capaz de carregar as baterias do veículo numa operação semelhante à da travagem regenerativa, bastante comum neste tipo de veículos, onde a energia cinética dissipada na travagem é aproveitada [4]. Ao contrário da travagem regenerativa, as suspensões regenerativas podem também ser utilizadas em veículos com ICE como apoio ao alternador no carregamento da bateria do veículo, porém o potencial energético das suspensões regenerativas ultrapassa as necessidades dos veículos com ICE, sendo muito mais adequadas em veículos elétricos [5].

Existem várias possibilidades de projetar suspensões regenerativas com diferentes máquinas elétricas. Neste trabalho, pretende-se desenvolver e analisar energeticamente uma suspensão regenerativa com a utilização de um gerador tubular de relutância variável comutado (TLSRG) para aplicação em veículos elétricos pesados e de todo-o-terreno.

### 1.1 Estado da arte

A introdução de suspensões ativas regenerativas em EVs e veículos com ICE é algo cada vez mais predominante e interessante para os construtores automóveis. Já foram realizados diversos estudos sobre a sua viabilidade energética utilizando diferentes tecnologias [5].

Este é um sistema eletromecânico constituído por três partes, a componente eletromagnética do gerador, o sistema mecânico de transmissão de movimento e o sistema de amortecimento. As principais diferenças tecnológicas entre algumas das ideias emergentes, e referenciadas na literatura, encontram-se na parte eletromagnética do sistema, ao nível da máquina elétrica utilizada para desempenhar a função de gerador, sendo estes sistemas relativamente recentes. No entanto, apesar da tecnologia dos amortecedores se encontrar num estágio de maior desenvolvimento, devido à sua história de utilização ao longo dos anos, estes são também objeto de estudo, na tentativa de se proporem abordagens que possibilitem tornar o sistema energeticamente mais eficiente, sem, contudo, afetar o conforto para o condutor e passageiros. Esta é uma filosofia que se afasta da ideia de um amortecedor convencional [5], [6].

De forma sucinta, os sistemas de suspensão regenerativa podem ser dos tipos *direct-drive* ou *indirect-drive* [6].

Os sistemas *direct-drive* são aqueles que não necessitam de quaisquer mecanismos de transmissão de movimento, ou seja, necessitam apenas de um gerador linear, uma vez que o movimento das molas dos amortecedores é ele também linear. Nas referências [7]-[9] foram propostas de geradores lineares como substitutos do amortecedor mecânico, capazes de desempenhar a sua função de geração de energia, possibilitando ainda o conforto típico de um amortecedor convencional. Os dois objetivos combinados num só sistema é algo complicado de realizar, uma vez que estes amortecedores têm de capturar energia no processo de recuperação, mas também terão que atuar como um amortecedor propriamente dito, no mesmo intervalo de frequências, tornando-se este um problema de otimização onde a solução não é única e dependente das características de cada veículo [10]. Numa solução proposta para automóveis pesados de mercadorias, os autores em [11] investigaram a possibilidade da utilização de dois geradores lineares num sistema capaz de se autoalimentar, tirando partido da diferença de massa entre o chassis do camião e a sua cabine. Num sistema de suspensão semi-ativa, em [12] foi investigada a utilização de um amortecedor regenerativo com três posições possíveis em conjunção com um motor linear de ímanes permanentes e um circuito DC-DC.

Os sistemas *indirect-drive* necessitam de um mecanismo de transmissão de movimento para transformar o movimento linear em movimento rotacional para os geradores rotacionais, normalmente motores DC ou motores síncronos de ímanes permanentes (PMSM) [5]. Em [13] foi proposto um mecanismo de cremalheira conectado a um motor DC como uma forma de suspensão regenerativa, enquanto em [9] se utilizou um sistema com um mecanismo de parafusos de esferas e um motor DC, tendo-se otimizado o sistema tendo em conta o seu desempenho energético e o conforto. Em [14] foram utilizados dois mecanismos de parafusos de esferas para aplicar em EVs com o objetivo do aumento da autonomia do veículo. A construtora Audi desenvolveu o sistema eROT (*electromechanical rotary damper*) baseado num mecanismo de transmissão por engrenagens, mas estando os geradores colocados na horizontal [5]. Para além

destas soluções, podem encontrar-se na literatura várias propostas hidráulicas, pneumáticas, entre outras [15]-[17].

Num estudo publicado nos anos 80, concluiu-se que a dissipação de energia por parte dos amortecedores de uma suspensão depende da velocidade do veículo, da qualidade da estrada, da rigidez da suspensão e do coeficiente de amortecimento dos próprios amortecedores [18]. Ora, esta é a principal razão para haver um potencial energético nos veículos pesados e nos veículos todo-o-terreno. Ambos os tipos de veículo contam com suspensões mais moles do que os veículos convencionais de passageiros, para além de contarem com alturas ao solo superiores; portanto, um movimento com maior amplitude de toda a suspensão em relação ao chassis do veículo. A energia de vibração num veículo pesado pode ser até dez vezes superior à energia de vibração de um veículo ligeiro, enquanto o veículo de todo-o-terreno pode poupar até três vezes mais energia que um veículo ligeiro na utilização de amortecedores regenerativos (para um veículo com ICE) [5].

## **1.2 Breve resumo histórico dos veículos elétricos**

Ao contrário do que se possa pensar, o veículo elétrico já tem quase dois séculos de história. O aparecimento do EV não se associa a uma data concreta, mas sim a uma série de desenvolvimentos ocorridos no século XIX, desde o desenvolvimento da bateria até ao desenvolvimento do motor elétrico [19]. Apenas no final desse século é que se poderá dizer que o EV era competitivo comparativamente ao mercado da altura, representando cerca de um terço de todos os veículos existentes [19]. As principais vantagens dos EVs eram a facilidade de arranque (os veículos convencionais necessitavam do uso da manivela de arranque), a ausência de poluição e do barulho, características ausentes nos veículos com ICE e a vapor.

No início do século XX, com o aumento da prosperidade da sociedade, os veículos deixaram de ser um item luxuoso apenas ao alcance dos membros mais altos da sociedade para ser algo ambicionado por grande parte da população e acessível ao cidadão comum. Pode-se dizer que o modelo T da Ford foi o principal responsável pela diminuição da popularidade do EV. O Ford T era mais barato, possuía uma maior autonomia e já nem tinha o problema do arranque com a invenção do motor de arranque elétrico para veículos com ICE. Dado que nessa altura ainda não existiam as preocupações ambientais dos dias de hoje, os EVs eram claramente uma opção menos interessante do que os veículos com ICE.

Esta tendência continuou até à década de 60 quando alguns construtores automóveis, como a AMC a General Motors [20], voltaram a pegar no conceito do veículo elétrico que tivera poucas evoluções desde os anos 20. A resposta do mercado não foi positiva, com o Henney Kilowatt da AMC a vender apenas quarenta e sete veículos nos dois anos de produção [21]. No entanto, este foi apenas o princípio do renascimento dos EVs. Nos anos seguintes, e aliado à crise petrolífera da década de 70 e à utilização de propulsão elétrica no Moon Buggy [22], mais construtores começaram a procurar alternativas ao veículo com ICE convencional [19].

As renovadas preocupações ambientais dos anos 90 criaram um interesse ainda maior em torno da motorização elétrica. O EV1 da General Motors ficou disponível no mercado em 1996 possuindo uma autonomia já bastante competitiva de 260 km [23]. O Toyota Prius, o primeiro HEV produzido em grandes quantidades surgiu em 1997 no Japão e em 2000 a nível mundial [24]. Este veículo mostrou que a junção do ICE com um motor elétrico era uma opção válida e bastante competitiva, algo que ainda continua a ser verdade atualmente, com uma grande relevância para os PHEV [19]. O Tesla Roadster, que se encontrava em desenvolvimento desde 2004, surgiu no mercado em 2008 como o primeiro EV desportivo, Figura 1.1.



Figura 1.1. General Motors EV1 (EV).

Em 2022, a grande maioria dos grandes construtores automóveis já possuem veículos com motorização elétrica (quer seja EV ou HEV/PHEV) na sua gama de veículos. A autonomia é cada vez um problema menor devido ao grande aumento da eficiência das baterias e o custo associado a um veículo deste tipo também se encontra em trajetória descendente, embora ainda seja apontado como uma desvantagem dos EVs [19].

Já existiam veículos pesados de passageiros a nível citadino, mas o facto de a autonomia estar cada vez melhor torna a motorização elétrica competitiva para os veículos pesados de mercadorias. O camião Tre BEV da Nikola Corporation é um exemplo deste tipo de veículo, Figura 1.2. Construtores como a Volkswagen, a Tesla e a Volvo já mostraram interesse no desenvolvimento deste tipo de veículos [25]. No mercado dos veículos de todo-o-terreno, vários construtores americanos de *pick-ups*, nomeadamente a Ford e a Chevrolet, mas também os japoneses da Toyota, já possuem alternativas elétricas [26]. A Figura 1.3 mostra a Ford F-150 Lightning, a versão elétrica da *pick-up* mais vendida na América. Algo que poderá acelerar o desenvolvimento da tecnologia neste tipo de veículos é o desporto motorizado. A Audi estreou-se

no rali Dakar em 2022, com relativo sucesso, com o RS Q e-tron (HEV) [27], Figura 1.4. Para além disso, existe uma competição de todo-o-terreno reservada para EVs onde as equipas utilizam o Spark Odyssey 21 [28].



Figura 1.2. Tre BEV da Nikola Corporation – exemplo de um veículo pesado (EV).



Figura 1.3. Ford F-150 Lightning – exemplo de uma *pick-up* (EV).



Figura 1.4. Audi RS Q e-tron – exemplo de um veículo de todo-o-terreno de competição (HEV).

### **1.3 Objetivos**

Os objetivos deste trabalho de dissertação são os seguintes:

1. Analisar a possível adaptação dos amortecedores tradicionais para possibilitar a geração de energia elétrica.
2. Analisar as potencialidades energéticas dos sistemas de conversão de energia vibracional transmitida pela estrada em energia elétrica.
3. Estudar os benefícios para o meio ambiente decorrente do aproveitamento energético dos amortecedores dos veículos elétricos.
4. Propor uma solução tecnológica, baseada em geradores de relutância magnética comutada, para a produção de energia elétrica num sistema de suspensão ativa.

# Capítulo 2

## Suspensão

A suspensão é um componente fundamental no bom comportamento de um veículo. De um modo simples, a função do sistema de suspensão é suportar toda a massa do veículo, garantido que as rodas mantenham sempre contacto com a estrada e minimizando as irregularidades do piso, de forma a garantir conforto, segurança e desempenho aceitável [29]. A maximização destes três objetivos de forma individual nunca é possível, sendo necessário existir um compromisso aquando do projeto de um sistema de suspensão [10]. Por exemplo, é normal num veículo desportivo que o objetivo principal seja o desempenho, tornando a suspensão mais “dura”, através de um menor deslocamento vertical dos seus componentes, que permite reduzir o rolamento da carroceria do veículo, diminuindo o conforto dos passageiros.

Um sistema de suspensão é constituído por todas as partes que ligam a carroceria às rodas de forma a garantir o movimento relativo entre elas. Os dois principais elementos da suspensão são as molas e os amortecedores, mas também o próprio pneu e a massa da carroceria são considerados parte do sistema de suspensão [5], [29]. A mola é um sistema mecânico capaz de armazenar energia ao comprimir. O amortecedor, que normalmente é hidráulico ou mecânico num sistema de suspensão convencional, tem a função de diminuir as vibrações transmitidas pela estrada, dissipando a energia armazenada pela mola em forma de calor [29]. O principal objetivo de um sistema de suspensão regenerativo é utilizar essa energia dissipada pelo amortecedor.

Historicamente, a suspensão foi idealizada apenas com o objetivo de aumentar o conforto dos passageiros e apareceu no início do século XX como um sistema de molas. Mais tarde, assistiu-se à adição de outras componentes capazes de dissipar a energia armazenada pela mola, nomeadamente através do amortecedor hidráulico. No entanto, apenas em meados da década de 90 desse mesmo século é que começaram a surgir ideias para aproveitar essa energia dissipada pelos amortecedores de forma a minimizar o consumo de combustível, isto num automóvel com ICE [5]. Num EV ou num HEV, essa energia dissipada pode ser utilizada para o carregamento das baterias, tendo assim ainda um maior potencial, tal como mostra a Figura 2.1.

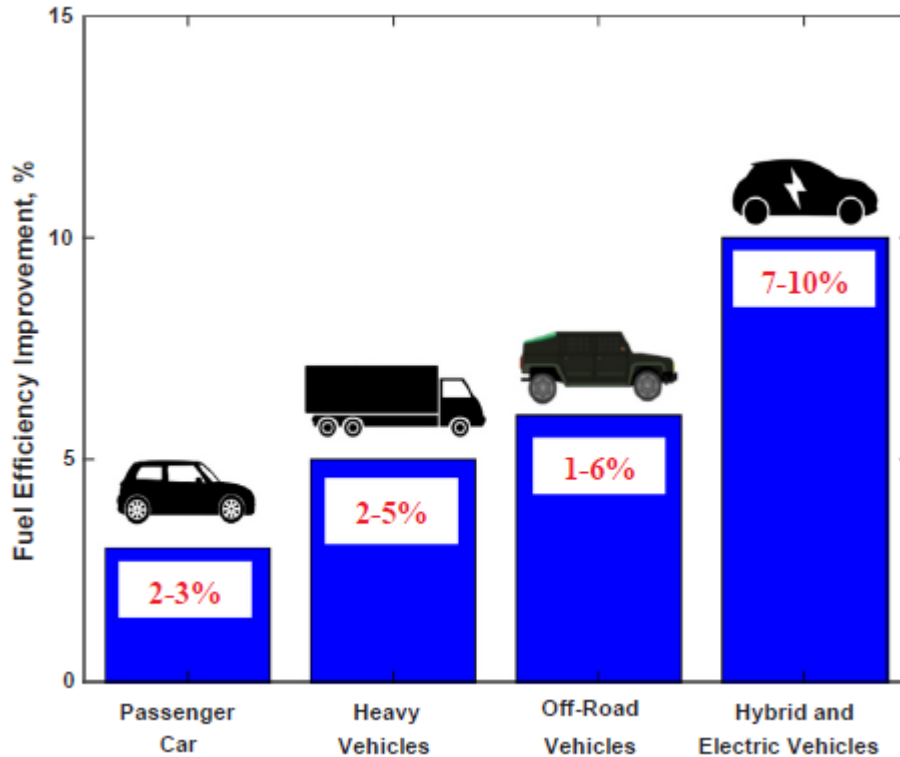


Figura 2.1. Gráfico do potencial energético de poupança de combustível com a utilização de amortecedores regenerativos [5], [30].

## 2.1 Diferentes tipos de suspensões

Apesar de um sistema de suspensão ter sempre os mesmos objetivos principais referidos anteriormente, existem diferentes formas de os otimizar e, portanto, surgem diferentes tipos de suspensões que se podem englobar em três categorias diferentes: passiva, semi-ativa e ativa [5], [29].

O sistema de suspensão passivo é o mais utilizado na indústria automóvel. Neste caso, todos os elementos da suspensão possuem propriedades mecânicas/hidráulicas fixas o que torna o sistema bastante menos complexo e mais barato. O sistema de suspensão semi-ativo possui elementos com propriedades variáveis que podem ser controlados externamente de forma a adaptar-se melhor às condições do piso ou à preferência do condutor e passageiros. O sistema de suspensão ativa é caracterizado pela presença de atuadores, ou seja, com capacidade de colocar, armazenar e retirar energia no sistema. Este sistema viabiliza a utilização das suspensões regenerativas, alvo de estudo nesta dissertação, mas também permite um controlo superior do veículo através de mudança de altura ao solo, de forma independente, adaptando-se da melhor forma às mais diferentes condições.

Estes diferentes tipos de suspensões serão abordados mais profundamente nos subcapítulos seguintes.

### **2.1.1. Suspensões passivas**

O sistema de suspensão passiva é o mais usualmente utilizado na indústria automóvel devido à sua simplicidade e conseqüente baixo custo. Conta com todos os elementos já descritos de um sistema de suspensão. Os amortecedores são geralmente hidráulicos ou mecânicos, sendo um sistema predominantemente mecânico. Este sistema de suspensão também não tem capacidade de armazenar energia, dissipando em forma de calor a energia cinética que absorve [29], [31].

Os primeiros sistemas de suspensão eram passivos com a simples função de aumentar o conforto do passageiro. De modo a fazer isso, a suspensão era colocada mais “mole”, isto é, reduzindo a rigidez da mola e reduzindo a massa não suspensa, isto é, a massa que existe entre o sistema de suspensão e o pneu (componentes da suspensão e os seus acoplamentos [32]). No entanto, como já referenciado neste capítulo, o desenho de um sistema de suspensão tem de ter em conta várias funções, portanto é necessário que exista um compromisso. Apenas com esse objetivo em mente, estas primeiras suspensões faziam com que o rolamento da carroceria do veículo fosse bastante elevado, mudando a localização do centro de massa e tornando os veículos instáveis [33], [34]. Com o aumento da potência e da velocidade atingidas pelos veículos ao longo do tempo, suspensões desenhadas apenas para o conforto podiam tornar-se perigosas para a segurança, daí os fatores de desempenho e da segurança começarem a serem tidos em conta [35].

A principal característica, e principal desvantagem deste tipo de sistema de suspensão, é a incapacidade de alterar as propriedades dos elementos da suspensão. Propriedades como a rigidez da mola, o coeficiente de amortecimento do amortecedor ou a altura ao solo do veículo são fixas quando se projeta o sistema de suspensão. Nestas condições, o compromisso necessário para ter um sistema aceitável na grande maioria das condições é ainda maior, não possibilitando a adaptação da suspensão aos diferentes perfis de estrada, condições de aderência ou aumento da massa suspensa através de carga [35]. Esta incapacidade de adaptação a diferentes condições é mais facilmente visível em automóveis mais antigos. Um veículo ligeiro de passageiros dos anos 90 tem imensa dificuldade em ter um comportamento desejável a velocidades mais elevadas, onde o utilizador sente muito mais o deslocamento vertical do veículo, devido aos amortecedores com uma grande taxa de amortecimento. Um veículo todo-o-terreno da mesma altura também tem uma maior tendência a capotar. Isto deve-se à situação descrita anteriormente da baixa rigidez das molas aumentar o rolamento da carroceria e mudar a localização do centro de massa, que num veículo deste género se torna ainda mais instável devido à sua altura elevada, capotando mais facilmente – esta é situação ainda recorrente em veículos modernos deste tipo, mas podendo ser mitigada com a mudança da rigidez das molas em casos específicos através de uma suspensão ativa [36].

Na Figura 2.2 temos esquematizado um sistema de suspensão passiva, onde  $m_b$  representa a massa suspensa,  $m_a$  representa a massa não suspensa,  $k_s$  e  $c_s$  representam, respectivamente, a mola e o amortecedor e  $k_t$  representa o pneu [31].

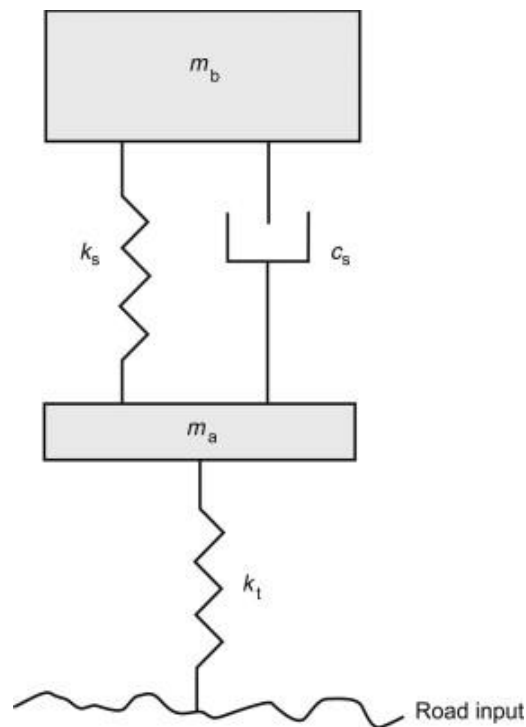


Figura 2.2. Esquema de uma suspensão passiva [31].

### 2.1.2. Suspensões semi-ativas

Os sistemas de suspensões semi-ativas surgiram como uma melhoria do sistema de suspensão passiva. O nome semi-ativo advém da possibilidade de se modificarem algumas das propriedades do sistema, nomeadamente o coeficiente de amortecimento viscoso. Modificando este parâmetro dos amortecedores, o veículo consegue ter um comportamento melhor em certas condições, diminuindo o deslocamento vertical do veículo. Acima de tudo, este sistema permite uma maior adaptação do veículo às diversas condições de aderência, qualidade do piso, necessidade de desempenho e conforto do condutor e passageiros [37].

Neste caso, os amortecedores mais usuais são os MR (magneto-reológicos), que são uma alternativa relativamente barata e de pouco consumo de energia, produzindo uma força de amortecimento considerável [38]. Nos amortecedores MR, a viscosidade do fluido de trabalho varia de acordo com o campo magnético, adaptando-se de acordo com o perfil de estrada. No entanto, não conseguem colocar energia no sistema, ao contrário das suspensões ativas [37].

Devido à sua capacidade de adaptação, este sistema pode ser considerado mais seguro do que um sistema de suspensão passiva, providenciando também um desempenho superior. Por estas

razões, este sistema é mais utilizado em carros desportivos, como o Audi R8, o Ferrari 458 Italia ou o Lamborghini Huracán [39], onde as velocidades mais elevadas obrigam a maiores preocupações com o desempenho e a segurança.

Na Figura 2.3 está representado o esquema de um sistema de suspensão semi-ativo. De notar que a única diferença este esquema e o de um sistema de suspensão passivo é o amortecedor variável.

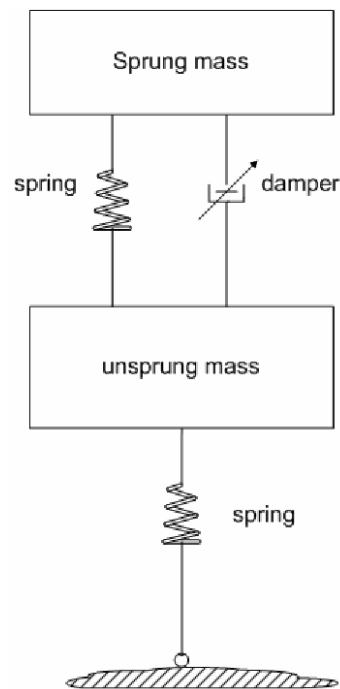


Figura 2.3. Esquema de uma suspensão semi-ativa [40].

### 2.1.3. Suspensões ativas

O sistema de suspensão ativa é o sistema de suspensão mais complexo utilizado na indústria automóvel. Apesar de existirem diferentes formas de projetar uma suspensão ativa, todas se caracterizam pela presença de atuadores que influenciam e conseguem controlar em parte o comportamento das molas e dos amortecedores, permitindo uma melhor adaptação do veículo às várias condições que lhe são colocadas [29].

Apesar de já estar a ser estudada por investigadores há vários anos, a sua utilização ainda não é usual na indústria devido ao seu grande consumo de energia, maior complexidade e maiores custos. A história da suspensão ativa começa primeiro do que a da suspensão semi-ativa, com a Citroën a ser o construtor pioneiro na implementação de suspensões ativas, na forma hidropneumática, em vários dos seus veículos até aos anos 70, sendo que este sistema servia apenas para que a altura ao solo não se alterasse consoante o perfil de estrada. A atuação eletrónica controlada só surgiu nos anos 80 na Fórmula 1 como inovação nos carros da Lotus,

tendo sido implementada em 1987 no Lotus 99T. O sistema mostrou potencial e acabou por ser proibido em 1994 de forma a diminuir a velocidade dos carros depois de uma temporada dominadora do Williams FW14B e do Williams W15C em 1992 e 1993, respetivamente. Este sistema mais avançado da Williams era capaz de simular uma volta a um dado traçado do calendário em qualquer momento, ajustando a altura ao solo do veículo constantemente [5], [41], [42].

Um sistema de suspensão ativa tem a capacidade de introduzir energia no sistema produzindo movimento relativo entre a carroceria e a roda. Para além disso, também possibilita o armazenamento e a dissipação de energia de acordo com as necessidades. Os atuadores podem ser do tipo hidráulico, pneumático ou eletromagnético – qualquer que seja o tipo de atuador, são sempre controlados pelo controlador de acordo com os dados recolhidos pelos vários sensores, que medem as variáveis da suspensão como a velocidade e aceleração do veículo e da roda, para além de recolher os dados do perfil de estrada [33], [35]. Existem várias formas de fazer esse controlo que irão ser exploradas nos próximos capítulos.

Como se pode ver na Figura 2.4, este sistema é bastante mais complexo do que qualquer um dos anteriores, com a introdução de atuadores, um controlador e vários sensores.

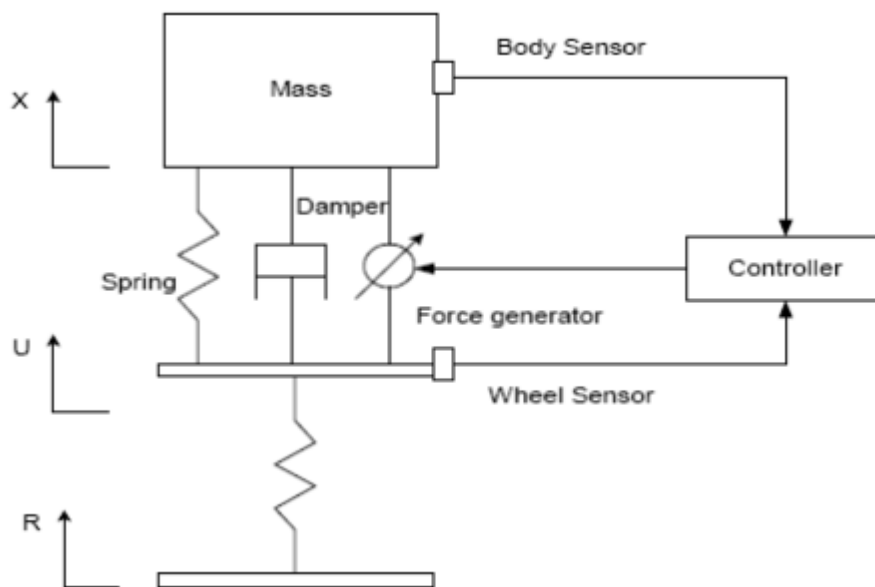


Figura 2.4. Esquema de uma suspensão ativa [35].

A possibilidade de armazenar energia é a génese da ideia das suspensões regenerativas com a utilização de um atuador eletromagnético que vão ser abordadas no seguinte subcapítulo.

## 2.2 Suspensões regenerativas

Como já viu anteriormente, num sistema de suspensão o amortecedor serve para suprimir as vibrações do perfil de estrada, dissipando essa energia vibracional em forma de calor. Mais

recentemente, nas últimas décadas, o conceito de suspensões regenerativas apareceu como forma de poupar combustível, nos veículos com ICE primeiramente, e como forma de carregar a bateria diretamente nos EVs e HEVs/PHEVs através da conversão da energia mecânica vibracional em energia elétrica [5], [43].

Existem diversas estratégias que podem ser utilizadas neste tipo de suspensões, podendo-se dividi-las em métodos *direct-drive*, onde existe uma máquina elétrica linear que permite conversão direta da energia mecânica em energia elétrica, e métodos *indirect-drive* onde são necessários mecanismos de transmissão para converter o movimento linear do amortecedor em movimento rotacional, necessário na utilização de uma máquina elétrica rotacional [43]. A integração destas máquinas no sistema de suspensão pode variar grandemente, tanto no tipo de máquina utilizado como nos mecanismos de transmissão no caso dos métodos *indirect-drive* [43]. Ambos os métodos destas suspensões regenerativas, que podem ser chamadas de suspensões regenerativas eletromagnéticas, encontram-se bem estudados na literatura com as vantagens e desvantagens já bem definidas [5].

A utilização de amortecedores magneto-reológicos em conjunto com um dispositivo de indução eletromagnética é outra solução que se encontra em desenvolvimento, embora numa fase inicial. Sucintamente, o dispositivo de indução eletromagnética absorve a energia de vibração de forma a alimentar o amortecedor, tornando-se num sistema que se consegue alimentar a si próprio [5].

### **2.2.1. Suspensões regenerativas com mecanismos de transmissão**

As suspensões regenerativas com mecanismos de transmissão são as chamadas *indirect-drive*, sendo um pouco mais complexas devido ao mecanismo de transmissão.

Como já se viu, a utilização de suspensões regenerativas não se limita a EVs. Um sistema de suspensão regenerativa mecânico num veículo com ICE é em tudo similar a um sistema de suspensão hidráulico/pneumático tradicional, simplesmente com a capacidade de converter a energia cinética dos amortecedores em energia potencial hidráulica/pneumática através de um sistema de transmissão, que é armazenada num acumulador [5], [29].

Nos EVs, o mecanismo de transmissão serve para converter o movimento linear dos amortecedores em movimento rotacional para ser utilizado na máquina elétrica rotacional [5], [14]. De acordo com o tipo de máquina elétrica, habitualmente motores DC ou PMSMs, vários mecanismos de transmissão são utilizados, nomeadamente, mecanismos de parafuso de esferas, mecanismos de cremalheiras e mecanismos de engrenagens, desde helicoidais a planetárias [5], Figura 2.5.

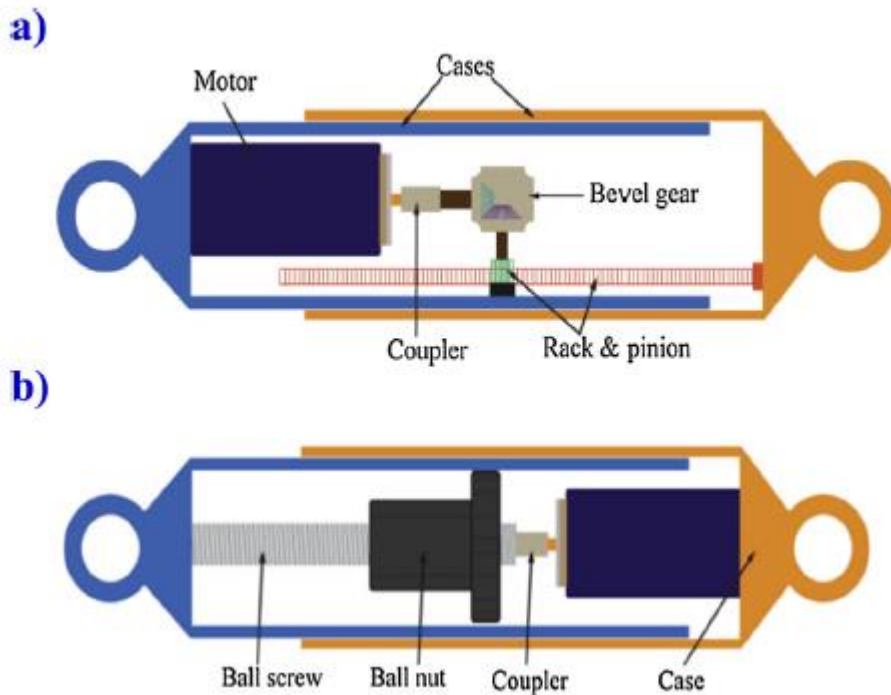


Figura 2.5. Esquema de uma suspensão regenerativa utilizando um mecanismo de cremalheira (a); esquema de uma suspensão regenerativa utilizando um mecanismo de parafuso de esferas (b) [47].

### 2.2.2. Suspensões regenerativas sem mecanismos de transmissão

Em suspensões eletromagnéticas *direct-drive* sem necessidade de mecanismos de transmissão, os motores lineares de ímanes permanentes, com ou sem escovas, e os geradores de relutância magnética sem ímanes permanentes são as escolhas mais utilizadas no lugar do amortecedor.

A principal desvantagem deste tipo de suspensões regenerativas é o baixo rendimento da máquina linear quando comparada com a máquina rotativa. No entanto, a ausência do mecanismo de transmissão torna o rendimento total do sistema um pouco mais competitivo. A máquina linear ainda tem algumas limitações em termos de tamanho, sendo maior do que um amortecedor convencional, para além de ter uma capacidade de amortecimento ligeiramente inferior ao do amortecedor normal [44]. A boa fiabilidade da máquina elétrica e um sistema de suspensão mais simples é a principal vantagem das suspensões *direct-drive* [5], [29]. Outras vantagens são a facilidade de integração da máquina linear no sistema de suspensão quando comparando com a máquina rotativa e as suas boas perspetivas de controlo [5].

Os autores dos trabalhos [45] e [46] são apenas alguns dos autores que desenvolveram sistemas sem necessidade de mecanismos de transmissão, embora utilizando diferentes configurações. Em [45] foi proposta a adoção de um motor linear de ímanes permanentes, Figura 2.6, enquanto [46] propôs a utilização de amortecedores MR com dois geradores lineares.

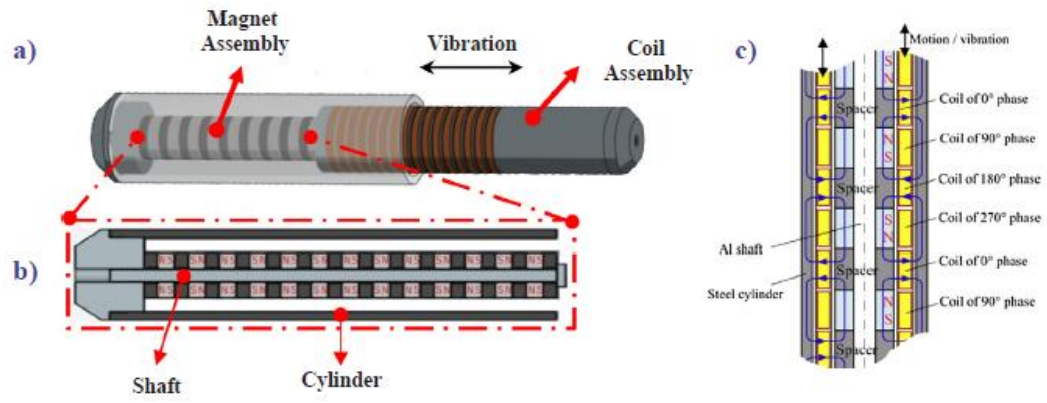


Figura 2.6. Esquema de uma suspensão regenerativa *direct-drive*; modelo do amortecedor utilizando um motor linear (a); posição e distribuição dos ímanes (b); diagrama do gerador de quatro fases (c) [45].

## Capítulo 3

# Máquina linear de relutância variável comutada

Tanto a máquina linear de relutância variável comutada (LSRM), como o seu equivalente rotativo (RSRM) produzem força em resultado do deslocamento da parte móvel para posições de mínima relutância [48]. A natureza dessa força depende, obviamente, do tipo de máquina, sendo linear nas LRSRM e rotativa nas RSRM. De forma semelhante a outras máquinas elétricas, a máquina de relutância variável (SRM) é constituída por uma parte estática, denominada de estator, e por uma parte móvel, denominada de rotor em máquinas rotativas e de translato em máquinas lineares [49]. Uma das partes constituintes da máquina acolhe enrolamentos e a outra não possui quaisquer enrolamentos.

Conforme já foi referido em cima, a máquina pode funcionar como gerador ou como atuador, sendo que a estratégia de controlo dita o desempenho da máquina através da variação dos períodos de comutação aplicados aos conversores eletrónicos [49].

Esta máquina é caracterizada pela sua simples construção, fiabilidade elevada e grande tolerância a falhas, para além da ausência de ímanes permanentes [49]. No entanto, a máquina apresenta baixo rendimento e tem necessidade de diminuição do peso de forma a melhorar a sua resposta dinâmica [50].

### 3.1 Princípio de funcionamento

Tal como foi referido anteriormente, a SRM pode funcionar no modo gerador e no modo motor mudando apenas a maneira de operação. Para qualquer um dos modos, os princípios de funcionamento são similares e baseiam-se no movimento relativo entre as partes estática e móvel para posições de mínima relutância.

Este movimento é possível devido à estrutura interna da máquina. O primário possui um número par de polos  $N_1$ , sendo que o número de fases é igual à metade de  $N_1$ . Cada fase é constituída por duas bobinas que são colocadas em polos diametralmente opostos do primário e ligadas eletricamente para a formação de fluxos aditivos. O secundário não tem enrolamentos, mas tem saliências polares. O número de saliências polares  $N_2$  tem que ser inferior e não múltiplo de  $N_1$  de forma que não existam zonas onde a indutância seja constante. As larguras das saliências do primário e do secundário devem ser aproximadamente iguais. Com esta estrutura, e excitando as várias fases da máquina, o secundário irá movimentar-se continuamente para posições de menor relutância [48].

Na Figura 3.1 (a) mostra-se a posição relativa entre o primário e o secundário que corresponde à posição de alinhamento. Esta posição existe sempre que uma dada fase (polos do primário) esteja alinhada com as respectivas saliências do secundário, tornando a indutância máxima (relutância mínima) neste caso, não permitindo a produção de um binário. Porém, um movimento do secundário para qualquer sentido irá produzir um binário que servirá para o secundário recuperar o alinhamento.

Na Figura 3.1 (b) mostra-se a posição de não alinhamento. Neste caso, a fase previamente referida não tem os polos do primário alinhados com as saliências do secundário. Aqui, a indutância de fase é mínima e será produzido um binário que irá mover o secundário para a posição onde a relutância seja mínima, ou seja, para uma posição de alinhamento. Nesta situação, a máquina não se encontra em equilíbrio, uma vez que a parte móvel tende sempre a aproximar-se de uma posição estável [48], [51].

Nas posições intermédias, entre a posição de alinhamento e a de não alinhamento, o secundário irá produzir binário de modo a chegar a uma posição estável, tal como já foi referido. As características desse binário dependem do sentido do movimento da máquina e o movimento da máquina advém da excitação das diferentes fases. A excitação das fases é controlada pelos conversores de potência que ditam o sentido do movimento da máquina, determinando o modo de funcionamento da máquina [51].

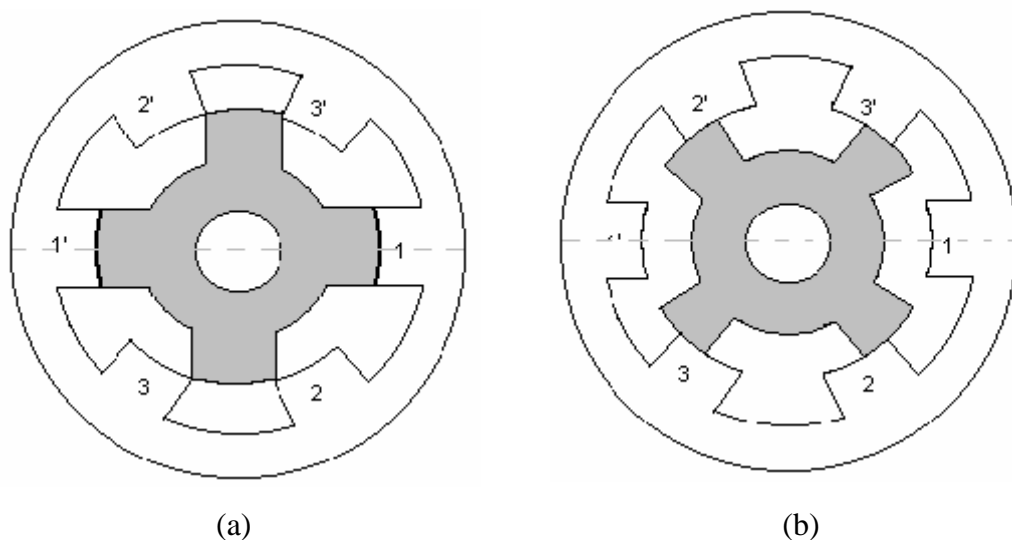


Figura 3.1. Esquema da posição de alinhamento para a fase 1 numa RSRM (a); esquema da posição de não alinhamento para a fase 1 numa RSRM (b) [51].

### 3.2 Características magnéticas

Como se viu, o que cria o binário numa SRM é a tendência das saliências da parte móvel se alinharem com as saliências correspondentes da parte estática. Esse movimento é devido à variação da relutância magnética, com o secundário a deslocar-se para as posições de mínima relutância, logo são as variações de relutância que são responsáveis pela criação de binário (quando se fala em relutância, fala-se na relutância do circuito magnético equivalente da máquina).

No caso da posição de alinhamento, existe uma grande tendência para a saturação do circuito magnético, mesmo para correntes de excitação baixas. Isto deve-se ao facto de a indutância ter o valor máximo para esta posição, com a relutância do circuito magnético a se encontrar concentrada no entreferro devido à curta distância de entreferro entre o primário e o secundário. Tal não acontece na posição de não alinhamento, onde a relutância do circuito magnético é grande, já que trajeto no entreferro entre o primário e o secundário também é grande. Isto causa indutâncias muito baixas, não havendo saturação do circuito magnético [48].

O princípio de funcionamento da máquina torna as curvas magnéticas, de variação do fluxo magnético com a corrente, dependendo da posição relativa, não lineares. A representação das curvas magnéticas pode ver-se na Figura 3.2. Da análise das características, concluiu-se que o fluxo ligado (eixo das ordenadas) aumenta com a corrente de fase (eixo das abcissas), e com o grau de alinhamento do secundário e do primário. As curvas intermédias, entre as curvas das posições de não alinhamento e de alinhamento, dizem respeito a outras posições de alinhamento parcial. A análise destas curvas é fulcral para determinar o binário produzido pela máquina.

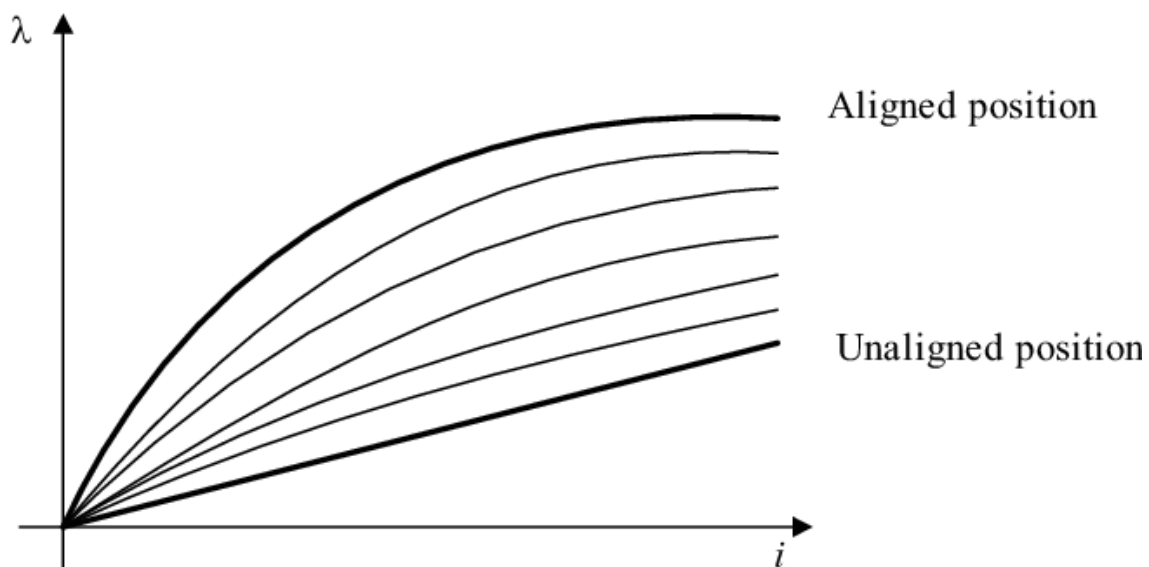


Figura 3.2. Curvas de magnetização típicas de uma SRM [52].

### 3.3 Gerador trifásico tubular de relutância variável comutado

Para se entender o gerador trifásico tubular de relutância variável comutado (TLSRG), tem que se entender primeiro a LSRM e as suas diferenças em relação à RSRM, já que toda a explicação das SRM normalmente é feita tendo em conta uma máquina rotativa, bastante mais usual.

A utilização da designação estator para a parte estática continua a ser válida na máquina linear. A parte móvel pode ser chamada de translato [49], ao invés de rotor, já que a palavra rotor prevê rotação, o que não acontece na máquina linear onde o movimento da parte móvel é somente de translação.

O funcionamento como motor também se designa, mais habitualmente, de funcionamento atuador, mas todos os princípios de funcionamento são válidos, com o translato a ocupar as posições de mínima relutância para criar uma força. Para funcionamento como gerador, quando é aplicada uma força mecânica de natureza linear no translato, produz-se corrente elétrica devido à variação de fluxo magnético que o movimento que essa força mecânica exerce no secundário da máquina [53].

Para o caso específico do TLSRG, a diferenciação dos modos de funcionamento faz-se através da variação dos ângulos de disparo dos interruptores eletrônicos do conversor de potência pelo qual a máquina é controlada. Para funcionamento como atuador, os ângulos de disparo dos interruptores são definidos de forma a que a corrente de excitação circule pela fase quando o valor da indutância aumenta com o deslocamento do secundário. Para o funcionamento como gerador, os ângulos de disparo são definidos para a situação contrária, isto é, para que a corrente de excitação circule pela fase quando o valor da indutância diminui com o deslocamento do secundário. De seguida é apresentada na Figura 3.3 o modelo mais comum do circuito conversor de potência que serve para controlar esta máquina [53].

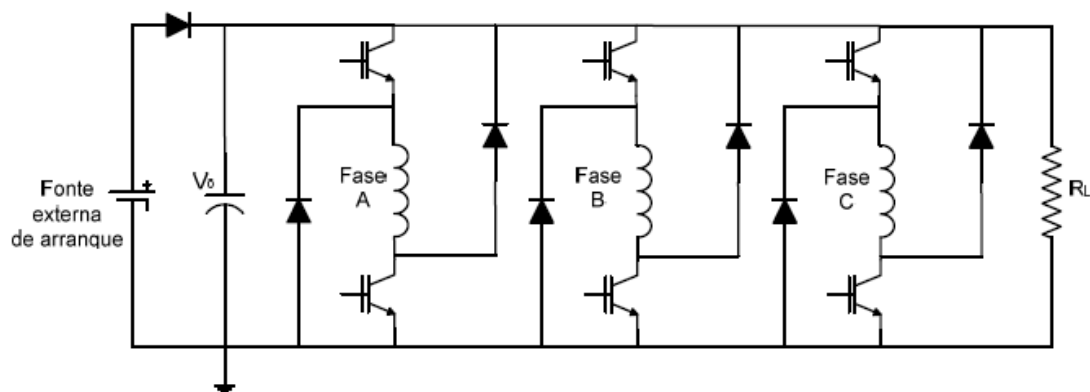


Figura 3.3. Circuito de controlo habitual para o TLSRG [53].

A fonte externa, tal como se mostra na Figura 3.3, apenas é utilizada para o arranque de forma a fornecer energia ao condensador para a excitação do campo magnético. Depois disso, deixa de existir necessidade da utilização da fonte externa, sendo que o condensador é recarregado a cada ciclo de operação. A única diferença entre as várias fases está precisamente quando são excitadas, apresentando sempre os mesmos valores de tensão e corrente para períodos de comutação constantes. Analisando o gerador a partir de uma única fase, pode-se dividir cada ciclo de conversão em dois períodos: período de excitação e período de geração [53].

O período de excitação é caracterizado pela excitação do campo magnético que armazena a energia fornecida pelo condensador (ou pela fonte externa caso seja a fase inicial de operação). Este período começa no instante em que os interruptores eletrónicos são comandados, através da escolha dos ângulos de disparo. Nesta situação, a corrente proveniente da fonte de excitação percorre o enrolamento da fase gerando um fluxo magnético ligado. Não há qualquer corrente a circular pelos díodos de roda livre, encontrando-se inversamente polarizados. Desta forma, a energia elétrica fornecida é armazenada sob a forma de energia magnética no entreferro. O período termina quando os interruptores eletrónicos são desligados, o que deve ser feito na posição de máxima indutância devido à máquina funcionar como motor neste período. Na Figura 3.4 mostra-se o percurso da corrente durante este período, considerando uma só fase [53].

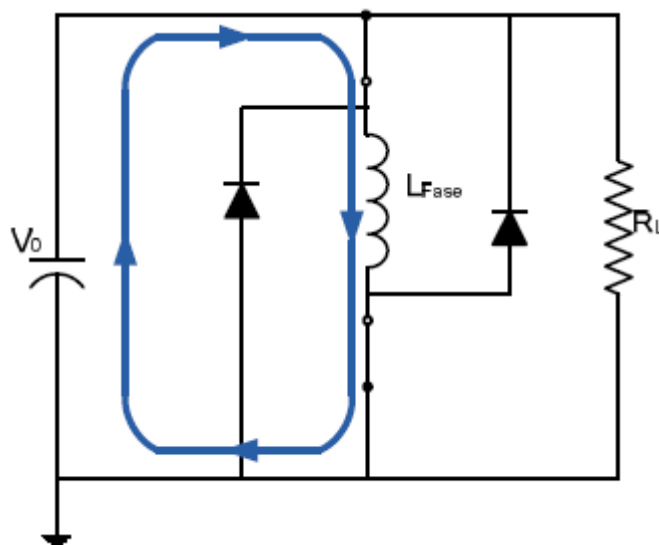


Figura 3.4. Percurso da corrente durante o período de excitação [53].

Durante o período de geração, após os interruptores eletrónicos serem desligados, o secundário começa-se a afastar da posição de alinhamento sob ação da força mecânica aplicada. Devido a isso, o fluxo magnético começa a diminuir, surgindo uma força contraeletromotriz nos enrolamentos que tende a contrariar a sua variação. Esta força contraeletromotriz também é responsável pela polarização direta dos díodos de roda livre. A corrente resultante poderá adotar várias formas de onda, de acordo com o módulo da força eletromotriz, que pode ser superior ao

valor da tensão de excitação (tensão do condensador), igual ao valor da tensão de excitação ou inferior ao valor da tensão de excitação. A energia de excitação necessária para o primeiro caso é inferior, porém é gerada mais energia quando o módulo da força eletromotriz é igual ao valor da tensão de excitação. A corrente flui para a carga, recarregando o condensador. Neste período dá-se a conversão da energia magnética armazenada no entreferro e da energia mecânica introduzida pelo secundário em energia elétrica. A potência elétrica gerada será sempre superior à potência elétrica introduzida no sistema durante o período de excitação. O período de geração só termina quando deixa de existir corrente na fase. Como a operação com as três fases é sequencial, a corrente média fornecida à carga é considerada contínua. Na Figura 3.5 ilustra-se o percurso da corrente durante o período de geração, considerando uma só fase [53].

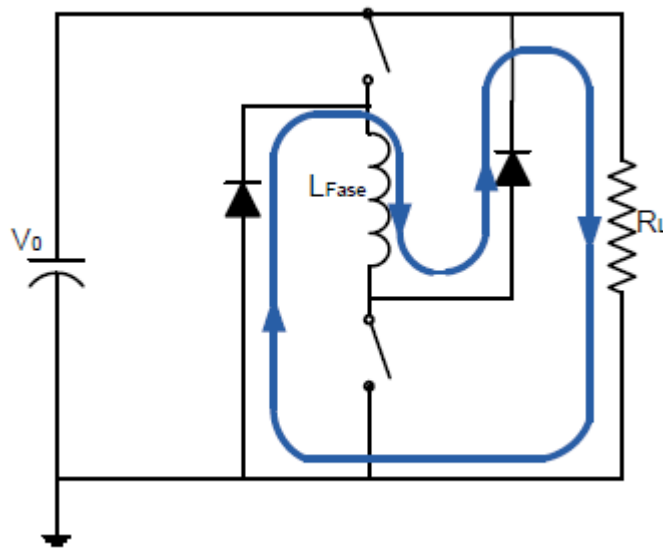


Figura 3.5. Percurso da corrente durante o período de geração [53].

## Capítulo 4

# Dimensionamento analítico e numérico de uma suspensão ativa

Para fazer o dimensionamento de um sistema de suspensão eletromagnética ativa é necessário entender o comportamento físico da suspensão, a maneira como a suspensão interage com a estrada e o funcionamento e controle do gerador. Neste capítulo vai-se abordar todos esses temas fundamentais para depois serem aplicados softwares de simulação, nomeadamente o MatLab, Simulink e o FEMM para análise do sistema proposto.

### 4.1 Modelação de uma suspensão

A análise de uma suspensão de um veículo pode ser feita através de diferentes modelos, Figura 4.1. Os modelos mais utilizados são o modelo do carro completo, da metade do carro e o modelo de um quarto do carro [43], que vai ser o utilizado neste trabalho.

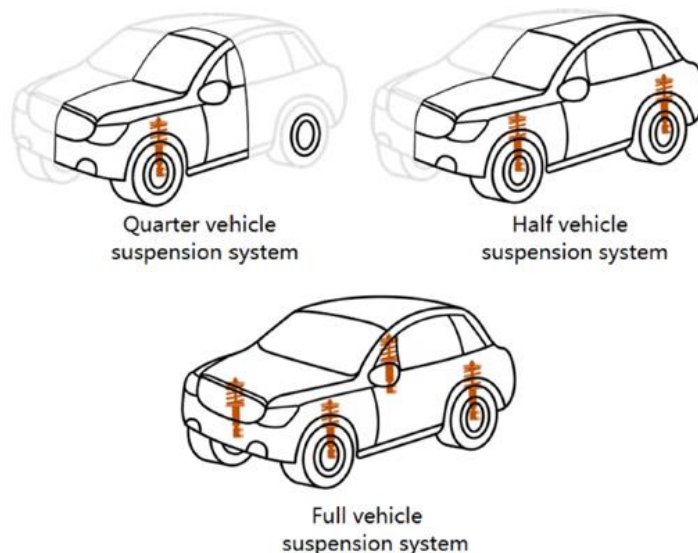


Figura 4.1. Modelos para análise de um sistema de suspensão de um veículo [43].

Como mostra a Figura 4.1, os diferentes modelos analisam diferentes número rodas e, portanto, têm diferentes graus de complexidade. O modelo de um quarto de carro apenas tem em consideração uma roda do veículo, analisando-se apenas o deslocamento vertical do veículo e considerando apenas um quarto da sua massa total. Este modelo tem a vantagem de ser o menos complexo, mas ignora o deslocamento horizontal do veículo na transferência de peso e o

deslocamento lateral. O modelo de meio carro considera apenas metade da massa total do veículo, analisando uma roda traseira e uma roda dianteira do mesmo lado do carro. Este modelo já tem em conta o deslocamento lateral do veículo. O modelo mais complexo é o modelo do carro completo, que analisa as 4 rodas do veículo e tem em conta o movimento em todos os eixos [43], [54].

#### 4.1.1. Modelação de uma suspensão eletromagnética ativa

A razão da utilização do modelo do quarto do carro advém do facto de o principal objetivo deste trabalho ser o estudo da viabilidade energética da utilização de amortecedores regenerativos e não a análise dinâmica do veículo utilizando estes amortecedores. De modo a saber-se a potencialidade energética de uma suspensão eletromagnética ativa, o deslocamento vertical é suficiente, uma vez que é apenas esse movimento do amortecedor que vai produzir energia. Para uma análise exata dos efeitos a nível do conforto dos passageiros dos deslocamentos horizontal e lateral do veículo, ter-se-ia que utilizar um dos modelos mais complexos que teria isso em conta.

O esquema de um sistema de suspensão para o modelo de um quarto de carro é seguinte ilustrado na figura 4.2

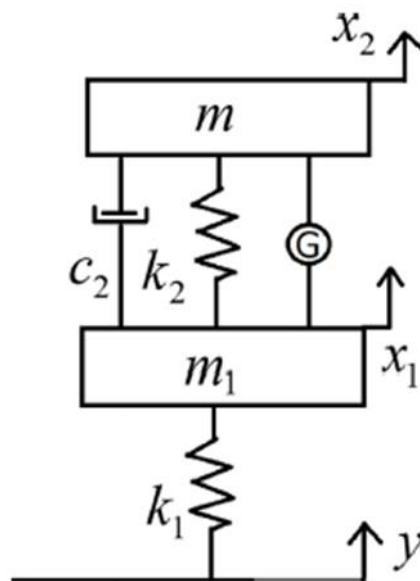


Figura 4.2. Esquema de uma suspensão eletromagnética ativa no modelo de um quarto de carro [43].

A análise dinâmica do sistema faz-se através da segunda lei de Newton aplicada a cada uma das massas, a massa suspensa ( $m$ ) e a massa não suspensa ( $m_1$ ). Fazendo a análise, chegam-se às seguintes equações diferenciais:

$$m \times \ddot{x}_2 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - G = 0 \quad (4.1)$$

$$m_1 \times \ddot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1(x_1 - y) + G = 0 \quad (4.2)$$

Onde,  $m$  é a massa suspensa,  $m_1$  é a massa não suspensa,  $x_2$  é o deslocamento da massa suspensa,  $x_1$  é o deslocamento da massa não suspensa,  $y$  é o deslocamento da roda,  $k_2$  é a rigidez da suspensão,  $k_1$  é a rigidez do pneu,  $c_2$  é o coeficiente de amortecimento e  $G$  é a força exercida pelo gerador [54].

#### 4.1.2. Parâmetros de suspensão dos veículos analisados

Para fazer a análise da suspensão, é necessário atribuir valores para as constantes das equações. As constantes são a massa suspensa, a massa não suspensa, a rigidez da suspensão, a rigidez do pneu e o coeficiente de amortecimento. Na Tabela 4.1 estão os parâmetros a serem utilizados neste trabalho.

Tabela 4.1. Parâmetros típicos dos tipos de veículo em estudo [55]-[57].

	$m$ [kg]	$m_1$ [kg]	$k_2$ [kN/m]	$k_1$ [kN/m]	$c_2$ [kNs/m]	$\zeta$	$r_k$
Veículo todo-o-terreno	2250	62,5	150,12	1501,2	23,892	0,65	10
Veículo pesado	4450	550	622,18	1705,45	26,582	0,25	2,7

Não foi possível encontrar na literatura valores típicos para a rigidez da suspensão e para o coeficiente de amortecimento de um veículo de todo-o-terreno. Isto deve-se ao facto de nestes tipos de veículos ser mais comum a utilização do fator de amortecimento ( $\zeta$ ) de forma a ser utilizado para os vários amortecedores, uma vez que há muitos veículos de todo-o-terreno bastante diferentes [57]. Habitualmente, o fator de amortecimento nestes veículos varia entre 0,65 e 0,70 [57], daí o valor da Tabela 4.1 ser 0,65. A equação 4.3 calcula o fator de amortecimento de um veículo [56].

$$\zeta = \frac{c_2}{2\sqrt{k_2 \times m}} \quad (4.3)$$

O fator de amortecimento depende do coeficiente de amortecimento e da rigidez da suspensão, dois dos parâmetros que não foram possíveis de encontrar na literatura. Para isso, é utilizado fator de rigidez ( $r_k$ ) que relaciona a rigidez da suspensão e a rigidez do pneu [56]. Quanto mais elevado for este valor, mais mole é a suspensão, pelo que valores típicos do fator de rigidez podem exceder 10 neste tipo de veículos, daí o valor da Tabela 4.1 ser 10. O fator de rigidez calcula-se através da equação do 4.4.

$$r_k = \frac{k_1}{k_2} \quad (4.4)$$

Com o fator de rigidez e o fator de amortecimento, é possível calcular um valor típico para a rigidez da suspensão e para o coeficiente de amortecimento para veículos todo-o-terreno.

## 4.2 Perfis de estrada

Como é facilmente perceptível no dia-a-dia, as estradas apresentam diferentes níveis de rugosidade – uma estrada recentemente asfaltada é menos irregular que uma estrada antiga. Essa caracterização das estradas é feita de acordo com a norma ISO 8608. Esta norma assume que uma estrada possui propriedades estatísticas passíveis de análise, isto é, é composta por um grande número de irregularidades com diferentes amplitudes e períodos. A norma calcula a densidade espectral de potência dos deslocamentos verticais causados pelas diversas irregularidades em função da frequência espacial e da frequência espacial angular, ambas em escala logarítmica [57], [58].

Existem duas formas de calcular a densidade espectral de potência (PSD), tanto através deslocamentos verticais ( $G_d$ ) como das acelerações verticais ( $G_a$ ). Ambos cálculos são feitos sempre em função da frequência espacial ( $n$ ), como da frequência espacial angular ( $\Omega$ ). As densidades espectrais são calculadas com recurso ao sistema de equações 4.5.

$$\begin{cases} G_a(n) = (2\pi \times n)^4 \times G_d(n) \\ G_a(\Omega) = \Omega^4 \times G_d(\Omega) \end{cases} \quad (4.5)$$

De forma a facilitar a comparação de diferentes perfis de rugosidade, a ISO 8608 tem uma tabela de classificação dos perfis baseada na PSD calculada para valores constantes de frequência espacial ( $n_0=0,1$  ciclos/m) e de frequência espacial angular ( $\Omega_0=1$  rad/m). Desta forma, apresentam-se na Tabela 4.2 8 classes de estrada, classificadas desde a menos rugosa (A) até à mais rugosa (H).

Tabela 4.2. Classificação dos perfis de estrada segundo ISO 8608 [58].

Classe de Estrada	$G_d(n_0)$ [ $10^{-6}$ m <sup>3</sup> ]		$G_d(\Omega_0)$ [ $10^{-6}$ m <sup>3</sup> ]	
	Limite inferior	Limite superior	Limite inferior	Limite superior
A	-	32	-	2
B	32	128	2	8
C	128	512	8	32
D	512	2048	32	128
E	2048	8192	128	512
F	8192	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8192
H	131072	-	8192	-
	$n_0=0,1$ ciclos/m		$\Omega_0=1$ rad/m	

O perfil de rugosidade de uma dada estrada é definido através das equações 4.6, onde os valores de  $G_d(n_0)$  e  $G_d(\Omega_0)$  são retirados da Tabela 4.2, de acordo com a classe de estrada.

$$\begin{cases} G_d(n) = G_d(n_0) \times \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-2} \\ G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2} \end{cases} \quad (4.6)$$

#### 4.2.1. Geração de um perfil de estrada

De acordo com a classificação de perfis de estrada é possível gerar um perfil de estrada artificial para aplicações práticas, em função da PSD dos deslocamentos verticais obtidos através da transformada de Fourier da função de auto-correlação do processo estocástico, que descreve o perfil de estrada [58].

Começando num perfil contínuo, para um valor definido de frequência espacial, centrando dentro de um intervalo  $\Delta n$ , o valor da PSD para essa frequência espacial é definido pela equação 4.7:

$$G_d(n) = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\psi_x^2}{\Delta n} \quad (4.7)$$

Onde  $\psi_x^2$  é o valor médio quadrático do componente do sinal para a frequência espacial dentro do intervalo  $\Delta n$ .

O perfil de estrada é depois discretizado, sendo definido como uma sequência de pontos de diferentes elevações uniformemente espaçados. Sendo  $L$  o comprimento do perfil de estrada e  $B$  o intervalo amostral, tem-se que a máxima frequência espacial amostral teórica é  $n_{max}=1/B$  e a máxima frequência espacial amostral efetiva é  $n_{eff}=n_{max}/2$ . Dentro do domínio da frequência, os valores da frequência espacial dos sinais discretizados,  $n_i$ , estão espaçados num intervalo de  $\Delta n=1/l$ . O valor genérico de  $n_i$  pode ser visto como  $i\Delta n$ , e pode ser escrito, na sua forma discreta, pela equação 4.8:

$$G_d(n_i) = \frac{\psi_x^2(n_i, \Delta n)}{\Delta n} = \frac{\psi_x^2(i \times \Delta n, \Delta n)}{\Delta n} \quad (4.8)$$

Com  $i$  a variar de 0 até  $N=n_{max}/\Delta n$ .

Se o perfil de estrada for descrito através de uma função harmónica do tipo representado na equação 4.9, onde  $A_i$  é a amplitude e  $\varphi$  é o ângulo de fase, é possível demonstrar que o valor médio quadrático deste sinal harmónico é calculado através da equação 4.10.

$$h(x) = A_i \cos(2\pi \times n_i \times x + \varphi) = A_i \cos(2\pi \times i \times \Delta n \times x + \varphi) \quad (4.9)$$

$$\psi_x^2 = \frac{A_i^2}{2} \quad (4.10)$$

Das equações 4.8 e 4.10, obtém-se a equação 4.11.

$$G_d(n_i) = \frac{\psi_x^2(n_i)}{\Delta n} = \frac{A_i^2}{2 \times \Delta n} \quad (4.11)$$

Se a PSD dos deslocamentos verticais é conhecida, é possível gerar um perfil de estrada artificial usando a equação 4.11 e assumindo um angulo de fase aleatório,  $\varphi_i$ , segundo uma distribuição probabilística uniforme no intervalo de 0 a  $2\pi$ . O perfil de estrada artificial pode ser escrito pela equação 4.12:

$$h(x) = \sum_{i=0}^N A_i \cos(2\pi \times i \times \Delta n \times x + \varphi_i) = \sum_{i=0}^N \sqrt{2 \times \Delta n \times G_d \times (i \times \Delta n)} \cos(2\pi \times i \times \Delta n \times x + \varphi_i) \quad (4.12)$$

Substituindo a primeira equação do sistema em 4.6 na equação 4.12, chega-se à equação 4.13, que permite gerar um perfil de estrada artificial da norma ISO 8608.

$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \times 2^k \times 10^{-3} \times \left(\frac{n_0}{i \times \Delta n}\right) \times \cos(2\pi \times i \times \Delta n \times x + \varphi_i) \quad (4.13)$$

Onde  $x$  é a abcissa variável de 0 a  $L$ ,  $\Delta n = 1/L$ ,  $n_{max} = 1/B$ ,  $N = n_{max}/\Delta n = L/B$ ,  $k$  (variável de 3 a 9) é uma constante dependente da classe do perfil de estrada (de A a H – tabela 4.3),  $n_0 = 0,1$  ciclos/m e  $\varphi_i$  é um ângulo de fase aleatório segundo uma distribuição probabilística uniforme no intervalo de 0 a  $2\pi$ .

Tabela 4.3. Valores de  $k$  de acordo com a classe do perfil de estrada definido pela ISO 8608 [58].

Classe do Perfil de estrada	Valor de $k$
A	3
B	4
C	5
D	6
E	7
F	8
G	9
H	9

### 4.3 Modelo adotado do gerador trifásico tubular de relutância variável comutado

O modelo do TLSRG adotado neste trabalho encontra-se representado na Figura 4.3. Como já descrito previamente, o TLSRG conta com uma geometria cilíndrica, é simétrico e o fluxo magnético é longitudinal. É composto por duas partes, que podem ser denominadas de primário/estator e secundário/translato. O primário é composto pelas bobinas das fases e o secundário contém as saliências, sendo que se movimenta quando submetido a uma força. Possui

3 fases elétricas que apresentam sempre os mesmos valores de tensão e corrente para períodos de comutação constante, diferindo apenas no momento de excitação.

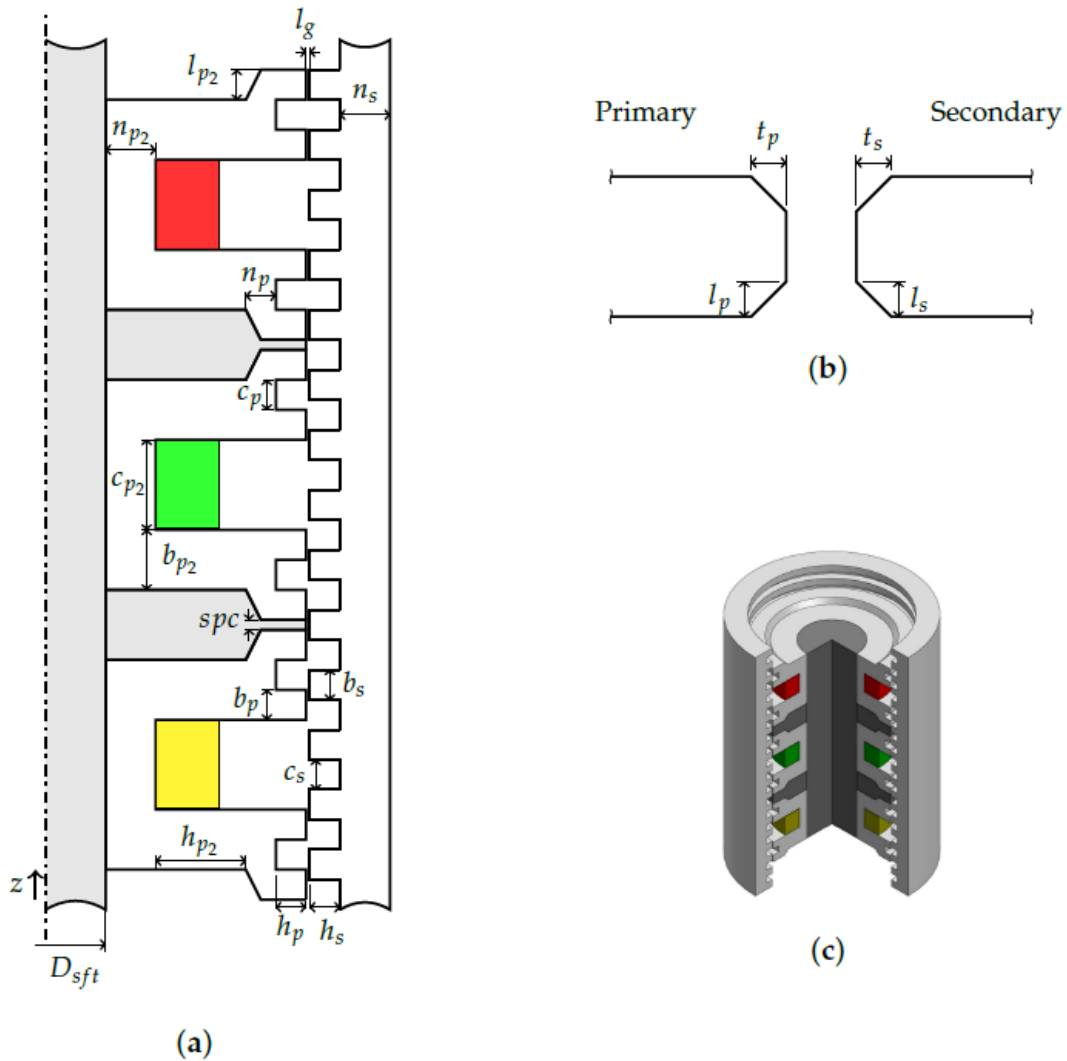


Figura 4.3. Esquema da secção longitudinal do TLSRG adotado (a); esquema da forma geométrica das saliências (b); ilustração 3D do TLSRG adotado (c) [59].

#### 4.3.1. Modelo matemático

O modelo matemático do TLSRG é obtido através da análise do conversor de potência da Figura 4.4. Analisando a figura, consegue-se constatar a presença da ponte H assimétrica, sendo esta a topologia de conversor adotada para o TLSRG neste trabalho [59]. Como todas as fases possuem configurações idênticas, a análise é feita para apenas uma fase. Esta é uma solução simples caracterizada por uma tensão de saída variável devido ao processo de autoexcitação. É possível minimizar esta desvantagem através do uso de uma fonte de tensão externa [60].

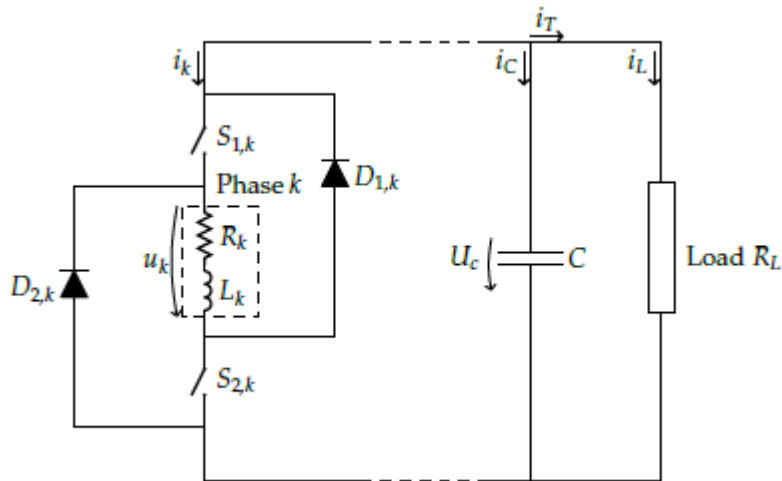


Figura 4.4. Circuito elétrico para uma fase [59].

Para o circuito da Figura 4.4, o ciclo de conversão pode ser definido por três períodos distintos: período de excitação – representado na Figura 4.5 (a); período de geração – representado na Figura 4.5 (b); período de roda livre – representado na Figura 4.5 (c). Também existe uma fase intermédia entre o período de excitação e o período de geração. O período de excitação ocorre quando os interruptores  $S_1$  e  $S_2$  se encontram fechados, assumindo que o condensador já se encontra à sua tensão nominal. Isto acontece quando a fase se encontra próxima da posição de máxima indutância. O período de geração só se inicia quando a intensidade de corrente atinge um valor definido, abrindo os interruptores. Neste período, a força contraeletromotriz aumenta com a corrente devido à redução do fluxo magnético. Desta forma, a corrente mantém-se através dos díodos  $D_{1,k}$  e  $D_{2,k}$ , fornecendo a energia gerada ao condensador e à carga. A fase de transição entre estes dois períodos é caracterizada por um período de comutação dura uma vez que a tensão é invertida (isto é, ainda existe corrente positiva a percorrer o díodo, apesar do díodo já se encontrar inversamente polarizado, acabando a tensão por inverter ao invés de parar em valor nulo [61]). No período de roda livre, é fechado um interruptor para proporcionar um valor nulo de tensão. Este período pode ser implementado para obter uma comutação suave, onde, após o período de excitação, a tensão é anulada e só depois invertida [60].

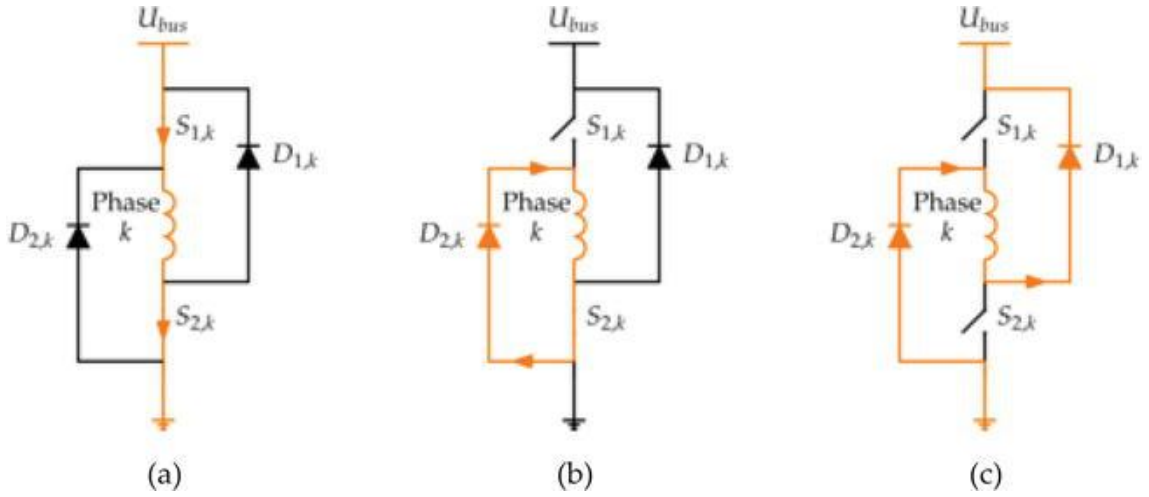


Figura 4.5. Configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de excitação (a); configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de geração (b); configuração do circuito elétrico e trajeto da corrente para o período de roda livre (c) [60].

A tensão aos terminais de cada fase  $u_k$  é dada pela equação 4.14.

$$u_k = \begin{cases} U_{bus} - 2U_S, & S_{1,k} \text{ e } S_{2,k} \text{ fechados} \\ -U_D - U_S, & S_{1,k} \text{ e } S_{2,k} \text{ abertos} \\ -U_{bus} - 2U_D & S_{1,k} \text{ aberto e } S_{2,k} \text{ fechado} \end{cases} \quad (4.14)$$

Onde  $U_D$  e  $U_S$  são as quedas de tensão aos terminais de cada interruptor eletrônico e do díodo e  $U_{bus}$  é a tensão no barramento DC imposta pela tensão  $U_c$  aos terminais do condensador de capacidade  $C$ , sendo  $U_{bus}=U_c$ .

A tensão aos terminais de cada fase  $k$ , é dada pela equação 4.15.

$$u_k = R_{ak} \times i_k + \left( L_k(z_k, i_k) + i_k \times \frac{dL_k(z_k, i_k)}{di_k} \right) \frac{di_k}{dt} + v \times i_k \times \frac{dL_k(z_k, i_k)}{dz_k} \quad (4.15)$$

Onde  $R_{ak}$  é a resistência interna dos enrolamentos de cada fase,  $i_k$  é a intensidade de corrente elétrica de cada fase,  $L_k$  é a indutância de cada fase,  $v$  é a velocidade linear do translato e  $z_k$  a posição elétrica da fase. Isolando a derivada da corrente de cada fase, obtém-se a equação 4.16.

$$\frac{di_k}{dt} = \frac{u_k - v \times i_k \times \frac{dL_k(z_k, i_k)}{dz_k} - R_{ak} \times i_k}{L_k(z_k, i_k) + i_k \times \frac{dL_k(z_k, i_k)}{di_k}} \quad (4.16)$$

A relação entre a posição elétrica de fase e a posição mecânica do translato,  $z_{mech}$ , é dada pela equação 4.17.

$$z_k = -S_t + \left( \frac{z_{mech} - k_{offset} - S_t}{2S_t} - \left( \frac{z_{mech} - k_{offset} - S_t}{2S_t} \right) \right) \times 2S_t \quad (4.17)$$

onde  $k_{offset}$  é o desfasamento entre as posições elétricas de duas fases consecutivas e  $S_t$  é o desfasamento entre as posições de alinhamento e de não alinhamento da mesma fase [62]. Na Figura 4.6 está um gráfico que representa a equação 4.17.

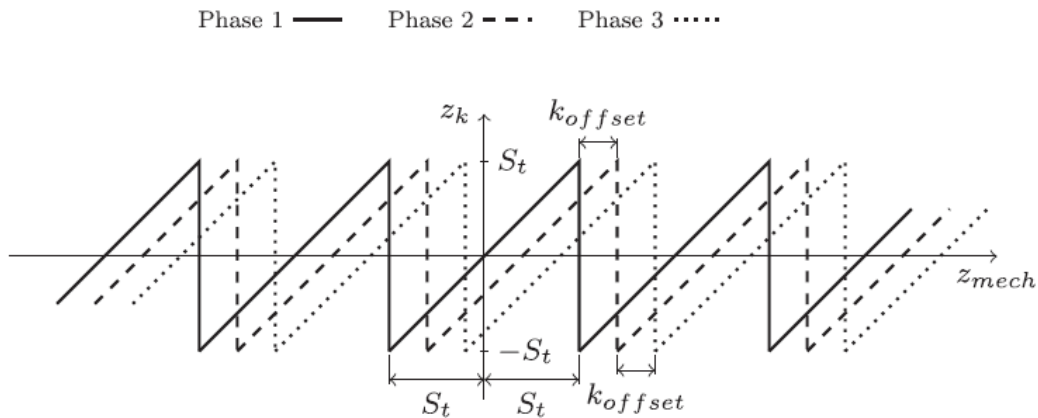


Figura 4.6. Posição elétrica ( $z_k$ ) como função da posição mecânica ( $z_{mech}$ ) [62].

### 4.3.2. Conversor de potência

Na Figura 4.7, encontra-se o conversor de potência que é utilizado para o funcionamento do TLSRG. É utilizado um conversor de potência DC/DC com ponte H isolada para cumprir os requisitos de um sistema como este. Para permitir o processo de autoexcitação, é necessário que a tensão no barramento DC seja constante. Para além disso, como são necessários valores elevados de tensão para a excitação de cada fase no momento exato, é preciso reduzir a tensão de saída aplicada na carga elétrica. Para o modelo ideal deste conversor, podem-se estabelecer as relações das equações 4.18 e 4.19 [60].

$$\bar{U}_2 = 2\bar{U}_1 \times \alpha \times \frac{N_2}{N_1} \quad (4.18)$$

$$\bar{I}_1 = 2\bar{I}_2 \times \alpha \times \frac{N_2}{N_1} \quad (4.19)$$

Onde  $\bar{U}_1$  e  $\bar{U}_2$  são os valores médios da tensão de entrada (barramento) e saída (carga), respetivamente,  $\bar{I}_1$  e  $\bar{I}_2$  são os valores médios da intensidade de corrente de entrada e saída, respetivamente,  $N_1$  e  $N_2$  são, respetivamente, o número de espiras do primário e do secundário do transformador e  $\alpha$  é o *duty-cycle*.

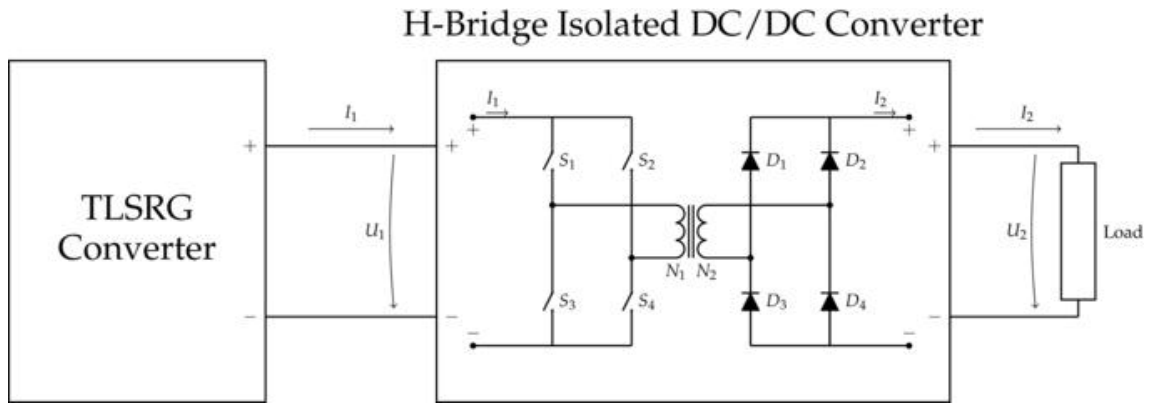


Figura 4.7. Sistema de conversão do TLSRG com um conversor de potência DC/DC [60].

## 4.4 Controle

O controle de uma máquina linear de relutância é extremamente relevante para preservar a tensão de saída do conversor, dependendo imensamente da comutação das diferentes posições elétricas, uma vez que valores fixos podem causar instabilidade, especialmente quando a velocidade de operação é variável [60], [62].

Uma estratégia de comutação adequada é fulcral para o controle da corrente de fase. A corrente de fase influencia a força eletromecânica exercida pelo gerador que, por sua vez, influencia a quantidade de energia extraída para conversão. Com o conversor DC/DC, a tensão do barramento pode ser mantida próxima de um valor nominal, modificando o fluxo energético entre o conversor TLSRG e a carga [60], [62].

### 4.4.1. Controle do conversor TLSRG

O controle do conversor TLSRG aqui adotado é o controle por histerese. O controle por histerise permite manter uma corrente num intervalo próximo de um valor de corrente de referência definida ( $i_{ref}$ ). A amplitude desse intervalo é definida pela largura de banda de histerise  $h_b$ .

O perfil de corrente típico obtido com este tipo de controle está representado na Figura 4.8. Se a corrente ultrapassa o limite máximo do intervalo ( $h_b/2$ ), os interruptores são abertos e o período de geração começa até se atingir o limite mínimo ( $-h_b/2$ ). Se a corrente baixa para lá do limite mínimo da banda de histerise, a fase é energizada de forma a aumentar a corrente até atingir o limite máximo, sendo que este processo se repete constantemente com vários períodos de excitação e geração. Este processo ocorre enquanto a posição da fase elétrica se encontrar entre  $Z_{on}$  e  $Z_{off}$  e o translato se encontrar em movimento. Com isto, para cada fase, o controle por histerise permite a comutação dos dois interruptores eletrônicos como função da posição elétrica de fase, a velocidade do translato, a corrente de referência, a banda de histerese e as posições das fases elétricas  $Z_{on}$  e  $Z_{off}$  [60], [62].

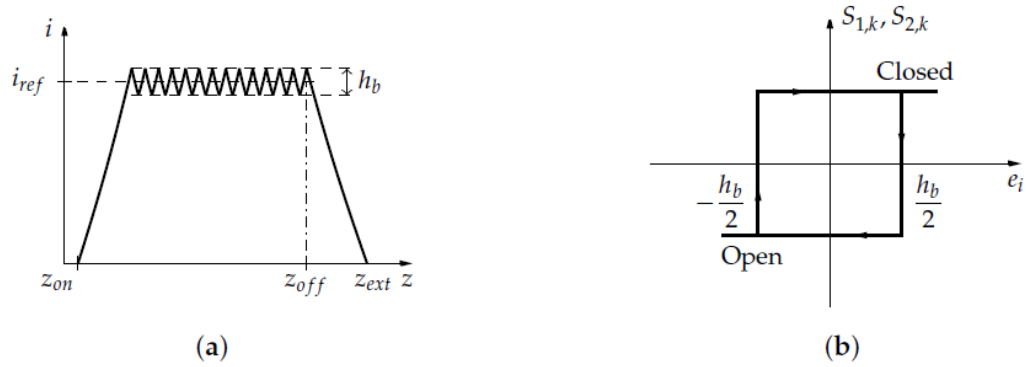


Figura 4.8. Perfil da corrente de fase elétrica (a); lógica do controle por histerese (b) [62].

#### 4.4.2. Controle do conversor de potência

O conversor de potência DC/DC é controlado através de um controlador PI (*Proportional integral*), que fornece o valor de *duty-cycle* para ser aplicado de acordo com um erro verificado entre o barramento DC e o seu valor de referência. A expressão para o controlador PI é a mostrada na equação 4.20.

$$s(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (4.20)$$

onde  $s(t)$  é a variável de controlo,  $e(t)$  é o erro associado à entidade que é controlada por  $K_p$  (ganho proporcional) e por  $K_i$  (ganho integral).

O *duty-cycle* é dado pela equação 4.21.

$$\alpha = \alpha_{init} + \Delta\alpha(t) \quad (4.21)$$

onde  $\alpha$  é o *duty-cycle*,  $\alpha_{init}$  é o *duty-cycle* inicial e  $\Delta\alpha(t)$  é o valor incremental do *duty-cycle*, que, por sua vez, é dado pela equação 4.22.

$$\Delta\alpha(t) = K_p e_u(t) + K_i \int_0^t e_u(\tau) d\tau \quad (4.22)$$

onde  $e_u$  é o erro normalizado entre o valor da tensão no barramento ( $U_{bus}$ ) e o respetivo valor de referência ( $U_{ref}$ ), tal como mostrado na expressão 4.23.

$$e_u(t) = \frac{U_{ref} - U_{bus}(t)}{U_{ref}} \quad (4.23)$$

# Capítulo 5

## Análise energética de um amortecedor regenerativo

A análise energética do sistema de suspensão vai ser feita com recurso à utilização do MatLab e do Simulink com o dimensionamento e as características do gerador a serem obtidos no FEMM.

### 5.1 Dimensionamento do TLSRG

De acordo com a nomenclatura da Figura 4.3, foram definidas as dimensões para o TLSRG que se mostram na Tabela 5.1.

Tabela 5.1. Parâmetros dimensionais do modelo do TLSRG.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$b_p$	13 mm	$l_p$	2,9 mm
$b_{p2}$	35 mm	$l_{p2}$	3 mm
$b_s$	13 mm	$l_s$	3 mm
$c_p$	14 mm	$n_p$	11 mm
$c_{p2}$	41 mm	$n_{p2}$	64,5 mm
$c_s$	14 mm	$n_s$	24 mm
$D_{sft}$	12 mm	$N_t$	98
$d_{wire}$	2,38 mm	$spc$	5 mm
$h_{coil}$	40,46 mm	$S_t$	13,5 mm
$h_p$	11 mm	$t_p$	2,7 mm
$h_{p2}$	21,5 mm	$t_{p2}$	3,5 mm
$h_s$	13 mm	$t_s$	3 mm
$k_{offset}$	9 mm	$w_h$	0,1 mm
$l_{coil}$	14,28 mm	$w_v$	0,27 mm
$l_g$	0,5 mm		

Os parâmetros dimensionais da Tabela 5.1 foram depois utilizados para a construção do modelo do TLSRG no FEMM. O material magnético utilizado foi o aço M19. Apenas foram feitas simulações para a fase 1, uma vez que as características eletromagnéticas das três fases são iguais. A simulação foi feita para um modelo axi-simétrico com uma tolerância de  $1 \times 10^{-8}$  para uma fronteira do tipo Dirichlet. A distribuição do fluxo magnético está representada no mapa de cores da Figura 5.1.

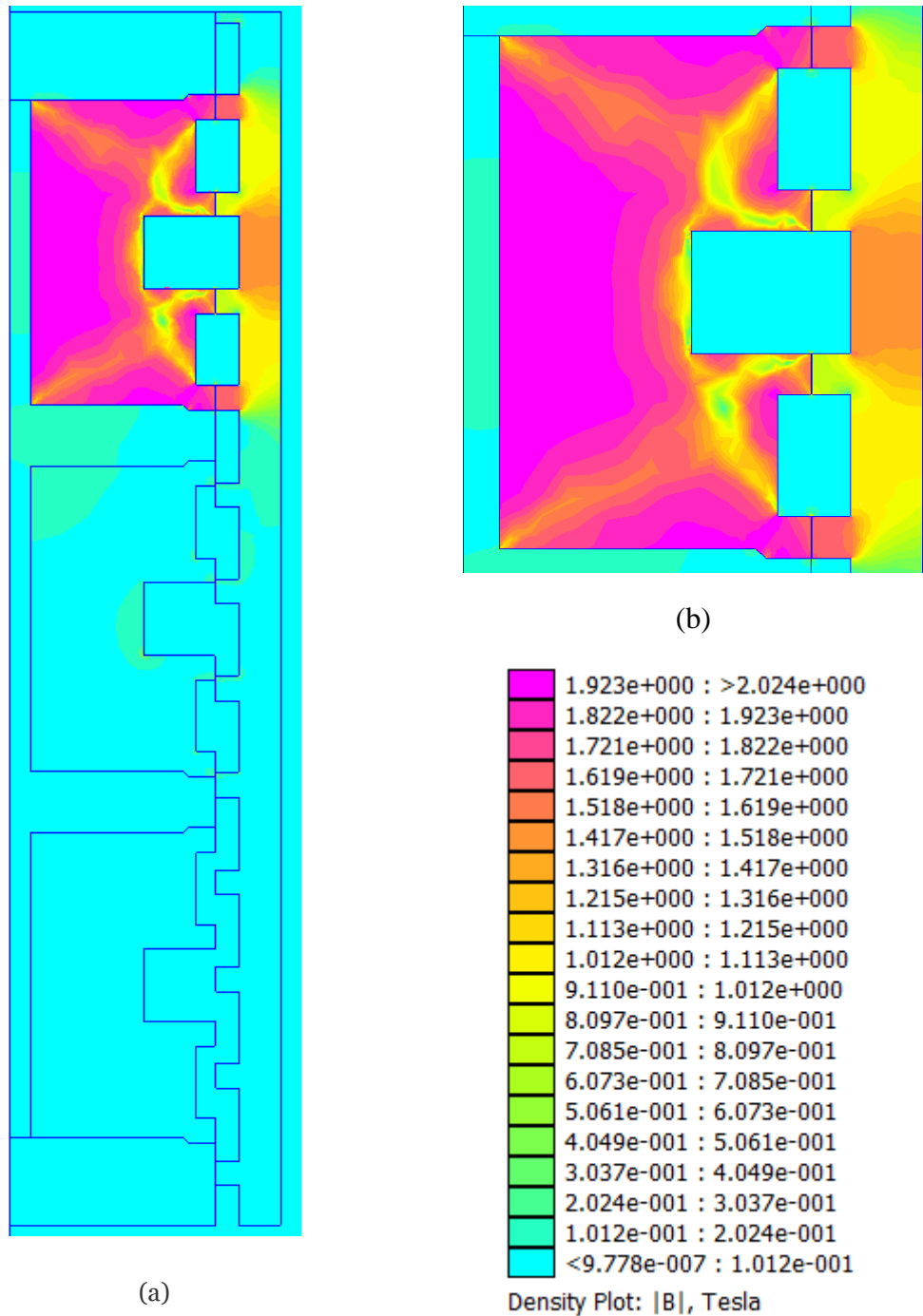


Figura 5.1. Distribuição do fluxo magnético para a Fase 1 excitada a 20 A: com as 3 fases representadas (a); com zoom na fase 1 (b).

O gerador é caracterizado por ter uma corrente elétrica máxima de 20 A, uma indutância máxima de 0,746 H, quando a intensidade de corrente é de 2 A, e uma força linear máxima de 3,764 kN para uma intensidade de corrente de 20 A. As características da variação da indutância com a posição, para diferentes valores de corrente na fase, são mostradas na Figura 5.2. As características da variação da força com a posição, para diferentes valores de corrente na fase, são mostradas na Figura 5.3.

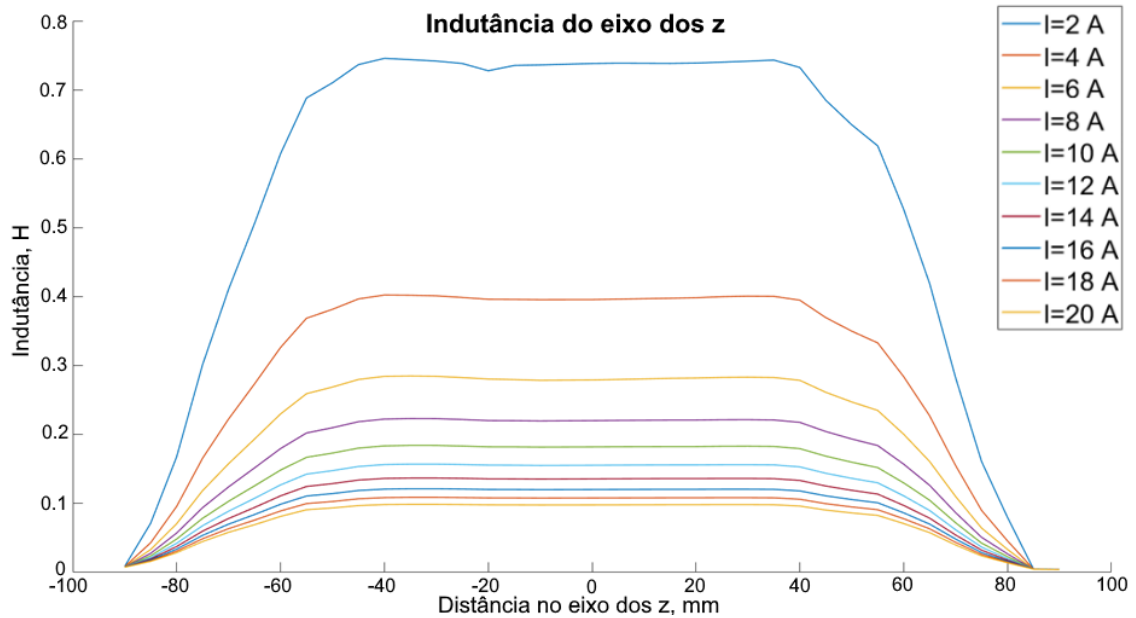


Figura 5.2. Característica eletromagnética do gerador: indutância.

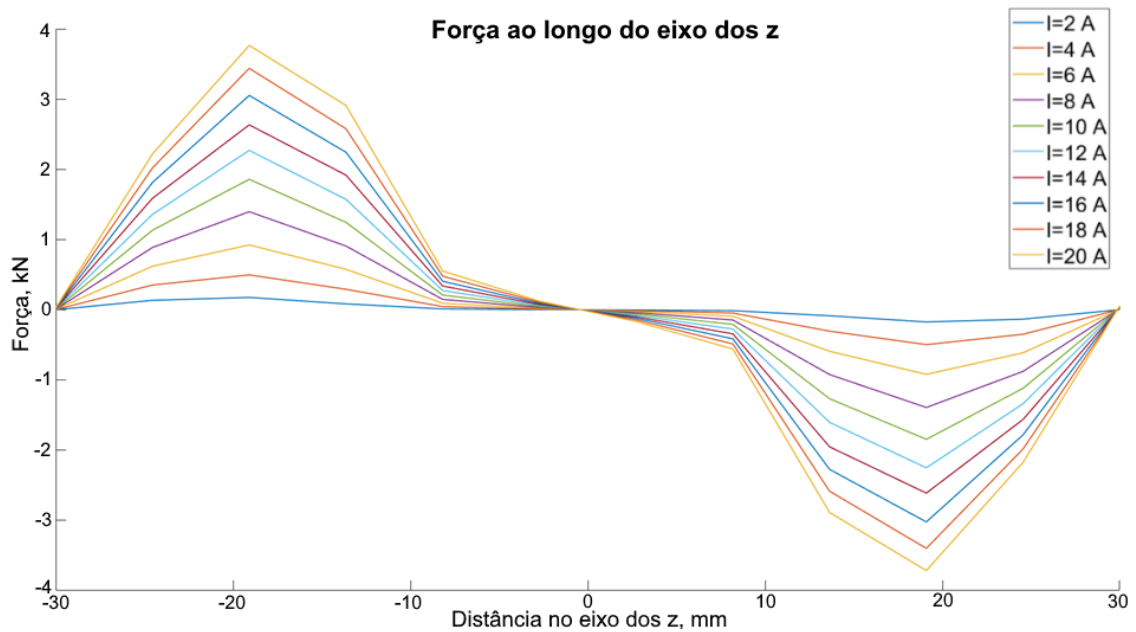


Figura 5.3. Característica eletromagnética do gerador: força linear.

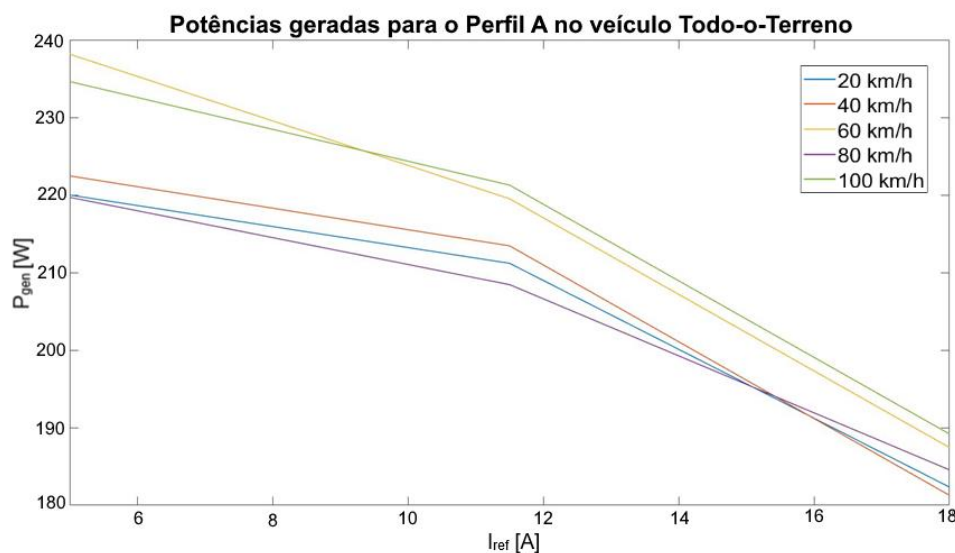
## 5.2 Resultados das simulações

Utilizando o modelo do sistema representado no Anexo 1, foram elaborados vários gráficos com os resultados das simulações.

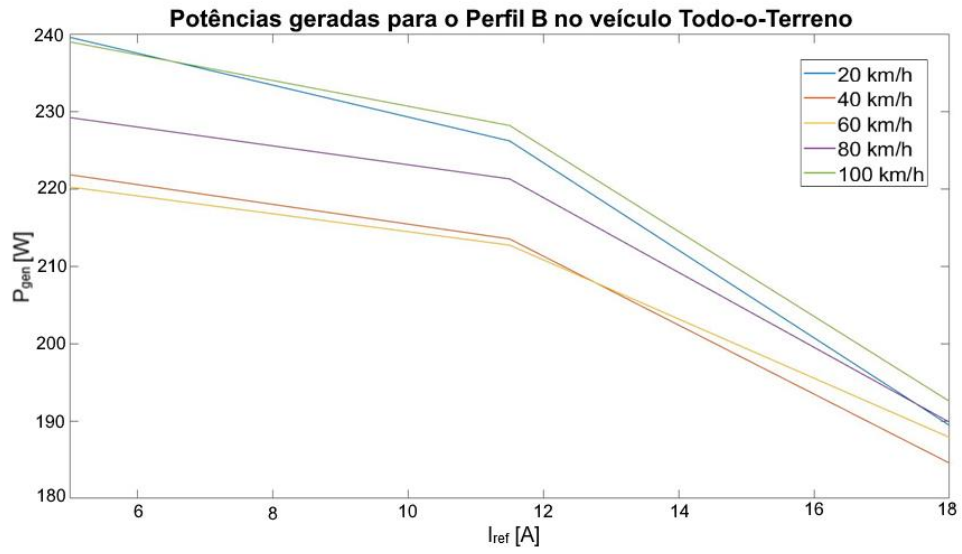
Foram utilizados os dados da Tabela 4.1 para os dois tipos de veículos em estudo. Os valores de intensidade de corrente de referência utilizados foram 5, 11,5 e 18 A. Os valores para a velocidade do veículo foram 20, 40, 60, 80 e 100 km/h. Os valores dos parâmetros de controlo do conversor DC/DC foram 4089,3 e 639,3, respetivamente para o  $K_p$  e para o  $K_i$ . Foram feitas simulações para 7 tipos de perfis de estrada, do perfil A ao perfil G, disponíveis no Anexo 2. Foram utilizados os mesmos perfis para ambos os tipos de veículo.

Nas Figuras 5.4 a 5.6 encontram-se os resultados obtidos para o veículo de todo-o-terreno. A Figura 5.4 mostra o valor da potência média gerada em cada perfil de estrada, em função da intensidade de corrente de referência. A Figura 5.5 mostra o deslocamento do gerador na simulação de maior valor médio de potência gerada num intervalo de 1.2 segundos (tempo de simulação). A Figura 5.6 mostra o deslocamento da massa suspensa na simulação de maior valor médio de potência gerada no mesmo intervalo de tempo adotado na Figura 5.5.

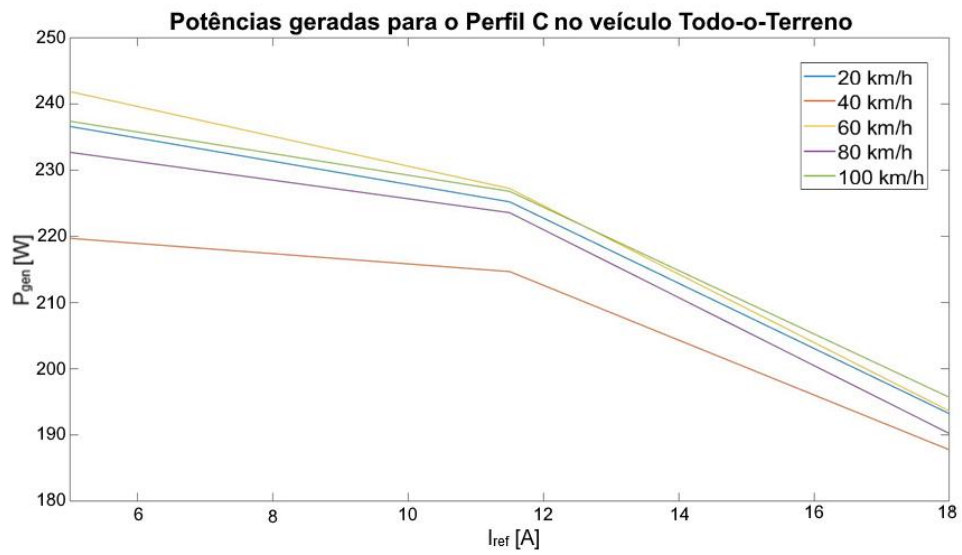
Nas Figuras 5.7 a 5.9 encontram-se os resultados obtidos para o veículo pesado, sendo que a Figura 5.7 mostra o valor da potência média gerada em cada perfil de estrada, em função da intensidade de corrente de referência, a Figura 5.8 mostra o deslocamento do gerador na simulação de maior valor médio de potência gerada num intervalo de 1.2 segundos (tempo de simulação) e a Figura 5.9 mostra o deslocamento da massa suspensa na simulação de maior valor médio de potência gerada no mesmo intervalo de tempo adotado na Figura 5.8.



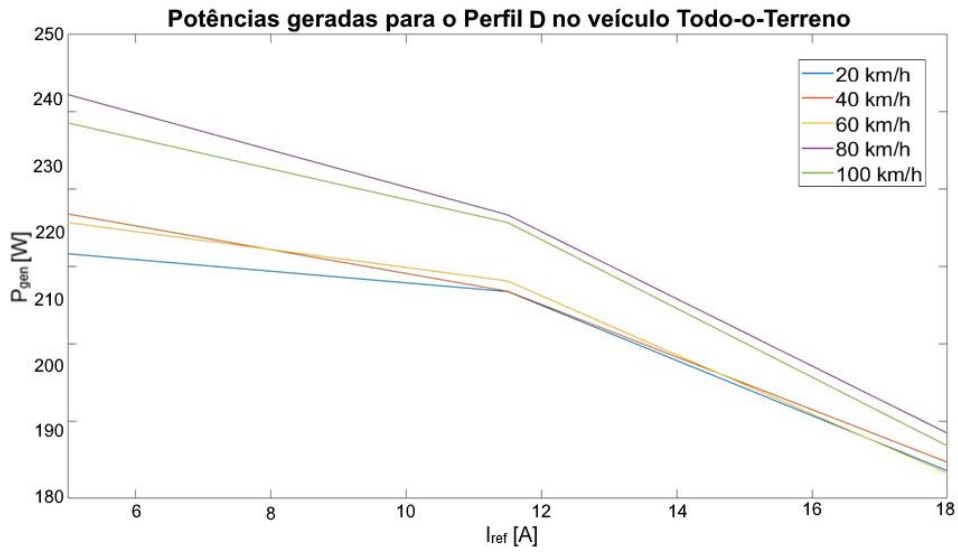
(a)



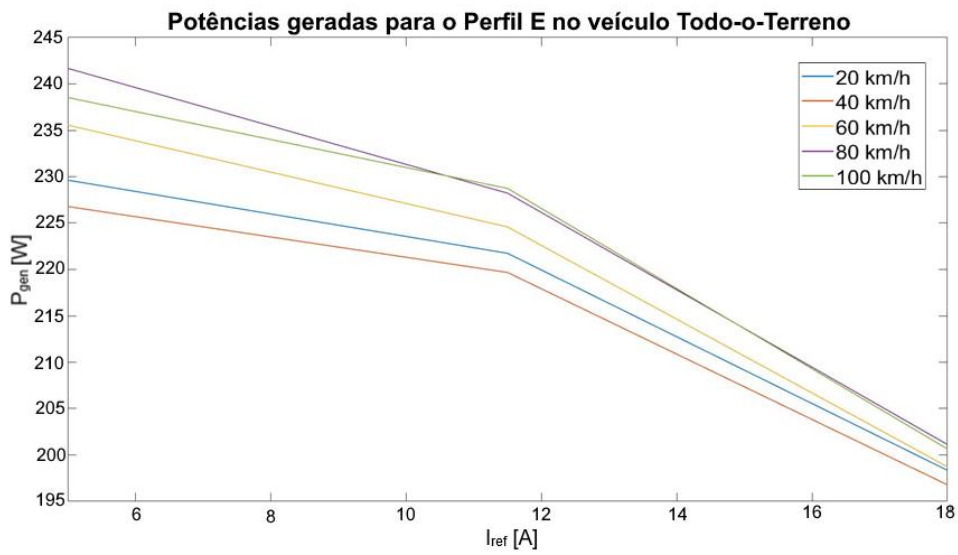
(b)



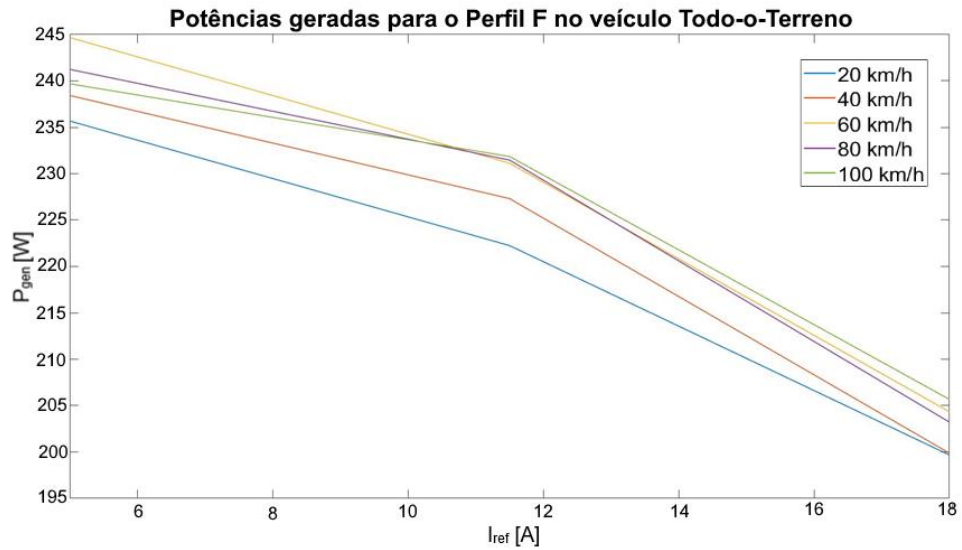
(c)



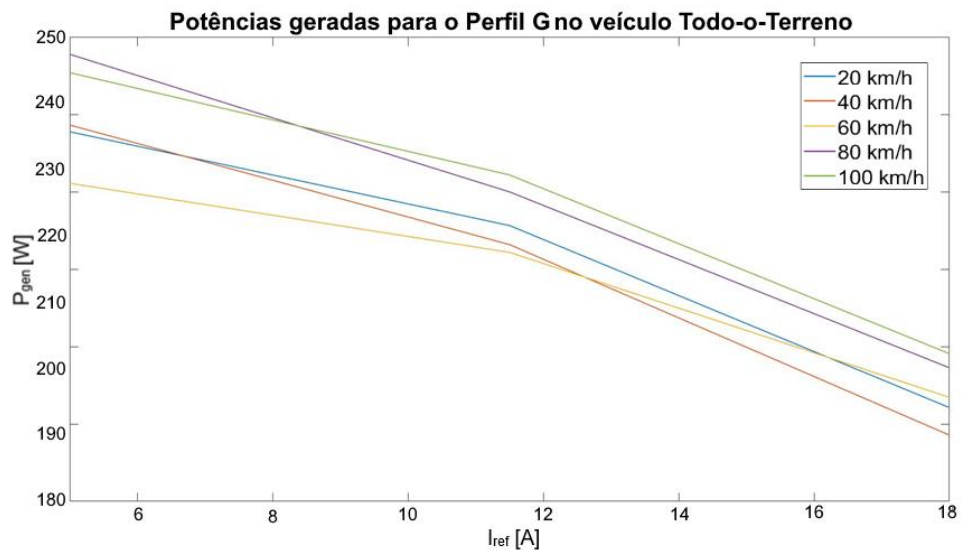
(d)



(e)

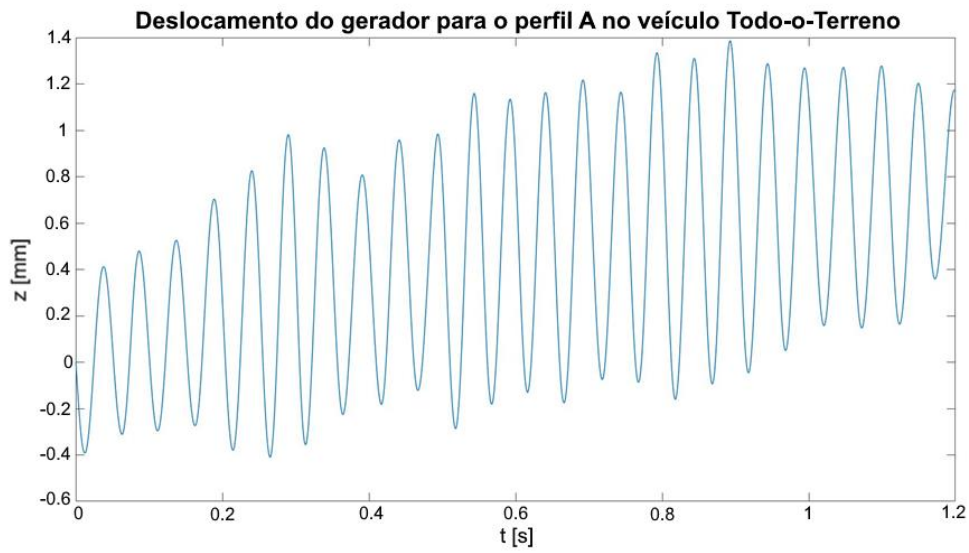


(f)

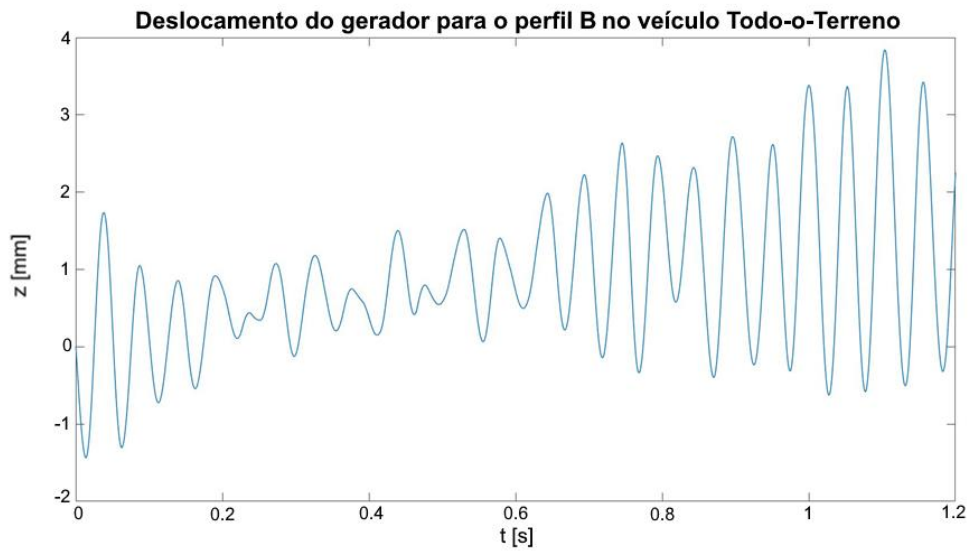


(g)

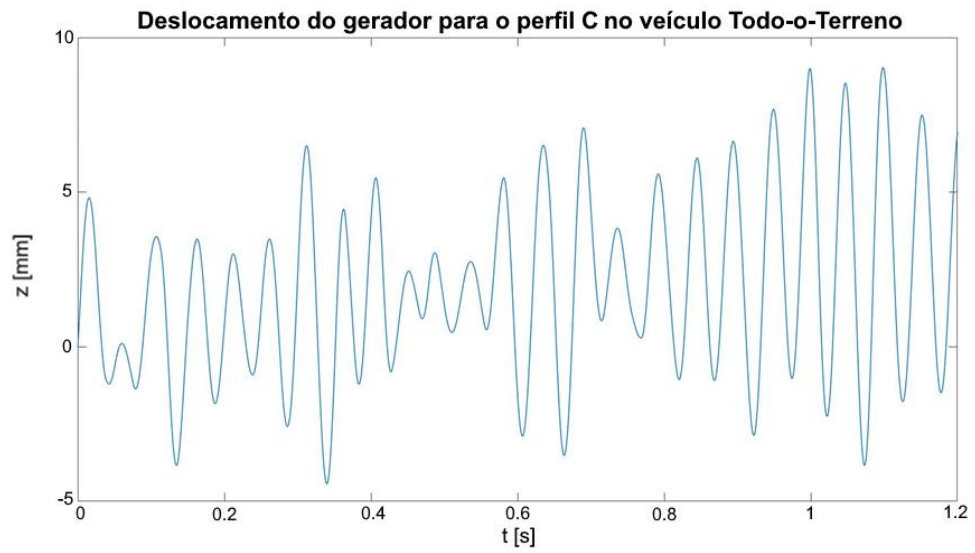
Figura 5.4 – Potência elétrica média gerada no veículo de todo-o-terreno para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).



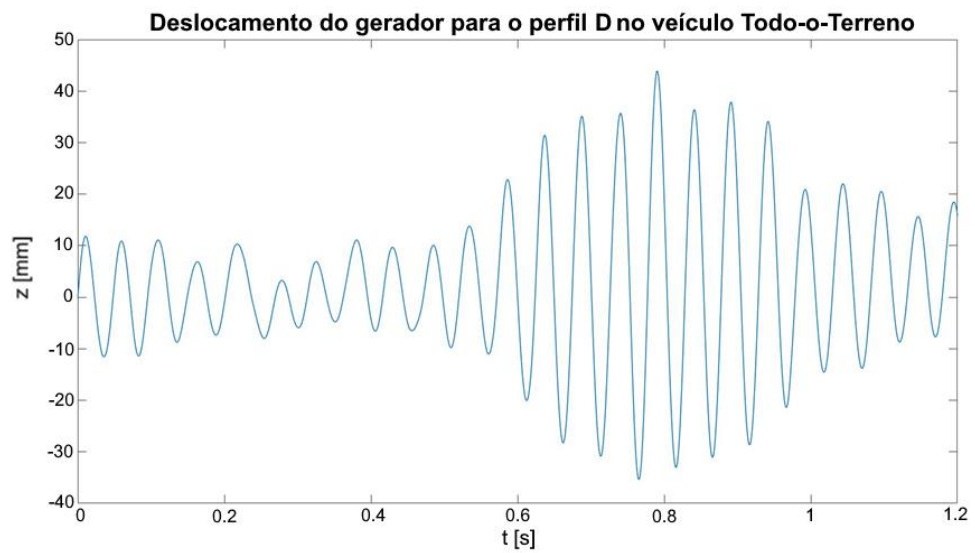
(a)



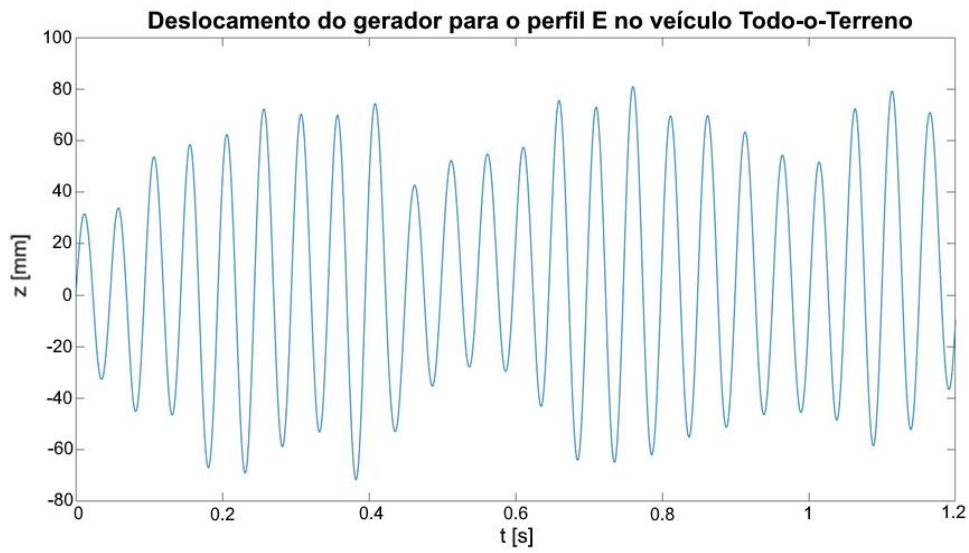
(b)



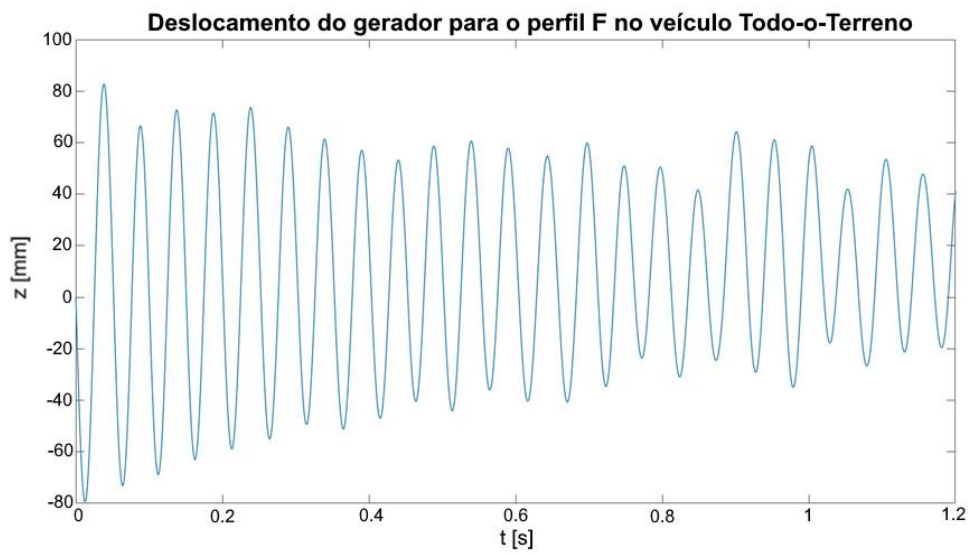
(c)



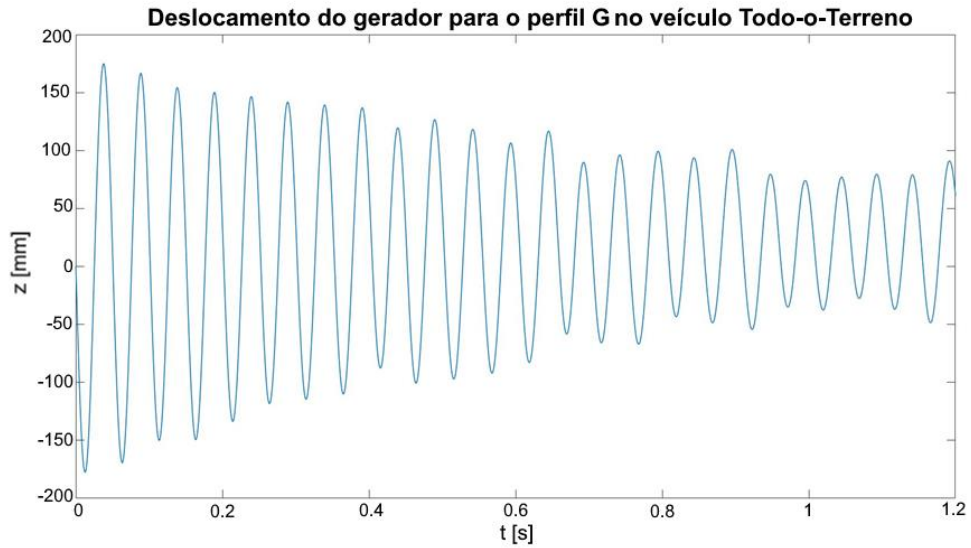
(d)



(e)

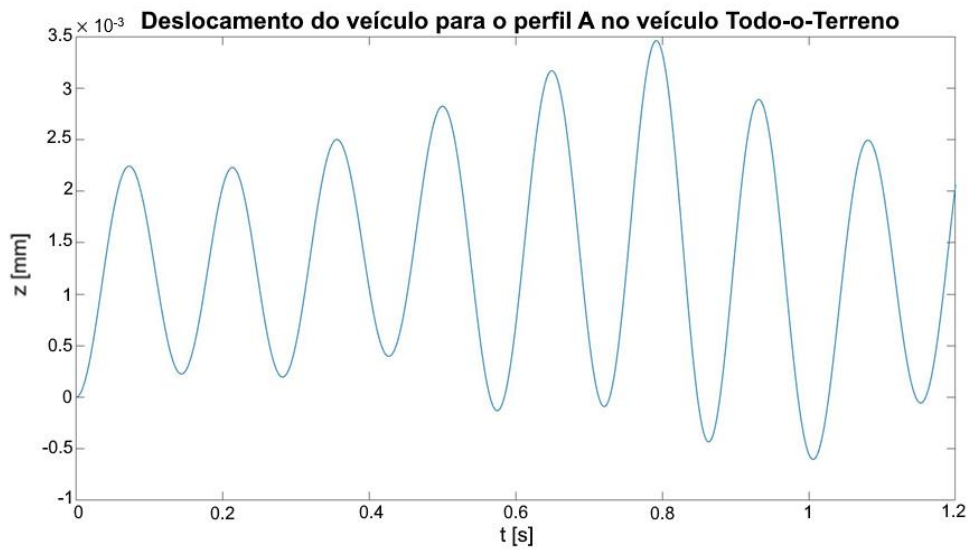


(f)

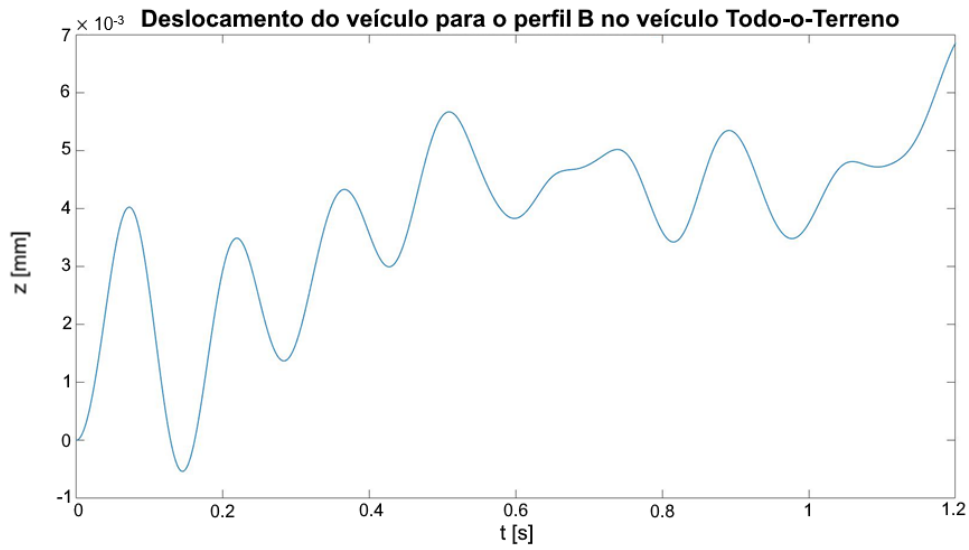


(g)

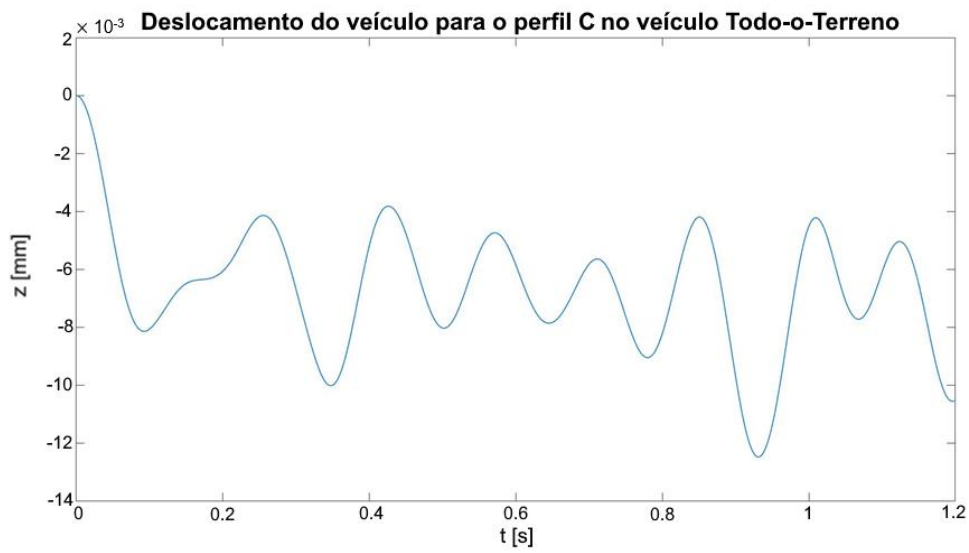
Figura 5.5 – Deslocamento do gerador no veículo de todo-o-terreno na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).



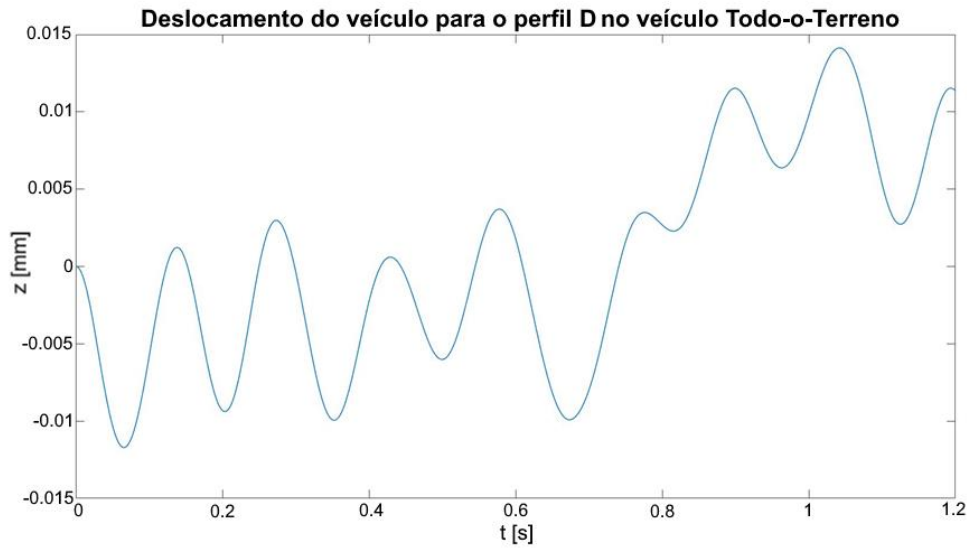
(a)



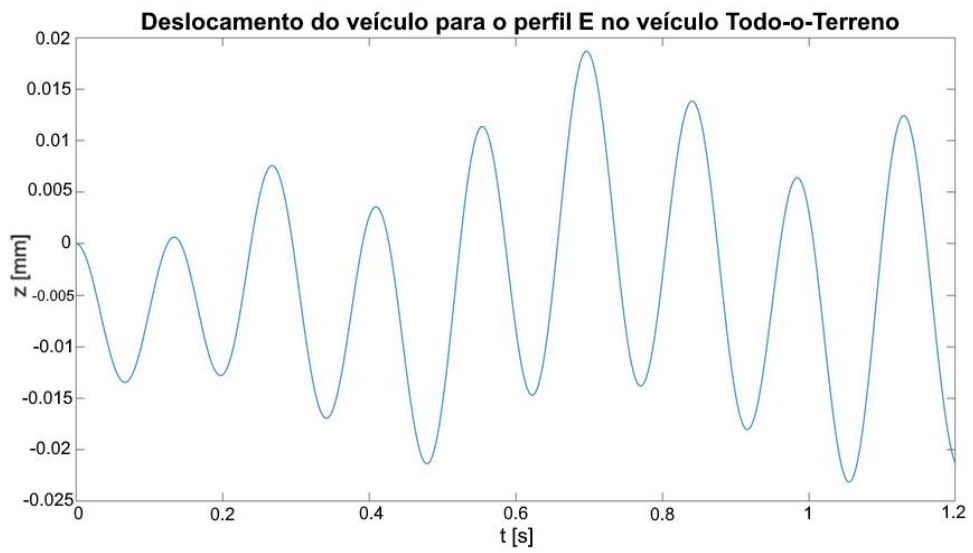
(b)



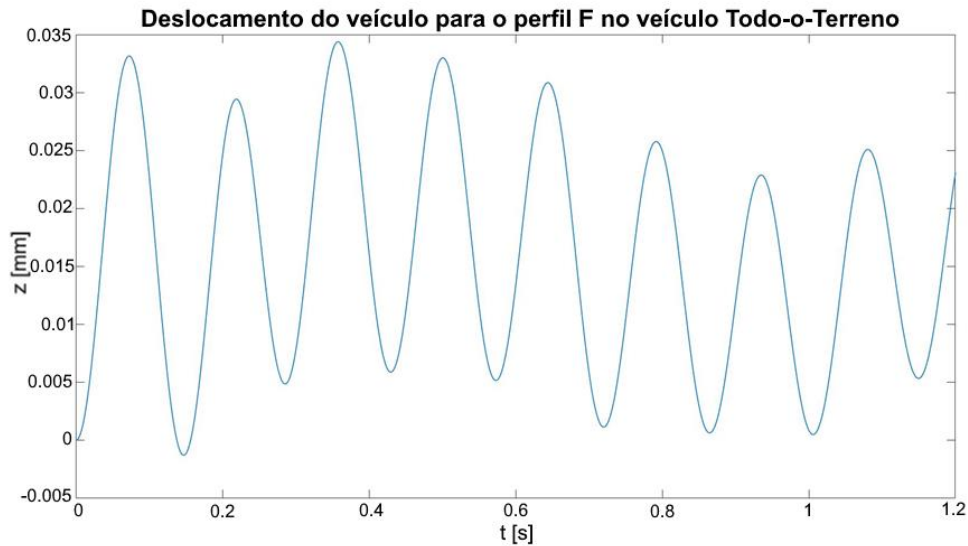
(c)



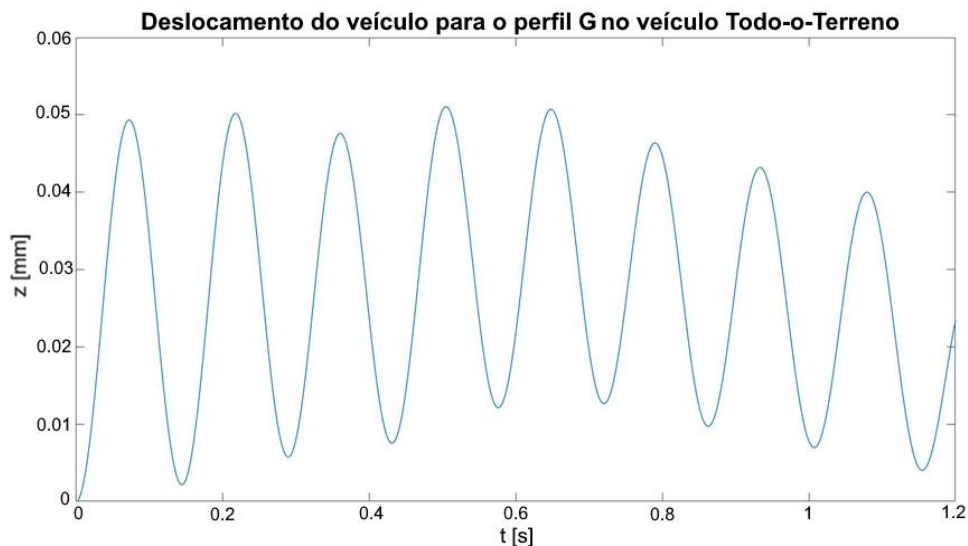
(d)



(e)



(f)

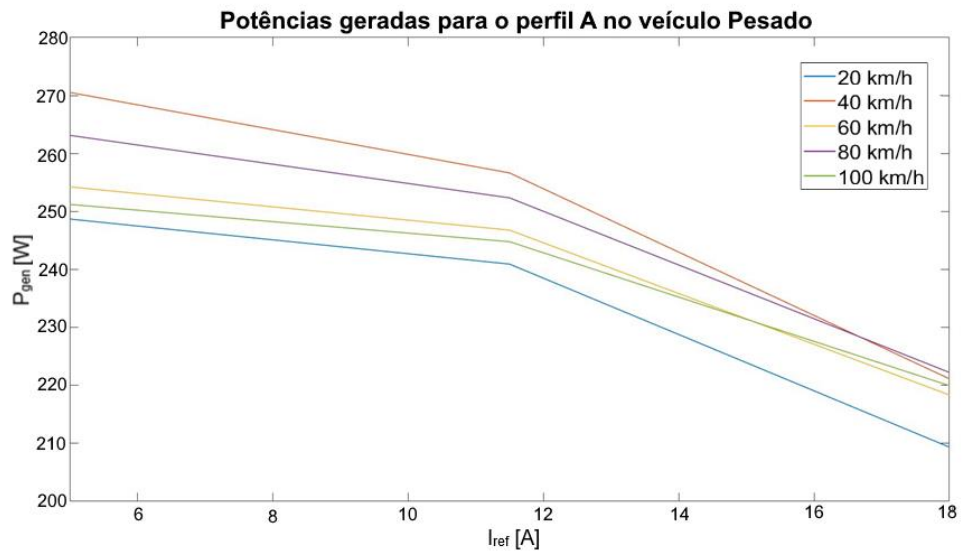


(g)

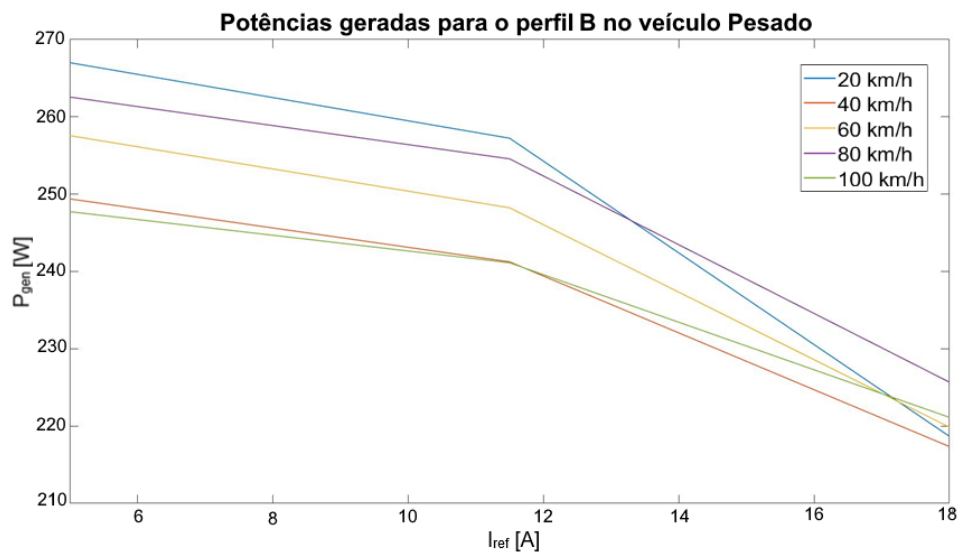
Figura 5.6 – Deslocamento da massa suspensa no veículo de todo-o-terreno na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).

A partir dos resultados obtidos nos gráficos da figura 5.4, verificou-se que 247.58 W foi o maior valor de potência elétrica média gerada no veículo de todo-o-terreno (para intensidade de corrente de referência de 5 A, velocidade de 80 km/h no perfil de estrada G). Também se verificou que este valor diminui com a intensidade de corrente de referência.

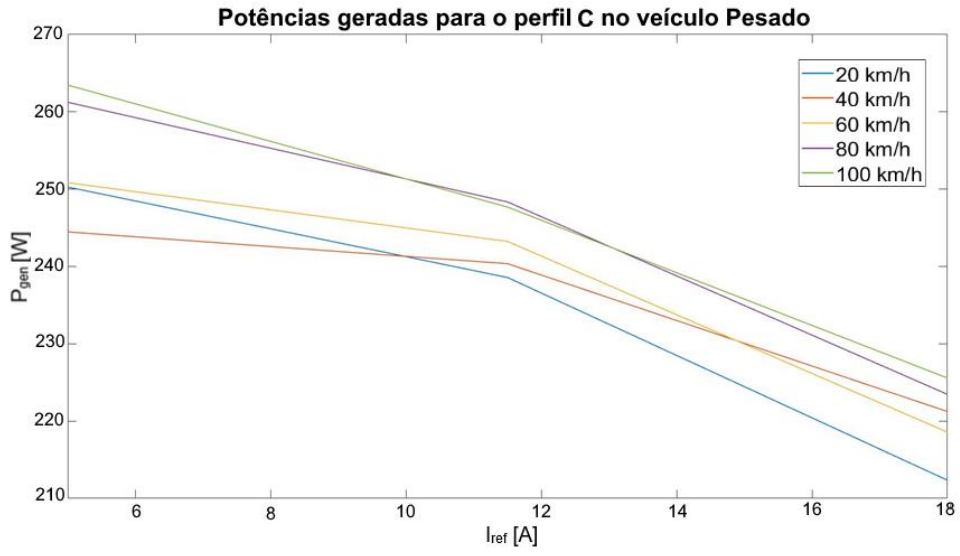
Em relação às figuras 5.5 e 5.6, verificou-se que, tanto o deslocamento do gerador, como o deslocamento da massa suspensa do veículo é maior em estradas de menor qualidade, com o valor mais baixo no perfil de estrada A e o valor mais alto no perfil de estrada G.



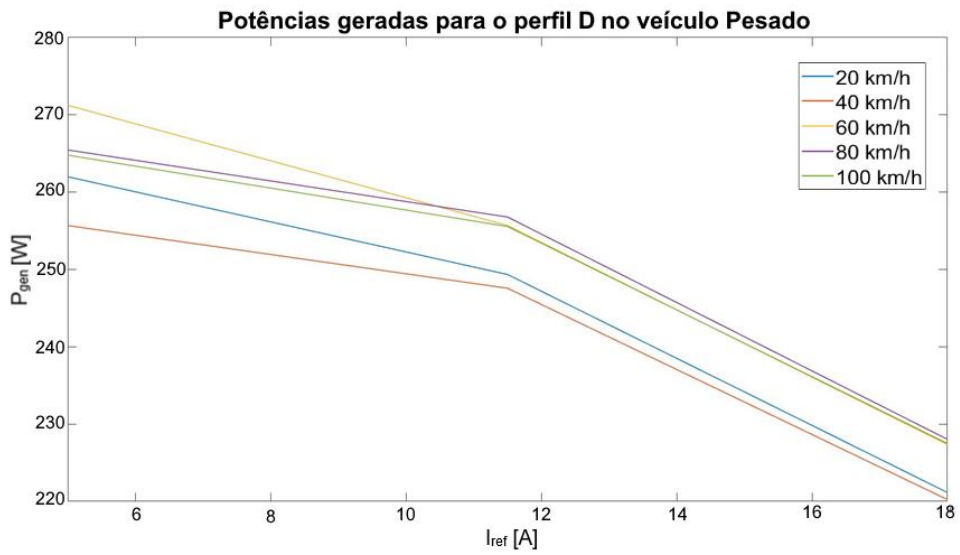
(a)



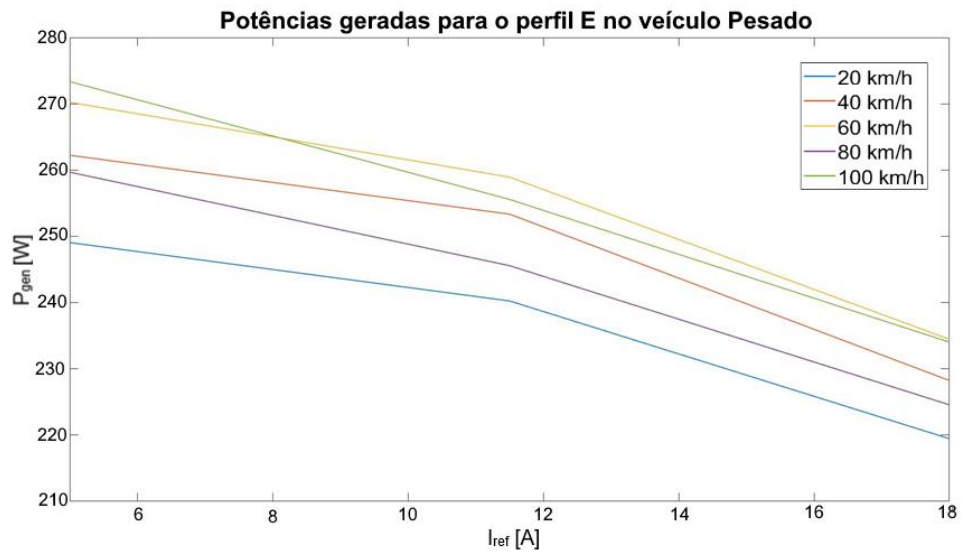
(b)



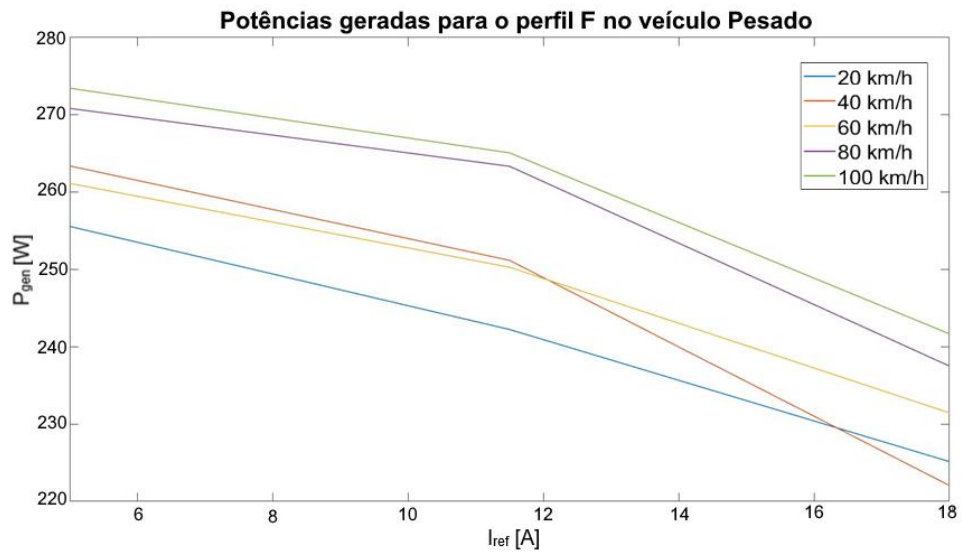
(c)



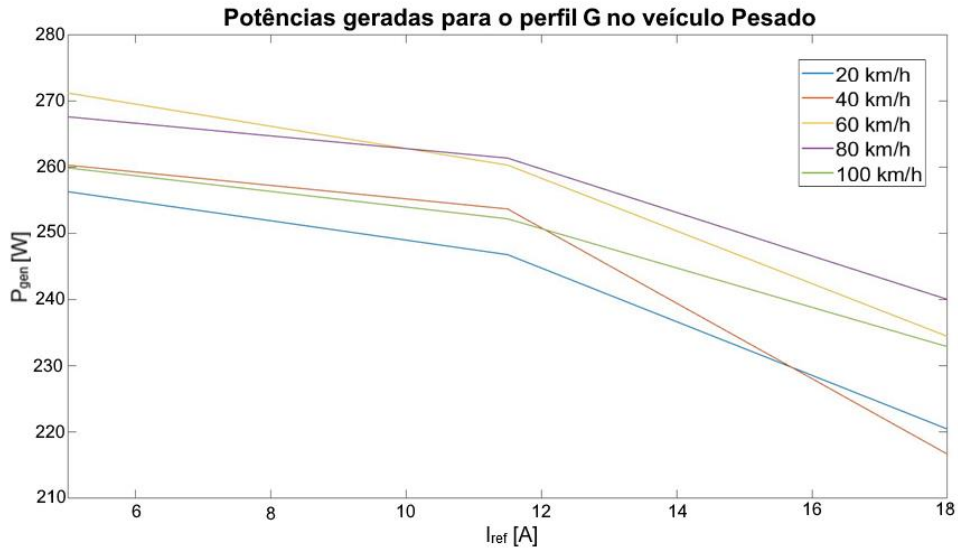
(d)



(e)

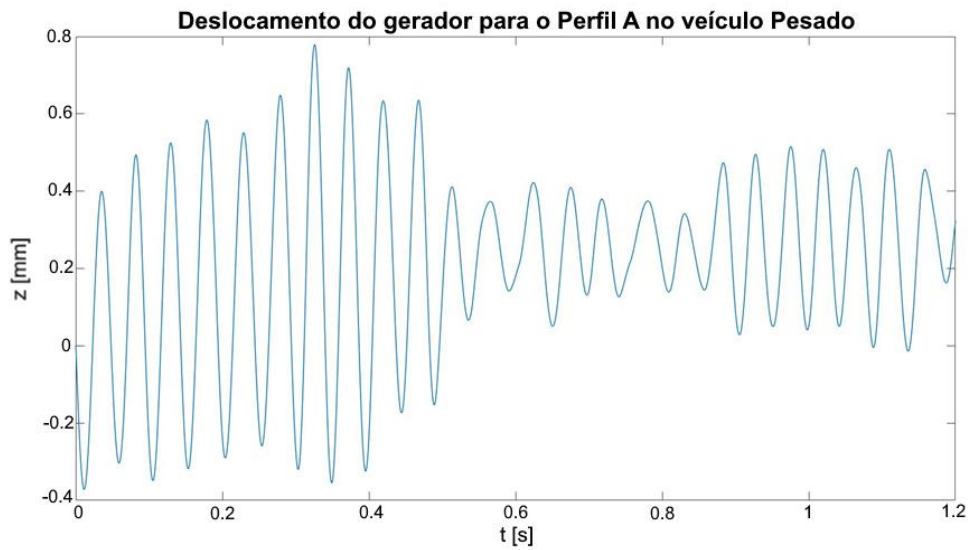


(f)

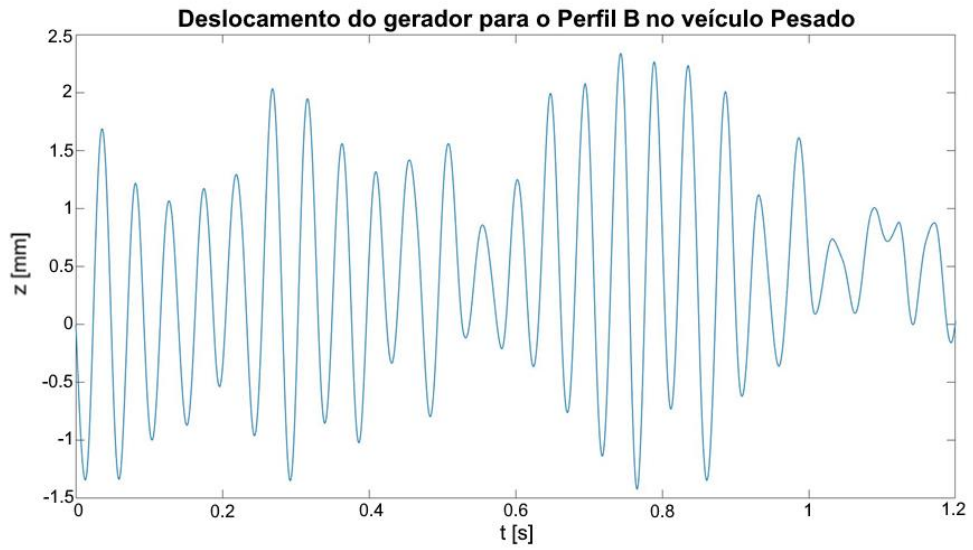


(g)

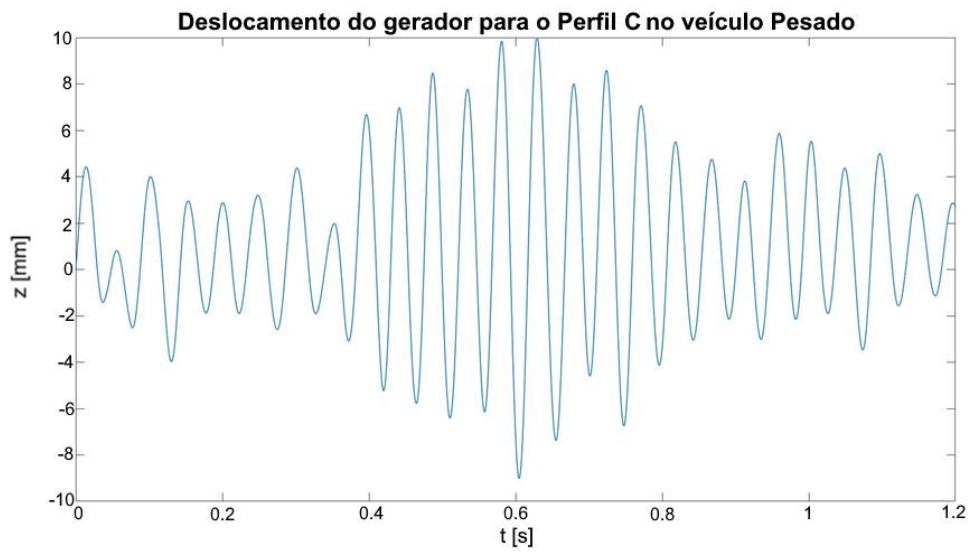
Figura 5.7 – Potência elétrica média gerada no veículo pesado para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).



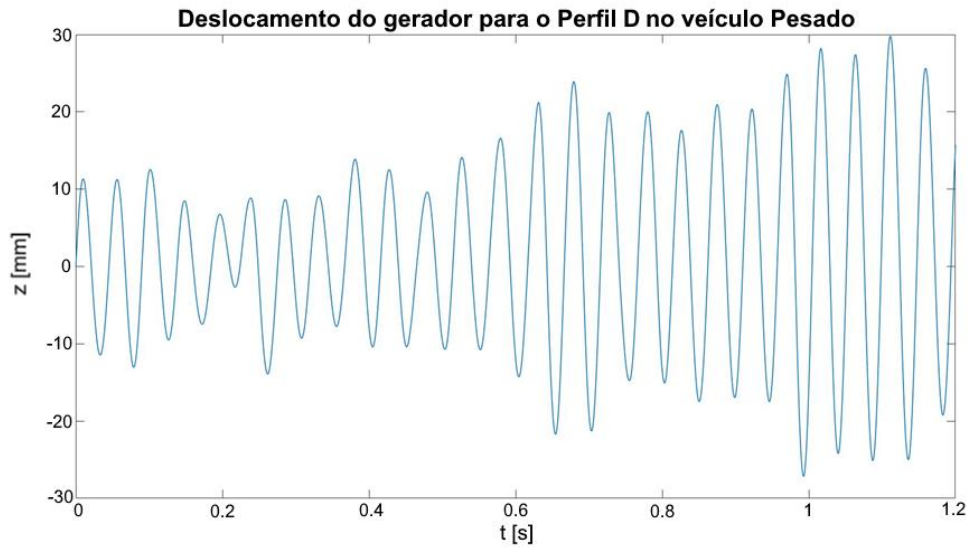
(a)



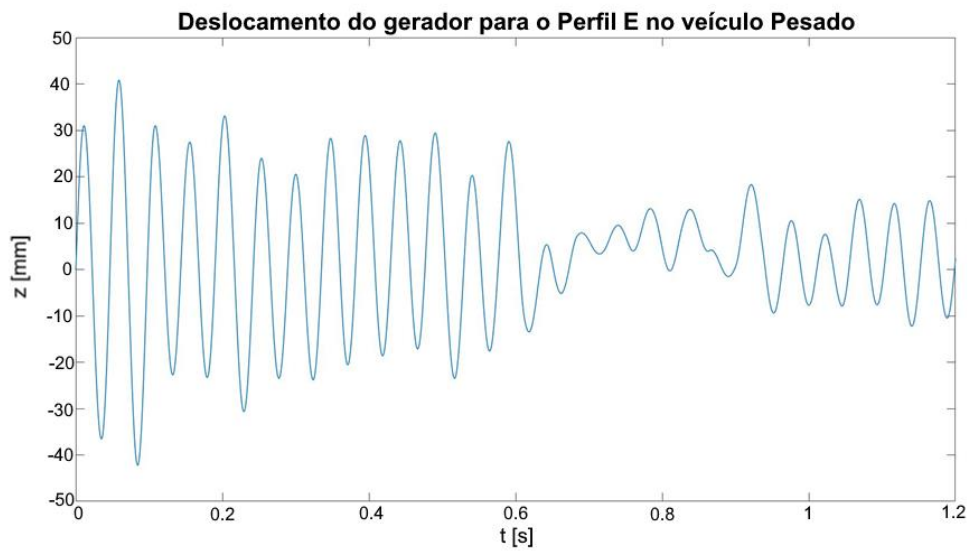
(b)



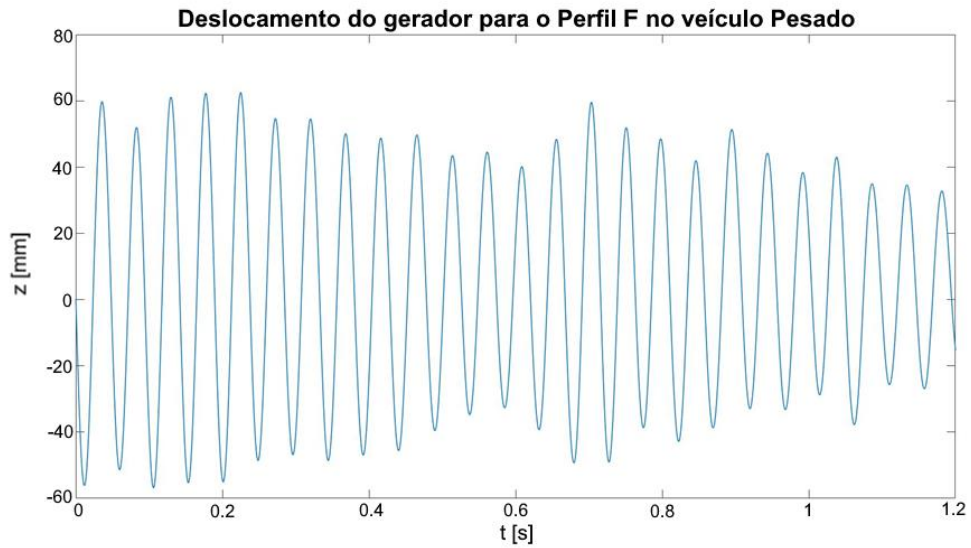
(c)



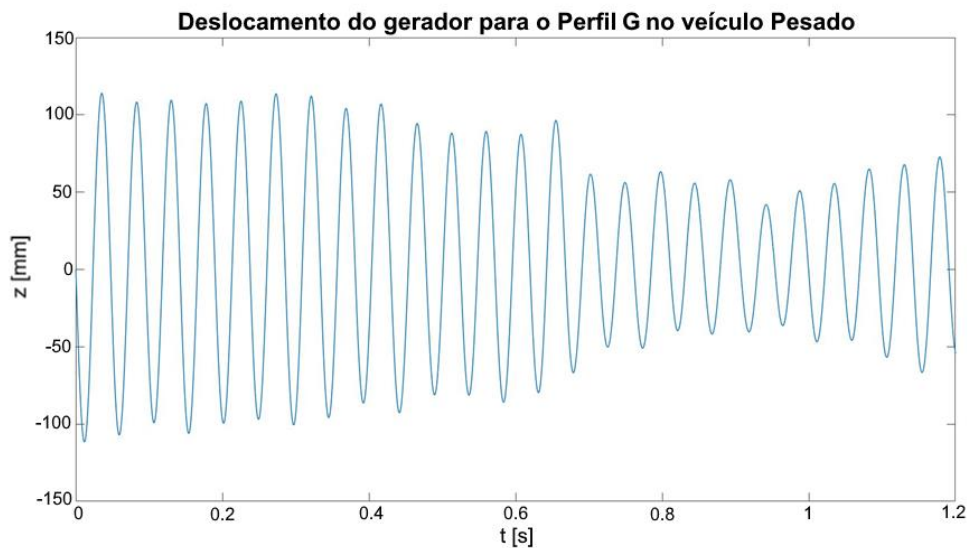
(d)



(e)

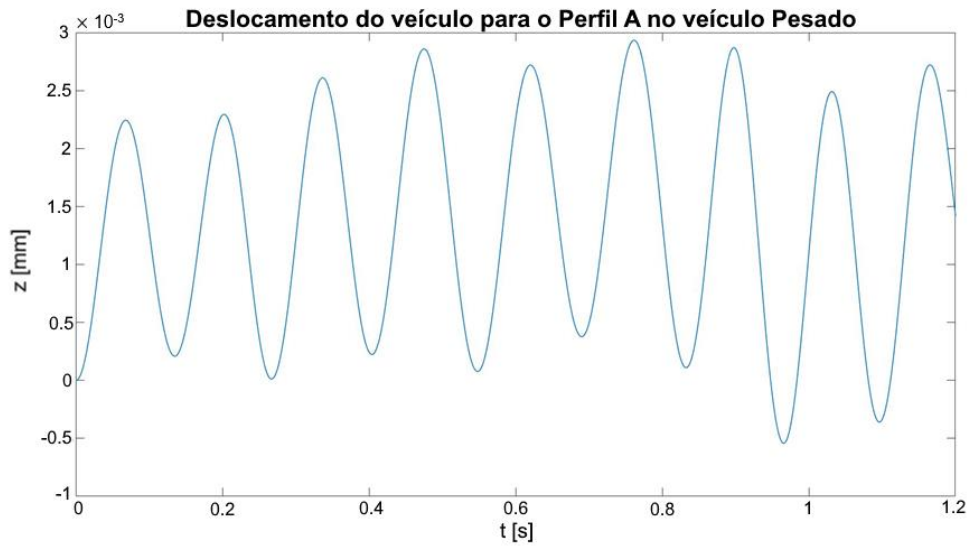


(f)

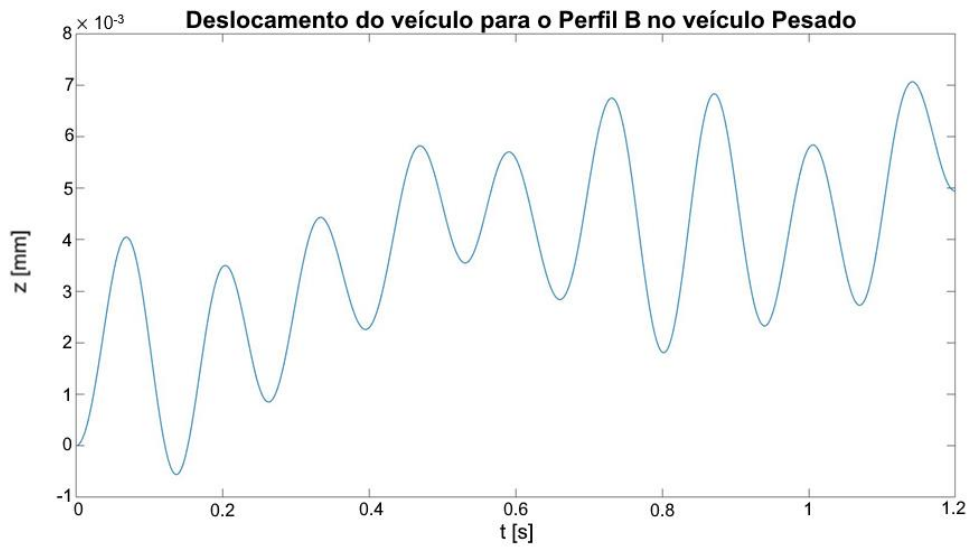


(g)

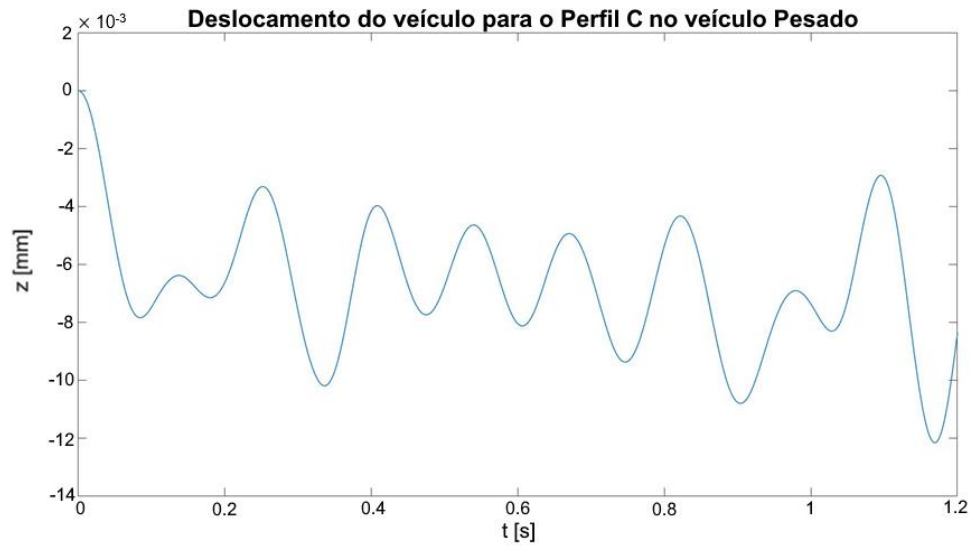
Figura 5.8 – Deslocamento do gerador no veículo pesado na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).



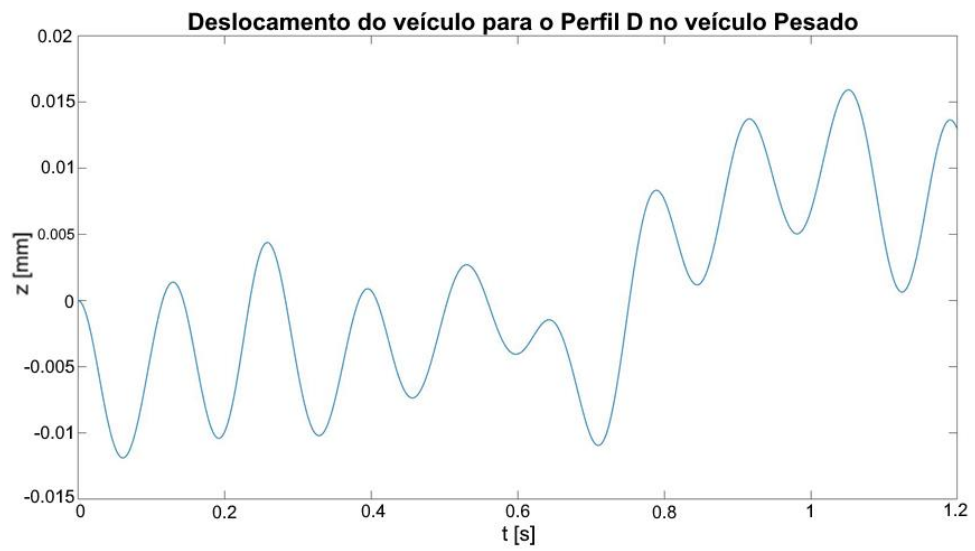
(a)



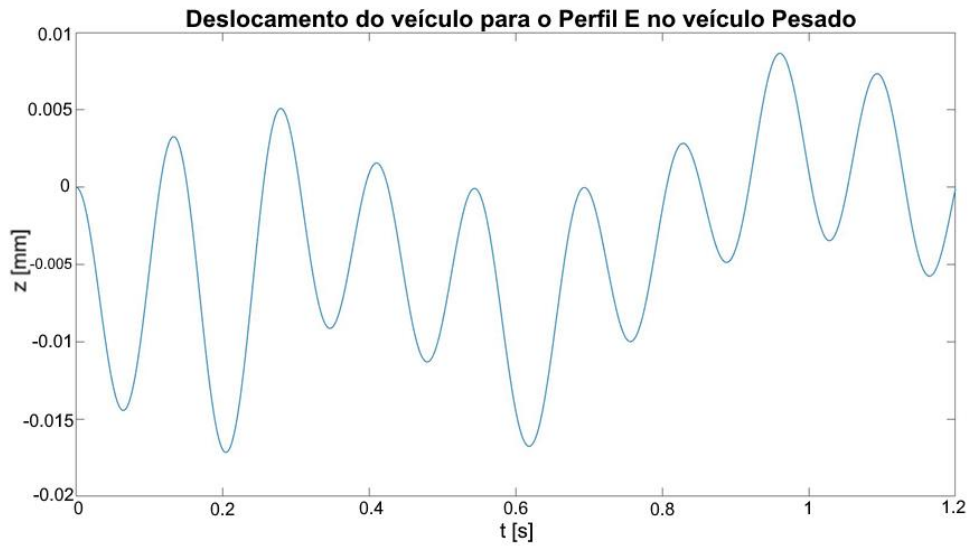
(b)



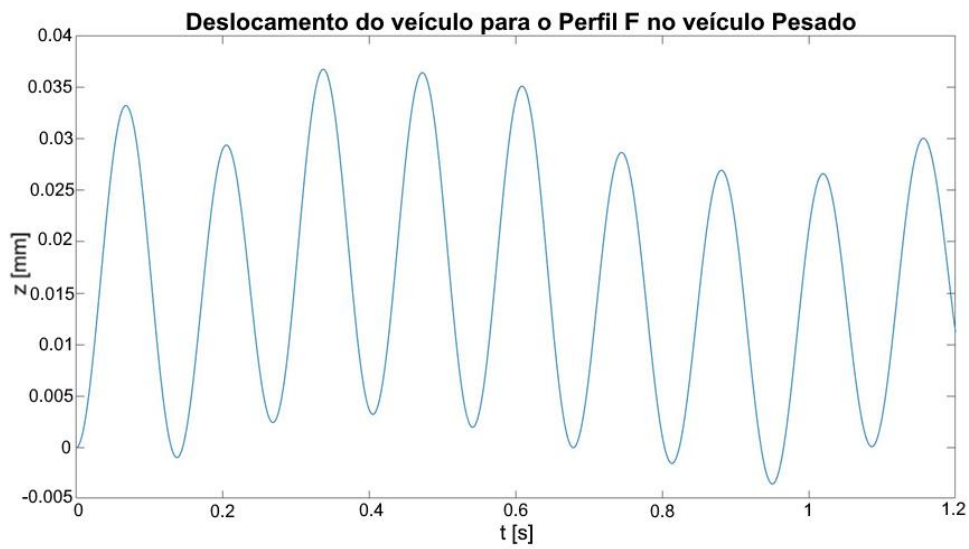
(c)



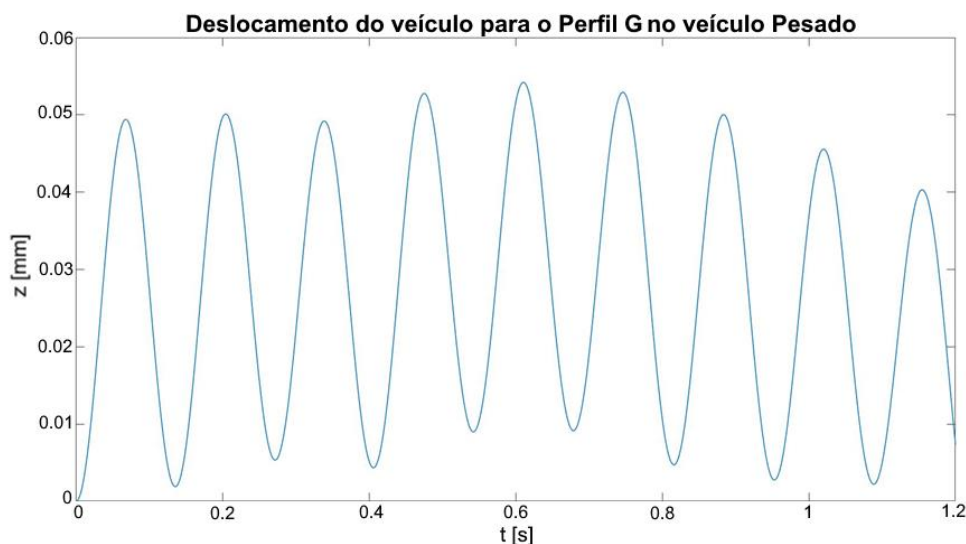
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura 5.9 – Deslocamento da massa suspensa no veículo pesado na simulação de maior valor médio de potência gerada para cada perfil de estrada: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).

A partir dos resultados obtidos nos gráficos da figura 5.7, verificou-se que 273.51 W foi o maior valor de potência elétrica média gerada no veículo pesado (para intensidade de corrente de referência de 5 A, velocidade de 100 km/h no perfil de estrada F). Também se verificou que este valor diminui com a intensidade de corrente de referência, tal como no veículo de todo-o-terreno. O valor máximo de potência elétrica média gerada no veículo pesado foi ligeiramente superior ao valor obtido no veículo de todo-o-terreno.

Em relação às figuras 5.8 e 5.9, verificou-se que, tanto o deslocamento do gerador, como o deslocamento da massa suspensa do veículo é maior em estradas de menor qualidade, com o valor mais baixo no perfil de estrada A e o valor mais alto no perfil de estrada G. As amplitudes máximas de deslocamento do gerador foram inferiores no veículo pesado.

# Capítulo 6

## Conclusões

Do trabalho desenvolvido, conclui-se que a potência do gerador é maior no veículo pesado do que no veículo de todo-o-terreno. Como seria de esperar, uma estrada com mais irregularidades permite a obtenção de uma maior potência do que uma estrada mais lisa. Também é possível apurar que a potência varia de forma inversa com a intensidade de corrente de referência. A partir dos resultados obtidos para os deslocamentos do gerador e da massa suspensa, observa-se em ambos que o movimento do gerador na suspensão consegue suprimir as irregularidades do terreno. Também expectavelmente, os veículos oscilam mais em estradas mais irregulares.

Após uma análise mais crítica dos resultados das simulações, não se consegue aferir com certeza se esta solução de suspensão ativa regenerativa utilizando amortecedores de relutância magnética comutados é uma alternativa viável aos amortecedores convencionais. A escolha dos veículos pesados e de todo-o-terreno para este estudo já foi no sentido de aproveitar ainda mais o potencial que as suspensões destes veículos possuem quando comparado com os veículos ligeiros convencionais. Apesar disso, os valores médios de potência obtidos são baixos. Tal como os gráficos das Figuras 5.4 e 5.7 mostram, existe potencial energético a ser retirado das oscilações da estrada, porém quando se compara com a potência deste tipo de veículos, que normalmente anda acima da centena de kW (para veículos pesados, um pouco mais perto dos 300 kW), com os maiores valores obtidos, 247,58 W no veículo de todo-o-terreno e 273,51 W no veículo pesado são quantidades baixas de potência, mesmo assumindo rendimentos de 100%, o que não será o caso.

Para além dos baixos valores médios de potência obtidos, é de esperar que todo o sistema de controlo da máquina elétrica seja otimizado para ser comparável com o conforto fornecido por um amortecedor convencional. No entanto, mais estudos têm de ser feitos neste campo para poder tirar quaisquer conclusões concretas. Da mesma forma, tem de se estudar todo o custo e a fiabilidade deste sistema comparado com um sistema de suspensão mais convencional que, após tantos anos de desenvolvimento, é de fácil manutenção e tem um custo bastante otimizado para o que oferece a nível de performance e conforto.

No entanto, também não se pode concluir imediatamente que suspensões ativas regenerativas não são uma boa solução para veículos elétricos. Várias referências colocadas nos capítulos anteriores mostravam que uma suspensão regenerativa podia poupar até 10% a energia utilizada pelo veículo, portanto é necessário fazer um estudo melhor desta solução, com outras formas de controlo do gerador, com uma máquina elétrica diferente ou com uma topologia de suspensão *indirect-drive*, entre outras possíveis pequenas alterações que se podem fazer de forma a otimizar

todo o sistema. O que é certo é que qualquer solução existente para qualquer componente de um veículo que visa a poupar/reutilizar energia é uma solução que merece ser estudada e aprofundada com vista a aumentar o rendimento geral do veículo.

Para estudos futuros, sugere-se aquilo que foi escrito no parágrafo anterior: otimizar todo o sistema através de outras soluções, com ou sem o gerador linear tubular de relutância variável comutado numa topologia *direct-drive*.

# Referências

- [1] Gale. Global Warming Topic Overview. Retirado em 18 de abril, 2022, de <https://www.gale.com/intl/databases-explored/social-issues/global-warming>
- [2] European Parliament. CO2 emissions from cars: facts and figures (infographics). Retirado em 18 de abril, 2022, de <https://www.europarl.europa.eu/news/en/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissions-from-cars-facts-and-figures-infographics>
- [3] The Graduate Engineer. What Is a Damper and How Do They Work?, Retirado em 18 de abril, 2022, de <https://thegraduateengineer.com/what-is-a-damper-and-how-do-they-work/>
- [4] Energy Education. Regenerative Braking. Retirado em 18 de abril, 2022, de [https://energyeducation.ca/encyclopedia/Regenerative\\_braking](https://energyeducation.ca/encyclopedia/Regenerative_braking)
- [5] Mohamed A.A. Abdelkareem, Lin Xu, Mohamed Kamal Ahmed Ali, Ahmed Elagouz, Jia Mi, Sijing Guo, Yilun Liu, Lei Zuo (2018, agosto). “Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review.” *Applied Energy*, Vol 229, Páginas 672-699.
- [6] S. Li, J. Xu, X. Pu, T. Tao, X. Mei (2019, julho). “A novel design of a damping failure free energy-harvesting shock absorber system”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol 132, Páginas 640-653.
- [7] B. Ebrahimi, H. Bolandhemmat, M. Khamesee, F. Golnaraghi. (2011). “A hybrid electromagnetic shock absorber for active vehicle suspension” *Vehicle System Dynamics*, Vol 49, N°2, Páginas 311-332.
- [8] S. David, B. Bobrovsky. (2011). “Actively controlled vehicle suspension with energy regeneration capabilities”. *Vehicle System Dynamics*, Vol 49, N°6, Páginas 833-854.
- [9] Okada Yohj, Kim Sang-Soo, Ozawa Keisuke. (2003, 1 de janeiro). “Energy Regenerative and Active Control Suspension”. *Proceedings of the ASME Design, Engineering Technical Conference*.
- [10] B. Huang, C. Hsieh, F. Golnaraghi, M. Moallem. (2014). “Development and optimization of na energy-regenerative suspension system under stochastic road excitation”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol 357, Páginas 16-34.
- [11] Nakano K, Suda Y. (2004). “Combined Type Self-powered Active Vibration Control of Truck Cabins”. *Vehicle System Dyanmics*, Vol 41, N° 6, Páginas 449-473.
- [12] D. Shi, L. Chen, R. Wang, H. Jiang, Y. Shen. (2015). “Design and experiment study of a semiactive energy-regenerative suspension system”. *Smart Materials and Structures*, Vol 24, N° 1.
- [13] Z. Li, L. Zuo, G. Luhrs, L. Lin, Y. Qin. (2013). “Electromagneticenergy harvesting shock absorbers: design, modeling and road tests”. *IEEE Transactionson Vehicular Technology*, Vol 62, N° 3, Páginas 1065-1074.
- [14] Z. Wang, T. Zhang, Z. Zhang, Y. Yuan, Y. Liu (2020). “A high-efficiency regenerative shock absorber considering twin ball screws transmissions for application in range-extended electric vehicles”. *Energy and Built Environment*, Vol 1, N° 1, Páginas 36-49.

- [15] Y. Zhang, X. Zhang, M. Zhan, K. Guo, F. Zhao, Z. Liu. (2015). “Study on a novel hydraulic pumping regenerative suspension for vehicles”. *Journal of the Franklin Institute*, Vol 352, N° 2, Páginas 485-499.
- [16] R. Sabzehgar, A. Maravandi, M. Moallem. (2014). “Energy regenerative suspension using an algebraic screw linkage mechanism”. *ASME Trans. Mechatron*, Vol 19, N° 4, Páginas 1251-1259.
- [17] A. Maravandi, M. Moallem. (2015).. “Regenerative shock absorber using a two-leg motion conversion mechanism”. *ASME Trans. Mechatron*, Vol 20, N° 6, Páginas 2853-2861.
- [18] Velinsky, Steven A., White, Robert A. (1980). “Vehicle Energy Dissipation Due to Road Roughness”. *Vehicle System Dynamics*, Vol 9, N° 6, Páginas 359-384.
- [19] R. Matulka. Energy.Gov. The History of the Electric Car. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.energy.gov/articles/history-electric-car>
- [20] B.C. George. Car And Driver. The First Electric Vehicle Car and Driver Ever Reviewed, from 1960. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.caranddriver.com/features/a40396178/first-electric-vehicle-car-and-driver-ever-reviewed/>
- [21] V. Wouk. (1997). “Hybrid Electric Vehicles”. *Scientific American*. Páginas 70-74.
- [22] D. Williams. NASA. The Apollo Lunar Roving Vehicle. Retirado em 3 de julho, 2022 de [https://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/lunar/apollo\\_lrv.html](https://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/lunar/apollo_lrv.html)
- [23] N. Adams. Electrifying Times. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://web.archive.org/web/20090831101445/http://www.electrifyingtimes.com/ev1crush.html>
- [24] F. Markus. Car and Driver. Tested: 2004 Toyota Prius Enters the Mainstream. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.caranddriver.com/reviews/a15133256/toyota-prius-road-test/>
- [25] J. Gomez. Green Biz. 7 EV van and truck companies with big 2022 plans. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.greenbiz.com/article/7-ev-van-and-truck-companies-big-2022-plans>
- [26] T. James. Rate Genius. Here Are All The Electric Pickup Trucks Arriving In 2022 And Beyond. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.rategenius.com/electric-pickup-trucks-2022>
- [27] R. Thukral. Autosport. The positive future implications of Audi's creditable Dakar debut. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.autosport.com/dakar/news/the-positive-future-implications-of-audis-creditable-dakar-debut/7199262/>
- [28] A. Kalinauckas. Autosport. Extreme E starts first full test running on new ODYSSEY 21 car. Retirado em 3 de julho, 2022, de <https://www.autosport.com/formula-e/news/extreme-e-starts-first-full-test-running-on-new-odyssey-21-car-4987712/4987712/>
- [29] Zhang Jin-qiu, Peng Zhi-zhao, Zhang Lei, Zhang Yu (2013, 3-5 julho). “A Review on Energy-Regenerative Suspension Systems for Vehicles”. *World Congress of Engineering 2013*, Londres, Reino Unido, Vol 3, Páginas 1889-1892.
- [30] Zhang Y, Guo K, Wang D, Chen C, Li X. (2017). “Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions.” *Energy*, Vol 119, Páginas 961-970.

- [31] M. Ahmadian. (2001). "ACTIVE CONTROL OF VEHICLE VIBRATION". *Encyclopedia of Vibration*, Páginas 37-45.
- [32] Bhargav Gadhvi, Vimal Savsani, Vivek Patel. (2016). "Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II". *Procedia Technology*, Vol 23, Páginas 361-368
- [33] Yahaya Md. Sam., Johari H.S. Osman, M. Ruddin A. Ghani. (2004). "A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system". *Systems & Control Letters*, Vol 51, N° 3-4, Páginas 217-223.
- [34] A.G. Thompson (1970), "Design of active suspension". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol 185, N° 1, Páginas 553–563.
- [35] Abdolvahab Agharkakli, Ghobad Shafiei Sabet, Armin Barouz (2012). "Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile". *International Journal of Engineering Trends and Technology*, Vol 3, N° 5, Páginas 636-644.
- [36] Farah Z. Rusli, Fadly J. Darsivan. (2019). "The effect of hydraulic damper characteristics on the ride and handling of ground vehicle". *International Journal of Engineering Trends and Technology*, Vol 7, N° 6, Páginas 113-118.
- [37] I. Mihai, F. Andronic (2014). "Behavior of a semi-active suspension system versus a passive suspension system on an uneven road surface". *Mechanika*, Vol 20, N° 1.
- [38] Ankita R. Bhise, Rutuja G. Desai, Mr. R. N. Yerrawar, Dr. A.C. Mitra, Dr. R. R. Arakerimath (2016). "Comparison Between Passive And Semi-Active Suspension System Using Matlab/Simulink". *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, Vol 13, N° 4, Páginas 1-6.
- [39] Delphi. Audi R8 Features Delphi's Revolutionary MagneRide Semi-Active Suspension. Retirado em 21 de julho, 2022, de [https://web.archive.org/web/2013111041857/http://delphi.com/news/pressReleases/pressReleases\\_2006/pr\\_2006\\_11\\_30\\_001/](https://web.archive.org/web/2013111041857/http://delphi.com/news/pressReleases/pressReleases_2006/pr_2006_11_30_001/)
- [40] Adizul Ahmad (2005). "An Observer Design for Active Suspension System". *Universiti Teknologi Malaysia*.
- [41] K. Huang, F. Yu, Y. Zhang (2011). "Active Controller Design for an Electromagnetic Energy-Regenerative Suspension". *International Journal of Automotive Technology*. Vol 12, Páginas 877-885.
- [42] K. Collantine. RaceFans. Banned: Active suspension. Retirado em 21 de julho, 2022, de <https://www.racefans.net/2007/05/17/banned-active-suspension/#:~:text=Active%20suspension%20was%20perhaps%20the,maximise%20grip%20and%20aerodynamic%20efficiency.>
- [43] R. Zhang, L. Zhao, X. Qiu, H. Zhang, X. Wang (2020). "A comprehensive comparison of the vehicle vibration energy harvesting abilities of the regenerative shock absorbers predicted by the quarter, half and full vehicle suspension system models". *Applied Energy*, Vol 272.
- [44] P. Li, L. Zuo, J. Lu, L. Xu (2014). "Electromagnetic Regenerative Suspension System for Ground Vehicles", *2014 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, San Diego, California, EUA, Páginas 2513-2518.

- [45] Zuo L, Scully B, Shestani J, Zhou Y. (2010). “Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions”. *Smart Materials and Structures*, Vol 19, N° 4.
- [46] Sapiński B, Krupa S. (2013). *Smart Materials and Structures*. IOP Publishing. “Efficiency improvement in a vibration power generator for a linear MR damper: numerical study”
- [47] Wang X. (2016). “Frequency analysis of vibration energy harvesting systems”. *Science & Technology Books*, Página 126
- [48] D.S.B. Fonseca (2008). “Accionamento Linear de Relutância Variável Comutado para Tracção Eléctrica Ligeira”, *Tese para obtenção do Grau de Doutor. Universidade da Beira Interior*
- [49] R.P.G. Mendes, M.R.A. Calado, S.J.P.S. Mariano (2016). “Particle swarm and Box's complex optimization methods to design linear tubular switched reluctance generators for wave energy conversion”. *Swarm and Evolutionary Computation*, Vol 28. Páginas 29-41.
- [50] D. Wang, C. Shao, X. Wang, C. Zhang. (2016). “Performance Characteristics and Preliminary Analysis of Low Cost Tubular Linear Switch Reluctance Generator for Direct Drive WEC”. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, Vol 26, N° 7, Páginas 1-5.
- [51] R.B. Sepe, F.R. Salmasi (2004). “Virtual Auto-Tuning Position and Torque Sensors for Switched Reluctance Motor Drives”. *IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition*, Vol 2, Páginas 1355-1361.
- [52] A. Espírito Santo, M.R.A. Calado, C.M.P. Cabrita. (2011). “Sliding Mode Position Controller for a Linear Switched Reluctance Actuator”
- [53] R.P.G. Mendes (2011). “Energia das ondas – Desenvolvimento de uma tecnologia de geração (tubular)” *Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Eletromecânica. Universidade da Beira Interior*
- [54] J. H. Kim, Y. J. Shin, Y. Do Chun, and J. H. Kim. (2018). “Design of 100W Regenerative Vehicle Suspension to Harvest Energy from Road Surfaces”. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol 19, Páginas 1089-1096.
- [55] Hongbin Ren, Lin Yang, Sizhong Chen, Yuzhuang Zhao. (2015). “Sliding mode control based on improved virtual reference model for damping adjustable hydro-pneumatic suspension systems”. *Journal of Vibroengineering*, Vol 17, N° 6, Páginas 3196–3210.
- [56] Sijing Guo, Yilun Liu, Lin Xu, Xuexun Guo, Lei Zuo. (2016). “Performance evaluation and parameter sensitivity of energy-harvesting shock absorbers on different vehicles”. *Vehicle System Dynamics*, Vol 54, Páginas 1-25.
- [57] Arindam Pal, Sumit Sharma, Abhinav Jain, C.D.Naiju. (2013). “Optimized Suspension Design of an Off-Road Vehicle”. *The International Journal Of Engineering And Science*, Vol 2, Páginas 57-62
- [58] M. Agostinacchio, D. Ciampa, S. Olita (2014). “The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach”. *European Transport Research Review*, Vol 6, N° 3, Páginas 267-275.
- [59] R.P.G. Mendes, M.R.A. Calado, S.J.P.S. Mariano (2018). “Maximum Power Point Tracking for a Point Absorber Device with a Tubular Linear Switched Reluctance Generator”. *Energies*, Vol 11, N° 9.

- [60] R.P.G. Mendes, M.R.A. Calado, S.J.P.S. Mariano (2016). “Control and Dynamic Simulation of Linear Switched Reluctance Generators for Direct Drive Conversion Systems”
- [61] R. Siemieniec, O. Blank, M. Hutzler, L.J. Yip, J. Sanchez (2013). “Robustness of MOSFET devices under hard commutation of the body diode”. *2013 15th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE)*, Lille, França, Páginas 1-10.
- [62] R.P.G. Mendes, M.R.A. Calado, S.J.P.S. Mariano (2020). “Electromagnetic design method for a TLSRG with application in ocean wave energy conversion”. *Electrical Power and Energy Systems*, Vol 121



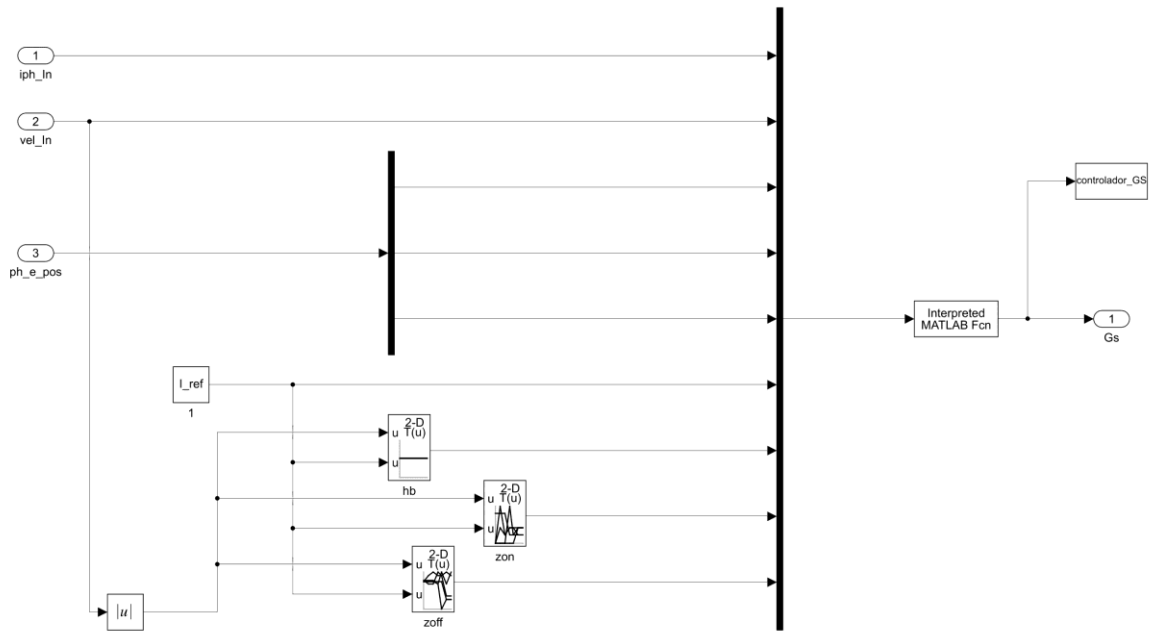


Figura A.2 – Bloco do controlador.



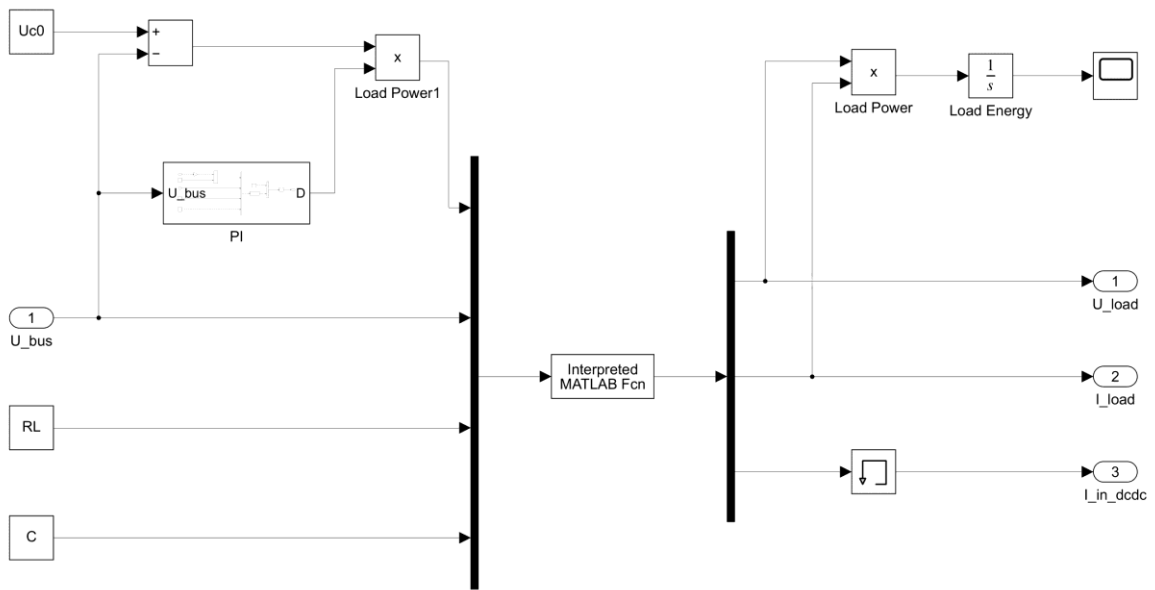


Figura A.4 – Bloco do conversor DC/DC.

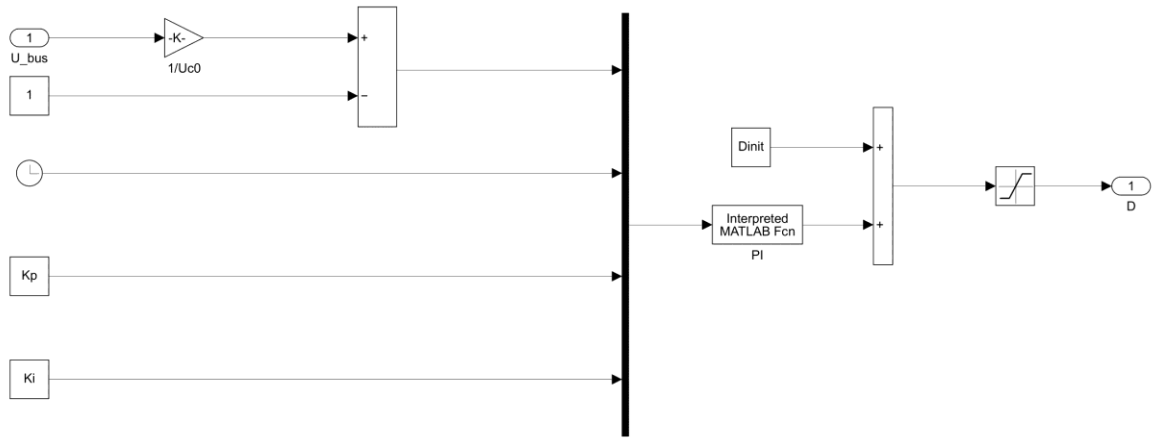


Figura A.5 – Bloco do controlador PI.

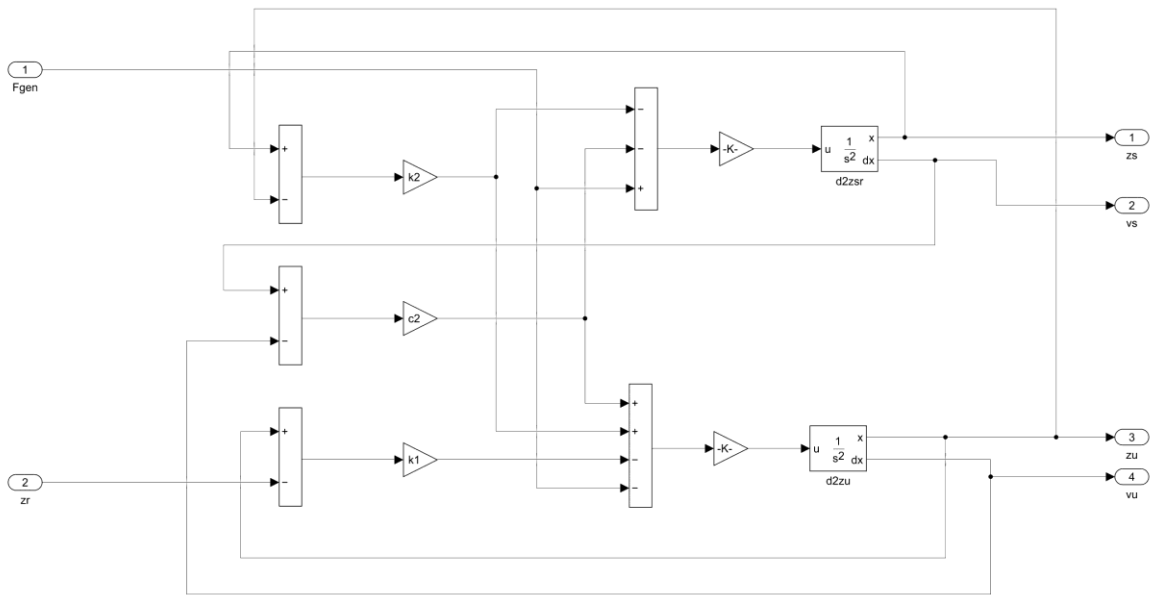


Figura A.6 – Bloco da Suspensão Regenerativa.

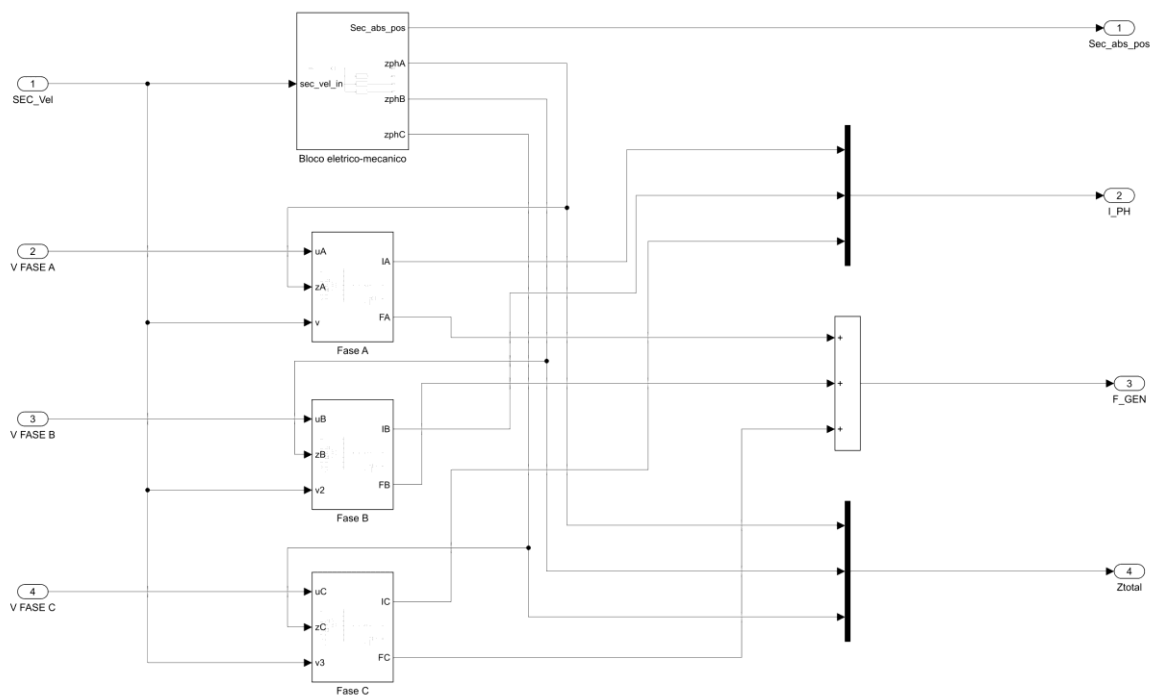


Figura A.7 – Bloco do TLSRG.

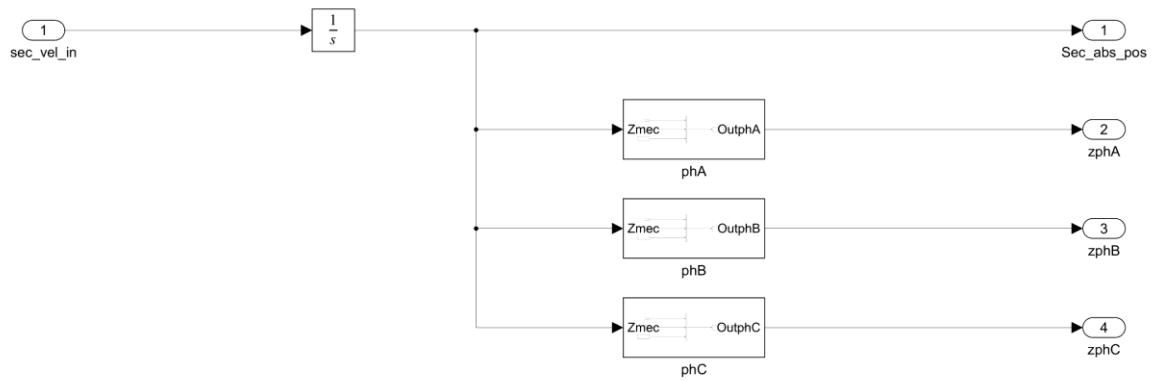


Figura A.8 – Bloco eletromecânico.

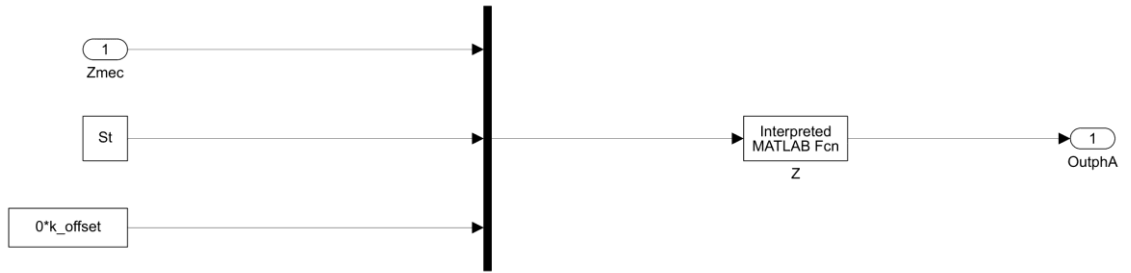


Figura A.9 – Bloco da fase A do bloco eletromecânico.

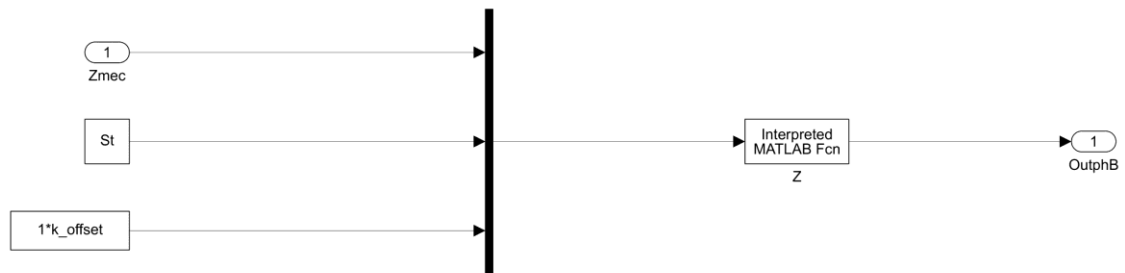


Figura A.10 – Bloco da fase B do bloco eletromecânico.

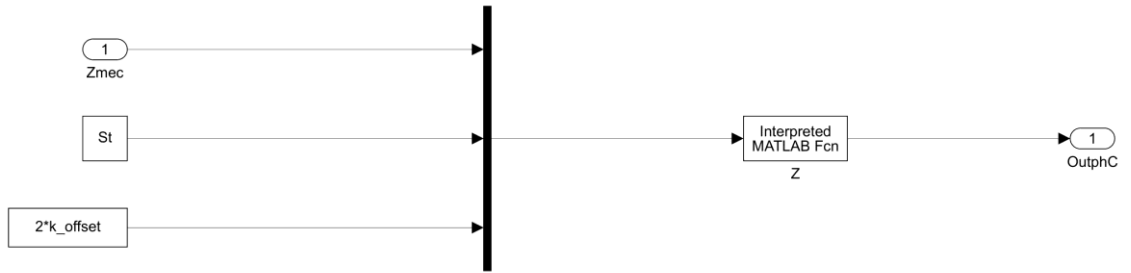


Figura A.11 – Bloco da fase C do bloco eletromecânico.

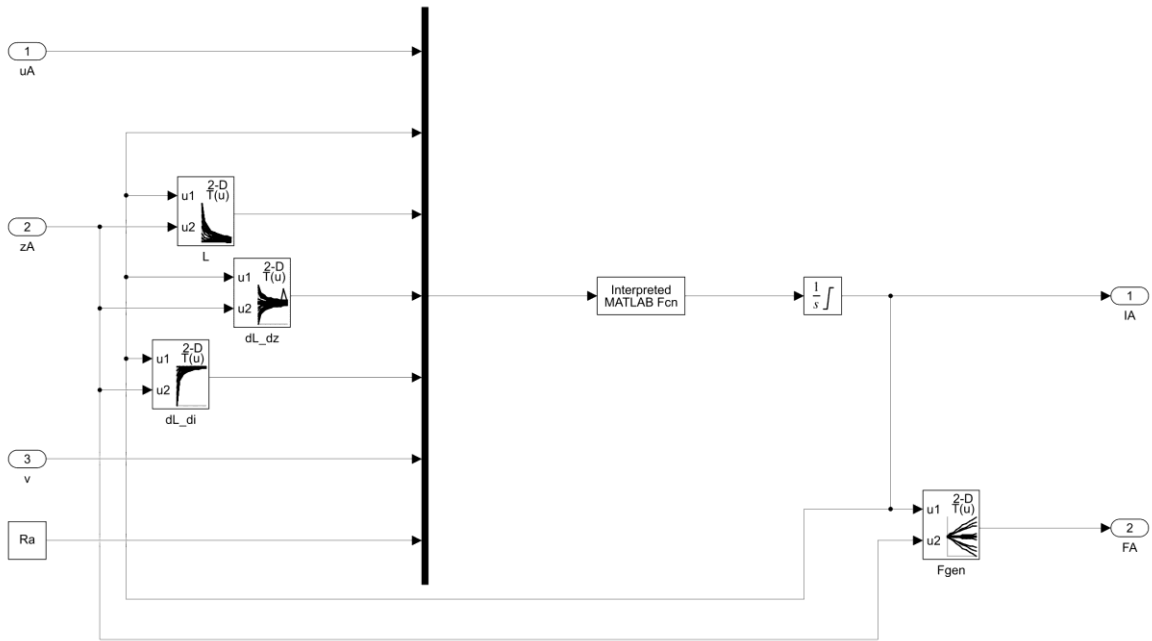


Figura A.12 – Bloco da fase A do TLSRG.

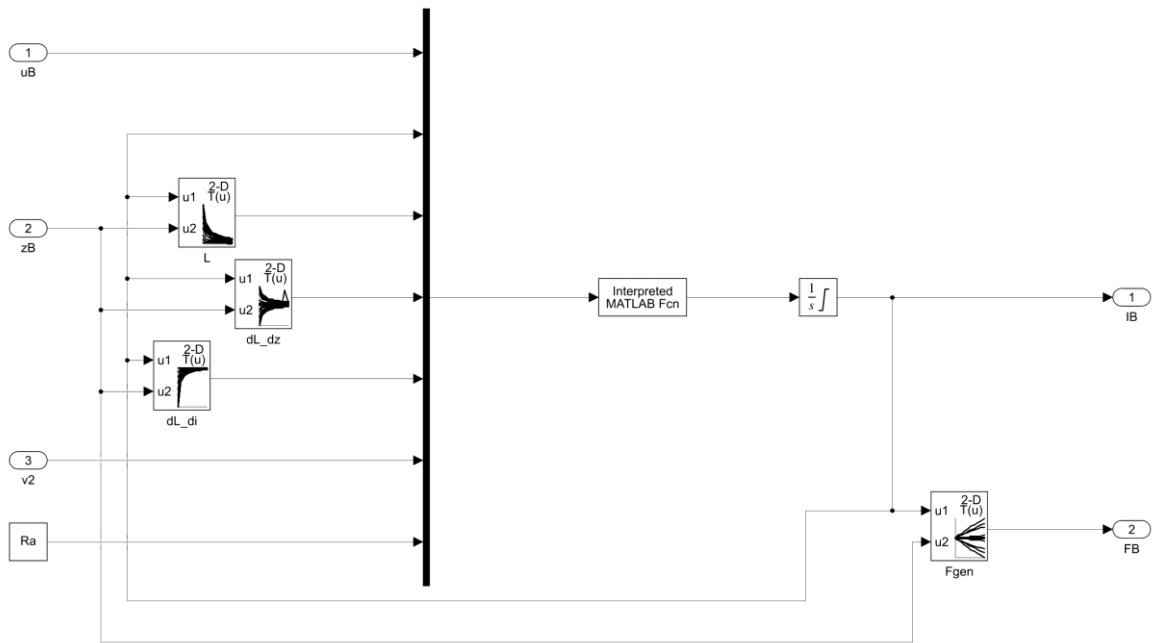


Figura A.13 – Bloco da fase B do TLSRG.

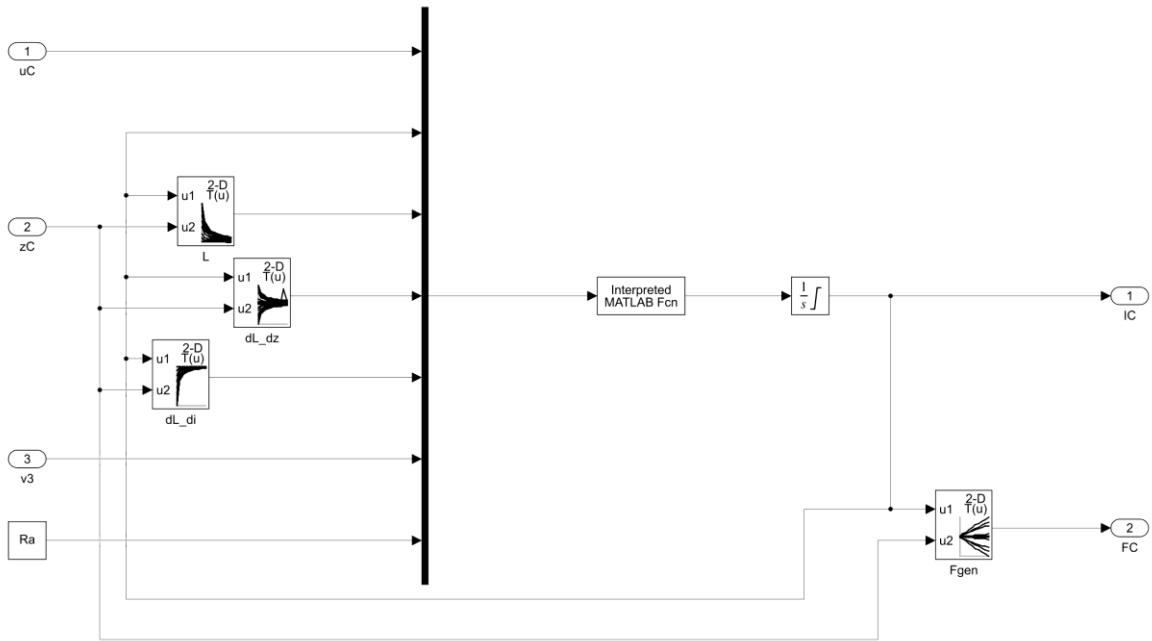
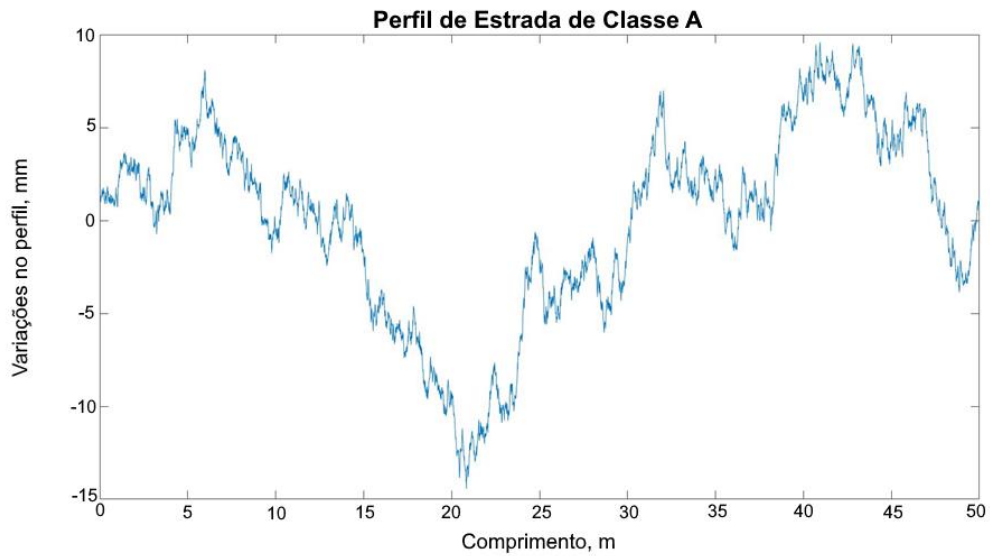
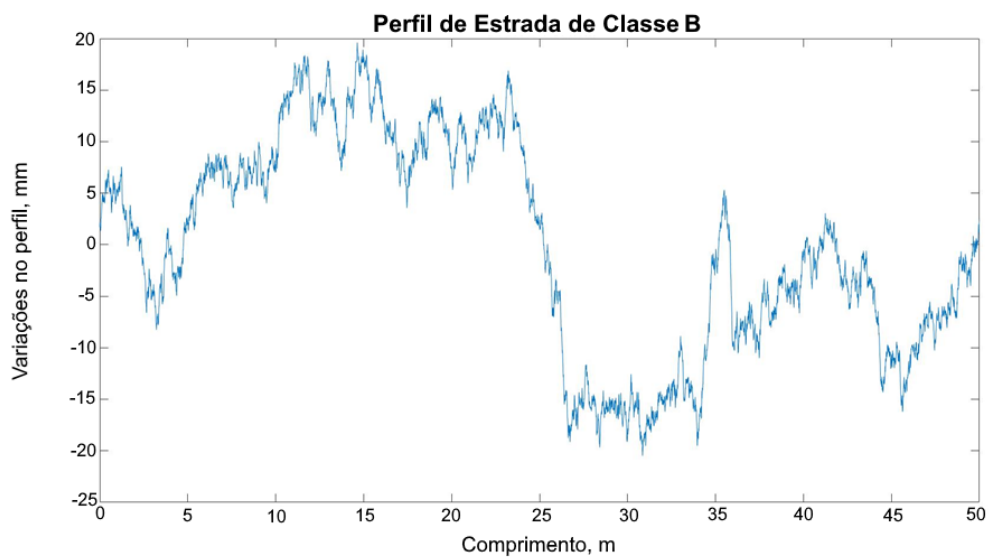


Figura A.14 – Bloco da fase C do TLSRG.

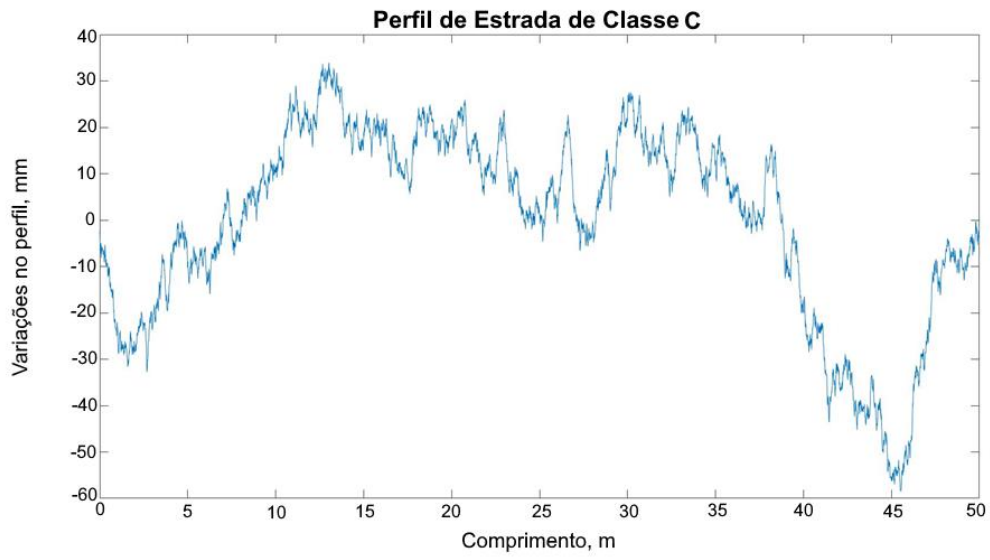
## Anexo 2. Gráficos dos perfis de estrada utilizados na simulação



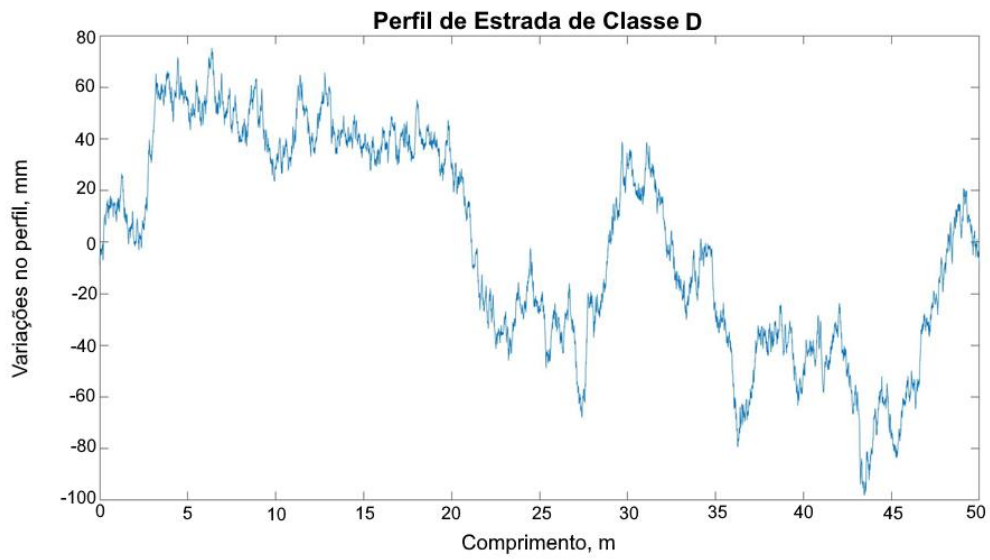
(a)



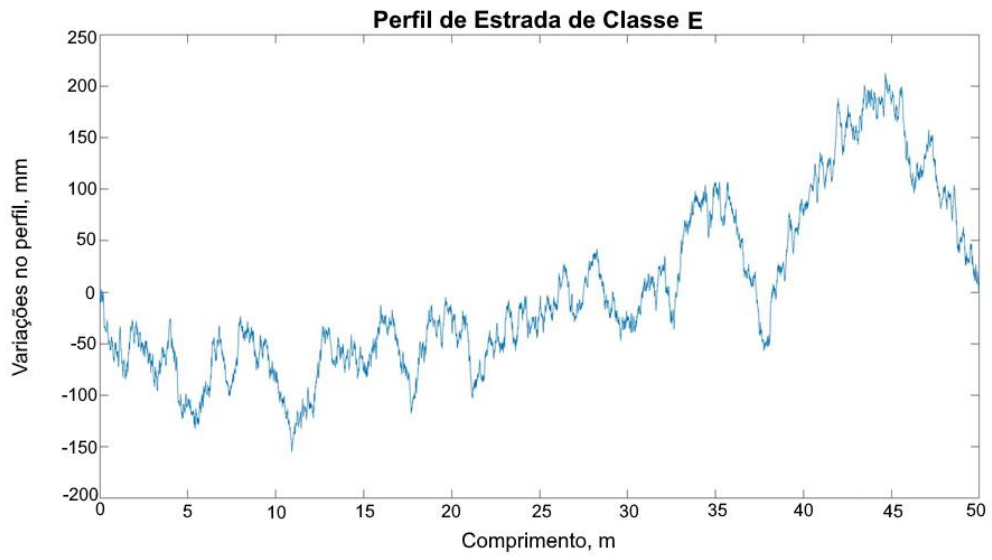
(b)



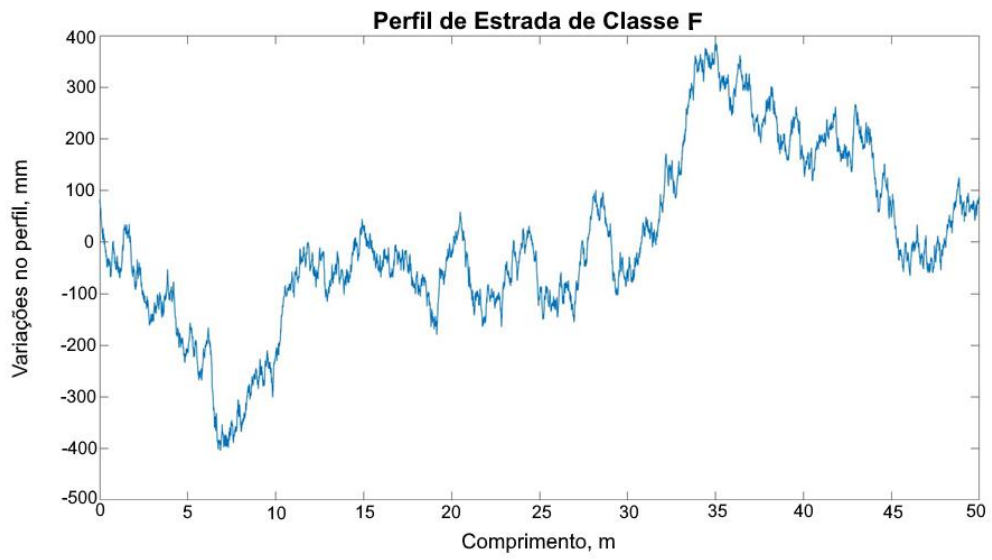
(c)



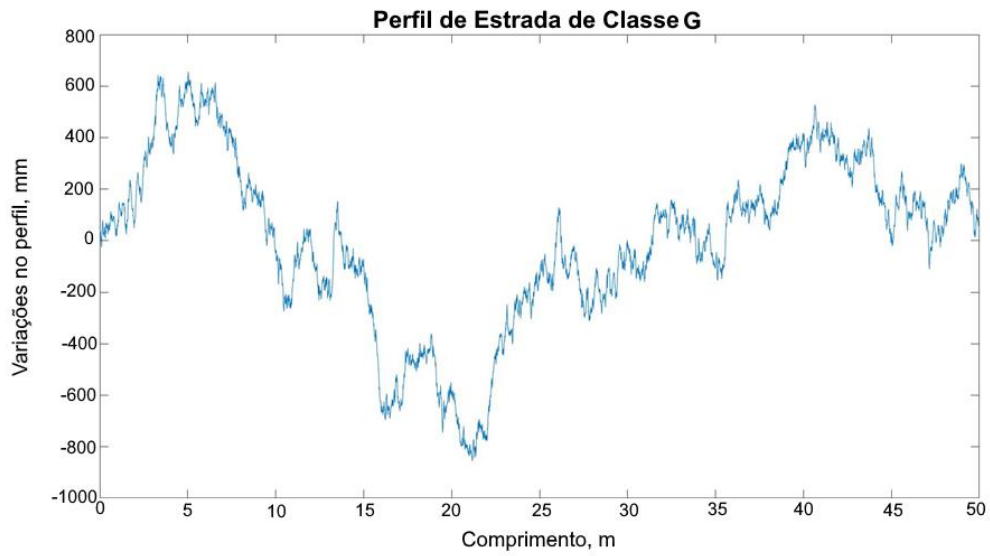
(d)



(e)



(f)



(g)

Figura A.15 – Perfis de estrada utilizados na simulação: Perfil de estrada A (a); Perfil de estrada B (b); Perfil de estrada C (c); Perfil de estrada D (d); Perfil de estrada E (e); Perfil de estrada F (f); Perfil de estrada G (g).