



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto da Estrutura de um Veículo Automóvel Citadino de Propulsão Elétrica com Baterias

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Automóvel

Autor

Juan Emilio Rivas Henriques

Orientador

Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalho

Júri

Presidente Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professora Doutora Maria Augusta Neto
Professora Auxiliar da Universidade de Coimbra
Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalho
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Julho 2015

"The important thing is this: to be able at any moment to sacrifice what we are
for what we could become." Charles Du Bos (1882-1939)

Agradecimentos

Aos meus pais, familiares e amigos por acreditarem em mim.

Ao meu orientador pela sua paciência e dedicação.

Resumo

A finalidade principal da presente investigação é desenvolver um projeto que permita desenhar a estrutura de um veículo elétrico citadino.

A primeira fase do estudo define os principais componentes que integram o sistema de propulsão do veículo. Foram determinadas as condições de serviço do automóvel para seguidamente realizar a análise e seleção do motor de propulsão. O dimensionamento das baterias, considerado sistema chave nos veículos elétricos, envolveu uma detalhada investigação das diferentes opções para escolher a que melhor se adaptasse ao caso.

Foi desenhada a estrutura de forma priorizar uma distribuição uniforme dos componentes, garantir o conforto assim como a segurança dos passageiros e finalmente uma excelente resposta dinâmica. Na escolha do material da estrutura foi utilizada a metodologia Ashby o que permitiu realizar uma interessante análise dos diferentes materiais disponíveis na atualidade.

Na última fase foram ideados dois cenários que possibilitaram carregar a estrutura em flexão e torção obtendo resultados que após um procedimento de otimização foram muito satisfatórios.

Palavras-chave: Estrutura, veículo, otimização, baterias, 4130.

Abstract

The main purpose of this research is to develop a project that allows designing the structure of urban electric vehicle.

The first phase of this study defines the major components that integrate the vehicle's propulsion system. Were determined the car's service conditions for then to do the analysis and selection of the power unit. The sizing of batteries, considered as the key system in electric vehicles, involved a detailed investigation of different options to choose the one that best adapt to the case.

The structure was designed in order to prioritize a uniform distribution of the components, ensure the comfort as well the safety of passengers and finally an excellent dynamic response. In choosing the structure's material was used the Ashby methodology which has allowed an interesting analysis of the different materials available today.

In the last phase were idealized two scenarios that allowed carrying the structure in bending and torsion obtaining results that after an optimization procedure were very satisfactory.

Keywords Structure, vehicle, optimization, batteries, 4130.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Simbologia.....	ix
Siglas	xi
1. INTRODUÇÃO.....	12
2. DEFINIÇÃO DOS COMPONENTES QUE INTEGRAM O SISTEMA DE PROPULSÃO DO VEÍCULO.	14
2.1. Principais componentes que integram o veículo elétrico de bateria	14
2.2. Definição da configuração do veículo.	15
2.3. Cálculo dos parâmetros de desempenho do veículo.	19
2.4. Cenário 1: Potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada horizontal.	19
2.5. Cenário 2: Potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada com inclinação longitudinal.	21
2.6. Tipos de motores elétricos utilizados em VEB.....	22
2.7. Tipos de baterias utilizadas em veículos elétricos.	26
2.8. Seleção do tipo de bateria a utilizar no veículo elétrico.	28
2.8.1. 1ª abordagem.	28
2.8.2. 2ª abordagem.	29
3. DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL DO VEÍCULO	33
3.1. Estrutura space frame.....	35
3.2. Localização dos principais componentes do veículo	35
3.3. Definição das características principais da suspensão do veículo	36
3.4. Cálculo das forças na estrutura do veículo	38
3.5. Cenários de carregamentos a que será sujeita a estrutura	39
3.6. Veículo a passar num ressalto, caso carga em flexão	40
3.7. Veículo a passar num ressalto, caso carga em torção	41
3.8. Seleção dos materiais da estrutura do veículo.	42
3.9. Estudo quantitativo dos tipos de materiais utilizados na construção de estruturas de veículos.	42
3.10. Estudo qualitativo dos tipos de materiais utilizados na construção de estruturas de veículos.	43
3.11. Procedimento de seleção do material da estrutura do veículo.	47
3.12. Matriz importância das propriedades dos materiais.....	49
3.13. Matriz fator de peso das propriedades dos materiais	50
3.14. Matriz dos materiais-propriedades	51
3.15. Matriz seleção dos materiais	52
3.16. Análise comparativa entre o aço 4130 e os materiais compósitos	53
3.17. 1ª Restrição: Valor de tensão máxima admissível [σ_{ma}]	55
3.18. 2ª Restrição: Valor máximo de deformação admissível [D_{ma}].....	56
4. CONCLUSÕES.....	57
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59

APÊNDICE A. Cálculo analítico da potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada horizontal.....	60
APÊNDICE B. Cálculo analítico da potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada com inclinação longitudinal.....	62
APÊNDICE C. Cálculo e dimensionamento do conjunto das baterias. Caso LiFeYPO ₄ ...	64
APÊNDICE D. Cálculo e dimensionamento das baterias. Caso LiFePO ₄ , ANR26650M1A.	69
APÊNDICE E. Dimensionamento final do conjunto de baterias tipo ANR26650M1A.....	72
APÊNDICE F. Cálculo da localização do centro de massa	74
APÊNDICE G. Cálculo analítico das forças de reação na estrutura do veículo	76
APÊNDICE H. Carregamento do veículo a passar num ressalto, caso de carga em flexão	86
APÊNDICE I. Carregamento do veículo a passar num ressalto, caso de carga em torção .	87
APÊNDICE J. Cálculo dos índices de eficiência na seleção do material. Caso aço AISI 4130	88
APÊNDICE K. Cálculo analítico comparativo entre o aço 4130 e o material compósito T1000+SP115	89
APÊNDICE L. Metodologia de simulações de carregamentos de estrutura em flexão e torção	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Componentes do sistema de propulsão do Veículo Elétrico de Baterias.	15
Figura 2. Configuração de VEB tipo (a).....	16
Figura 3. Configuração de VEB tipo (b).. ..	16
Figura 4. Configuração de VEB tipo (c).....	17
Figura 5. Configuração de VEB tipo (d).. ..	17
Figura 6. Configuração de VEB tipo (e).....	18
Figura 7. Configuração de VEB tipo (f).	18
Figura 8. Diagrama de corpo livre cenário 1	19
Figura 9. Diagrama de corpo livre cenário 2.	21
Figura 10. Classificação dos motores para VEB.....	23
Figura 11. Curvas características de binário e potência em função da velocidade de rotação do motor.....	25
Figura 12. Imagem do motor selecionado.....	25
Figura 13. Descrição das características de potência/energia requerida por diferentes veículos elétricos.....	26
Figura 14. Massa do conjunto de Baterias, 1º Abordagem.....	29
Figura 15. Massa da Bateria, 2ª Abordagem.....	31
Figura 16. Custo de Aquisição, 2ª Abordagem.....	31
Figura 17. Custo total da bateria em €/km, 2ª Abordagem.....	32
Figura 18. Conceito de rigidez e resistência.....	34
Figura 19. Estrutura tipo space frame.....	35
Figura 20. Localização do centro de massa do veículo.....	36
Figura 21. Localização dos pontos de apoio dos componentes do veículo.....	36
Figura 22 Sistema massa/mola/amortecedor da suspensão dimensionada.....	37
Figura 23. Veículo a passar em um ressalto, caso de carga em flexão.....	40
Figura 24. Carregamento da estrutura em flexão.....	40
Figura 25. Veículo a passar em um ressalto, Caso de carga em torção.....	41
Figura 26. Carregamento da estrutura em torção.....	41
Figura 27. Tipos de cargas sobre um cilindro	44
Figura 28. Diagrama tensão-deformação.....	46
Figura 29. Gráfico de tensão limite de fadiga versus resistência à tração.....	47
Figura 30. Estrutura tipo rollcage	53
Figura 31. Gráfica de resultados da análise comparativo do aço 4130 vs T1000+SP115... ..	54
Figura 32. Resultados da tensão máxima admissível em flexão.....	55
Figura 33. Resultados da tensão máxima admissível em torção.	55
Figura 34. Resultados da Deformação máxima admissível em flexão.....	56
Figura 35. Resultados da Deformação máxima admissível em flexão.....	56
Figura 36. Parâmetros de funcionamento do veículo no NEDC.....	70
Figura 37. Binário do motor elétrico segundo a distância percorrida no NEDC.....	71
Figura 38. Diagrama do sistema massa/mola/amortecedor.....	74
Figura 39. Aplicação das forças sobre o corpo 1.....	78

Figura 40. Geometria do ressalto.....	81
Figura 41. Altura do eixo da roda, Z_1	83
Figura 42. Altura da carroçaria no apoio do conjunto mola-amortecedor, Z_2	83
Figura 43. Velocidade vertical do eixo da roda, dZ_1/dt	83
Figura 44. Velocidade vertical da carroçaria no apoio do conjunto mola-amortecedor, dZ_2/dt	84
Figura 45. Força de reação da roda no solo.....	84
Figura 46. Forças de reação na estrutura do veículo na parte frontal.....	85

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Características do motor ZYTEK IDT 120-55	25
Tabela 2. Resultados NEDC, 2ª Abordagem.....	31
Tabela 3. Matriz importância das propriedades dos materiais.	49
Tabela 4. Matriz fator de peso das propriedades dos materiais.....	50
Tabela 5. Matriz dos materiais-propriedades	51
Tabela 6. Matriz seleção do material.....	52
Tabela 7. Resultados da análise comparativo do aço 4130 vs T1000+SP115.....	54
Tabela 8. Análise comparativa de veículos equivalentes	60
Tabela 9. Custo de armazenamento em função da profundidade de descarga.	66
Tabela 10. Custo Total da Energia Elétrica em função da profundidade de descarga.	66
Tabela 11. Capacidade de armazenamento na vida total segundo número de ciclos de vida a profundidade de descarga.	67
Tabela 12. Custo da energia por cada 100 km segundo número de ciclos de vida a profundidade de descarga.	67
Tabela 13. Cenários de alcance do veículo.....	67
Tabela 14. Capacidade total da bateria segundo os cenários de alcance.....	68
Tabela 15. Massa total da bateria segundo os cenários de alcance.	68
Tabela 16. Características das restrições impostas, caso flexão.....	86
Tabela 17. Características das forças nos apoios do motor, da bateria central e frontal.	86
Tabela 18. Características das forças nos apoios da suspensão traseira e frontal, caso flexão.	86
Tabela 19. Características das restrições impostas, caso torção.....	87
Tabela 20. Características das forças nos apoios da suspensão traseira e frontal, caso torção.	87
Tabela 21. Resultados dos índices de eficiência na seleção do material	88
Tabela 22. Resultado das deformações nos pontos de apoio das suspensões.....	92
Tabela 23. Resultado da tensão máxima admissível nos elementos da estrutura.....	93

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A_f	Área frontal do veículo [kg]
c	Coefficiente de amortecimento
C_{arm}	Custo de armazenamento [€]
C_{arm_total}	Capacidade de armazenamento na vida total [W·h]
C_{elect}	Custo de eletricidade [€/kW·h]
$C_{t.elect}$	Custo total da energia elétrica [€/kW·h]
C_R	Coefficiente de resistência ao rolamento
C_x	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
C_{ϵ}	Custo da bateria [€]
E	Módulo de Young [GPa]
E_{dens}	Densidade de energia [W·h/l]
E_n	Energia nominal [J]
F_D	Força de arrasto aerodinâmico [N]
F_P	Força de propulsão do veículo [N]
F_R	Força de resistência ao rolamento [N]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
I_m	Máxima corrente de descarga [A]
i_{total}	Relação de transmissão total
K_b	Rigidez à flexão [N/m]
K_t	Rigidez à torção [N · m/rad]
K_1	Rigidez da mola 1 [N/m]
K_{2f}	Rigidez mola 2 da frente [N/m]
K_{2t}	Rigidez mola 2 da trás [N/m]
KA_1	Constante do amortecedor do pneu [N · s/m]
KA_{2f}	Constante do amortecedor 2 da frente [N · s/m]
KA_{2t}	Constante do amortecedor 2 de trás [N · s/m]
m_v	Massa do veículo [kg]

m_1	Massa suspensa [kg]
MI_{FD}	Índice de eficiência barras à flexão, caso deformação
MI_{FT}	Índice de eficiência barras à flexão, caso tensão
MI_{TD}	Índice de eficiência barras à tração, caso deformação
MI_{TT}	Índice de eficiência barras à tração, caso tensão
N	Força de reação normal [N]
N_{ciclos}	Número de ciclos de vida a profundidades de descarga
N_{ele}	Número de elementos
P_R	Potência requerida [W]
P_s	Potência específica [W/kg]
Q_n	Capacidade nominal [A·h]
RH_{ar}	Humidade relativa do ar [%]
SE_n	Energia específica [W·h/kg]
T_{ar}	Temperatura do ar [°C]
V_{bat}	Tensão da bateria [V]
V_{ele}	Tensão por elemento [V]
V_n	Tensão nominal [V]
V_v	Velocidade do veículo [km/h]
W	Força de reação devido ao peso do veículo [N]
η_{trans}	Eficiência da transmissão
σ_e	Tensão limite à fadiga [MPa]
σ_u	Tensão de rotura à tração [MPa]
σ_y	Tensão de cedência [MPa]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar [N]

Siglas

AC	Corrente Alternada
AISI	Instituto Americano do Ferro e Aço
D	Diferencial
DF	Direita Frontal
DT	Direita Traseira
EF	Esquerda Frontal
ET	Esquerda Traseira
EUDC	Ciclo de Condução Extraurbano
FG	Caixa redutora com relação de transmissão fixa
GB	Caixa de velocidade
IGBT	Transistor Bipolar de Porta Isolada
M	Motor
ME	Motor Elétrico
MCI	Motor de Combustão Interna
NEDC	Novo Ciclo de Condução Europeu
PMDC	Ímã Permanente de Corrente Contínua
VEB	Veículo Elétrico de Baterias
VMCI	Veículo de Motor de Combustão Interna

1. INTRODUÇÃO

Na atualidade a Indústria Automóvel é um setor altamente competitivo onde os engenheiros realizam grandes esforços para desenvolver veículos muito eficientes e de baixo custo. Esta realidade junto com as rigorosas normativas ambientais e a rápida evolução da tecnologia associada as baterias fazem com que os veículos elétricos comecem a se tornar uma alternativa a ser considerada no presente e provavelmente a principal opção no futuro.

No projeto de um veículo elétrico um dos fatores principais a considerar é o fator peso, este limita o alcance do mesmo e incrementa o seu custo. Neste sentido esta investigação afronta o desafio de desenvolver a estrutura de um veículo automóvel cidadão de propulsão com baterias.

Na seleção dos principais componentes do Sistema de Propulsão do Veículo foram avaliadas e comparadas os diferentes tipos de configurações de veículos elétricos. Para selecionar a mais adequada em termo de uma distribuição eficiente dos componentes para assegurar a menor massa possível da estrutura.

Foram estabelecidos e calculados os parâmetros de desempenho do veículo para serem utilizados no dimensionamento do conjunto de baterias e na seleção do motor de propulsão. Estudaram-se dois cenários de cálculo da potência requerida pelo motor: um primeiro cenário simula o veículo a passar a velocidade constante ao longo de uma estrada horizontal; um segundo cenário simula o veículo a passar a velocidade constante numa estrada com inclinação longitudinal.

O conjunto das baterias do veículo elétrico foi definido como o sistema chave do automóvel, e por tanto, foi realizado um estudo pormenorizado dos tipos de baterias utilizadas atualmente. Foram analisadas duas abordagens de comparação entre as diferentes possibilidades. Uma primeira abordagem, para dimensionar as baterias, considera como parâmetro de referência a autonomia do veículo. Uma segunda abordagem, examinando como parâmetro de referência, o consumo de energia do veículo a fazer o NEDC.

No processo de dimensionamento estrutural escolheu-se um tipo de estrutura com o objetivo de aumentar a resistência à flexão e a rigidez do veículo. Foi estabelecida a localização dos principais componentes do veículo com a intenção de manter o centro de gravidade do automóvel o mais baixo e cêntrico possível.

Na análise estrutural foram calculadas as forças de reação da estrutura do veículo que irão atuar sobre os pontos de fixação da mesma. Foram definidos os parâmetros dimensionais da suspensão e idealizados dois cenários de carregamento estrutural. Um primeiro cenário onde a estrutura é carregada em flexão e um segundo cenário no qual é carregada em torção.

Aplicou-se a metodologia de seleção de materiais em processo de fabrico do Ashby. Definiram-se os parâmetros de seleção do material dando prioridade a menor massa, o mais baixo custo e ótimas propriedades físicas e mecânicas do material. Uma vez selecionado o material da estrutura foi feita uma comparação com materiais compósitos analisando a quantidade de energia absorvida por unidade de massa.

Na metodologia de simulação e otimização foram consideradas duas restrições, uma no sentido do valor máximo de tensão admissível nos elementos da estrutura, e outra limitando o valor máximo de deformação permitido nos pontos de fixação da suspensão do veículo. O objetivo da otimização foi, uma vez satisfeitas as duas restrições, minimizar o peso da estrutura.

Analisando os resultados obtidos nas diversas fases do trabalho, consegue-se chegar a várias conclusões, como por exemplo: A importância do fator peso em cada um dos sistemas do automóvel, assim como na sua autonomia e custo final; a influência de uma correta distribuição dos componentes da estrutura no comportamento dinâmico do veículo. O valor de uma escolha objetiva dos fatores que determinaram a seleção do material da estrutura. Finalmente uma metodologia de simulação e otimização adequada resultará em uma estrutura muito mais eficiente.

2. DEFINIÇÃO DOS COMPONENTES QUE INTEGRAM O SISTEMA DE PROPULSÃO DO VEÍCULO.

2.1. Principais componentes que integram o veículo elétrico de bateria.

Os Veículos Elétricos de Baterias (VEB) utilizam um motor elétrico para produzir a tração necessária para movimentar o automóvel, assim como as baterias químicas como fonte de alimentação. São muitas as vantagens que apresentam os VEB sobre os veículos de motor de combustão interna (VMCI). Os principais benefícios são:

- ✓ Ausência de emissões poluentes durante a fase de uso do veículo.
- ✓ Alto rendimento energético.
- ✓ Independência do petróleo.
- ✓ Funcionamento silencioso e suave.

Em relação aos princípios fundamentais de funcionamento encontra-se muita similitude entre os VEB e os VMCI. Existem, contudo algumas diferenças técnicas entre os dois tipos de veículos comparados, por exemplo, no VEB o motor elétrico substitui o motor de combustão interna do VMCI e a bateria substitui o depósito de combustível, apresentam-se exigências técnicas específicas da relação de transmissão para cada caso.

Esta fase do trabalho tem como objetivo identificar e definir os componentes chave que integram o sistema de propulsão do veículo, incluindo o motor de tração, o grupo motopropulsor e o armazenamento de energia entre outros.

Os VEB modernos são projetados e construídos considerando a satisfação das exigências estruturais exclusivas deste tipo de automóvel, o que permite aproveitar a maior flexibilidade da propulsão elétrica. O grupo motopropulsor integra três subsistemas os quais são:

- ✓ O motor eléctrico de propulsão é composto pelo controlador do veículo, o conversor eléctrico de potência, o motor eléctrico, a transmissão mecânica e as rodas motrizes.

- ✓ A fonte de energia representa o subsistema que inclui a fonte de energia e a unidade de reabastecimento de energia.
- ✓ O subsistema auxiliar é integrado pela unidade de direção assistida, a unidade de climatização do habitáculo e a unidade de alimentação auxiliar [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

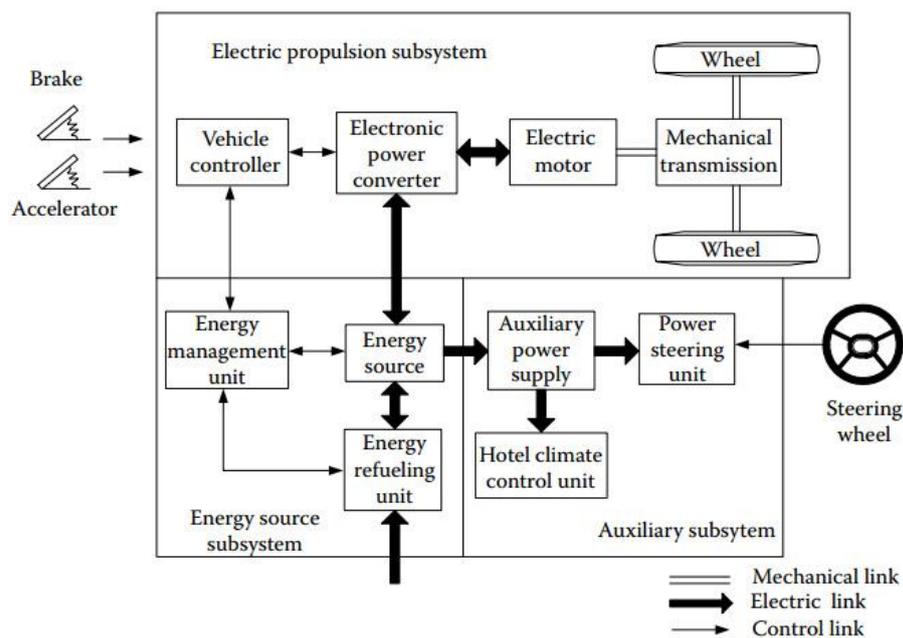


Figura 1. Componentes do sistema de propulsão do Veículo Elétrico de Baterias [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

2.2. Definição da configuração do veículo.

Existem diferentes tipos de configurações dos VEB dependendo basicamente das características da propulsão elétrica, a fonte de energia, as condições de serviço, entre outros fatores específicos para cada caso estudado. Esta parte do trabalho tem como alvo analisar as seis possíveis configurações e selecionar a mais adequada para o veículo em estudo.

- ✓ Configuração de VEB tipo (a)

Representa o tipo de configuração típica no caso de substituição do motor de combustão interna (MCI) por um motor elétrico (ME). Esta configuração está composta

por um ME, a embraiagem, a caixa de velocidades (GB) e o diferencial (D). Esta configuração é apresentada na Figura 2.

Como o caso de estudo define um projeto estrutural específico para a utilização de um ME esta configuração não será considerada [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

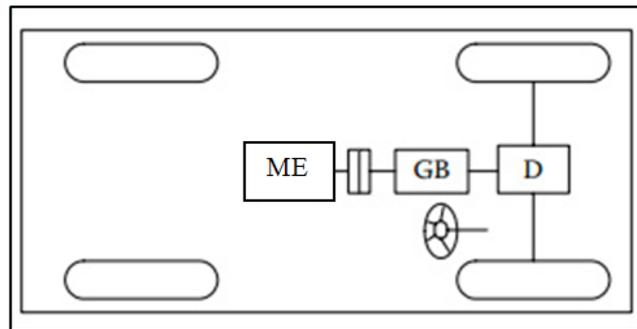


Figura 2. Configuração de VEB tipo (a) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

✓ Configuração de VEB tipo (b)

Este tipo de configuração incorpora um ME que proporciona uma potência constante num grande número de velocidades. A grande vantagem desta configuração é que permite a redução do tamanho e do peso da transmissão mecânica, é apresentada na Figura 3. [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

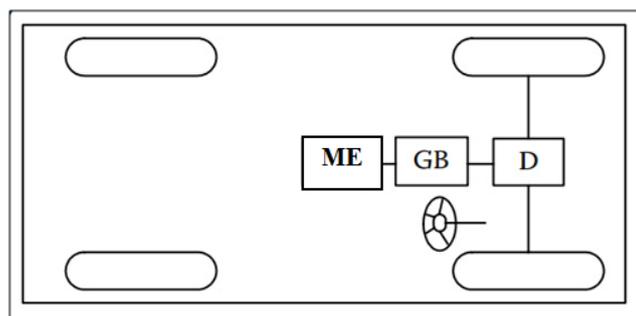


Figura 3. Configuração de VEB tipo (b) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

✓ Configuração de VEB tipo (c)

Permite maior simplificação do grupo motopropulsor devido a que o ME, a caixa redutora com relação de transmissão fixa (FG) e o diferencial D estão integrados num só conjunto, ligando ambos os veios das duas rodas motrizes, mostrada na Figura 4. [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

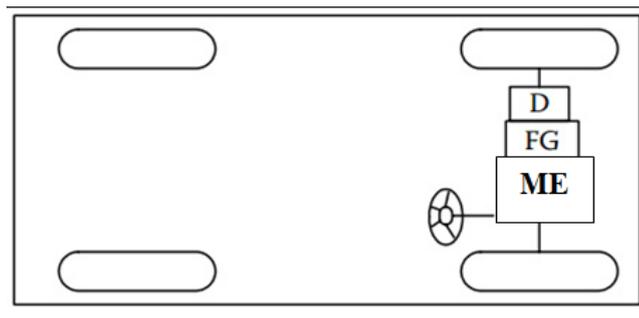


Figura 4. Configuração de VEB tipo (c) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

✓ Configuração de VEB tipo (d)

A utilização de dois motores de tração permite a substituição do diferencial mecânico. Cada um dos motores é colocado na lateral das rodas e operam a diferentes velocidades quando o VEB percorre uma trajetória curva, como se apresenta na Figura 5. [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

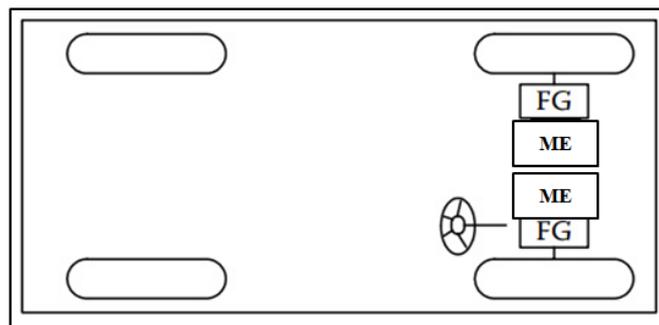


Figura 5. Configuração de VEB tipo (d) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

✓ Configuração de VEB tipo (e)

O motor de tração é colocado dentro da roda o que permite simplificar mais o grupo motopropulsor. Este tipo de configuração é conhecido como *in-wheel-drive*. Um pequeno sistema de engrenagem tipo sistema planetário pode utilizar-se para reduzir o tamanho do motor através do aumento da velocidade de rotação do motor e redução do binário do mesmo, um exemplo da configuração é apresentado na Figura 6. [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

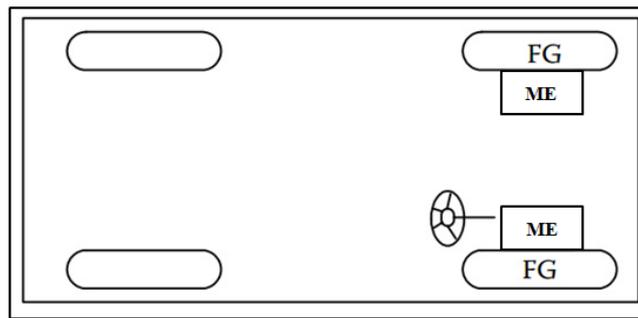


Figura 6. Configuração de VEB tipo (e) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

✓ Configuração de VEB tipo (f)

Não existe conexão mecânica através da transmissão entre o ME e a roda motriz, o *out rotor* de um motor elétrico de baixa velocidade pode ser conectado na roda tipo *in-wheel-drive*, isto implica que o controlo da velocidade do ME é equivalente ao controlo da velocidade da roda, como se mostra na Figura 7. [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010]

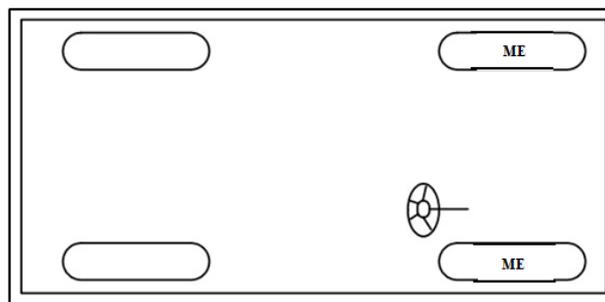


Figura 7. Configuração de VEB tipo (f) [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

Em conclusão as configurações (d), (e) e (f), incorporam para o seu funcionamento mais do que um ME o que implica por uma parte, uma redução da potência de cada um deles e, portanto uma diminuição da eficiência do motor. Por outra parte, origina o aumento da massa suspensa e redução da aderência em condições de estradas com mau piso. Por este motivo não serão consideradas estas configurações.

Considerando como prioridade o comportamento dinâmico do veículo, assim como uma ótima distribuição dos principais componentes do mesmo de forma garantir a menor massa possível da estrutura, o tipo de configuração selecionada foi a tipo (c). Este tipo de configuração permite a utilização de um conjunto motor-inverter-transmissão na parte posterior do veículo o que representa uma excelente solução em termos da otimização da utilização do espaço.

2.3. Cálculo dos parâmetros de desempenho do veículo.

A definição e o cálculo dos parâmetros que caracterizam o desempenho do veículo em estudo representam uma das principais etapas dentro do processo de projeto de um automóvel. Esta fase permite definir valores que serão utilizados, posteriormente, na seleção dos componentes como, por exemplo, o conjunto das baterias e os componentes do subsistema motor de propulsão.

Nesta etapa pretende-se realizar uma análise física dos principais parâmetros operativos do veículo, como são: a velocidade máxima, a aceleração, a potência máxima e o binário máximo.

Por um lado, alguns dos valores ainda desconhecidos como o peso, o coeficiente de arrasto aerodinâmico e a área frontal do veículo são assumidos através de um estudo bibliográfico assim como considerando como referência valores de veículos com características equivalentes ao automóvel em estudo.

Por outro lado, são calculados os principais parâmetros de operação do veículo através de uma análise física que simula diversas condições de serviço do veículo, com a intenção de se aproximar o mais possível à realidade.

2.4. Cenário 1: Potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada horizontal.

Desenvolvimento da expressão para o cálculo da potência requerida para mover um veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada horizontal, em termos da velocidade V_v , da massa m_v , área frontal A_f , coeficiente de arrasto aerodinâmico C_x , coeficiente de resistência ao rolamento C_r do veículo e da aceleração da gravidade g .

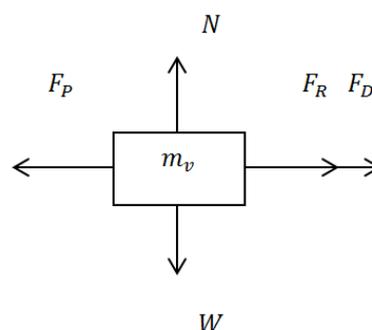


Figura 8. Diagrama de corpo livre para o cenário 1.

Para o veículo automóvel em todas as situações é válida a segunda lei de Newton eq. (1) em que $\sum_{i=1}^n \vec{F}_i$ representa o somatório de todas as forças aplicadas no veículo, m_v é a massa do veículo e \vec{a} é a aceleração do veículo.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = m_v \cdot \vec{a} \quad (1)$$

Analisando as componentes das forças que atuam na direção horizontal e na direção vertical temos que F_D é a força de arrasto aerodinâmico, F_R é a força de resistência ao rolamento, F_P é a força de propulsão do veículo, N é a força de reação normal e W representa o peso do veículo. O diagrama do corpo livre para esta condição é apresentado na Figura 8.

$$\sum F_x = -F_D - F_R + F_P = m_v \cdot a_x \quad (2)$$

$$F_P = m_v \cdot a_x + F_D + F_R \quad (3)$$

$$P_R = (m_v \cdot a_x + F_D + F_R) \cdot V_v \quad (4)$$

$$\sum F_y = N - W = 0 \quad (5)$$

$$W = N \quad (6)$$

$$W = m_v \cdot g \quad (7)$$

No caso de não considerar o vento a força de arrasto aerodinâmico no veículo é definida pela eq. (8). Onde o C_x representa o coeficiente de arrasto aerodinâmico do veículo, A_f é a área frontal do veículo, ρ_{ar} é a massa volúmica do ar e V_v é a velocidade máxima do veículo.

$$F_D = -C_x \cdot A_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_v^2 \quad (8)$$

A força de resistência ao rolamento é dada pela eq. (9) onde C_r representa o coeficiente de resistência ao rolamento do veículo, N é a reação normal da estrada, m_v é a massa do veículo considerando 2 passageiros com bagagem, g é a aceleração de gravidade.

$$F_R = -C_r \cdot m_v \cdot g \quad (9)$$

A potência requerida P_R para mover o veículo neste cenário é dada pela eq. (10).

$$P_R[W] = \left[(C_r \cdot m_v \cdot g) + (C_x \cdot A_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_v^2) \right] \cdot V_v \quad (10)$$

O cálculo analítico e a análise dos resultados são apresentados no Apêndice A.

2.5. Cenário 2: Potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada com inclinação longitudinal.

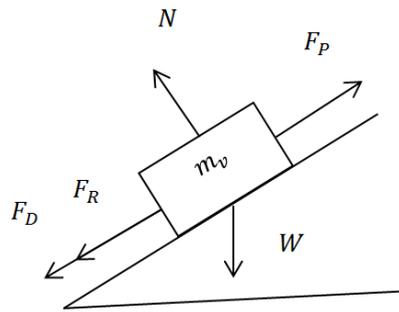


Figura 9. Diagrama de corpo livre para o cenário 2.

Para o veículo automóvel em todas as situações é válida a segunda lei de Newton eq. (1) em que $\sum_{i=1}^n \vec{F}_i$ representa o somatório de todas as forças aplicadas no veículo, m_v é a massa do veículo e \vec{a} é a aceleração do veículo.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = m_v \cdot \vec{a} \quad (11)$$

A potência requerida P_R , para mover o veículo a uma velocidade dada é determinada pela eq.(12). Onde \vec{F}_v é a resultante das forças que atuam no veículo, \vec{V}_v é a velocidade do veículo.

$$P_R = -\vec{F}_v \cdot \vec{V}_v \quad (12)$$

Como se trata de uma subida com um determinado ângulo de inclinação, o módulo da componente da resultante das forças que atuam no veículo segundo a direção do vetor velocidade do veículo é dada pela Eq. (13) e esta força tem o sentido oposto ao vetor \vec{V}_v , onde F_R representa a força de resistência ao rolamento, W é o peso do veículo e F_D é a força de arrasto aerodinâmico. O diagram do corpo livre para esta condição é apresentado na Figura 9.

$$|P_R| = -(F_R + W \cdot \sin \alpha + F_D) \cdot V_v \quad (13)$$

Força de resistência ao rolamento.

$$F_R \text{ [N]} = -C_r \cdot m_v \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (14)$$

A potência requerida P_R para mover o veículo neste cenário é dada pela eq. (16).

$$P_R \text{ [W]} = \left[(C_r \cdot m_v \cdot g \cdot \cos \alpha) + \left(C_x \cdot A_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_v^2 \right) + (m_v \cdot g \cdot \sin \alpha) \right] \cdot V_v \quad (15)$$

O cálculo analítico e a análise dos resultados são apresentados no Apêndice B.

2.6. Tipos de motores elétricos utilizados em VEB.

O sistema de propulsão do veículo elétrico está constituído pelos seguintes componentes: um motor elétrico, conversores de potência e as unidades de controlo eletrónico. O motor elétrico tem como objetivo a conversão de energia elétrica em energia mecânica para propulsionar o veículo.

A seleção do motor elétrico depende de vários fatores característicos do veículo que se está a projetar. Alguns destes fatores são, por exemplo, as expectativas do condutor, a potência máxima requerida para mover o veículo, o tipo de fonte de energia, ou seja, as características do conjunto de baterias, a aceleração do veículo, a velocidade máxima, a capacidade de subida, a autonomia máxima. Outros fatores importantes na avaliação do motor a selecionar são as restrições do veículo, onde se encontra o volume e o peso do motor, o tipo de veículo, o peso do veículo e a carga útil.

O motor elétrico usado no veículo tem de apresentar algumas características como sejam: uma alta taxa de arranques e travagens, elevadas acelerações/desacelerações, alto binário e baixa velocidade na condição de subida em estradas com declive, baixo binário e alta velocidade de cruzeiro, uma grande gama de velocidades de operação [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

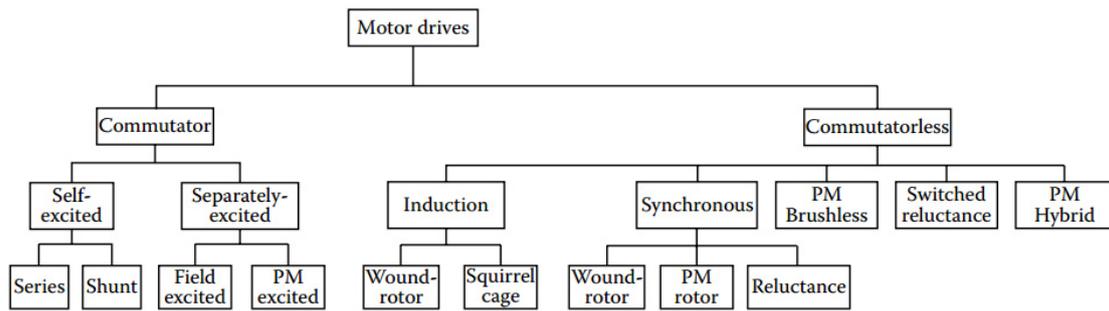


Figura 10. Classificação dos motores para VEB [Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicle, 2010].

Na Figura 10, São apresentados os tipos de motores elétricos utilizados em veículos elétricos, os quais podem ser classificados em dois grandes grupos:

- ✓ Motores com comutador: Os motores de corrente contínua precisam de comutadores e escovas para alimentar a corrente no induzido, de modo que são menos fiáveis e inadequados para um funcionamento livre de manutenção. Estes motores também apresentam uma baixa densidade de potência específica a alta velocidade. Um exemplo deste motor é o motor de arranque do veículo.
- ✓ Motores sem comutador: Os avanços tecnológicos têm conseguido impulsionar, recentemente, uma nova geração de motores elétricos sem comutador. As vantagens incluem uma maior eficiência, densidade de potência e uma redução nos custos de operação. Por este motivo o motor elétrico sem comutador tem-se convertido numa opção mais atrativa. Os tipos de motores sem comutador são descritos de seguida.
- ✓ Motores de indução: Os motores de indução são amplamente aceites como um tipo de motor de propulsão sem comutador usado nos veículos elétricos. Isto devido ao seu baixo custo de operação, alta fiabilidade e liberdade de manutenção. Os motores de indução com tensão e frequência variável podem proporcionar um rendimento adequado. Com a chegada da eletrónica de potência e a era do microcontrolador o princípio de controlo de campo orientado permite que o vetor de controlo dos motores de indução tenha superado a desvantagem devida à sua falta de linearidade.
- ✓ Motores AC de ímãs permanentes sem escovas: As principais vantagens deste tipo de motor que justificam a sua grande utilização como motores de propulsão de veículos elétricos são as seguintes: Uma alta densidade de potência, devido à

utilização de ímãs permanentes, o que resulta numa diminuição do peso e do volume do motor; uma eficiência elevada como consequência da redução das perdas do motor; a eliminação das escovas permite uma maior área da secção transversal para as bobinas da armadura; aumento da capacidade de produzir um grande binário devido à interação entre a corrente e o fluxo; é melhorada a condução de calor através da estrutura, em consequência do aumento na potência elétrica resulta numa maior densidade de potência. A grande desvantagem deste tipo de motores está relacionada com a complexidade da sua construção.

- ✓ Motores de relutância comutada: Este tipo de motor apresenta vantagens, como, por exemplo, uma construção simples e robusta, o que permite a sua utilização em ambientes adversos o que é ideal em aplicações para veículos elétricos; um baixo custo de fabrico; estes motores possuem uma zona de potência constante extremamente longa, o que lhes permite funcionar a velocidades muito elevadas com uma aceleração muito alta o que resulta em características excecionais de binário/velocidade; boa resistência às avarias e por tanto alta fiabilidade; elevada disponibilidade dos materiais de fabrico, especialmente ligas Fe-Si. Entre as desvantagens temos que tradicionalmente estes motores operam com sensores de eixo para detetar a posição do motor em relação ao estator. Estes sensores são vulneráveis a choques mecânicos, sensíveis a temperaturas e pó. Adicionalmente possuem um binário pulsante e um elevado nível de ruído.

Finalmente depois de ter realizado um estudo detalhado dos principais tipos de motores utilizados na propulsão de veículos elétricos, comparando as características qualitativas dos mesmos com os requisitos do veículo a projetar, foi selecionado o seguinte motor por se considerar que satisfaz completamente as necessidades do veículo:

Motor ZYTEK IDT 120-55 é um motor *permanent magnet direct current brushless* (PMDC *brushless*) que forma um conjunto com um inverter, como se mostra na Figura 12. Este motor é muito conhecido no mercado por ser a planta de propulsão do veículo Smart e-drive da Mercedes-Benz. De seguida é apresentada a Tabela 1, com as principais características técnicas do motor, assim como, a Figura 11, com as curvas de binário e potência em função da velocidade de rotação do motor.

Tabela 1. Características do motor ZYTEK IDT 120-55 [Brochura ZYTEK IDT 120-55 Integred 55 kW Electric Engine, Zytek Automotive].

CARACTERÍSTICAS	MOTOR	INVERTER	MOTOR/INVERTER
Tipo	PMDC <i>Brushless</i>	IGBT Trifásico	
Binário máximo	120 [N·m]		
Velocidade máxima de operação	12000 [RPM]		
Tensão de alimentação		250-400[V]	
Comunicação do veículo		DUAL CAN	
Sistema alimentação auxiliar		14V A 70[A] I_{MAX}	
Peso			62 [kg]
Potência máxima @ 278 [V]			55 [kW]
Líquido de arrefecimento			Água/Etileno Glycol
Temperatura de operação			(-)20 [°C] Até 65 [°C]



Figura 11. Curvas características de binário e potência em função da velocidade de rotação do motor [Brochura ZYTEK IDT 120-55 Integred 55 kW Electric Engine, Zytek Automotive].



Figura 12. Imagem do motor seleccionado [Brochura ZYTEK IDT 120-55 Integred 55 kW Electric Engine, Zytek Automotive].

2.7. Tipos de baterias utilizadas em veículos elétricos.

Na seleção do tipo de bateria a utilizar como fonte de armazenamento de energia para propulsão do veículo elétrico são considerados os seguintes requerimentos gerais.

✓ Energia e potência

O tipo de bateria selecionada, as propriedades elétricas específicas requeridas assim como o tamanho do conjunto das baterias dependem do tipo e das dimensões do veículo projetado. No caso do veículo elétrico é necessário a maior quantidade de energia possível por unidade de volume disponível, assim como o menor peso do conjunto das baterias. Na Figura 13, apresenta-se um gráfico com a descrição de potência/energia requerida por diferentes veículos elétricos.

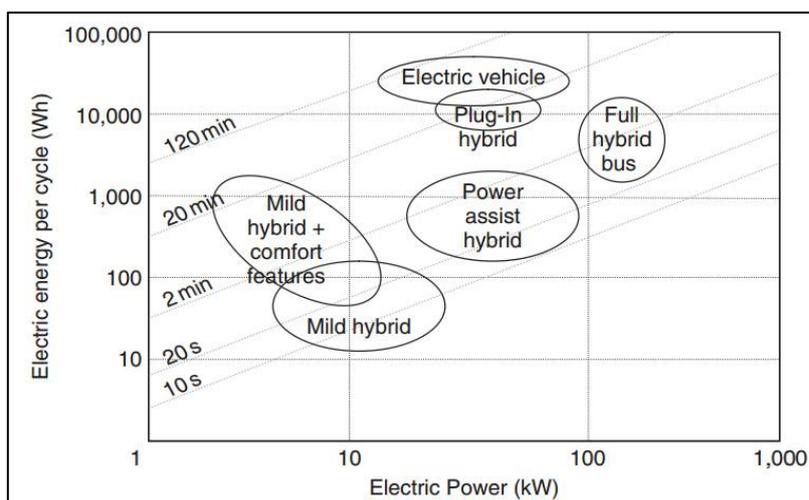


Figura 13. Descrição das características de potência/energia requerida por diferentes veículos elétricos [Electric and Hybrid Vehicles, Gianfranco Pistoia].

✓ Custo

A bateria representa o componente mais custoso do veículo elétrico, atualmente existe uma forte pressão para reduzir esse custo. Ao mesmo tempo são muito altas as exigências em termos de longevidade, fiabilidade e segurança associados a estes componentes. De acordo com o tipo de veículo o preço pode-se relacionar com a energia ou com a potência. O preço da bateria é particularmente crítico para os veículos elétricos já que a quantidade de energia requerida para atingir uma autonomia satisfatória está relacionada com o tamanho da bateria.

A segunda contribuição importante para o custo das baterias é o sistema de gestão que é necessário para garantir a correta monitorização das múltiplas células do

conjunto de baterias durante a carga e a descarga. Por sua vez isto é essencial para garantir a fiabilidade, durabilidade e a segurança do sistema.

O custo do ciclo de vida, mais do que o preço de venda, é um número muito significativo que tem de ser considerado. Portanto outras propriedades como o envelhecimento em repouso ,*aging on rest* ,e os ciclos de utilização são muito importantes no custo real durante a vida do veículo [Electric and Hybrid Vehicles, Gianfranco Pistoia].

Os principais tipos de baterias utilizadas nos veículos elétricos são de gel de chumbo; a base de níquel como as de níquel/ferro, níquel/cádmio e níquel/hidratos metálicos; e as bateria a base de lítio como as de lítio nano fosfato de ferro.

✓ Baterias de gel de chumbo

As baterias de gel de chumbo têm sido um produto como muito sucesso comercial durante um século em termos do armazenamento da energia elétrica na indústria automóvel. As suas principais vantagens são o seu baixo custo e uma tecnologia madura, para além de uma elevada potência específica.

As limitações destas baterias são uma densidade de energia baixa, sobre tudo por causa da elevada massa volúmica do chumbo. As características de temperatura são pobres, abaixo dos 10 °C a potência específica e a energia específica caem consideravelmente. Este aspeto limita a operação deste tipo de bateria em climas frios.

A presença de ácido sulfúrico altamente corrosivo é um potencial perigo para os ocupantes do veículo. O hidrogénio lançado nas reações de auto descarga representa um alto risco por ser um gás muito inflamável, mesmo em pequenas concentrações. O chumbo no eletrodo representa um problema ambiental pela sua alta toxicidade.

✓ Baterias à base de níquel

O níquel é um metal com menor massa volúmica do que o chumbo e possui boas propriedades eletroquímicas as quais são fundamentais para aplicações em baterias. Os principais tipos de baterias à base de níquel são:

Baterias de níquel/ferro foram comercializadas no principio do século 20. Dentro das suas aplicações estão veículos monta-cargas, locomotoras de minas, etc. Estas baterias sofrem gasificação, corrosão e autodescarga. São complexas devido à necessidade de manter um nível de água e à eliminação segura do hidrogénio e do oxigénio lançado durante o processo de descarga. Sofrem a baixas temperaturas embora em menor extensão

do que as de gel de chumbo. As suas vantagens são a alta densidade de potência com capacidade de resistir a 2000 descargas profundas.

As baterias de níquel/cádmio apresentam um rendimento semelhante às de níquel/ferro. Esta tecnologia tem conseguido muitas melhorias técnicas devido às vantagens da alta potência específica (maior que 220 W/kg). Elevado número de descarga/carga (até 2000 ciclos), alta tolerância aos excessos elétricos e mecânicos, uma baixa resistência interna e uma grande gama de correntes de descarga, uma ampla temperatura de funcionamento (-40 °C até 85 °C), uma baixa taxa de autodescarga (menor aos 5 % por dia). As limitações desta bateria são um alto custo inicial, tensão da célula unitária relativamente baixa, a carcinogenicidade e o perigo ambiental do cádmio.

✓ **Baterias à base de Lítio**

O lítio é o metal de mais baixa massa volúmica e apresenta características muito interessantes do ponto de vista eletroquímico. Permite um nível muito alto de tensão termodinâmica, o que resulta numa alta energia específica e potência específica. As baterias de lítio ferro têm a vantagens de uma baixa taxa de autodescarga (aproximadamente 0.5 por mês), a capacidade de fabrico numa variedade de formas, tamanhos e desenhos seguros. Tem a limitação de fraco rendimento a baixa temperatura.

2.8. Seleção do tipo de bateria a utilizar no veículo elétrico.

Na avaliação do tipo de bateria a utilizar no veículo elétrico foram consideradas duas abordagens diferentes.

2.8.1.1ª abordagem.

Dimensionamento do conjunto de baterias considerando como parâmetro de referência a autonomia do veículo. A metodologia desta abordagem baseou-se num cálculo analítico que permitisse uma comparação do comportamento das propriedades físicas dos diferentes tipos de baterias, com especial atenção na massa total do conjunto de baterias, representando este um fator primordial no dimensionamento estrutural do veículo.

Na realização do estudo comparativo entre os tipos de baterias foram considerados três cenários de desempenho do veículo em relação à sua autonomia. Estes cenários foram: cenário 1: 60 km; cenário 2: 100 km e cenário 3: 140 km.

Os três tipos de baterias estudadas foram: Baterias de LiFeYPO4 (1), bateria de LiFe PO4 (1), bateria de Gel Pb (1) e bateria de NimH (3).

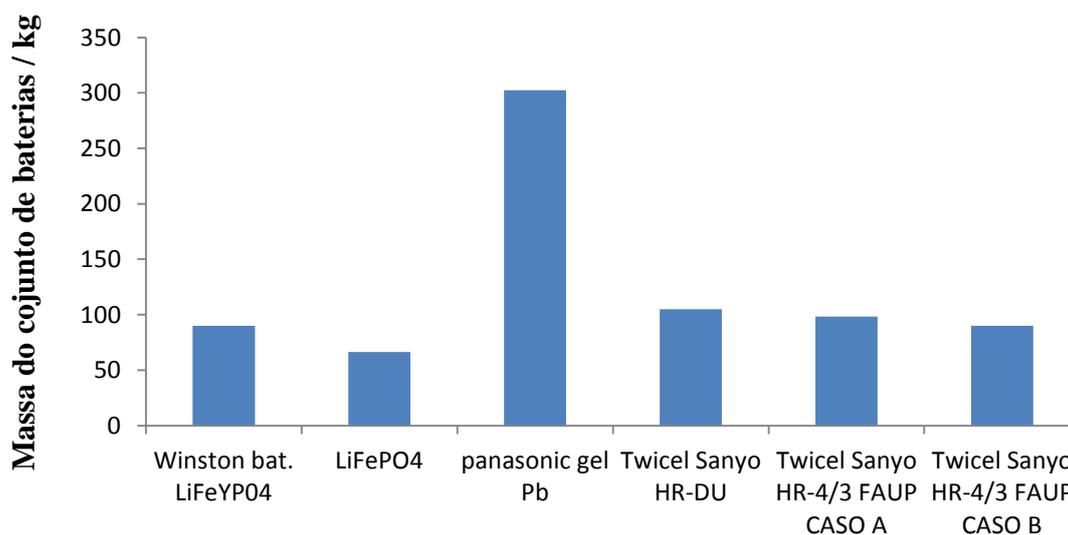


Figura 14. Massa do conjunto de Baterias, 1ª Abordagem.

Em termos dos resultados obtidos, apresentados na Figura 14, as baterias de LiFe e NimH resultam com uma massa total do conjunto das mesmas com valores semelhantes, enquanto que as baterias de Gel Pb devido a sua baixa densidade específica apresentam uma massa muito superior às anteriores, por tal motivo foram descartadas do processo de seleção.

O cálculo e dimensionamento do conjunto de baterias do tipo LiFe YPO4, assim como, a análise dos resultados obtidos é apresentada de forma pormenorizada no Apêndice C.

2.8.2.2ª abordagem.

Dimensionamento do conjunto de baterias considerando como parâmetro de referência o consumo de energia. Cálculo analítico na simulação do NEDC para a comparação dos diferentes tipos de baterias assim como das suas propriedades.

O ciclo de condução NEDC é um ciclo normalizado e regulamentado pela Comunidade Europeia para efetuar as medições de consumo de combustível e das emissões de poluentes de veículos automóveis homologados para circular no Mercado europeu.

Este ciclo é constituído por quatro ciclos de condução urbana ECE-15 e um ciclo de condução extraurbana EUDC. Cada ciclo de ECE-15 tem uma duração de 195 segundos, a distância percorrida no ciclo é 1,013 km, a velocidade máxima do ciclo é 50 km/h e a velocidade média do ciclo é 18,70 km/h. O ciclo EUDC tem uma duração de 400 segundos, a distância percorrida no ciclo é 6,955 km, a velocidade máxima do ciclo é 120 km/h e a velocidade média do ciclo é 62,60 km/h. O ciclo NEDC tem uma duração de 1180 segundos, a distância percorrida no ciclo é 11,007 km, a velocidade máxima do ciclo é 120 km/h e a velocidade média do ciclo é 33,58 km/h. O ciclo de condução e os procedimentos dos ensaios estão definidos pelas seguintes normas [Guia O Ciclo de Condução NEDC, Sistemas de Propulsão Alternativos, Prof. Pedro Carvalheira] :

- Diretiva 70/220/CEE de 20 de março de 1970
- Diretiva 80/1268/CEE de 16 de dezembro de 1980
- Diretiva 91/441/CEE de 26 de junho de 1991
- Diretiva 93/116/CEE de 17 de dezembro de 1993
- Diretiva 2004/3/CE de 11 de fevereiro de 2004
- Regulamento CE/715/2007 de 20 de junho 2007
- Regulamento CE/443/2009 de 23 de abril de 2009

Os tipos de baterias estudados nesta fase do projeto foram: bateria de LiFe YPO₄ (1), baterias de NimH (3) e finalmente baterias de LiFePO₄ (2).

Os principais parâmetros avaliados na seleção do melhor tipo de bateria para as condições de serviço definidas no caso do veículo projetado foram:

- Massa da Bateria [kg]
- Custo de Aquisição das Baterias [€]
- Custo Total (Energia + Armazenamento) das Baterias [€]

Os parâmetros anteriores estão diretamente relacionados com o comportamento e as características do veículo em termos de:

- Massa total do conjunto das baterias [kg]
- Autonomia do veículo [km]
- Energia específica da bateria [W·h/kg]
- Potência específica da bateria em carga e descarga [W·/kg]

Tabela 2. Resultados NEDC, 2ª abordagem.

TIPO DE BATERIA	RESULTADOS NEDC				
	Massa da bateria /kg	Autonomia veículo /km	Esp/(W.h/kg)	Psp/(W/kg) CARGA	Psp/(W/kg) DESCARGA
1 HR-4/3 FAUP NimH (b)	172,84	132,17	80	80	160
2 HR-4/3 FAUP NimH (a)	190,11	132,19	73,22	73,22	146,44
3 WINSTON LiFeYP04	882,93	531,02	80	40	40
4 HR-DU Ni-mH twicell	204,10	132,21	68,57	68,57	137,14
5 ANR26650M1A	97,09	105,57	108,43	271,07	271,07
6 ANR26650M1B	98,98	105,64	108,55	271,4	271,4

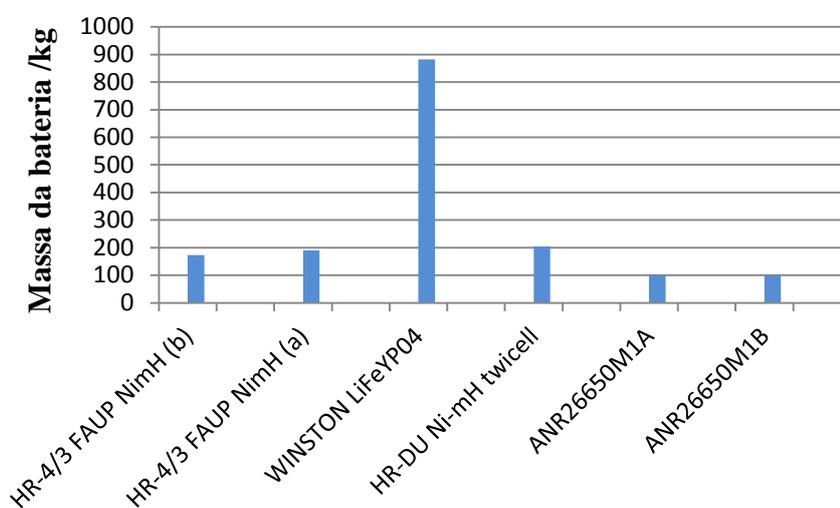


Figura 15. Massa da bateria, 2ª abordagem.

Em relação os resultados obtidos, apresentados na Figura 15, em termos da massa do conjunto de baterias para a 2ª abordagem temos que evidentemente as baterias de LiFe apresentam um valor muito por encima das outras baterias avaliadas, por esta razão foram descartadas do processo de seleção.

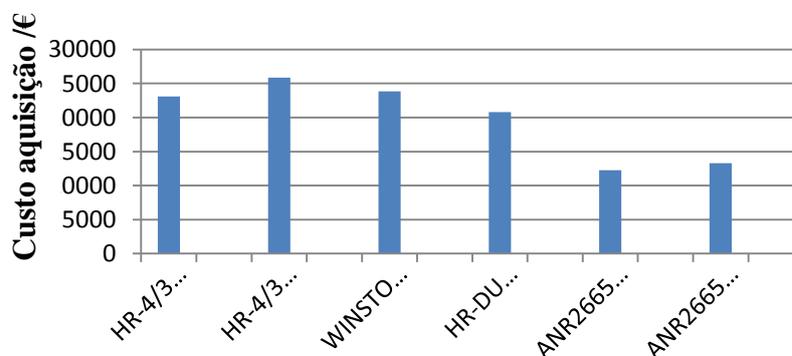


Figura 16. Custo de aquisição, 2ª abordagem.

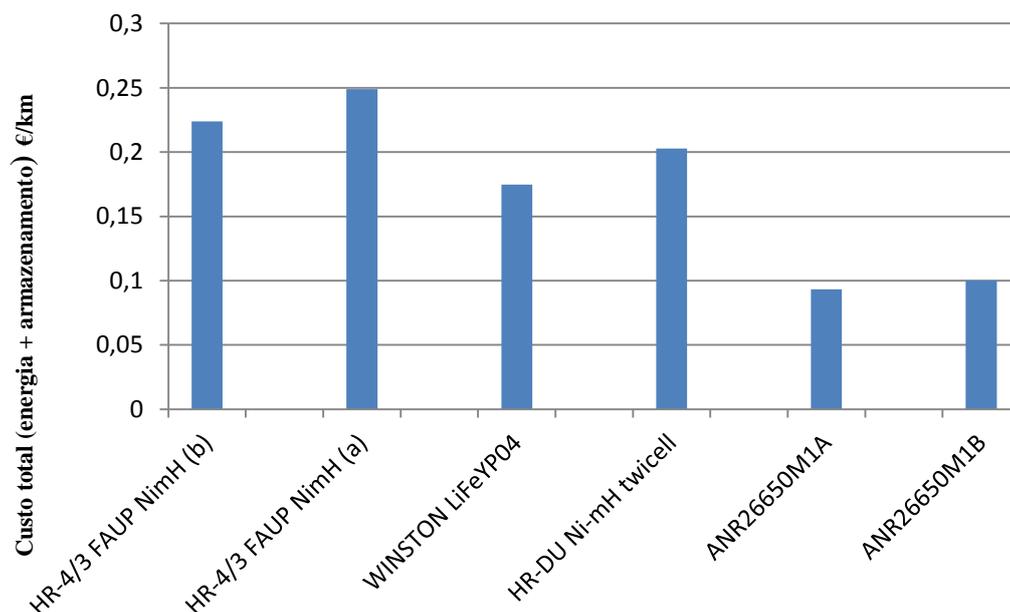


Figura 17. Custo total da bateria em €/km, 2ª Abordagem.

Tanto no caso dos resultados do custo de aquisição como os do custo total, apresentados na Figura 16 e na Figura 17, as baterias de LiFe apresentam melhores resultados de comportamento, coincidindo este fato com a realidade do mercado automóvel actual. Finalmente a bateria selecionada foi a do tipo LiFePO4 designada como ANR26650M1A.

Outra conclusão interessante é que o custo da energia por cada 100 km do veículo tem uma grandeza que faz com que este tipo de tecnologia ainda não seja concorrencial com a dos veículos equipados com motores de combustão interna. Os principais fatores relacionados com esta realidade são o alto custo de aquisição das baterias, para uma maior autonomia do veículo o custo da bateria incrementa de forma diretamente proporcional e finalmente o custo da energia para carregar as baterias.

O cálculo e dimensionamento do conjunto de baterias do tipo ANR26650M1A, assim como, a análise dos resultados obtidos é apresentada de forma pormenorizada no Apêndice D.

3. DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL DO VEÍCULO

A estrutura do veículo pretende garantir a forma do veículo e suportar as diferentes cargas aplicadas à mesma. Representa geralmente uma grande parte do custo de produção, desenvolvimento e fabrico de um novo projeto automóvel. São muitos os conceitos estruturais que estão disponíveis para os projetistas, sendo essencial que seja escolhido o melhor tipo de estrutura para garantir um comportamento estrutural aceitável dentro das restrições de projeto, como por exemplo, o custo, o volume, o método de produção, a aplicação do produto e as condições de serviço do veículo.

As avaliações para o projeto da estrutura do veículo estão relacionadas com a sua resistência e rigidez. Um objectivo importante de projeto é conseguir níveis suficientes destas características com a menor massa da estrutura possível.

✓ Resistência

O requisito de resistência implica que nenhuma parte da estrutura perderá a sua função quando é submetida a cargas em serviço. A perda da função pode ser causada por sobrecargas instantâneas devido aos casos de carga extrema, ou por fadiga do material. Insuficiência instantânea pode ser causada por uma sobrecarga dos componentes para além do limite elástico do material, ou por deformação plástica dos elementos sujeitos a compressão ou corte, e finalmente por falha nas articulações.

A resistência pode ser definida como a força máxima que a estrutura pode suportar sem que ocorra falha. Os diferentes casos de tensões causam diferentes níveis de tensão local mas a estrutura deve ter resistência suficiente para todos os casos de carga.

✓ Rigidez.

A rigidez K da estrutura refere-se à deflexão Δ produzida quando a carga P é aplicada, por exemplo $P = K \cdot \Delta$. Isto aplica-se à estrutura só no regime elástico e representa o declive da reta carga vs a deflexão provocada pela carga.

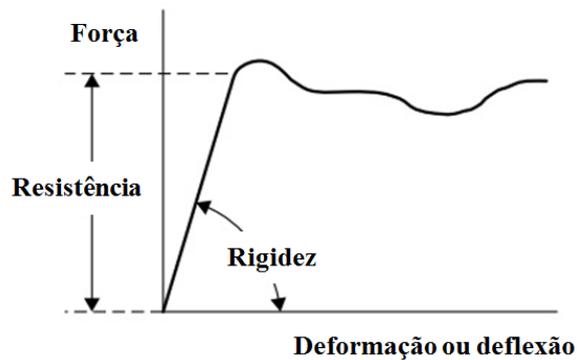


Figura 18. Conceito de rigidez e resistência [Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals, Jason C. Brown].

A rigidez da estrutura do veículo tem importante influência sobre o controlo e o comportamento vibratório do automóvel. É importante garantir que as deformações devidas às cargas extremas não são suficientemente grandes para afetar a função do veículo, por exemplo, que as portas não consigam fechar, que se altere a geometria da suspensão. Baixa rigidez pode causar vibrações inaceitáveis.

Os diferentes casos de cargas requerem diferentes definições de rigidez, e algumas destas são utilizadas normalmente como “pontos de referência” do desempenho estrutural do veículo. Os casos mais frequentemente utilizados são:

- Rigidez à flexão K_b : Relaciona a deflexão vertical simétrica de um ponto perto do centro da distância entre eixos a múltiplos do total de cargas estáticas no veículo. Uma versão simplificada relaciona só uma carga simetricamente aplicada perto do centro da distância entre eixos.
- Rigidez à torção K_t : Refere-se ao ângulo ϕ da estrutura a um binário aplicado em torno do eixo longitudinal do veículo. O veículo é submetido a um carregamento em torção, onde se aplica um binário com forças iguais e opostas que atuam sobre os pontos de montagem da suspensão na parte frontal e traseira do automóvel e ao ângulo ϕ é medida entre os suportes das suspensões da frente e da suspensão de trás.

3.1. Estrutura *space frame*

O tipo de estrutura utilizada para a construção do veículo foi do tipo *space frame*. Este tipo de estrutura incrementa a sua resistência à flexão e a rigidez. São normalmente utilizadas em veículos especializados como por exemplo: veículos de competição, veículos protótipos e de baixo volume de fabrico.

Neste tipo de estrutura é imprescindível fazer com que os planos estejam triangulados para garantir que os elementos estejam carregados em tração ou em compressão. Em virtude das uniões soldadas existem algumas restrições de flexão e torção nas articulações. Também existem elementos da estrutura que serão menos rígidos, como por exemplo, a abertura retangular do pára-brisa, portas do habitáculo, porta de acesso ao motor e porta-bagagem [An Introduction to Modern Vehicle Design, Julian Happian-Smith].

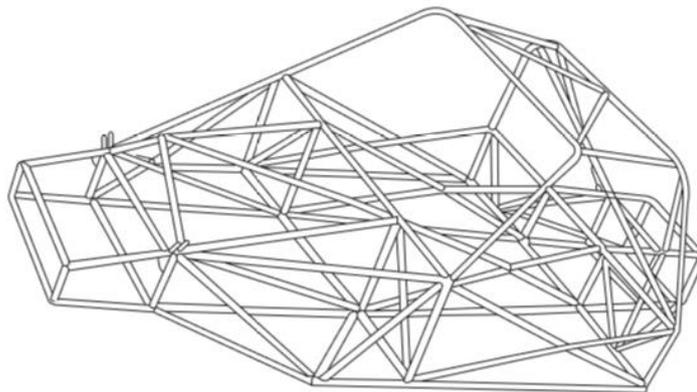


Figura 19. Estrutura tipo *space frame* [An Introduction to Modern Vehicle Design, Julian Happian-Smith].

3.2. Localização dos principais componentes do veículo

A localização dos principais componentes da estrutura foi pensada de forma a obter uma distribuição o mais uniforme possível das cargas devido ao peso na estrutura, com o objetivo de garantir um bom comportamento dinâmico do veículo.

Os principais componentes considerados foram: O grupo motopropulsor, o qual está localizado na parte traseira da estrutura; Um conjunto de baterias disposto na parte central por debaixo dos passageiros e finalmente outro conjunto de baterias posicionado na parte frontal da estrutura.

Esta distribuição dos componentes permite que o centro de gravidade da estrutura coincida praticamente no plano de simetria longitudinal do carro a meio da distância entre eixos ao nível do piso da estrutura. O cálculo da posição do centro de gravidade da estrutura apresenta-se no Apêndice F.

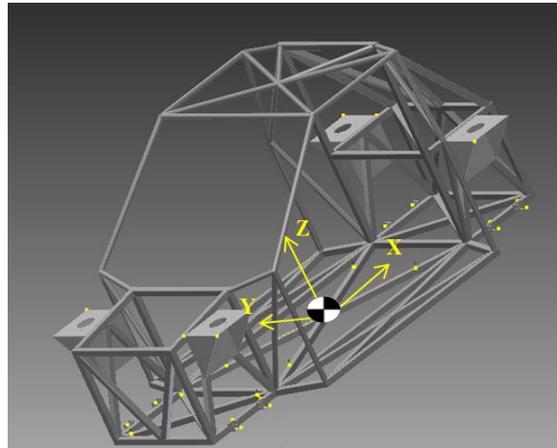


Figura 20. Localização do centro de massa do veículo.

Uma vez definida a localização na estrutura dos principais componentes do veículo foram desenhados os pontos de apoio que permitissem sujeitar os componentes à estrutura do veículo. Foram concebidas as bases para as baterias central e frontal, para o motor e finalmente para as suspensões do eixo frontal e traseiro.

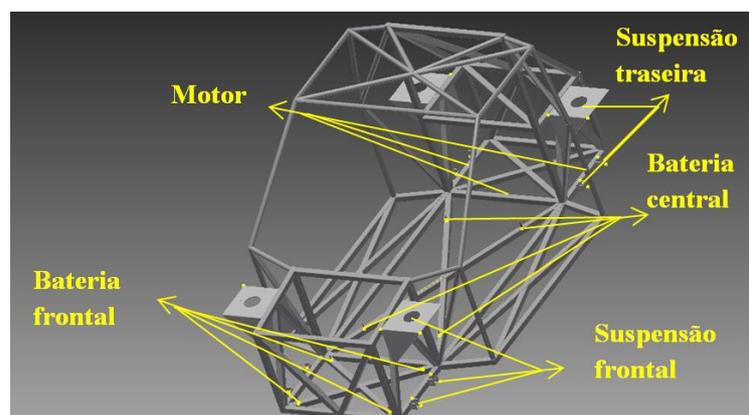


Figura 21. Localização dos pontos de apoio dos componentes do veículo.

3.3. Definição das características principais da suspensão do veículo

O mecanismo de suspensão do veículo junta as rodas com a estrutura do automóvel e permite um movimento relativo entre eles [Vehicle Dynamics Theory and

Application, Reza Jazar]. As principais funções do sistema de suspensão segundo T. Gillespie são:

- ✓ Promover o conforto no plano vertical do veículo de forma que por uma parte as rodas se mantenham em contacto com a estrada com mínimas cargas de vibrações, e por outra parte isolando à estrutura dessas oscilações.
- ✓ Manter as rodas na direção e inclinação apropriadas na superfície da estrada.
- ✓ Reagir às forças de controlo produzidas pelas rodas, forças longitudinais como as resultantes de acelerações ou travagens e laterais como as que surgem nas curvas.
- ✓ Resistir ao movimento de rotação da estrutura do veículo.

O tipo de suspensão considerada no estudo da estrutura do veículo foi *McPherson*.

Os parâmetros principais da suspensão dimensionadas são apresentados de seguida:

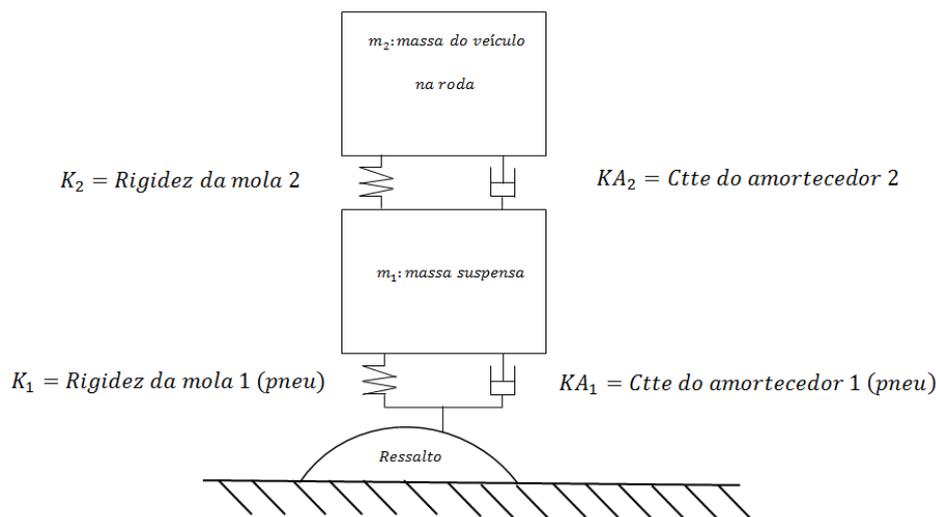


Figura 22. Sistema massa/mola/amortecedor da suspensão dimensionada.

- ✓ $Curso_{mola} [mm] = 160 \rightarrow$ Curso total da mola [Santos, 2006].
- ✓ $Curso_{mola \text{ repouso}} [mm] = 80 \rightarrow$ Curso da mola em repouso [Santos, 2006].
- ✓ $K_{2f} [N/m] = 28964 \rightarrow$ Rigidez da mola 2 da frente, por roda.
- ✓ $K_{2t} [N/m] = 43446 \rightarrow$ Rigidez da mola 2 de trás, por roda.
- ✓ $c = 0,40 \rightarrow$ Factor de amortecimento.
- ✓ $m_1 [kg] = 40 \rightarrow$ Massa suspensa: Massa da mola, do pneu, da jante, do sistema de travagem, da manga de eixo da roda, do amortecedor e $\frac{1}{2}$ massa da mola.

- ✓ $K_1[\text{N/m}] = 110000 \rightarrow$ Rigidez da mola 1 ou constante da mola 1 (pneu).
- ✓ $KA_1[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 1678 \rightarrow$ Constante do amortecedor do pneu.
- ✓ $KA_{2f}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 2092 \rightarrow$ Constante do amortecedor 2 da frente.
- ✓ $KA_{2t}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 3139 \rightarrow$ Constante do amortecedor 2 de trás.

3.4. Cálculo das forças na estrutura do veículo

Na fase de desenho estrutural um dos elementos mais importantes que deve ser calculado é o valor das forças de reação na estrutura do veículo que atuam sobre os pontos de fixação da estrutura.

Para tal é considerado um sistema massa/mola/amortecedor como o apresentado na Figura 22. É realizado um cálculo analítico e numérico das forças de reação na estrutura do veículo o qual é apresentado no Apêndice G.

As variáveis estudadas no cálculo das forças de reação foram:

- ✓ Fator de amortecimento c : Foram realizados os cálculos com valores de $c = [0,4-0,6]$. Estes valores são normalmente utilizados na indústria automóvel para veículos com características dinâmicas semelhantes ao projetado. A seleção deste valor permite definir um equilíbrio entre o ponto de maior segurança ($c = 0,4$) e o ponto de maior firmeza da suspensão ($c = 0,6$) [Nuno Farinha Pedro, Análise do comportamento dinâmico de um veículo].
- ✓ Geometria do ressalto: Foram definidos dois tipos de ressalto. O ressalto 1 com uma altura $h [\text{m}] = 0,04$ e com um comprimento $l [\text{m}] = 0,4$; é um pequeno ressalto que serve como teste de uma primeira aproximação ao estudo das forças de reação [Alves J, 2003]. O ressalto 2 com uma altura $h [\text{m}] = 0,07$ e um comprimento $l [\text{m}] = 1,4$ é um ressalto com medidas reais e cujas dimensões correspondem aos ressalto das estradas portuguesas; este permite fazer uma abordagem mais aproximada à realidade para obter melhores resultados das forças calculadas.
- ✓ Velocidade do veículo: Foram simuladas 6 velocidades diferentes para cada caso estudado. As primeiras 5 velocidades $Vv [\text{km/h}] = 10, 20, 30, 40, 50$ correspondem às velocidades com que normalmente um veículo ultrapassa um ressalto dentro dos limites de velocidade de trânsito de cidade. A última velocidade

V_v [km/h] = 120 simula um caso extremo onde o veículo percorre o obstáculo na sua velocidade de máxima em autoestrada.

No Apêndice G, são calculadas finalmente as forças de reação na estrutura do veículo, considerando as características da suspensão da frente e da suspensão de trás. Os cálculos foram feitos com ajuda do programa computacional de cálculo numérico *Mathcad 14* o qual foi necessário para a resolução de sistemas de equações diferenciais.

Em termos dos resultados obtidos, no Apêndice G, são apresentadas as tabelas com os dados e os valores das variáveis estudadas. Os valores das forças g a escolher deviam estar entre os $4g$ e os $6g$ de forma garantir a resistência da estrutura não só às cargas instantâneas aplicadas mas também às cargas por fadiga. O valor selecionado foi $5g$.

3.5. Cenários de carregamentos a que será sujeita a estrutura

Os projetistas de veículos precisam de conhecer as condições de carga mais inconvenientes às quais será sujeita a estrutura. Por uma parte, para garantir que a estrutura não vai falhar em serviço devido a sobrecargas instantâneas. Por outra parte, para garantir uma vida de fadiga satisfatória.

Na aplicação desta abordagem são considerados certos casos de carga. No principio do projeto são avaliados os casos globais de carga de estrada, quer dizer, que afetam a estrutura como um conjunto. À medida que avança o estudo são utilizados os casos de cargas particulares [Motor Vehicle Structure: Concepts and Fundamentals, J. Brown].

✓ Casos de cargas globais

Os principais casos normais de carga de estrada são os seguintes:

- Simétrico vertical (caso flexão): Causa a flexão em torno do eixo Y-Y.
- Assimétrico vertical (caso torção): Causa a torção em torno do eixo X-X e a flexão em torno do eixo Y-Y.
- Cargas traseiras e frontais: Como por exemplo em travagem e acelerações.
- Cargas laterais: Como por exemplo ao descrever curvas.
- Cargas locais: Como por exemplo fechar as portas com força.
- Cargas resultantes de colizões do veículo.

Os carregamentos que serão aplicados na análise da estrutura são cargas em flexão e cargas em torção.

3.6. Veículo a passar num ressalto, caso carga em flexão

Para carregar a estrutura em flexão foi ensaiado um cenário onde o veículo passava em um ressalto com as duas rodas de um eixo no mesmo tempo. Isto aplica um momento de flexão no veículo sobre um eixo lateral [Motor Vehicle Structure: Concepts and Fundamentals, J. Brown], ver figura 23. No cálculo das forças de reação que atuam sobre os pontos de apoio dos componentes e da suspensão foi utilizado o método de cálculo analítico vetorial através do análise de diagramas de corpo livre. As tabelas com as descrições das características das forças aplicadas, assim como das restrições impostas encontra-se no Apêndice H.



Figura 23. Veículo a passar em um ressalto, caso de carga em flexão [Motor Vehicle Structure: Concepts and Fundamentals, J. Brown].

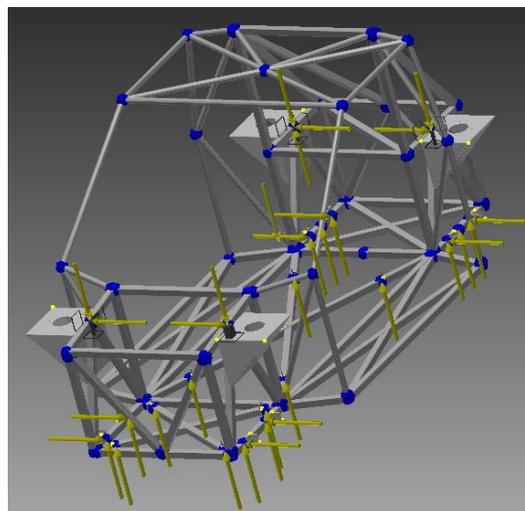


Figura 24. Carregamento da estrutura em flexão.

3.7. Veículo a passar num ressalto, caso carga em torção

Para carregar a estrutura em torção foi considerado um cenário onde o veículo passava só uma roda de um eixo por um obstáculo, como se apresenta na Figura 25. O binário está composto por forças iguais e opostas que são aplicadas sobre os pontos de montagem da suspensão traseira e frontal mostrado na Figura 26. Igualmente como no caso anterior, para o cálculo das forças de reação foi utilizado o método de análise dos diagramas de corpo livre. Por outro lado, o programa de simulações utilizado foi o *Autodesk Inventor Professional 2015*, na sua versão para estudantes, a função utilizada para realizar as simulações foi o *Frame analysis*. As tabelas com as descrições das características das forças aplicadas e das restrições impostas apresentam-se no Apêndice I.



Figura 25. Veículo a passar em um ressalto, Caso de carga em torsão [Motor Vehicle Structure: Concepts and Fundamentals, J. Brown].

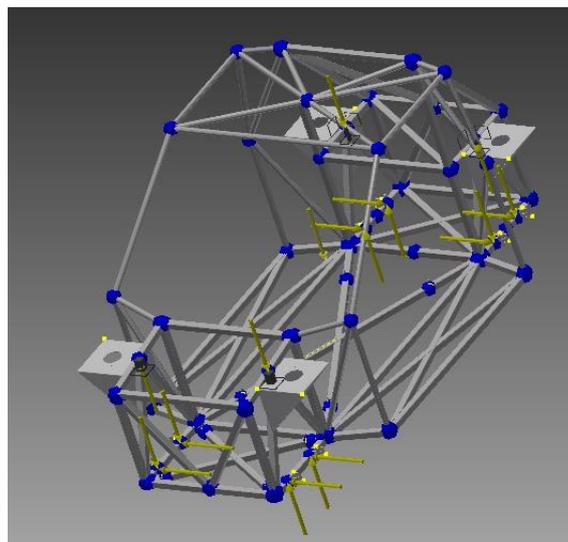


Figura 26. Carregamento da estrutura em torção.

3.8. Seleção dos materiais da estrutura do veículo.

O desenvolvimento de estruturas de veículos altamente eficientes representa um desafio constante para as empresas, os investigadores e os departamentos de projetos da indústria automóvel. A estrutura é desenhada através da definição de um material com propriedades específicas, portanto, com o objetivo de suportar diferentes tipos de esforços. Deste modo, cada material definido deve garantir umas características tais que possibilitem obter estruturas resistentes e rígidas, considerando sempre o peso total da mesma.

A metodologia de seleção dos materiais da estrutura do veículo utilizada neste projeto está baseada no método Ashby o qual define uma série de fatores que determinam o material selecionado. Cada um destes fatores está relacionado com as características intrínsecas do veículo em projeto. Por uma parte devem ser consideradas as propriedades físicas e mecânicas do material de tal modo que garantam o correto funcionamento da estrutura nas condições de serviço esperadas. Por outro lado os fatores como o peso do material e o seu custo são altamente relevantes no momento da escolha do material. Estes fatores de seleção são ponderados através da definição da importância que tem cada um em relação aos outros convertendo assim cada projeto num caso específico.

3.9. Estudo quantitativo dos tipos de materiais utilizados na construção de estruturas de veículos.

A abordagem quantitativa pretende fazer um estudo de mercado sobre quais são os materiais utilizados na construção de estruturas de veículos, concentrando o esforço no caso específico em estudo. Desta forma são definidos de maneira geral os materiais de última geração aplicados na indústria automóvel.

No projeto de chassis da maioria dos automóveis no passado era utilizado apenas um tipo de material, conhecido como aço de baixo carbono *mild steel*. Estes chassis eram assemblados utilizando soldadura por pontos, o qual representava um processo que satisfazia plenamente as necessidades de alta velocidade de fabrico e alta qualidade requerida pelos fabricantes de automóveis, e simultaneamente revelava grande eficiência no que respeita a elevados volumes de produção. Entretanto, surgiram ligas de alumínio melhores que o aço de baixo carbono utilizadas no Audi A6, A2, Ferrari F360 Modena entre outros. Como as especificações de produto e de processo de fabrico se tornaram cada vez mais rigorosas, foi necessário diversificar os materiais, assim como, a tecnologia de

soldadura, para atender aos novos requisitos. Atualmente o cenário em termos de materiais inclui aços de alta resistência mecânica, nos mais variados graus e com diferentes tipos de revestimentos protetores ou *coating*. Do ponto de vista de redução de peso existe ainda a utilização de ligas de alumínio na fabricação das estruturas, o que implica diferentes tipos de ligas, em diversas formas como chapas, perfis extrudidos, peças fundidas e/ou conformadas hidrosticamente, que deverão ser soldadas. As ligas de magnésio e os materiais compósitos de matriz polimérica, apresentados em chapas e sanduíches com núcleo do tipo “ninho de abelha” ou *honeycomb*, representam uma nova gama de materiais que estão a ser cada vez mais utilizados atualmente. Alguns dos itens mais discutidos entre os fabricantes de automóveis são a necessidade de redução do consumo de combustível e da emissão de poluentes. Em 2008 a Legislação Europeia limitou os níveis na emissão média de CO₂ dos carros produzidos por um fabricante a um máximo de 168 g/km. Entre as principais ações consideradas está a redução do peso do veículo, e por tanto da estrutura do mesmo, foram usados novos tipos de aço de alta resistência, também conhecidos como *high strength steel* em combinação com chapas de menor espessura.

3.10. Estudo qualitativo dos tipos de materiais utilizados na construção de estruturas de veículos.

A abordagem qualitativa tem como objetivo realizar um estudo centrado na avaliação das propriedades físicas e mecânicas dos materiais pré-selecionados com a finalidade de garantir o adequado funcionamento da estrutura do veículo. Nesta fase do projeto são definidos os fatores de seleção dos materiais, os quais são apresentados de seguida:

✓ Factor peso

Existem um grande interesse por parte dos utilizadores dos automóveis na redução do consumo de combustível para contribuir com o desenvolvimento sustentável e diminuir as emissões dos produtos da combustão gasosos. Para tal efeito os engenheiros das principais empresas envidam grandes esforços na busca e no desenvolvimento de materiais leves e com características mecânicas aceitáveis para a construção de automóveis.

A diminuição do peso é o fator mais eficiente na redução dos custos associados ao consumo de combustível assim como na redução das emissões de produtos da

combustão gasosos. Cálculos feitos por cientistas estimam que por cada 10 % do peso total do veículo eliminado é reduzido o consumo de combustível em 7% para o ciclo de condução NEDC [New Trends and Developments in Automotive Industry, Marcello Chiaberge].

Para se obterem estruturas leves, sem comprometer a rigidez, os fabricantes estão a investigar a substituição de aço por ligas de alumínio, ligas de magnésio, materiais compósitos e espumas metálicas. Outro fator importante para a seleção destes novos materiais é a necessidade de reciclagem e reutilização para novos produtos.

As cargas sobre um componente podem ser decompostas dentro da combinação dos seguintes casos: cargas de tração, cargas de compressão, cargas de flexão e cargas de torção [Materials Selection in Mechanical Design, M.F. Ashby, 2005]. No procedimento de seleção do material da estrutura do veículo serão considerados os seguintes cenários:

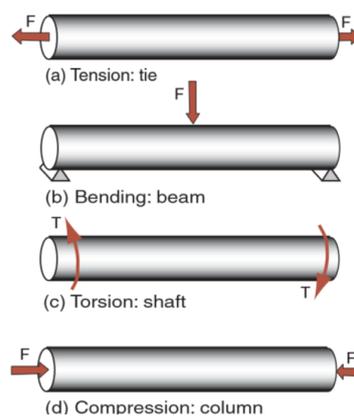


Figura 27. Tipos de cargas sobre um cilindro [Materials Selection in Mechanical Design, M.F. Ashby, 2005].

- ✓ Barras à tração, caso tensão.

$$MI_{TT} = \frac{\sigma_t}{\rho} \quad (17)$$

- ✓ Barras à tração, caso deformação.

$$MI_{TD} = \frac{E}{\rho} \quad (18)$$

- ✓ Barras à flexão, caso tensão.

$$MI_{FT} = \frac{\sigma_y^{2/3}}{\rho} \quad (19)$$

- ✓ Barras à flexão, caso deformação.

$$MI_{FD} = \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (20)$$

Tanto para cada solicitação como para cada caso serão calculados os índices de eficiência que permitem comparar os diferentes materiais pré-selecionados com o objetivo de identificar aquele que maximize o seu desempenho através da minimização da massa do elemento quando está submetido à ação de uma carga. Os cálculos dos índices de eficiência encontram-se no Apêndice J.

✓ Factor custo

Um dos fatores de seleção de materiais de maior importância na indústria automóvel é o custo. O custo do material é sempre avaliado para garantir a aplicabilidade do produto. Esta é uma das variáveis mais importantes na determinação e seleção de qualquer material na indústria automóvel. Basicamente, o fator custo está composto por três componentes, o custo atual do material, o valor agregado com a fabricação da peça e o custo com os desenhos e com os ensaios do produto.

As ligas de alumínio e magnésio são materiais mais caros se forem comparados com os outros usados na indústria automóvel, como os ferros fundidos e os aços. A habilidade para uma aproximação de um custo total competitivo deve ser associada com menores custos de fabricação dos componentes. De acordo com o custo total do material aliado com o custo de fabricação da peça, as ligas de alumínio e magnésio tornam-se competitivas face a materiais como o ferro fundido e o aço. Esse preço está baseado em menores custos de fabricação, menores tempos de maquinagem, boa capacidade dos materiais para obter melhores valores de espessuras de paredes, menores tolerâncias nas dimensões, entre outros fatores.

✓ Tensão de cedência [σ_y]

Representa a tensão máxima que pode ser aplicada a um metal com a produção de uma deformação permanente de 0.20 %. O ponto pl mostrado na Figura 26 representa o limite elástico. Se a peça for carregada para além deste ponto a deformação será plástica e o material deformará permanentemente quando for retirada a carga [Shigley's Mechanical Engineering Design, Budynass-Nisbett].

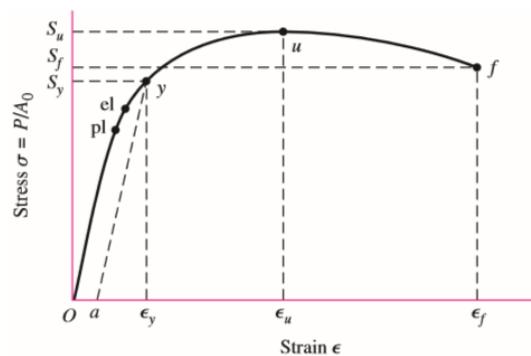


Figura 28. Diagrama tensão-deformação [Shigley's Mechanical Engineering Design, Budynass-Nisbett].

✓ Tensão de ruptura à tração [σ_u]

Os conceitos de esforço e deformação unitária podem ser ilustrados na sua forma elementar imaginando um elemento estrutural reto com igual secção transversal submetido a uma carga dirigida ao longo do seu eixo longitudinal (carga axial) causando tração ou compressão na barra. A tensão de ruptura à tração ou resistência final é a tensão máxima que um material pode resistir ao ser esticado antes de romper. [Mecânica de materiais, James Gere].

✓ Módulo de Young [E]

Também conhecido como módulo de elasticidade é uma medida da rigidez de um material elástico. É utilizado para descrever as propriedades elásticas dos elementos submetidos à aplicação de uma força. O Módulo de elasticidade de um material é definido como o declive da curva tensão-deformação na região de deformação elástica [http://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_417.html].

✓ Tensão limite à fadiga [σ_e]

Os elementos podem falhar por causa da ação de esforços repetitivos mesmo que as tensões forem menores do que a resistência máxima do material ou estiverem abaixo do limite de elasticidade. A característica principal deste tipo de falha é que é produzida por tensões que se têm repetido um grande número de vezes.

A tensão limite à fadiga é uma propriedade dos materiais que permite descrever a quantidade de ciclos de esforços que podem ser aplicados em determinado material sem causar falha por fadiga. Os resultados dos ensaios no gráfico da Figura 29 sugerem que a tensão limite à fadiga representa entre os 40 e os 60 % da tensão de ruptura à tração do material para ligas ferrosas [Shigley's Mechanical Engineering Design, Budynass-Nisbett].

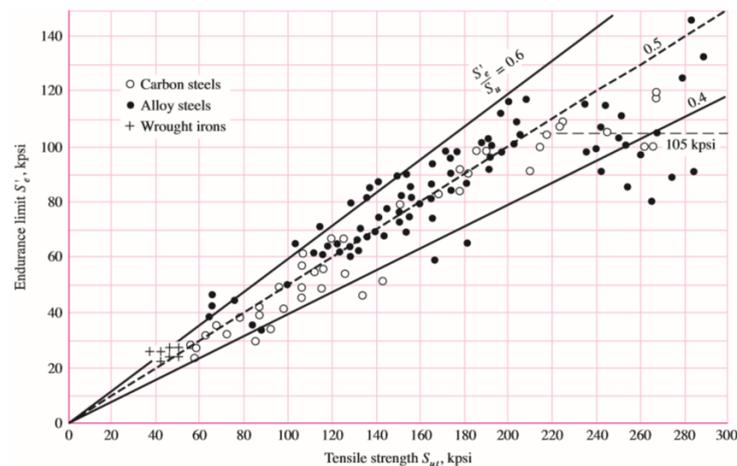


Figura 29. Gráfico de tensão limite de fadiga versus resistência à tração [Shigley's Mechanical Engineering Design, Budynass-Nisbett].

3.11. Procedimento de seleção do material da estrutura do veículo.

O procedimento de seleção do material da estrutura do veículo como se tinha referido anteriormente segue o método de seleção dos materiais baseado no processo de fabrico do Ashby. A estratégia para a pré-seleção dos materiais avaliou os materiais correntemente usados na indústria para a construção de estruturas de veículos com características semelhantes ao projetado neste trabalho. Os materiais pré-selecionados foram os seguintes:

- Liga de alumínio 6063 T6
- Liga de alumínio 6061 T6
- Liga de alumínio 7020 T6
- Liga de alumínio 7005 T6
- Aço de alta resistência 4130
- Aço de construção 1045

Após a definição dos materiais pré-selecionados a utilização do procedimento de seleção representa um método que compara as propriedades físicas e mecânicas de cada material associando-lhes um fator de importância definido pelo projetista que deve considerar os requisitos específicos do projeto.

O caso de estudo tem como intenção aproximar-se o mais possível à realidade do mercado e das estratégias de engenharia aplicadas atualmente. Por conseguinte foram considerados o fator peso e o fator custo como os fatores de seleção mais importantes

perante o resto das propriedades físicas e mecânicas, às quais foram atribuídas o mesmo grau de importância com o objetivo de compará-las diretamente. O método de seleção garante a escolha de um material adequado para as solicitações e requisitos do projeto, diminuindo a influência do fator subjetivo na definição do material a usar na construção da estrutura do veículo.

3.12. Matriz importância das propriedades dos materiais

A matriz importância dos materiais define a relevância de cada uma das propriedades, comparando-as entre elas. Nota-se que tanto o somatório dos índices de eficiência que consideram a massa volumica como o preço foram definidas como as propriedades mais relevantes. As propriedades restantes possuem a mesma importância para conseguir uma comparação equitativa entre elas.

Tabela 3. Matriz importância das propriedades dos materiais.

PROPRIEDADES	Tensão limite à fadiga	Preço	MI _{TT}	MI _{TD}	MI _{FT}	MI _{FD}	Tensão de cedência	Tensão de rotura	Módulo de Young	TOTAL
Tensão limite à fadiga	X	1	0	0	0	0	0	0	0	1
Preço	0	X	0	0	0	0	1	1	0	2
MI _{TT}	0	0	X	1	0	0	0	0	0	1
MI _{TD}	0	0	0	X	1	0	0	0	0	1
MI _{FT}	0	0	0	0	X	1	0	0	0	1
MI _{FD}	0	0	1	0	0	X	0	0	0	1
Tensão de cedência	0	0	0	0	0	0	X	1	0	1
Tensão de rotura	0	0	0	0	0	0	0	X	1	1
Módulo de Young	0	0	1	0	0	0	0	0	X	1

3.13. Matriz fator de peso das propriedades dos materiais

Define um fator de seleção para cada uma das propriedades considerando a ponderação atribuída anteriormente.

Tabela 4. Matriz fator de peso das propriedades dos materiais

PROPRIEDADES	Preço	MI _{TT}	MI _{TD}	MI _{FT}	MI _{FD}	Tensão de cedência	Tensão de rotura	Módulo de Young	PONDERAÇÃO	FACTOR
Tensão limite à fadiga	33	50	50	50	50	50	50	50	1	0,10
Preço	66								2	0,20
MI _{TT}		50							1	0,10
MI _{TD}			50						1	0,10
MI _{FT}				50					1	0,10
MI _{FD}					50				1	0,10
Tensão de cedência						50			1	0,10
Tensão de rotura							50		1	0,10
Módulo de Young								50	1	0,10

3.14. Matriz dos materiais-propriedades

A matriz dos materiais-propriedades compara a grandeza de cada uma das propriedades avaliadas no processo de seleção em relação a cada um dos materiais avaliados.

Tabela 5. Matriz dos materiais-propriedades

PROPRIEDADES MATERIAIS	Tensão limite à fadiga, MPa	Preço, €/kg	MI _{TT}	MI _{TD}	MI _{FT}	MI _{FD}	Tensão de cedência, MPa	Tensão de rotura, MPa	Módulo de Young, GPa
6063 T6	140	2,58	0,0911	0,0265	0,0132	0,0031	210,5	245	71,25
	0,433	0,351	0,666	1	0,759	1	0,484	0,366	0,348
6061 T6	95	2,93	0,1039	0,0263	0,0144	0,0031	241,5	280,5	71
	0,294	0,309	0,760	0,993	0,828	1	0,555	0,419	0,346
7020 T6	117	1,03	0,1367	0,0259	0,0174	0,0031	335	380	72
	0,362	0,879	1	0,978	1	1	0,770	0,567	0,351
7005 T6	150	4,31	0,1259	0,0259	0,0158	0,0031	290	350	72
	0,464	0,210	0,921	0,978	0,906	1	0,667	0,522	0,351
4130	323	0,905	0,0834	0,0262	0,0073	0,0018	435	670	205
	1	1	0,610	0,989	0,421	0,599	1	1	1
1045	283	1,91	0,0718	0,0254	0,0058	0,0018	310	565	200
	0,876	0,474	0,525	0,959	0,334	0,589	0,713	0,843	0,976

3.15. Matriz seleção dos materiais

A matriz seleção do material é o último passo no procedimento e compara os resultados das anteriores matrizes, que dizer, o fator de seleção e a relação entre as grandezas das propriedades físicas e mecânicas para cada material. Finalmente é realizado o somatório dos resultados e o material que possua o maior valor será o material selecionado.

Tabela 6. Matriz seleção do material

PROPRIEDADES MATERIAIS	Tensão limite à fadiga	Preço	MI _{TT}	MI _{TD}	MI _{FT}	MI _{FD}	Tensão de cedência	Tensão de rotura	Módulo de Young	TOTAL
6063 T6	0,10*0,433	0,20*0,351	0,10*0,666	0,10*1	0,10*0,759	0,10*1	0,10*0,484	0,10*0,366	0,10*0,348	0,576
	0,043	0,070	0,067	0,100	0,076	0,10	0,048	0,037	0,035	
6061 T6	0,10*0,294	0,20*0,309	0,10*0,760	0,10*0,993	0,10*0,874	0,10*1	0,10*0,555	0,10*0,419	0,10*0,346	0,586
	0,029	0,062	0,076	0,099	0,087	0,100	0,056	0,042	0,035	
7020 T6	0,10*0,362	0,20*0,878	0,10*1	0,10*0,978	0,10*1	0,10*1	0,10*0,770	0,10*0,567	0,10*0,35	0,778
	0,036	0,176	0,100	0,098	0,100	0,100	0,077	0,057	0,035	
7005 T6	0,10*0,464	0,20*0,209	0,10*0,921	0,10*0,978	0,10*0,957	0,10*1	0,10*0,667	0,10*0,522	0,10*0,35	0,628
	0,046	0,042	0,092	0,098	0,096	0,100	0,067	0,052	0,035	
4130	0,10*1	0,20*1	0,10*0,610	0,10*0,989	0,10*0,421	0,10*0,599	0,10*1	0,10*1	0,10*1	0,862
	0,100	0,200	0,061	0,099	0,042	0,060	0,100	0,1	0,1	
1045	0,10*0,876	0,20*0,473	0,10*0,525	0,10*0,959	0,10*0,353	0,10*0,589	0,10*0,713	0,10*0,843	0,10*0,976	0,678
	0,088	0,095	0,053	0,096	0,035	0,059	0,0713	0,084	0,098	

No procedimento de seleção foram avaliadas e comparadas as propriedades físicas e mecânicas de dois grupos de materiais: alumínio da série 6000 e da série 7000, e os aços da família 41XX e da família 10XX. Os alumínio apresentam vantagens em termos da massa volúmica, resultando ideais para estruturas muito leves. No entanto, os aços têm melhores características em relação ao custo e a cada uma das restantes propriedades avaliadas.

O resultado final do procedimento de seleção do material concluiu que o melhor material para as condições projetadas é o aço 4130. A família dos aços 41XX é comumente usada na indústria automóvel na construção de estruturas tubulares, sendo o aço 4130 utilizado na construção de estruturas tipo *rollcage* em automóveis de competição.



Figura 30. Estrutura tipo *rollcage*

[<http://www.millerwelds.com/resources/communities/mboard/showthread.php?27053-WRC-style-gussets-for-rollcage>].

3.16. Análise comparativa entre o aço 4130 e os materiais compósitos

Foi realizado um estudo com a finalidade de comparar em termos da energia absorvida por unidade de massa o aço selecionado, AISI 4130, e um material compósito, T1000+SP115. Os materiais compósitos têm grandes vantagens tanto em absorção de energia como na sua massa volúmica, por este motivo são considerados dentro da análise da seleção dos materiais da estrutura do veículo. O procedimento de cálculo analítico encontra-se no Apêndice K.

Tabela 7. Resultados da análise comparativo do aço 4130 vs T1000+SP115

MATERIAIS/PROPRIEDADES	ELÁSTICO	PLÁSTICO	TOTAL
	E/m [J/kg]	E/m [J/kg]	E/m [J/kg]
T1000+SP115	18137	0	18137
AISI 4130	59	21764	21823

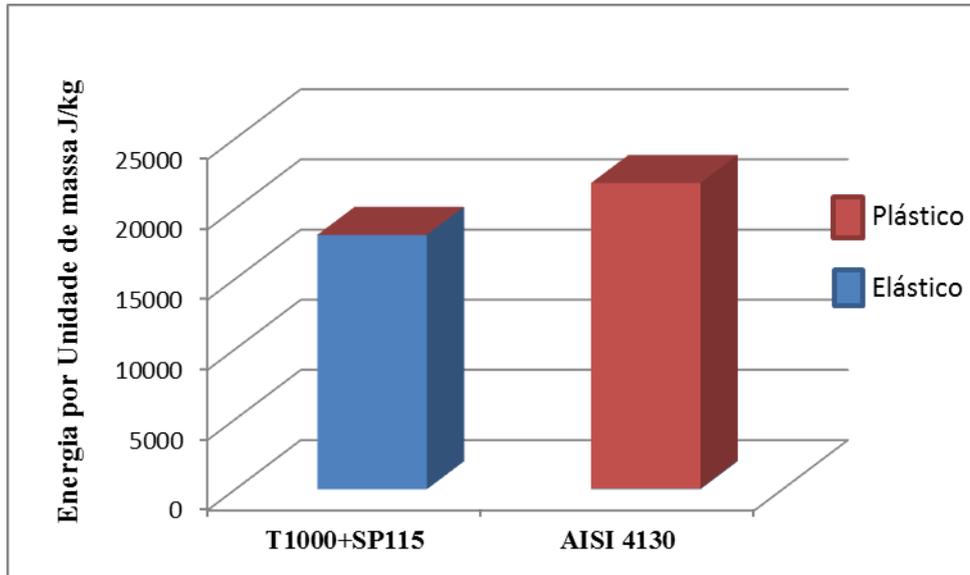


Figura 31. Gráfica de resultados da análise comparativo do aço 4130 vs T1000+SP115

O material compósito apresenta excelente comportamento de absorção de energia por unidade de massa no seu regime elástico. A quantidade de energia absorvida por este material é muito superior à energia absorvida pelo aço 4130 para o mesmo regime. Não entanto quando foram avaliados os dois regimes, o elástico e o plástico, o aço apresenta uma maior absorção de energia. Em conclusão a capacidade de deformação plástica do metal incrementa a quantidade de energia de impacto absorvida o que resulta no aumento significativo da segurança estrutural do veículo.

✓ Definição da metodologia de simulação

Uma vez definidos os dois cenários de carregamento da estrutura, estes devem satisfazer as duas restrições impostas. A primeira restrição para os elementos é não ultrapassarem o valor de tensão máxima admissível definido e a segunda restrição é não superar o valor máximo de deformação nos pontos de fixação da suspensão do veículo.

Para além de cumprir com as duas restrições a metodologia de simulação procura que a estrutura tenha a menor massa possível com o objetivo de diminuir o tamanho das baterias e aumentar o alcance do veículo.

3.17. 1ª Restrição: Valor de tensão máxima admissível [σ_{ma}]

A expressão que define a tensão máxima admissível é:

C_s = Coeficiente de segurança (1.33-1.5)

$$\sigma_{ma}[\text{MPa}] = \frac{\sigma_y}{C_s} \tag{21}$$

$$\sigma_{ma}[\text{MPa}] = \frac{435 [\text{MPa}]}{1.4}$$

$$\sigma_{ma}[\text{MPa}] = 310.7$$

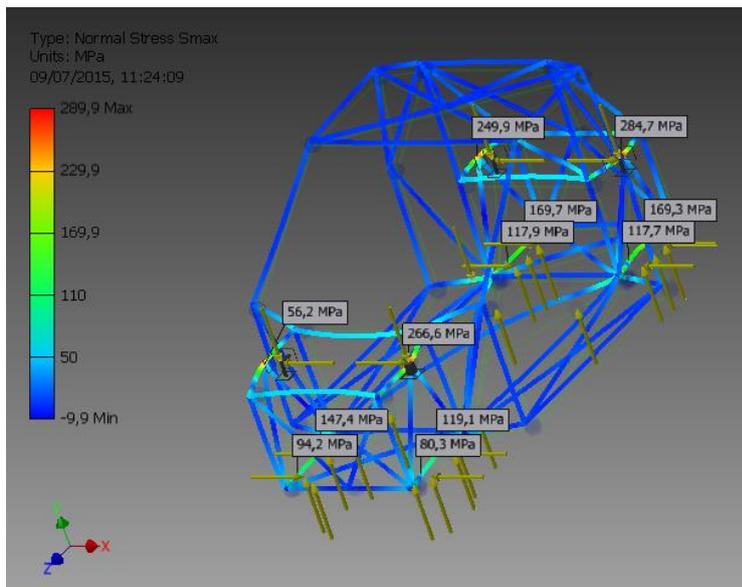


Figura 32. Resultados da tensão máxima admissível em flexão.

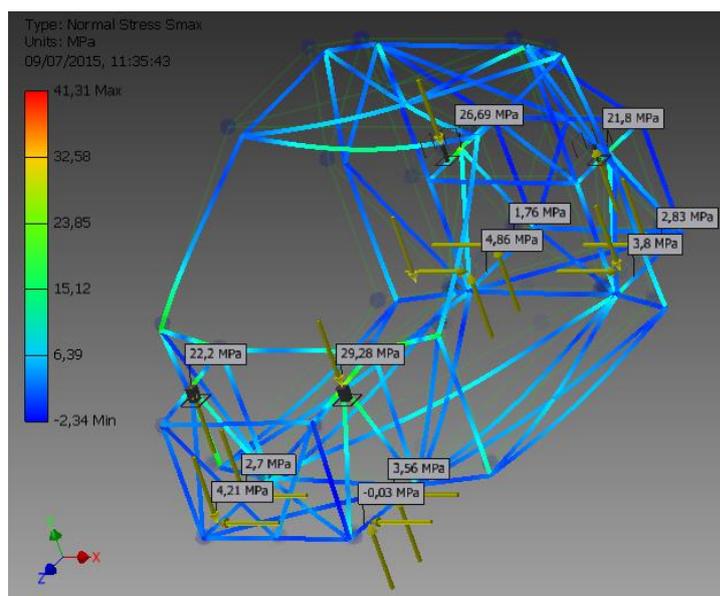


Figura 33. Resultados da tensão máxima admissível em torção.

3.18. 2ª Restrição: Valor máximo de deformação admissível [D_{ma}]

Limita o valor máximo de deformação dos pontos de apoio da suspensão $D_{ma}[\text{mm}] < 1,0$ com o objetivo de não alterar a geometria da suspensão do veículo para garantir o bom comportamento dinâmico e portanto a segurança do mesmo.

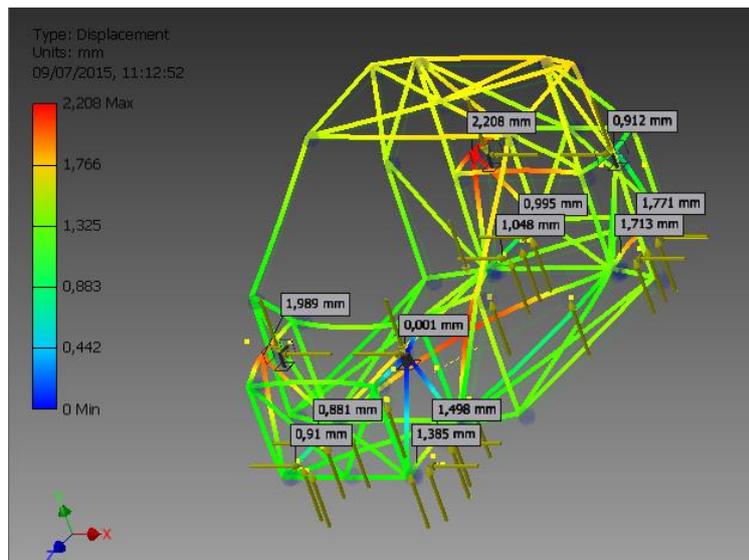


Figura 34. Resultados da Deformação máxima admissível em flexão.

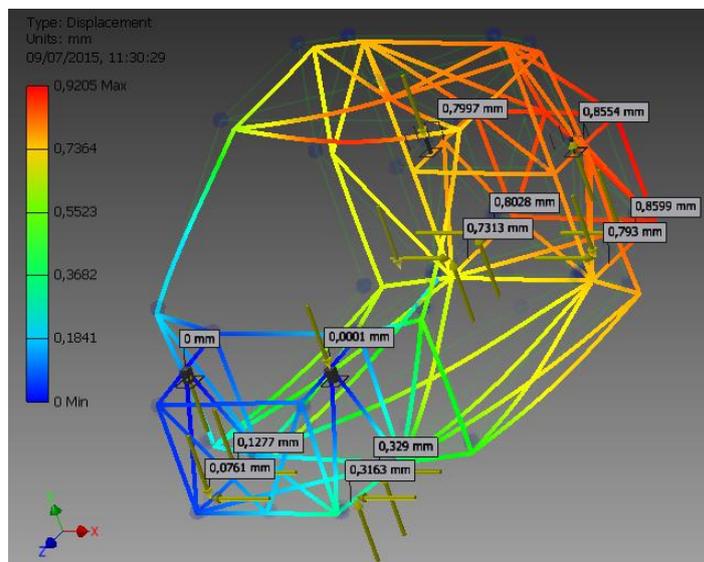


Figura 35. Resultados da deformação máxima admissível em torção.

Tanto a metodologia de simulação como os resultados finais do processo são apresentados no Apêndice L.

4. CONCLUSÕES

Um bom conceito estrutural determina a viabilidade de um projeto automóvel devido a influência que tem sobre o peso final do veículo, o seu custo, comportamento dinâmico, assim como sobre o conforto e segurança dos passageiros.

Com a realização da presente investigação chegou-se as seguintes conclusões:

- ✓ O máximo valor de potência requerida para mover o veículo a velocidade constante ao longo de uma estrada com inclinação longitudinal foi aproximadamente 39 kW, considerando um coeficiente de segurança de 1.4 selecionou-se o motor ZYTEK IDT 120-55 de 55 W.
- ✓ Após a análise da primeira e segunda abordagem o tipo de bateria escolhida foi LiFePO₄ especificamente ANR26650M1A. Foram dimensionados dois conjuntos de baterias, um para ser instalada na parte frontal do veículo e outro na parte central do mesmo de forma distribuir equilibradamente os quase 100 kg total das baterias.

O parâmetro determinante no processo de seleção das baterias foi a Potência Específica, esta permite uma menor massa do conjunto e, portanto menor custo de aquisição e menor “Custo Total” o qual foi o principal indicador de seleção. O inconveniente é uma menor autonomia que é compensada pelo menor custo por quilómetro.

- ✓ Na parte estrutural uma vez definidas as características da suspensão e feito os cálculos simulando o veículo a passar os dois tipos de ressaltos dimensionados, os resultados das forças que atuam nos pontos de apoio das componentes e da suspensão do automóvel foram iguais no máximo a 1.5 g o que resultou na seleção de um valor de 5 g considerando não só falhas devido às cargas instantâneas assim como também cargas devido à fadiga.
- ✓ No procedimento de seleção do material para a estrutura foram comparados seis materiais diferentes comumente utilizados para tal efeito, quatro alumínio e dois aços. A comparação foi feita tomando como referência os fatores de seleção definidos, os quais relacionam as propriedades físicas e mecânicas de cada material adequando-as às condições de serviço do veículo em projeto.

O resultado do processo de seleção foi o aço AISI 4130 o qual representa uma resposta lógica por ser, por exemplo, um material comumente utilizado no fabrico de estrutura do tipo *rollcage*. Na fase de comparação da energia absorvida por unidade de massa entre o aço e o material compósito concluiu-se que o material compósito consegue absorver maior quantidade de energia no seu regime elástico, mas é a capacidade de deformação plástica do aço o que permite absorver maior quantidade de energia e por tanto ser a melhor opção.

- ✓ Finalmente a estrutura foi carregada em dois cenários, um em flexão e outro em torção. Os resultados foram muito satisfatórios para ambos os casos cumprindo com a restrição de tensão máxima admissível. A restrição de deformação máxima admissível só ultrapassou o valor limite de 1 mm em poucos pontos da estrutura, estando sempre no máximo por volta dos 2 mm, o qual representa um valor de deformação aceitável.

Dentro das limitações da investigação é sublinhada a necessidade de aprofundar no processo de otimização para conseguir uma estrutura mais leve. Para futuras atuações é recomendado carregar a estrutura em cenários que permita avaliar o seu desempenho em travagem, acelerações, a fazer curvas e em batimentos frontal, lateral, traseiro e capotamento.

Como conclusão final a viabilidade dos veículos elétricos atualmente está determinada pelo preço das baterias. O custo do veículo diminui de forma proporcional a sua autonomia, existindo um valor mínimo de alcance relacionado com a quantidade de potência específica que é exigida no NEDC. Por outra parte é vantajoso que o veículo faça muitos ciclos dentro da cidade. Em termos práticos uma boa aplicabilidade da tecnologia de veículos elétricos seria a sua implementação em pequenas carrinhas de entrega de encomendas dentro da cidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Happian-Smith, J. (2002), “An Introduction to Modern Vehicle Design”, 1st Ed. , Butterworth Heinemann.
- Brown J, Robertson J e Serpento S. (2002), “Motor Vehicle Structure: Concepts and fundamentals”, 1st Ed., Butterworth Heinemann.
- Gillespie, T. (1992), “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, 1st Ed., Society of Automotive Engineers.
- Emadi A., “Energy-Efficient Electric Motors”, 3rd Ed., CRC Press.
- Mehrdad E, Yimin G e Ali E., (2010), “ Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design”, 2nd Ed.,CRC Press.
- Rahn C. e Wang C. (2013), “Battery Systems Engineering”, 1^a Ed.,Wiley.
- Husain I. (2005), “Electric and Hybrid Vehicle Designs Fundamentals”, 1st Ed., CRC Press.
- Dhameja S. (2002), “Electric Vehicle Battery Systems”, 1st Ed., Newnes.
- Pistoia G. (2010), “Electric and Hybrid Vehicles Power Source, Models, Sustainability, Infrastructure and the Market”, 1st Ed., Elsevier.
- Bakker, D (2010) "Battery Electric Vehicles Performance, CO2 emissions, lifecycle costs and advanced battery technology development". Tese de Mestrado, Copernicus Institute University of Utrecht, Utrecht (Holanda).
- “Comparative Analysis Summary”, Motor Development International.
- “Zytek IDT 120-55 Integrated 55 kW Electric Engine”, Zytek Automotive, Lancanter Road Fradley Business Park Fradley Lichfield, Staffs WS 13 Bry, Inglaterra.
- “Environmental brochure. Smart for two electric drive” Daimler AT, Mercedes-Benz Cars, D-70546 Stuttgart, Alemanha.
- “Winston Battery. Operation Manual”. Winston Industry.
- “Smart electric drive specifications”, Daimler AT, Mercedes-Benz Cars, D-70546 Stuttgart, Alemanha.
- “Understanding the Electric Vehicle Landscape to 2020”, Global EV Outlook, Abril 2013.
- “Ni-MH Handbook”, Panasonic, Industrial Batteries. 22525 Hamburg, Alemanha.
- “Sanyo Nickel Metal Hydride Rechargeable Batteries”, Sanyo Electric, Sumoto City, Hyogo, Japão.
- “Nickel Metal Hydride (NiMH) Handbook and Application Manual”, Energizer Battery Manufacturing.

APÊNDICE A. CÁLCULO ANALÍTICO DA POTÊNCIA REQUERIDA PARA MOVER O VEÍCULO A VELOCIDADE CONSTANTE AO LONGO DE UMA ESTRADA HORIZONTAL.

De seguida apresenta-se uma tabela onde são especificadas as grandezas assumidas nesta primeira fase do cálculo, assim como os veículos usados como referência.

Veículo	m_v [kg]	C_x	A_f [m ²]	P_r [kW]	V_v [km/h]
Smart	854	0,34	2,15	30	112
i Miev	1080	0,3	2,17	47	130
Bolloré	1450	0,29	2,48	50	130
Think City	1397	0,3	2,23	30	100
Media	1195	0,31	2,26	39	118

Tabela 8. Análise comparativa de veículos equivalentes [Comparative Analysis Summary, Motor Development International].

$$m_v \text{ [kg]} = 1395 = (1195 + 200) \text{ kg}$$

$$V_v \text{ [km/h]} = 120$$

$$V_v \text{ [m/s]} = 33,33$$

$$C_r = 0,015$$

$$C_x = 0,31$$

$$A_f \text{ [m}^2\text{]} = 2,26$$

$$\rho_{ar} \text{ [kg/m}^3\text{]} = 1,225$$

$$i_{total} = 8$$

$$\eta_{trans} = 0,92$$

$$a_x = 0$$

$$g \text{ [m/s}^2\text{]} = 9,807$$

$$P_R \text{ [W]} = ((0,015 \cdot 1395 \text{ [kg]} \cdot 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}) + (0,31 \cdot 2,26 \text{ [m}^2\text{]} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,225 \text{ [kg/m}^3\text{]})$$

$$\cdot \left(33,33 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]^2 \right) \cdot 33,33 \text{ [m/s]}$$

$$P_R [\text{W}] = 22734$$

$$P_R [\text{kW}] \cong 23$$

✓ Potência ao freio desenvolvida pelo motor.

$$P_b [\text{W}] = \frac{P_R}{\eta_{\text{trans}}} \quad (22)$$

$$P_b [\text{W}] = \frac{22734 \text{ [W]}}{0,92}$$

$$P_b [\text{W}] = 24710$$

APÊNDICE B. CÁLCULO ANALÍTICO DA POTÊNCIA REQUERIDA PARA MOVER O VEÍCULO A VELOCIDADE CONSTANTE AO LONGO DE UMA ESTRADA COM INCLINAÇÃO LONGITUDINAL.

Seguidamente são apresentados os dados para o cálculo da potência, fundamentados no estudo comparativo de veículos equivalentes tal como no cenário 1.

$$m_v \text{ [kg]} = 1395$$

$$V_v \text{ [km/h]} = 80$$

$$V_v \text{ [m/s]} = 22,22$$

$$\alpha = 5,71^\circ \text{ (Declive de 10\%)}$$

$$C_r = 0,015$$

$$C_x = 0,31$$

$$A_f \text{ [m}^2\text{]} = 2,26$$

$$\rho_{ar} \text{ [kg/m}^3\text{]} = 1,225$$

$$i_{total} = 8$$

$$\eta_{trans} = 0,92$$

$$a_x = 0$$

$$g \text{ [m/s}^2\text{]} = 9,807$$

$$P_R \text{ [W]} = \left[(0,015 \cdot 1395 \text{ [kg]} \cdot 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]} \cdot \cos 5,71^\circ) + \left(0,31 \cdot 2,26 \text{ [m}^2\text{]} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,225 \text{ [kg/m}^3\text{]} \cdot (22,22 \text{ [m/s]}^2) \right) + (1395 \text{ [kg]} \cdot \sin 5,71^\circ \cdot 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}) \right] \cdot 22,22 \text{ [m/s]}$$

$$P_R \text{ [W]} = 39492$$

$$P_R \text{ [kW]} \cong 39$$

Potência ao freio desenvolvida pelo motor.

$$P_b[\text{W}] = \frac{P_R}{\eta_{\text{trans}}}$$

$$P_b[\text{W}] = \frac{39492 [\text{W}]}{0,92}$$

$$P_b[\text{W}] = 42926$$

O cálculo da potência requerida para mover o veículo nos dois cenários propostos é um estudo básico no processo de seleção da planta propulsora do veículo devido a que apresenta o valor da potência mínima que deve ter o motor que será escolhido. No caso de estudo foi considerado um coeficiente de segurança que permitisse seleccionar um motor com uma potência superior à solicitada. Este motor foi o ZYTEK IDT 120-55 o qual é um motor com 55 kW de potência pico, o que é superior aos 42.9 kW resultante no cenário 2.

APÊNDICE C. CÁLCULO E DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO DAS BATERIAS. CASO LIFEYPO4

Nesta fase do projeto são realizados os cálculos necessários para definir os parâmetros de estudo que determinem a seleção do melhor tipo de bateria para as condições de serviço do veículo. A primeira parte dos cálculos tem como objetivo o cálculo da massa do conjunto das baterias para os diferentes cenários propostos. Após a realização dos cálculos os resultados são apresentados em forma gráfica o que permite a avaliação e seleção dos melhores tipos de baterias.

De seguida são apresentados os cálculos correspondentes ao dimensionamento do conjunto das baterias de LiFeYPO4.

- ✓ Tipo de bateria

O tipo de bateria dimensionada utilizada como elemento a bateria Winston Battery LiFeYPO4, 40 A.h

- ✓ Número de elementos por bateria [N_{ele}]

$$N_{ele} = 1$$

- ✓ Tensão por elemento [V_{ele}]

$$V_{ele} = 3,2 V$$

- ✓ Temperatura do ar [T_{ar}]

$$T_{ar} = 25^{\circ}C$$

- ✓ Humidade relativa do ar [RH_{ar}]

$$RH_{ar} = 0$$

- ✓ Volume da bateria [V_{bat}]

$$V_{bat}[cm^3] = 0,9765$$

- ✓ Massa da bateria [m]

$$m[kg] = 1,60$$

- ✓ Tensão nominal [V_n]

$$V_n [V] = N_{ele} \cdot V_{ele} [V] \quad (23)$$

$$V_n [\text{V}] = 1 \cdot 3,2 [\text{V}]$$

$$V_n [\text{V}] = 3,2 [\text{V}]$$

- ✓ Capacidade Nominal [Q_n]

$$Q_n = 40 \text{ A} \cdot \text{h}$$

- ✓ Energia Nominal [E_n]

$$E_n [\text{J}] = V_n \cdot Q_n \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}] \quad (24)$$

$$E_n [\text{J}] = 3,2 \text{ V} \cdot 40 \text{ A} \cdot \text{h} \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}]$$

$$E_n [\text{J}] = 460800$$

- ✓ Máxima Corrente de Descarga [I_m]

$$I_m = 120 \text{ A}$$

- ✓ Energia Específica [SE_n]

$$SE_n [\text{W} \cdot \text{h}/\text{kg}] = \frac{E_n [\text{J}]}{m [\text{kg}] \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}]} \quad (25)$$

$$SE_n [\text{W} \cdot \text{h}/\text{kg}] = \frac{460800 [\text{J}]}{1,600 [\text{kg}] \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}]}$$

$$SE_n [\text{W} \cdot \text{h}/\text{kg}] = 80$$

- ✓ Densidade de Energia [E_{dens}]

$$E_{\text{dens}} [\text{W} \cdot \text{h}/\text{L}] = \frac{E_n [\text{J}]}{V_{\text{bat}} [\text{L}] \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}]} \quad (26)$$

$$E_{\text{dens}} [\text{W} \cdot \text{h}/\text{L}] = \frac{460800 [\text{J}]}{0,9765 [\text{L}] \cdot 3600 [\text{J}/\text{W} \cdot \text{h}]}$$

$$E_{\text{dens}} [\text{W} \cdot \text{h}/\text{L}] = 131,080$$

- ✓ Potência Específica [P_s]

$$P_s [\text{W}/\text{kg}] = \frac{V_n [\text{V}] \cdot I_m [\text{A}]}{m [\text{kg}]} \quad (27)$$

$$P_s [\text{W}/\text{kg}] = \frac{3,2 [\text{V}] \cdot 120 [\text{A}]}{1,6 [\text{kg}]}$$

$$P_s [\text{W}/\text{kg}] = 240$$

- ✓ Custo da bateria [$C_{\text{€}}$]

$$C_{\text{€}} [\text{€}] = 43,22$$

- ✓ Relação euro-energia [€/kW·h]

$$\begin{aligned} \text{€/kW} \cdot \text{h} &= \frac{C_{\epsilon}}{(En \text{ [J]}/3600 \text{ [J/W}\cdot\text{h})}} \\ \text{€/kW} \cdot \text{h} &= \frac{43,22}{(460800 \text{ [J]}/3600[\text{J/W} \cdot \text{h})}} \\ \text{€/kW} \cdot \text{h} &= 0,3376 \end{aligned} \quad (28)$$

- ✓ Profundidade de descarga [% DOD]

$$\% DOD = 100, 50, 30$$

- ✓ Número de ciclos de vida a profundidade de descarga [N_{ciclos}]

$$N_{\text{ciclos}} = 1000; 3000; 5000$$

- ✓ Custo do armazenamento [C_{arm}]

$$\begin{aligned} C_{\text{arm}} \frac{[\text{€}]}{\text{kW}} \cdot \text{h} &= \frac{\frac{\text{€}}{\text{W}} \cdot \text{h}}{N_{\text{ciclo}}} \cdot 1000[\text{W/kW}] \\ C_{\text{arm}} \frac{[\text{€}]}{\text{kW}} \cdot \text{h} &= \frac{0,3376}{1000} \cdot 1000[\text{W/kW}] \\ C_{\text{arm}} [\text{€/kW} \cdot \text{h}] &= 3,34 \end{aligned} \quad (29)$$

Tabela 9. Custo de armazenamento em função da profundidade de descarga.

Profundidade de descarga [% DOD]	100	50	30
Custo de armazenamento[€/kW·h] (vida total)	0,34	0,23	0,23

- ✓ Custo da electricidade [C_{elect}]

$$C_{\text{elect}} [\text{€/kW} \cdot \text{h}] = 0,108$$

- ✓ Custo total da energia eléctrica [$C_{\text{t,elect}}$]

$$\begin{aligned} C_{\text{t,elect}}[\text{€/kW} \cdot \text{h}] &= C_{\text{elect}} [\text{€/kW} \cdot \text{h}] + C_{\text{arm}} [\text{€/kW} \cdot \text{h}] \\ C_{\text{t,elect}}[\text{€/kW} \cdot \text{h}] &= 0,108 [\text{€/kW} \cdot \text{h}] + 0,3376 [\text{€/kW} \cdot \text{h}] \\ C_{\text{t,elect}}[\text{€/kW} \cdot \text{h}] &= 0,446 \end{aligned} \quad (30)$$

Tabela 10. Custo Total da Energia Elétrica em função da profundidade de descarga.

Profundidade de descarga [% DOD]	100	50	30
Custo de armazenamento [€/kW·h] (vida total)	0,38	0,225	0,225
Custo Total da Energia Elétrica [€/kW·h]	0,446	0,333	0,333

- ✓ Capacidade de armazenamento na vida total [C_{arm_total}]

$$C_{arm_total}[W \cdot h] = \frac{E[J]}{3600} \cdot N_{ciclos} \quad (31)$$

$$C_{arm_total}[W \cdot h] = \frac{460800[J]}{3600} \cdot 1000$$

$$C_{arm_total}[W \cdot h] = 128000$$

Tabela 11. Capacidade de armazenamento na vida total segundo número de ciclos de vida a profundidade de descarga.

Profundidade de descarga [% DOD]	100	50	30
N_{ciclos} de vida a profundidade de descarga	1000	3000	5000
Capacidade de armazenamento na vida total [W]	128000	384000	640000

- ✓ Carga/descarga

$$0,5C/0,5C$$

- ✓ Consumo de energia do veículo por cada km [E_{km}]

$$E_{km}[W \cdot h/km] = 120$$

- ✓ Custo consumo de energia do veículo por cada 100 km [C_{100}]

$$C_{100}[€] = E_{km}[W \cdot h/km] \cdot 100[km] \cdot \frac{C_{t,elect}[€/kW \cdot h]}{1000 [W \cdot h]/1[kW \cdot h]} \quad (32)$$

$$C_{100}[€] = 120 \cdot 100 \cdot \frac{0,4456[€/kW \cdot h]}{1000 [W \cdot h]/1[kW \cdot h]}$$

$$C_{100}[€] = 5,35$$

Tabela 12. Custo do da energia por cada 100 km consoante o número de ciclos de vida e a profundidade de descarga.

Profundidade de descarga [% DOD]	100	50	30
N_{ciclos} de vida a profundidade de descarga	1000	3000	5000
Custo da energia veículo [€/100 km] a 120 [W·h /km]	5,35	4	4

- ✓ Alcance do veículo

Tabela 13. Cenários de alcance do veículo.

Alcance [km]	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
	60	100	140

✓ Capacidade total da bateria por cenário [Q_b]

$$Q_b[\text{kW} \cdot \text{h}] = \text{Autonomia} [\text{km}] \cdot \frac{E_{100\text{km}}[\text{W} \cdot \text{h}/\text{km}]}{1000[\text{W} \cdot \text{h}]/\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (33)$$

$$Q_b[\text{kW} \cdot \text{h}] = 60 [\text{km}] \cdot \frac{120[\text{W} \cdot \text{h}/\text{km}]}{1000}$$

$$Q_b[\text{kW} \cdot \text{h}] = 7,2$$

Tabela 14. Capacidade total da bateria segundo os cenários de alcance.

Capacidade da bateria [kW·h]	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
	7,2	12	16,8

✓ Massa total da bateria [m_b]

$$m_b[\text{kg}] = \frac{Q_b[\text{kW} \cdot \text{h}]}{SE_n[\text{W} \cdot \text{h}/\text{kg}] / 1000} \quad (34)$$

$$m_b[\text{kg}] = \frac{7,2 [\text{kW} \cdot \text{h}]}{80 [\text{W} \cdot \text{h}/\text{kg}] / 1000 [\text{W} \cdot \text{h}]/[\text{kW} \cdot \text{h}]}$$

$$m_b[\text{kg}] = 90$$

Tabela 15. Massa total da bateria segundo os cenários de alcance.

Massa da bateria [kg]	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
	90	150	210

Como se tinha mencionado no capítulo anterior a 1ª Abordagem do dimensionamento do conjunto de baterias considerou como parâmetro de referência e por conseguinte de análise a autonomia do veículo, especificamente os cenários 1, 2 e 3 de 60, 100 e 140 km respetivamente. Outro parâmetro muito importante assumido foi o consumo de energia por cada km, 120 W·h/km, correspondente ao Smart E-drive. Após a realização do cálculo analítico a conclusão mais relevante foi que as baterias de gel de chumbo apresentavam um comportamento muito fraco em comparação com as outras, resultando uma massa total do conjunto de baterias muito superior às baterias de LiFe e NimH devido à sua baixa energia específica. Para uma análise mais aprofundada do comportamento das baterias foi necessário a simulação do veículo no NEDC.

APÊNDICE D. CÁLCULO E DIMENSIONAMENTO DAS BATERIAS. CASO LIFEPO4, ANR26650M1A.

- ✓ Cálculo da massa da bateria [m]

A massa do conjunto das baterias será o maior valor entre as massas para Energia Específica, Potência Específica em carga e Potência Específica em descarga.

- ✓ Massa da bateria para Energia Específica [$m_{bat,Esp}$]

$$m_{bat,Esp} [kg] = \frac{\sum E_{cons,bat}[J] - \sum E_{R,bat}[J]}{\frac{3600 [J/W \cdot h]}{E_{esp} [W \cdot h/kg]}} \quad (35)$$
$$m_{bat,Esp} [kg] = \frac{4499840,5 [J] - 548470,2 [J]}{\frac{3600 [J/W \cdot h]}{108,43 [W \cdot h/kg]}}$$
$$m_{bat,Esp} [kg] = 10,123$$

- ✓ Massa da bateria para Potência Específica em descarga [$m_{bat,Pesp 1}$]

$$m_{bat,Pesp 1} [kg] = \frac{PR_{bat,máx}[W]}{P_{esp}[W \cdot h/kg]} \quad (36)$$
$$m_{bat,Pesp 1} [kg] = \frac{10782,20 [W]}{271,07 [W/kg]}$$
$$m_{bat,Pesp 1} [kg] = 39,78$$

- ✓ Massa da bateria para Potência Específica em carga [$m_{bat,Pesp 2}$]

$$m_{bat,Pesp 2} [kg] = \frac{PC_{bat,máx}[W]}{P_{esp}[W/kg]} \quad (37)$$
$$m_{bat,Pesp 2} [kg] = \frac{26319,19 [W]}{271,07 [W/kg]}$$
$$m_{bat,Pesp 2} [kg] = 97,09$$

Em conclusão:

$$97,09 [kg] = m_{bat,Pesp 2} > m_{bat,Pesp 1} > m_{bat,Esp}$$

- ✓ Cálculo do custo de aquisição [ϵ_{adq}]

$$N_{ele} = \frac{m}{m_{ele}} [\text{Múltiplo superior exacto}] \quad (38)$$

$$N_{ele} = \frac{97,09 \text{ [kg]}}{0,07 \text{ [kg]}}$$

$$N_{ele} = 1387,04 \approx 1388$$

$$\epsilon_{adq} = N_{ele} \cdot \epsilon_{ele}$$

$$\epsilon_{adq}[\text{€}] = 1388 \cdot 8,83 \text{ [€]}$$

$$\epsilon_{adq}[\text{€}] = 1388 \cdot 8,83 \text{ [€]}$$

$$\epsilon_{adq}[\text{€}] = 12256$$

✓ Cálculo do custo total (energia + armazenamento) [ϵ_{total}]

$$\epsilon_{total}[\text{€/km}] = \left\{ \epsilon_{adq} \cdot \left[\frac{(1 + \text{taxa de juro})^{\frac{\text{vida total 2 [km]}}{\text{km ano [km]} \cdot \text{vida [ano]}}}}{\text{km ano [km]} \cdot \text{vida [ano]}} \right] \right\} + \left(\frac{EC_{total}[\text{kW} \cdot \text{h}]}{\text{alcançe}_{NDEC}[\text{km}]} \cdot 0,108 \text{ [€/kW} \cdot \text{h]} \right)$$

$$\epsilon_{total}[\text{€/km}] = \left\{ \epsilon_{adq}[\text{€}] \cdot \left[\frac{(1 + \text{taxa de juro})^{\frac{\text{vida total 2 [km]}}{\text{km ano [km/ano]} \cdot \text{vida [ano]}}}}{\text{km ano [km/ano]} \cdot \text{vida [ano]}} \right] \right\} + \left(\frac{EC_{total}[\text{kW} \cdot \text{h}]}{\text{alcançe}_{NDEC}[\text{km}]} \cdot 0,108 \text{ [€/kW} \cdot \text{h]} \right) \quad (39)$$

$$\epsilon_{total}[\text{€}] = \left\{ 12256[\text{€}] + \left[\frac{(1 + 0,03)^{\frac{132167 \text{ [km]}}{20000 \text{ [km]} \cdot 10 \text{ [ano]}}}}{20000 \text{ [km]} \cdot 10 \text{ [ano]}} \right] \right\} + \left(\frac{1,09760[\text{kW} \cdot \text{h}]}{11,007[\text{km}]} \cdot 0,108 \text{ [€/kW} \cdot \text{h]} \right)$$

$$\epsilon_{total}[\text{€}] = 0,09312$$

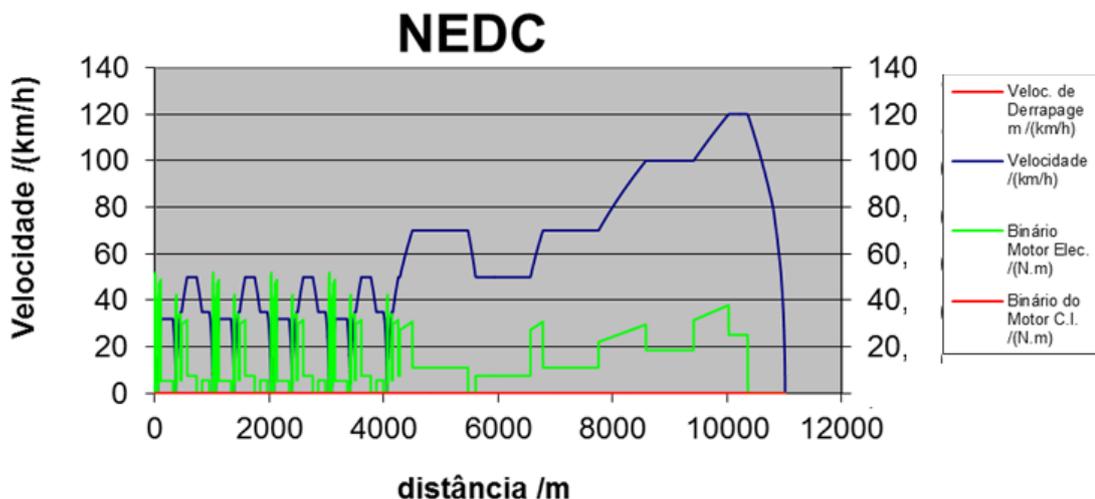


Figura 36. Parâmetros de funcionamento do veículo no NEDC.

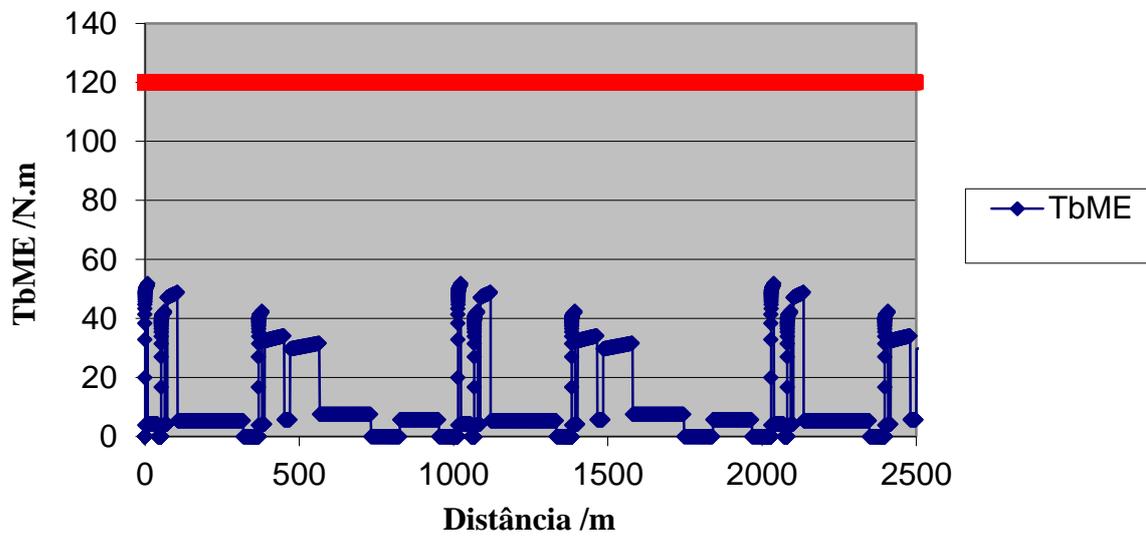


Figura 37. Binário do motor elétrico segundo a distância percorrida no NEDC.

Tanto na Figura 36 como na 37 é possível verificar que o motor elétrico escolhido, as baterias e finalmente o veículo conseguem desenvolver os parâmetros de funcionamento necessários para cumprir com as exigências do NEDC.

APÊNDICE E. DIMENSIONAMENTO FINAL DO CONJUNTO DE BATERIAS TIPO ANR26650M1A

Considerando os resultados da secção anterior foram dimensionados dois conjuntos de baterias para o veículo, dando prioridade a uma geometria que beneficiasse o comportamento dinâmico do veículo, quer dizer, que mantivesse o centro de gravidade do automóvel o mais baixo e centrado possível, assim como uma localização que cumpra com as normas de segurança em termos de proteção dos ocupantes.

- ✓ Dimensionamento da bateria central [B_c]

$$N_{ele} = 50$$

$$Filas = 13$$

$$Andares = 1$$

$$N_{ele,total} = 650$$

$$Folga [mm] = 12$$

$$D[mm]=26$$

$$h[mm]=65$$

$$h_{sistema\ controlado}[mm]= 30$$

$$largura = (D[mm] + Folga [mm]) \cdot Filas \quad (40)$$

$$largura = (26[mm] + 12 [mm]) \cdot 13$$

$$largura [mm] = 494$$

$$Comprimento [mm] = D[mm] \cdot N_{ele} \quad (41)$$

$$Comprimento [mm] = 26 [mm] \cdot 50$$

$$Comprimento [mm] = 1300$$

$$Altura [mm] = h[mm] + Folga [mm] + h_{sistema\ controlado}[mm] \quad (42)$$

$$Altura [mm] = 65[mm] + 12 [mm] + 30 [mm]$$

$$Altura [mm] = 107$$

✓ Dimensionamento da bateria frontal [B_f]

$$N_{ele} = 25$$

$$Filas = 13$$

$$Andares = 2$$

$$N_{ele,total} = 650$$

$$Folga [mm] = 12$$

$$D[mm]=26$$

$$h[mm]=65$$

$$h_{sistema\ controle}[mm]=30$$

$$largura = (D[mm] + Folga [mm]) \cdot Filas$$

$$largura = (26[mm] + 12 [mm]) \cdot 13$$

$$largura [mm] = 494$$

$$Comprimento [mm] = D[mm] \cdot N_{ele}$$

$$Comprimento [mm] = 26 [mm] \cdot 25$$

$$Comprimento [mm] = 650$$

$$Altura [mm] = (h[mm] + Folga [mm] + h_{sistema\ controle}[mm]) \cdot Andares$$

$$Altura [mm] = (65[mm] + 12 [mm] + 30 [mm]) \cdot 2$$

$$Altura [mm] = 214$$

APÊNDICE F. CÁLCULO DA LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE MASSA

Foi definido um sistema de coordenadas de referência do veículo para seguidamente calcular a localização do centro de massa relativamente ao mencionado sistema. A origem do sistema de coordenadas encontra-se no centro geométrico dos pontos de contacto entre os pneus e o solo à altura do solo.

- ✓ Coordenadas da bateria frontal [B_f]

$$B_f = (-1110, 0, 300)$$

- ✓ Massa da bateria frontal [m_f]

$$m_f = 45,5 \text{ [kg]}$$

- ✓ Localização da bateria central + passageiros [B_c]

$$B_c = (0, 0, 300)$$

- ✓ Massa da bateria central + passageiros [m_p]

$$m_c = (45,5 + 150) \text{ [kg]}$$

$$m_c = 195,5 \text{ [kg]}$$

- ✓ Localização do motor [l_m]

$$l_m = (1110, 0, 300)$$

- ✓ Massa do motor [m_m]

$$m_m = 62 \text{ [kg]}$$

- ✓ Coordenadas do centro de massa no eixo “x” [X_{cm}]

$$X_{cm} \text{ [mm]} = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (43)$$

$$X_{cm}[\text{mm}] = \frac{(X_{bf} \cdot m_{bf}) + (X_{bc} \cdot m_{bc}) + (X_m \cdot m_m)}{m_{bf} + m_{bc} + m_m}$$

$$X_{cm}[\text{mm}] = \frac{(-1110 \cdot 45,5) + (0 \cdot 195,5) + (1110 \cdot 62)}{45,5 + 195,5 + 62}$$

$$X_{cm} = 1,55$$

- ✓ Coordenadas do centro de massa no eixo “Y” [Y_{cm}]

$$Y_{cm}[\text{mm}] = \frac{\sum Y_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (44)$$

$$Y_{cm}[\text{mm}] = \frac{(Y_{bf} \cdot m_{bf}) + (Y_{bc} \cdot m_{bc}) + (Y_m \cdot m_m)}{m_{bf} + m_{bc} + m_m}$$

$$Y_{cm}[\text{mm}] = 0$$

- ✓ Coordenadas do centro de massa no eixo “Z” [Z_{cm}]

$$Z_{cm}[\text{mm}] = \frac{\sum Z_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (45)$$

$$Z_{cm}[\text{mm}] = \frac{(Z_{bf} \cdot m_{bf}) + (Z_{bc} \cdot m_{bc}) + (Z_m \cdot m_m)}{m_{bf} + m_{bc} + m_m}$$

$$Z_{cm}[\text{mm}] = \frac{(300 \cdot 45,5) + (300 \cdot 195,5) + (300 \cdot 62)}{45,5 + 195,5 + 62}$$

$$Z_{cm}[\text{mm}] = 300$$

APÊNDICE G. CÁLCULO ANALÍTICO DAS FORÇAS DE REAÇÃO NA ESTRUTURA DO VEÍCULO

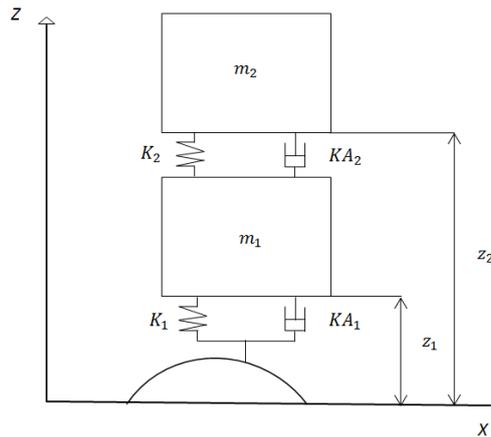


Figura 38. Diagrama do sistema massa/mola/amortecedor.

m_1 [kg] = Massa suspensa

m_2 [kg] = Massa do veículo - m_1

K_1 [N/m] = Constante da mola 1 (pneu)

K_2 [N/m] = Constante da mola 2

KA_1 [N · s/m] = Constante do amortecedor 1 (pneu)

KA_2 [N · s/m] = Constante do amortecedor 2

Z_s [m] = Altura do solo relativamente ao plano $z=0$

Z_1 [m] = Coordenada de z de m_1

Z_2 [m] = Coordenada de z de m_2

Z_{10} [m] = Coordenada de z_1 para a qual a força da mola 1 é nula

Z_{20} [m] = Coordenada z de m_2 quando $z_s=0$ e o corpo 1 e o corpo 2 estão ambos em equilíbrio.

Z_{120} [m] = Diferencias entre as coordenadas z_1 e z_2 quando a força da mola 2 é nula

Z_{100} [m] = Coordenada z de m_1 quando $z_s=0$ e m_1 está em equilíbrio

$$Y_0 = z_1 \rightarrow \frac{dY_0}{dt} = \frac{dz_1}{dt} \quad (46)$$

$$Y_1 = z_2 \rightarrow \frac{dY_1}{dt} = \frac{dz_2}{dt} \quad (47)$$

$$Y_2 = \frac{dz_1}{dt} \rightarrow \frac{dY_2}{dt} = \frac{d^2z_1}{dt^2} \quad (48)$$

$$Y_3 = \frac{dz_2}{dt} \rightarrow \frac{dY_3}{dt} = \frac{d^2z_2}{dt^2} \quad (49)$$

Nota: o contacto entre a roda e o solo é considerado como se o pneu estivesse sempre em contacto com o solo.

$$\Sigma F_2 = -m_2 \cdot g - K_2 \cdot (z_2 - z_1 - z_{120}) - KA_2 \cdot \frac{d(z_2 - z_1)}{dt}$$

$$\Sigma F_2 = m_2 \cdot \frac{d^2z_2}{dt^2} \quad (50)$$

$$-m_2 \cdot g - K_2(z_2 - z_1 - z_{120}) - KA_2 \cdot \frac{dz_2}{dt} + KA_2 \cdot \frac{dz_1}{dt} = m_2 \cdot \frac{d^2z_2}{dt^2}$$

$$\frac{d^2z_s}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{dx}{dt} \cdot \frac{dz_s}{dx}\right)}{dt} = \frac{d\left(v \cdot \frac{dz_s}{dx}\right)}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{dz_s}{dx} + v \cdot \frac{d^2z_s}{dx^2}$$

Se $v = \text{cte}$

$$\frac{dv}{dt} = 0$$

$$\frac{d^2z_s}{dt^2} = v \cdot \frac{d^2z_s}{dx^2}$$

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{d(z_2 - z_1)}{dt} - \frac{dz_1}{dt}$$

Em equilíbrio

$$\Sigma F_2 = 0$$

$$-m_2 \cdot g + K_2[z_{120} - (z_2 - z_1)] = 0 \quad (51)$$

$$-(z_2 - z_1) = \frac{m_2 \cdot g}{K_2} - z_{120}$$

$$(z_2 - z_1) = z_{120} - \frac{m_2 \cdot g}{K_2}$$

$$z_{20} = z_{100} + z_{120} - \frac{m_2 \cdot g}{K_2}$$

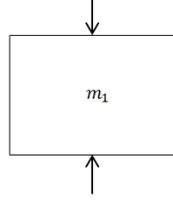


Figura 39. Aplicação das forças sobre o corpo 1.

$$\Sigma F_1 = -m_1 \cdot g + K_2[(Z_2 - Z_1) - Z_{120}] + KA_2 \cdot \frac{d(z_2 - z_1)}{dt} \quad (52)$$

$$-K_1[(z_1 - z_s) - z_{10}] - KA_1 \cdot \frac{d(z_1 - z_s)}{dt} = m_1 \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} \quad (53)$$

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = \frac{m_1 \cdot g}{m_1} + \frac{K_2}{m_1} \cdot [(Z_2 - Z_1) - z_{120}] + \frac{KA_2}{m_1} \cdot \frac{dz_2}{dt} - \frac{KA_2}{m_1} \cdot \frac{dz_1}{dt} - \frac{K_1}{m_1} [(z_1 - z_s) - z_{10}] - \frac{KA_1}{m_1} \cdot \frac{d(z_1 - z_s)}{dt}$$

$$\frac{dY_2}{dt} = -g + \frac{K_2}{m_1} [(Y_1 - Y_0) - z_{120}] + \frac{KA_2}{m_1} \cdot Y_3 - \frac{KA_2}{m_1} \cdot Y_2 - \frac{K_1}{m_1} [(Y_0 - Z(t)) - z_{10}] - \frac{KA_1}{m_1} \cdot Y_2 +$$

$$\frac{KA_1}{m_1} \cdot \frac{dz(t)}{dt}$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = -\frac{m_2 \cdot g}{m_2} - \frac{K_2(z_2 - z_1 - z_{120})}{m_2} - \frac{KA_2}{m_2} \cdot \frac{dz_2}{dt} + \frac{KA_2}{m_2} \cdot \frac{dz_1}{dt}$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = -g - \frac{K_2}{m_2} (z_2 - z_1 - z_{120}) - \frac{KA_2}{m_2} \cdot \frac{dz_2}{dt} + \frac{KA_2}{m_2} \cdot \frac{dz_1}{dt}$$

$$\frac{dY_1}{dt} = -g - \frac{K_2}{m_2} (z_2 - z_1 - z_{120}) - \frac{KA_2}{m_2} \cdot Y_3 + \frac{KA_2}{m_2} \cdot Y_2$$

$$\frac{dY_3}{dt} = -g - \frac{K_2}{m_2} [(Y_1 - Y_0) - z_{120}] - \frac{KA_2}{m_2} \cdot Y_3 + \frac{KA_2}{m_2} \cdot Y_2$$

No equilíbrio

$$\Sigma F_1 = -m_1 \cdot g - m_2 \cdot g - K_1(z_{100} - z_{10}) = 0 \quad (54)$$

$$(z_{10} - z_{100}) = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{K_1} \quad (55)$$

$$z_{100} = z_{10} - \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{K_1}$$

✓ Cálculo das forças de reação na estrutura do veículo, para o caso 2.5.

$m_v[\text{kg}] = 1181 \rightarrow$ Massa total do veículo

$Curso_{\text{mola}}[\text{mm}] = 160 \rightarrow$ Curso total da mola

$Curso_{\text{mola}} \text{ repouso} [\text{mm}] = 80 \rightarrow$ Curso da mola em repouso

$Dist_pesos = 40/60_{[f,t]} \rightarrow$ Distribuição dos pesos no veículo, valor assumido.

$$W_{\text{frente}}[\text{N}] = m_v[\text{kg}] \cdot g[\text{m/s}^2] \cdot 0,4 \quad (56)$$

$$W_{\text{frente}}[\text{N}] = 1181[\text{kg}] \cdot 9,81[\text{m/s}^2] \cdot 0,4$$

$$W_{\text{frente}}[\text{N}] = 4634,44$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = \frac{W_{\text{frente}}}{2}$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = \frac{4634,44}{2}$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = 2317,122$$

$$W_{\text{trás}}[\text{N}] = m_v[\text{kg}] \cdot g[\text{m/s}^2] \cdot 0,6$$

$$W_{\text{trás}}[\text{N}] = 1181[\text{kg}] \cdot 9,81[\text{m/s}^2] \cdot 0,6$$

$$W_{\text{trás}}[\text{N}] = 6951,366$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = \frac{W_{\text{trás}}}{2}$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = \frac{6951,366}{2}$$

$$W_{\text{frente-roda}}[\text{N}] = 3476$$

Foi considerada uma distribuição uniforme do peso do eixo.

✓ Cálculo da rigidez da mola [$K_{\text{frente-trás mola}}$]

$$K_{\text{frente-roda}}[\text{N/m}] = \frac{W_{\text{frente-roda}}[\text{N}]}{Curso_{\text{mola}} \text{ repouso} [\text{mm}]} \quad (57)$$

$$K_{\text{frente-roda}}[\text{N/m}] = \frac{2317[\text{N}]}{0,08[\text{m}]}$$

$$K_{\text{frente-roda}}[\text{N/m}] = 28964$$

$$K_{\text{trás-roda}}[\text{N/m}] = \frac{W_{\text{trás-roda}}[\text{N}]}{\text{curso}_{\text{mola reposo}}[\text{m}]}$$

$$K_{\text{trás-roda}}[\text{N/m}] = \frac{3476[\text{N}]}{0,08[\text{m}]}$$

$$K_{\text{trás-roda}}[\text{N/m}] = 463446$$

✓ Cálculo do coeficiente de amortecimento [$c_{\text{roda frente,-trás}}$]

Relação de amortecimento [ζ]

$$\zeta = \frac{c}{c_{\text{crítico}}} \quad (58)$$

Factor de amortecimento [c]

$$c = 0,4$$

$$C_{\text{crítico}} = \sqrt{4 \cdot k_{\text{mola}}[\text{N/m}] \cdot m[\text{kg}]} \quad (59)$$

$$C_{\text{roda frente},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = \zeta \cdot C_{\text{crítico}}$$

$$C_{\text{roda frente},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 0,4 \cdot \sqrt{4 \cdot 28964[\text{N/m}] \cdot 236,2[\text{kg}]}$$

$$C_{\text{roda frente},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 2092,5$$

$$C_{\text{roda trás},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 0,4 \cdot \sqrt{4 \cdot 43446[\text{N/m}] \cdot 354,3[\text{kg}]}$$

$$C_{\text{roda trás},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 3138,7$$

✓ Cálculo das forças de reação na estrutura do veículo

$c = 0,4 \rightarrow$ Factor de amortecimento

$m_1[\text{kg}] = 40 \rightarrow$ Massa suspensa

$m_2[\text{kg}] = 236,20 \rightarrow$ Massa do veículo nas rodas frontais

$K_1[\text{N/m}] = 110000 \rightarrow$ Rigidez da mola 1 ou constante da mola 1

$K_2[\text{N/m}] = K_{\text{frente-roda}}[\text{N/m}] = 28964 \rightarrow$ Rigidez da mola 2 ou constante da mola 2

$KA_2[\text{N} \cdot \text{s/m}] = C_{\text{roda frente},0,4}[\text{N} \cdot \text{s/m}] = 2092 \rightarrow$ Constante do amortecedor 2

✓ Constante do amortecedor do pneu [KA_1]

$$KA_1[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}] = c \cdot \sqrt{4 \cdot m_1 \cdot k_1} \quad (60)$$

$$KA_1[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}] = 0.4 \cdot \sqrt{4 \cdot 40 \cdot 110000}$$

$$KA_1[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}] = 1678,09$$

✓ Dimensionamento do ressalto

h [m] = 0,07 → Altura do ressalto

L [m] = 1,4 → Largura do ressalto

$$LRR = \frac{L}{2 \cdot \pi} \quad (61)$$

$$Z_{(t)} = \frac{h}{2} + \frac{h}{2} \cdot \sin \left[\frac{1.5\pi \cdot L \cdot v \cdot t}{LRR} \right]$$

$$P = \frac{10L}{v} \quad (62)$$

V_v [km/h] = 50 → Velocidade do veículo

$$V_v [\text{m}/\text{s}] = \frac{V_v [\text{km}/\text{h}]}{3,6}$$

$$V_v [\text{m}/\text{s}] = \frac{50 [\text{km}/\text{h}]}{3,6}$$

$$V_v [\text{m}/\text{s}] = 13,88$$

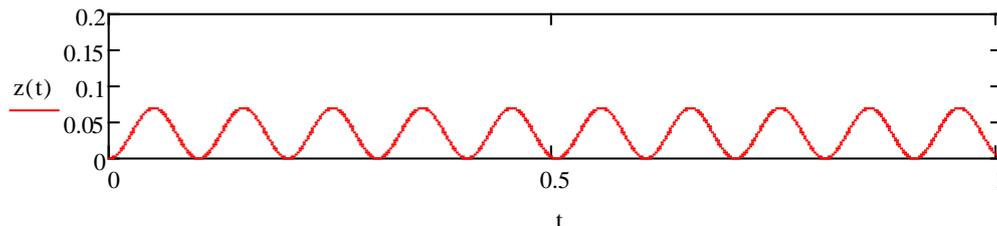


Figura 40. Geometria do ressalto.

$$Z_{10} = 0,3$$

$$Z_{120} = 0,70$$

$$V_{10} = 0$$

$$V_{20} = 0$$

$$Z_{100} = Z_{10} - \frac{(m_1 + m_2) \cdot 9.806}{K_1} \quad (63)$$

$$Z_{100} = 0,3 - \frac{(40 + 236,2) \cdot 9,806}{110000}$$

$$Z_{100} = 0,275$$

$$Z_{20} = Z_{100} + Z_{120} - m_2 \cdot \frac{9,806}{K_2}$$

$$Z_{20} = 0,275 + 0,70 - \left[236,2 \cdot \left(\frac{9,806}{28964} \right) \right]$$

$$Z_{20} = 0,895$$

$$D(t, Y) := \begin{bmatrix} Y_2 \\ Y_3 \\ -9.806 + \frac{k_2 \left[(Y_1 - Y_0) - z_{120} \right] + KA_2 \cdot Y_3 - KA_2 \cdot Y_2 - k_1 \left[(Y_0 - z(t)) - z_{10} \right] - KA_1 \cdot Y_2 + KA_1 \cdot \left(\frac{d}{dt} z(t) \right)}{m_1} \\ -9.806 + \frac{-k_2 \left[(Y_1 - Y_0) - z_{120} \right] - KA_2 \cdot Y_3 + KA_2 \cdot Y_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

- ✓ Instante inicial e instante final

$$t_0 = 0$$

$$t_1 = P$$

- ✓ Vetor inicial

$$Y_0 := \begin{pmatrix} z_{10} \\ z_{20} \\ v_{10} \\ v_{20} \end{pmatrix}$$

- ✓ Número de soluções para o intervalo

$$N = 1000$$

$$S = RKadapt(Y_0, t_0, t_1, N, D)$$

$$t = S^{(0)}$$

$$Y_0 = S^{(1)}$$

$$Y_1 = S^{(2)}$$

$$Y_2 = S^{(3)}$$

$$Y_3 = S^{(4)}$$

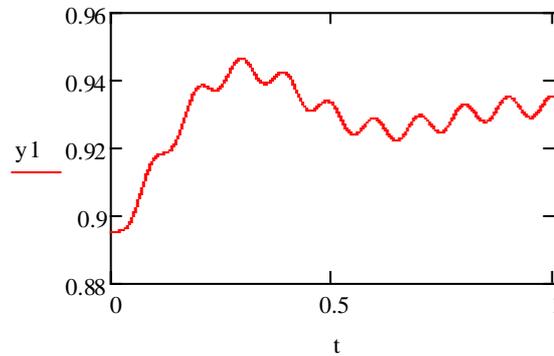


Figura 41. Altura do eixo da roda, Z1.

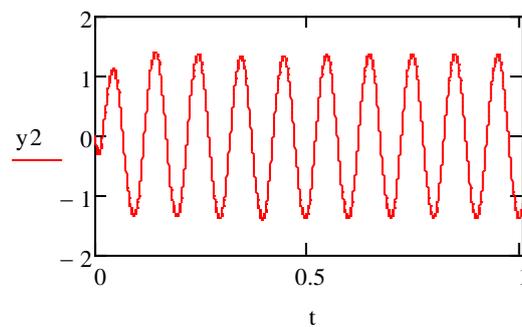


Figura 42. Altura da carroçaria no apoio do conjunto mola-amortecedor, Z2.

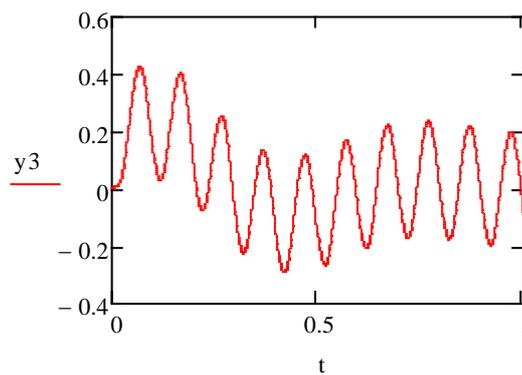


Figura 43. Velocidade vertical do eixo da roda, dz1/dt.

✓ Cálculo da força na carroçaria

$$FC_{(t)} = -m_2 \cdot 9,806 - K_2(Y_1 - Y_0 - Z_{120}) - KA_2 \cdot Y_3 + KA_2 \cdot Y_2 \quad (64)$$

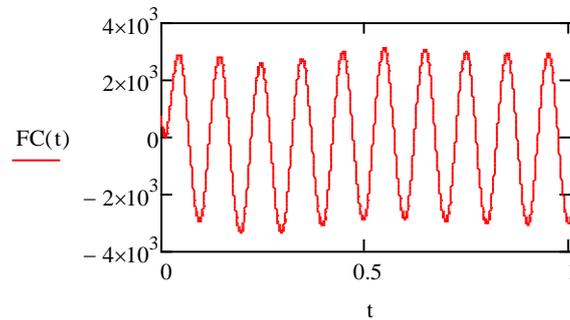


Figura 44. Velocidade vertical da carroçaria no apoio do conjunto mola-amortecedor, dZ_2/dt .

$$\text{Min}[FC(t)] = -3,313 \cdot 10^3$$

$$\text{Max}[FC(t)] = 3,121 \cdot 10^3$$

✓ Cálculo da força de reação da roda no solo

$$FR(t) = -K_1(Y_0 - Z(t) - Z_{10}) - KA_1 \cdot Y_2 + KA_1 \left[\frac{HR}{2} \cdot \frac{V}{LRR} \cdot \cos\left(\frac{1.5\pi \cdot LRR + v \cdot t}{LRR}\right) \right] \quad (65)$$

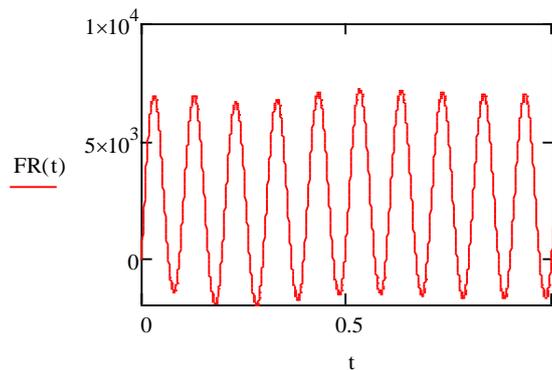


Figura 45. Força de reação da roda no solo

$$\text{Min}[FR(t)] = -2,008 \cdot 10^3$$

$$\text{Max}[FR(t)] = 7,2 \cdot 10^3$$

✓ Cálculo da força de gravidade máxima aplicada na estrutura.

$$g_{max} = \frac{FC_{max}}{[(m_1 + m_2) \cdot 9,806]} \quad (66)$$

$$g_{max} = \frac{3121}{[(40 + 236,2) \cdot 9,806]}$$

$$g_{max} = 1,15$$

Caso	Coeficiente do amortecedor	Geometria do ressalto		velocidade veículo	Força g
		h [m]	l [m]	Vv [km/h]	
1	0,4	0,05	0,4	10	0,72
				20	0,87
				30	0,91
				40	1,02
				50	1,12
				120	1,46
2	0,4	0,07	1,4	10	0,73
				20	0,78
				30	0,94
				40	1,07
				50	1,15
				120	1,45
3	0,5	0,04	0,4	10	0,62
				20	0,78
				30	0,81
				40	0,84
				50	0,95
				120	1,34
4	0,5	0,07	1,4	10	0,72
				20	0,86
				30	1,02
				40	1,14
				50	1,23
				120	1,62
5	0,6	0,04	0,4	10	0,65
				20	0,83
				30	0,90
				40	0,94
				50	1,03
				120	1,51
6	0,6	0,07	1,4	10	0,71
				20	0,95
				30	1,09
				40	1,20
				50	1,29
				120	1,76

Figura 46. Forças de reação na estrutura do veículo na parte frontal.

APÊNDICE H. CARREGAMENTO DO VEÍCULO A PASSAR NUM RESSALTO, CASO DE CARGA EM FLEXÃO

De seguida são apresentadas as características das forças de reação aplicadas, assim como das restrições estabelecidas no cenário de carregamento da estrutura em flexão.

Tabela 16. Características das restrições impostas, caso flexão.

Força da gravidade	[m/s ²]	49,05		
Eixo	x	y	z	
Restrições DF, 180	fixo	livre	fixo	
Restrições DT, 194	livre	livre	fixo	
Restrições EF, 177	fixo	fixo	fixo	
Restrições ET, 192	livre	livre	fixo	

Tabela 17. Características das forças nos apoios do motor, da bateria central e frontal.

Apoio:			Motor			Bateria central			Bateria frontal		
Massa	[kg]	62	Massa bateria	[kg]	46	Massa	[kg]	45,5			
Força g		5	Força g		5	Força g		5			
Força	[N]	3041	Peso total	[N]	9589	Peso	[N]	2232			
Apoio 216	[N]	1521	Apoio DF, 212	[N]	2397	Apoio DF, 206	[N]	558			
Apoio 217	[N]	0	Apoio DT, 214	[N]	2397	Apoio DT, 207	[N]	558			
Apoio 215	[N]	1521	Apoio EF, 211	[N]	2397	Apoio EF, 208	[N]	558			
			Apoio ET, 213	[N]	2397	Apoio ET, 209	[N]	558			

Tabela 18. Características das forças nos apoios da suspensão traseira e frontal, caso flexão.

Suspensão traseira			Suspensão frontal		
Força g		5	Força g		5
Força	[N]	17378	Força	[N]	11586
Apoio S, 192 E, 194 D (Z)	[N]	1666	Apoio S, 177 E, 180 D (Z)	[N]	1112
Apoio S, 192 E, 194 D (Y)	[N]	25151	Apoio S, 177 E, 180 D (Y)	[N]	16768
Apoio IF, 201 E, 200 D (Z)	[N]	7856	Apoio IF, 204 D, 205 E (Z)	[N]	4713
Apoio IF, 201 E, 200 D (Y)	[N]	12575	Apoio IF, 204 D, 205 E (Y)	[N]	7545
Apoio IT, 199 D, 202 E (Z)	[N]	7856	Apoio IT, 210 E, 203 D (Z)	[N]	5761
Apoio IT, 199 D, 202 E (Y)	[N]	12575	Apoio IT, 210 E, 203 D (Y)	[N]	9223

APÊNDICE I. CARREGAMENTO DO VEÍCULO A PASSAR NUM RESSALTO, CASO DE CARGA EM TORÇÃO

Tabela 19. Características das restrições impostas, caso torção.

Força da gravidade	[m/s ²]	9,81		
Eixo	x	y	z	
Restrições DF, 180	fixo	fixo	fixo	
Restrições DT, 194	livre	livre	fixo	
Restrições EF, 177	fixo	fixo	fixo	
Restrições ET, 192	livre	livre	fixo	

Tabela 20. Características das forças nos apoios da suspensão traseira e frontal, caso torção.

Suspensão traseira			Suspensão frontal		
Força g		1	Força g		1
Força	[N]	3476	Força	[N]	2317
Apoio S, 194 D, 192 E (Z)	[N]	3476	Apoio S, 180 D, 177 E (Z)	[N]	2317
Apoio IF, 200 D, 201 E (Z)	[N]	1738	Apoio IF, 204 D, 205 E (Z)	[N]	1389
Apoio IF, 200 D, 201 E (Y)	[N]	1738*	Apoio IF, 204 D, 205 E (Y)	[N]	1389*
Apoio IT, 199 D, 202 E (Z)	[N]	1738	Apoio IT, 210 E, 203 D (Z)	[N]	928
Apoio IT, 199 D, 202 E (Y)	[N]	1738*	Apoio IT, 210 E, 203 D (Y)	[N]	928*

APÊNDICE J. CÁLCULO DOS ÍNDICES DE EFICIÊNCIA NA SELEÇÃO DO MATERIAL. CASO AÇO AISI 4130

Tabela 21. Resultados dos índices de eficiência na seleção do material.

PROPRIEDADES	ALUMINIOS				AÇOS	
	6063 T6	6061 T6	7020 T6	7005 T6	4130	1045
Barras à tração caso Tensão	0,0911	0,1039	0,1367	0,1259	0,0834	0,0718
Barras à tração caso Deformação	0,0265	0,0263	0,0259	0,0259	0,0262	0,0254
Barras à flexão caso tensão	0,0132	0,0144	0,0174	0,0158	0,00733	0,0058
Barras à flexão caso deformação	0,0031	0,0031	0,0031	0,0031	0,00183	0,0018

- ✓ Barras à tração, caso tensão.

$$MI_{TT} = \frac{\sigma_t}{\rho} \quad (67)$$

$$MI_{TT} = \frac{653,7 \text{ [MPa]}}{7833,5 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

$$MI_{TT} = 0,0834$$

- ✓ Barras à tração, caso deformação.

$$MI_{TD} = \frac{E}{\rho} \quad (68)$$

$$MI_{TD} = \frac{205 \text{ [GPa]}}{7833,5 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

$$MI_{TD} = 0,0262$$

- ✓ Barras à flexão, caso tensão.

$$MI_{FT} = \frac{\sigma_y^{2/3}}{\rho} \quad (69)$$

$$MI_{FT} = \frac{(435)^{2/3} \text{ [MPa]}}{7833,5 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

$$MI_{FT} = 0,00733$$

- ✓ Barras à flexão, caso deformação.

$$MI_{FD} = \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (70)$$

$$MI_{FD} = \frac{(205)^{1/2} \text{ [GPa]}}{7833,5 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

$$MI_{FD} = 0,00183$$

APÊNDICE K. CÁLCULO ANALÍTICO COMPARATIVO ENTRE O AÇO 4130 E O MATERIAL COMPÓSITO T1000+SP115

$$\sigma[\text{Pa}] = \frac{F[\text{N}]}{A[\text{m}^2]} \quad (71)$$

$$F[\text{N}] = \sigma[\text{Pa}] \cdot A [\text{m}^2]$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L[\text{m}]}{L[\text{m}]}$$

$$e[\text{J}] = \frac{1}{2} \cdot F[\text{N}] \cdot \Delta L[\text{m}]$$

$$e[\text{J}] = \frac{1}{2} \cdot \sigma_y[\text{Pa}] \cdot A \cdot \varepsilon \cdot L$$

$$e[\text{J}] = \frac{1}{2} \cdot \sigma_y[\text{Pa}] \cdot \varepsilon \cdot v$$

$$e[\text{J}] = \frac{1}{2} \cdot \sigma_y[\text{Pa}] \cdot \varepsilon \cdot v$$

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sigma_y[\text{Pa}] \cdot \varepsilon \cdot v}{\rho[\text{kg}/\text{m}^3] \cdot v}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sigma_y[\text{Pa}] \cdot \varepsilon}{\rho[\text{kg}/\text{m}^3]}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = \frac{\sigma_y[\text{Pa}] \cdot \varepsilon}{2 \cdot \rho[\text{kg}/\text{m}^3]}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = \frac{\sigma_y^2[\text{Pa}]}{2 \cdot \rho[\text{kg}/\text{m}^3] \cdot E[\text{Pa}]} \quad (72)$$

$$e[\text{Pa}] = \frac{\sigma_y[\text{Pa}]}{\varepsilon}$$

$$\sigma_y[\text{Pa}] = E[\text{Pa}] \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma_y[\text{Pa}]}{E[\text{Pa}]}$$

- ✓ Energia absorvida para o caso da fibra tipo Toray T1000

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = \frac{(3040 \cdot 10^6 [\text{Pa}])^2}{2 \cdot 1544 [\text{kg}/\text{m}^3] \cdot 165 \cdot 10^9 [\text{Pa}]}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J}/\text{m}^3] = 18137$$

- ✓ Cálculo da massa volúmica para o material compósito fibra Toray T1000 + resina Epoxy Gnrir SP115

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

$$E = \frac{F}{A \cdot \epsilon}$$

$$E = \frac{F}{A \cdot \epsilon}$$

$$E = \frac{\sigma_F \cdot A_F + \sigma_R \cdot A_R}{A \cdot \epsilon}$$

$$E = \frac{E_F \cdot \epsilon_F \cdot A_F + \epsilon_R \cdot E_R \cdot A_R}{A \cdot \epsilon}$$

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{l}$$

- ✓ Para ϵ todos iguais temos que $\epsilon_F = \epsilon_R = \epsilon$

$$E [\text{J}] = E_F \cdot \frac{A_F \cdot l}{A \cdot l} + E_R \cdot \frac{A_R \cdot l}{A \cdot l}$$

$$E [\text{J}] = E_f \cdot v_F + E_R \cdot v_R$$

- ✓ Caso da fibra Toray T1000 com 40% de volume de resina

$$E = 294 [\text{GPa}] \cdot 0,60 + 3,7 [\text{GPa}] \cdot 0,40$$

$$E = 177,84 [\text{GPa}]$$

- ✓ Caso Resina Epoxy Gnrir SP115

$$\rho_c [\text{kg}/\text{m}^3] = \frac{m_c}{v_c}$$

$$\rho_c [\text{kg}/\text{m}^3] = \frac{m_R + m_F}{v_R + v_F}$$

$$\rho_c[\text{kg/m}^3] = \frac{\rho_R \cdot v_R + \rho_F \cdot v_F}{v}$$

$$\rho_c[\text{kg/m}^3] = \rho_R \cdot \frac{v_f}{v} + \rho_F \cdot \frac{v_R}{v}$$

$$\rho_c[\text{kg/m}^3] = 1800 [\text{kg/m}^3] \cdot 0,60 + 1160 [\text{kg/m}^3] \cdot 0,40$$

$$\rho_c[\text{kg/m}^3] = 1544$$

- ✓ Absorção de energia por unidade de massa para o aço 4130
Parte elástica

$$\frac{E}{m} [\text{J/kg}] = \frac{\sigma^2}{2 \cdot \rho \cdot E} \quad (73)$$

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = \frac{(435 \cdot 10^6)^2 [\text{Pa}]}{2 \cdot 7850 [\text{kg/m}^3] \cdot 205 \cdot 10^9 [\text{Pa}]}$$

$$\frac{E}{m} [\text{J/m}^3] = 58,79 [\text{J/m}^3]$$

- ✓ Parte plástica

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = \frac{(670 \cdot 10^6 [\text{Pa}])^2}{2 \cdot 7850 [\text{kg/m}^3] \cdot 205 \cdot 10^9 [\text{Pa}]}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = 139,47 [\text{J/m}^3]$$

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = \frac{\sigma \cdot A \cdot \Delta L}{\rho \cdot v}$$

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = \frac{\sigma \cdot A \cdot \varepsilon_R \cdot l}{\rho \cdot v} \quad (74)$$

$$\frac{e}{m} [\text{J/kg}] = \frac{670 \cdot 10^6 [\text{Pa}] \cdot 0,255}{7850 [\text{kg/m}^3]}$$

$$\frac{E}{m} [\text{J/kg}] = 21764$$

- ✓ Parte plástica mais parte elástica

$$\frac{e}{m} = 58,79 [\text{J/m}^3] + 21764 [\text{J/kg}]$$

$$\frac{e}{m} = 21823 [\text{J/kg}]$$

APÊNDICE L. METODOLOGIA DE SIMULAÇÕES DE CARREGAMENTOS DE ESTRUTURA EM FLEXÃO E TORÇÃO

O objetivo principal das simulações era carregar a estrutura em flexão e torção e verificar que a mesma cumprisse com as restrições definidas. Na primeira parte das simulações em flexão foi constatado que tanto o valor de tensão máxima admissível como o de deformação estavam por cima do permitido. A primeira medida foi aumentar a espessura dos elementos que suportam as suspensões traseiras e frontais de 2 mm para 4 mm.

Seguidamente foram identificados aqueles elementos que estavam sobrecarregados e foi alterada a sua geometria tubular de 40x40x0,4 para 45x45x0,4. Na penúltima fase de simulações foram fortalecidos os elementos que estavam a deformar devido as cargas em flexão passando de 45x45x0,4 para 50x45x0,4.

Finalmente foram instaladas barras de antiaproximação com a finalidade de diminuir a deformação dos soportes dos amortecedores das suspensões. O valor de massa atual da estrutura é 276,856 kg, portanto, é recomendado continuar com o procedimento de otimização.

Tabela 22. Resultado das deformações nos pontos de apoio das suspensões.

D_{max} [mm]		
	Flexão	Torção
Traseiro		
S,D	2,2	0,7
IF,D	1	0,7
IT,D	0,9	0,8
S,E	0,9	0,8
IF,E	1,7	0,7
IT,E	1,7	0,8
Frontal		
S,D	1,9	0
IF,D	0,9	0
IT,D	0,8	0,1
S,E	0	0
IF,E	1,3	0,3
IT,E	1,4	0,3

Tabela 23. Resultado da tensão máxima admissível nos elementos da estrutura.

$\sigma_{max} < 311$ [mPa]	
Flexão	289,9
Torção	41,31