

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Lucas Figueiró Berto

**MODELAGEM DINÂMICA DE SISTEMA AUTOMOTIVO:
ESTUDO DE CASO VIA TESTES DE PERFORMANCE E
FALHAS DO BAJA SAE**

Florianópolis
2015

Lucas Figueiró Berto

**MODELAGEM DINÂMICA DE SISTEMA AUTOMOTIVO:
ESTUDO DE CASO VIA TESTES DE PERFORMANCE E
FALHAS DO BAJA SAE**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Jonny C. da Silva
Coorientador: Prof. Dr. Lauro C. Nicolazzi

Florianópolis
2015

Berto, Lucas Figueiró

Modelagem Dinâmica de Sistema Automotivo: estudo de caso via testes de performance e falhas do Baja SAE / Lucas Figueiró Berto ; orientador, Jonny Carlos da Silva ; coorientador, Lauro Cesar Nicolazzi. - Florianópolis, SC, 2015.

182 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Modelagem. 3. Simulação. 4. Projeto Preliminar. 5. Dinâmica Veicular. I Silva, Jonny Carlos da . II. Nicolazzi, Lauro Cesar. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Lucas Figueiró Berto

**MODELAGEM DINÂMICA DE SISTEMA AUTOMOTIVO:
ESTUDO DE CASO VIA TESTES DE PERFORMANCE E
FALHAS DO BAJA SAE**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 23 de Abril de 2015.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr. Eng.
Coorientador

Banca Examinadora:

Prof. Acires Dias, Dr. Eng.

Prof. Rodrigo de Souza Vieira, Dr. Eng.

Prof. Carlos Maurício Sacchelli, Dr. Eng.

Dedico este trabalho aos meus pais,
que foram constantes incentivadores e
os que possibilitaram chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Ao POSMEC pela oportunidade.

À minha família pelo incentivo e constante apoio.

Aos professores da UFSC, que foram fundamentais para a concretização de mais essa etapa. Em especial ao Prof. Jonny, orientador da pesquisa, pelas correções realizadas, pelos enriquecedores conselhos e pela constante motivação, e ao coorientador Prof. Lauro que sempre esteve à disposição para orientações.

Aos amigos pela parceria em momentos de esparecimento, risadas e comemorações.

Aos colegas pelas horas de estudo e auxílio nas atividades no decorrer das disciplinas e da dissertação.

A minha Tia, Ani Elise, que se dispôs a auxiliar na correção do texto.

Aos professores do Laboratório de Engenharia Mecânica Automotiva da ULBRA (Universidade Luterana do Brasil) que foram os mentores que possibilitaram chegar até aqui. Em especial ao Prof. Antônio Flávio Aires Rodrigues, grande incentivador e mestre, desde o início da graduação.

Aos integrantes da Equipe UFSC Baja SAE, pelo suporte com informações sobre os carros utilizados no estudo de caso.

Preciso estabelecer meus próprios limites. Quando alcanço esses limites, fico querendo superá-los e estabelecer novos. Ainda não sei até onde posso ir. Eu tenho uma compreensão do que estou fazendo, mas não sei até onde isso pode me levar.

(Ayrton Senna da Silva)

RESUMO

Com o contínuo desenvolvimento e competitividade da indústria automotiva, tem-se a crescente necessidade de melhorias, tanto de durabilidade quanto de desempenho dos componentes e sistemas, sendo acompanhado da constante busca de menores prazos e custos possíveis, o que gera intenso desenvolvimento de modelos para testes. Neste trabalho são desenvolvidos modelos de dinâmica veicular através de modelagem dinâmica (1D) com o uso da metodologia fluxo de potência, no ambiente computacional AMESim. Essa metodologia é largamente utilizada para simulação de sistemas de várias áreas da engenharia, como hidráulica e pneumática, mas ainda é pouco utilizada na análise de veículos quando comparada com modelagens computacionais por Elementos Finitos (FEA) ou Multi Corpos, apesar de sua fundamentação teórica. No trabalho é realizada a construção de modelos de subsistemas de veículos da categoria universitária Baja SAE, utilizados como estudo de caso. Mais especificamente são estudados os sistemas de transmissão e suspensão, no intuito de representar situações reais de falhas e de desempenho adequado, ocorridas nos veículos da Equipe UFSC Baja SAE. A pesquisa também tem o objetivo de demonstrar os benefícios da modelagem 1D para simulação de sistemas automotivos, destacando essa alternativa como uma ferramenta para aprimorar o projeto desde suas fases iniciais, fase de projeto preliminar do processo de desenvolvimento de produtos (PDP), diminuindo custos e tempo do projeto. Para contextualizar o trabalho, são apresentadas metodologias de desenvolvimento de produto, da área academia e do setor automotivo; a metodologia fluxo de potência é apresentada; seguida de uma descrição dos aspectos gerais da dinâmica veicular e de alguns dos subsistemas que compõem um automóvel; e por fim são apresentados os modelos propostos, juntamente com as hipóteses matemáticas, simplificações adotadas e resultados obtidos.

Palavras-chave: Modelagem, Simulação, Projeto Preliminar, Dinâmica Veicular.

ABSTRACT

With increasing development and competitiveness of the automotive industry, there is a growing need for improvements both in durability and performance of components and systems, followed by a constant search for shorter terms and costs, which generates intense development of models for tests. In this work, dynamic models are developed by 1D modeling using power flow methodology in AMESim computing environment. This methodology is widely used for systems simulation in several areas of engineering, such as hydraulics and pneumatics, but despite its theoretical foundation, it has been less used in vehicles analysis compared to other computational modeling, such as finite elements (FEM) or Multibody Systems. This research presents the development of vehicle subsystems models, using Baja SAE competition vehicles as study case. Specifically transmission and suspension systems are studied in order to represent real situations of failures and adequate performance that occurred in vehicles of Team UFSC Baja SAE. The research also aims to demonstrate the benefits of 1D modeling for automotive systems simulation, highlighting it as one tool to enhance the design process since its early stages, preliminary design phase of the product development process (PDP), reducing costs and project time. To contextualize the work, product development methodologies are presented, both from academic area and automotive sector; the power flow methodology is presented followed by a description of the general aspects of vehicle dynamics and some of the subsystems that compose a car and finally the proposed models are presented, along with the mathematical assumptions, simplifications adopted and results.

Keywords: Modeling, Simulation, Preliminary Design, Vehicle Dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Influências sobre o custo do produto, devido às decisões tomadas .	4
Figura 2.1 - Estrutura do PDP-01da Delphi Automotive Systems	13
Figura 2.2 - O sistema de desenvolvimento de produto Ford (FPDS)	15
Figura 2.3 - Representação sistemática do PDP da Toyota.....	18
Figura 2.4 - Representação gráfica do modelo de desenvolvimento integrado de produtos – PRODIP	20
Figura 2.5 - Sistematização do método de melhoria incremental do PDP	24
Figura 2.6 - Método de projeto de PDP	25
Figura 3.1 - Predominância de linguagens no fluxo geral do PDP	29
Figura 3.2 - Níveis de abstração	31
Figura 3.3 - a) Exemplo de suspensão duplo A. b) Mecanismo cinemático equivalente para uma suspensão tipo duplo A	36
Figura 4.1 - Representação esquemática (a) e via Fluxo de Sinal (b) do sistema de deslocamento e estabilização de um assento por meio de modelo ¼ do carro	43
Figura 4.2 - Representação de abordagem Fluxo de Sinal (a) e Fluxo de Potência (b).....	44
Figura 4.3 - Interface software AMESim®.....	46
Figura 4.4 - Veículo elétrico híbrido.....	47
Figura 4.5 - Compatibilidade e Incompatibilidade de submodelos	50
Figura 4.6 - Lista de submodelos de uma mola linear com duas portas.....	51
Figura 5.1 - Sistema de coordenadas de dinâmica veicular SAE J670e.....	56
Figura 5.2 - Representação da relação entre veículo e piloto.....	57
Figura 5.3 - Forças Longitudinais	59
Figura 5.4 - Massa suspensa e massa não suspensa	61
Figura 5.5 - Veículo trafegando em piso macio com obstáculo	62
Figura 5.6 - Dinâmica Lateral	63
Figura 5.7 - Fases de uma curva	63
Figura 5.8 - (a) Suspensão semi-ativa ¼ do veículo, (b) Sistema de direção elétrico	64
Figura 5.9 - Curvas de potência e torque motor Briggs & Stratton.....	68
Figura 5.10 - Fatores de especificação de sistema de transmissão.....	69
Figura 5.11 - Variação do coeficiente de atrito com o escorregamento dos pneus	71
Figura 5.12 - Fluxograma de etapas do sistema de frenagem autônomo	72
Figura 5.13 - Modelos matemáticos de pneu	73
Figura 5.14 - (a) Ensaio de compressão de pneu. (b) Modelo de interação pneu pista	74
Figura 6.1 - Modelo massa mola amortecedor com dois graus de liberdade	82
Figura 6.2a - Modelo dinâmico da suspensão, elementos da dianteira	84
Figura 6.2b - Modelo dinâmico da suspensão, elementos da traseira	84
Figura 6.3 - a) Supercomponente. b) <i>Sketch</i> proposta para o elemento	87

Figura 6.4 - Conjunto massa não-suspensa.....	88
Figura 6.5 - Conjunto massa suspensa.....	89
Figura 6.6 - a) Supercomponente <i>Mola_Amortecedor</i> b) <i>Sketch</i> do componente	90
Figura 6.7 - Relação entre a fixação do amortecedor e o centro do pneu	91
Figura 6.8 - a) Supercomponente <i>Equivalente_K_c</i> . b) <i>Sketch</i> proposta para o supercomponente.....	91
Figura 6.9 - Posição do amortecedor na suspensão dianteira.....	93
Figura 6.10 – a) Coordenadas esféricas b) Coordenadas cilíndricas.....	93
Figura 6.11 - Rigidez de mola da suspensão dianteira em kN/m.....	94
Figura 6.12 - a) Supercomponente de Transferência de Carga b) <i>Sketch</i> do sistema de transferência de carga	97
Figura 6.13 - Modelo da barra de torção	98
Figura 6.14 - Balanças da suspensão	99
Figura 6.15 - Considerações para simplificação da balança	100
Figura 6.16 - a) Supercomponente de tensão. b) Elementos que compõe o componente	101
Figura 6.17 - Vista da seção transversal no ponto de fixação do amortecedor na balança dianteira dos veículos	103
Figura 6.18 - Perfil de pista simulado em cada roda.....	105
Figura 6.19 - Movimento relativo entre as massas suspensa e não suspensa da suspensão dianteira do Puma 12.....	106
Figura 6.20 - Movimento relativo à suspensão traseira Puma 13	107
Figura 6.21 - Movimento relativo à suspensão traseira Jaguar 12	107
Figura 6.22 - Valores referentes à transferência de carga entre o eixo dianteiro e traseiro, Puma 13.....	108
Figura 6.23 - Carga gerada pela barra de torção quando em ação	109
Figura 6.24 - Ângulo com a horizontal do braço arrastado Jaguar 13	109
Figura 6.25 - Carga sobre a balança dianteira inferior esquerda Puma 12.....	110
Figura 6.26 - Tensão máxima sobre a balança inferior esquerda Puma 12.....	111
Figura 6.27 - Tensão sobre a balança traseira superior esquerda Puma 12.....	112
Figura 6.28 - Tensão sobre a balança dianteira inferior esquerda Jaguar 12 ...	112
Figura 6.29 - Tensão máxima sobre o braço arrastado direito Jaguar 12.....	113
Figura 6.30 - Vista lateral e superior do braço arrastado	114
Figura 6.31 - Modelo dinâmico do sistema de transmissão - Jaguar	116
Figura 6.32 - Unidade motriz e controle.....	117
Figura 6.33 - CVT por polias móveis	118
Figura 6.34 - CVT e sistema de gerenciamento.....	118
Figura 6.35 - Conjunto de redução final, Jaguar.....	120
Figura 6.36 - Modelo de veículo.....	121
Figura 6.37 - Modelo dinâmico do sistema de transmissão - Puma.....	123
Figura 6.38 – <i>Dog ring</i>	124
Figura 6.39 - Câmbio de três marchas, Puma	124
Figura 6.40 - Comandos de entrada do acelerador.....	126
Figura 6.41 - Curva de torque Jaguar 12	127

Figura 6.42 - Rotação do motor Jaguar 12.....	127
Figura 6.43 - Curva de velocidade no tempo Jaguar 12.....	128
Figura 6.44 - Rotação do motor Jaguar 13.....	129
Figura 6.45 - Curva de velocidade no tempo Jaguar 13.....	129
Figura 6.46 - Entrada do acelerador.....	130
Figura 6.47 - Curva de velocidade no tempo Puma 12.....	131
Figura 6.48 - Curva de velocidade no tempo Puma 13.....	132
Figura A.1 - Protótipo Jaguar, Equipe UFSC Baja SAE.....	151
Figura A.2 - Suspensão dianteira e traseira - Jaguar.....	152
Figura A.3 - Sistema de Transmissão Jaguar.....	153
Figura A.4 - Protótipo Puma, Equipe UFSC Baja SAE.....	154
Figura A.5 - a) Suspensão dianteira, b) Suspensão traseira.....	155
Figura A.6 - Caixa de câmbio Puma.....	156
Figura B.1 - Ensaio do conjunto de molas dianteiras.....	157
Figura B.2 - Suspensão Dianteira, Curvas de Força x Deslocamento.....	158
Figura B.3 - Suspensão Traseira - Curvas de Força x Deslocamento.....	158
Figura B.4 - Suspensão Dianteira - Curvas de Força x Velocidade.....	159
Figura B.5 - Suspensão Traseira - Curvas de Força x Velocidade.....	160

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1 - Classificações de modelos	29
Quadro 4.1 - Variáveis de potência em diferentes domínios	39
Quadro 4.2 - Componentes classificados em termos da transmissão de potência	40
Quadro 4.3 - Bibliotecas de modelos dinâmicos AMESim	48
Quadro 5.1 - Modelos de suspensão	66
Quadro 5.2 - Coeficientes de atrito de rolamento	75
Quadro 6.1 - Comparativo entre o resultado obtido através do modelo dinâmico proposto com resultados via elementos finitos	114
Quadro 6.2 - Resultados de tensão coletados do modelo dinâmico 1D, dos veículos do ano de 2013	115

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NeDIP - Núcleo Integrado de Desenvolvimento de Produtos,

Posmec - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,

SAE - *Society of Automotive Engineers* (Sociedade dos Engenheiros Automotivos).

Termos do desenvolvimento de produtos

PDP - Processo de Desenvolvimento de Produto,

FPDS - *Ford Product Development System* (Sistema de Desenvolvimento de Produto da Ford),

PRODIP - Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos.

Ambientes computacionais e métodos de modelagem

AMESim - *Advanced Modeling Environment for Simulation* (Ambiente de Modelagem Avançada para Simulação),

MATLAB - *Matrix Laboratory* (Laboratório Matriz),

CFD - *Computational Fluid Dynamics* (Dinâmica dos Fluidos Computacional),

FEM - *Finite Element Method* (Método de Elementos Finitos),

MEF - Método de Elementos Finitos.

Termos da área automotiva

CG - Centro de Gravidade,

SAS - Suspensão Semi-Ativa,

EPS - Sistema de Direção Elétrico,

CVT - Transmissão Continuamente Variável,

DFPS - Direção Assistida por Força Motriz,

ESC - Controle Eletrônico de Estabilidade.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. JUSTIFICATIVA	3
1.2. OBJETIVOS	5
1.2.1. Objetivo Geral.....	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
1.3. MOTIVAÇÃO.....	6
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	7
2. PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS.....	9
2.1. O PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO	9
2.2. METODOLOGIAS DE PDP	10
2.2.1. Projeto na Engenharia.....	10
2.2.2. PDP-01 – Delphi Automotive Systems.....	12
2.2.3. Ford Product Development System (FPDS)	14
2.2.4. PDP Enxuto – Sistematização da Toyota	17
2.2.5. Processo de Desenvolvimento Integrado de Produto (PRODIP).....	19
2.2.5.1. Planejamento	21
2.2.5.2. Elaboração do Projeto do Produto	21
2.2.5.3. Implantação do Lote Inicial.....	23
2.3. MÉTODO DE MELHORIA INCREMENTAL DO PDP.....	23
2.4. MÉTODO DE DEFINIÇÃO E ADAPTAÇÃO DE PDP	24
2.5. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	25
3. MODELAGEM.....	27
3.1. DEFINIÇÕES	27
3.2. LINGUAGENS.....	28
3.3. CLASSIFICAÇÕES	29
3.4. NÍVEIS DE ABSTRAÇÃO	31
3.5. VANTAGENS E RISCOS.....	33
3.6. APLICAÇÕES E PROPÓSITOS.....	34
3.6.1. Descrição.....	34
3.6.2. Previsão e Simulação	34
3.6.3. Comunicação	35
3.6.4. Instrução.....	35
3.6.5. Otimização.....	36
3.6.6. Explicar Fenômenos.....	36
3.7. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA	37
3.8. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	38
4. MODELAGEM DINÂMICA.....	39
4.1. ABORDAGEM FLUXO DE POTÊNCIA.....	39

4.2.	A METODOLOGIA MULTIPORTA E O AMBIENTE AMESIM.....	44
4.2.1.	Construção de Modelos	47
4.2.2.	Escolha dos Submodelos.....	50
4.2.3.	Definição de Parâmetros	52
4.2.4.	Execução da Simulação	52
4.2.5.	Análises de Refinamento e Avaliação.....	52
4.3.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	54
5.	DINÂMICA VEICULAR.....	55
5.1.	SISTEMA DE COORDENADAS.....	55
5.2.	AS FACES DA DINÂMICA VEICULAR.....	56
5.2.1.	Dinâmica Longitudinal.....	58
5.2.2.	Dinâmica Vertical	60
5.2.3.	Dinâmica Lateral	62
5.3.	PRINCIPAIS SUBSISTEMAS.....	65
5.3.1.	Sistema de Suspensão	65
5.3.2.	Sistema de Propulsão.....	67
5.3.3.	Sistema de Transmissão	68
5.3.4.	Sistema de Direção.....	69
5.3.5.	Sistema de Freios	70
5.4.	PNEUS	73
5.5.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
6.	ESTUDO DE CASO E MODELOS	77
6.1.	REQUISITOS E CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DOS VEÍCULOS	77
6.2.	O PROJETO BAJA SAE.....	78
6.2.1.	A Equipe UFSC Baja SAE	79
6.3.	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	79
6.4.	OS VEÍCULOS DO ESTUDO DE CASO	80
6.4.1.	Projeto Jaguar.....	80
6.4.2.	Projeto Puma.....	81
6.5.	MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO.....	82
6.5.1.	Piso.....	86
6.5.2.	Massa Não-Suspensa (Rodas)	88
6.5.3.	Massa Suspensa (Carroceria) e Sistema Mola Amortecedor	89
6.5.4.	Transferência de Carga.....	96
6.5.5.	Barra Estabilizadora	97
6.5.6.	Balança ou Braço de Suspensão.....	99
6.5.7.	Tensão nas Balanças	100
6.6.	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DA SUSPENSÃO.....	103
6.7.	MODELAGEM DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO	115
6.7.1.	Sistema de Transmissão Projeto Jaguar	115
6.7.1.1.	Unidade Motriz.....	116
6.7.1.2.	CVT - Transmissão Continuamente Variável	117
6.7.1.3.	Engrenagens.....	119

6.7.1.4. Veículo	121
6.7.2. Sistema de Transmissão Projeto Puma	123
6.7.2.1. Engrenagens	123
6.8. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DA TRANSMISSÃO	125
6.8.1. Resultados das Simulações do Projeto Jaguar.....	126
6.8.2. Resultados das Simulações do Projeto Puma.....	130
6.9. CONSIDERAÇÕES FINAIS	132
7. CONCLUSÕES	135
7.1. OBJETIVOS ATINGIDOS COM O TRABALHO	135
7.2. DESAFIOS ENCONTRADOS DURANTE A PESQUISA	137
7.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS	138
7.4. TRABALHOS FUTUROS	139
REFERÊNCIAS.....	143
ANEXO A	151
ANEXO B	157
APÊNDICE A	161
APÊNDICE B.....	169
APÊNDICE C	175

1. INTRODUÇÃO

Um sistema pode ser classificado como dinâmico quando seu estado varia com o tempo, se não houver esta variação o sistema é classificado como estático. A modelagem dinâmica 1D ou modelagem por parâmetros concentrados é uma técnica onde a análise do comportamento de um sistema dinâmico é função de uma única variável independente, sendo um método associado às atividades de Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP), mais intimamente ligados às atividades da fase de projeto preliminar, como cita Michelotti (2008).

A modelagem entra na etapa de projeto preliminar de diferentes formas no desenvolvimento de um produto, visto que é nesta etapa onde se estabelece o leiaute final do produto e a viabilidade técnica e econômica, conforme apresentam Back et al. (2008). Para um melhor entendimento de modelagem é necessário ter entendimento de modelo, que é uma representação de um dado sistema. Este modelo pode ser simplificado, reproduzindo apenas certos componentes do produto, com comportamentos os quais se quer analisar e/ou reproduzir, assim constroem-se modelos que levam em conta apenas os parâmetros e variáveis pertinentes ao estudo.

A modelagem e simulação dinâmica, como comenta Mazzorana (2008), trata da representação de sistemas físicos que sofrem modificações de suas variáveis no decorrer do tempo. O conhecimento do desempenho de um componente ou equipamento através de simulações numéricas auxilia o projetista a verificar e direcionar o produto para o desempenho desejado. Com o decorrer das modelagens de um sistema se vai alcançando as características que deve apresentar quando concluído.

O uso de ferramentas de simulação no processo de desenvolvimento de produtos tornou-se muito mais acessível com o passar do tempo, permitindo a aplicação e disseminação desta metodologia em pequenas e médias empresas, o que segundo Michelotti (2008), era no passado restrito a centros de pesquisa, universidades ou a grandes empresas, capazes de arcar com os custos desse desenvolvimento. Um dos fatores que contribuíram para esta disseminação foi o desenvolvimento das ferramentas computacionais, de *hardware*, com computadores compactos de alto desempenho e custo acessível, e de *software*, com diversas plataformas computacionais

baseadas em diferentes metodologias, como elementos finitos, simulação dinâmica, entre outras.

A utilização da modelagem dinâmica 1-D, que é realizada nesta pesquisa, também é crescente, sendo motivada por fatores como a necessidade de melhoria contínua de produtos e processos, a complexidade dos sistemas, a busca de vantagens competitivas (maior eficiência e menor custo), além de possibilitar a construção de modelos que abrangem as mais diferentes áreas da engenharia (SILVA, 2005), com a utilização de bibliotecas que possuem elementos hidráulicos, elétricos, mecânicos, da área automotiva, entre outros, que levam em consideração parâmetros importantes para cada tipo de estudo a ser realizado.

Este trabalho utiliza veículos como estudo de caso, sendo assim, é fundamental ter a compreensão de que se tratam de sistemas compostos por conjuntos de subsistemas, que além das particularidades internas, ainda sofrem grande influência de variáveis externas, como por exemplo, da pista, do piloto e das condições climáticas (vento, temperatura, etc.).

A dinâmica de um veículo terrestre pode ser abordada de diferentes maneiras, sendo as mais comuns a dinâmica longitudinal, a lateral e a vertical, como apresentam Rindi et al. (2007). De forma resumida se pode caracterizar a dinâmica longitudinal como a que se ocupa da forma que um veículo se comporta em movimentos uniformes e/ou com acelerações, seguindo uma trajetória em linha reta com ou sem inclinação da pista. A dinâmica lateral tem por base como o veículo se move em uma trajetória curva e sua resposta perante forças laterais. A dinâmica vertical estuda os movimentos que o veículo sofre pela presença de irregularidades na pista.

O modelo de veículo utilizado como estudo de caso é conhecido como Baja SAE. Este tipo de veículo foi criado em 1976 pela SAE (*Society of Automotive Engineers*, em português: Sociedade dos Engenheiros Automotivos) na Universidade da Califórnia do Sul nos Estados Unidos, como uma categoria de competição acadêmica, onde estudantes de engenharia são desafiados a projetar e construir veículos para serem testados em provas com condições severas, fora de estrada (*off-road*). Veículos com fim *off-road* precisam apresentar algumas características fundamentais para terem um bom desempenho, entre elas estão: ter uma boa altura em relação ao solo, pneus adequados para terrenos macios e tração suficiente para transpor obstáculos.

Os modelos de Baja utilizados para os estudos são os da equipe UFSC Baja SAE, composta por estudantes de diversas engenharias da UFSC, e orientada pelos professores Lauro Cesar Nicolazzi e Rodrigo de Souza Vieira. Para o desenvolvimento do veículo, os integrantes são divididos em áreas de atuação, fazendo periodicamente revezamento entre elas, para que todos tenham conhecimento integral do projeto. Os estudantes também são responsáveis por todas as tarefas que uma equipe de competição possui (*marketing*, jurídico, financeiro, entre outros), tendo um chefe de equipe que é responsável pela divisão das tarefas e representação da equipe perante patrocinadores e em eventos.

A constante busca por melhorias e desenvolvimento do projeto, leva a abertura de vários temas de pesquisa para diferentes níveis de formação, desde a graduação até mestrado e doutorado, o que possibilita que estudantes amantes de automobilismo tenham contato com projetos direcionados a este tema, permitindo a constante evolução do veículo. Esta abertura para diferentes temas de pesquisa permitiu utilizar o projeto Baja UFSC como estudo de caso para modelagem dinâmica.

1.1. JUSTIFICATIVA

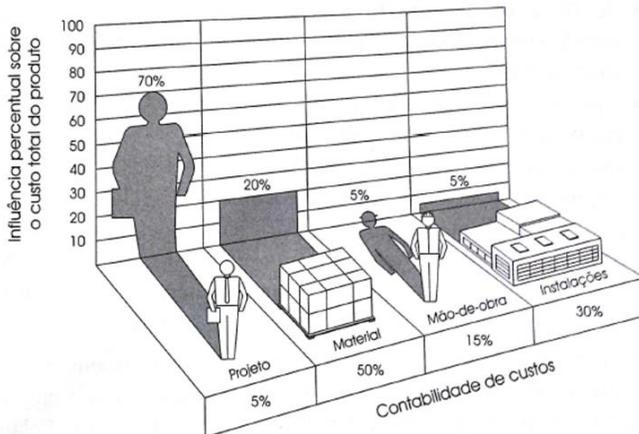
Com o crescente desenvolvimento, competitividade da indústria automotiva e em competições do ramo há uma maior necessidade de melhorias, tanto de durabilidade quanto de desempenho dos equipamentos, sendo acompanhado da constante busca de menores prazos e custo possíveis, o que gera um constante desenvolvimento de modelos para testes.

Dentro da visão de PDP, a utilização de metodologias de modelagem está ligada à etapa que tem como principais funções explicar fenômenos, realizar previsões e testes, denominada por Back et al. (2008) como projeto preliminar, conforme será apresentado em detalhes no Capítulo 2.

Back et al. (2008) ainda apresentam que a etapa de projeto é a de maior importância no desenvolvimento de um produto, pois apesar de representar apenas 5% do custo, o efeito das decisões ali tomadas podem comprometer 70% ou mais do custo total. Esta afirmação está ilustrada na Figura 1.1. Isso também se reflete quando se deseja realizar avaliações, modificações e melhorias em projetos, como expõe Michelotti (2008). Neste momento, a modelagem vem auxiliar na etapa de projeto preliminar de produtos aperfeiçoados, diminuindo o tempo e custo de projeto.

A busca pelo entendimento do sistema e as simplificações necessárias para se atingir os resultados desejados com os modelos são as atividades mais importantes no andamento da pesquisa, sendo por vezes requerida a criação de novos componentes que permitam uma melhor representação dos sistemas em estudo. Este desenvolvimento só se dá com profundo entendimento do que está sendo analisado, e desta forma, conhecimentos nas diferentes áreas envolvidas são necessários.

Figura 1.1 - Influências sobre o custo do produto, devido às decisões tomadas



Fonte: BACK et al (2008)

Vendo as possibilidades geradas pela modelagem dinâmica computacional, esta pesquisa tem por interesse a construção de modelos que representem os casos em estudo e permitam desenvolvimentos futuros. O Baja SAE UFSC é utilizado como estudo de caso, por possuir um histórico de bom desempenho, mas também pela ocorrência de falhas de alguns sistemas, como é apresentado no Capítulo 6.

Estes fatores são os que justificam a definição do tema da pesquisa, pois, como exposto, estão intimamente ligados com o processo de projeto, não somente do setor automotivo, mas da indústria e pesquisa em geral, que busca maior competitividade e qualidade de seus produtos; menor custo e tempo de projeto; além de gerar conhecimento do produto ou equipamento para desenvolvimentos futuros.

1.2. OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho são divididos em geral e específicos, de forma a facilitar o andamento da pesquisa, conforme apresentado a seguir.

1.2.1. Objetivo Geral

O objetivo geral da pesquisa é desenvolver modelos dinâmicos via fluxo de potência, na plataforma computacional de simulação dinâmica AMESim, que representem situações reais de falhas e de desempenho adequado, ocorridas em subsistemas do Baja SAE desenvolvido no departamento de Engenharia Mecânica pela Equipe UFSC Baja SAE, utilizado como estudo de caso neste trabalho.

1.2.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são apresentados para enfatizar quais os principais temas a serem abordados durante a pesquisa, facilitando seu andamento e limitando a abrangência da pesquisa. Estes objetivos podem ainda ser divididos em duas categorias, demonstrativos que vem para demonstrar as qualidades da metodologia empregada e de modelagem que é onde se deseja chegar com as modelagens realizadas.

Os objetivos demonstrativos são:

- Demonstrar os benefícios de se investir em modelagem e simulação numérica, para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de sistemas automotivos;
- Demonstrar uma alternativa para aprimorar o desenvolvimento do Baja SAE, ainda nas fases iniciais do projeto, reduzindo prazo e custos.

E os de modelagem:

- Modelar subsistemas do veículo (sistema suspensão e transmissão), para ter um melhor entendimento dos fenômenos e perdas que ocorrem em operação e uma melhor interpretação de suas interações com o todo;

- Modelar o sistema em estudo e reproduzir situações de falha e de bom desempenho do veículo.

Estes objetivos são os pilares da pesquisa, o que guiou os estudos realizados, sendo que para alcançá-los são apresentadas desde metodologias de desenvolvimento de produto, contextualizando as atividades que realizam simulação e testes; as formas que a modelagem e modelos se apresentam e as que se aplicam nas atividades de PDP; a descrição dos aspectos gerais da dinâmica veicular e de alguns dos subsistemas que compõe um automóvel; até a descrição das simplificações e hipóteses matemáticas adotadas, tudo para contextualizar os estudos, facilitando o entendimento das atividades realizadas.

1.3. MOTIVAÇÃO

Um veículo quando em deslocamento sofre ações do meio que o cerca e reage contra elas ao longo do tempo. A maioria dos estudos feitos para coletar informações de comportamento e desempenho é realizada de forma estática ou quase estática, o que pode fornecer resultados que não condizem com a realidade dinâmica do sistema. Fazer uma modelagem que leve em consideração o tempo, possibilita uma maior aproximação da realidade de um veículo e pode permitir um maior entendimento dos fenômenos ocorridos e da integração do sistema.

O desenvolvimento de um veículo de competição tem a necessidade de estar em constante evolução e melhoria para que consiga bons resultados, principalmente em uma categoria universitária como a utilizada como estudo de caso, onde a melhoria é um dos pré-requisitos e até regra. Esta necessidade de constante desenvolvimento traz a evolução tecnológica, mas também vem acompanhada do fato de sempre se trabalhar com protótipos, que mesmo com estudos prévios podem apresentar falhas durante a operação.

Sendo assim a motivação para o desenvolvimento desta pesquisa é aplicar modelagem e simulação dinâmica em um sistema automotivo, de forma a conseguir representar situações reais. Além disso, a modelagem 1-D vem ganhando cada dia mais espaço em vários setores (aeroespacial, automotivo, instituições de ensino), sendo aplicada às mais diversas áreas do conhecimento (dinâmica hidráulica, pneumática, mecânica, elétrica, entre outras), visando as possibilidades que fornece

para a diminuição do tempo e custo de projeto. Observa-se que ter conhecimento de sua utilização pode permitir um melhor entendimento de fenômenos dinâmicos e mecânicos, além de oportunidades para futuras pesquisas e trabalhos.

Tendo por formação Engenharia Mecânica Automotiva e visando não sair desta área de estudo, a busca por um tema que permitisse o vínculo entre as disciplinas cursadas no mestrado, o prévio conhecimento e a oportunidade de auxiliar no desenvolvimento, aprendizado e aprimoramento de um projeto já há algum tempo iniciado, com histórico de bons resultados, fez com que se chegasse a este tema de pesquisa.

1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esta seção tem como objetivo orientar o leitor sobre os assuntos que são tratados nesta dissertação. Assim, o Capítulo 1 tem função de apresentar brevemente o contexto do trabalho, justificando a definição do tema de pesquisa, caracterizando os objetivos que devem ser alcançados até sua conclusão e também apresentar a motivação que levou a escolha do tema.

O Capítulo 2 apresenta o processo de desenvolvimento de produtos, mostrando alguns modelos deste processo no contexto da área de pesquisa e das indústrias do ramo automotivo, enfatizando as principais características da fase de projeto preliminar, onde o objetivo da pesquisa está inserido.

No Capítulo 3 é abordado o tema de modelagem, fazendo-se uma descrição das variações de modelos existentes, suas características, níveis de abstração, entre outros aspectos, para melhor contextualizar em que tipo de modelo e modelagem esta pesquisa é focada.

O Capítulo 4 descreve a metodologia de modelagem dinâmica, seus principais aspectos e características, apresentando o ambiente computacional utilizado como ferramenta, descrevendo suas etapas, cuidados a serem tomados e ferramentas auxiliares para a coleta de resultados da simulação.

O Capítulo 5 descreve as principais características da área de estudo *dinâmica veicular*, caracterizando seus principais aspectos e suas diferentes formas de estudo, no intuito de familiarizar o leitor com o tema. Neste capítulo também são brevemente citados os principais subsistemas que compõe um veículo.

No Capítulo 6, são apresentados os veículos utilizados como estudo de caso e os subsistemas que são utilizados para a modelagem proposta. Ainda neste capítulo, são expostos os modelos dinâmicos desenvolvidos, descrevendo as características e hipóteses matemáticas adotadas na sua construção e realizada a definição das simplificações. O capítulo também expõe os resultados obtidos com os modelos, descrevendo as simulações realizadas e discutindo os resultados obtidos.

Por fim, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões referentes à pesquisa e propostos alguns temas para trabalhos futuros do veículo em estudo, bem como para a área automotiva, fazendo uso da modelagem dinâmica via fluxo de potência.

2. PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS

Todo projeto idealizado necessita de uma série de informações pertinentes a sua aplicação ou construção para que possa se tornar realidade. Conseguir reunir essas informações de maneira a atender de forma satisfatória o projeto demanda grande conhecimento da área de aplicação, do mercado consumidor, das soluções adotadas, além de outros aspectos como administração e marketing.

Em projetos que envolvem competição como o do estudo de caso, as necessidades são por vezes até mais desafiadoras, pois além da busca pela melhor solução com o menor custo e tempo, é preciso respeitar um regulamento que apresenta requisitos básicos a serem atendidos e restrições a serem respeitadas. Nesse sentido para auxiliar e orientar o desenvolvimento de um projeto existem os Processos de Desenvolvimento de Produto (PDP).

Neste capítulo serão apresentados alguns conceitos sobre o tema, alguns procedimentos existentes, e um breve detalhamento das suas principais etapas, abordando com maior atenção a etapa em que o presente estudo insere-se, denominada de projeto preliminar. Também serão apresentadas algumas metodologias adotadas por indústrias do ramo automotivo, que pela concorrência, dinâmica de mercado, legislações existentes e custo de projeto, contemplam bem esta questão.

2.1. O PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO

O Processo de Desenvolvimento de Produtos (PDP) ou também Plano de Procedimento aparece como um “guia”, uma metodologia para o desenvolvimento de um produto. A importância de um modelo estruturado de PDP é justificada por Pahl et al. (2007):

“Dada à complexidade do processo de desenvolvimento de produtos e os vários métodos que devem ser aplicados, não adotar um plano de procedimentos deixaria o projetista com um número de possíveis abordagens não gerenciáveis. É portanto necessário aos projetistas que aprendam sobre o processo de projeto e a aplicação de métodos individuais, assim como os passos de trabalho e de tomada de decisão propostos nos planos de procedimentos.”

Desta visão, surge a necessidade de organizar esse desenvolvimento, de forma sistematizada, para que se consiga chegar de maneira estruturada e organizada ao objetivo desejado. Antes de iniciar a apresentação dos procedimentos de desenvolvimento de produto, algumas de suas variações e principais aspectos, é importante ter entendimento de *produto e projeto*.

Produto pode ser tratado com várias interpretações, literalmente pode ser entendido como o resultado de uma ou mais forças postas em ação, ou o que o solo e a indústria produzem, enquanto que na área de projetos, pode ser entendido como tudo aquilo que um consumidor recebe ao realizar uma compra, ou ser um objeto produzido industrialmente, com funções e características específicas para atender o consumidor, conforme Back et al. (2008), mas apesar dessas diferenças de definição, é senso comum que produto tem a função de atender uma necessidade ou desejo do consumidor.

Já projeto é tido como um plano para realização de um ato, desígnio ou intenção, e se voltado no sentido de projeto de engenharia é bem caracterizado por Back et al. (2008), como sendo o uso de princípios científicos, informações técnicas e imaginação na definição de estruturas, máquinas ou sistemas para desempenhar funções pré-especificadas com máxima economia e eficiência

2.2. METODOLOGIAS DE PDP

Nessa seção são apresentadas metodologias de processo de desenvolvimento de produtos, com o intuito de inserir conhecimento de uma abordagem clássica, das metodologias aplicadas na indústria e no ramo automotivo, visto que o estudo de caso está inserido neste ramo, e apresentar a atual metodologia utilizada pela Equipe UFSC Baja SAE, detalhando suas principais etapas e funções dentro do projeto e destacando a fase de Projeto Preliminar, que é onde a pesquisa está inserida no contexto de PDP.

2.2.1. Projeto na Engenharia

Metodologia que faz uso dos conceitos desenvolvidos por Pahl e Beitz na década de 1970 (PAHL et al., 2007). Apresenta propostas e indicações de um método de aplicação geral para a prática de projeto, constituído por uma série de etapas e procedimentos que devem ser seguidos para a realização de um projeto. Os autores deixam claro que

os planos de procedimentos apresentados são essencialmente diretrizes e não prescrições rígidas a serem seguidas, podendo assim ter uma não sequencialidade e uma repetição de etapas até a satisfação total da equipe de projeto.

Essa metodologia é largamente difundida, e é uma referência tanto na área de pesquisa quanto na indústria, o que se deve a amplitude que fornece, podendo ser aplicado em projetos das mais diferentes áreas. Vindo da escola alemã, que é uma referência no setor industrial e automotivo, é uma metodologia que vale ser observada e entendida. Além de que na descrição detalhada das suas etapas, os autores trazem exemplos aplicados para o setor automotivo, como o anteprojeto de componentes e projetos que consideram a ergonomia.

Este PDP se desdobra nas seguintes etapas: *planejar e esclarecer a tarefa, conceber, projetar, e detalhar*. Essas etapas são apresentadas a seguir:

- Planejar e esclarecer a tarefa (*Definição informativa*): etapa de esclarecimento da tarefa por meio de abstração dos principais problemas, lista de requisitos, formação da estrutura de funções, procura de princípios de solução adequados e sua combinação numa estrutura de trabalho.
- Conceber (*Definição preliminar*): etapa de solução primária, variantes básicas da solução. Uma solução de projeto duradoura e bem sucedida nasce da seleção de princípios mais adequados e não da supervalorização de requintes de projeto.
- Projetar ou Etapa de Anteprojeto (*Definição da configuração*): é a definição básica e quantitativa da solução, determina de forma clara e completa a estrutura da construção de um projeto segundo critérios técnicos e ecológicos. Nessa etapa se encaixa a construção de modelos e de simulação para a avaliação do projeto. Seu início se dá com a análise de erros e da influência das grandezas perturbadoras. Algumas regras para a etapa são clareza, simplicidade e segurança, cada uma dessas regras tem papel fundamental para a etapa: a clareza ajuda a prever de forma confiável os efeitos e os comportamentos, e em muitos casos, poupa tempo e análises dispendiosas; a simplicidade garante a viabilidade econômica, uma quantidade pequena de peças e objetos de formas simples pode ser fabricada de forma melhor e mais rápida; e a segurança obriga ao tratamento

consequente à questão de durabilidade, confiabilidade e inexistência de acidentes, bem como a proteção ambiental.

- Detalhar (*Definição da configuração*): complementa a estrutura de construção de um projeto técnico por meio de prescrições definitivas sobre a forma, dimensionamento e acabamento superficial de todas as peças, definição de todos os materiais, verificação das possibilidades de produção, bem como dos custos definitivos.

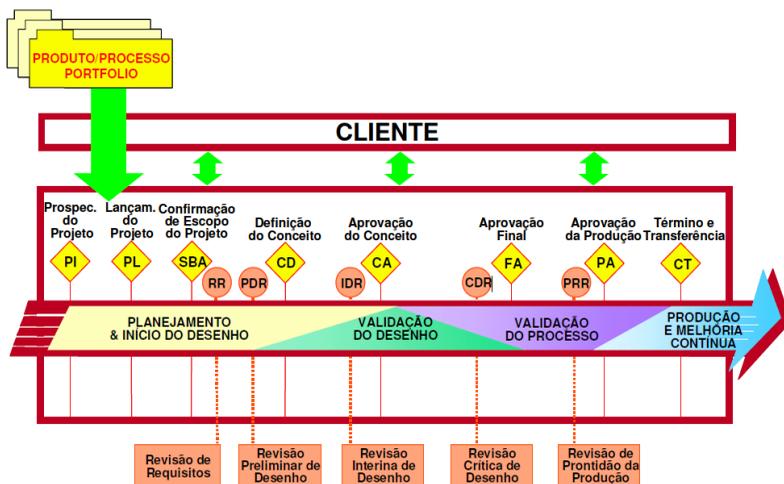
A presente pesquisa faz uso de um estudo de caso do ramo automotivo, para compreender melhor esta indústria, seus desafios e processos de desenvolvimento. A seguir são apresentados alguns métodos desenvolvidos e aplicados por elas.

2.2.2. PDP-01 – Delphi Automotive Systems

A Delphi Automotive Systems é uma empresa mundial em tecnologia de eletrônica móvel, componentes e sistemas de transporte, sendo uma das principais empresas do setor, fornecendo para empresas do ramo automotivo produtos como: chicotes elétricos, baterias, componentes do sistema de gerenciamento de motores, sistema de injeção de combustíveis, colunas de direção, entre outros. Sua matriz é localizada em Troy (EUA), mas está presente em mais de 41 países, entre eles o Brasil, com centros tecnológicos e fábricas. Seguindo sua estrutura organizacional mundial, iniciou em 2001 a gestão de projetos com a implementação da ferramenta PDP-01, essa ferramenta lista todas as atividades que devem ser realizadas nos diversos níveis da organização.

Palma (2005) comenta que essa metodologia é baseada em quatro fases de projetos, que são: Conceito, Planejamento, Execução e Término. Na Figura 2.1 é possível visualizar a estrutura que esta ferramenta apresenta, sendo que cada losango e circunferência representa uma etapa pela qual o projeto deve passar para poder seguir em frente. Cada losango é uma revisão de projeto realizada pelo time de negócio, e cada circunferência uma revisão de desenho, que é realizada pelo time de produto.

Figura 2.1 - Estrutura do PDP-01 da Delphi Automotive Systems



Fonte: PALMA (2005)

A primeira revisão a que o projeto é submetido é o PI (“*Project Initiation*” ou prospecção do projeto) que coleta as informações relacionadas a requisitos do cliente ou do mercado, definindo o escopo de projeto, montagem do time de projeto, lista de riscos e estudos preliminares de viabilidade econômica. Estas informações são revisadas por uma equipe que decide o prosseguimento ou não do projeto. Se aprovado, as informações são refinadas para o detalhamento da equipe de projeto, do cronograma e da viabilidade econômica, uma vez que está pronto, parte-se para uma segunda revisão, denominada de PL (“*Project Launch*”, o lançamento do projeto) onde é elaborada uma cotação que é entregue ao cliente, esta cotação sendo aprovada segue-se para a etapa SBA (“*Sanctioning Body Approval Review*”, confirmação de escopo de projeto) que tem objetivo de aprovar o plano de projeto, para assegurar que todos os recursos necessários estejam alocados e validar as suposições feitas durante a cotação.

Neste momento, são realizadas as duas primeiras revisões de desenho, a RR (“*Requirements Review*”, revisão de requisitos) e a PDR (“*Preliminar Design Review*”, revisão preliminar de desenho) que podem ser agendadas para uma única ou em distintas datas, onde os times de projeto e produto revisam todos os requisitos, cronograma e valores acertados com o cliente. Feito isso a etapa seguinte é a CD

(“*Concept Direction*”, definição do conceito) onde as informações do projeto são passadas ao time de negócios da empresa. Nesta etapa já estão disponíveis protótipos do produto para se iniciar o plano de validação. Seguindo o processo é realizada outra revisão de desenho, a IDR (“*Interim Design Review*”, a revisão interina de desenho) que revisa o desempenho dos protótipos para a validação e permite a definição de contratos com fornecedores.

Atinge-se a metade do PDP, com a etapa CA (“*Concept Approval*”, aprovação do conceito) onde a validação dos protótipos é finalizada e as primeiras unidades com o desenho final estão prontas para aprovação. Ainda são feitas novas revisões de desempenho, cronograma e custos, e no caso de pedido de modificações pelo cliente ou pelo time de projeto, é feita uma revisão de desenho e controle de alterações. Na etapa CDR (“*Critical Design Review*”, revisão crítica de desenho) é feita a verificação do desempenho das peças com o desenho final para atender o plano de validação. Em seguida é feita a FA (“*Final Approval*”, aprovação final) que avalia o desempenho do produto (pela empresa e pelo cliente), além de verificar se todos os objetivos iniciais foram atendidos.

Deste ponto segue-se a etapa PRR (“*Production Readness Review*”, Revisão de prontidão da produção) que avalia a situação dos sub fornecedores e o processo de entrega do produto para o cliente, concluindo-se a etapa de validação interna do produto. Finalizando as revisões durante o desenvolvimento a PA (“*Production Approval*”, aprovação da produção) é realizada, e é iniciado o regime de produção em escala. E a última etapa do procedimento, CT (“*Close Out & Transfer*”, encerramento de projeto e transferência de responsabilidade) é realizada para determinar o encerramento do projeto e sua transferência para o setor de manufatura, conforme apresentado por Palma (2005).

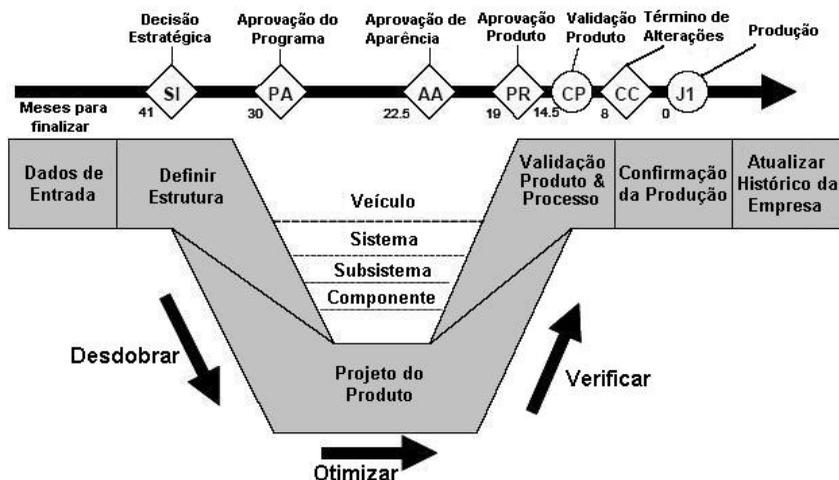
2.2.3. Ford Product Development System (FPDS)

A *Ford Motors Company* é uma das maiores indústrias do ramo automotivo do mundo, tendo como principais produtos carros e caminhões. Esses possuem centenas de subsistemas e mais de 20 mil componentes, o que deixa claro a complexidade de seu desenvolvimento e a necessidade de uma grande rede de fornecedores e parceiros. Segundo Unger (2003), os veículos são divididos em cinco sistemas (carroceria, elétrica, *powertrain*, chassis e arrefecimento) e estes são

divididos em subsistemas que ainda podem ser divididos em subsistemas secundários e por fim em componentes. Conseguir desenvolver um produto com este nível de complexidade necessita de um elevado controle tanto no desenvolvimento quanto na avaliação dos riscos envolvidos.

De acordo com Unger (2003), o PDP da Ford é iniciado com a definição dos requisitos de projeto, incorporando os requisitos de usuário e as especificações de engenharia. As especificações são trabalhadas em uma ordem definida e rígida, primeiramente trabalhando com as especificações de projeto do veículo e posteriormente as especificações de projeto de componentes. O FPDS é um processo bem documentado que inclui ligações entre as principais etapas por meio de revisões e interações. O procedimento completo é apresentado na Figura 2.2 que mostra sua arquitetura fundamental. Como pode ser observado é dividido em um sistema de cascata (*breakdown*), que parte do nível mais alto, veículo, e é desdobrado em sistema, subsistema até o nível mais detalhado de componente.

Figura 2.2 - O sistema de desenvolvimento de produto Ford (FPDS)



Fonte: Adaptado de UNGER (2003)

Os marcos, do inglês *milestones*, apresentados no topo da figura indicam fases de avaliação de projeto, onde cada marco inclui uma revisão com metas definidas, que necessitam de aprovação para que o

projeto continue de forma satisfatória. Revisões menos criteriosas para avaliação de progresso se alternam com revisões mais detalhadas que servem como teste de engenharia. Após estes marcos, nenhuma alteração substancial deve ser realizada, sob pena de comprometer a meta de prazos e custos do projeto.

Os processos de interação se apresentam com duas variações, a primeira e mais comum é a que ocorre dentro das fases, é a interação entre engenheiros que trabalham no projeto detalhado de funções e a outra é de médio alcance, fase de cruzamento entre etapas, que inclui o uso de protótipos. Os protótipos desenvolvidos apresentam diferentes níveis de qualificação, que variam conforme a necessidade dos testes de projeto.

Apesar de a Ford realizar a construção de protótipos físicos, pelo seu custo e tempo de construção, interações complexas que envolvem risco a esses protótipos, como *crash tests*, são proibitivas, este tipo de avaliação é realizado apenas quando o projeto já está próximo de ser finalizado. O principal objetivo do FPDS é “fazer certo da primeira vez”, então durante o projeto é construída uma série de modelos virtuais do veículo e componentes para os testes.

A combinação das revisões e interações é feita para melhor controle dos riscos do projeto, esse controle de risco é principalmente fundamentado no conhecimento detalhado das necessidades do consumidor e monitoramento das mudanças de mercado, aplicando-as no decorrer do projeto.

O processo mais longo desta metodologia, para um novo projeto, pode levar mais de quatro anos para ser realizado, mas dependendo do projeto pode apresentar uma escalada diferente, por isso os projetos desenvolvidos são divididos em seis diferentes níveis de inovação, conforme Michelotti (2008), que levam em conta a complexidade das atividades e sistemas a serem trabalhados, estes diferentes níveis são apresentados nos itens a seguir:

- S1 – Mínima alteração no exterior do veículo, os chamados “*facelift*”, somente com algumas peças periféricas novas e pequenas diferenças de projeto, como detalhe nas portas ou bancos, sem mudança no motor ou *powertrain*. A duração é de 18 meses.
- S2 – Alteração pequena do exterior do veículo, com duração de até 28 meses;

- S3 – Alteração razoável do exterior do veículo, podendo levar aproximadamente 38 meses;
- S4 – Modificação significativa do exterior do veículo, sobre plataforma existente, tem duração de até 43 meses;
- S5 – Modificação no exterior e na plataforma (*powertrain* ou motor), podendo durar cerca de 50 meses;
- S6 – Veículo completamente novo. É o nível mais complexo, inclui uma plataforma completamente nova e um novo conjunto *powertrain* ou um novo motor e pode levar até 56 meses para ser finalizado.

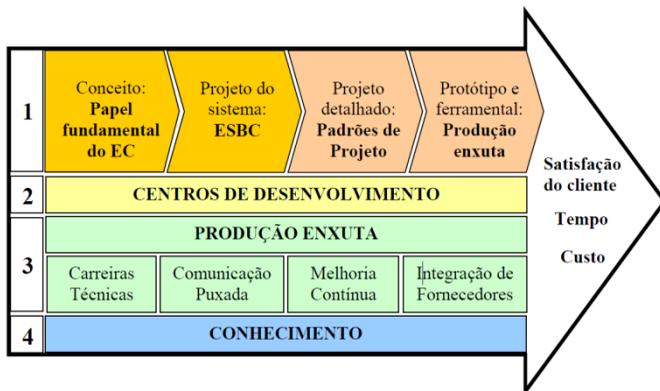
2.2.4. PDP Enxuto – Sistematização da Toyota

A Toyota é uma das maiores empresas do ramo automotivo, sendo líder de produção e venda mundial por vários anos. Sua estrutura de PDP está em constante evolução, buscando sempre estar à frente de seus concorrentes para conseguir manter sua competitividade em um ambiente de contínua mudança. Corrêa (2007) apresenta de forma bem detalhada o histórico evolutivo da organização de PDP na Toyota desde seu início em 1930. Destacando dois momentos de maior importância neste processo, em 1980 destaca que com a competitividade na indústria automotiva a importância do desenvolvimento de produtos foi intensificada e em 1990 quando a Toyota realizou uma reorganização de seu sistema para manter sua competitividade no mercado mundial.

O PDP da Toyota tem como principais vantagens competitivas, introduzir produtos de mais alta qualidade no mercado, com desenvolvimento rápido e mais eficiente. Os elementos fundamentais do processo, segundo Corrêa (2007), são: a abordagem sistemática; o foco no cliente e em suas necessidades; a solução antecipada ao problema, projetando simultaneamente o produto e as características fundamentais do processo; a integração entre aprendizagem e melhoria contínua; os processos sincronizados para execução simultânea com informações estáveis e pouca possibilidade de mudança; a padronização com flexibilidade que permita um projeto com qualidade e ao mesmo tempo flexível, que não comprometa a criatividade; e por fim, uma engenharia forte que valoriza ações para que a equipe de engenharia identifique e entenda as necessidades do cliente e a deficiência dos concorrentes. Esta metodologia vem do princípio chamado de *genchi genbutsu*, que significa “ver por si mesmo para compreender completamente a situação”.

Esta metodologia conforme apresenta Ballé & Ballé (2005) é sustentada em quatro camadas, como pode ser observado na Figura 2.3. A camada 1 é de processo de desenvolvimento de produtos, a 2 é organizacional com centros de desenvolvimento, a 3 é prática por meio da produção enxuta, e a 4 é cultural, que se baseia na geração de conhecimento.

Figura 2.3 - Representação sistemática do PDP da Toyota



Fonte: CORRÊA (2007)

A camada número 1 é a de PDP propriamente dita, sendo segmentada em quatro fases, que compõe dois diferentes estágios de projeto. O primeiro estágio é criativo e minimamente estruturado, compreende as duas primeiras fases, flexibilizando-as e permitindo a inovação. As duas últimas fases estão no segundo estágio, o de execução, com execução planejada e rigidamente controlada para seguir um padrão, reduzindo variações e permitindo o desenvolvimento simultâneo do produto e do processo.

As fases são apresentadas de maneira detalhada por Corrêa (2007), sendo caracterizadas resumidamente como: de *conceito*, que traz o engenheiro chefe com papel principal, tendo função de estabelecer as principais características e parâmetros de desempenho desejados, por meio de discussões com grupos funcionais formulando um plano concreto sobre o produto, o término desta fase vem com a aprovação do conceito. O *projeto de sistemas* é o “coração” do PDP da Toyota, sendo norteado pelo foco no projeto do sistema, a forma do conhecimento ser criado, disseminado e utilizado, e o trabalho de múltiplas alternativas

simultaneamente, caracterizando o processo denominado de Engenharia Simultânea Baseada em Conjuntos, fundamentado na premissa de que a equipe deve ter habilidade técnica e disciplina, deve haver uma liderança técnica capaz de tomar decisões e manter o sistema flexibilizado para permitir a inovação.

O *projeto detalhado* é o início do estágio de execução, possuindo uma estrutura mais rígida que faz uso de ferramentas de padronização para seu andamento, sendo encerrado com a determinação das tolerâncias finais de fabricação, liberando os desenhos para produção, nesta fase busca-se a geração de desenhos adequados, pois após sua liberação a realização de modificações é restringida, o que obriga uma boa comunicação entre o time para eliminação de dúvidas e possíveis problemas antes de prosseguir. E por fim a fase *de protótipo e ferramental*, que envolve todo o sistema de manufatura para o desenvolvimento de protótipos e posterior validação e conclusão da linha de montagem por meio da produção enxuta.

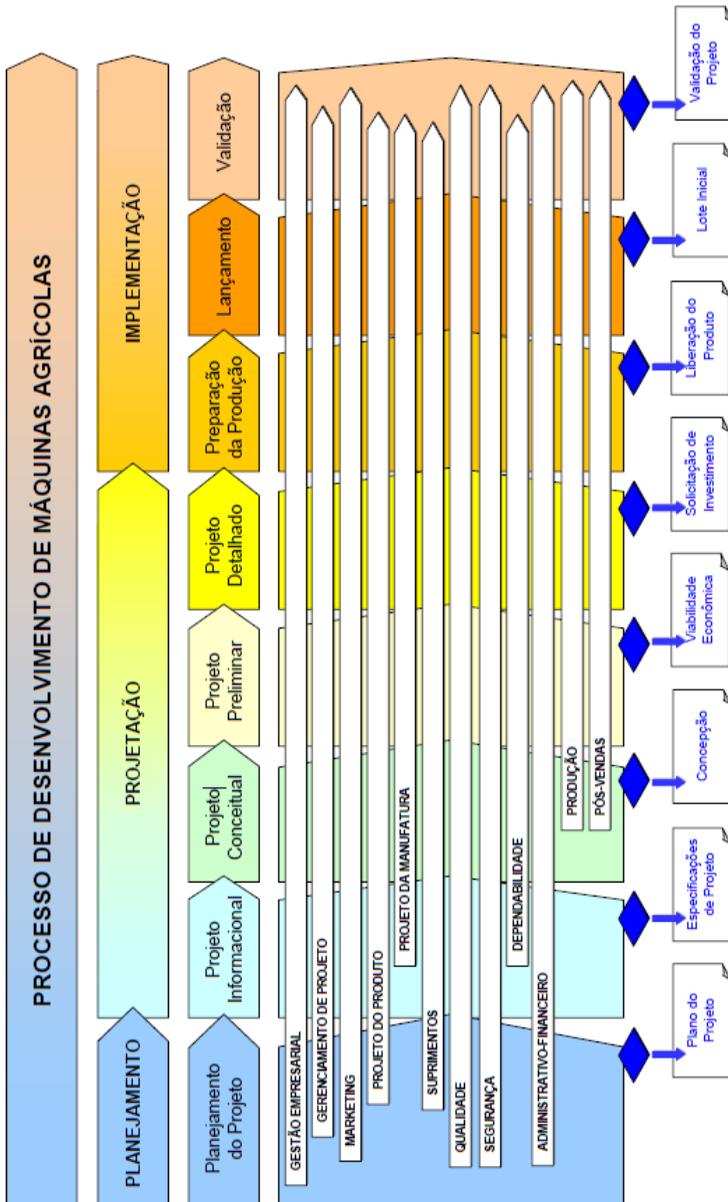
A Toyota define-se como uma empresa de manufatura, o que faz com que a missão de seu PDP seja o desenvolvimento de produtos para a produção enxuta. Corrêa (2007) comenta que para alguns autores que fazem estudo desta metodologia, não se trata apenas de um conjunto de melhorias prática para os projetos, mas sim de um sistema.

Após esta apresentação de PDP's aplicados e desenvolvidos dentro de algumas indústrias do ramo automotivo, é apresentado o modelo de referência utilizado pela Equipe do UFSC Baja SAE, que tem seus carros utilizados como estudo de caso na pesquisa.

2.2.5. Processo de Desenvolvimento Integrado de Produto (PRODIP)

O modelo de desenvolvimento integrado de produtos PRODIP foi desenvolvido dentro da UFSC. Proposto com base em pesquisas e experiências apresentadas pelo laboratório NeDIP. Este modelo de PDP é dividido em 3 macro-fases, que são: *Planejamento*, *Elaboração do Projeto do Produto (Projetação)*, e *Implementação do Lote Inicial*. Estas macro-fases são ainda subdivididas em nove fases, conforme representação gráfica apresentada na Figura 2.4. A Figura 2.4 demonstra sua sequencialidade e os setores da empresa envolvidos em cada etapa do processo, bem como os principais objetivos alcançados ao se desenvolver cada procedimento.

Figura 2.4 - Representação gráfica do modelo de desenvolvimento integrado de produtos – PRODIP



Fonte: ROMANO (2003)

Para o presente trabalho o foco e maiores detalhamentos serão dados para a etapa de projeto preliminar, que está dentro da macro-fase de projeção, já que a modelagem focada em nível de sistema (modelagem matemática) dá-se nesta etapa, como será mais detalhado a seguir na apresentação das fases do processo.

2.2.5.1. Planejamento

- Planejamento do produto / do projeto

Ação inicial do PDP tem como principais tarefas a elaboração das estratégias de negócio, organização do trabalho e identificação das partes envolvidas. Nesta fase é construído o escopo do projeto (justificativas, restrições, o que será desenvolvido, saídas desejadas em cada fase e objetivos a serem atingidos), são realizadas avaliações de risco, definição da estrutura de desdobramento e realizada a montagem das equipes de projeto envolvidas.

2.2.5.2. Elaboração do Projeto do Produto

Esta macro-fase tem sua duração variada de acordo com o tipo de produto a ser desenvolvido e com a quantidade de recursos disponíveis. Sua tipologia com relação às atividades é de *produtos originais*, que apresentam o processo mais longo e que demanda maior atenção, pois tem um número maior de atividades; de *produtos aperfeiçoados*, que trata da modificação ou melhoria de projetos, tem uma duração mediana, visto que a concepção do produto permanece inalterada; e de *produtos adaptados*, que visam atender objetivos específicos, variando apenas nas especificações de projeto e no detalhamento final do que foi introduzido e/ou adaptado, conforme apresenta Romano (2003).

- Projeto Informacional

Primeira fase da Projeção, onde é realizada a definição das especificações de projeto, dos fatores que influenciam no desenvolvimento e a identificação das necessidades do cliente ou usuário, são os chamados requisitos de usuário, que são transformados em requisitos de projeto e por fim em suas especificações. Esta fase também é denominada de engenharia de requisitos.

- Projeto Conceitual

Nesta segunda fase é realizado o desenvolvimento da concepção do produto, onde se estabelece as alternativas de estrutura funcional, a definição da função global e sub-funções a serem executadas. Sendo selecionada a estrutura funcional mais adequada (definição da concepção que atende as especificações, custos, riscos, qualidade e segurança) e as concepções alternativas. E por fim é realizada a avaliação das informações para a aprovação técnica e análise econômica.

- Projeto Preliminar

Esta fase destina-se à definição de diversos parâmetros do produto, sendo uma etapa essencialmente de testes. Dentre as diversas atividades realizadas estão, estabelecer leiaute final para o produto, avaliação da viabilidade técnica e econômica, definição de componentes, estudos de aspectos legais, e fazendo uso de modelagem, realização de testes e seleção sob o ponto de vista técnico. Estas modelagens fazem uso de diferentes tipos de modelo: icônicos, analógicos, numéricos, computacionais, etc., conforme serão apresentados com maiores detalhes no Capítulo 3.

As especificações de projeto são identificadas e transformadas em requisitos de dimensão, de leiaute, de material, de segurança, de ergonomia e de manufatura. Definido o leiaute final inicia-se então o desenvolvimento do plano de projeto, testes de protótipo, e elaboração da estrutura preliminar para análise de segurança e viabilidade econômica que são requisitos de liberação para a fase seguinte.

Os estudos desenvolvidos na presente pesquisa são essencialmente presentes nesta etapa, que como será apresentado em detalhes nos próximos capítulos, trata da simulação de modelos desenvolvidos para representar de maneira 1-D (ao longo do tempo) o desempenho dos veículos do estudo de caso.

- Projeto detalhado

Última fase do projeto propriamente dito, destina-se a aprovação do protótipo, preparação para a solicitação de investimento, e a finalização das especificações dos componentes, do detalhamento do plano de manufatura, e da estrutura do produto. Ainda dentro desta fase são elaborados o manual de instruções, de assistência técnica e a confecção do catálogo de peças.

2.2.5.3. Implantação do Lote Inicial

- Preparação para Produção

Início da macro-fase de Implantação do Lote Inicial. Nesta fase é feita a elaboração da documentação de montagem, liberação para aquisição de ferramental, de maquinário e de dispositivos para a fabricação do lote piloto, desenvolvimento do plano de produção e realização dos testes finais e homologação.

- Lançamento

Fase de produção do lote inicial, onde são realizadas as avaliações e verificações finais do produto e da produção, e por fim o lançamento ao mercado.

- Validação

Última fase do modelo de PDP, consiste na validação do produto perante o usuário e a definição de ações corretivas de problemas identificados. Para o projeto é a fase de encerramento, onde é realizada a prestação de contas e desmobilização da equipe de projetos.

2.3. MÉTODO DE MELHORIA INCREMENTAL DO PDP

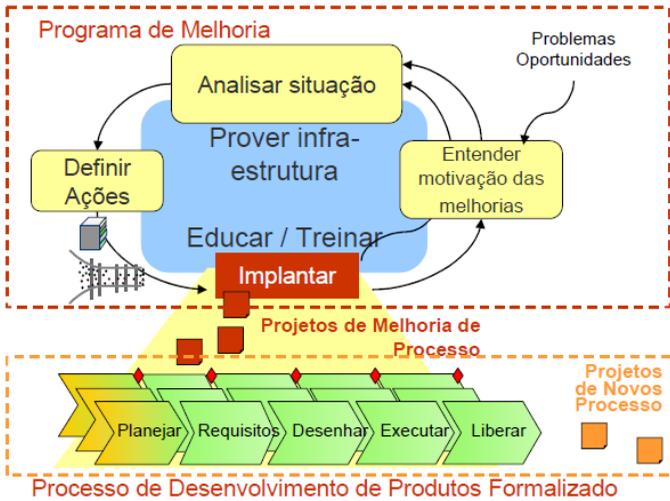
Assim como se encontra diversas metodologias prontas de PDP conforme apresentado, também é possível melhorá-las, nesse sentido Rozenfeld (2006) apresenta um processo de apoio sistematizado para a melhoria de PDP.

Mesmo com a definição de uma metodologia, sua aplicação e gestão devem estar inseridas em uma constante melhoria, para que consiga acompanhar a dinâmica do mercado, que se caracteriza por ciclos de vida tecnológicos e de produtos cada vez mais curtos, que exigem um constante aprimoramento da capacidade de inovação, conforme apresenta Corrêa (2007). Nesse intuito Rozenfeld (2006), propõe conforme a Figura 2.5 um método de melhoria incremental do processo.

Este processo cíclico é dividido em quatro etapas fundamentais, primeiro deve-se entender claramente a motivação das melhorias, que ocorre com a consolidação dos problemas e oportunidades que surgem durante o ciclo, assim a metodologia pode ser acionada a qualquer momento do processo. Se for observado um problema pontual que não exige grandes mudanças, é realizada apenas a análise de impacto e

parte-se diretamente para a definição de ações, seguida da implantação, sem muitas exigências. Porém, se o problema ou oportunidade surgir com uma intervenção mais ampla, a situação atual deve ser analisada com cuidado para depois avaliar os impactos, sendo a definição de ações mais ampla e priorizada, o que exige uma implantação coordenada e planejada com outros processos de melhoria.

Figura 2.5 - Sistematização do método de melhoria incremental do PDP



Fonte: ROZENFELD et al. (2006)

Este procedimento é descrito quase como um PDP sobre as melhorias idealizadas, com planejamento, definição de requisitos, desenhos da solução, execução da melhoria e liberação da solução.

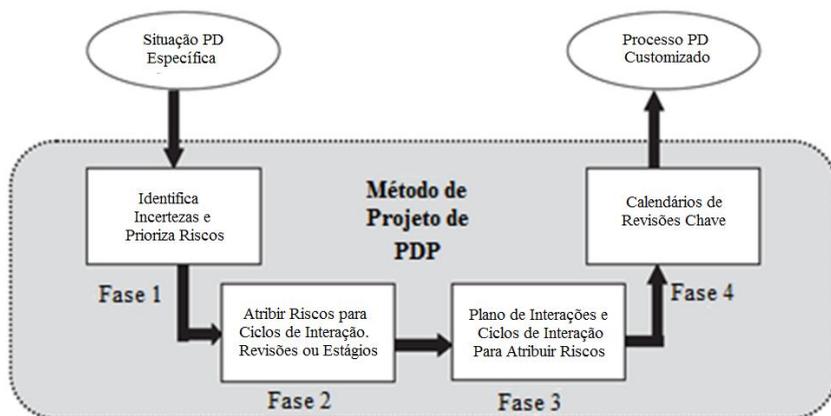
2.4. MÉTODO DE DEFINIÇÃO E ADAPTAÇÃO DE PDP

Outra maneira de uma empresa ou equipe de projetos definir um PDP a ser utilizado é apresentado por Unger (2011), que propõe uma metodologia para o projeto de PDP. O método tem por objetivo auxiliar na definição da melhor opção ou para a customização do modelo selecionado pela empresa, para que atenda de maneira eficiente suas necessidades. Essa metodologia se baseia em três requisitos que são: o

manejo de fluxo de informações, interações e principalmente a avaliação de riscos.

Unger (2011) destaca que nem todo PDP precisa ser projetado desde seu princípio, mas que devem ser metodologicamente customizados para diferentes companhias. O procedimento proposto é apresentado na Figura 2.6, deixando evidente que é fundamentada em 4 pontos chaves.

Figura 2.6 - Método de projeto de PDP



Fonte: Adaptação de UNGER (2011)

O método inicia com a identificação e priorização dos riscos envolvidos em um projeto de desenvolvimento específico. Os riscos são identificados pelo reconhecimento de incertezas e pelas experiências passadas. Em seguida são avaliadas as incertezas e atribuído um potencial de risco a elas, categorizando-as entre risco técnico, de mercado, de prazo ou de orçamento, por exemplo. Com essa avaliação então é construído o plano de ciclos e interações, atribuindo os riscos identificados, e para finalizar é definido o calendário de revisões chave para aquela empresa e/ou projeto.

2.5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme apresentado no decorrer do capítulo, a utilização de um Processo de Desenvolvimento de Produtos bem estruturado é fundamental para a inserção de um bom produto no mercado. A

definição da melhor metodologia a ser aplicada deve ser feita levando em conta todo o meio onde se está querendo inserir o produto, e a busca por melhorias e adaptações quando necessário potencializa a qualidade do processo.

A fim de familiarizar o leitor com alguns dos procedimentos existentes de desenvolvimento de produto, foram apresentados PDPs utilizados pela indústria automotiva, bem como a descrição da atual metodologia empregada no desenvolvimento do veículo utilizado como estudo de caso. Além de tentar apresentar um pouco do histórico da matéria e a sua constante evolução.

No Capítulo 3 é apresentada a teoria de modelagem de produtos utilizados nas diversas fases do PDP, no intuito de delimitar o domínio de estudos dentro da utilização de modelos, tratando da maior parte de seus aspectos, linguagens, classificações, etc. Bem como apresentar os aspectos da modelagem e simulação dinâmica.

3. MODELAGEM

Neste capítulo são apresentados os principais aspectos da modelagem, desde algumas definições básicas e visão de autores da área de projetos, até suas linguagens, classificações, níveis de abstração, vantagens e desvantagens no uso da modelagem no desenvolvimento de produto. Além das definições também são apresentados os conceitos principais da modelagem e simulação dinâmica, tema o qual é pilar fundamental para o desenvolvimento dos estudos aqui apresentados.

A modelagem apresenta uma enorme correlação com a história humana, tendo registros datados da Idade da Pedra, época a qual são datadas pinturas rupestres e ferramentas utilizadas para caça, com o formato de presas de animais (BACK et al. 2008).

3.1. DEFINIÇÕES

Modelo pode ser descrito de diferentes maneiras, no dicionário são encontradas descrições como: modelo é um desenho ou imagem que representa o que se pretende reproduzir, o que é utilizado para ser copiado ou uma representação em escala de um objeto que se pretende executar em escala real, além de algumas descrições aplicadas de forma específica, como modelo de arame, em que o objeto é apresentado por meio de linhas ou arcos, em vez de áreas cheias ou de aparência sólida. Como observado a sua definição é ampla e pode gerar dúvidas, então para o seu entendimento é necessário ter claro seus elementos e limites.

No estudo da teoria de projetos, modelo apresenta diferentes conceituações dependendo do autor, Ferreira (1997) demonstra essas diferenças apresentando o conceito dado por alguns autores da área, como por exemplo, Hubka (1988) “*Um modelo é uma representação por meios adequados do real (realizado ou proposto) sistema técnico, processo ou ideia*” e Tomiyama et al. (1989) “*Um modelo é um conjunto teoricamente embasado de descrições do objeto real*”. Mais atualmente temos visões como a de Scichl (2003) “*Modelo é uma versão simplificada de algo que é real*”, que não restringe e nem limita sua aplicação ao PDP, mas a trata como uma técnica para facilitar o processo.

Com o desenvolvimento das técnicas de modelagem, surgiram várias formas de modelo, sendo importante ter conhecimento das suas variações. A seguir são apresentadas as principais linguagens,

classificações e níveis de abstração em que esta ferramenta é descrita, para posteriormente enquadrar a pesquisa dentro delas.

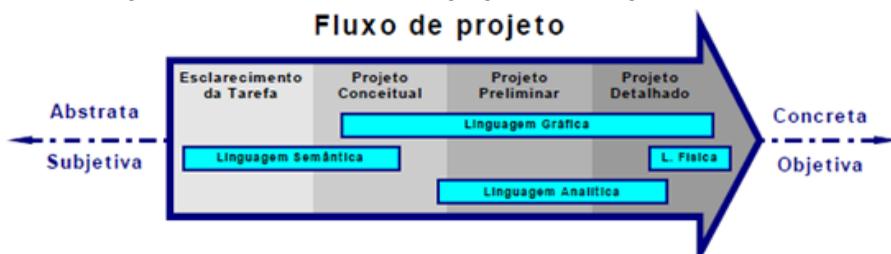
3.2. LINGUAGENS

Como apresentado, o PDP demanda uma constante comunicação entre setores de empresas e indivíduos envolvidos, gerando a necessidade da integração entre todos, para que haja um fluxo constante de informações dentro do grupo, a utilização de diferentes linguagens na apresentação de modelos de um produto surge para atender este requisito, auxiliando na transmissão de informações e no próprio desenvolvimento do produto ou projeto. A modelagem possui diferentes linguagens na qual pode ser apresentada, sendo divididas por Ullman (2010), em quatro distintas:

- **Semântica:** Representação verbal ou textual de um objeto, sua descrição.
- **Gráfica:** Descreve o objeto por meio de elementos de sua geometria em forma de desenhos em duas ou três dimensões.
- **Analítica:** Faz uso de equações, regras e procedimentos para representar a forma ou função do objeto.
- **Física:** Representa o objeto através de um modelo sólido.

Na Figura 3.1 as linguagens são posicionadas no decorrer do PDP, para deixar evidente que no desenvolvimento de produtos tem-se inicialmente modelos com alta abstração, que no decorrer do processo vão se estruturando e concretizando para testes e avaliações mais criteriosas até o seu fim, é o chamado processo de refinamento do modelo. Este relacionamento com as fases de projeto não é fixo, mas em termos gerais é o relacionamento mais observado, segundo Ferreira (1997).

Figura 3.1 - Predominância de linguagens no fluxo geral do PDP



Fonte: FERREIRA (1997)

Para exemplificar o fluxo de linguagens podemos citar o projeto do Baja SAE, apresentado como estudo de caso, onde o projeto de cada novo componente e/ou sistema do carro passa por todas essas linguagens durante seu projeto, como o caso ocorrido entre os modelos Jaguar de 2012 e 2013, que segundo os relatórios de projeto da equipe, devido à ocorrência de uma falha do braço de suspensão traseiro, teve de passar por um reprojeto. Iniciando-se com a discussão dos fatores que levaram a falha e a definição da melhor solução para o problema, fazendo uso de linguagem semântica, seguida do desenvolvimento da nova geometria da peça, linguagem gráfica, com os novos parâmetros definidos pelo equacionamento de forças distribuídas no componente do sistema de suspensão, linguagem analítica, além de simulações por método de elementos finitos para estabelecer as tensões máximas geradas. E por fim com as avaliações realizadas, a fabricação do componente, linguagem física.

3.3. CLASSIFICAÇÕES

Diferentemente das linguagens, as classificações de modelos vem para diferenciá-los em termos de atributos, podendo ser classificados de diferentes maneiras com relação ao seu princípio de funcionamento, algumas destas classificações e sua descrição são apresentados no Quadro 3.1 apresentada por Back et al. (2008).

Quadro 3.1 - Classificações de modelos

<i>Atributo</i>	<i>Descrição</i>
Geométrico	Geometricamente similar ao objeto original.
Físico	Usa efeitos descritos por leis físicas que também podem ser encontrados no original.

Biológico	Biologicamente relacionado ou similar ao original.
Material	Aplica materiais que podem ser encontrados no original.
Estrutural	Possui componentes igualmente designados e as mesmas relações entre estes componentes; é estruturalmente similar ao original.
Funcional	Função ou comportamento de entrada-saída similar ao original.
Estocástico	O modelo é influenciado por efeitos aleatórios; geradores de efeitos randômicos são usados para simular efeito aleatório ao original.
Determinístico	Nenhum efeito aleatório é envolvido.
Estático	Não apresenta modificação ao longo do tempo.
Dinâmico	Suas propriedades (variáveis, parâmetros, entradas ou saídas) modificam-se ao longo do tempo.
Contínuo	Todos os seus valores são funções contínuas ao longo do tempo e não apresentam mudanças bruscas de valores ou estados.
Discreto	Mudanças bruscas de valores ou estados do modelo ocorrem.
Combinado	Mudanças bruscas de valores ou estados e, além disso, processos não lineares dependentes do tempo que podem ser descritos através de equações diferenciais.
Corpóreo	Possui forma física.
Abstrato ou matemático	Não existe em uma forma física, mas apenas como uma imagem abstrata do original, que pode ser usada para problemas típicos de identificação, dedução etc.
Computacional	O modelo é analisado com base em simulação computacional.
Síncrono	Modelo que não contém relações temporais.
Diacrônico	Modelo contendo relações temporais, também conhecido como modelo de comportamento.
Ícônico	Modelo com ênfase nas características físicas (2D ou 3D) do sistema.
Analógico	Comporta-se como o sistema original, embora necessariamente não tenha a mesma aparência.

Fonte: BACK et al. (2008)

Estas classificações não são únicas e nem completas, tendo modelos que se enquadram em mais de uma classificação ao mesmo tempo, como o trabalho desenvolvido por Mazzorana (2008), que constrói um modelo para representar reguladores de velocidade de

usinas hidroelétricas por meio de modelagem dinâmica via fluxo de potência, que pode ser classificado ao mesmo tempo como dinâmico, computacional e matemático. Em sua pesquisa o autor destaca que a etapa de simulação foi uma das etapas mais extensas do trabalho, pois apesar da facilidade que o sistema utilizado tem de ser modificado e testado, conseguir atingir os resultados desejados para as condições iniciais foi trabalhoso, visto que as devidas simplificações e interpretações do sistema tiveram de ser realizadas. Destaca que ao final, a modelagem apresenta uma boa correlação com a realidade, podendo ser utilizada no projeto desses equipamentos.

3.4. NÍVEIS DE ABSTRAÇÃO

A abstração de um modelo pode ser relacionada ao nível de refinamento adotado durante o andamento do projeto, sendo assim, bem como na linguagem, o processo de desenvolvimento de produto pode passar por mais de um nível de abstração, dependendo apenas do objetivo ao qual se deseja chegar e quanto se deseja investir. Conforme for a abstração adotada pelo modelo proposto, podemos classificá-lo em três diferentes níveis, conforme é apresentado na Figura 3.2, e explicado e exemplificado logo a seguir.

Figura 3.2 - Níveis de abstração



Fonte: MICHELLOTTI (2008) apud IMAGINE (2005)

Quando o modelo é desenvolvido no nível apenas funcional, em geral está sendo aplicado no projeto conceitual, visto que este tipo de abstração visa buscar a melhor concepção, os princípios de solução mais adequados para o produto. Um exemplo deste nível de modelagem é apresentado por Moraes (2009), que realizou estudos para estabelecer princípios funcionais e formais para o projeto de sistemas de assento em cadeiras de roda, para adequação postural do usuário, visto que estes equipamentos atendem necessidades complexas associadas à prática clínica. A pesquisa buscou traduzir as necessidades do usuário e requisitos terapêuticos em parâmetros de projeto, aplicando conhecimentos interdisciplinares (área da saúde e da engenharia), chegando até algumas propostas de princípio de solução do problema proposto.

No nível de sistema, como a modelagem que é elaborada neste trabalho, o objetivo é compreender melhor o comportamento do sistema a fim de reduzir o uso ou mesmo substituir testes em protótipos físicos. Um exemplo de modelagem neste nível são os estudos apresentados por Gao et al. (2011), que fazem uso da biblioteca de *powertrain* do software de modelagem dinâmica AMESim para apresentar o desenvolvimento de um observador de unidade de torque de semieixo de caminhões com transmissão manual automatizada, seu objetivo foi fazer o controle do tempo de engate e desengate da embreagem para menor perda de torque durante operação do sistema em veículos de carga, conseguindo resultados que demonstram um melhor desempenho com esse controle.

Em nível geométrico tem-se o projeto detalhado, onde a geometria e dimensionamento são definidos. Neste tipo de estudos em geral os conjuntos são subdivididos em componentes. Ao utilizar o método de volumes finitos (CFD – Computational Fluid Dynamics) Silva (2011) faz uso deste nível de modelagem, para fazer uma avaliação crítica do efeito das geometrias de *sidepods* (caixas laterais) no controle de calor do sistema de arrefecimento do motor em veículos da categoria Fórmula SAE, destacando que um bom controle do sistema de arrefecimento é melhor do que a diminuição do arrasto aerodinâmico. No nível de abstração geométrico também se encaixam estudos utilizando método de elementos finitos (FEM), além de todas as modelagens que fazem uso de ferramentas de CAD.

3.5. VANTAGENS E RISCOS

A utilização de modelos como visto é abrangente dentro da execução de um PDP, e conforme Back et al. (2008) os modelos trazem uma série de vantagens ao serem utilizados no seu desenvolvimento, sendo as principais delas:

- Menor custo e redução do tempo de desenvolvimento.
- Disponibilidade para teste, já que em geral são construídos exatamente para esse propósito, permitindo estudos mais completos.
- Reduzir ou até não levar risco para o sistema original, principalmente para sistemas de alto custo e complexa construção.
- Apresentar diferente escala de tempo, sendo possível realizar análises aceleradas ou observar fenômenos muito rápidos, possibilitando melhor entendimento deles.

Segundo os autores referidos estas vantagens são senso comum dentro da área de projetos, sendo essenciais para um adequado processo, e também auxiliam de forma direta a convencer potenciais clientes ou até mesmo diretorias de empresas para permitir o prosseguimento do projeto.

Assim como existem grandes vantagens advindas do uso de modelos, também surgem riscos em sua aplicação, Back et al. (2008) destacam que os principais fatos que podem levar a errônea utilização desta ferramenta são:

- Transferência acrítica dos resultados do modelo para a realidade. Os resultados obtidos devem ser avaliados para se ter conhecimento de sua real aplicabilidade;
- Capacidade de se manipular os resultados. Esse fator destaca que tão importante quanto se analisar os resultados é conhecer as hipóteses e simplificações adotadas para a construção de modelos.

Esses riscos têm como principal motivação a construção, implementação e utilização de informações dos modelos, o que deixa evidente a necessidade do conhecimento dos fenômenos ou mecanismos

que estão sendo reproduzidos e o que motiva a avaliação de seu grau de correspondência com a realidade.

3.6. APLICAÇÕES E PROPÓSITOS

A variedade de formas de modelagem, bem como as vantagens que trazem no desenvolvimento de produto, como apresentado, são os principais fatores que impulsionaram o crescimento de sua utilização dentro dos mais diversos setores da indústria e da área de pesquisa. Nesse sentido podemos descrever as principais aplicações e propósitos dados a esta ferramenta. Pesquisadores como Ferreira (1997), e Back et al. (2008), descrevem as principais aplicações e propósitos da construção e utilização de modelos dentro de um projeto, seja ele na área de ensino ou na indústria, como sendo: descrição, simulação, comunicação, instrução, otimização e explicar fenômenos.

3.6.1. Descrição

Modelos servem como depósito de informações referentes ao produto, sendo uma forma do projetista armazenar as informações gradualmente adquiridas, visto que depender apenas da lembrança pode trazer perdas de informação. Em geral este propósito em específico faz uso das linguagens semântica e gráfica. Um bom exemplo de sua aplicação são os relatórios de projeto feitos pela equipe UFSC Baja SAE para a apresentação dos carros à organização dos eventos em que participa, que descrevem todo processo de projeto do veículo, desde motivações para definição dos sistemas, modificações realizadas em relação a modelos anteriores, até uma prospecção financeira para levá-lo ao mercado consumidor.

3.6.2. Previsão e Simulação

Como evidenciado na descrição das vantagens da utilização de modelos, sua utilização pode vir com o propósito de simular e/ou prever o comportamento do produto ainda no processo de projeto. No ambiente de projeto de engenharia o termo modelo é extremamente vinculado à função de simulação matemática e computacional. Na engenharia, simular significa imitar o comportamento de um sistema por meio de outro que se assemelha ao primeiro sobre certos aspectos, sendo o segundo um modelo do original, assim se enquadra como um modelo

comportamental, que gera certos efeitos quando operam de certa forma e ainda admitem influências ambientais variáveis.

Esta aplicação pode ser observada na pesquisa de Renxue e Limin (2010), que realizaram estudo do comportamento de um sistema de suspensão semi-ativa através de uma co-simulação entre os softwares AMESim e MATLAB/Simulink. Apresentam o conceito de dois modelos de controle, denominados *Fuzzy* e *Skyhood*, como resultado apresentam comparativamente o comportamento de uma suspensão passiva com as semi-ativas, deixando evidentes as vantagens dos sistemas de controle para o conforto, e ainda destacam que o modelo de controle *Fuzzy* possui maior eficiência.

3.6.3. Comunicação

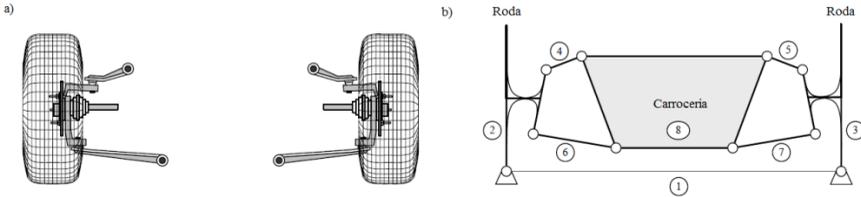
O propósito de comunicação vem com o objetivo de transmitir as ideias a respeito do objeto projetado, para a integração entre os profissionais envolvidos. Isso impõe a necessidade de maiores cuidados nas avaliações de resultados, para uma correta modelagem que permita aplicação de engenharia simultânea. Como nos PDPs da Ford e Toyota apresentados no capítulo anterior, onde é fundamental transmitir informações de maneira correta já na primeira vez, para que o custo e o cronograma sejam respeitados. Este propósito é intimamente ligado à modelagem virtual, pela facilidade de transmissão de informações.

3.6.4. Instrução

A aplicação de modelos é uma excelente forma de se transmitir conhecimento, visto que sistemas complexos podem ser apresentados de forma mais didática e simplificada. Com esse intuito os mais diversos tipos de modelos podem ser utilizados, facilitando a instrução e evitando danos ao componente ou produto original.

Este propósito fica evidente quando observamos livros das mais diferentes áreas, que fazem uso de modelos simplificados para transmitir conhecimento aos leitores, um exemplo disso pode ser visto na Figura 3.3 retirada do livro de dinâmica veicular de Jazar (2008).

Figura 3.3 - a) Exemplo de suspensão duplo A. b) Mecanismo cinemático equivalente para uma suspensão tipo duplo A



Fonte: JAZAR (2008)

Neste caso para descrever um sistema de suspensão com diversos componentes, o autor constrói um mecanismo cinemático equivalente para explicar o seu funcionamento.

3.6.5. Otimização

A otimização é uma das aplicações que vem sendo cada vez mais adotada em projetos, onde por meio de modelos matemáticos, o projetista consegue aperfeiçoar algumas variáveis relacionadas à forma ou desempenho do produto. Este propósito está diretamente ligado ao de simulação. Um exemplo é a pesquisa apresentada por Rossetti (2012), que realizou investigações utilizando diferentes métodos de otimização, com plataformas AMESim e MATLAB, para um sistema de transmissão com divisão de energia hidrodinâmica. A motivação de sua pesquisa foi que esse tipo de sistema tem por mais importante requisito a alta eficiência. O foco das investigações foi determinar a melhor configuração possível para obter o melhor desempenho e menor dimensão do modelo de transmissão.

3.6.6. Explicar Fenômenos

O propósito de explicar fenômenos é intimamente ligado ao de instrução, pois seu objetivo é permitir o entendimento de algum fenômeno envolvido em um sistema e/ou teoria física. Um exemplo é a pesquisa de Albuquerque (2003) que faz a construção de um modelo via Matlab e posterior simulação de um sistema de transmissão CVT por polias móveis para ter entendimento de sua resposta dinâmica, concluindo que tendo conhecimento das características do motor, da demanda introduzida ao sistema e dos elementos acionadores é possível

conhecer o relacionamento entre todos os componentes do CVT e ainda verificar a sua sensibilidade perante alterações do ambiente externo e parâmetros internos dos acionadores para prever o rendimento de um veículo.

3.7. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA

Com a crescente utilização de tecnologias computacionais, a modelagem também entrou neste processo evolutivo, sendo beneficiada pela possibilidade de se construir modelos virtuais, que permitam diferentes análises e observações antes mesmo de se ter um primeiro modelo físico, além das vantagens anteriormente comentadas. A modelagem dinâmica surge como ferramenta que permite análises em nível de sistema para os mais diversos produtos e projetos. Esta técnica de modelagem fica enquadrada na linguagem analítica, que pode ser classificada como: computacional, matemática e como sua própria denominação deixa claro, dinâmica, onde suas propriedades (variáveis) se modificam ao longo do tempo, sendo também denominada de modelagem 1D.

A melhor forma de apresentar que a modelagem dinâmica vem crescendo cada dia mais é a existência de diversos trabalhos e pesquisas que utilizando esta técnica. Algumas pesquisas utilizando esta técnica foram apresentadas no decorrer do presente capítulo e algumas são apresentadas a seguir, como uma referência bibliográfica básica que permite afirmar que esta ferramenta apresenta resultados válidos de modelagem se construídos e validados de maneira correta.

Com o aumento dos preços de combustíveis, e o crescimento de movimentos verdes, sistemas de potência híbridos vêm sendo cada dia mais estudados, para todo tipo de veículos. Ramakrishnan et al. (2012) apresentam por meio de simulação dinâmica com software AMESim, investigação do efeito da variação dos parâmetros em sistemas hidráulicos híbridos com frenagem hidrostática regenerativa para acúmulo de energia. Sistemas híbridos hidráulicos são mais efetivos e eficientes que os tradicionais sistemas híbridos, pois a recuperação de energia é comparativamente mais alta. Os autores concluem que a maximização da potência de saída do sistema indiretamente leva a um menor consumo de combustível e na redução da poluição deste tipo de veículo.

Cordeiro et al. (2012) descreve a implementação para simulação em ambiente MATLAB/Simulink de um modelo dinâmico

tridimensional de um veículo, para avaliar os efeitos da dinâmica no controle de trajetória de um veículo robótico de quatro rodas, faz o comparativo entre duas diferentes propostas de controle de trajetória sobre o desempenho em um circuito de alta complexidade com variação da aderência no contato pneu-solo e sujeito a inclinações do terreno, que geram escorregamentos, derrapagens e variações na distribuição de massa entre as rodas. Ressaltando a importância das condições de aderência em cada roda para os controladores, e destacando que os dois modelos propostos são eficientes no controle de trajetória.

Para a utilização desse método computacional, além do conhecimento necessário, a modelagem dinâmica requer habilidades específicas do usuário, essas habilidades são apresentadas no Capítulo 4, onde também são abordados com maiores detalhes os aspectos que cercam a metodologia dos modelos desenvolvidos nessa pesquisa.

3.8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O objetivo deste capítulo foi apresentar as formas com que a modelagem aparece durante um PDP, e apresentar suas principais características e definições, que se dão por meio das distintas linguagens, classificações e níveis de abstração apresentados. Além disso, foram caracterizados os benefícios que incentivam a utilização de modelos, os riscos inseridos e os principais propósitos e aplicações que levam a utilização dessas técnicas. Os principais pontos da modelagem e simulação dinâmica também foram apresentados, juntamente com alguns exemplos de sua aplicação, com o intuito de se ambientar com a metodologia, que será mais bem detalhada no desenvolver dos próximos capítulos.

Dentro do que foi apresentado pode-se classificar a modelagem que é desenvolvida neste trabalho como de linguagem analítica, com nível de abstração de sistema, e classificá-la ao mesmo tempo como funcional, dinâmica, computacional, abstrata, diacrônica e analógica.

No Capítulo 4, são apresentados os principais aspectos da modelagem dinâmica, complementando o que já foi abordado sobre o tema no presente capítulo, mas fazendo uma apresentação detalhada dos principais aspectos e funções da metodologia que é utilizada como ferramenta para o desenvolvimento dos estudos.

4. MODELAGEM DINÂMICA

Modelagem dinâmica é um método ligado às atividades da fase de projeto preliminar como anteriormente descrito. Esta associação com o processo de desenvolvimento de produtos (PDP) se dá no intuito de contribuir no desenvolvimento e validação das especificações técnicas do produto.

Em sequência ao que já foi apresentado, o presente capítulo descreve conceitos e métodos ligados a essa área de modelagem e simulação, descrevendo algumas abordagens existentes, tendo foco na abordagem multiporta, suas principais características, juntamente com a apresentação da plataforma computacional que é utilizada como ferramenta nesta pesquisa.

4.1. ABORDAGEM FLUXO DE POTÊNCIA

Um modelo dinâmico, desenvolvido em qualquer metodologia, colocado em uma forma matemática, pode ser definido através de variáveis de entrada e de saída, que em sua maioria são compostas pelas denominadas variáveis de potência conforme apresenta Neto (1999). Como os sistemas são interligados deve haver a propagação de fluxo de potência entre eles, sendo realizado através das denominadas variáveis esforço e fluxo, que conforme apresentado no Quadro 4.1, são definidas dentro de cada domínio físico envolvido.

Quadro 4.1 - Variáveis de potência em diferentes domínios

<i>Domínio de estudo</i>	<i>$e(t)$ – Variável de esforço</i>	<i>$f(t)$ – Variável de fluxo</i>
Mecânica Linear	F – Força	v – Velocidade
Mecânica Rotacional	T – Torque	ω – Velocidade Angular
Hidráulica	P – Pressão	q – Vazão
Pneumática	P – Pressão	q – Vazão
Elétrica	V – Voltagem	i – Corrente elétrica

Fonte: Adaptado de SILVA (2005)

Esse tipo de modelagem com abstração no nível de sistema, como apresentado no capítulo anterior, requer algumas habilidades para alcançar resultados válidos segundo Lebrun (1997), dentre elas estão:

- Ter conhecimento dos fenômenos físicos envolvidos;
- Em manipulação de equações fundamentais;
- Em desenvolver e implementar modelos matemáticos;
- Habilidade para interpretar os resultados fornecidos posteriormente à simulação.

Para entender melhor essas habilidades necessárias, é preciso ter uma ideia dos métodos aplicados a esta abordagem. Dentro dos principais métodos está o denominado “grafos de ligação” ou *Bond Graphs*, que busca extrair as características físicas essenciais de um sistema de engenharia independentemente de seu domínio de aplicação. Segundo Karnopp (1990), a ideia do *Bond Graph* é expressar qualquer sistema de engenharia por meio de apenas nove elementos, conforme o Quadro 4.2.

Quadro 4.2 - Componentes classificados em termos da transmissão de potência

C	Elemento capacitivo	Exemplo: mola e capacitor.
I	Elemento indutivo	Exemplo: massas em sistemas mecânicos, efeitos inerciais em sistemas hidráulicos ou pneumáticos.
R	Elemento resistivo	Exemplo: atrito viscoso, orifício ou restrição de fluxo e resistência elétrica.
TF	Transformador	Elemento que converte potência entre dois domínios mantendo uma relação proporcional entre variáveis de esforço e fluxo correspondentes ($e_1 f_1 = e_2 f_2$). Seguindo as relações constitutivas, $\lambda f_1 = f_2$ e $e_1 = \lambda e_2$, onde λ é o módulo do transformador.
GY	Girador	Elemento que realiza uma operação similar a do transformador. Contudo, define a relação entre as variáveis de esforço de entrada e saída de fluxo e vice-versa. Relação constitutiva é dada por: $\psi f_1 = e_2$ e $e_1 = \psi f_2$, onde ψ é o módulo do girador.

0	Junção	Elemento conhecido como uma junção de fluxo. Fornece a lei relativa à soma das variáveis de fluxo em uma junção. Exemplo: tês de tubulações, onde a pressão (variável esforço) é a mesma em todas as saídas, e a vazão (variável fluxo) é dividida de acordo com a equação: $f_1(t) + f_2(t) + f_3(t) = 0$.
1	Junção	Conhecido como uma junção de esforço. Ele fornece a equação que divide entre os elementos conectados todas as variáveis de esforço conectadas à junção.
SE	Fonte de esforço	Fornece entrada específica de esforço ao sistema, que pode ser constante ou qualquer outra função, indiferente da demanda de fluxo do sistema. Exemplo: em um circuito elétrico, a fonte de voltagem fornece um valor constante indiferentemente da demanda de corrente do sistema, para um sistema <i>ideal</i> ou em condição normal.
SF	Fonte de fluxo	Representa um elemento fornecendo uma entrada de fluxo indiferente da demanda de esforço do sistema, como por exemplo, em um sistema hidráulico, uma bomba hidrostática <i>ideal</i> ou em condição normal, é geralmente modelada como uma fonte de fluxo, pois fornece a vazão independentemente da pressão de saída do sistema.

Fonte: Adaptado de SILVA (2005)

Segundo Michelloti (2008), a técnica de grafos de ligação apresenta algumas desvantagens que restringem a sua difusão dentro do meio industrial, como por exemplo, a descrição de alguns elementos necessitam de três ou mais elementos *Bond Graph* para serem representados, o que gera modelos que não se parecem em nada com o objeto real, sendo necessário um longo período de treinamento para capacitação do operador. Uma boa descrição desta metodologia pode ser vista na pesquisa de Koga (2007), que ao modelar e simular um gasoduto com operação em regime transiente para a determinação da distribuição de pressão apresenta os elementos deste método com os

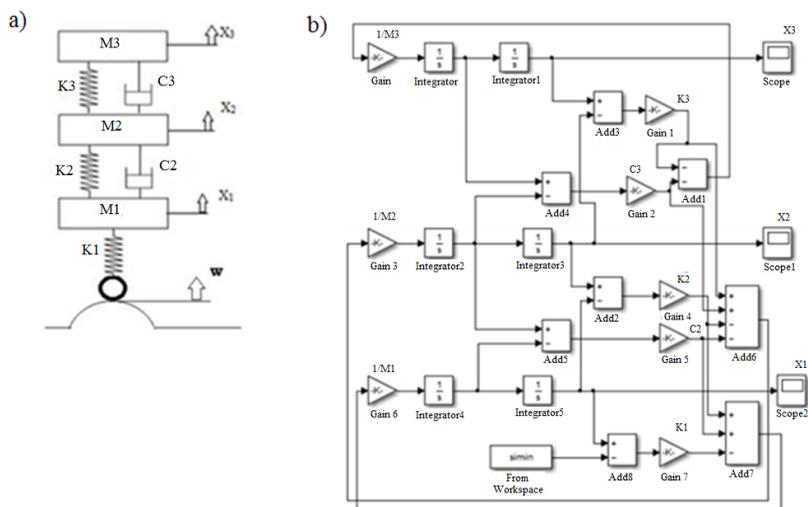
equivalentes no método multiporta, apresentado a seguir e que é o utilizado nesse trabalho.

Outro método que pode ser utilizado para a abordagem fluxo de potência é o fluxo de sinal, que apresenta forte influência dos computadores analógicos, onde blocos podem ser interligados entre si através de portas que aceitam fluxo unidirecional de informações (LEBRUN, 1997). Esta metodologia apresenta desvantagens para atender o fluxo de potência, pois apresenta algumas restrições para ser aplicado em todos os campos da engenharia, e por isso é mais comumente aplicado à análise de sistemas de controle, como explica Silva (2005).

Nesta metodologia, assim como na anterior, há transferência de variáveis de potência (fluxo e esforço) entre os componentes, mas que se dá através de diferentes portas, devido ao fluxo unidirecional de informações, como pode ser observado na Figura 4.1, que representa um sistema dinâmico veicular de $\frac{1}{4}$ de veículo que considera o assento do passageiro, apresentado por Naik e Sawant (2014). Os autores dessa pesquisa propõem uma otimização do deslocamento e do tempo de estabilização do assento ao transpor uma lombada, utilizando o método *Taguchi* para identificar os parâmetros ótimos e atender os objetivos da modelagem, para validação comparam os resultados da simulação via fluxo de sinal em MATLAB/Simulink, com resultados obtidos no software MSC ADAMS, considerando-os satisfatórios.

Apesar de apresentar alguns blocos pré-construídos e assim uma menor necessidade de habilidades em manipulação matemática e de construção de códigos, para a metodologia fluxo de sinal é fundamental ter conhecimento das relações físicas envolvidas no modelo desenvolvido, além de conhecimentos em manipulação matemática e programação. Os problemas mais comuns desta abordagem começam a surgir com o aumento do sistema, que gera uma grande quantidade de linhas para o fluxo de informações, por vezes a perda de conexões entre blocos, além de não haver similaridade entre o diagrama criado e o sistema real.

Figura 4.1 - Representação esquemática (a) e via Fluxo de Sinal (b) do sistema de deslocamento e estabilização de um assento por meio de modelo $\frac{1}{4}$ do carro



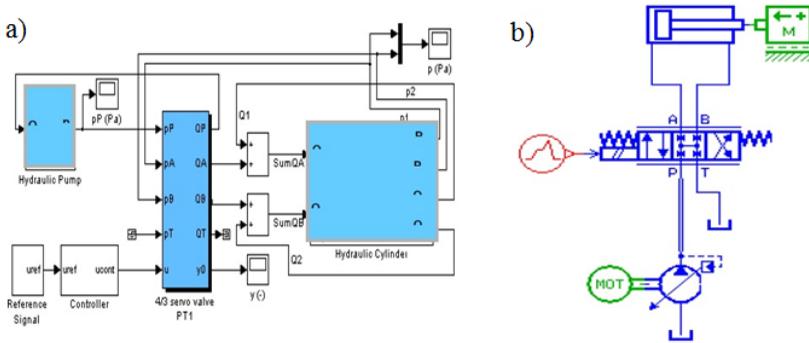
Fonte: NAIK e SAWANT (2014)

O método que é utilizado na presente pesquisa é o multiporta, que foi desenvolvido justamente para o fluxo de potência, pois permite a transmissão bidirecional de informações entre as portas (conexões), o que fornece uma representação mais tecnológica do sistema (SILVA, 2005). Ele permite a relação entre as duas variáveis generalizadas, esforço (e) e fluxo (f), gerando como produto a potência, utilizando para isso apenas uma porta.

Este método utiliza elementos usuais dos domínios técnicos da engenharia, sendo de mais fácil compreensão, como pode ser observado na Figura 4.2, que traz um comparativo entre a abordagem fluxo de sinal (a) e a multiporta (b) de um sistema hidráulico simples.

Como pode ser observada na Figura 4.2, a técnica multiporta faz uso de ícones que representam componentes dos sistemas, disponibilizando para cada componente um ou mais submodelos, com diferentes hipóteses matemáticas, o que permite construir modelos com diferentes níveis de refinamento. Os ícones oferecidos em bibliotecas são desenvolvidos com base nos sistemas reais, permitindo uma visualização mais próxima da realidade.

Figura 4.2 - Representação de abordagem Fluxo de Sinal (a) e Fluxo de Potência (b)



Fonte: LEBRUN (1997)

No caso da inexistência de alguma hipótese matemática ou de um elemento, é possível construir ícones com as relações necessárias, sendo necessário conhecimento mais avançado em fundamentos matemáticos, físicos e de programação. Para um maior entendimento das características desta abordagem, é apresentada nos itens a seguir a plataforma computacional utilizada nesta pesquisa para o desenvolvimento de modelos dinâmicos.

4.2. A METODOLOGIA MULTIORTA E O AMBIENTE AMESIM

A metodologia multiporta é utilizada em uma série de softwares comerciais, como, por exemplo, Dymola, Modelica, Saber, Flowmaster e AMESim. A plataforma computacional utilizada no desenvolvimento da presente pesquisa é o AMESim® (*Advanced Modeling Environment for Simulation*, ou ambiente de modelagem avançada para simulação, em português), disponível na UFSC.

Inicialmente esta plataforma era dedicada à análise de sistemas hidráulicos, mas atualmente suas bibliotecas dispõem de uma grande diversidade de aplicações, como na resolução de problemas hidráulicos, mecânicos, eletromagnéticos, de controle, sistemas mistos, entre outros. Sendo uma ferramenta predominantemente utilizada na etapa de projeto preliminar apresenta uma abordagem global (parâmetros concentrados), com nível de abstração de sistema, e abordagem por fluxo de potência, conforme anteriormente apresentado.

A modelagem e simulação no ambiente AMESim se dão, assim como em outros softwares de simulação, em quatro etapas (SILVA, 2005), que são descritas a seguir:

- **1 - Construção do modelo 1-D (*Sketch Mode*):** é a etapa inicial, onde se constrói a representação gráfica, fazendo uso das bibliotecas disponíveis no software, nesta etapa é realizada conexão de ícones que devem respeitar a relação de causalidade das variáveis de entrada e saída.
- **2 - Escolha dos submodelos (*Submodel Mode*):** é a etapa onde se faz a escolha dos modelos matemáticos adotados, seguindo as hipóteses consideradas acerca do fenômeno físico em estudo.
- **3 - Definição de parâmetros (*Parameter Mode*):** nessa etapa definem-se os valores dos parâmetros de cada um dos modelos. Como por exemplo, valores de massa, coeficiente de amortecimento, inércia e rigidez de mola.
- **4 - Execução da Simulação (*Run Mode*):** definem-se nessa etapa valores referentes à simulação a ser realizada (tempo, modo e tolerância de simulação). Ao final dela é possível observar gráficos do comportamento temporal das variáveis do modelo.

Para construir a representação do sistema, a causalidade deve ser respeitada. A mesma define as causas e efeitos envolvidos na transferência de informações entre os submodelos, no caso do fluxo de potência, temos o esforço e o fluxo, dentro de cada domínio de estudo, como apresentado no Quadro 4.1.

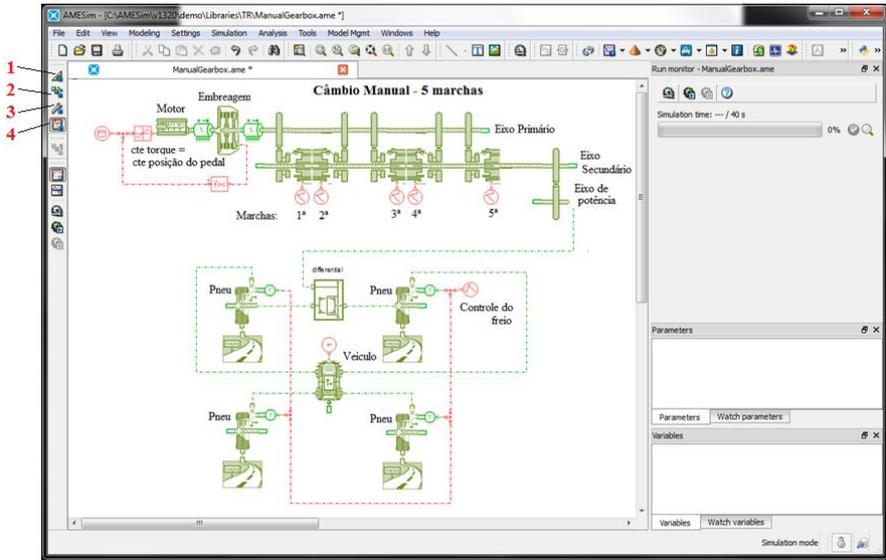
Nas seções 4.2.1 até 4.2.4 são apresentadas com maiores detalhes os principais aspectos de cada uma destas quatro etapas do desenvolvimento e simulação de um modelo. São apresentadas na seção 4.2.5, algumas análises de refinamento e avaliação do modelo virtual que a plataforma disponibiliza.

A interface do AMESim é apresentada na Figura 4.3, que apresenta um modelo de câmbio manual com cinco marchas, juntamente com a indicação em sequência das quatro etapas do processo de modelagem e simulação anteriormente apresentados.

O ambiente AMESim permite ainda a co-simulação entre software, tendo uma abundante interface com outros sistemas computacionais, como MATLAB/Simulink, Adams, Simpack, dSPACE,

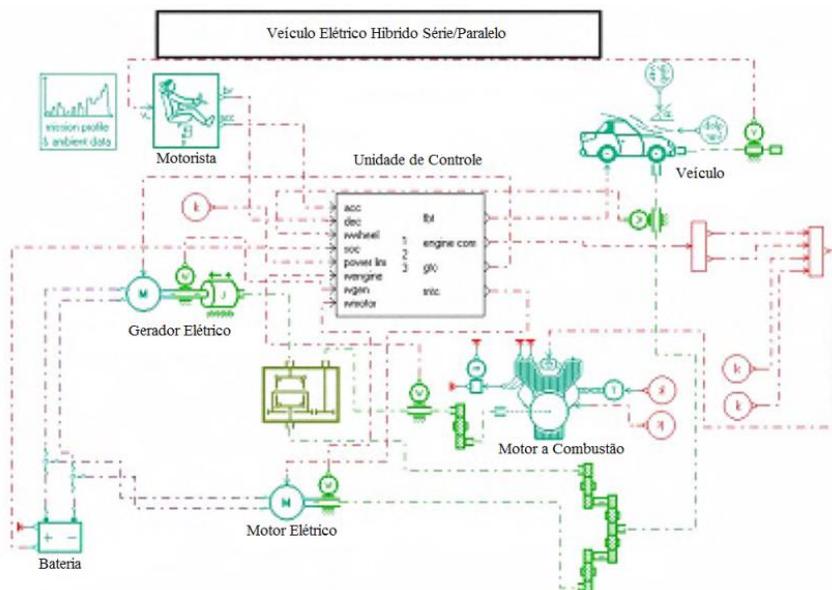
entre outros, o que aumenta seu leque de aplicações, pois além de realizar modelagens e simulações independentes, ainda deixa aberta a possibilidade de operação conjunta com outros pacotes.

Figura 4.3 - Interface software AMESim®



Um exemplo da interação com outras plataformas é a pesquisa de Zhang et al. (2009) que realizam simulação conjunta com o MATLAB/Simulink de um dispositivo de acoplamento dinâmico diferencial para um veículo elétrico híbrido. A modelagem via fluxo de potência é responsável pela simulação do modelo dinâmico do veículo e dos componentes, como o motor elétrico, o motor a combustão e o diferencial (Figura 4.4). O MATLAB/Simulink (fluxo de sinal) pelo controle do sistema que deve gerenciar as necessidades do veículo, onde se é requisitada baixa potência, só o motor elétrico opera, se a exigência é maior que a disponibilizada pelo motor elétrico, o motor a combustão opera sozinho e na máxima exigência, os dois sistemas operam em conjunto. Nesta pesquisa os autores apresentam os modelos esquemáticos desenvolvidos em cada software, as análises realizadas e descrevem os resultados, concluindo que a co-simulação é válida e que o sistema proposto atende as necessidades requeridas, como por exemplo, o menor consumo de combustível.

Figura 4.4 - Veículo elétrico híbrido



Fonte: ZHANG et al. (2009)

No modelo da Figura 4.4 pode ser observada a unidade de controle ao centro, onde é realizada a conexão com entradas e saídas, para a co-simulação entre as plataformas computacionais. Na lateral esquerda acima é observado o modelo de motorista, que é responsável pelo gerenciamento de ações do veículo, possuindo dados de percurso pré-definidos, e a partir da velocidade recebida do modelo de veículo (lateral direita), ele atua com comandos de aceleração e frenagem. Logo abaixo do sistema de controle é observado o modelo de motor à combustão que tem como entrada dados do controlador, já que opera apenas em certas condições fornecendo torque ao sistema.

4.2.1. Construção de Modelos

Neste primeiro passo do desenvolvimento, a plataforma disponibiliza bibliotecas focadas em diferentes temas e áreas, como apresentado no Quadro 4.3, que permitem a modelagem de vários tipos de sistemas, nos mais diversos campos da engenharia, além de permitir ao usuário desenvolver seus próprios modelos se necessário.

O entendimento físico do sistema em análise, sua fundamentação e suas relações precisam ser compreendidas para que se consiga definir de forma eficiente as melhores bibliotecas a serem utilizadas, pois já nesta etapa é iniciada a definição das simplificações e abstrações que serão dadas ao modelo.

Quadro 4.3 - Bibliotecas de modelos dinâmicos AMESim

<i>Biblioteca</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Principais Características</i>
Sinal e Controle		Biblioteca padrão que contém os componentes necessários de controle, medição e observação para os modelos.
Mecânica		Biblioteca padrão que possui elementos para simular sistemas mecânicos completos. Inclui elemento de movimento linear e de rotação.
Hidráulica		Contém componentes hidráulicos em geral para simular o comportamento dinâmico. São baseados em parâmetros de desempenho de componentes.
Pneumática		Contém modelos em nível de componentes para modelagem de grandes redes, e elementos básicos para modelar complexos componentes pneumáticos.
Powetrain		Biblioteca avançada, que é utilizada para modelar sistemas de transmissão, manuais ou automáticos, e permite incluir vibrações e efeitos de perda.
Térmica		Utilizado para modelar sistemas de transferência de calor entre materiais sólidos e para estudar a evolução térmica em sólidos quando submetidos a diferentes tipos de fontes de calor.
Elétrica Básica		Contém os elementos que cobrem as necessidades básicas para construir componentes elétricos.
IFP Driver		Utilizado para computar consumo de combustível, emissões e/ou para avaliar a performance de veículos convencionais ou híbridos.

IFP Motor		Dedicada à modelagem de performance, consumo e emissões de motores.
Dinâmica Veicular		Dedicada ao desenvolvimento de sistemas de controle, testes, avaliação de robustez, diagnóstico de falhas, <i>handling</i> , observação do comportamento relacionado aos sistemas de direção e freio, e para pré-dimensionamento de veículos.
IFP Exaustão		Utilizado para simular sistemas de exaustão, estudar consumo de combustível e emissão de veículos.

Fonte: Adaptado de IMAGINE (2007)

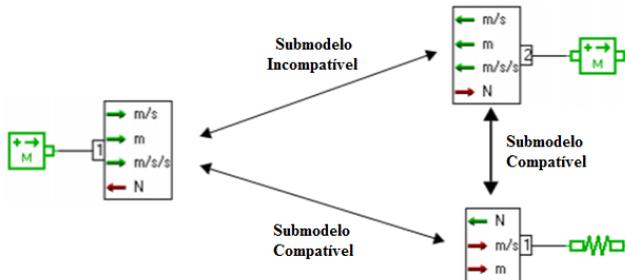
Além destas, pode-se citar as bibliotecas de sistemas de refrigeração, motores elétricos, mecânica plana, entre outras. Para a realização de modelagens com diferentes níveis de abordagem, algumas bibliotecas já apresentam modelos sofisticados, desenvolvidos e validados por indústrias de grande porte, como por exemplo, a de dinâmica veicular que foi desenvolvida com colaboração de empresas do ramo automotivo, como a PSA Peugeot Citroën (IMAGINE, 2007).

A modelagem nesta primeira etapa é facilitada pelas plataformas computacionais, pois os elementos disponíveis já tem entre si a necessidade de respeitar os requisitos de causalidade das variáveis físicas envolvidas, permitindo a conexão entre submodelos apenas se esses requisitos forem atendidos. A Figura 4.5 apresenta um exemplo desses requisitos na mecânica linear, onde uma massa não pode ser conectada diretamente com outra, pois para atender a causalidade e gerar potência, a variável de esforço “força (N)” necessita do fluxo “velocidade (m/s)”.

Ainda dentro da definição de causalidade os elementos são divididos em três grandes grupos: indutivos, capacitivos e resistivos. Os Indutivos recebem um esforço e fornecem fluxo, como por exemplo, uma inércia rotativa que recebe torque (N·m) e fornece velocidade angular (rad/s); os capacitivos que recebem fluxo e disponibilizam esforço, como uma mola que recebe velocidade (m/s) e fornece força (N); e os resistivos que dissipam energia, como um amortecedor que relaciona força (N) e velocidade (m/s) caracterizando o coeficiente de amortecimento (N·s/m). As variáveis, como podem ser observadas na

Figura 4.5, são apresentadas em um sistema de unidades combinado entre o sistema internacional (SI) e o sistema técnico.

Figura 4.5 - Compatibilidade e Incompatibilidade de submodelos



Fonte: Adaptado de IMAGINE (2007)

Mesmo com as bibliotecas validadas e tendo as facilidades fornecidas pelos programas, a construção de modelos deve ser realizada tendo em vistas as relações físicas envolvidas, e as simplificações e abstrações a serem aplicadas, pois isto é fundamental para simulação.

No caso da falta de algum elemento ou hipótese que for necessária para a construção de um modelo, é possível criar modelos e bibliotecas próprias, são os denominados *supercomponentes*. Quando é necessário criar esses componentes e/ou bibliotecas, deve-se tomar cuidado, pois a responsabilidade por garantir a coerência em termos matemáticos, de causalidade e demais pontos apresentados é do desenvolvedor, como observado nos modelos desenvolvidos nesta pesquisa.

4.2.2. Escolha dos Submodelos

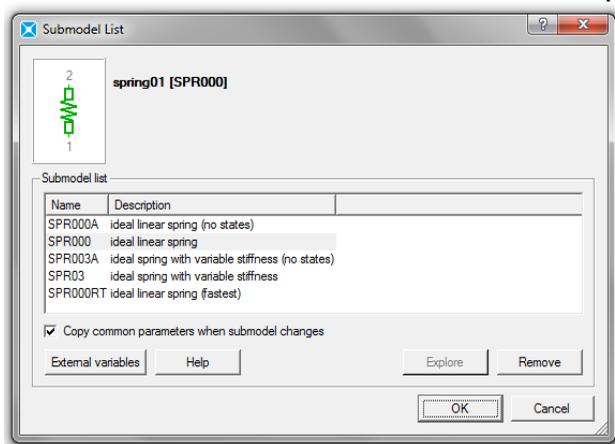
A segunda etapa do desenvolvimento de um modelo 1-D, a definição das hipóteses matemáticas a serem adotadas é a etapa mais importante do processo segundo alguns autores, pois demanda muito cuidado para se escolher os modelos que mais se adequam ao nível de modelagem que se deseja realizar, já que é necessário segundo Silva (2005), analisar as diferentes implicações que cada hipótese leva. Uma modelagem inicial, que faz uso apenas de parâmetros gerais do sistema em análise, pode não apresentar resultados válidos se utilizar hipóteses avançadas, visto que para conseguirem ser alimentados de maneira

satisfatória estes submodelos necessitam de informações bem detalhadas dos parâmetros do sistema real.

A definição dos submodelos é liberada pelo software somente se todo o circuito do modelo estiver conectado na primeira etapa, o que significa que todas as portas dos elementos devem estar conectadas, e com as causalidades atendidas. Então se dá início a esta segunda etapa, onde os elementos que disponibilizam mais de uma opção de hipótese matemática ficam em destaque, facilitando a identificação dos elementos que devem receber atenção.

Como exemplo da variedade de submodelos é apresentado na Figura 4.6 um elemento de mola fornecido da biblioteca mecânica, que apresenta cinco hipóteses a serem escolhidas. Para diferenciar as opções dentro de um mesmo elemento cada hipótese é associada a um código de identificação.

Figura 4.6 - Lista de submodelos de uma mola linear com duas portas



A primeira hipótese (SPR000A) considera uma mola linear ideal, sem variável de estado (variáveis de estado aumentam a ordem do sistema por meio do uso de um novo conjunto de coordenadas generalizadas), que aceita pré-carga sem deformação da mola, a segunda (SPR000) é quase idêntica, mas possui variável de estado e não aceita pré-carga. A terceira (SPR003A) e a quarta (SPR03) opções tem respectivamente as mesmas diferenças que as anteriores, mas são molas ideais com rigidez variável, e a quinta variação (SPR000RT) considera

uma mola linear ideal, mas não utiliza a variável de entrada base “velocidade” para os cálculos.

4.2.3. Definição de Parâmetros

Ao término da definição dos submodelos dá-se início à etapa que define as características específicas do sistema em estudo, onde seus parâmetros são inseridos no modelo, como por exemplo, em um elemento de massa é preciso fornecer os valores de massa e orientação de deslocamento. Nesta etapa, são definidas as entradas de sinal quando existirem.

As decisões tomadas nas etapas anteriores influenciam diretamente na quantidade e detalhamento dos parâmetros necessários para o modelo. Em modelagens que utilizam submodelos avançados, o detalhamento de seus parâmetros deve ser grande, o que por vezes é difícil de ter e de se alcançar, dependendo do sistema em estudo.

4.2.4. Execução da Simulação

Por fim a etapa de execução, onde antes da simulação propriamente dita, seus parâmetros, como tempo de simulação e tolerância devem ser definidos. Após a definição desses dados e a realização da simulação, são então fornecidos pelo software gráficos que demonstram os resultados da simulação com base no comportamento temporal das variáveis do modelo. Adicionalmente também é possível uma análise modal ou uma avaliação do índice de atividade (*Activity Index*) de cada variável, que permite observar a possibilidade de maiores simplificações no modelo sem que haja interferência na qualidade dos resultados, fazendo uma analogia a uma estrutura tubular de um veículo, seria como identificar o tubo que não sofre carregamentos significativos, e removê-lo.

Nessa etapa, segundo Michelloti (2008), é importante desenvolver a capacidade de análise dos resultados fornecidos pelo sistema, verificando sua adequação.

4.2.5. Análises de Refinamento e Avaliação

Com o modelo fundamentado, o projetista ainda pode realizar testes com ele para colher informações do desempenho e suas reações.

Nesta ideia de avaliação e refinamento surgem algumas análises que podem ser realizadas dentro do ambiente de modelagem, que são:

- *Análise de sensibilidade:* estuda a influência que cada parâmetro e ou variável tem sobre o desempenho do modelo. É feita para que o projetista tenha nítida percepção das decisões que toma e as consequências que ela tem no todo. Neste momento depreende-se a relevância do denominado espaço de projeto, que pode ser definido segundo Back et al. (2008), como um espaço N-dimensional que define suas fronteiras com base nos limites dos parâmetros de projeto, valores mínimos e máximos.
- *Análise de compatibilidade:* tem por finalidade avaliar a coexistência harmônica dos sistemas, subsistemas e componentes ao longo do ciclo de vida. Deve gerar um produto consistente em diversos atributos, entre eles, estética, fabricação, custo, uso, entre outros. Essa análise se inicia pela análise dos parâmetros de projeto, verificando os que menos afetam o desempenho do todo, como na análise de sensibilidade, faz-se então o estudo dos sistemas, subsistemas, ou componentes para que se houverem problemas em sua associação as mudanças e ajustes possam ser feitos através dos parâmetros que menos afetam o desempenho do todo.
- *Análise de estabilidade:* é analisada a capacidade que o produto tem de operar no limite dos parâmetros e variáveis em que foi projetado, e que mesmo estando em condições adversas ao projeto, consiga realizar sua função de forma estável. Assim, se um produto operar fora de sua posição de estabilidade, de equilíbrio, ele pode ter um comportamento, estável, instável ou indiferente à ação sofrida, o desejável é o comportamento estável, ao menos dentro dos limites do espaço de projeto, durante toda a vida útil do produto.

Essas análises auxiliam no desenvolvimento e definição do sistema, sendo em alguns casos a principal função do modelo construído a obtenção dos dados fornecidos em uma delas, já que auxiliam na eliminação, ou, ao menos, na mitigação de características que podem interferir no adequado comportamento do produto, nas fases de fabricação, uso ou descarte, segundo Back et al. (2008).

4.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentados os principais aspectos da modelagem dinâmica via fluxo de potência, onde foram brevemente apresentadas as principais características da abordagem e os métodos que fazem uso dela. Em seguida foi realizada a descrição da metodologia multiporta, por meio da descrição do ambiente AMESim que é a ferramenta computacional utilizada para a modelagem virtual do presente estudo.

No próximo capítulo são apresentados os principais aspectos da dinâmica veicular, suas divisões, áreas de estudo e aplicações, além de uma breve apresentação dos principais sistemas que compõe um veículo. Estas apresentações são feitas com o objetivo de fornecer conhecimento da área, visto que o estudo de caso apresentado é um automóvel com características específicas, que também exige conhecimentos específicos para seu entendimento e modelagem.

5. DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular define as características de comportamento, uso e desempenho dos veículos, o que a torna fundamental em qualquer projeto da área. Sendo um tema de pesquisas bastante amplo, a dinâmica veicular está presente em qualquer projeto que envolva desde carros, motocicletas, caminhões, até bicicletas. Este tema de estudo é tão abrangente que é possível encontrar materiais que apresentam foco específico em apenas um grupo característico de veículos, como por exemplo, veículos de competição (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995), motocicletas (COSSALTER, 2006), e veículos terrestres (WONG, 2001).

Neste capítulo são brevemente exposto detalhes e exemplos de algumas das diferentes formas que a dinâmica veicular se apresenta, comportamento dinâmico, *handling*, dinâmica longitudinal, vertical e lateral, bem como apresentar as características fundamentais de alguns dos principais subsistemas que compõem um veículo. O propósito de apresentar os aspectos que regem o comportamento dinâmico de um veículo é para que, na apresentação dos modelos desenvolvidos nesta pesquisa, no próximo capítulo, fiquem claras as simplificações adotadas e a abrangência que é dada aos modelos.

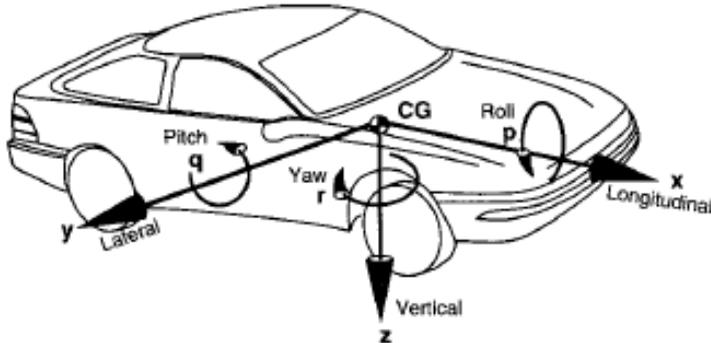
5.1. SISTEMA DE COORDENADAS

Os veículos são sujeitos a forças e momentos, denominadas genericamente de cargas, que os mantêm em velocidade constante ou geram acelerações, essas cargas advêm dos pneus, da aerodinâmica ou de forças gravitacionais e são aplicadas em diferentes locais e direções no corpo do veículo. Conforme apresenta Gillespie (1992) isso gera a necessidade de se ter um sistema de coordenadas que permita o cálculo das cargas resultantes nos modelos. Para atender esta demanda algumas estruturas foram desenvolvidas para facilitar a integração entre pesquisadores e estudantes, dentre elas está o sistema de coordenadas convencionalizado pela SAE, apresentado na Figura 5.1, que caracteriza os eixos de deslocamento e rotação da carroceria de um veículo.

Neste sistema de coordenadas a origem é o centro de gravidade do veículo (CG), que depende da distribuição de peso de cada modelo. O eixo x refere-se à longitudinal, paralelo ao piso com sentido para frente, o eixo y é o eixo lateral, também paralelo ao solo, mas

perpendicular ao eixo x , tem sentido positivo na lateral direita, e o eixo z é o eixo vertical, perpendicular ao solo e normalizado para baixo pela SAE. Destes eixos também são definidas as rotações, se sobre o eixo x é a rolagem da carroceria (*roll*), se sobre o eixo y é a arfagem (*pitch*) e se sobre o eixo z é a guinada (*yaw*).

Figura 5.1 - Sistema de coordenadas de dinâmica veicular SAE J670e



Fonte: GILLESPIE (1992)

Nos estudos realizados nesta pesquisa o sistema de coordenadas utilizado tem o eixo z convencionado para cima, diferenciando-se do modelo da SAE, apresentado. Essa mudança se deve à plataforma computacional utilizada.

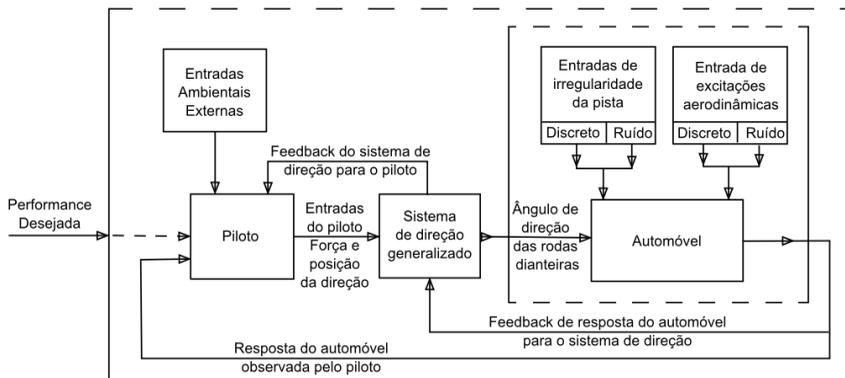
5.2. AS FACES DA DINÂMICA VEICULAR

Rio (2009) apresenta a dinâmica veicular como sendo os estudos das origens e efeitos das forças de aceleração, frenagem e comportamento em curvas de um veículo. Cita também que um dos itens de maior foco deste tema é relacionado ao contato do pneu com o solo, destacando que é essencial interpretar e perceber o comportamento dos pneus em diferentes situações de operação. Pode-se definir então, que em essência a dinâmica veicular se preocupa com a interação do veículo com o meio, estudando as acelerações, forças e momentos que sofre quando em movimento.

Também é de grande importância ter entendimento da relação existente entre o piloto, o veículo e o terreno (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). Neste sentido, é apresentado o diagrama da Figura

5.2 que representa a composição e interação entre o comportamento do veículo, entradas do ambiente e as ações do piloto.

Figura 5.2 - Representação da relação entre veículo e piloto



Fonte: Adaptado de MILLIKEN & MILLIKEN (1995)

O piloto, que comanda volante e pedais, recebe informações do veículo via acelerações e rotações dos eixos e ajusta seus comandos para responder às informações recebidas. As reações devem ser preferencialmente lineares e progressivas para facilitar o controle em alta exigência de desempenho, ou seja, sobre condições extremas, como em altas velocidades, o veículo deve passar ao piloto suas reações, de escorregamento dos pneus, potência disponível, entre outros e ele deve reagir de maneira adequada a elas, para não perder o controle.

Devido à grande relação entre piloto e veículo, muitos autores dividem dinâmica veicular em dois grupos: *comportamento dinâmico* e *handling*. O comportamento dinâmico é descrito por Rio (2009), como a forma que o veículo se comporta em mudanças de direção, ou em curvas, dependendo somente da capacidade que tem de suportar acelerações laterais, e *handling* acrescenta a estas características a capacidade do veículo de transmitir ao piloto este comportamento, facilitando assim as operações de pilotagem e a manutenção do controle.

Blundell & Harty (2004) também dividem dinâmica veicular em duas categorias distintas, com significados similares aos anteriormente citados, mas as denominam respectivamente como isolamento e controle. Além desta divisão ainda as dividem em subcategorias de estudo, o isolamento dividem em: distúrbios gerados pelo próprio

veículo (vibrações do motor e ruídos) e impostas pelo ambiente (oscilações da pista e interações aerodinâmicas, por exemplo). No controle, que trabalha com a influência do motorista, subdividem em velocidade (dependente do peso e disponibilidade de energia de tração), e ajuste de direção (taxa de guinada). Os autores ainda colocam que o mais complexo em se trabalhar com dinâmica veicular não são as análises individuais, mas sim a complexidade das suas interações.

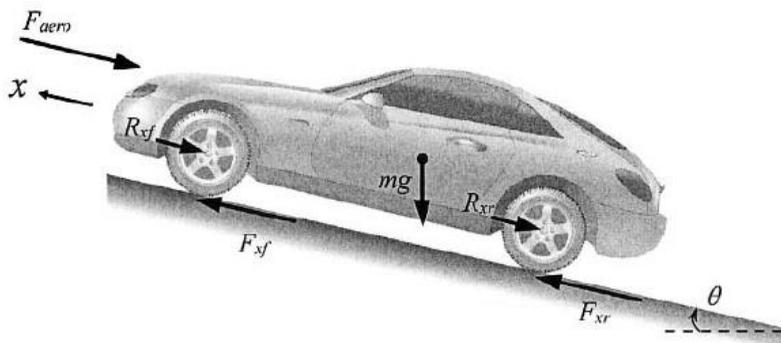
Como apresenta Milliken & Milliken (1995), é complicado caracterizar o comportamento do piloto para a construção de um modelo, então em geral os modelos são desenvolvidos para avaliar o controle e estabilidade dos sistemas que compõem o veículo. Segundo Freitas (2006), a utilização de modelos dinâmicos para o desenvolvimento de veículos é realizada para obter uma predição desse comportamento antes da sua existência física, o que permite estudos detalhados de seu desempenho, e auxilia na otimização de seus componentes e do comportamento dinâmico, diminuindo custo e tempo de projeto. Segundo Klomp (2010), estes modelos devem captar as propriedades mais relevantes do sistema de interesse e apresentar as devidas simplificações quando requerido. Neste ponto de vista a dinâmica veicular é dividida em três grupos: dinâmica longitudinal, lateral e vertical, que são caracterizadas a seguir.

5.2.1. Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal é focada nos estudos de desempenho dos modelos ao longo do eixo x , fundamentalmente em acelerações e em frenagens. Faz uso dos principais aspectos de sistemas como *powertrain*, freios, chassi, suspensão e pneus.

Das análises são coletados dados de aceleração máxima, retomada de aceleração, velocidade máxima, desempenho em acilves, e consumo de combustível, caracterizando as forças trativas do veículo, os esforços resistivos e o desempenho e comportamento dos pneus. A Figura 5.3 demonstra as forças longitudinais atuando em um veículo em movimento numa pista inclinada. Onde F_{aero} é a força de arrasto aerodinâmico, as forças R_{xf} e R_{xr} são as forças de resistência ao rolamento, as forças F_{xf} e F_{xr} são as forças motrizes, mg é o peso do veículo, θ é o ângulo de inclinação da pista e x é o sentido do movimento.

Figura 5.3 - Forças Longitudinais



Fonte: RAJAMANI (2006)

Pode-se exemplificar a aplicação da dinâmica longitudinal com a pesquisa de Ryu et al. (2009) que fazem uso da plataforma computacional AMESim para estudo do desempenho de um veículo elétrico híbrido com sistema de CVT com embreagem, avaliando quesitos de retomada de aceleração do modelo, onde se destaca que no sistema observado, o mais importante é o compromisso entre ganho de pressão na embreagem e taxa de mudança da pressão. Na pesquisa apresentam a modelagem do sistema e, com base neles, fazem simulações e validação dos modelos, seguida da discussão dos resultados obtidos.

Com o crescente desenvolvimento de equipamentos de controle, com objetivo de melhorar o desempenho e segurança, a eletrônica vem ganhando espaço na dinâmica longitudinal dos veículos, pois permite o controle da transferência de carga longitudinal (*pitch*) em acelerações, desacelerações e aclives, bem como do escorregamento dos pneus e dos efeitos aerodinâmicos. Majdoub et al. (2012) por exemplo, desenvolvem um modelo de controle da dinâmica longitudinal levando em consideração estes três parâmetros, suas maiores contribuições são o desenvolvimento de um modelo de controle para o comportamento longitudinal, utilizado para o desenvolvimento de um controlador não linear, que melhora a estabilidade global de automóveis e a regulação da velocidade longitudinal em acelerações e desacelerações.

5.2.2. Dinâmica Vertical

Fundamentalmente focada no desenvolvimento da suspensão, a dinâmica vertical tem grande importância para o deslocamento do veículo e comportamento perante oscilações impostas pelo solo, sendo assim se preocupa com os movimentos e forças que atuam no eixo z (perpendicularmente ao solo), cobrindo aspectos de sistemas como suspensão, *powertrain* e características de conforto.

Estudos das oscilações sofridas pelo veículo definem suas características de “qualidade ao rodar”, fornecendo dados de conforto dos passageiros em veículos de passeio. As diferentes velocidades e pisos em que um automóvel trafega fazem com que ele passe por diferentes faixas de vibração. Para a definição de seu conforto e “qualidade ao rodar”, estas vibrações são normalizadas em índices de conforto humano. Uma destas normas é a ISO 2631, que apesar de não ter foco exclusivo em veículos, apresenta dados sobre os níveis aceitáveis de exposição do corpo humano a vibrações transmitidas através de superfícies de sustentação.

O setor automotivo tem grande interesse nessa área, pois além dos quesitos de conforto, nela também se insere grande parte dos estudos sobre *handling*. Segundo Nguyen (2005), o desejo dos motoristas de andar cada vez mais rápido em diferentes vias esperando estabilidade e segurança em manobras, e o pouco conhecimento sobre os limites de seus veículos, faz com que qualquer comportamento incomum gere acidentes, sendo assim necessário altos investimentos em sistemas que tornem os veículos confiáveis e seguros. O grande impulso nos estudos deste tema foi dado no início da década de 1930, com pesquisas sobre o comportamento dos pneus, visto que as principais fontes de excitação em um automóvel são as imperfeições e ondulações do solo, a rotação e deformação dos pneus e o *powertrain*.

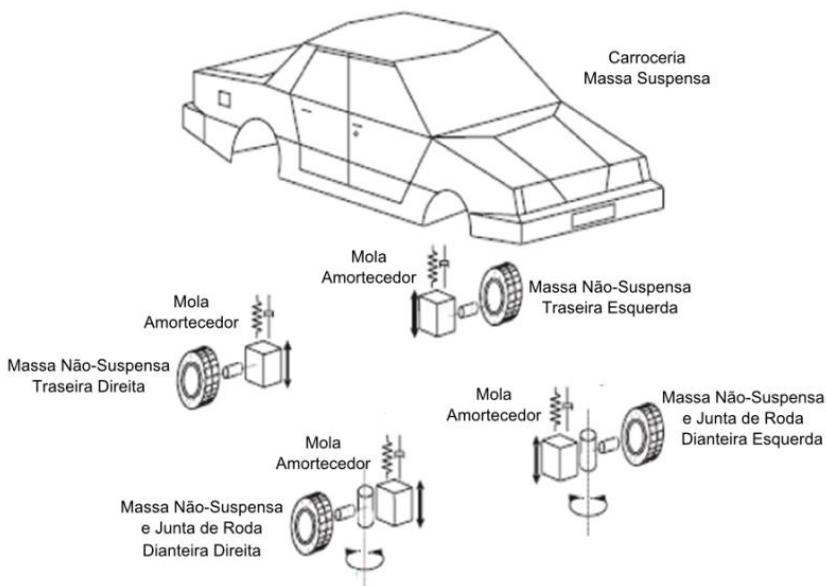
No desdobramento das análises necessárias para o desenvolvimento de modelos com dinâmica vertical, a massa dos veículos é dividida em dois grupos, massa suspensa e não suspensa, conforme a Figura 5.4.

- **Massa suspensa:** é a massa dos componentes da carroceria que não sofrem excitações diretas do piso. Segundo Bosch (2005), deve ser onde a maior parte da massa do veículo deve estar distribuída. Por alocar os passageiros e sofrer as movimentações

lineares e rotacionais advindas das excitações das massas não-suspensas, é na massa suspensa onde se avalia o conforto dos veículos.

- **Massas não-suspensas:** é composta pelos componentes que sofrem excitação direta do solo, sendo responsáveis por manter o contato do pneu com o solo e pelo isolamento da transmissão das irregularidades para a carroceria. Bosch (2005) afirma que um melhor desempenho dinâmico exige a diminuição desta massa. Em geral estas massas são compostas pelas rodas, pneus, freios, e parte da massa dos componentes da suspensão, molas e amortecedores.

Figura 5.4 - Massa suspensa e massa não suspensa

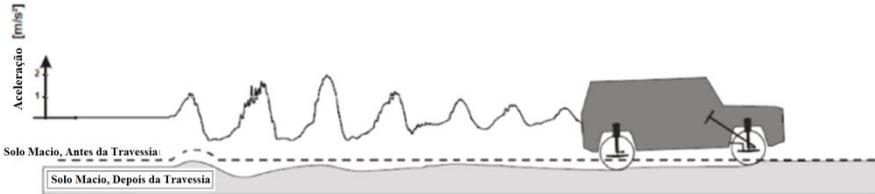


Fonte: Adaptado de BLUNDELL e HARTY (2004)

Observando principalmente o comportamento de *pitch* de veículos em solos macios, Kölsch (2000) realizou estudos bidimensionais da dinâmica vertical fazendo uso de método de elementos finitos, que permite um maior controle das características do solo. O autor destaca a importância do piso para os estudos e que os carregamentos sofrem influência dele, pois conforme apresentado na

Figura 5.5, ao passar por um obstáculo a transferência de carga influencia nos carregamentos gerados pelos pneus no solo e consequentemente sua resposta.

Figura 5.5 - Veículo trafegando em piso macio com obstáculo



Fonte: KÖLSCH (2000)

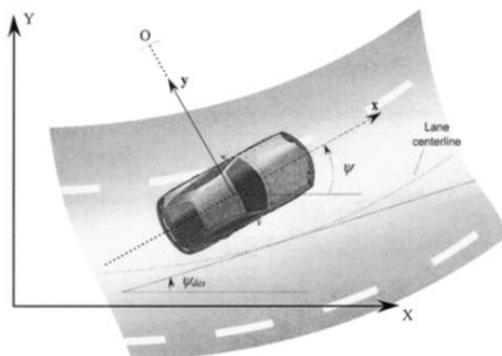
Os resultados apresentados de deslocamentos, carregamentos e ângulo de arfagem (*pitch*), da massa suspensa do modelo são para pisos com diferentes geometrias. Primeiramente são apresentados os resultados para a pista com um único obstáculo, com 1,0m de comprimento e 0,13m de altura e em um segundo momento os resultados para uma pista com uma sequência de obstáculos com 3,0 m comprimento por 0,1m altura.

5.2.3. Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral preocupa-se em prever o comportamento do veículo sob a ação de movimentos e forças na direção transversal à trajetória (eixo *y*) e seus efeitos quanto à rolagem da carroceria (*roll*) e ao ângulo de deriva (definido entre o plano médio do pneu e a direção de deslocamento seguida por ele), considerando o sistema de suspensão, direção e pneus.

Além dos estudos relacionados ao desempenho dos veículos em curva, conforme apresentado na Figura 5.6, a dinâmica lateral também estuda as forças aerodinâmicas laterais (rajadas de vento). Quando em baixas velocidades é observado a geometria e desempenho da suspensão, enquanto que em altas velocidades o foco é dado para análise do escorregamento dos pneus.

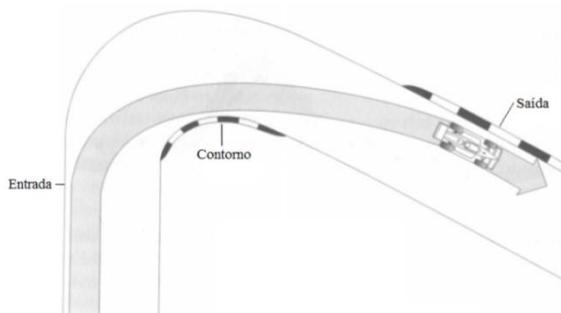
Figura 5.6 - Dinâmica Lateral



Fonte: RAJAMANI (2006)

Para observação do desempenho dos sistemas em estudo, as curvas são divididas em fases, sendo elas a entrada ou ponto de tomada, o contorno e a saída, conforme apresentado na Figura 5.7. Além desta divisão ainda é feita a distinção do regime de contorno da curva ou de manobras direcionais, sendo constante ou transiente. O regime constante avalia as forças e comportamentos quando em situações de solicitação constantes no tempo, como curvas de raio constante, permitindo ainda avaliação da tendência direcional e de parâmetros de controle da direção e suspensão, enquanto o regime transiente refere-se à avaliação de solicitações variáveis no tempo, tendo maior interação entre os sistemas, o que conseqüentemente gera maior influência na estabilidade e dirigibilidade.

Figura 5.7 - Fases de uma curva

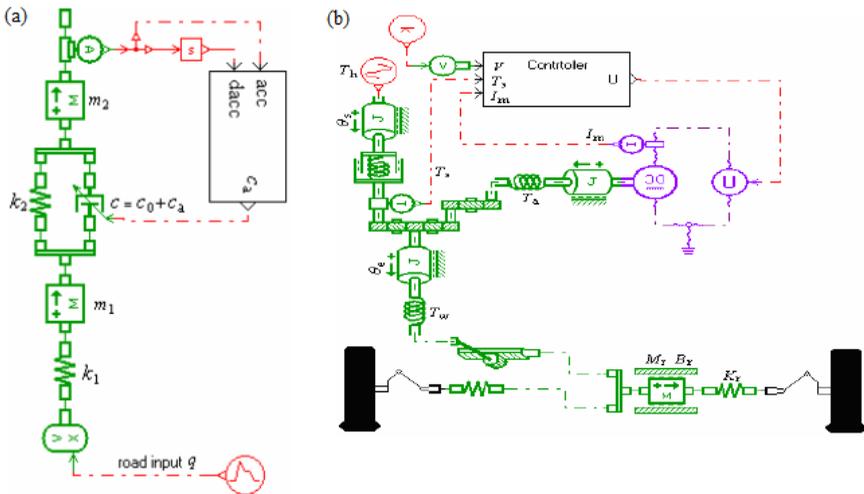


Fonte: BENTLEY (1998)

Fazendo uso da dinâmica lateral e vertical, Long et al. (2007) realizam estudos com o *software* AMESim, demonstrando que o controle integral de um veículo com uso de suspensão semi-ativa (SAS) e sistema de direção elétrico (EPS) é possível, além de permitir maior conforto e estabilidade para o veículo. Na Figura 5.8, são apresentadas as modelagens 1D dos sistemas, em (a) o sistema de suspensão ativa é modelado como $\frac{1}{4}$ do carro, com dois graus de liberdade, onde a massa m_1 representa a massa não-suspensa e a m_2 representa a massa suspensa do modelo, em (b) a modelagem do sistema de direção com auxílio elétrico.

Apesar de ser dividida nestas três áreas, longitudinal, vertical e lateral, a dinâmica veicular corresponde à integração e interação delas, sendo de fundamental importância para o desenvolvimento de qualquer veículo a realização de modelagens e coleta de dados. Para uma boa definição dos modelos também é necessário ter conhecimento sobre os sistemas que compõe um veículo, na próxima seção são apresentados alguns destes sistemas, dando uma breve visão de suas principais características e variações.

Figura 5.8 - (a) Suspensão semi-ativa $\frac{1}{4}$ do veículo, (b) Sistema de direção elétrico



Fonte: LONG et al. (2007)

5.3. PRINCIPAIS SUBSISTEMAS

Assim como outros equipamentos e máquinas, veículos podem ser divididos em subsistemas com características e funções específicas, de uma maneira geral pode-se dividir os veículos em: sistema de suspensão, de propulsão, de transmissão, de direção e de freios. Existem ainda outros sistemas e outras divisões, não abordadas nesse trabalho.

5.3.1. Sistema de Suspensão

A suspensão estabelece a conexão entre a carroceria e as rodas do veículo, permitindo o movimento vertical das rodas para compensar as irregularidades da pista, sendo função da suspensão limitar a rolagem da carroceria; manter o contato dos pneus com o solo de forma que ocorra a menor variação possível de carga; controlar a geometria dela e da direção; e oferecer resistência às reações produzidas pelos pneus tais como forças longitudinais, forças laterais, torques gerados por frenagens e pela mudança de direção, conforme Gillespie (1992).

Na maior parte dos veículos as rodas dianteiras são direcionáveis e com isso têm interação direta com o sistema de direção. Esta interação deve ser cuidadosamente analisada no desenvolvimento deste sistema, de forma a não influenciar negativamente seu desempenho. Além disso, segundo Bosch (2005), a geometria adequada da suspensão e a definição das molas e amortecedores possibilitam controlar os movimentos verticais, a arfagem (transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro) e a rolagem da carroceria.

Existem diversos modelos de suspensão que permitem diferentes regulagens e que são indicadas para diferentes aplicações conforme o uso do veículo, no Quadro 5.1 são apresentados alguns de seus modelos e suas principais características, tomando por base o que é apresentado por Gillespie (1992), Milliken & Milliken(1995) e Dixon (2009).

Quadro 5.1 - Modelos de suspensão

McPherson		<p>Modelo de suspensão simples, compacto e de baixo custo, largamente utilizada no eixo dianteiro dos veículos de passeio.</p>
Duplo A		<p>Configuração robusta, que permite maior controle dos ângulos da geometria da suspensão, transmite pouca vibração para a estrutura do veículo.</p>
Multilink		<p>Modelo sofisticado e robusto, que permite controle total dos ângulos da suspensão, mas tem custo elevado em comparação com outros modelos.</p>
Braço Arrastado		<p>Modelo compacto, apresenta um bom comportamento dinâmico, sendo largamente utilizado na traseira de veículos compactos e médios.</p>
Eixo Rígido		<p>Modelo simples, robusto, de baixo custo e baixa manutenção, possui massa elevada, sendo mais utilizada em veículos de transporte de carga.</p>

Estas diferentes estruturas e conceitos de suspensão permitem que, conforme aplicação, seja possível regulagens e a escolha de fatores próprios da suspensão que melhor atendam às necessidades de bom desempenho do veículo. O estudo de caso que é feito nesse trabalho é

um bom exemplo deste tema, onde os dois modelos de carro que são utilizados fazem uso de diferentes arquiteturas de suspensão buscando o melhor desempenho.

5.3.2. Sistema de Propulsão

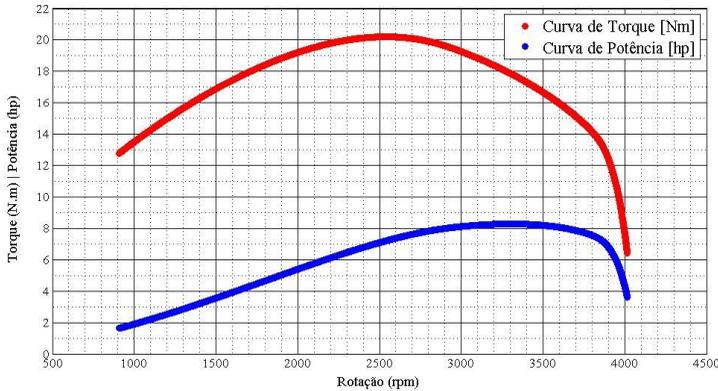
É o sistema que disponibiliza trabalho mecânico para o veículo, fundamentalmente é um conversor de energia em trabalho. Apresenta diferentes princípios de funcionamento, como combustão interna, elétrico e híbrido. O sistema de propulsão mais utilizado em veículos ainda é o de combustão interna, que converte a energia química contida nos combustíveis em calor e este em trabalho mecânico.

Com as intensas campanhas em prol da diminuição da poluição e a necessidade de maior eficiência energética, nos últimos anos este sistema apresenta uma ampla gama de pesquisas e novas tecnologias. Um exemplo é a pesquisa apresentada por Perez (2008), que realiza simulação em tempo real de um veículo em bancada de testes para calibração transiente do motor e construção de um modelo dinâmico computacional que permite a reprodução destes testes para observar o consumo de combustível e a emissão de gases em ciclos parametrizados, permitindo uma avaliação das estratégias de controle do motor, concluindo que os resultados atendem os requisitos de validação do modelo e permitem sua aplicação.

Para modelagens da dinâmica veicular o dado mais importante deste sistema são as curvas de desempenho, torque e potência em relação à rotação e carga do motor. As curvas obtidas pela Equipe UFSC Baja SAE da Figura 5.9 apresentam os dados do motor Briggs & Stratton, utilizado nos veículos do estudo de caso, com carga máxima, ou seja, valores obtidos com máxima abertura da admissão.

Estas curvas do sistema propulsor são fundamentais para o desenvolvimento e adequação do sistema de transmissão, pois com elas é possível buscar o desempenho pretendido para o veículo.

Figura 5.9 - Curvas de potência e torque motor Briggs & Stratton



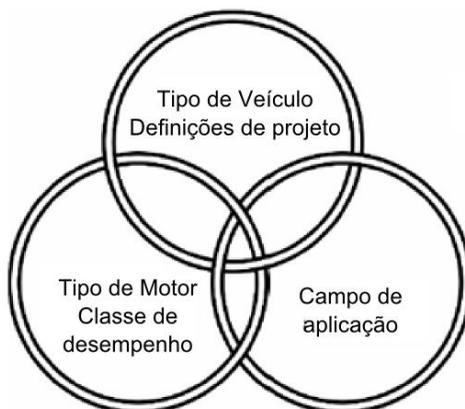
Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

5.3.3. Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão tem a função de transmitir potência mecânica do motor para as rodas, geralmente é composto pelo câmbio e diferencial. As relações de transmissão do sistema devem ser projetadas para adaptar-se ao torque fornecido pelo motor (sistema de propulsão) e à força de tração requerida para o movimento, assim sendo é ele o responsável por adequar as curvas de desempenho do motor às necessidades do veículo (BOSCH, 2005).

Todo veículo necessita de um sistema de transmissão, sendo assim, segundo Naunheimer (2011) sua arquitetura depende de diversos fatores, entre eles pode-se citar o *layout* do veículo, como posição do sistema de propulsão e tipo de tração (dianteira, traseira ou integral) e sua aplicação, veículo de passeio, *off-road*, transporte de carga ou embarcações, por exemplo. O tipo de veículo, de motor e o campo de aplicação são os principais fatores de especificações que definem o sistema, visando a melhor adequação ao propósito de aplicação, visto que este sistema tem influência direta no consumo de combustível e no desempenho do veículo. Cada um destes fatores restringe a definição do *layout* final como apresentado na Figura 5.10.

Figura 5.10 - Fatores de especificação de sistema de transmissão



Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER (2011)

Um exemplo aplicado a estes sistema é a pesquisa apresentada por Albuquerque (2003) que faz a caracterização da resposta dinâmica de uma transmissão continuamente variável (CVT) por polias expansivas, conforme mencionado no Capítulo 3.

5.3.4. Sistema de Direção

O sistema de direção converte o movimento de giro do volante, executado pelo motorista ou por algum outro agente mecânico, em movimento angular das rodas direcionais do veículo. Diretamente influenciado pelo sistema de suspensão, este sistema é complexo de ser projetado, tendo características específicas conforme a aplicação do veículo em desenvolvimento, seus requisitos básicos são listados a seguir, conforme apresenta Bosch (2005):

- Impactos resultantes das irregularidades da pista devem ser retransmitidos ao volante com o máximo amortecimento e de maneira a se manter o controle.
- O veículo deve reagir à mínima correção do volante de forma rápida e segura.
- Quando o volante é liberado as rodas devem retornar automaticamente a posição de alinhamento e permanecer estável nessa posição.

Diferentes sistemas de auxílio são aplicados para o sistema de direção com a finalidade de reduzir o esforço de acionamento do volante, sendo fundamentalmente, hidráulicos e elétricos. Sistemas de auxílio elétrico vêm ganhando grande visibilidade devido à qualidade de resposta apresentada, tanto que a conexão mecânica com o volante é mantida em veículos comerciais somente devido a exigências de segurança impostas por lei.

Diferentes propostas de controle para sistemas elétricos vêm sendo desenvolvidos, entre eles podemos citar o sistema de direção assistida por força auxiliar, apresentado por Li-Quiang (2010), que considerando um veículo elétrico com motores nas rodas, propõe um sistema de controle utilizando a força motriz dos motores de tração para auxiliar a direção, denominando o sistema como DFPS (*Driving Force Power Steering*). A estratégia desenvolvida é de que o torque do motor seja controlado para fornecer força para auxiliar o sistema de direção. O autor faz uso dos softwares AMESim para a simulação dinâmica do modelo e MATLAB/Simulink para o desenvolvimento do sistema de controle e conclui que com base nas simulações realizadas, a proposta reduz a força necessária para virar o volante em baixas velocidades e que o *feedback* da pista em altas velocidades e a capacidade de retorno da direção a posição neutra são melhorados.

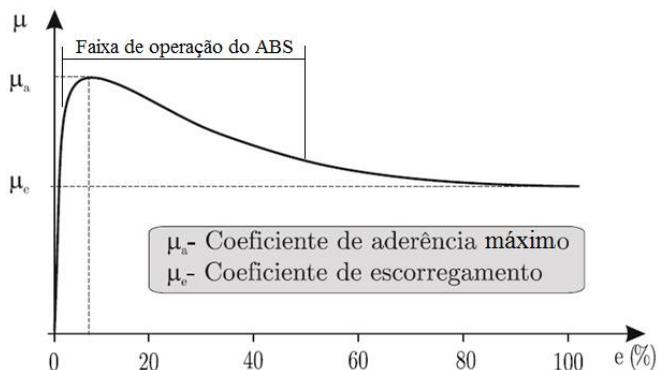
5.3.5. Sistema de Freios

O sistema de freios permite ao motorista, com atuação progressiva, reduzir a velocidade ou levar o veículo à imobilidade. Seu princípio de funcionamento é o atrito entre as pastilhas de freio e os discos, ou entre as sapatas e os tambores de freio, que geram as forças de frenagem necessárias para desacelerar o veículo, dissipando essa energia cinética na forma de calor (BOSCH, 2005).

Sendo um item de segurança indispensável para qualquer veículo, os avanços tecnológicos de materiais e eletrônica vêm se aderindo cada vez mais neste sistema, como por exemplo, sistema ABS, hoje obrigatório nos veículos nacionais, que através de uma série de sensores avalia a variação do coeficiente de atrito do pneu com a pista com relação ao escorregamento dos pneus (que é definido como uma relação entre a velocidade de translação do veículo e a velocidade tangencial da roda). Como apresentado na Figura 5.11, onde na iminência de travamento das rodas, o controle diminui as forças de frenagem evitando que ocorra 100% de escorregamento (rodas travadas, μ_e) e busca a

máxima aderência (μ_a). Este sistema é planejado para manter o nível de escorregamento dos pneus dentro de uma faixa operacional de frenagem, definida ótima (NICOLAZZI et al., 2012).

Figura 5.11 - Variação do coeficiente de atrito com o escorregamento dos pneus

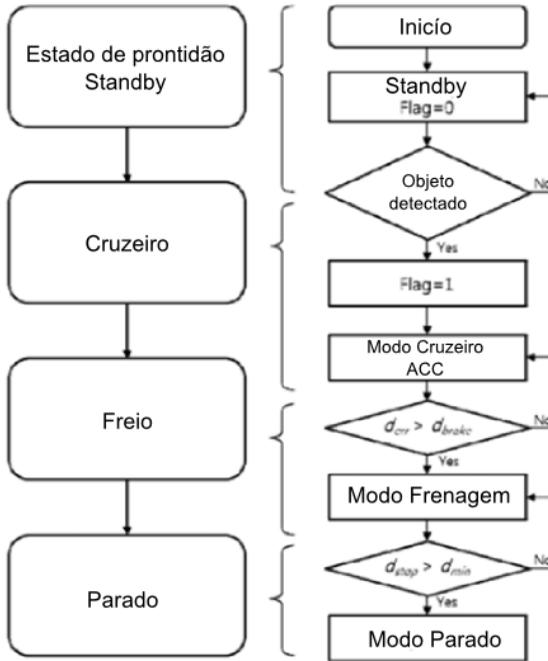


Fonte: NICOLAZZI et al. (2012)

Outro sistema de segurança que utiliza os freios é o proposto por Lee et al. (2013) que apresentam o desenvolvimento de um sistema de frenagem autônomo que utiliza a distância prevista de parada para atuar, na Figura 5.12 é apresentado o fluxograma de ações seguidas pelo algoritmo proposto.

Quando o veículo está operando em situação normal, sem obstáculos o sistema fica na condição inicial, sem atuação, mantendo velocidade de cruzeiro definida pelo usuário. Quando é observado um obstáculo à frente o algoritmo entra no modo chamado ACC que é um Controle Adaptativo de Cruzeiro, que busca manter uma distância segura do obstáculo, reduzindo a velocidade se necessário. Esta condição de operação é mantida enquanto a distância prevista de parada é menor que a distância existente, quando esta condição é rompida, então se dá início ao modo de frenagem que auxiliado pelo controle eletrônico de estabilidade (ESC) ou pelo mecanismo do pedal de freio reduz a velocidade até o veículo parar completamente, entrando no modo parado.

Figura 5.12 - Fluxograma de etapas do sistema de frenagem autônomo



Fonte: LEE et al. (2013)

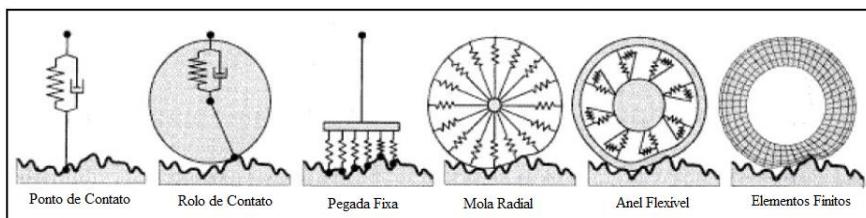
A distância prevista de parada é, segundo os autores, um dos itens de maior importância para o algoritmo funcionar adequadamente, visto que ele tem que atender desaceleração desejada, parâmetro que pode ser definido pelo usuário, que pode escolher uma desaceleração suave ou agressiva. Os testes realizados e resultados apresentados já validam esta metodologia perante a interação com objetos estacionários.

Estes subsistemas que compõem um veículo são alvo de estudo nas etapas do processo de desenvolvimento, demandando esforços para sua caracterização e cuidados para com a integração do todo, que se dá através de estudos de desempenho e comportamento feitos através da dinâmica veicular. Um dos temas mais complexos de se abordar num veículo é a interação dele com o solo, sendo os pneus um tema fundamental a ser estudado, ou ao menos apresentado, para realização de estudos nessa área. A seção a seguir apresenta alguns aspectos gerais sobre o assunto.

5.4. PNEUS

Um dos itens de maior complexidade no desenvolvimento de qualquer modelo dinâmico de um automóvel é o modelo dos pneus, que sofrem grandes simplificações na maioria das referências estudadas. Alguns exemplos de simplificações aplicadas na dinâmica vertical são apresentados na Figura 5.13 (SHIOTSUKI, 2009). Essas simplificações se devem principalmente à necessidade de se ter conhecimento das características construtivas e de fenômenos associados ao seu funcionamento, o que é uma tarefa complexa, que exige equipamentos e conhecimentos específicos.

Figura 5.13 - Modelos matemáticos de pneu



Fonte: Adaptado de SHIOTSUKI (2009) apud KISTEIN (2005)

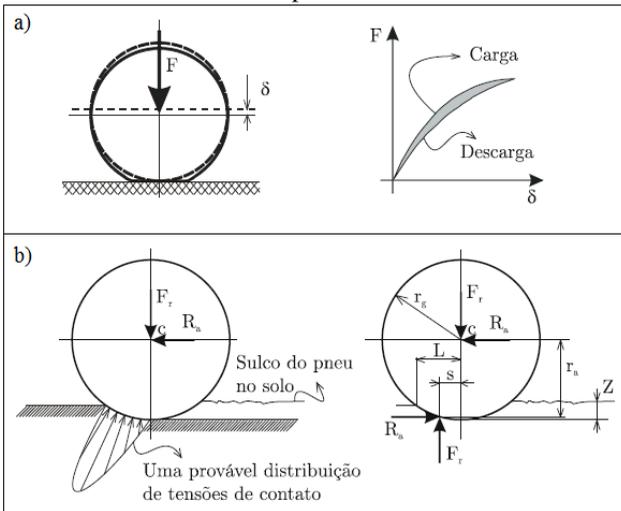
Como apresentam Nicolazzi et al. (2012), a geometria, o material, as dimensões e as diversas condições da pista influenciam no desempenho dos pneus, que têm como requisitos mais importantes para um bom desempenho, a alta capacidade de carga, a estabilidade lateral quando sob forças transversais, a máxima aderência em pisos secos ou molhados, o conforto e a durabilidade.

Para os pneus girarem é necessário existir atrito e conseqüentemente existir consumo de energia, esta energia é consumida por perdas que dão origem à resistência de rolagem, que é diretamente ligada à dinâmica longitudinal. A resistência ao rolamento é influenciada diretamente por parâmetros como, velocidade e pressão dos pneus, sendo difícil chegar a algum valor sem se ter informações que por vezes são apenas conhecidas pelos fabricantes.

As perdas na interação entre pneu e solo, como expõe Nicolazzi et al. (2012), podem ser caracterizadas por três sorvedouros de energia, os pneus, o solo e o contato pneu-solo. A perda nos pneus é caracterizada pelas curvas de carga e descarga dos mesmos (Figura 5.14

- a), que dissipa a energia em forma de calor (essas curvas ainda fornecem o valor de rigidez do pneu); a perda no solo é a parte da energia consumida para deformar o solo e continuar em movimento, tendo conforme a Figura 5.14 (b) relações de ação, reação e momentos envolvidos; e a perda no contato pneu-solo se dá pelo escorregamento que ocorre na superfície longitudinal, o escorregamento da dinâmica longitudinal, e transversal, o ângulo de deriva da dinâmica lateral.

Figura 5.14 - (a) Ensaio de compressão de pneu. (b) Modelo de interação pneu pista



Fonte: NICOLAZZI et al. (2012)

A forma mais comum de simplificar essas perdas é por meio do uso de tabelas que fornecem valores do coeficiente de resistência à rolagem, tal como mostrado no Quadro 5.2, que traz alguns exemplos deste coeficiente que são utilizados para a caracterização das perdas do par pneu/pista em modelos simplificados.

Quadro 5.2 - Coeficientes de atrito de rolamento

Tipo de solo	f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compacta	0,045
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100 ~ 0,300
Gramma	0,045 ~ 0,100
Barro	0,100 ~ 0,400
Neve profunda	0,075 ~ 0,300

Fonte: NICOLAZZI et al. (2012)

Maiores detalhes sobre os pneus e o solo são apresentados no próximo capítulo, onde são detalhados os fatores que levam as simplificações adotadas na modelagem proposta.

5.5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Tendo em vista a criação e desenvolvimento dos modelos para este trabalho, neste capítulo buscou-se retratar os principais aspectos da dinâmica veicular, sua importância para o desenvolvimento de novas tecnologias, na definição das características que um veículo deve apresentar ao final do projeto. Procurou-se evidenciar que esta área de estudo é abrangente, está sempre presente em estudos automotivos e que demanda conhecimentos específicos para ser aplicado corretamente.

Da dinâmica veicular também foram apresentados alguns subsistemas que compõem um veículo com objetivo de familiarizar o leitor com suas principais características e vislumbrar as possibilidades de novas linhas de pesquisa.

No próximo capítulo são apresentados os veículos utilizados como estudo de caso, seguido dos modelos dinâmicos desenvolvidos na presente pesquisa, detalhando as hipóteses matemáticas e simplificações adotadas na sua construção, juntamente com a descrição dos parâmetros necessários para a simulação do modelo.

6. ESTUDO DE CASO E MODELOS

O estudo de caso apresentado neste capítulo trata da elaboração de modelos virtuais de sistemas automotivos via fluxo de potência, mais especificamente de sistemas de veículos da categoria universitária Baja SAE. São utilizados para a modelagem quatro veículos da Equipe UFSC Baja SAE, sendo dois diferentes modelos com características específicas e as evoluções sofridas por eles nos anos de 2012 e 2013.

Na apresentação dos modelos se avalia o uso da modelagem dinâmica por parâmetros concentrados no projeto preliminar, como uma opção para se estudar o comportamento do sistema. Outra questão que se coloca em análise é se esta metodologia permite um estudo mais eficaz dos sistemas submetidos a testes, auxiliando na identificação das causas de falhas e as possíveis soluções.

Este capítulo é estruturado da seguinte forma, inicialmente são apresentadas as características mais relevantes destes veículos, incluindo uma breve apresentação do regulamento da categoria, seguido da apresentação da equipe UFSC Baja SAE, sua estrutura, metodologia de trabalho e alguns resultados obtidos em sua história. Em um terceiro passo é realizada a descrição dos veículos, suas características fundamentais e as motivações que levaram a escolha dos subsistemas selecionados para modelagem e por fim são apresentados os modelos propostos, juntamente com as hipóteses matemáticas utilizadas, as dificuldades encontradas, as abstrações realizadas, as simulações e os resultados obtidos.

6.1. REQUISITOS E CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DOS VEÍCULOS

O regulamento da competição Baja SAE é detalhado no site oficial da SAE Brasil (www.saebrasil.org.br), sendo dividido basicamente em sete capítulos que informam detalhadamente todos os requisitos a serem seguidos pelas equipes. Os capítulos são essencialmente divididos em: definições, a competição, requisitos gerais do veículo, requisitos de segurança, avaliação e pontuação, e procedimentos da competição. Alguns dos itens de maior importância são apresentados no decorrer desta seção.

Entre as premissas do projeto está que os veículos devem ser fora de estrada (*off-road*), monoposto, robustos, de fácil transporte, simples

manutenção, fácil operação e capazes de vencer terrenos acidentados em qualquer condição climática. A equipe e seus integrantes devem atuar em todas as fases do projeto, desde seu início até arrecadação de fundos para sua construção e operação.

Alguns dos requisitos gerais para a competição são que os carros devem possuir quatro ou mais rodas, transportar pessoas com até 1,90m de altura, pesando até 113,4kg; ter como dimensões, largura máxima de 1,62m, o comprimento é irrestrito, mas os circuitos são desenvolvidos com base em veículos de 2,75m de comprimento, o que pode fazer com que modelos com dimensão superior a essa não consigam operar em alguns percursos.

Por se tratar de um modelo fora de estrada, os veículos devem ter tração suficiente e altura do solo para transpor terrenos acidentados, com pedras, areia, troncos de árvore, lama, lâminas d'água e grandes inclinações.

A motorização é definida por regulamento, sendo um modelo padrão para todas as equipes, o motor Briggs & Stratton, que tem por principais características ser de 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10 hp.

Cada equipe deve tratar seu carro como um produto a ser inserido no mercado, sendo assim, apesar dos carros serem protótipos, com peças quase únicas, devem ser apresentados estudos de mercado, com custos, perspectivas de vendas e valor comercial, como se o projeto fosse se tornar realmente um produto de venda ao público.

6.2. O PROJETO BAJA SAE

O projeto Baja SAE foi desenvolvido na Universidade da Califórnia do Sul, nos Estados Unidos. A primeira competição foi realizada em 1976. No Brasil foi lançado em 1994, onde além do evento principal que recebe o nome de Competição Baja SAE Brasil, desde 1997 a SAE Brasil apoia a realização de eventos regionais por meio de suas seções regionais, assim vários eventos são realizados em diferentes estados.

O projeto é desenvolvido para permitir aos estudantes aplicar os conhecimentos adquiridos em sala, preparando-os de maneira mais concreta para o mercado de trabalho, pois envolve o desenvolvimento de um projeto, passando por todas as suas etapas (concepção, projeto e construção). A competição tem por objetivo avaliar os projetos

desenvolvidos através de disputas comparativas para apontar a equipe que preparou o melhor projeto dentre os participantes, sendo a inovação o ponto primordial.

6.2.1. A Equipe UFSC Baja SAE

Iniciada em 1997, a equipe UFSC Baja SAE, vem ao longo de suas participações em competições acumulando títulos, bons resultados e experiência com os eventos. No histórico se destacam títulos regionais e duas participações em etapas internacionais. Atualmente a equipe possui um carro sendo desenvolvido, denominado de Projeto Lince.

Para manter os bons resultados e evoluir os protótipos a equipe mantém um constante desenvolvimento de componentes, testes e pesquisas, em diferentes áreas, desde materiais, métodos de fabricação até testes de confiabilidade.

A equipe faz uso do modelo PRODIP para o seu Processo Desenvolvimento de Produtos (PDP), seguindo uma diretriz conservadora, que se baseia nos modelos anteriores, visando a correção de falhas ocorridas nas competições anteriores, fazendo com que o PDP já tenha embasamento nas suas etapas iniciais e seja usado como um método de aperfeiçoamento do veículo.

Assim como qualquer veículo de rua ou de competição, falhas dos protótipos da equipe já ocorreram em situações de teste e até mesmo durante as competições, o que traz a necessidade de se evoluir a cada dia mais, de forma a se evitar essas falhas e conseguir melhores resultados. Esta experiência já adquirida pela equipe é o que fornece conhecimento para o desenvolvimento dos modelos propostos neste trabalho. Relatórios apresentados em competições e reuniões com integrantes da equipe permitiram reunir as informações mais relevantes de parâmetros e variáveis necessárias para reproduzir por modelagem e simulação 1D situações de desempenho e de falha dos carros.

6.3. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O objetivo principal deste trabalho, como apresentado no Capítulo 1, é desenvolver modelos virtuais que representem situações de falhas e de desempenho adequado ocorridas em subsistemas do Baja SAE, por meio da modelagem por parâmetros concentrados.

A fim de restringir a amplitude da pesquisa, optou-se por escolher alguns subsistemas que compõe o veículo para realizar as modelagens.

Com esse intuito definiu-se os sistemas de suspensão e transmissão como foco do trabalho. Esta definição foi motivada pelos seguintes fatores:

- Influência sobre o desempenho do carro;
- Os parâmetros e variáveis são conhecidos;
- São projetados e construídos pela equipe;
- Sofrem modificações seguidamente;
- Já apresentaram alguma falha.

O sistema de suspensão é escolhido por apresentar falhas em operação, então os modelos propostos visam simular o comportamento desse sistema, e as possíveis fontes geradoras de falhas.

Para o sistema de transmissão o objetivo é reproduzir o desempenho dos veículos, sua velocidade máxima e acelerações, de forma a ter um modelo a ser utilizado como ferramenta para futuras evoluções do sistema.

6.4. OS VEÍCULOS DO ESTUDO DE CASO

Nessa seção são apresentados os sistemas de suspensão e transmissão dos veículos utilizados como estudo de caso, por meio da descrição de suas principais características estruturais e configurações.

6.4.1. Projeto Jaguar

O projeto Jaguar nasceu em 2012, como uma evolução do modelo Uiraçu do ano anterior. A suspensão do projeto é composta por duplo A na dianteira e braço arrastado na traseira, esta configuração com suspensão independente nas quatro rodas permite uma melhor leitura do terreno, absorvendo grande parte das irregularidades da pista. A traseira possui uma barra anti-rolagem que pode ser mecanicamente desacoplada pelo piloto, modificando a rigidez do sistema de suspensão, alterando seu comportamento.

O sistema de transmissão deste modelo é composto por um CVT por polias móveis e uma sequência de duas reduções fixas, com engrenagens de dentes retos. A escolha do CVT como conjunto operacional foi tomada devido a sua gama de infinitas reduções dentro de um limite máximo e mínimo, que fornece um bom torque em baixas

rotações e permite atingir uma boa velocidade final dentro dos parâmetros do sistema. A caixa de redução por dentes retos foi selecionada por não produzir esforços axiais e o custo de fabricação ser menor quando comparado com as de dentes helicoidais. Os valores de redução final foram definidos com base nos protótipos anteriores, visando uma boa relação entre aceleração e velocidade final.

6.4.2. Projeto Puma

O projeto Puma foi iniciado em 2012 como uma evolução do projeto Ilhéu. A sua suspensão foi desenvolvida para isolar o chassi de perturbações advindas da pista e controlar os modos de rolagem e arfagem, sendo constituída por modelos duplo A tanto na dianteira como na traseira. A dianteira tem configuração idêntica a do modelo Jaguar, seguindo a mesma estrutura e geometria.

A traseira do Puma se diferencia totalmente do protótipo Jaguar, sendo um duplo A que, por característica, permite ao veículo transpor obstáculos sem comprometer a tração, mas que apresenta um comportamento excessivamente *subesterçante* em curvas. Este comportamento é caracterizado por uma maior deriva dos pneus do eixo dianteiro do que no eixo traseiro, de modo que o veículo percorre uma curva de raio maior que o da curva real. Este comportamento indesejável para o uso pretendido do veículo é evitado com a utilização de uma barra anti-rolagem com acoplamento mecânico no eixo traseiro que, ao ser acionado, aumenta a sua rigidez tornando o protótipo mais ágil em curvas, com comportamento *sobresterçante*. A capacidade de acionar ou não este elemento se deve ao ganho de desempenho em curvas e à perda de desempenho para a transposição de obstáculos quando em uso.

O sistema de transmissão do Puma é mais sofisticado que o do Jaguar, sendo composto por um CVT por polias móveis e uma caixa de câmbio sequencial de três marchas com engrenagens de dentes retos. Esta configuração garante versatilidade e permite que o veículo tenha bom desempenho em diversas condições e aplicações.

A estrutura deste conjunto é de três eixos, onde as marchas estão posicionadas no primeiro par e, no segundo, há uma redução final. As relações definidas para o conjunto seguem os seguintes critérios, a 1ª deve apresentar o máximo torque, sem escorregamento das rodas, considerando o asfalto como piso de operação, o que garante alta capacidade de carga e de retomada em curvas e/ou subidas, a 2ª é a

marcha principal, de velocidade de cruzeiro, tendo uma boa relação entre aceleração e velocidade final, e a 3ª marcha é a de velocidade máxima, levando em consideração a potência disponível e a resistência ao movimento sofrida pelo carro.

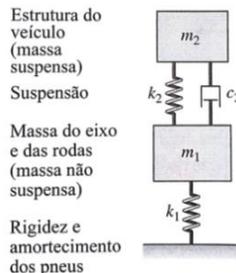
Maiores detalhes dos veículos do estudo de caso são apresentados no Anexo A. A seguir são apresentados os modelos propostos nesta pesquisa, onde é detalhada sua construção, por meio da apresentação dos componentes que os compõem.

6.5. MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

Pela literatura, observa-se que existe uma grande variedade de modelagens de automóveis, desenvolvidas por empresas do ramo, empresas de pesquisa e instituições de ensino. A maior diferença entre os modelos existentes é o nível de representação e abstração realizado, que é diretamente influenciado pelo número de graus de liberdade envolvidos na representação dos sistemas.

Predizer o comportamento dinâmico de um veículo completo, com alcance em todas suas operações, requer um grande desenvolvimento e uma modelagem complexa, com modelos não lineares com grande número de graus de liberdade e uma representação detalhada dos seus componentes físicos, o que demanda grande desenvolvimento e esforço computacional. O modelo de suspensão proposto nesta pesquisa para avaliação do comportamento da suspensão dos veículos é baseado no modelo massa-mola-amortecedor, com dois graus de liberdade como na representação da Figura 6.1, e as interações entre as quatro rodas são realizadas por meio de funções de transferência de carga, como detalhado ao longo desta seção.

Figura 6.1 - Modelo massa mola amortecedor com dois graus de liberdade



Fonte: BALACHANDRAN & MAGRAD (2011)

O sistema Massa-Mola-Amortecedor é um modelo com considerável importância na engenharia segundo Milliken & Milliken (1995), pois vários sistemas podem ter seu comportamento representado rigorosamente por ele, sendo que um desses sistemas é o de suspensão automotiva, onde é mais conhecido como modelo $\frac{1}{4}$ de carro ou *quarter car*.

Algumas das considerações adotadas no modelo de suspensão proposto são:

- A pista é uma entrada de sinal de posição pelo tempo.
- Considera o desempenho da suspensão como se o veículo estivesse parado e o solo em movimento, não considerando assim a atuação das forças aerodinâmicas e motrizes.
- A rigidez equivalente das molas da suspensão é função do deslocamento entre as massas suspensas e não-suspensas.
- O amortecimento equivalente é função da velocidade relativa entre as massas suspensas e não suspensas.
- A transferência de carga no eixo é função de inclinação da pista e deslocamento sofrido pelas molas.

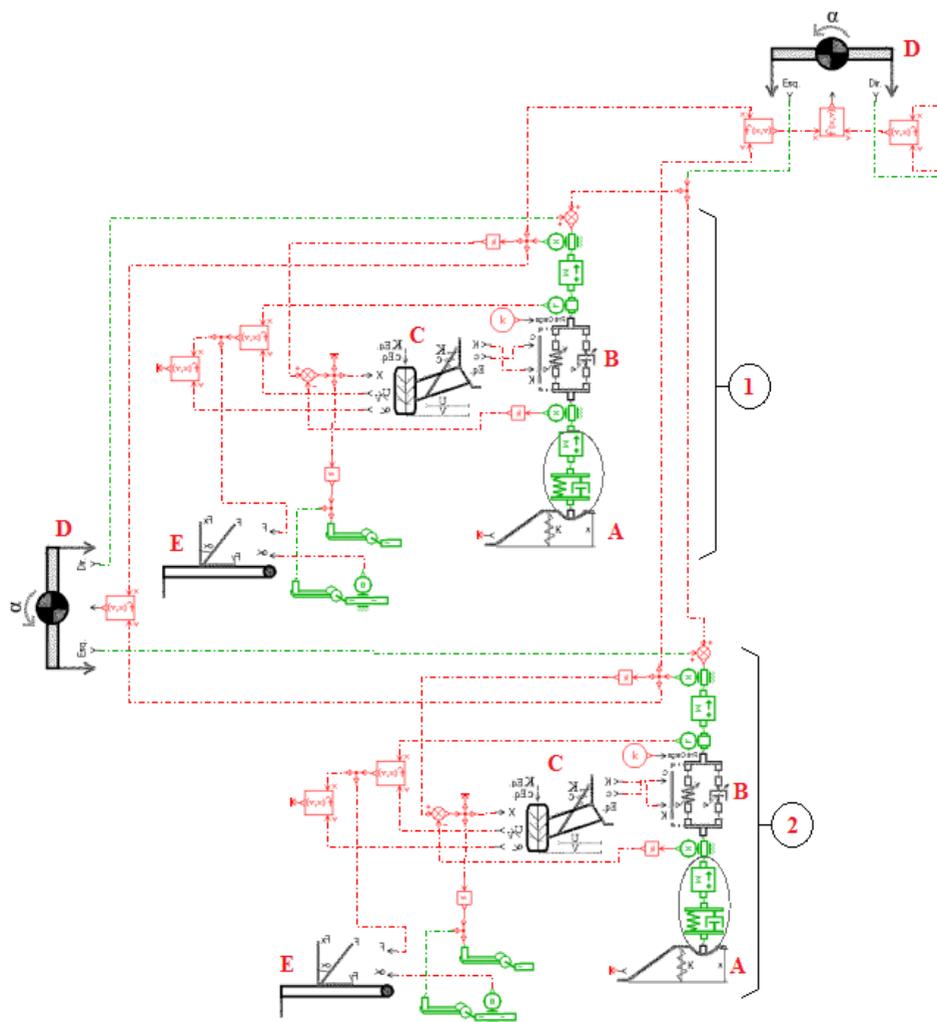
Além das considerações mencionadas, as hipóteses adotadas em cada um dos principais elementos que constituem o modelo são descritas em detalhes nas subseções que seguem.

A escolha desse nível de abordagem se deu baseado em pesquisas como a de Krauze & Kasprzyk (2014), Naik & Sawant (2014), Du et al. (2012), Sawant et al. (2012) e Florin et al. (2011), que fizeram uso da mesma e apresentam que os resultados obtidos foram satisfatórios e atenderam as necessidades de suas pesquisas.

O modelo completo proposto para a avaliação do comportamento e desempenho da suspensão do estudo de caso é apresentado na Figura 6.2.

Para o desenvolvimento do modelo de suspensão são propostos alguns supercomponentes, que foram desenvolvidos nesta pesquisa. Como apresentado na Figura 6.2 são seis diferentes supercomponentes que têm a função de realizar cálculos ou para melhorar a visualização e manipulação do modelo. A descrição destes conjuntos é realizada no decorrer das próximas subseções.

Figura 6.2a - Modelo dinâmico da suspensão, elementos da dianteira

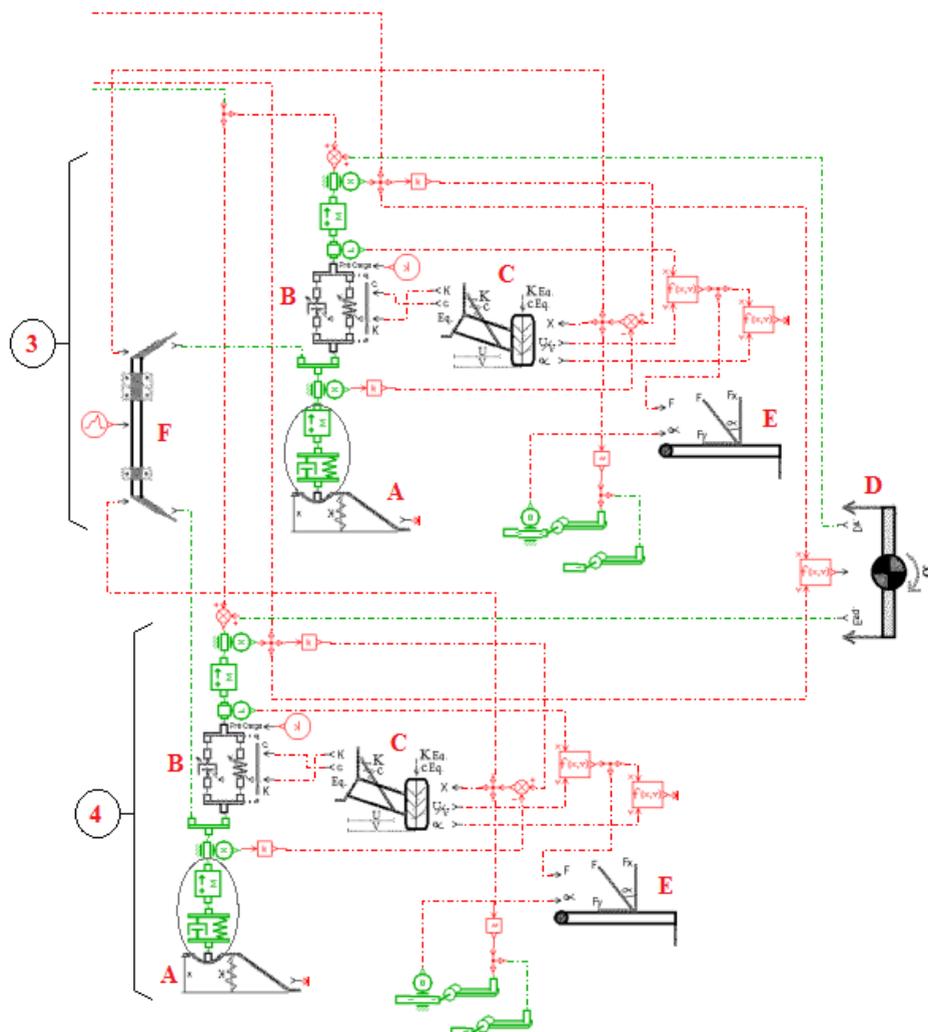
*Estruturas*

1. Suspensão dianteira direita
2. Suspensão dianteira esquerda
3. Suspensão traseira direita
4. Suspensão traseira esquerda

Supercomponentes

- A. Piso
- B. Conjunto mola amortecedor
- C. Rigidez e amortecimento equivalente
- D. Transferência de carga
- E. Cálculo da tensão
- F. Barra de torção

Figura 6.2b - Modelo dinâmico da suspensão, elementos da traseira.



Como exposto no Capítulo 4, a modelagem dinâmica e seu ambiente de modelagem não apresentam explicitamente os códigos das equações governantes do sistema, mas ao se realizar a conexão entre os elementos e ao atender o compromisso de causalidade, que é imprescindível na construção eficaz de modelos dinâmicos, pois implica na correta identificação das entradas e saídas do sistema (variáveis dependentes e independentes), estas equações são geradas de maneira a atender os propósitos do modelo.

Sendo as relações validadas pelos mais diferentes estudos realizados com esta técnica, as equações governantes do modelo aqui caracterizado não são escritas durante sua apresentação, mas podem ser deduzidas seguindo os passos indicados por diversos autores como Balachandran & Magrab (2011), Jazar (2011) e Shabana (2005), através de métodos como equilíbrio de forças e as equações do movimento de Lagrange.

Seguindo a metodologia de apresentação realizada nas pesquisas de Michelotti (2008), Mazzorana (2008) e Koga (2007) que fizeram uso da modelagem dinâmica via fluxo de potência, e visando possibilitar uma descrição mais detalhada dos modelos, os componentes que apresentam mais de um submodelo disponível têm seus códigos de identificação expostos, registrando suas hipóteses e características físicas. Seguindo o que também é observado em outras pesquisas que utilizam a modelagem dinâmica 1D, e se for interesse do leitor, os parâmetros não *default* utilizados, em alguns dos modelos aqui apresentados, podem ser consultados nos relatórios apresentados nos Apêndices A a C (*HTML reports* dos modelos desenvolvidos no AMESim).

6.5.1. Piso

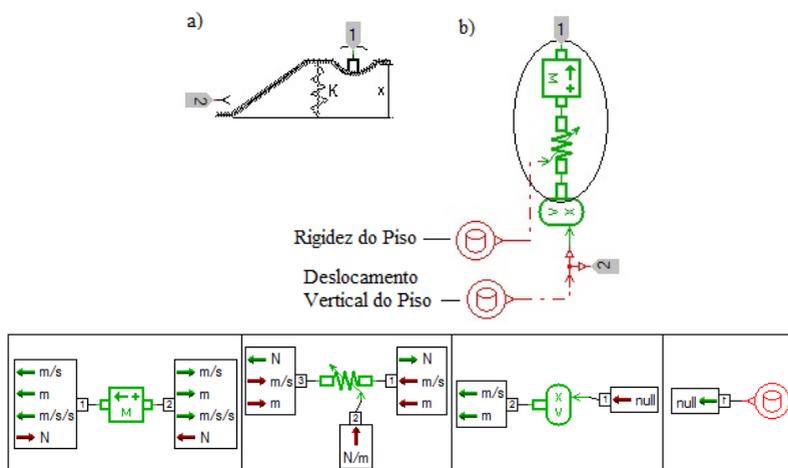
Apesar dos veículos e outros meios de transporte terem de lidar com terrenos *off-road* desde o começo da era do automóvel, estudos dos fundamentos básicos para o desenvolvimento destes veículos iniciaram apenas a partir da metade do século XX (WONG, 2010). De maneira geral essa classe de veículos pode ser dividida em dois ramos, o de veículos onde o foco é sobre o desempenho trativo e a qualidade de operação (*handling*) e o de implementos, que realiza análises quanto ao desempenho de máquinas que trabalham o terreno, como por exemplo, semeadoras e escavadoras.

Como apresentado no Capítulo 5 a interação pneu solo é complexa de ser modelada e, além da dificuldade em se ter informações referentes aos pneus, é difícil se obter informações que definam as características do solo, principalmente de terrenos *off-road*. Wong (2001) apresenta algumas formas utilizadas para analisar o desempenho e a interação de veículos fora de estrada com o solo, mas destaca que na maioria dos casos apresentam grande simplificação ou são de elevada complexidade.

Com base nisso, o piso proposto é modelado como função de deslocamentos para o veículo, por meio da leitura de uma tabela de deslocamento pelo tempo (UDA01). Como o modelo faz estudos do comportamento vertical, os valores informados consistem na variação de altura do solo. Para aproximar mais o piso das condições de tráfego “fora de estrada”, o modelo considera que a rigidez do solo é variável, sendo possível testar o modelo em pisos com diferentes características, desde que as propriedades sejam conhecidas e estejam alinhadas com as informações anteriormente citadas.

O supercomponente proposto para o piso é apresentado na Figura 6.3a, os elementos que o compõe são apresentados na Figura 6.3b, onde pode ser observado que ele se conecta com o restante do modelo através da porta 1, que fornece dados de velocidade e recebe força conforme as variáveis de entrada e saída de cada elemento.

Figura 6.3 - a) Supercomponente. b) *Sketch* proposta para o elemento



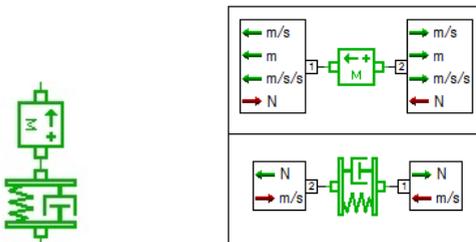
A porta 2 do supercomponente permite a saída dos dados de deslocamento do piso, utilizados em outra parte do modelo.

Os dados de entrada para o piso são fornecidos por meio de tabelas, que devem conter informações sobre o deslocamento vertical do piso e a sua rigidez. A rigidez é colocada como uma mola de rigidez variável sem variável de estado (MCSPR10A). O componente de massa (MAS000) inserida no conjunto é considerada uma massa quase nula sob ação de duas forças, esta consideração é realizada para não influenciar significativamente o desempenho do modelo e para atender a causalidade do sistema.

6.5.2. Massa Não-Suspensa (Rodas)

A massa não suspensa do veículo é tratada como um conjunto massa-mola, conforme pode ser observado na Figura 6.4. As características do comportamento do pneu são simplificadas ao máximo, sendo tratado no modelo como uma mola linear simples com amortecimento viscoso e linear (SD000). Esta simplificação se deve, como comentado no Capítulo 5, a dificuldade de conhecer as características do pneu, visto que suas propriedades variam com parâmetros tais como pressão, temperatura, e desgaste.

Figura 6.4 - Conjunto massa não-suspensa



Os parâmetros inseridos neste componente são oriundos de ensaios de comportamento vertical do pneu, que atendem a simplificação aqui realizada. Estes ensaios foram realizados pela Equipe UFSC Baja SAE.

O modelo desenvolvido considera um valor fixo de rigidez, sendo que o valor adotado considera a pressão interna do pneu quando os carros estão em operação durante uma competição.

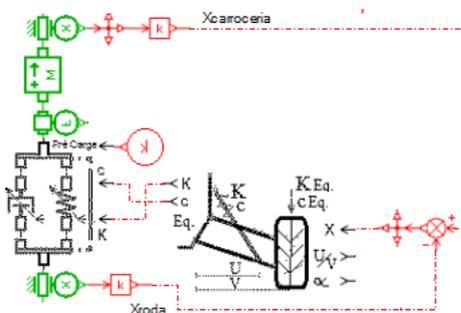
O amortecimento foi inserido no modelo com intuito de caracterizar o fato do pneu não ter um comportamento perfeitamente elástico, devido à dissipação de energia causada pelo movimento relativo das lonas da carcaça. Nas análises desenvolvidas o coeficiente de amortecimento foi considerado igual a 1Ns/m, visto que a determinação desta grandeza necessita de um aparato experimental sofisticado e não disponível para o trabalho. A simplificação adotada, ou seja, considerar um pequeno amortecimento, é justificada em Rocha (2004), que comenta que na maioria dos modelos de pneus usados na bibliografia o mesmo é desconsiderado por ser muito baixo e, portanto, o valor adotado nas análises desenvolvidas é adequado

O elemento de massa (MAS002) tem como características, sofrer ação de duas forças, sem resistência por atrito e aceitar movimento em um único eixo, no caso eixo z, descrevendo o comportamento vertical de deslocamentos, velocidades e acelerações. O valor da massa não-suspensa propriamente dita foi obtido nos relatórios técnicos da equipe e leva em consideração a massa de todos os componentes presentes na suspensão (roda, pneu, manga, cubo, rolamento, etc.) e parte da massa das balanças e, no eixo traseiro, parte da massa do semieixo.

6.5.3. Massa Suspensa (Carroceria) e Sistema Mola Amortecedor

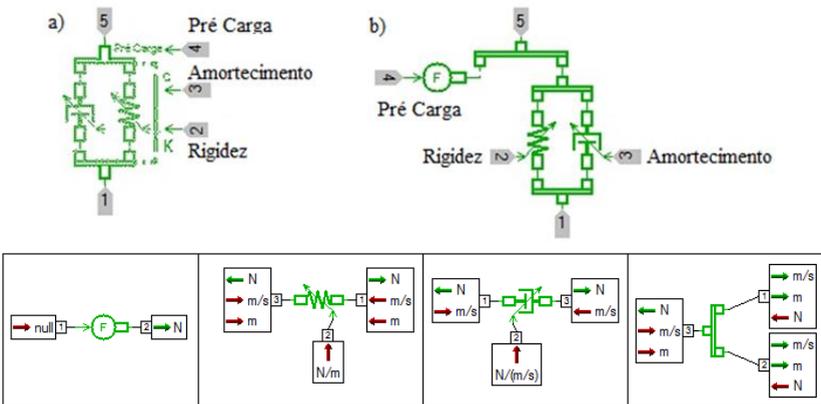
O conjunto da massa suspensa, seguindo o desenvolvimento do modelo *quarter car*, pode ser representado por um sistema massa-mola-amortecedor, como pode ser observado na Figura 6.5. O conjunto apesar de parecer simples necessita de muitas informações (parâmetros) para se correlacionar com o sistema real, as quais são descritas a seguir.

Figura 6.5 - Conjunto massa suspensa



O sistema mola amortecedor dos veículos em estudo possui uma pré-carga advinda dos amortecedores e das molas. Para atender este requisito e também o fato de se ter molas (MCSPR10) e amortecedor (DAM10) com parâmetros que variam quando em operação, é proposto conforme Figura 6.6 um supercomponente que insere no sistema o valor de pré-carga, através do componente FORC que converte uma entrada adimensional em força (N), e facilita a conexão da entrada de informações de rigidez e amortecimento na fase de construção do modelo.

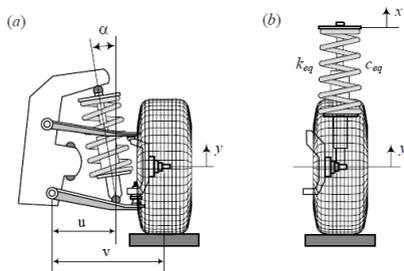
Figura 6.6 - a) Supercomponente *Mola_Amortecedor* b) *Sketch* do componente



Neste conjunto da massa suspensa os componentes mola e amortecedor são os que apresentam um maior desenvolvimento para o modelo, pois como apresentado por Milliken & Milliken (1995) e Jazar (2008), ao se fazer uso de um modelo simplificado ¼ de carro os valores de amortecimento e rigidez devem ser calculados para o seu valor equivalente no centro da roda. Esta afirmação é melhor entendida com a ilustração mostrada na Figura 6.7.

As medidas u e v apresentadas na Figura 6.7a, referem-se à distância entre o ponto de giro do braço da suspensão até a fixação do amortecedor (u) e do ponto de giro até o centro da roda (v). Estes valores são utilizados para fazer a equivalência necessária do modelo *quarter car*.

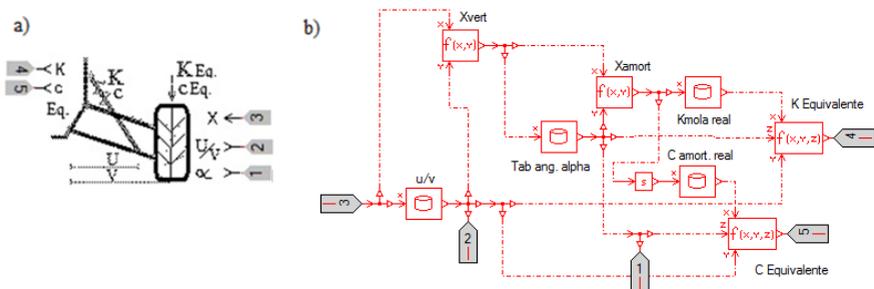
Figura 6.7 - Relação entre a fixação do amortecedor e o centro do pneu



Fonte: JAZAR (2008)

Como o sistema de molas das suspensões de cada eixo dos carros é constituído por uma associação de molas em série, com posição tridimensional em relação aos eixos do carro e sofrer variações com a geometria da suspensão, é proposto o supercomponente denominado *Equivalente_K_c*, apresentado na Figura 6.8a, para o cálculo dos valores a serem adotados de rigidez e amortecimento a cada instante. O supercomponente é estruturado com componentes da biblioteca de sinal, que em função dos parâmetros conhecidos do sistema e as equações postas, geram os valores de equivalência para o sistema.

Figura 6.8 - a) Supercomponente *Equivalente_K_c*. b) *Sketch* proposta para o supercomponente



O significado das funções e tabelas de dados apresentadas na Figura 6.8b é:

u/v - Tabela com dados de instalação da suspensão, é a equivalência resultante da relação demonstrada na Figura 6.7,

Tab. Ang. alpha - Tabela com dados da inclinação do amortecedor com o eixo de referência,

K mola real - Tabela com os parâmetros de rigidez das molas do veículo,

C amort. real - Tabela com os dados dos amortecedores da suspensão,

Xvert – Função $f(x,y)$ que calcula o deslocamento vertical da suspensão na posição de fixação do amortecedor, calculo realizado através da relação de similaridade de triângulos, utilizando as medidas u e v , demonstradas na Figura 6.7.

Xamort - Função $f(x,y)$ que calcula o deslocamento da haste do amortecedor, considerando a inclinação do conjunto mola amortecedor, utilizando as equações 6.1 ou 6.2,

K Equivalente - Função $f(x,y,z)$ que calcula a rigidez equivalente no centro da roda, utilizando as equações 6.3 ou 6.4,

C Equivalente - Função $f(x,y,z)$ que com os dados de amortecimento do conjunto no veículo, calcula o amortecimento equivalente no centro da roda, utiliza as equações 6.3 ou 6.4.

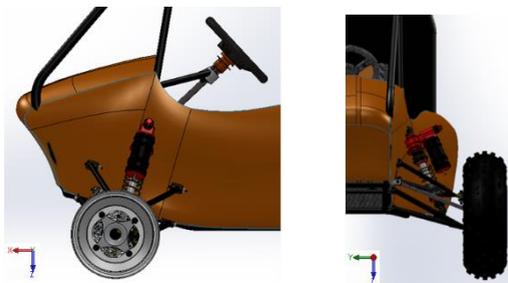
Para a realização dos cálculos a informação de entrada é o movimento relativo entre a roda e a carroceria, pela porta 3 do *sketch* mostrado na Figura 6.14b. Com esta informação é calculado o deslocamento no ponto de fixação do amortecedor na balança da suspensão, utilizando um equacionamento simples de similaridade de triângulos, que está inserido no componente de sinal ‘Xvert’.

Para o cálculo anterior e os que se seguem Milliken & Milliken (1995) salientam que deve ser observado que as relações geométricas da suspensão podem mudar com seu movimento, o que implica na necessidade de se conhecer a variação destas relações com seu curso. Levando isto em consideração, são utilizadas as tabelas de dados da relação ‘ u/v ’, e do ângulo do amortecedor com a vertical ‘Tab. Ang. Alpha’, para as correções necessárias.

Com o valor de deslocamento calculado, as informações das tabelas e considerando fixa a posição do olhal superior do amortecedor, é calculado o deslocamento real do conjunto mola-amortecedor. Na suspensão dianteira onde o conjunto tem uma posição tridimensional (Figura 6.9), é utilizada a equação de coordenadas esféricas para calcular o deslocamento no conjunto, conforme Equação 6.1 (Figura

6.10a), e na suspensão traseira é utilizada a relação trigonométrica de coordenadas cilíndricas (Equação 6.2) (Figura 6.10b), visto que ela tem um movimento bidimensional.

Figura 6.9 - Posição do amortecedor na suspensão dianteira



Equação de coordenadas esféricas: $x = r \cdot \text{sen } \alpha \cdot \cos \theta$ (6.1)

Equação de coordenadas cilíndricas: $x = r \cdot \cos \alpha$ (6.2)

sendo:

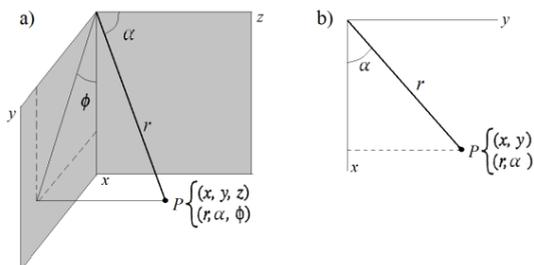
x - Coordenada do eixo x , deslocamento vertical das molas (m),

r - Coordenada espacial, deslocamento das molas (m),

α - Ângulo de referência com relação ao movimento,

θ - Ângulo de inclinação da suspensão dianteira (15°).

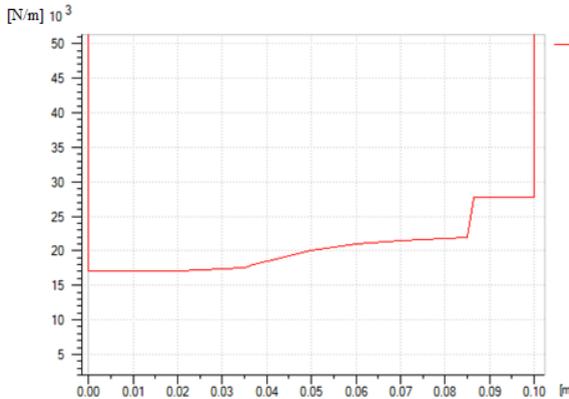
Figura 6.10 – a) Coordenadas esféricas b) Coordenadas cilíndricas



Tendo conhecimento do deslocamento do conjunto mola-amortecedor é então identificada a rigidez e o amortecimento que o sistema fornece naquele instante, visto que são compostos por conjuntos de molas em série e por amortecedores reguláveis com comportamento

variável. Estas informações são coletadas respectivamente de tabelas de rigidez por deslocamento e amortecimento por velocidade, como exemplificado na Figura 6.11, que exibe o gráfico de rigidez do conjunto de molas utilizado na suspensão dianteira dos carros.

Figura 6.11 - Rigidez de mola da suspensão dianteira em kN/m



Este gráfico foi gerado por meio de ensaios das molas, realizados pela equipe, que forneceu as curvas de força em função do deslocamento (Anexo B), o que permitiu a construção dos mesmos para os modelos. Como pode ser observado na curva acima, a rigidez (kN/m) não é constante ao longo da deflexão (m) do conjunto, isto se deve, conforme apresentado por Milliken & Milliken (1995), pelo fato de que quando uma das molas do conjunto fecha totalmente ela fornece uma rigidez quase infinita, fazendo com que o sistema adquira a rigidez da segunda mola, quando se fala de um sistema de duas molas em série como o apresentado.

As extremidades do gráfico da Figura 6.11 são caracterizadas com uma rigidez elevada ($1 \cdot 10^6$ kN/m) para representar o fim de curso da suspensão, os batentes superior e inferior do sistema. A região central do gráfico que demonstra a rigidez variando de forma não linear, deve-se a existência de um coxim de borracha que faz a junção entre as molas e acaba influenciando o conjunto.

Conhecendo os valores da rigidez e do amortecimento do sistema, com relação ao deslocamento real naquele instante, é calculada a rigidez e o amortecimento equivalente do conjunto, sendo necessário calcular os

seus valores equivalentes com relação à posição central do pneu (Figura 6.7). Este cálculo tem as seguintes diretrizes, primeiramente é posto que o trabalho realizado pelas molas e amortecedores nos dois pontos deve ser igual, não sendo válido para este caso apenas a semelhança de triângulos utilizada para a relação de deslocamento, então fazendo uso das equações de coordenadas esféricas e cilíndricas já apresentadas, os valores são transpostos para a vertical no ponto de fixação do amortecedor na balança, e relacionados com a razão u/v do sistema, o que gera as equivalências segundo as equações 6.3 e 6.4, apresentadas abaixo.

$$\text{Rigidez equivalente, dianteira: } Keq = K \cdot \text{sen}^2 \alpha \cdot \text{cos}^2 \theta \cdot \left(\frac{u}{v}\right)^2 \quad (6.3)$$

$$\text{Rigidez equivalente, traseira: } Keq = K \cdot \text{cos}^2 \alpha \cdot \left(\frac{u}{v}\right)^2 \quad (6.4)$$

sendo:

Keq - Rigidez equivalente no centro da roda (kN/m),

K - Rigidez de mola do sistema físico (kN/m),

α - Ângulo de referência com relação ao movimento,

θ - Ângulo de inclinação da suspensão (15°),

$\frac{u}{v}$ - Razão de instalação.

A relação do termo entre parênteses das equações 6.3 e 6.4 é denominada por Milliken & Milliken (1995) como razão de instalação, atuando nos valores de rigidez e de amortecimento. Esta razão deve ser tratada com cuidado, pois como apresentado ela pode variar durante o movimento da suspensão tendo de ser corrigida para não causar erros. No caso do modelo desenvolvido esta variação é corrigida durante o movimento da suspensão por meio das tabelas ' u/v ' anteriormente mencionadas.

Os valores adotados para a massa suspensa em cada modelo levam em consideração a distribuição de carga dos carros e o valor da massa não-suspensa de cada eixo. O componente utilizado é o MAS002, também aplicado à massa não-suspensa. A soma de todas as massas existentes no modelo resulta na massa total do veículo com o piloto.

6.5.4. Transferência de Carga

Com o objetivo de constituir a relação de transferência de carga existente entre os eixos e as rodas do carro, no modelo proposto os elementos $\frac{1}{4}$ de carro são conectados por meio de uma função de transferência de carga, que utiliza como informação de entrada a posição da massa suspensa de cada uma das rodas, permitindo que possa ser estimado um valor de transferência entre os eixos, dianteiro e traseiro, e entre as rodas (direita e esquerda) de cada um deles. A função utilizada para estimar estes valores é a de transferência de carga para o veículo com comportamento quase estático, descrita por Nicolazzi et al. (2012), através do equilíbrio de momentos em torno de cada eixo, e apresentada na Equação 6.5.

$$\text{Transferência de carga:} \quad R_l = G \left[(1 - x) \cos \alpha - \frac{h}{l} \sin \alpha \right] \quad (6.5)$$

sendo:

R_l - carga no eixo de referência (N),

G - peso (N),

x - relação de distribuição de carga,

α - inclinação da pista em relação a horizontal,

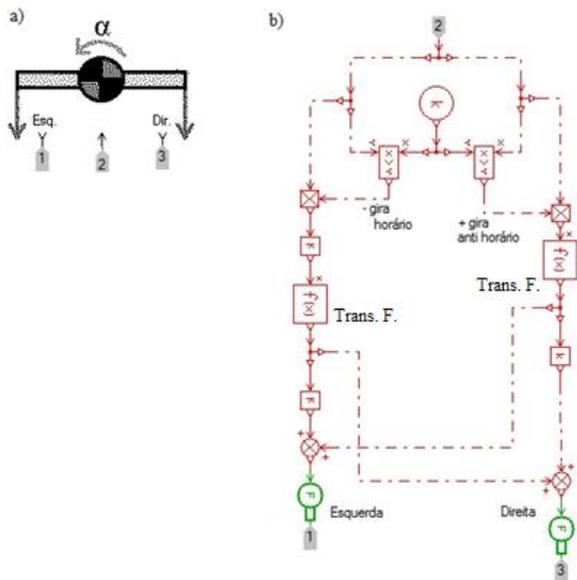
h - altura do centro de gravidade em relação à pista (m),

l - distância entre eixos (m).

O supercomponente desenvolvido para esta ação é apresentado na Figura 6.12, juntamente com seu *sketch*. Para este elemento a entrada ‘ângulo’ é inicialmente avaliada se positiva ou negativa com relação ao sentido de giro, o que define qual eixo ou roda sofre aumento ou diminuição de carga. Sendo aplicada uma força (N) positiva sobre o sistema para o ganho e negativa para a perda de carga.

Estes dados consideram uma simplificação quando se trata do instante de interação, onde a oscilação do sistema é maior, visto que os cálculos são feitos com uso do deslocamento da suspensão em relação ao solo.

Figura 6.12 - a) Supercomponente de Transferência de Carga b) *Sketch* do sistema de transferência de carga



A função *Trans. F.* apresentada na figura acima é uma função $f(x)$ que contém a equação 6.5 de transferência de carga.

6.5.5. Barra Estabilizadora

Os veículos em estudo possuem, conforme apresentado na descrição do sistema de suspensão, barra anti-rolagem, também conhecida como barra estabilizadora, no eixo traseiro. Este componente tem como principal função alterar a rigidez do sistema, modificando seu comportamento e conseqüentemente o ângulo de rolagem da carroceria e a transferência de carga entre as rodas.

Existem dois tipos de barras estabilizadoras, em forma de U e Z, a com forma de U que é utilizada nos veículos do estudo de caso, tem por principal característica aumentar a transferência de carga entre as rodas do eixo, enquanto que a em forma de Z tem comportamento oposto. Para maior entendimento sobre o desempenho e função destes componentes indica-se Nicolazzi et al. (2012) e Gillespie (1992).

Um diferencial do componente utilizado nos carros estudados é que ele pode ser acoplado e desacoplado mecanicamente pelo piloto, no intuito de buscar o melhor desempenho em qualquer situação, já que com a barra acoplada o piloto está optando por uma maior transferência de carga entre as rodas, diminuindo a rolagem do chassi e aumentando a deriva (escorregamento das rodas), o que melhora sua manobrabilidade, mas acaba gerando perda de desempenho na transposição de obstáculos, enquanto que se desacoplada o desempenho em obstáculos é melhorado, mas diminui a capacidade de manobra.

A modelagem deste componente é proposta, conforme a Figura 6.13, tendo como entrada os valores de deslocamento da massa suspensa com relação à não-suspensa, de cada uma das rodas do eixo (direita e esquerda). Com esta informação é avaliado qual conjunto teve maior deslocamento, para definir o sentido do carregamento sobre cada roda.

Figura 6.13 - Modelo da barra de torção



O significado das funções apresentadas na Figura 6.13 é:

Rel. Grau - função $f(x)$ que estima o ângulo de torção da barra,

F. Barra Estab. - função $f(x)$ que calcula a carga resultante gerada pela torção da barra estabilizadora e calcula seu valor equivalente na roda.

Das características geométricas do conjunto, é avaliada a correspondência do deslocamento da fixação do braço da barra na balança de suspensão, com relação ao ângulo de torção (primeira equação do modelo). Em sequência, é calculada a carga gerada para cada uma das rodas (segunda equação), que é informada como força (N) sobre as massas não-suspensas, levando em consideração a rigidez torcional, o braço de alavanca da barra de torção e sua razão de

instalação, esta razão correlaciona a posição de fixação da barra na balança, tendo o mesmo princípio da razão de instalação utilizada para a rigidez e o amortecimento, anteriormente apresentados, fazendo assim a equivalência para o modelo *quarter car*.

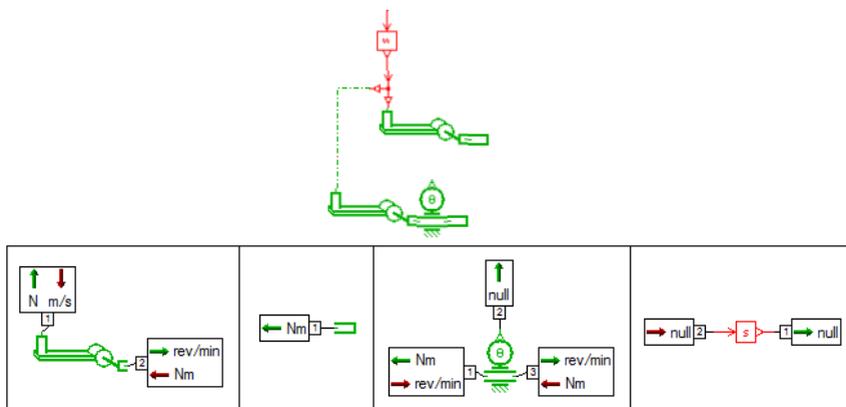
O sistema de acoplamento anteriormente comentado é feito por meio de um multiplicador (MUL00) que recebe como entrada valores de sinal 0 ou 1, ao longo do tempo de simulação, onde o valor 1 refere-se ao sistema acoplado e 0 desacoplado.

6.5.6. Balança ou Braço de Suspensão

As balanças ou braços de suspensão de um veículo são os elementos que unem e permitem o movimento entre as massas suspensa e não-suspensa. São fundamentais na definição da geometria e consequentemente do desempenho do sistema.

As balanças são colocadas no modelo virtual como barras de torção sem resistência torcional (ARM02) (Figura 6.14), para permite observar os seus deslocamentos durante a operação do veículo. A informação de entrada para estes componentes é a velocidade advinda do movimento relativo da roda com a carroceria. Esta velocidade é calculada através da utilização de um componente diferenciador de primeira ordem (DIF1), que tem como dado de entrada o deslocamento relativo da roda com a carroceria.

Figura 6.14 - Balanças da suspensão



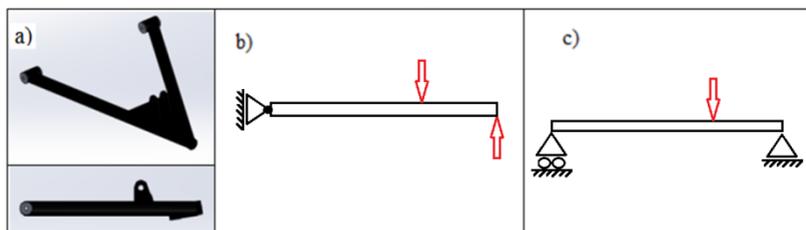
A implementação destes elementos no modelo foi feita para observar o ângulo de inclinação sofrido pelas balanças ou braço, perante os obstáculos percorridos. Esta informação é útil para o cálculo da tensão máxima no componente, pois permitem observar o sentido de aplicação de carregamento, visto que apresentam uma inclinação com relação a horizontal.

6.5.7. Tensão nas Balanças

Com o intuito de permitir a visualização de possíveis falhas no sistema de suspensão, como é um dos objetivos da presente pesquisa, é proposto uma forma de cálculo da tensão na balança em que o amortecedor está acoplado. Como visto na Figura 6.2, o modelo aqui apresentado permite a coleta de informações como deslocamento e força em vários pontos do conjunto, um deles é o do sistema mola amortecedor da suspensão, com esta informação é possível então calcular valores de força e momento fletor que atuam sobre componentes como os braços da suspensão.

Se a geometria da balança do veículo, Figura 6.15a, vê-se que ela possui dois perfis tubulares principais que constituem sua estrutura, considerando estes tubos como uma estrutura única e com perfil constante ao longo de sua extensão, ela pode ser tratada como uma barra que sofre ação de duas forças com sentidos opostos e que possui um ponto de articulação que permite giro, conforme demonstrado na Figura 6.15b. Como a ação da força do amortecedor é resposta direta da força no conjunto da roda, pode-se ainda simplificar o sistema para uma barra bi apoiada que sofre ação de uma força concentrada (Figura 6.15c).

Figura 6.15 - Considerações para simplificação da balança



Considerando as simplificações, chega-se a uma configuração isostática simples, proposto como supercomponente apresentado na

Figura 6.16a, no qual é calculada a máxima tensão sofrida pelo componente. As informações de entrada para os cálculos são a força atuante na posição de fixação do amortecedor na balança, valor que vem do modelo ¼ de carro e é correlacionado com a razão de instalação, e o ângulo da balança com a horizontal, o qual é coletado do elemento de barra apresentado na subseção anterior. Com estes dados e tendo as dimensões geométricas das balanças de suspensão, calcula-se o momento fletor, por meio da Equação 6.6.

Momento fletor:
$$M_F = \frac{F_a \cdot m \cdot n}{L} \quad (6.6)$$

sendo:

M_F - momento fletor (Nm),

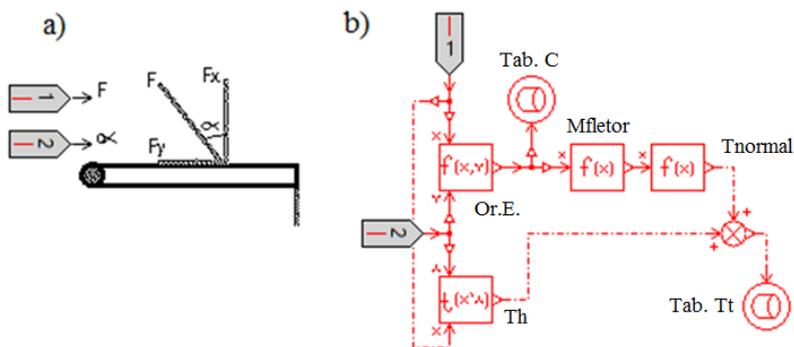
F_a - força aplicada (N),

m - distância da força ao apoio esquerda da barra (m),

n - distância da força ao apoio direito da barra (m),

L - comprimento da barra (m).

Figura 6.16 - a) Supercomponente de tensão. b) Elementos que compõe o componente



O significado das funções e tabelas de dados apresentadas na figura 6.16b é:

Tab. C - tabela que armazena os dados de carga vertical,

Tab. Tt - tabela que armazena os dados de tensão,

Or. E. - função $f(x,y)$ que calcula a componente vertical de carga,

Mfletor - função $f(x)$ que calcula o momento fletor máximo e interpola para a posição em análise,

Tnormal - função $f(x)$ que calcula a tensão normal máxima,

Th - função $f(x,y)$ que calcula a componente horizontal da tensão.

Conhecendo o valor do momento fletor, então é calculado o valor da tensão normal máxima na seção, com a Equação 6.7, que segue:

$$\text{Tensão normal máxima} \quad \sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (6.7)$$

sendo:

σ - tensão normal máxima (Pa),

M - momento fletor (Nm),

c - distância em relação à linha média (m),

I - momento de área (m⁴).

O valor do momento de área é inserido no modelo previamente à simulação, considerando um corte transversal na seção de fixação do amortecedor, o que resulta em uma geometria conforme Figura 6.17, a qual é a base para a realização dos estudos. A equação utilizada para o cálculo é a Equação 6.8, onde é feito o cálculo sobre as elipses externas e posteriormente subtraído o valor referente à geometria interna:

$$\text{Momento de área:} \quad I_x = \frac{\pi \cdot a \cdot b^3}{4} \quad (6.8)$$

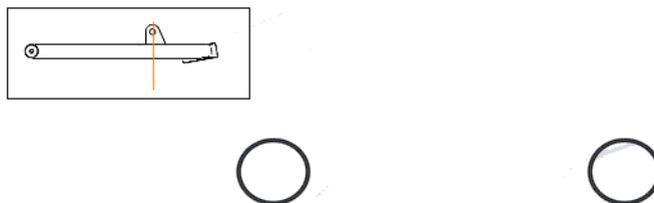
sendo:

I_x - momento de área (m⁴),

a - largura da elipse (m),

b - altura da elipse (m).

Figura 6.17 - Vista da seção transversal no ponto de fixação do amortecedor na balança dianteira dos veículos



Em paralelo com estes cálculos da componente vertical de tensão, é estimado o valor referente à componente horizontal, através da Equação 6.9, que segue.

$$\text{Componente horizontal da tensão:} \quad \sigma = \frac{F \cdot \text{sen}(\alpha)}{A} \quad (6.9)$$

sendo:

σ - componente horizontal da tensão (Pa),

F - carga horizontal (N),

A - área da seção transversal (m²),

α - Ângulo da balança com a horizontal.

Esta abordagem considera uma grande simplificação do modelo geométrico do componente, mas permite uma primeira visualização do seu desempenho, de forma a auxiliar no estudo aqui proposto.

A estrutura do modelo proposto é utilizada para todos os carros do estudo de caso, diferenciando-se apenas pela existência de duas balanças na traseira do modelo Puma e uma, no caso um braço arrastado, no modelo Jaguar. O restante do modelo se assemelha em sua estrutura, as diferenças se dão pelos parâmetros que são inseridos antes da realização das simulações, apresentados a seguir.

6.6. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DA SUSPENSÃO

Após apresentar e detalhar os modelos, submodelos dos componentes utilizados, esta seção dá início a exposição de resultados das simulações realizadas com o modelo geral de suspensão.

Para facilitar a descrição dos resultados obtidos, os veículos do estudo de caso são tratados da seguinte forma: o projeto Puma do ano

de 2012 é tratado como Puma 12, sua evolução referente ao ano de 2013, como Puma 13, idem para o Projeto Jaguar, sendo as resultantes: Jaguar 12 e Jaguar 13.

As simulações do sistema de suspensão têm por objetivo gerar dados de carregamento sobre os braços da suspensão, na busca de potenciais ocorrências de falha para os componentes do veículo físico, bem como permitir visualizar o comportamento do sistema perante alguns obstáculos. Os modelos dinâmicos visam utilizar a maior quantidade possível de parâmetros, para gerar resultados que condizem com a realidade, visto que os resultados obtidos são comparados com o histórico dos carros.

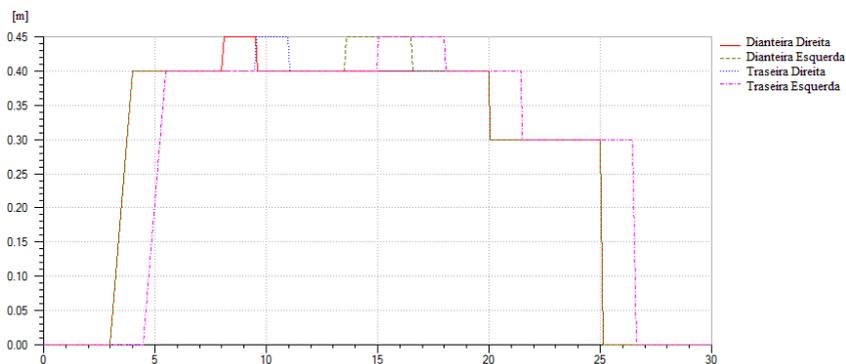
Como mencionado, estes estudos tem por base o histórico de desempenho e falhas dos veículos do estudo de caso, sendo assim a validação dos modelos propostos não é realizada diretamente por comparações com o projeto atual, já que os parâmetros e as simulações se referem a veículos de anos anteriores, os quais foram desmontados e passaram por testes destrutivos ou foram descartados.

Na busca por resultados que se aproximem ao máximo dos veículos anteriores, dois critérios foram tomados como base. O primeiro é o desempenho dos elementos com relação a movimentos e acelerações, demonstrando as características da dinâmica vertical. O segundo critério são os resultados de carga e de tensão calculados com o modelo, onde se observou os valores com relação à possível ocorrência de falha dos componentes.

Como mencionado na apresentação do modelo, a entrada para a simulação do sistema de suspensão é o deslocamento das rodas no tempo. Para isto é proposto um percurso com alguns obstáculos para o modelo, conforme Figura 6.18.

O percurso proposto leva em consideração alguns obstáculos que os veículos precisam passar durante as competições, sendo assim é composto por uma rampa, obstáculos seriados entre o lado direito e esquerdo, e por dois degraus, com diferentes alturas para representar saltos sofridos. Como pode ser observado, cada roda tem uma entrada diferente, que se deve a diferença entre o percurso dos lados do carro e devido à distância entre eixo dos veículos.

Figura 6.18 - Perfil de pista simulado em cada roda



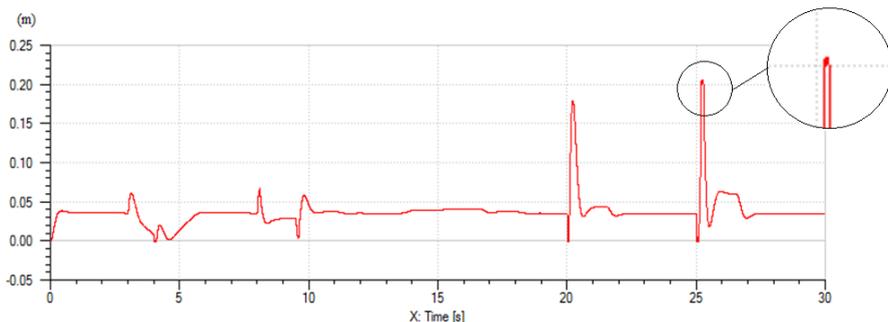
Para as simulações realizadas neste modelo o piso foi considerado como rígido durante todo o percurso, isto coloca os componentes do veículo em exigência máxima, visto que as forças não são absorvidas pelo solo. Como apresentado, o piso permite a inserção dos dados de rigidez de maneira variável no tempo, o que o aproxima mais da realidade dos veículos, assim em análises futuras esta ferramenta pode ser utilizada para avaliar o comportamento dos veículos em pisos macios.

Nas simulações os parâmetros adotados foram: período de 30 segundos, acompanhando o percurso proposto, com intervalo de comunicação de 1 milissegundo (0,001s), o que significa que o modelo coleta os resultados do desempenho dinâmico com frequência de 1000Hz.

A seguir são apresentados os resultados obtidos perante os obstáculos transpostos para os carros utilizados no estudo de caso. A análise destes dados trás conhecimentos importantes para a regulagem do sistema, o que pode permitir um ajuste mais refinado dos parâmetros utilizados no projeto e em evoluções.

Na Figura 6.19, é exposto o movimento relativo das massas suspensa e não-suspensa da roda dianteira direita do Puma 12.

Figura 6.19 - Movimento relativo entre as massas suspensa e não suspensa da suspensão dianteira do Puma 12

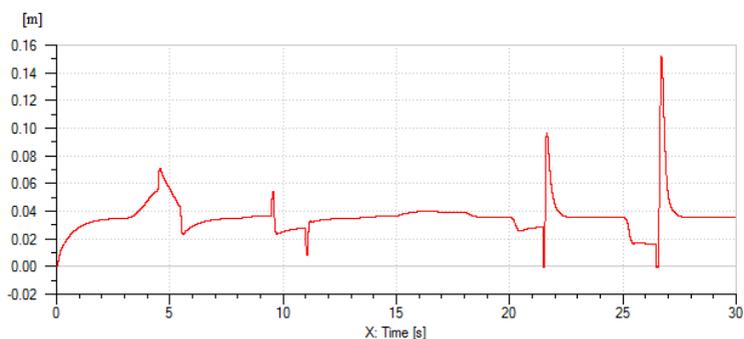


Nestes valores apresentados, o zero refere-se ao sistema sem carga, completamente alongado, e os demais valores ao deslocamento da roda com relação à carroceria. Os pontos de maior exigência são os saltos realizados nos tempos 20 e 25 segundos, onde ao saltar (e perder contato com o solo) a suspensão se alonga ao máximo e logo em seguida quando encontra o piso sofrem um amplo movimento relativo do conjunto para absorver a carga gerada. No segundo salto (25s), a suspensão chega a alcançar o batente superior (compressão máxima do amortecedor), fato que pode ser crítico para o veículo por gerar cargas que excedem o limite de resistência dos elementos, a ser visto nos resultados obtidos com o supercomponente que estima a tensão nas balanças.

Apesar dos parâmetros diferentes com relação à geometria e regulagens, a suspensão dianteira dos modelos apresenta um comportamento similar, já que fazem uso de elementos estruturais, molas e amortecedores iguais, assim não são apresentadas individualmente aqui.

Diferentemente da suspensão dianteira, os dois veículos em estudo apresentam estruturas e componentes diferentes na suspensão traseira, como descrito na seção 6.4. Na Figura 6.20, é exposto o desempenho da suspensão traseira do Puma 13, que utiliza uma configuração duplo A, neste conjunto a fixação do amortecedor é feita na balança superior, se diferenciando da dianteira que tem a fixação sobre as balanças inferiores do conjunto.

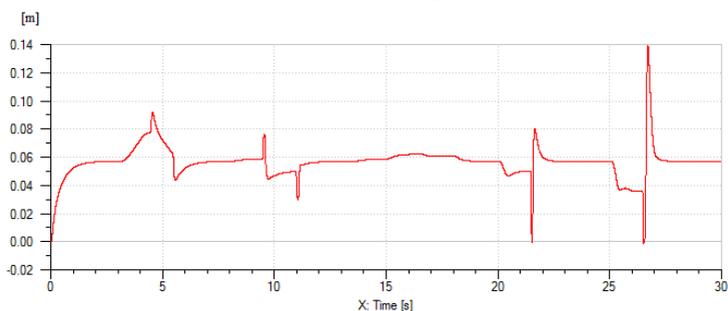
Figura 6.20 - Movimento relativo à suspensão traseira Puma 13



Distintamente do que ocorre na dianteira, mesmo com a alta exigência no segundo salto do percurso, esse conjunto não alcança o batente superior da suspensão.

A Figura 6.21 caracteriza o comportamento do conjunto do Jaguar 12 com relação ao movimento da suspensão traseira, que faz uso estrutura de braço arrastado. Esta configuração apresenta um curso de deslocamento maior que o utilizado no projeto Puma, isto se deve, além da estrutura à utilização de um conjunto de molas e amortecedores diferenciados, com maior curso.

Figura 6.21 - Movimento relativo à suspensão traseira Jaguar 12



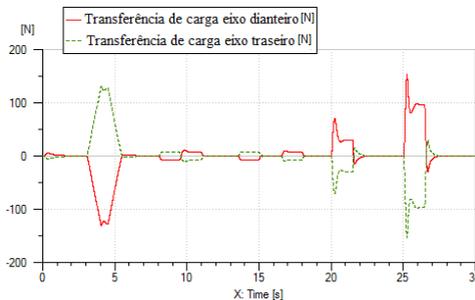
Os veículos do estudo de caso como mencionado na apresentação do conjunto de massa suspensa e sistema mola amortecedor (subseção 6.5.3), utilizam amortecedores reguláveis, que aceitam diferentes configurações para operação. Estes dados são considerados nos

modelos, tanto na compressão quanto na tração, também denominados de *bounce* e *rebound* respectivamente.

Até aqui foi apresentado o desempenho dinâmico de alguns dos carros em estudo, não sendo realizada a apresentação integral de cada carro, visto que apesar das diferenças existentes entre os valores coletados, devido aos diferentes parâmetros, em geral eles se assemelham e este é apenas um dos objetivos da modelagem proposta. Antes de apresentar os resultados referentes aos valores de carga sofrida e tensões atingidas na busca de possíveis fontes geradoras de falha, são apresentados alguns resultados obtidos em cálculos de componentes do modelo proposto, como por exemplo, transferência de carga, barra de torção e inclinação das balanças.

A representação da transferência de carga foi proposta com a utilização de um supercomponente que faz a leitura do ângulo de inclinação sofrida pelo veículo durante a simulação do percurso. Este ângulo é calculado através da observação dos dados da pista e do conjunto mola amortecedor. O equacionamento utilizado é realizado com base no equilíbrio de momentos sobre os eixos do veículo, como descrito na apresentação do modelo. Na Figura 6.22 são apresentados os valores obtidos de transferência de carga longitudinal durante a simulação do modelo Puma 13.

Figura 6.22 - Valores referentes à transferência de carga entre o eixo dianteiro e traseiro, Puma 13

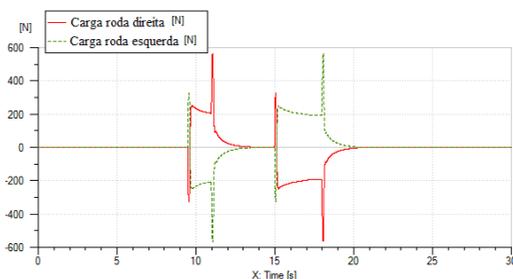


Como é de se esperar a carga somada em um eixo é removida do outro na transferência de carga, por isso as curvas apresentadas são opostas, mas iguais em módulo.

O modelo de barra estabilizadora é simulado como desacoplado nas simulações apresentadas, não gerando carregamento em nenhum

momento sobre o sistema, mas para demonstrar seu funcionamento, a Figura 6.23 apresenta resultado de simulação considerando o sistema em atuação no Jaguar 12, onde se destaca que ele só gera carregamentos quando as rodas direita e esquerda do eixo possuem deslocamentos diferentes.

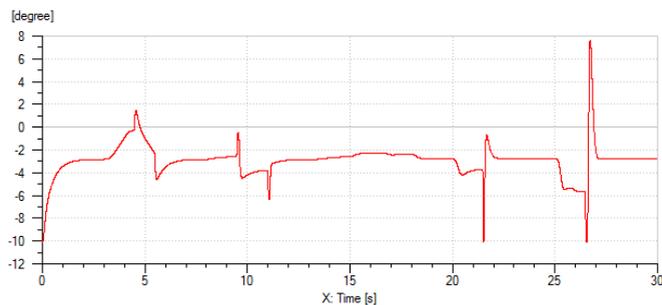
Figura 6.23 - Carga gerada pela barra de torção quando em ação



O modelo de balança foi colocado como uma ferramenta para observar o ângulo de inclinação que os elementos da suspensão apresentam com relação à horizontal, para melhor caracterizar as componentes verticais e horizontais de força no cálculo das tensões sobre as estruturas.

Os valores iniciais considerados para estes elementos foram as inclinações que possuem quando o veículo está ‘suspenso’, com a suspensão totalmente alongada (batente inferior da suspensão). Os dados resultantes da simulação deste componente podem ser observados na Figura 6.24, que representa o ângulo que a suspensão do Jaguar 13 sofre no decorrer do percurso simulado.

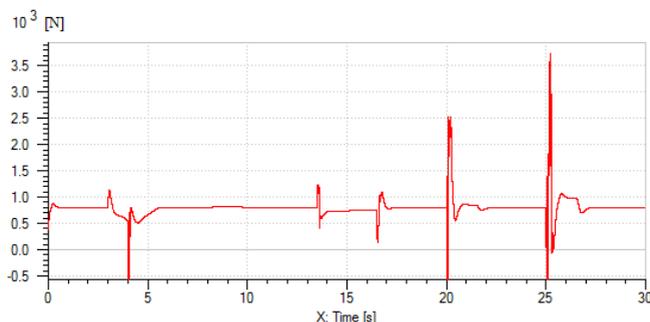
Figura 6.24 - Ângulo com a horizontal do braço arrastado Jaguar 13



Análises de elementos com geometrias complexa como as mangas de eixo dos veículos não permitem uma simplificação consistente para a obtenção de dados válidos da tensão, sendo assim o modelo apresentado não consegue fazer estudos sobre elas, mas os valores de carregamentos e esforços sofridos podem ser observados para analisar os picos que ocorrem quando os veículos passam por obstáculos e, com base nestes valores, análises utilizando diferentes metodologias podem ser realizadas.

No sentido de simular situações que geram falhas no veículo, os resultados obtidos de força e tensão sobre os braços de suspensão que ancoram os amortecedores são realizados. Como apresentado na subseção 6.5.7, simplificações foram adotadas nestes cálculos, as quais conseguem representar a estrutura em análise. A partir deste momento são apresentados esses ensaios, começando pela Figura 6.25 que demonstra a carga que atua sobre a balança dianteira inferior esquerda do Puma 12.

Figura 6.25 - Carga sobre a balança dianteira inferior esquerda Puma 12

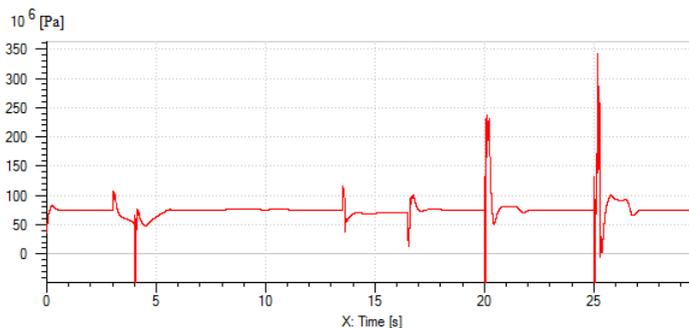


Os dados coletados demonstram que a transferência de carga influencia o comportamento de cada eixo, o modelo responde às entradas que são feitas pelo perfil de pista e, como esperado, as maiores excitações ocorrem nos 20 e 25 segundos, onde a dianteira do veículo passa pelos degraus da pista.

Conforme apresentado na subseção 6.5.7, a tensão sobre o braço de suspensão utiliza os dados de carga sobre o componente para ser calculada. No modelo os dados de carga são coletados do modelo de suspensão através de um componente denominado “sensor” de força,

que está localizado entre os elementos mola/amortecedor e massa suspensa. A seguir na Figura 6.26 são expostos os valores de tensão calculados para a balança dianteira inferior do Puma 12.

Figura 6.26 - Tensão máxima sobre a balança inferior esquerda Puma 12



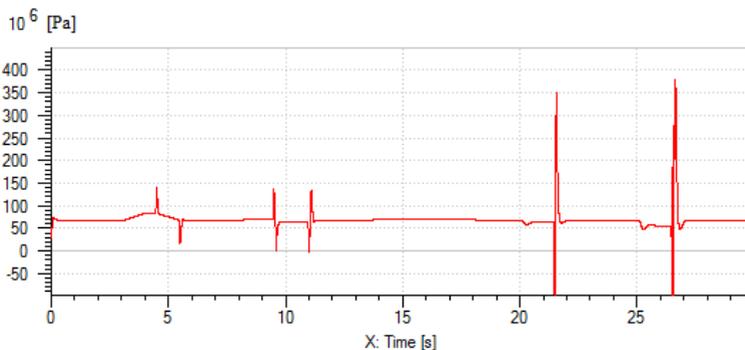
Considerando os valores de tensão de escoamento do material utilizado para a fabricação do componente (SAE 4130), que é de 575 MPa, a tensão média observada gira em torno de 74,4 MPa, não sendo uma função de falha para o elemento. Se forem observados os momentos de maior exigência apresentados na curva, vê-se que são concentrados na proximidade dos obstáculos postos ao veículo, e apesar de acarretarem valores elevados de tensão (341 MPa), ainda assim não chegam à tensão de escoamento do material.

Cabe aqui ressaltar que o modelo desenvolvido não permite a avaliação de possibilidade de falhas por fadiga, a qual pode ser implementada futuramente ao modelo. Outra forma de ocorrência de falha no conjunto pode surgir se o carregamento sobre os elementos for avaliado como de impacto, saindo do quase estático que é considerado, este tipo de carregamento depende de características como períodos naturais de vibração da estrutura e o tempo de aplicação da carga. Estas abordagens podem ter seus estudos iniciados com a leitura de matérias como Rosa (2002) e Collins (2006), respectivamente.

A obtenção de valores médios e alternados dos esforços pode ser realizada com componentes da biblioteca de sinal do AMESim, diferentes dos utilizados, os quais também podem alocar os cálculos para determinação dos modos de falha mencionados no parágrafo anterior.

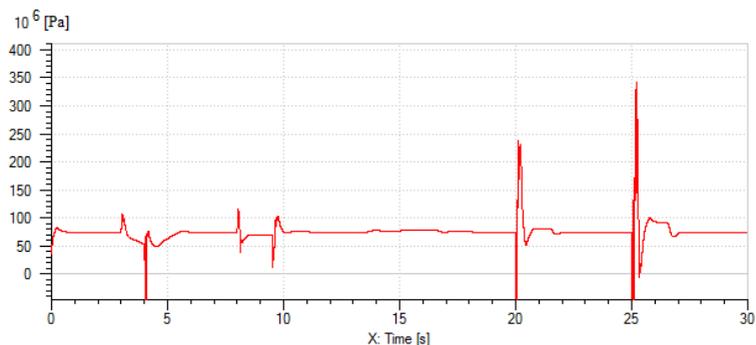
Na traseira do projeto Puma o conjunto mola/amortecedor está fixo na balança superior, a tensão gerada nesse elemento pode ser observada na Figura 6.27. O material de fabricação é o mesmo utilizado na dianteira, sendo assim, apesar de apresentar uma maior excitação e consequentemente uma maior tensão na máxima exigência (378 MPa), ela ainda está dentro do limite de resistência do material.

Figura 6.27 - Tensão sobre a balança traseira superior esquerda Puma 12



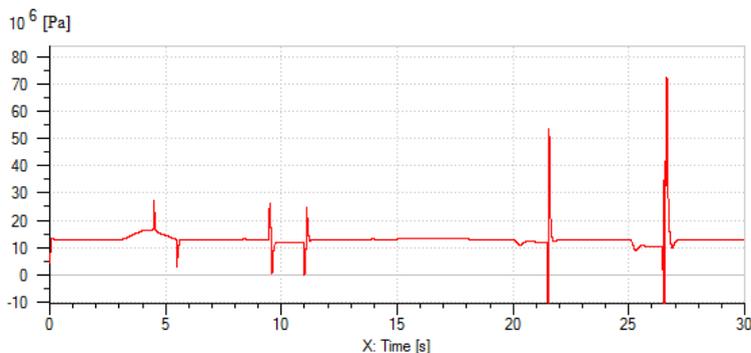
Na Figura 6.28, são apresentados os resultados de tensão máxima sobre o braço de suspensão inferior dianteiro do Jaguar 12. Os valores de tensão e carga negativos que ocorrem nas curvas apresentadas, se devem ao sistema encontrar o ‘batente inferior da suspensão’, que é modelado como uma rigidez quase infinita nas curvas de rigidez de mola utilizadas, como a apresentada na Figura 6.10.

Figura 6.28 - Tensão sobre a balança dianteira inferior esquerda Jaguar 12



Dos carros utilizados no estudo de caso e dentro das possibilidades geradas pelo modelo proposto, que calcula a tensão sobre os braços de suspensão, uma falha ocorrida no modelo Jaguar 12 poderia ser observada. Os resultados coletados para este elemento são apresentados na Figura 6.29, que segue.

Figura 6.29 - Tensão máxima sobre o braço arrastado direito Jaguar 12



Como pode ser observado, as tensões calculadas com o modelo proposto não se aproximam da tensão de escoamento do material em que a estrutura é fabricada. Diante deste resultado, buscou-se uma forma de obtê-los com outra análise, para ter um comparativo e avaliar a motivação de não se observar valores que gerariam falha no elemento.

Com a curva de cargas sobre a estrutura e com auxílio da Equipe UFSC Baja SAE, foi realizada análise de elementos finitos (MEF) sobre o braço arrastado do Jaguar 12. Este método já é utilizado pela equipe para validar as geometrias das peças projetadas há vários anos, tendo assim uma boa fundamentação. Três simulações foram realizadas sobre diferentes estruturas (braço arrastado do Jaguar 12, balança inferior dianteira do mesmo carro e balança traseira superior do Puma 12), para se obter um comparativo com todas as diferentes geometrias em estudo. Os resultados da análise via método de elementos finitos são comparadas com os resultados coletados da modelagem dinâmica no Quadro 6.1

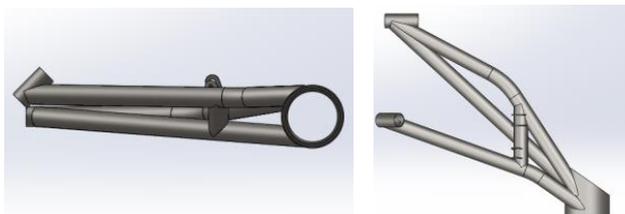
Quadro 6.1 - Comparativo entre o resultado obtido através do modelo dinâmico proposto com resultados via elementos finitos

<i>Componente / Veículo</i>	<i>MEF (MPa)</i>	<i>ID (MPa)</i>
Dianteira / Jaguar 12	327,35	341,8
Traseira / Puma 12	373,24	374,4
Traseira / Jaguar 12	146,04	72,2

Os resultados encontrados para a geometria das balanças obtiveram uma boa correlação entre o modelo simplificado e a análise via elementos finitos, mas o braço arrastado não obteve a mesma qualidade de resultados, isto se deve a grande simplificação da geometria.

O resultado obtido de tensão com o MEF também não caracteriza uma ocorrência de falha na estrutura. Segundo estudos realizados pela equipe a falha que ocorreu nessa peça foi motivada pela geometria do componente, que sofreu torção devido à posição de ancoragem do amortecedor, sendo assim sua geometria tridimensional complexa (Figura 6.30) e as entradas de carregamento geram esforços em direções que os dados de carga fornecidos para simulação não conseguem caracterizar.

Figura 6.30 - Vista lateral e superior do braço arrastado



Para não se estender com os resultados adquiridos com o modelo geral de suspensão, os dados das simulações referentes aos carros de 2013, têm seus resultados expostos no Quadro 6.2, onde apenas as tensões médias e máximas são descritas.

Quadro 6.2 - Resultados de tensão coletados do modelo dinâmico 1D, dos veículos do ano de 2013

<i>Veículo</i>	<i>Tensão média (MPa)</i>	<i>Tensão Máxima (MPa)</i>
Dianteira Puma13	78,3	335,8
Traseira Puma 13	68,1	377,6
Dianteira Jaguar 13	85,8	346,6
Traseira Jaguar 13	7,2	38,9

Conforme observado nos resultados apresentados no Quadro 6.2, na traseira do Jaguar 13, assim como o ocorrido na simulação realizada sobre a traseira do Jaguar 12, os valores obtidos não conseguem representar de forma satisfatória a tensão sobre a estrutura do braço arrastado. O que se destaca destes resultados são os valores obtidos para os demais componentes analisados.

Assim o modelo de suspensão, apesar de não conseguir representar todos os elementos os quais os carros do estudo de caso utilizam, consegue fornecer dados da dinâmica vertical, que permitem um refinamento maior no ajuste do sistema.

6.7. MODELAGEM DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

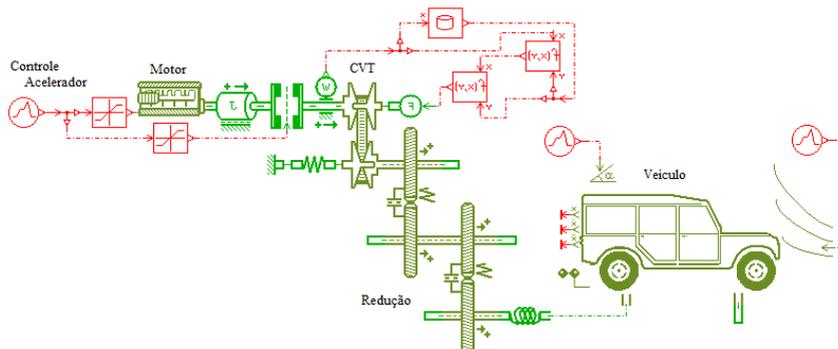
Diferentemente do modelo do sistema de suspensão apresentado anteriormente, que pode ser aplicado aos diferentes veículos do estudo sem perda de funções e estrutura, o sistema de transmissão tem de ser abordado através de modelos diferentes, devido aos sistemas possuírem arquiteturas diferentes, conforme descrito nas subseções 6.4.1 e 6.4.2.

6.7.1. Sistema de Transmissão Projeto Jaguar

O sistema de transmissão do modelo Jaguar tem como principais características ser composto por CVT acoplado à caixa de redução fixa. A utilização desta configuração se deve ao CVT permitir uma gama infinita de reduções dentro de um limite mínimo e máximo. A caixa é definida para atingir os valores de redução definidos em projeto, que levam em consideração a capacidade do motor, a velocidade máxima e torque desejados.

Na Figura 6.31, é apresentado o modelo dinâmico completo desenvolvido para este sistema de transmissão, que tem por requisitos de projeto: bom torque em baixas rotações e velocidade final expressiva.

Figura 6.31 - Modelo dinâmico do sistema de transmissão - Jaguar



Para expor de forma mais detalhada as hipóteses matemáticas e simplificações adotadas para o sistema, assim como realizado na apresentação do modelo de suspensão, a seguir são descritos os elementos que compõe os modelos de transmissão.

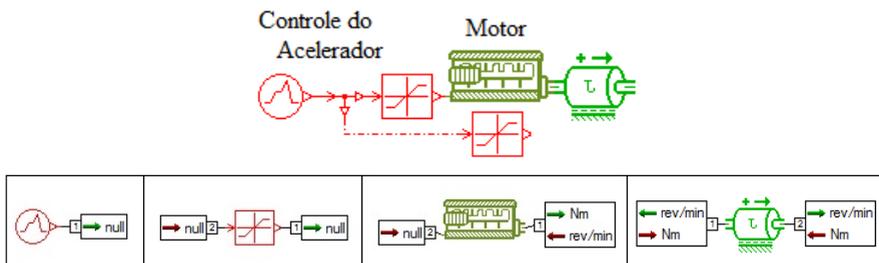
6.7.1.1. Unidade Motriz

A unidade motriz é inserida no modelo como uma unidade fornecedora de torque, conforme Figura 6.32. No submodelo TREN00B escolhido, é inserida uma curva tridimensional que correlaciona torque (Nm), rotação do motor (rpm) e posição do acelerador, que varia de 0 a 1 (em 0 o acelerador não acionado e em 1 totalmente acionado).

A referência de posição do acelerador é fornecida ao modelo através de entrada de sinal. Esta foi realizada de duas maneiras no decorrer do trabalho, através de uma fonte linear de sinal por partes (UD00), como o da Figura 6.31, que define a entrada de dados por seções de tempo (podendo simular rampas ou degraus), ou por meio de tabela de interpolação entrada por tempo (UDA01). Para caracterizar o motor em funcionamento, mesmo com o acelerador não acionado, é utilizado um submodelo de saturação (SAT0), que fornece um valor mínimo e máximo permitido de saída. Isto é feito para representar que mesmo sem estar sendo exigido o motor continua em funcionamento e assume uma rotação e um torque. Um segundo componente de saturação, que também faz uso dos dados do acelerador, é utilizado para

atuar sobre um mecanismo de atrito variável que é utilizado no sistema de CVT.

Figura 6.32 - Unidade motriz e controle



Para caracterizar a inércia rotativa inerente ao sistema é utilizado o componente RL01, que considera a inércia envolvida e permite associar dados de atrito.

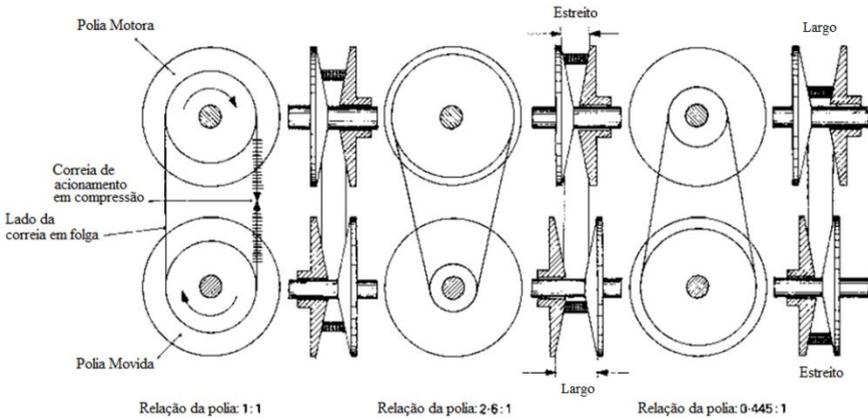
Os valores assumidos de torque para o sistema levam em consideração as informações do motor Briggs & Stratton, padrão para a categoria. As curvas de potência e torque máximos são conhecidas pela equipe e puderam ser utilizados na modelagem.

6.7.1.2. CVT - Transmissão Continuamente Variável

O sistema de transmissão continuamente variável dos carros consiste em um sistema por polias móveis, como o da Figura 6.33, e é modelado com a utilização do elemento *CVT sem perdas* (TRCV0A) do AMESim. A adoção do elemento sem perdas se deu como uma simplificação, pelo fato de não ser conhecido em detalhes os valores de escorregamento e perdas do sistema real. Caracterizar estas curvas exige um elevado trabalho sob o equipamento, já que curvas tridimensionais que correlacionam torque disponível, torque perdido, torque de saída, velocidade de entrada e relação de transmissão são necessárias. Esta coleta de dados e implementação para o modelo pode ser realizada em trabalhos futuros.

De forma simplificada, para representar este comportamento quando o acelerador é desacionado, foi inserido um mecanismo de atrito rotacional, com o submodelo FR2R000, que conforme dados de entrada permite rotações distintas entre as portas.

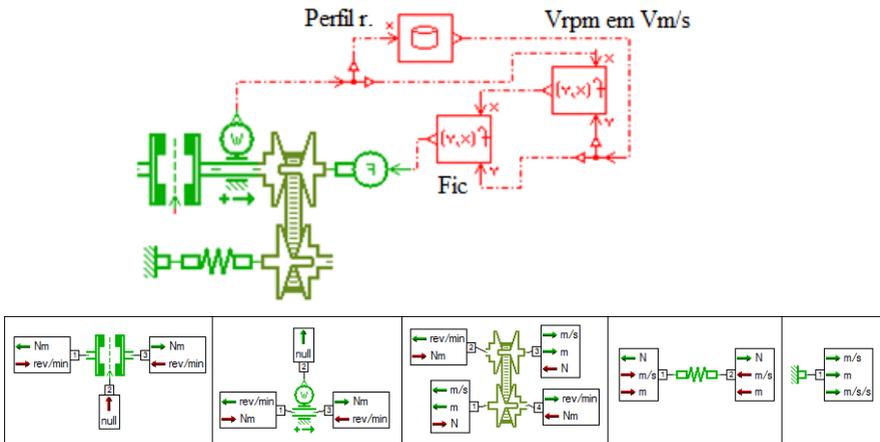
Figura 6.33 - CVT por polias móveis



Fonte: Adaptado de HEISLER (2002)

O componente *CVT sem perdas* (Figura 6.34) possui quatro portas, duas de mecânica linear, que fazem o controle da relação de transmissão e duas de mecânica rotacional, onde há entrada de torque (Nm) pela polia motora e saída de velocidade (rpm) pela polia movida.

Figura 6.34 - CVT e sistema de gerenciamento



O significado das funções e tabela de dados apresentadas na figura 6.34 é:

Perfil r – Tabela que orienta o raio de giro das massas do CVT.

Fic - função $f(x,y)$ que calcula a força centrífuga, com equação 6.10,

Vrpm em Vm/s - função $f(x,y)$ que converte a velocidade rotacional em linear.

O controle do modelo é realizado por meio do controle das forças atuantes em cada uma das polias, a polia movida é mais simples, sendo comandada por uma mola, que segue a lei de Hooke (SPR000A), fornecendo força para o elemento conforme sua deformação. Já a polia motora funciona através de força centrífuga, que é caracterizada pela Equação 6.10, sendo assim, depende da rotação de entrada para gerar força e mover a meia polia contra seu par, modificando a relação do conjunto.

Força de inércia:
$$F_{ic} = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad (6.10)$$

sendo:

m - massa (kg),

v - velocidade linear (m/s),

r - raio (m).

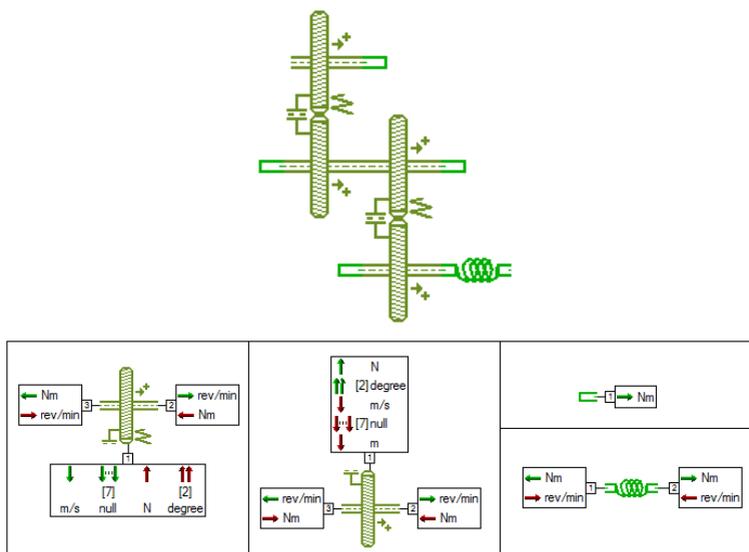
O valor da massa que atua nesse conjunto é caracterizado na equação 6.10, que também leva em consideração o raio de giro para estabelecer o valor de força de inércia gerada. No CVT do estudo de caso é possível inserir diferentes perfis para o comando do raio de giro dos pesos na polia motora, então no modelo proposto é possível inserir uma curva que representa a sua variação, esta curva é estabelecida por meio de dados que correlacionam o raio e a rotação fornecida pelo motor.

6.7.1.3. Engrenagens

O conjunto de engrenagens existentes na caixa de redução do Jaguar foi definido pela equipe UFSC Baja SAE para atingir as razões de transmissão desejadas, tendo por base o histórico dos modelos anteriores e buscando potencializar o desempenho do CVT com uma boa relação entre aceleração e velocidade final.

Os elementos selecionados para este conjunto são apresentados na Figura 6.35, que consiste essencialmente de duas reduções, a primeira recebe a velocidade do CVT e a transmite para um eixo secundário onde está acoplada a redução final.

Figura 6.35 - Conjunto de redução final, Jaguar



Para modelar esse conjunto foram selecionados elementos de engrenagem, que apresentam duas portas rotacionais e uma denominada de porta de engrenamento, que faz a função de engrenamento dos pares. Estes elementos são da biblioteca *powertrain* e fazem a relação de cada par por meio dos valores de raio de trabalho. Elas também permitem realizar cálculos de perdas, por meio das características do material de cada engrenagem, além de perdas devido à geometria e eficiência de contato.

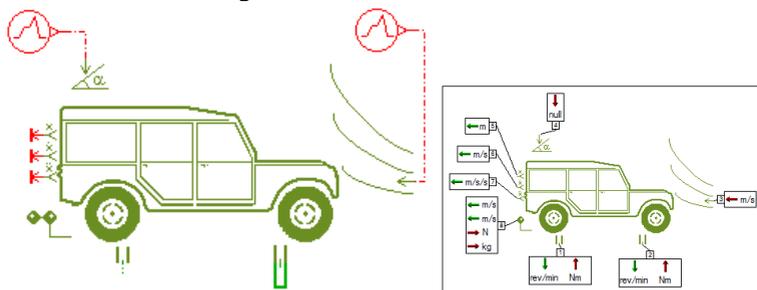
Dois modelos de engrenagens são utilizados neste conjunto, o primeiro é o TRGT01, que recebe rotação como entrada, fornece torque como saída nas portas rotacionais e na porta de engrenamento disponibiliza velocidade e recebe força e deslocamento angular. O outro modelo (TRGT01C) apresenta causalidade inversa ao modelo apresentado. Ainda neste conjunto as portas rotacionais não utilizadas das engrenagens são fechadas com o componente T000, que representa

torque zero e na saída do conjunto é inserida uma rigidez torcional (RSPR00) para representar a rigidez no sistema e atender a causalidade de entrada no componente veículo, apresentado a seguir.

6.7.1.4. Veículo

O componente veículo, de código TR1DVEH01A, utilizado para a modelagem é um submodelo 1D que calcula a aceleração longitudinal, deslocamento e velocidade de um veículo de dois eixos (Figura 6.36). Ele permite considerar resistências ao movimento, tais como resistência de rolamento, de aclave e aerodinâmica, além de possibilitar a conexão de reboque.

Figura 6.36 - Modelo de veículo



As informações calculadas pelo componente são resultado das forças que estão em ação sobre ele. Do motor a força é gerada através da entrada de torque nos eixos e relacionada com o raio da roda. No modelo do estudo de caso, a entrada de torque do motor é feita apenas no eixo traseiro, no dianteiro é utilizado um componente de entrada de torque zero.

Para resistência de aclave, a força é calculada por meio da Equação 6.11, que relaciona o peso do veículo e o ângulo de inclinação da pista. A entrada do ângulo é feita, assim como em literaturas especializadas, por meio de porcentagem, um aclave de 100% corresponde a um ângulo de 45°, a relação para obtenção dos valores em graus e porcentagem, segue a Equação 6.12.

$$\text{Resistência ao aclave} \quad F_i = G \cdot \text{sena} \quad (6.11)$$

$$\text{Relação de inclinação da pista} \quad a = \text{tg } \alpha \quad (6.12)$$

sendo:

- G - Peso do veículo (N),
- a - índice de inclinação da pista (porcentagem/100),
- α - ângulo de inclinação da pista.

A resistência aerodinâmica é calculada por meio da Equação 6.13, correlacionando informações de densidade do ar, área frontal, coeficiente de arrasto aerodinâmico e velocidade. O modelo aceita entrada da velocidade do vento no ambiente, que influencia no cálculo desta resistência.

$$\text{Força de resistência aerodinâmica: } F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A_f \cdot Cx \cdot v^2 \quad (6.13)$$

sendo:

- ρ_{ar} - Densidade do ar (kg/m³),
- A_f - Área frontal(m²),
- Cx - Coeficiente de arrasto aerodinâmico,
- v - Velocidade do veículo (m/s).

A força de resistência de rolagem é devida às perdas no par pneu pista. Seu cálculo leva em consideração o peso do veículo, o coeficiente de atrito de rolamento (ver Tabela 5.2) e a inclinação da pista, segundo a Equação 6.14.

$$\text{Força de resistência à rolagem: } F_r = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (6.14)$$

sendo:

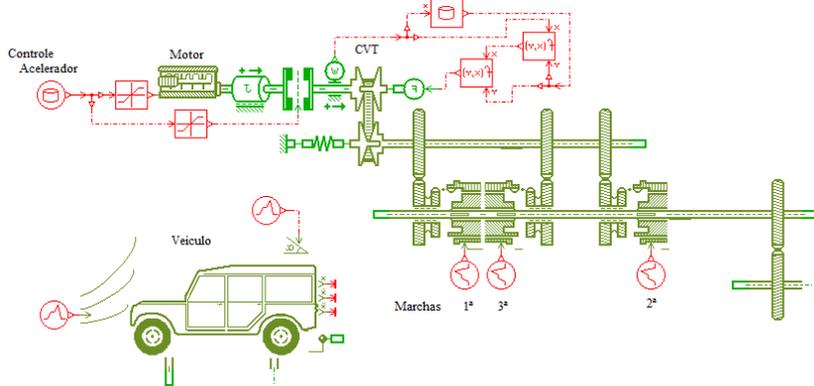
- f - coeficiente de atrito de rolamento,
- G - Peso do veículo (N),
- α - ângulo de inclinação da pista.

Assim conclui-se a apresentação do modelo do sistema de transmissão do Jaguar. Vale observar que a arquitetura da transmissão dos carros em estudo é igual para os dois anos, mudando apenas parâmetros e variáveis de entrada.

6.7.2. Sistema de Transmissão Projeto Puma

O sistema de transmissão do modelo Puma, diferentemente do Jaguar, é composto pelo CVT e uma caixa de câmbio de três velocidades. O modelo proposto é apresentado na Figura 6.37.

Figura 6.37 - Modelo dinâmico do sistema de transmissão - Puma



As diferenças entre as transmissões dos modelos se dão no projeto da caixa de redução, sendo que apenas esta parte do conjunto se diferencia, e por este motivo somente as diferenças entre elas são tratadas, visto que o restante do modelo segue as mesmas premissas expostas na seção 6.7.1.

6.7.2.1. Engrenagens

O sistema de engrenagens do Puma, como apresentado na seção 6.4.2, é uma caixa de câmbio com três marchas e uma redução final, as relações são alocadas no primeiro par de engrenagens. O sistema não utiliza os tradicionais sincronizadores de marcha para o engate das relações, esta operação é feita através de *dog rings*, este tipo de engate garante rapidez e pequena queda de rotação do motor. O movimento do mecanismo é realizado por garfos guiados por um came cilíndrico.

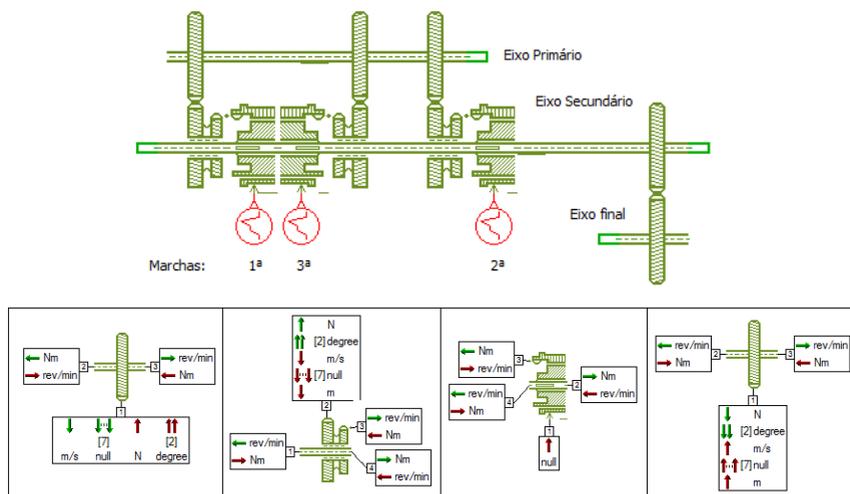
Um sistema de engate por *dog rings* consistem no encaixe de duas peças, como apresentado na Figura 6.38, onde ao ser acionado o garfo que controla a engrenagem *dog ring*, encaixa sobre a engrenagem de marcha, a acionando.

Figura 6.38 – Dog ring



O modelo proposto para este mecanismo é apresentado na Figura 6.39. Para sua construção, foram utilizadas engrenagens de três portas no eixo primário (TRGT01), estes componentes possuem duas portas rotacionais que transferem torque e rotação entre si, e uma porta de engrenamento, que trabalha com velocidade linear e força.

Figura 6.39 - Câmbio de três marchas, Puma



No eixo secundário está inserida a maior simplificação deste modelo, pois para realizar o engate de cada uma das relações são utilizados componentes sincronizadores (TRSY2) e engrenagens de

quatro portas (TRIG001). As características de desempenho do sistema *dog ring* são aproximadas pela utilização dos sincronizadores por meio dos valores adotados como parâmetros de entrada, o comando de entrada é a força sobre o anel sincronizador, então para seu acionamento rápido é utilizado um valor de entrada elevado.

Na redução final, para atender a causalidade do sistema, o componente de engrenagem utilizado é o TRGT01C, que possui causalidade invertida com relação ao modelo utilizado no eixo primário.

As engrenagens TRIG001 do eixo secundário apresentam três portas rotacionais, duas nas extremidades que se conectam com o restante do sistema, uma vinculada ao modelo de sincronizador e a porta de engrenamento.

Como o veículo não possui embreagem para permitir a troca de marcha, como em um veículo convencional, a ação de ajuste da velocidade e torque é realizada por meio do escorregamento da polia do CVT, mas como apresentado na seção 6.7.1.2, o modelo utilizado não considera escorregamento. Para solucionar este quesito, é proposta a utilização de um mecanismo de atrito variável entre duas portas rotacionais (FR2R000), este componente acaba servindo como embreagem do modelo, então quando o acelerador é desacionado ele interrompe a rotação do motor para o conjunto, permitindo a troca da marcha para este modelo.

Com isto são apresentados os modelos propostos para o estudo de caso. Na seção que segue são apresentados simulações e resultados obtidos com os modelos de transmissão descritos.

6.8. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DA TRANSMISSÃO

Com a apresentação dos modelos e submodelos dos componentes utilizados para o sistema de transmissão, esta seção dá início a exposição dos resultados obtidos com as simulações realizadas. As simulações foram executadas com intervalo de comunicação de 1ms.

As simulações do sistema de transmissão têm por objetivo gerar dados sobre o desempenho do veículo com relação à velocidade máxima e utilização de curva de torque do sistema motriz. Assim este modelo tem foco sobre a dinâmica longitudinal dos carros.

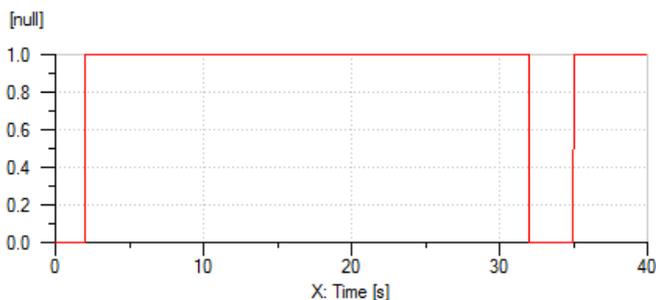
A apresentação dos resultados obtidos com as simulações dos modelos propostos de transmissão é realizada de maneira diferente a feita no sistema de suspensão, devido à diferença de conceito entre os

modelos eles são apresentados separadamente, iniciando pela apresentação dos resultados do Jaguar nos dois anos do estudo de caso e em seguida os modelos do Puma. A forma de referenciar os projetos é a mesma utilizada no sistema de suspensão (Jaguar 12, Jaguar 13, Puma 12 e Puma 13).

6.8.1. Resultados das Simulações do Projeto Jaguar

Para a simulação do sistema de transmissão do projeto Jaguar foi proposto uma curva de controle do acelerador, que é exposta na Figura 6.40. Como a curva de torque conhecida do motor é a de máxima exigência, (acelerador totalmente acionado), a entrada para o modelo considera sempre o acionamento máximo, ou nulo.

Figura 6.40 - Comandos de entrada do acelerador



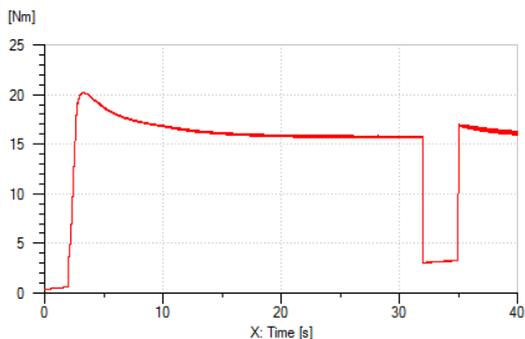
Para aperfeiçoar esta entrada são necessárias curvas de torque do motor sobre diferentes cargas. Como a informação interna do modelo de motor é a curva que correlaciona rotação do motor, torque disponível e posição do acelerador, a curva inserida no modelo foi considerando os dados disponíveis e uma correlação proporcional para os demais pontos, o que não representa a realidade do sistema. Como mencionado para evitar a inserção de erros devido a esta abstração, o sistema é tido como acionado ou não (0 e 1).

O torque resultante entregue ao sistema de transmissão é exposto na Figura 6.41. Nesta curva é possível observar o sistema percorrendo a curva de torque da unidade motriz, até atingir o equilíbrio entre torque disponível e os esforços de resistência ao movimento.

Como mencionado na apresentação deste modelo, a entrada do motor tem um elemento de saturação, que fornece uma entrada não nula

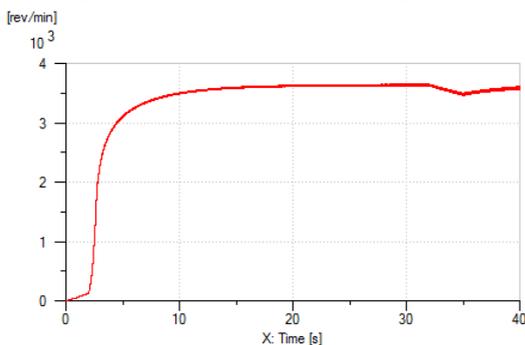
para o modelo de motor mesmo quando o acelerador é tido como não acionado. Este fato apesar de não estar representando de maneira fidedigna no sistema real, por não serem conhecidos os dados do sistema físico nestas condições, com as simplificações e considerações adotadas é possível dizer que não geram inconsistências para a função a qual o modelo é proposto.

Figura 6.41 - Curva de torque Jaguar 12



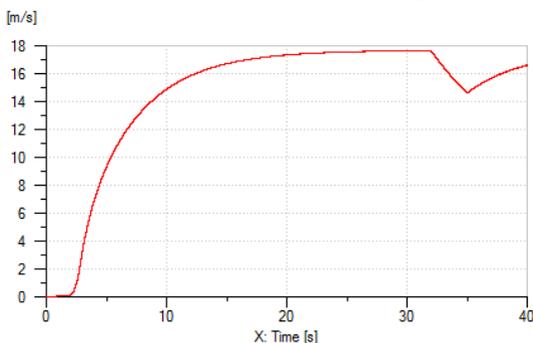
No ano de 2012, o regulamento da competição Baja SAE limitava a rotação do motor a 3800 rpm. Para não sofrer penalizações com relação a esta limitação, os carros do estudo de caso deste ano tinham como rotação máxima de trabalho valores em torno de 3600 rpm. A Figura 6.42 demonstra a curva de rotação obtida com a simulação do modelo do Jaguar 12, onde a rotação máxima atingida é de 3640 rpm, atendendo à limitação.

Figura 6.42 - Rotação do motor Jaguar 12



O modelo de veículo utilizado, apresentado na subseção 6.7.1.4, considera resistências ao movimento para a coleta de dados da dinâmica longitudinal perante a entrada de torque gerada pelo sistema motriz e de transmissão. Para a simulação dos carros do estudo de caso são levadas em consideração suas características como: massa, área frontal, diâmetro das rodas, coeficiente de arrasto aerodinâmico e resistência a rolagem. Para fins de comparação com dados da Equipe UFSC Baja SAE, o coeficiente de resistência à rolagem é colocado para os veículos se deslocando em asfalto. Na Figura 6.43, são apresentados os dados coletados com o modelo Jaguar 12.

Figura 6.43 - Curva de velocidade no tempo Jaguar 12



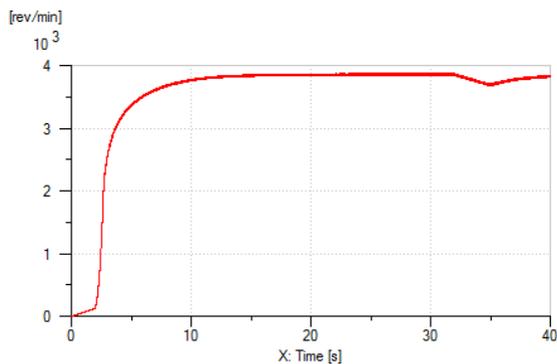
Como proposto através do comando do acelerador, a aceleração inicia em 2 segundos e vai até atingir a velocidade máxima. Após 30s o acelerador é desacionado, se observa a desaceleração do modelo e em seguida retoma a aceleração com ganho de velocidade até o final da simulação. Os resultados obtidos com a simulação colocam que o Jaguar 12 teria velocidade máxima de 17,6 m/s (63,5 km/h), segundo relatórios da equipe o modelo tinha velocidade máxima de 16,7 m/s (60km/h). Assim o modelo proposto se mostrou consistente com o desempenho do carro, considerando as simplificações adotadas.

Para o ano de 2013, a principal alteração do sistema de transmissão, se deu pela modificação do regulamento da competição, que limitava até o ano de 2012 a rotação do motor em 3800 rpm, como mencionado. A nova rotação máxima do motor foi limitada a 4100 rpm.

Com este novo parâmetro de projeto o Jaguar 13 teve seu CVT configurado para a mudança, e foi definido que a rotação máxima para o veículo seria próxima a 3850 rpm, o que permite boa utilização da curva de torque equilibrada com o consumo de combustível. Seguindo a

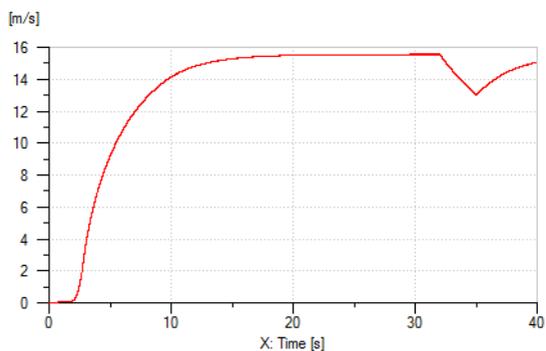
mesma entrada do acelerador já apresentada, a Figura 6.44, demonstra a curva de rotação do motor para o Jaguar 13, com estas novas considerações.

Figura 6.44 - Rotação do motor Jaguar 13



A seguir, na Figura 6.45, é exposta a curva de velocidade que o modelo do sistema de transmissão do Jaguar 13 demonstrou, levando em consideração os novos parâmetros.

Figura 6.45 - Curva de velocidade no tempo Jaguar 13



Os resultados obtidos com a simulação se aproximam bem das informações que a equipe disponibilizou referente a este sistema, destacando-se que conforme relatório da equipe o carro de 2013 teria uma velocidade máxima de 58 km/h (16,11 m/s) e como resultado da

simulação apresentada se obteve a velocidade máxima de 56 km/h (15,55 m/s).

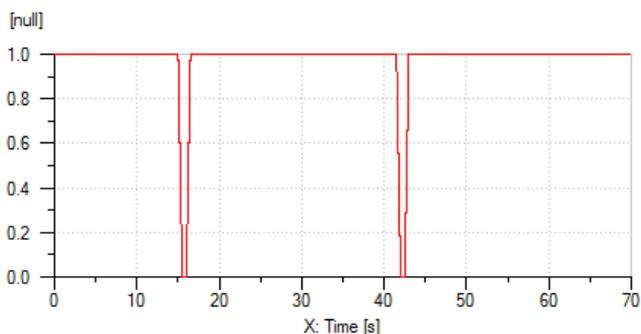
Pode se observar que apesar da maior rotação do motor, o veículo atinge uma velocidade inferior a seu antecessor, isto se deu pela regulagem do CVT que neste modelo trabalha com relações mais altas, realizando um melhor aproveitamento da curva de torque.

Dentro das possibilidades geradas com o modelo, e os parâmetros conhecidos do sistema, avalia-se que atingiu seu objetivo, mas deve ser ainda mais evoluído, inicialmente através de uma melhor caracterização do modelo de CVT, tanto do seu sistema de controle, quanto das perdas mecânicas e por escorregamento.

6.8.2. Resultados das Simulações do Projeto Puma

Para a simulação do modelo Puma, foi utilizada uma tabela dinâmica com os dados de entrada do acelerador, conforme apresentado na Figura 6.46. Nos dois momentos em que é realizada a troca de marcha o modelo assume que o acelerador não está acionado. Bem como nas outras simulações realizadas neste trabalho o intervalo de comunicação da simulação foi de 1ms e para o Puma o período considerado foi de 70 s.

Figura 6.46 - Entrada do acelerador

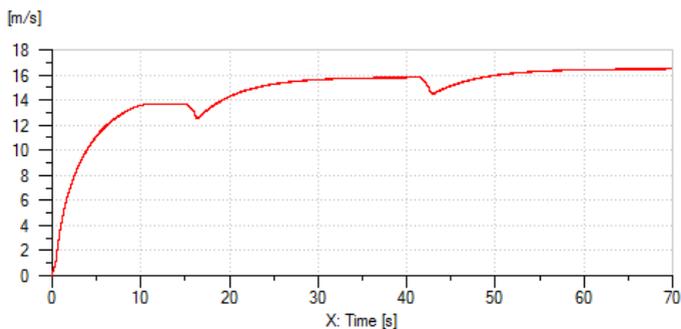


Na subseção 6.7.2.1, foi apresentado o elemento de atrito variável para representar o escorregamento que o sistema sofre devido à troca de marcha. A utilização deste elemento que serve como embreagem para a troca da relação da transmissão, deu-se pela necessidade representar o escorregamento no sistema de CVT. Como anteriormente mencionado

estes dados não são caracterizados por não se ter conhecimento dos parâmetros do fenômeno.

Para não prolongar a apresentação dos resultados deste modelo, são expostos apenas os resultados de velocidade obtidos através da simulação, as quais são comparadas com as velocidades obtidas do veículo. A Figura 6.47 apresenta a curva de velocidade no tempo obtida com o modelo Puma 12.

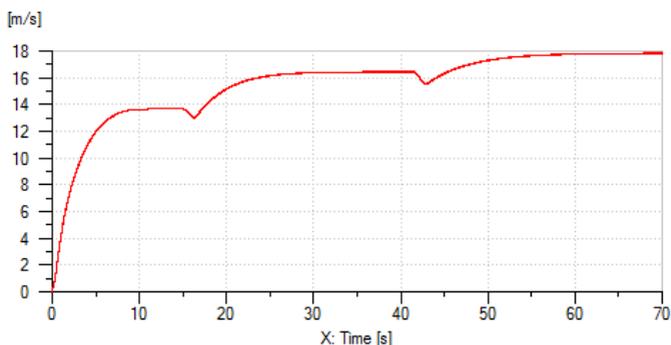
Figura 6.47 - Curva de velocidade no tempo Puma 12



Na segunda marcha o modelo atinge 15,7m/s (56,5km/h) de velocidade máxima, segundo dados da equipe com esta relação o carro atingia 15,3 m/s (55 km/h), o que estabelece uma boa relação entre o modelo e o veículo. Na terceira relação, a de velocidade máxima, deveria apresentar como resultante 17,8m/s (64,1km/h), mas o modelo demonstrou 16,6 m/s (59,8km/h), o que representa um maior erro do modelo.

No Puma 13, o sistema de transmissão teve sua redução final modificada, isto se deu para refinar o desempenho do modelo com relação à alteração da rotação máxima permitida para a unidade motriz. O desempenho resultante de velocidades para este carro é apresentado na Figura 6.48.

Figura 6.48 - Curva de velocidade no tempo Puma 13



Realizando a mesma análise feita sobre o projeto 2012, comparando a maior velocidade atingida com a segunda e terceira marcha do modelo, o Puma 13 apresenta, assim como o Jaguar 13, um melhor aproveitamento da curva de torque e em decorrência disto não demonstra valores de velocidade muito superiores ao seu antecessor. Segundo dados fornecidos pela equipe UFSC Baja SAE, o veículo teve como resultantes destas duas relações 16,1m/s (58km/h) e 18,2m/s (65,6km/h). Como apresentado na Figura 6.47, as velocidades atingidas com o modelo virtual para estas mesmas relações são 15,8m/s (56,9km/h) e 17,6m/s (63,2km/h) respectivamente.

Assumindo todos os parâmetros conhecidos utilizados, bem como os valores aproximados adotados para os parâmetros desconhecidos do sistema nas modelagens, tais como escorregamento do CVT e distribuição de potência do motor com abertura do acelerador, observa-se uma boa correlação entre o que foi desenvolvido e o histórico dos carros utilizados no estudo de caso.

6.9. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram descritos os principais requisitos e características da categoria Baja SAE e dos veículos utilizados como estudo de caso. Também foi apresentada a motivação de se trabalhar com os sistemas de suspensão e transmissão dos carros.

O cerne da pesquisa foi exposto neste capítulo, pois aqui foram apresentados os modelos computacionais propostos e a definição das simplificações adotadas na modelagem. Todo o conhecimento e os

fundamentos apresentados até este capítulo foram aplicados para se alcançar os modelos descritos.

Nos dois subsistemas focados no trabalho foram observados pontos que poderiam ser mais bem caracterizados para refinar os modelos. A realização destes não foi feita no decorrer da pesquisa, pois o entendimento de sua necessidade para a qualidade das análises ocorreu durante a realização das simulações e coleta de dados, além do mais focar nestas atividades faria com que os objetivos iniciais fossem ampliados, tornando a pesquisa mais extensa, estes pontos observados são sugeridos como trabalhos futuros, para a evolução do que foi tratado aqui.

No próximo capítulo são apresentadas as conclusões referentes à pesquisa, onde a avaliação dos objetivos iniciais com relação aos resultados obtidos através dos modelos desenvolvidos é realizada. As dificuldades encontradas no decorrer dos estudos são avaliadas e brevemente discutidas. Por fim são realizadas as considerações finais referentes ao trabalho e propostos alguns temas para modelagens futuras do veículo, bem como para a área automotiva, fazendo uso da modelagem dinâmica 1D via fluxo de potência.

7. CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentadas as conclusões a respeito da pesquisa realizada. Assim, nas próximas páginas os resultados obtidos são sintetizados, através da análise com relação aos objetivos que foram inicialmente propostos. Também são apontadas e comentadas as dificuldades encontradas no decorrer da pesquisa, considerações finais são feitas acerca dos resultados e conhecimentos adquiridos. Por fim são dadas algumas recomendações para trabalhos futuros.

7.1. OBJETIVOS ATINGIDOS COM O TRABALHO

Quando se deu início a esta pesquisa, os primeiros estudos sobre o tema foram realizados já considerando as possibilidades com relação à área automotiva, então foi realizada a avaliação para escolha do estudo de caso e apontados os objetivos.

Os objetivos colocados eram desafiadores e deixavam grandes possibilidades para a pesquisa. Chegando agora em sua conclusão pode-se destacar que a pesquisa conseguiu atingir o objetivo geral proposto de desenvolver modelos dinâmicos via fluxo de potência, para representar situações de bom desempenho e falhas dos veículos Baja utilizados como estudo de caso, mesmo que não inteiramente como descrito na apresentação dos resultados no Capítulo 6, onde é exposto que algumas das simplificações adotadas levaram a limitações na modelagem, o que é comentado ainda nesta seção.

Com relação aos objetivos específicos dados ao início do trabalho, constata-se que foram atendidos, na medida em que:

- Os benefícios de se investir em modelagem e simulação via fluxo de potência para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de sistemas automotivos foram demonstrados, uma vez que os resultados obtidos com os modelos desenvolvidos conseguiram demonstrar o desempenho dos carros do estudo de caso, de forma a proporcionar um maior entendimento dos sistemas. Além do que se viu com os modelos e suas simulações, a fundamentação teórica demonstrou que o uso da modelagem via fluxo de potência é crescente no desenvolvimento e aperfeiçoamento de sistemas automotivos, seja ela aplicada de

forma exclusiva ou em paralelo com outras técnicas de modelagem e ambientes computacionais;

- Demonstrou-se com os resultados obtidos com a pesquisa que a utilização de modelos dinâmicos é uma alternativa para o desenvolvimento do Baja SAE, já que, como apresentado no Capítulo 6, o comportamento dos veículos conseguiu ser aproximado através dos modelos criados e isso pode permitir a avaliação de desempenho do que é desenvolvido ainda na fase de projeto, reduzindo prazos, custos e aumentando a confiabilidade sobre os sistemas;
- Ao atender o objetivo geral da pesquisa, o objetivo específico de se modelar subsistemas dos veículos do estudo de caso foi satisfeito. A definição dos sistemas abordados foi uma etapa relativamente simples da pesquisa, pois conforme apresentado nos critérios de definição do problema, no Capítulo 6, os sistemas de suspensão e de transmissão demonstraram ser os mais adequados. Isso não quer dizer que os demais sistemas dos veículos não tenham relevância sobre o desempenho, mas sim que estes destacam-se pela relevância que possuem no sentido da competição e categoria a qual se inserem;
- Com relação ao objetivo específico de reproduzir situações de bom desempenho e de falhas dos sistemas em estudo, propôs-se avaliar as falhas dentro do sistema de suspensão, o que conforme apresentado nos resultados conseguiu ser atingido parcialmente com os modelos. O que se destaca neste momento são os resultados observados com os modelos para a avaliação de falhas, que em comparativo com método de elementos finitos, técnica usual da equipe, tiveram boa correlação. E o mais relevante com relação a este objetivo específico são os resultados atingidos para avaliação e entendimento do comportamento dinâmico dos sistemas, comportamento vertical na suspensão e longitudinal nos modelos de transmissão.

A avaliação dos resultados coletados dos modelos teve por base o histórico dos veículos em estudo, então alguns critérios de avaliação foram adotados nesta análise. Na suspensão, se avaliou o desempenho com relação aos movimentos e acelerações dos componentes, a dinâmica vertical dos veículos, e também os resultados com relação às cargas sobre os componentes, visto que um dos objetivos era a avaliação com relação a falhas. No sistema de transmissão, esta avaliação foi

centrada no desempenho com relação à utilização da curva de torque, rotação de operação do sistema motriz e o desempenho dinâmico longitudinal, através das velocidades atingidas.

O que merece mais atenção com relação aos objetivos são os resultados alcançados com o trabalho, o sistema de suspensão teve comportamento dinâmico condizente com relação aos dados que se tinha conhecimento, demonstrando-se como uma boa ferramenta para coleta de informações e entendimento de relações, como transferência de carga, movimentação dos braços de suspensão e até mesmo com relação a barra estabilizadora, que apesar de ser considerada desacoplada durante as simulações, demonstrou-se útil para o entendimento de seu funcionamento no veículo.

Ainda sobre o sistema de suspensão, apesar de ter sido construído com o intuito de representar os veículos do estudo de caso, sua arquitetura é genérica para muitos outros veículos, podendo ter outros parâmetros inseridos e simulados sem a necessidade de alterações relevantes em sua estrutura.

No sistema de transmissão se destaca que mesmo com as abstrações realizadas, principalmente no CVT, os resultados se mostraram adequados para a representação dos veículos em estudo.

Conclui-se assim que os resultados colhidos com as simulações se assemelharam bem com o que se tinha de conhecimento de desempenho dos carros do estudo de caso.

Como limitações para os modelos, a que se viu mais significativa foi a avaliação de falhas em elementos com geometria complexa, como os braços arrastados do projeto Jaguar. Esta limitação acaba impedindo a avaliação com relação a outros elementos da suspensão, como as mangas de eixo, que tem histórico de falhas. Porém mesmo com limitações os modelos desenvolvidos são úteis, pois os carregamentos gerados e coletados dos modelos podem auxiliar no desenvolvimento das geometrias e avaliação de desempenho através de outras técnicas de simulação, com abstração em nível geométrico, por exemplo.

7.2. DESAFIOS ENCONTRADOS DURANTE A PESQUISA

As atividades realizadas no decorrer desta dissertação demandaram uma variedade de habilidades, algumas das quais tiveram de ser assimiladas durante o processo de desenvolvimento, como por exemplo, a seleção e busca de parâmetros para a modelagem, visto que

os modelos só atingem seu real propósito estando de acordo com, ou o mais próximo possível ao sistema real.

O fato de a competição dos veículos do estudo de caso exigir constante evolução dos protótipos, e terem sido escolhidos veículos de anos anteriores para a pesquisa, gerou algumas dificuldades na hora de conseguir as características e parâmetros dos carros, pois a equipe já estava trabalhando com novas especificações dos sistemas e dos componentes. Além disso, a equipe possui uma rotatividade de integrantes em diferentes setores do projeto, o que fez com que alguns detalhes ou resultados de estudos realizados sobre os veículos de anos anteriores fossem difíceis de ser coletados.

Dentro das possibilidades geradas pela plataforma computacional utilizada, que já possui bibliotecas avançadas, até mesmo de dinâmica veicular, a escolha do desenvolvimento de um modelo simplificado, como o *quarter car*, foi um dos principais desafios durante o trabalho. Onde foram avaliados os modelos avançados disponíveis, os parâmetros conhecidos dos veículos e realizada análise de outras pesquisas que utilizam a técnica de modelagem via fluxo de potência para tomar a decisão.

Como exposto no parágrafo anterior, a tomada de decisão para as simplificações adotadas, na tentativa de adequar as informações existentes (parâmetros e variáveis) e as abstrações a serem realizadas no modelo, foram tarefas desafiadoras e por vezes o que demandou mais tempo e estudo para ser realizado durante o processo de modelagem.

Por fim, e talvez o que mais enriquece um trabalho de pesquisa como este, é o desafio de se cobrar com metas, comprometimento com as atividades e com o calendário estabelecido. O andamento produtivo ensina e enriquece tanto quanto o tema da pesquisa.

7.3. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A sequência de temas apresentados nos capítulos deste trabalho buscou orientar o leitor dentro dos temas abordados, seguindo a forma que se viu mais lógica para sua discussão.

Os capítulos com fundo teórico possibilitaram expandir o conhecimento em diferentes assuntos e permitiram que fossem alcançados os modelos propostos no Capítulo 6, onde foram apresentados os sistemas automotivos de suspensão e transmissão escolhidos para as modelagens.

A utilização de veículos de anos anteriores trouxe diferentes desafios para a realização dos estudos, inicialmente a coleta de informações para parametrizar os modelos e em seguida as considerações tomadas sobre o que estava sendo modelado, visto que o ambiente computacional utilizado permite a utilização de hipóteses matemáticas de diferentes níveis, alinhar estes dois pontos foi trabalhoso, mas ao mesmo tempo estimulante.

Neste processo de construção dos modelos dinâmicos é relevante destacar que houve uma grande evolução entre os modelos iniciais e a configuração final apresentada, pois foram realizados estudos sobre as hipóteses e equações inseridas nos componentes utilizados, na busca de conhecer suas relações e consequências quando inseridos no modelo.

Vê-se como conclusão que a técnica de modelagem utilizada permite uma visualização diferenciada de situações físicas, onde se destaca as causalidades que estão sempre envolvidas, sendo interessante ter este conhecimento para resolução dos mais diversos problemas de engenharia.

Ter modelos fundamentados da suspensão e transmissão para a realização de testes na fase de projeto, é um diferencial importante para o estudo da performance dos carros. Mas assim como em outras técnicas de modelagem o aprimoramento contínuo se faz necessário, o que é destacado na próxima seção com a indicação de trabalhos futuros.

Espera-se que por meio desta pesquisa seja possível a evolução cada vez maior dos carros do estudo de caso, para que a Equipe UFSC Baja SAE atinja resultados ainda melhores e mantenha avanços tecnológicos, que incentivem cada vez mais a pesquisa e os projetos desenvolvidos.

7.4. TRABALHOS FUTUROS

A presente pesquisa teve como um de seus principais objetivos analisar as possibilidades que a abordagem via fluxo de potência traz ao desenvolvimento automotivo, fazendo uso de estudo de caso da área. E neste momento destaca-se que a metodologia abre possibilidades para muitos trabalhos envolvendo veículos, tanto do estudo de caso, quanto outros, além de poder ser aplicado nos vários sistemas e subsistemas que os compõe.

Em trabalhos futuros os modelos aqui propostos podem ser refinados, diminuindo as abstrações realizadas em alguns dos

componentes, como por exemplo, os pneus, que se melhor caracterizados para os sistemas em estudo, podem trazer evoluções expressivas, pois como os veículos são *off-road* a interação com a pista é função primordial no desempenho.

Além disso, o piso pode ser foco de estudos futuros, tanto em análises do comportamento dos modelos aqui desenvolvidos, através da variação dos parâmetros utilizados, quanto em um estudo dedicado ao tema, visto que segundo exposto em Wong (2010), ainda é um dos elementos com maior abstração no desenvolvimento de modelos de veículo.

Perante as possibilidades geradas pelo modelo de suspensão proposto e motivado pelas diferentes regulagens que os amortecedores estudados possuem, a realização de simulações com diferentes calibrações destes equipamentos permitiria um conhecimento detalhado de seu desempenho, melhorando o projeto em suas evoluções e forneceria conhecimento para auxiliar na definição da melhor configuração a ser utilizada, em vista dos obstáculos inseridos nas pistas as quais competem.

Como mencionado durante a apresentação dos resultados do sistema de suspensão, em trabalhos futuros pode ser realizada a implementação de um modelo para avaliar falhas por fadiga nos elementos da suspensão. Estudos sobre o tema podem ser iniciados com a leitura de Rosa (2002).

Com as devidas avaliações sobre o modelo de suspensão e tendo conhecimento do comportamento vibratório das suas estruturas, podem ser realizados estudos para avaliar se os carregamentos sobre elas são do tipo quase estático ou de impacto. Esta avaliação pode permitir a identificação de potenciais ocorrências de falhas em elementos do sistema. Considerações iniciais sobre o tema podem ser encontradas em Collins (2006).

Modelos via fluxo de potência podem ser construídos para os demais sistemas que compõe os veículos do estudo, permitindo uma visualização ainda mais refinada de seu desempenho dinâmico. Além de que podem ser construídos modelos compostos que façam a simulação integrada dos sistemas, permitindo assim uma visualização mais global do seu comportamento.

Visto os benefícios de sua utilização, a metodologia de modelagem dinâmica 1D por fluxo de potência pode também ser

aplicada a outros projetos do ramo automotivo, e em outros veículos de categorias universitárias, como Fórmula SAE e de eficiência energética.

REFERÊNCIAS

- ALBUQUERQUE A. A., **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**, 2003. 179f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.
- BACK, N., OGLIARI, A., DIAS, A., SILVA, J. C.; **Projeto Integrado de Produtos: Planejamento, Concepção e Modelagem**. 1ª. Ed. Barueri: Manole, 2008.
- BALACHANDRAN, B. & MAGRAB, E., **Vibrações Mecânicas**, Tradução da 2ª edição norte americana, Cengage Learning. São Paulo, 2011. 616p..
- BALLÉ, F., BALLÉ, M.. **Lean Development: a knowledge System**. 2005. Disponível em: http://www.leaninstituut.nl/publications/lean_development_system.pdf. Acesso em: 18/07/2014.
- BENTLEY, Ross, **Speed Secrets: professional race driving techniques**. 1ª Ed., Osceola, USA: MBI Publishing Company, 1998.
- BLUNDELL, M., HARTY, D., **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. 1ª Ed., New York, USA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- BOSCH, R., **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução: Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman – São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- COLLINS, J. A., **Projeto Mecânico de Elementos de Máquina**, Uma perspectiva de previsão de falha. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- CORDEIRO, R.; AZINHEIRA, J.; PAIVA, E.; BUENO S., **Efeitos da Dinâmica Tridimensional no Controle de Trajetória de um Veículo Robótico Terrestre de Quatro Rodas**, XIX Congresso Brasileiro de Automática, CBA, Campina Grande, p. 1680-1687, setembro de 2012.
- CORRÊA, Fábio C., **Proposta de Melhorias Para PDP de Uma Empresa de Máquinas Agrícolas com Base no Modelo de PDP da Toyota**, 2007. 201f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade de São Carlos, São Carlos, 2007.
- COSSALTER, V.. **Motorcycle Dynamics**. 2º Edition, 2006

DIXON, J., **Suspension Geometry and Computation**. 1ª Ed., United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, Publications, 2009.

DU, H.; LI, W.; Zhang, N., **Integrated Seat and Suspension Control for Quarter Car with Driver Model**. IEEE Transactions on Vehicular Technology, v. 61, n. 9, p. 3893 - 3908, November 2012.

Equipe UFSC Baja SAE. **Relatório de Projeto Equipe UFSC TUPY JAGUAR**. Florianópolis/SC: SAE Brasil. 2012.

Equipe UFSC Baja SAE. **Relatório de Projeto Equipe UFSC JAGUAR**. Florianópolis/SC: SAE Brasil. 2013.

Equipe UFSC Baja SAE. **Relatório de Projeto Equipe UFSC TUPY PUMA**. Florianópolis/SC: SAE Brasil. 2012.

Equipe UFSC Baja SAE. **Relatório de Projeto Equipe UFSC PUMA**. Florianópolis/SC: SAE Brasil. 2013.

FLORIN, A.; IOAN-OZMIN, M.; LILIANA, P., **Passive Suspension Modeling Using MATLAB, Quarter Car Model, Input Signal Step Type**. TEHNOMUS –New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, p. 258 – 263, 2013.

FREITAS, L. M., **Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão Veicular do tipo McPherson**, 2006. 131f.. Dissertação (Mestrado), - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

FERREIRA, Marcelo G. G., **Utilização de Modelos Para a Representação de Produtos no Projeto Conceitual**, 1997. 127f .. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

GAO, B., CHEN, H., MA, Y., SANADA, K., **Design of nonlinear shaft torque observer for trucks with automated manual transmission**, Journal Elsevier, v. 18, n. 2, p. 446-453, March 2010. Conteúdo disponível na Science Direct mecatrônica (2011).

GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. USA: SAE – Inc. 1992.

HEISLER, H., **Advanced Vehicle Technology**. 2ª Ed, Butterworth Heinemann. Great Britain, 2002. 654p..

IMAGINE, 2007 – AMESim® User Manual – Rev 7, May 2007.

JAZAR, Reza N., **Vehicle Dynamics**, Theory and Application. New York,: Springer, 2008. 1015 p..

- KARNOPP, D.; MARGOLIS, D.L. and ROSEMBERG, R.C., **System Dynamics: a unified approach**. John Wiley & Sons, Inc. 1990.
- KLOMP, M., **Longitudinal Force Distribution and Road Vehicle Handling**, 2010. 45f.. Thesis (Doctor of Philosophy), Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2010.
- KOGA, Tiago M., **Modelagem e Simulação de Gás Natural Utilizando Bond Graphs**, 2007. 139f..Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- KÖLSCH, C.. **Vertical Vehicle Dynamics on Soft Ground** – Investigation with FEM. FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 2000.
- KRAUZE, P. & KASPRZYK, J., **Vibration Control in Quarter-Car Model with Magnetorheological Dampers Using FxLMS Algorithm with Preview**. European Control Conference, Strasbourg, p. 1005 – 1010, June 2014.
- LEBRUN, M., RICHARDS, C.W., **Imagine: "How to Create Good Models Without Writing a Single Line of Code"**, Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'97, Linköping Sweden, 1997.
- LEDUC, R. **Marketing: Como lançar um novo produto**. Rio de Janeiro, Expressão e Cultura, 1973.
- LEE, D.; KIM, S.; HUH, K., **Development of an Autonomous Braking System Using the Predicted Stopping Distance**. International Journal of Automotive Technology, Vol. 15, No. 2, p. 341 - 346, December 2013.
- LI-QUIANG, J., **Simulation Of Driving Force Power Steering Control System Based on AMESim and Simulink**. International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (IEEE), p. 329 - 332, 2010.
- LONG, C.; LI-MIN, N.; JING-BO, Z.; HAO-BIN, J., **Application of AMESim & MATLAB Simulation on Vehicle Chassis System Dynamics**. Workshop on Intelligent Information Technology Application (IEEE), p. 185 - 188, 2007.
- MAZZORANA, R. H. F.. **Modelagem Dinâmica Via Fluxo de Potência de Reguladores de Velocidade em Usinas Hidrelétricas**, 2008. 140f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em

Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

MAJDOUB, K.; GIRI, F.; OUADI, H.; DUGARD, L.; CHAOUI, F., et al., **Vehicle Longitudinal Motion Modeling For Nonlinear Control**, Control Engineering Practice 20, v. 1, November 2012.

MICHELOTTI, Álvaro C.. **Modelagem Dinâmica 1-D Com Validação Experimental: Estudo de Caso no Desenvolvimento de Produto**, 2008. 162f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

MILLIKEN, W.& MILLIKEN, D., **Race Car Vehicle Dynamics**. SAE International, 1995. 890 p..

MORAES, Helton S., **Projeto conceitual de sistemas de assento para cadeiras de rodas: uma abordagem sistemática**, 2009. 142f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Design, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

NAIK, V. R.& SAWANT, S. H., **Optimization of Seat Displacement and Settling Time of Quarter Car Model Vehicle Dynamic System Subjected to Speed Bump**. INPRESSCO – International Journal of Current Engineering and Technology, v. 4, n. 4, p. 2458 – 2462, august 2014.

NAUNHEIMER, H.; LECHNER, G., **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2ª Ed., Springer. 2001.

NETO, Mauro S., **Procedimento Para Acoplamento de Modelos Dinâmicos Através de Fluxo de Potência**. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM, Águas de Lindóia, novembro de 1999.

NGUYEN, V., **Vehicle Handling, Stalility, and Bifurcation Analysis for Nonlinear Vehicle Models**. Thesis (Master of Science) Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, 2005.

NICOLAZZI, L., ROSA, E., LEAL, L., **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Publicação interna GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K., **Engineering design: a systematic approach**. 3rd. Ed. Berlin: Springer Verlag, 2007.

PALMA, R. F.. **Interações entre técnicas de gerenciamento de projeto, competências do gerente de projeto e o desempenho do**

- projeto**, 2005. 78f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Engenharia Automobilística, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- PEREZ, F.; MOULI, A.; DEL MASTRO, A., **Vehicle Simulation on Engine Test Bed**. SAE International Conference. Diesel Engines – The Low CO₂ & Emissions Reduction Challenge, 2008.
- RAJAMANI, R. **Vehicle Dynamics and Control**. USA: Springer, 2006.
- RAMAKRISHNAN, R., HIREMATH, S., SINGAPERUMAL, M., **Theoretical investigations on effect of system parameters in series hydraulic hybrid system with hydrostatic regenerative braking**, Journal of Mechanical Science and Technology, KSME & Springer, v. 26, n. 5, p. 1321-1331, march 2012.
- RENXUE, Z. & LIMIN, N., **Research on Co-Simulation and Test of Semi-Active Suspension**. Second International Conference on Computer Modeling and Simulation. P. 353-357. IEEE, 2010.
- RINDI, A., PAPINI, S., PUGI, L., AUCIELLO, J.; **Appunti Del Corso di Meccanica Del Veicolo**. Departamento de Engenharia “Sergio Stecco”, Seção de Mecânica Aplicada Universidade de Florença. Florença, Itália, 2007.
- RIO, P. J. F. E., **Dinâmica e afinação de uma viatura de competição**. Porto/Portugal, 2009. 112f.. Dissertação (Mestrado). Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- ROCHA, Fábio K., **Desenvolvimento de uma Metodologia para Análise de Estrutura Veicular**, 2004. 143 p.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- ROMANO, L.N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**, 2003. 265f.. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- ROSA, E., **Análise de Resistência Mecânica**, Mecânica da Fratura e Fadiga. Grupo de Análise e Projeto Mecânico - GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.
- ROSSETTI, A.; MACOR A.; **Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions**. Journal Elsevier, Vicenza, p.

112-128, november 2012. Conteúdo disponível na Science Direct teoria mecanismo e máquina.

ROZENFELD H.; FORCELLINI, F.; AMARAL, D.; TOLEDO, J.; SILVA, S.; ALLIPRANDINI, D.; SCALICE, R., **Gestão de Desenvolvimento de Produtos**: uma referência para a melhoria do processo. 1ª Ed. – São Paulo: Saraiva, 2006.

RYU, W.; CHO, N.; YOO, I.; SONG, H.; KIM, H., **Performance Analysis of a CVT Clutch System for a Hybrid Electric Vehicle**. International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 1 p. 115-121, 2009.

SAWANT, S.; BELWALKAR, M.; KAMBLE, M.; KHOT, P.; PATIL, D., **Vibrational Analysis of Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Excitation by Road Surface**. Undergraduate Academic Research Journal (UARJ), Jaysingpur, v.1, n. 1, p.46 – 49, 2012.

SHABANA, A. A., **Dynamics of Multibody Systems**. 3ª Ed., Cambridge. Cambridge – USA, 2005. 366 p..

SHIOTSUKI, R. D.. **Análise do Efeito da Suspensão Traseira de Veículo Rodoviário de Carga no Desempenho de Pavimentos Flexíveis**. Dissertação (Mestrado), Centro universitário da Fundação Educacional Inaciana Pe. Sabóia de Medeiros (FEI), São Bernardo do Campo - SP, 2009.

SILVA, C.; NORAZMI, M.; CHRISTIE, T.; ABOU-SABA, E.; OOI, A., **Computational Flow Modeling of Formula-SAE Sidepods For Optimum Radiator Heat Management**. Journal of Engineering Science and Technology, Chennai, v. 6, n. 1, p. 94-108, February 2011.

SILVA, Jonny C., **Virtual environment for dynamic modeling of multi-domain systems**. 18th International Congress of Mechanical Engineering, Proceedings of COBEM, v. 1, Ouro Preto, ABCM, 2005.

ULLMAN, David G., **The Mechanical Design Process**, 4ª Ed., Higher Education. New York – USA, 2010. 433p.

UNGER, D. W., **Product Development Process Design: Improving Development Response to Market, Technical, and Regulatory Risks**, 2003. 205f.. These (Ph.D.). Massachusetts Institute of Technology (MIT). Cambridge, 2003.

UNGER, D. and Eppinger, S., **Improving Product Development Process Design: a Method for Managing Information Flows, Riskd, and**

Iterations. *Journal of Engineering Design*, London, v. 22, n. 10, p. 689-699, october 2011.

WONG, J. Y., **Terramechanics and Off-Road Vehicles Engineering: Terrain Behavior, Off-Road Vehicle Performance and Design**. 2^a Ed., Oxford, Butterworth – Heinemann, 2010.

WONG, J. Y., **Theory of Ground Vehicles**. 3^a Ed., USA, John Wiley& Sons Inc., 2001.

ZHANG, D.; ZENG, X.; WANG, P.; WANG, Q., **Co-simulation with AMESim and MATLAB for Differential Dynamic Coupling of Hybrid Electric Vehicle**, Proceedings of the IEEE, 2009.

ANEXO A

DESCRIÇÃO DOS VEÍCULOS DO ESTUDO DE CASO

Complementando a exposição sobre os veículos do estudo de caso realizada no corpo principal do trabalho, nas próximas páginas são descritos com maiores detalhes os principais sistemas que compõem os modelos.

Projeto Jaguar

O projeto Jaguar nasceu em 2012, como uma evolução do modelo Uiraçu. As principais metas para ele em 2012 eram aumentar a confiabilidade dos elementos da suspensão traseira e do sistema de freios, reduzir a massa em relação aos seus antecessores por meio do uso de novos materiais, reduzir a massa e inércia do sistema de transmissão e ter um novo design. Para 2013 os objetivos foram: substituição do berço do motor por coxins, refinamento dos parâmetros da suspensão e substituição das linhas de freio por uma com material mais rígido e resistente, e estudo dos aspectos dinâmicos por meio de testes.

Na Figura A.1 é apresentado o carro e em sequência são descritos aspectos gerais e características dos sistemas de suspensão e transmissão do modelo nos dois anos que são utilizados para os estudos.

Figura A.1 - Protótipo Jaguar, Equipe UFSC Baja SAE.



Fonte: Arquivo Equipe UFSC

A suspensão do projeto é composta por duplo A na dianteira e braço arrastado na traseira, conforme Figura A.2, essa configuração com suspensão independente nas quatro rodas permite uma melhor leitura do terreno, absorvendo grande parte das irregularidades da pista, diminuindo a transmissão delas ao piloto. A traseira possui também uma barra anti-rolagem que pode ser mecanicamente desacoplada pelo piloto, modificando assim a rigidez do sistema, alterando seu comportamento e consequentemente seu desempenho. Tanto a suspensão traseira como dianteira sofreram falhas na versão 2012, o que fez com que fosse demandada uma maior atenção para esse sistema na versão 2013.

Figura A.2 - Suspensão dianteira e traseira - Jaguar.



Fonte: Relatório de projeto 2013

O sistema de transmissão deste modelo é composto por um CVT por polias móveis e uma sequência de duas reduções fixas, com engrenagens de dentes retos. A escolha do CVT como conjunto operacional foi tomada devido a sua gama de infinitas reduções dentro de um limite máximo e mínimo, que fornece um bom torque em baixas rotações e permite atingir uma boa velocidade final dentro dos parâmetros do sistema. A caixa de redução por dentes retos, apresentada na Figura A.3, foi selecionada por não produzir esforços axiais e o custo de fabricação ser menor quando comparado com as de dentes helicoidais, a redução final foi definida com base nos protótipos anteriores, visando boa relação entre aceleração e velocidade final.

Figura A.3 - Sistema de Transmissão Jaguar.



Fonte: Relatório de projeto 2012.

O chassi do Jaguar é construído com quatro diferentes perfis de tubos em aço SAE 1020, que possui boa confiabilidade, soldabilidade e baixo custo. O modelo tem rigidez maior que a exigida em regulamento, o que garante menor deformação quando em exigência. Para a definição da melhor concepção de arquitetura e de travamentos, a equipe realiza ensaios de impacto e capotamento por meio do método de elementos finitos. A solda é realizada pelo processo TIG (*Tungsten Inert Gas*) e faz uso de gabaritos de soldagem, que auxiliam a produção e reduzem as distorções devido ao aumento de temperatura do processo. Em 2013, o projeto sofreu modificações para atender a mudança de fixação do motor e para oferecer maior segurança ao piloto, o que gerou um acréscimo de massa.

O sistema de direção faz uso de sistema pinhão e cremalheira devido a sua eficiência e simplicidade. A geometria é anti-Ackerman, onde a roda externa à curva adquire um ângulo de esterçamento maior que a interna, uma ação contra intuitiva quando se pensa no deslocamento do veículo em curva, mas que é recomendado por Milliken & Milliken (1995) para veículos com elevada aceleração lateral e que segundo os relatórios da equipe trouxe bons resultados, aumentando a velocidade de resposta e a indução de força lateral em guinadas. O modelo 2012 sofreu também mudança do ângulo de câster em relação aos anteriores, sendo diminuído, o que reduziu a tendência de retorno à posição de equilíbrio e assim a resistência ao esterçamento.

O sistema de freios do Jaguar é composto por quatro freios a disco, na dianteira são posicionados junto às rodas e na traseira junto à

caixa de redução, o que diminui a massa não suspensa do eixo. O modelo 2012 sofreu modificações em relação a seu antecessor, na relação de atuação do pedal, nos cilindros hidráulicos e nas linhas hidráulicas, e o de 2013 sofreu nova alteração da relação do pedal e mudança de material das linhas hidráulicas, demonstrando assim a constante busca da equipe por melhores soluções, visando um melhor desempenho e maior vida útil dos componentes. Os discos de freio são de aço inox com formato *Wave* que auxilia na limpeza das pastilhas evitando vitrificação e melhorando a dissipação de calor por convecção, esse material apesar de não ser o de melhor desempenho para a aplicação é utilizado para evitar o desgaste excessivo gerado pelo ambiente hostil de operação do veículo.

Projeto Puma

O projeto Puma, Figura A.4, foi iniciado em 2012 como uma evolução do projeto Ilhéu. Os objetivos para o projeto foram: redesenhar a manga e cubo de eixo dianteiro para reduzir a massa e os esforços no volante, minimizar a massa e inércia rotativa dos componentes girantes, aprimorar o sistema de freios que sofreu falha no modelo anterior e criar uma nova identidade visual para o veículo. Em 2013 os objetivos foram: reprojeto do cubo de roda dianteiro que sofreu falha, aprimoramento do sistema de transmissão devido à modificação do regulamento e a padronização de elementos de fixação, para reduzir custos e facilitar a manutenção. A seguir são apresentadas brevemente as principais características do modelo.

Figura A.4 - Protótipo Puma, Equipe UFSC Baja SAE.

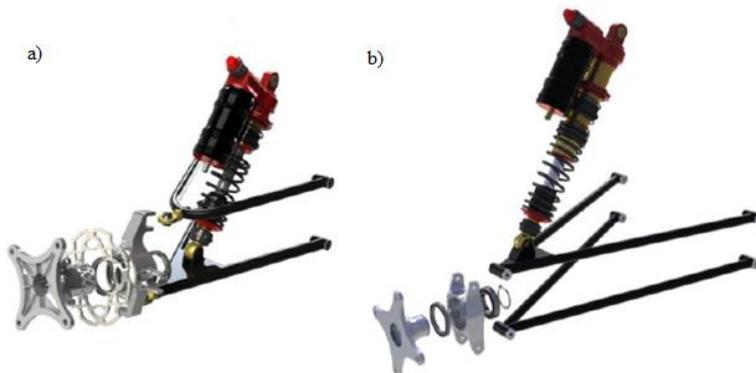


Fonte: Arquivo Equipe UFSC

A suspensão do Puma foi desenvolvida para ter capacidade de isolar o chassi de perturbações advindas da pista e controlar os modos de rolagem e arfagem, sendo constituída por modelos duplo A tanto na dianteira como na traseira, vide Figura A.5. A dianteira tem configuração idêntica a do modelo Jaguar e precisou passar por um reprojeto para 2013, devido a uma falha do cubo de roda.

A traseira se diferencia totalmente do outro projeto, sendo um duplo A, que por característica consegue transpor obstáculos sem comprometer a tração do veículo, mas que apresenta um comportamento *subbesterçante* em curvas, então para evitar esta tendência é utilizado uma barra anti-rolagem com acoplamento mecânico, que ao ser acionado aumenta a rigidez do eixo, tornando o protótipo mais ágil em curvas e com comportamento *sobresterçante*, e quando desacoplada permite um melhor desempenho para transpor obstáculos. Na evolução da suspensão para 2013 sua geometria foi modificada para permitir um menor ângulo de cambagem das rodas, o que foi penalizado com uma menor altura do centro de rolagem e consequentemente menor transferência de carga entre as rodas.

Figura A.5 - a) Suspensão dianteira, b) Suspensão traseira.



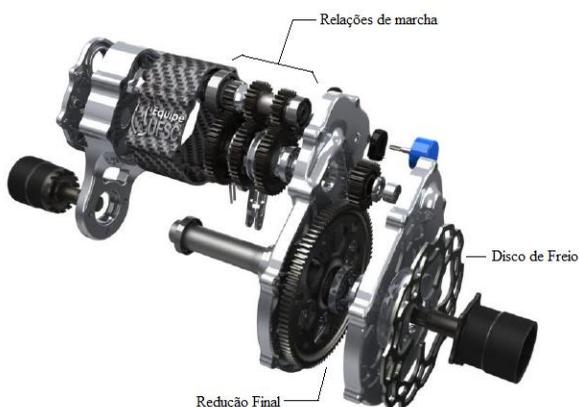
Fonte: Relatório de projeto 2012.

A transmissão desse projeto é mais sofisticada do que a do Jaguar, sendo composta por um CVT por polias móveis e uma caixa de câmbio sequencial de três marchas com engrenagens de dentes retos. Essa configuração garante versatilidade e permite que o veículo tenha bom desempenho em diversas condições e aplicações. Neste sistema a

equipe buscou uma menor inércia, uma menor massa total e um baixo centro de gravidade, tendo como fatores limitantes as relações escolhidas e sua geometria.

A estrutura desse conjunto de transmissão é de três eixos, onde as marchas estão posicionadas no primeiro par, e no segundo há uma redução final, conforme apresentado na Figura A.6.

Figura A.6 - Caixa de câmbio Puma.



Fonte: Relatório de projeto 2012.

O chassi do puma é soldado com tubos em aço SAE 1020 pelo processo TIG, fazendo uso de gabaritos para garantir a conformidade de manufatura, as modificações sofridas entre os modelos foram conservadoras, mantendo o coeficiente de segurança e a rigidez torcional.

O sistema de direção segue os mesmos parâmetros do sistema do projeto Jaguar, sendo um modelo por pinhão e cremalheira, e geometria anti-Ackerman.

O sistema de freios também é a disco, mas utiliza apenas três pinças, duas na dianteira, nas rodas e uma na traseira, fixada dentro do chassi junto à caixa de transmissão, como pode ser observado na Figura A.6. Devido a falhas de operação em projetos anteriores e por ser um sistema de segurança primordial para o veículo, ele sofreu as mesmas modificações e evoluções que o Jaguar.

ANEXO B

RESULTADOS DOS ENSAIOS DAS MOLAS E AMORTECEDORES

A fim de demonstrar os ensaios que a Equipe UFSC Baja SAE realiza para obter conhecimento sobre os componentes que utiliza em seus veículos, a seguir são apresentados os resultados dos ensaios realizados para a obtenção de parâmetros dos conjuntos de molas e amortecedores utilizados.

Molas

Os veículos utilizados no estudo de caso utilizam conjuntos de molas em série no sistema de suspensão, na dianteira são duas e na traseira, três molas. Na Figura B.1 é apresentado o equipamento utilizado para a realização dos ensaios.

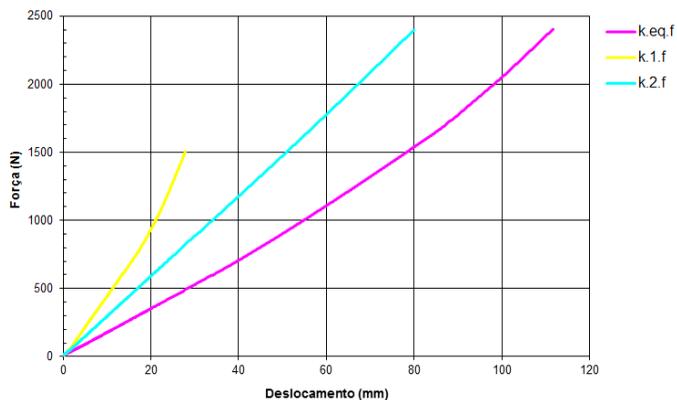
Figura B.1 - Ensaio do conjunto de molas dianteiras.



Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

Foram feitos dois diferentes ensaios com as molas dos sistemas, primeiramente elas foram ensaiadas individualmente e em seguida da forma como são utilizadas nos carros, em série, sendo tratada como rigidez equivalente do conjunto. A Figura B.2 expõe os dados coletados para o conjunto utilizado na dianteira dos carros.

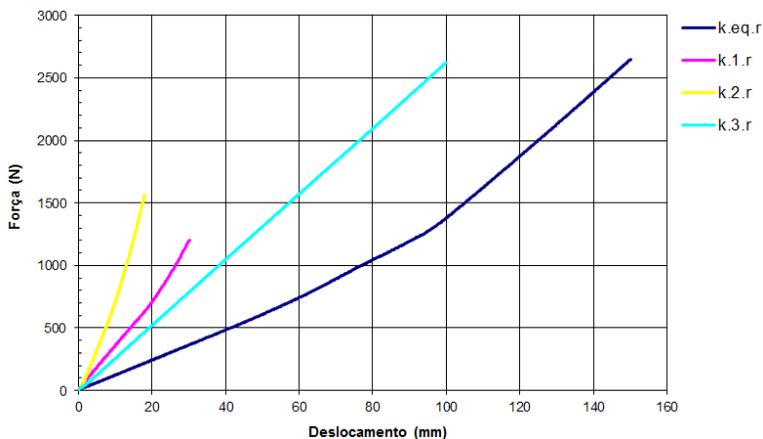
Figura B.2 - Suspensão Dianteira, Curvas de Força x Deslocamento



Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

O ensaio realizado com o conjunto de molas da traseira dos carros tem seus resultados expostos na Figura B.3. Como mencionado este conjunto faz uso de três molas.

Figura B.3 - Suspensão Traseira - Curvas de Força x Deslocamento



Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

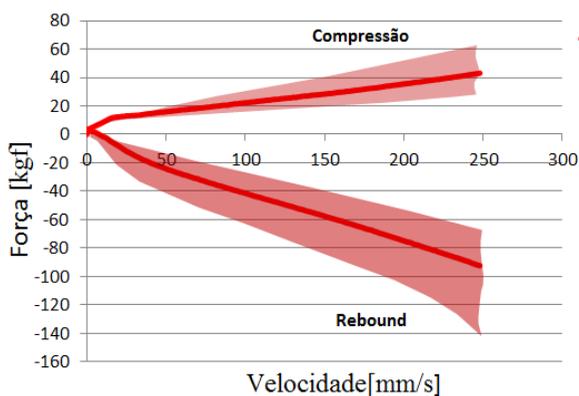
Através dos dados apresentados nestas curvas, foi possível traçar as curvas de rigidez por deformações utilizadas nos modelos de suspensão.

Amortecedores

Os amortecedores utilizados nos veículos do estudo de caso são modelos que permitem ajustes de seus parâmetros de compressão e tração (*Bounce* e *Rebound* respectivamente), estes ajustes permitem refinar o desempenho do sistema segundo os parâmetros geométricos da suspensão e das pistas onde são postos a operar.

Na Figura B.4 é apresentada através da curva de força por velocidade, o arranjo de configurações que o modelo de amortecedor utilizado na dianteira dos veículos permite.

Figura B.4 - Suspensão Dianteira - Curvas de Força x Velocidade

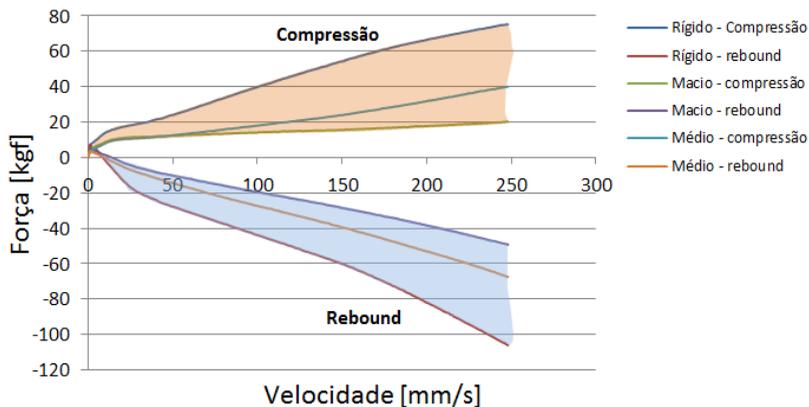


Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

Amortecedores com esta possibilidade de configuração em geral são aplicados em veículos de competição, justamente para aprimorar o desempenho do sistema de suspensão. O conhecimento detalhado de seu desempenho, e o auxílio de um modelo dinâmico do sistema de suspensão, como o proposto nesta pesquisa, permite um ajuste fino do veículo como um todo, que pode trazer resultados cada vez melhores nas competições.

A Figura B.5 expõe o arranjo de desempenho do amortecedor utilizado na traseira do modelo Jaguar.

Figura B.5 - Suspensão Traseira - Curvas de Força x Velocidade



Fonte: Equipe UFSC Baja SAE

As diferentes regulagens destes elementos permitem que na compressão os veículos tenham um amortecimento elevado, enquanto que no retorno para a posição de equilíbrio tenha um coeficiente baixo, ou vice versa, tudo para otimizar o desempenho final dos carros.

Assim como realizado com o conjunto de molas, os resultados destes ensaios realizados pela equipe do Baja foram utilizados para coletar os dados utilizados nos modelos dinâmicos desenvolvidos para os veículos estudados.

APÊNDICE A

SISTEMA DE SUSPENSÃO PUMA 12

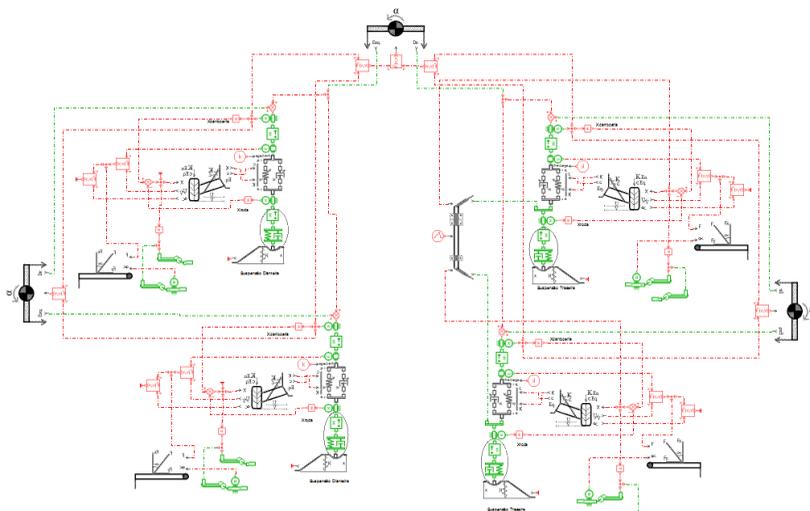
Este apêndice contém os dados do modelo 1-D desenvolvido com o auxílio do software *AMESim* do sistema de suspensão do projeto Puma 12. O apêndice traz a listagem das variáveis e parâmetros que definem os modelos matemáticos utilizados para modelagem e simulação, este procedimento permite a documentação dos modelos. Para não se estender com a apresentação das informações, somente os dados que foram modificados são detalhados.

Circuit name

Modelo_Suspensao_Puma_2012_a2_estab

[Back to top](#)

Circuit schematics



Component submodels

Balanca_inf_Diant_Dir [ARM02-8]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-8 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-13.99-5.5925

ARM02-8 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
length of the arm	m	0.34935

Balanca_inf_Diant_Esq [ARM02-5]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-5 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-13.99-5.5925

ARM02-5 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
length of the arm	m	0.34935

Balanca_inf_Tras_Dir [ARM02-3]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-3 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-6.34-5.545

ARM02-3 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
length of the arm	m	0.41521

Balanca_inf_Tras_Esq [ARM02-7]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-7 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-6.34-5.545

ARM02-7 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
length of the arm	m	0.41521

Balanca_sup_Diant_Dir [ARM02-1]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-1 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-13.01-6.9392

ARM02-1 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
length of the arm	m	0.28194

Balanca_sup_Diant_Esq [ARM02-4]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-4 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
arm angle	degree	-13.01-6.9392

ARM02-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
length of the arm	m	0.28194

Balanca_sup_Tras_Dir [ARM02-2]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-2 : Internal variables with non default startvalues	Unit	Value
arm angle	degree	-2.16-5.553

ARM02-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
length of the arm	m	0.41846

Balanca_sup_Tras_Esq [ARM02-6]

OBSOLETE mechanical arm (linear velocity input at port 1)

ARM02-6 : Internal variables with non default startvalues	Unit	Value
arm angle	degree	-2.16-5.553

ARM02-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
length of the arm	m	0.41846

Barra_estab [BARRA_ESTABILIZADORA-1]

calcula a força gerada pela barra estabilizadora nas rodas

Calc_Angulo_de_arfagem [FXY0-11]

signal function of inputs x and y

FXY0-11 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$(\text{atan}((y-x)/1.450)*(180/\text{PI}))+0.22507$

Calc_ang_transcarga_Diant [FXY0-19]

signal function of inputs x and y

FXY0-19 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$\text{atan}((x-y)/1.2)*(180/\text{PI})$

Calc_ang_transcarga_Tras [FXY0-10]

signal function of inputs x and y

FXY0-10 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$\text{atan}((x-y)/1.2)*(180/\text{PI})$

Calcula_desloc_do_eixo_Diant [FXY0-9]

signal function of inputs x and y

FXY0-9 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$((x+y)/2)$

Calcula_desloc_do_eixo_tras [FXY0-8]

signal function of inputs x and y

FXY0-8 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$((x+y)/2)$

Controle_barra_estab [UD00-1]

piecewise linear signal source

UD00-1 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
duration of stage 1	s	20

UD00-1 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		8

Converte_F_para_a_fix_do_amort_Diant_Dir [FXY0-1]

signal function of inputs x and y

FXY0-1 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		x/y

Converte_F_para_a_fix_do_amort_Diant_Esq [FXY0-4]

signal function of inputs x and y

FXY0-4 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		x/y

Converte_F_para_a_fix_do_amort_Tras_Dir [FXY0-16]

signal function of inputs x and y

FXY0-16 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		x/y

Converte_F_para_a_fix_do_amort_Tras_Esq [FXY0-6]

signal function of inputs x and y

FXY0-6 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		x/y

Massa_Nsusp_Diant_Dir [MAS002-1]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-1 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	7
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Nsusp_Diant_Esq [MAS002-5]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-5 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	7
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Nsusp_Tras_Dir [MAS002-2]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-2 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	8.5
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Nsusp_Tras_Esq [MAS002-8]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-8 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	8.5
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Sup_Diant_Dir [MAS002-4]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-4 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	42.4949
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Sup_Diant_Esq [MAS002-6]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-6 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	42.4949
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Sup_Tras_Dir [MAS002-3]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-3 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	53.0051
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Massa_Sup_Tras_Esq [MAS002-7]

2 port mass capable of one-dimensional motion

MAS002-7 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
mass	kg	53.0051
inclination (+90 port 1 lowest, -90 port 1 highest)	degree	-90

Pre_Carga_diant_dir [CONS0-2]

constant signal

CONS0-2 : External variables with non default startvalues		
	Unit	Value
constant value	null	284.3

Pre_Carga_diant_esq [CONS0-3]

constant signal

CONS0-3 : External variables with non default startvalues		
	Unit	Value
constant value	null	284.3

Pre_Carga_tras_dir [CONS0-1]

constant signal

CONS0-1 : External variables with non default startvalues		
	Unit	Value
constant value	null	317.4

Pre_Carga_tras_esq [CONS0-4]

constant signal

CONS0-4 : External variables with non default startvalues		
	Unit	Value
constant value	null	317.4

Rigidez_Pneu_Diant_Dir [SD0000-1]

mechanical spring and damper

SD0000-1 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
spring rate	N/m	80000
damper rating	N/(m/s)	1

Rigidez_Pneu_Diant_Esq [SD0000-3]

mechanical spring and damper

SD0000-3 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
spring rate	N/m	80000
damper rating	N/(m/s)	1

Rigidez_Pneu_Tras_Dir [SD0000-2]

mechanical spring and damper

SD0000-2 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
spring rate	N/m	96000
damper rating	N/(m/s)	1

Rigidez_Pneu_Tras_Esq [SD0000-4]

mechanical spring and damper

SD0000-4 : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
spring rate	N/m	96000
damper rating	N/(m/s)	1

Sensor_de_Ang_Diant_Diant [ADT01-1]

angular displacement sensor with offset and gain (with state variable)

ADT01-1 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
angular displacement	degree	-13.99-5.5925

Sensor_de_Ang_Diant_Esq [ADT01-3]

angular displacement sensor with offset and gain (with state variable)

ADT01-3 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
angular displacement	degree	-13.99-5.5925

Sensor_de_Ang_Tras_Esq [ADT01-4]

angular displacement sensor with offset and gain (with state variable)

ADT01-4 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
angular displacement	degree	-2.16-5.553

Sensor_de_Ang_Trast_Dir [ADT01-2]

angular displacement sensor with offset and gain (with state variable)

ADT01-2 : Internal variables with non default startvalues		
	Unit	Value
angular displacement	degree	-2.16-5.553

 **Run Parameters**

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	30	s
Communication interval	0.001	s
Tolerance	1e-005	
Maximum time step	1e+030	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	
Discontinuity printout	Off	
Activity index calculation	Off	
Power calculation	Off	
Energy calculation	Off	
Holds input constant	Off	

APÊNDICE B

SISTEMA DE TRANSMISSÃO JAGUAR 13

Este apêndice contém os dados por memorizados do modelo 1-D desenvolvido para o sistema de transmissão do projeto Jaguar. Assim como realizado na apresentação do Apêndice A, somente os dados modificados com relação ao padrão dos componentes do sistema são detalhados.

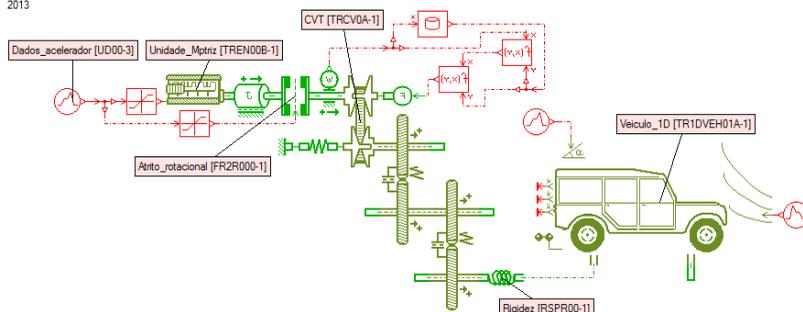
Circuit name

Modelo_Transmissao_Jaguar_2013_a2

[Back to top](#)

Circuit schematics

2013



[Back to top](#)

Component submodels

Atrito_rotacional [FR2R000-1]

rotary Coulomb friction represented by a tanh function

FR2R000-1 : Real parameters with non default values		
option 1: maximum Coulomb (dynamic) friction torque	Unit	Value
	Nm	80

CVT [TRCV0A-1]

CVT without loss

TRCV0A-1 : Internal variables with non default startvalues		
ratio	Unit	Value
	null	0.25

TRCV0A-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
half pulley mass at port 1		kg	0.8
half pulley mass at port 3		kg	1.368
mass of the belt		kg	0.294
pulley half angle		degree	11.2
belt length		m	0.85
distance between pulleys centers		m	0.265
moment of inertia at port 4		kgm**2	0.0005
moment of inertia at port 2		kgm**2	0.0005
minimum radial position of the belt on the pulley at port 1		m	0.0437
minimum radial position of the belt on the pulley at port 3		m	0.019

Controle_acelerador [SAT0-1]

saturation element

SAT0-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
minimum permitted value		null	0.16

Controle_atrito [SAT0-2]

saturation element

SAT0-2 : Real parameters with non default values		Unit	Value
minimum permitted value		null	0.8

Converte_vel [FXY0-1]

signal function of inputs x and y

FXY0-1 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		$2*PI*y*(x/60)$

Dados_acelerador [UD00-3]

piecewise linear signal source

UD00-3 : Real parameters with non default values		
duration of stage 1	s	2
output at start of stage 2	null	1
output at end of stage 2	null	1
duration of stage 2	s	30
duration of stage 3	s	3
output at start of stage 4	null	1
output at end of stage 4	null	1
duration of stage 4	s	5
output at start of stage 5	null	1
output at end of stage 5	null	1
duration of stage 5	s	15

UD00-3 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		4

Dados_inclinacao_da_pista [UD00-1]

piecewise linear signal source

UD00-1 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		2

Dados_velocidade_de_vento [UD00-2]

piecewise linear signal source

UD00-2 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		2

Engr_eixo_primario [TRGT01B-2]

3 port gear (velocity input port 3)

TRGT01B-2 : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	16
tip radius		mm	18
Poisson's ratio		null	0.32
Young's modulus		N/m**2	2.05e+11

TRGT01B-2 : Integer parameters with non default values		Value
contact assumption		stiffness and losses

TRGT01B-2 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
geometry data		
real parameter 2		tip radius
material properties		
real parameter 7		Young's modulus
real parameter 6		Poisson's ratio

Engr_eixo_secundario_1par [TRGT01C-1]

3 port gear (velocity input port 1)

TRGT01C-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	62
working transverse pressure angle		degree	0
constant gear efficiency		null	0.99

TRGT01C-1 : Integer parameters with non default values		Value
slipping and rolling losses		user constant efficiency

TRGT01C-1 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
user efficiency		
real parameter 13		constant gear efficiency
teeth angles		
real parameter 9		working transverse pressure angle

Engr_eixo_secundario_2par [TRGT01B-1]

3 port gear (velocity input port 3)

TRGT01B-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	36
tip radius		mm	39
Poisson's ratio		null	0.32
Young's modulus		N/m**2	2.05e+11

TRGT01B-1 : Integer parameters with non default values		Value
contact assumption		stiffness and losses

TRGT01B-1 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
geometry data		
real parameter 2		tip radius
material properties		
real parameter 7		Young's modulus
real parameter 6		Poisson's ratio

Engrenagem_final [TRGT01C-2]

3 port gear (velocity input port 1)

TRGT01C-2 : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	64
working transverse pressure angle		degree	0
constant gear efficiency		null	0.99

TRGT01C-2 : Integer parameters with non default values		Value
slipping and rolling losses		user constant efficiency

TRGT01C-2 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
user efficiency		
real parameter 13		constant gear efficiency
teeth angles		
real parameter 9		working transverse pressure angle

Forca_de_inercia [FXY0-2]

signal function of inputs x and y

FXY0-2 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		$0.250*((x**2)/y)$

Inercia_rotativa [RL01-1]

rotary load with two shafts

RL01-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
moment of inertia		kgm**2	0.0122
coefficient of viscous friction		Nm/(rev/min)	0.001

Mola_polia_movida [SPR000A-1]

ideal linear spring (no states)

SPR000A-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
spring rate		N/m	128572
spring force with both displacements zero		N	600

Rigidez [RSPR00-1]

ideal rotary spring or torsion bar (with state variable)

RSPR00-1 : Real parameters with non default values		Unit	Value
spring stiffness		Nm/degree	60000

Unidade_Mptriz [TREN00B-1]

engine torque defined by ASCII file T=f(throttle position, engine speed)

TREN00B-1 : Integer parameters with non default values		Value
input data out of range		extreme value
discontinuity handling		active

TREN00B-1 : Text parameters with non default values	Value
filename for engine torque [Nm] function of throttle position [0..1] and engine speed [rev/min]	C:/AMETest/Tabelas_para_Transmissão/Curva_2D_torque_acelerador.data

Veiculo_1D [TR1DVEH01A-1]

1D vehicle with 2 axles

TR1DVEH01A-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
total vehicle mass	kg	240
radius of front wheels	m	0.261
radius of rear wheels	m	0.259
front wheels inertia	kgm**2	0.0466/2
rear wheels inertia	kgm**2	0.0449/2
coefficient of viscous friction	N(m/s)	0.001
Cx - drag coefficient in longitudinal direction	null	1.05
Cz - drag coefficient in vertical direction	null	0.2
air density	kg m**3	1.2013
Sx - frontal area	m**2	1.18435
rolling resistance	null	0.01

TR1DVEH01A-1 : Integer parameters with non default values	Value
icon	4x4
aerodynamic forces	drag coefficient

TR1DVEH01A-1 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
losses	
real parameter 13	rolling resistance
real parameter 6	coefficient of viscous friction
real parameter 9	Cx - drag coefficient in longitudinal direction
real parameter 10	Cz - drag coefficient in vertical direction
real parameter 11	air density
real parameter 12	Sx - frontal area
wheel geometry	
real parameter 2	radius of front wheels
real parameter 3	radius of rear wheels
real parameter 4	front wheels inertia
real parameter 5	rear wheels inertia

dynamic_x_table [SIGFXA01-1]

interpolate 1D or XY table with respect to x

SIGFXA01-1 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	C:/AMETest/Tabelas_para_Transmissão/Tabela_guiá_CVT_rpm_x_Raio.data

SIGFXA01-1 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
text parameter 1	name of ASCII file

 **Run Parameters**

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	40	s
Communication interval	0.001	s
Tolerance	1e-005	
Maximum time step	1e+030	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	
Discontinuity printout	Off	
Activity index calculation	Off	
Power calculation	Off	
Energy calculation	Off	
Holds input constant	Off	

APÊNDICE C

SISTEMA DE TRANSMISSÃO PUMA 13

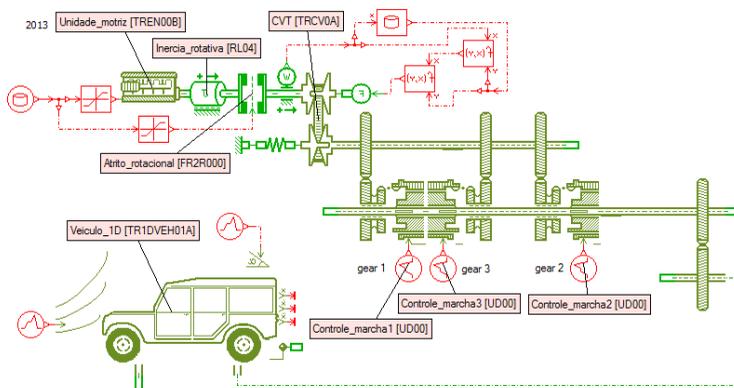
Nas próximas paginas são expostos os dados por memorizados do modelo desenvolvido para o sistema de transmissão do projeto Puma. As informações apresentadas referem-se ao carro de 2013.

Circuit name

Transmissao_Puma_13_2a

[Back to top](#)

Circuit schematics



[Back to top](#)

Component submodels

Atrito_rotacional [FR2R000]

rotary Coulomb friction represented by a tanh function

FR2R000 : Real parameters with non default values		Unit	Value
option 1: maximum Coulomb (dynamic) friction torque		Nm	80

CVT [TRCV0A]

CVT without loss

TRCV0A : Internal variables with non default startvalues		Unit	Value
ratio		null	0.25

TRCV0A : Real parameters with non default values		Unit	Value
half pulley mass at port 1		kg	0.684
half pulley mass at port 3		kg	0.684
mass of the belt		kg	0.294
pulley half angle		degree	11.2
belt length		m	0.85
distance between pulleys centers		m	0.265
moment of inertia at port 4		kgm**2	0.0005
moment of inertia at port 2		kgm**2	0.0005
minimum radial position of the belt on the pulley at port 1		m	0.0437
minimum radial position of the belt on the pulley at port 3		m	0.019

Controle_acelerador [SAT0]

saturation element

SAT0 : Real parameters with non default values		Unit	Value
minimum permitted value		null	0.16

Controle_atrito [SAT0]

saturation element

SAT0 : Real parameters with non default values		Unit	Value
minimum permitted value		null	0.5

Controle_marcha1 [UD00]

piecewise linear signal source

UD00 : Real parameters with non default values		Unit	Value
output at start of stage 1		null	100000
output at end of stage 1		null	100000
duration of stage 1		s	0.75
output at start of stage 2		null	100000
output at end of stage 2		null	100000
duration of stage 2		s	1
output at start of stage 3		null	100000
output at end of stage 3		null	100000
duration of stage 3		s	13
output at start of stage 4		null	100000
duration of stage 4		s	0.5

UD00 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		5

Controle_marcha2 [UD00]

piecewise linear signal source

UD00 : Real parameters with non default values		Unit	Value
duration of stage 1		s	16
output at end of stage 2		null	100000
duration of stage 2		s	0.5
output at start of stage 3		null	100000
output at end of stage 3		null	100000
duration of stage 3		s	24.75
output at start of stage 4		null	100000
duration of stage 4		s	0.5

UD00 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		5

Controle_marcha3 [UD00]

piecewise linear signal source

UD00 : Real parameters with non default values		Unit	Value
duration of stage 1		s	42.5
output at end of stage 2		null	100000
duration of stage 2		s	0.5
output at start of stage 3		null	100000
output at end of stage 3		null	100000
duration of stage 3		s	40

UD00 : Integer parameters with non default values		Value
number of stages		4

Converte_vel [FXY0]

signal function of inputs x and y

FXY0 : Text parameters with non default values		Value
expression for output in terms of x and y		$2^{\circ}PI^*y^*(x/60)$

Dados_inclinacao_da_pista [UD00]

piecewise linear signal source

Dados_velocidade_de_vento [UD00]

piecewise linear signal source

Engr_1marcha_A [TRGT01A]

3 port gear (velocity input port 2)

TRGT01A : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	16

TRGT01A : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
geometry data		
real parameter 4		width of tooth face
real parameter 2		tip radius
real parameter 5		immersed gear height
real parameter 3		root radius

Engr_1marcha_B [TRIG001B]

idle gear (velocity inputs port 4 & 2)

TRIG001B : Real parameters with non default values		Unit	Value
working pitch radius		mm	42
working transverse pressure angle		degree	0

TRIG001B : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
user efficiency	
text parameter 1	name of data file for gear efficiency
teeth angles	
real parameter 9	working transverse pressure angle
geometry data	
integer parameter 5	number of teeth
real parameter 1	normal module
real parameter 2	working centre distance
real parameter 4	tip radius
real parameter 5	root radius
real parameter 7	width of face of tooth
real parameter 8	effective width of tooth face
real parameter 12	immersed gear height

Engr_2marcha_A [TRGT01A]

3 port gear (velocity input port 2)

TRGT01A : Real parameters with non default values	Unit	Value
working pitch radius	mm	20

TRGT01A : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
geometry data	
real parameter 4	width of tooth face
real parameter 2	tip radius
real parameter 5	immersed gear height
real parameter 3	root radius

Engr_2marcha_B [TRIG001B]

idle gear (velocity inputs port 4 & 2)

TRIG001B : Real parameters with non default values	Unit	Value
working pitch radius	mm	38
working transverse pressure angle	degree	25

TRIG001B : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
user efficiency	
text parameter 1	name of data file for gear efficiency
teeth angles	
real parameter 9	working transverse pressure angle
geometry data	
integer parameter 5	number of teeth
real parameter 1	normal module
real parameter 2	working centre distance
real parameter 4	tip radius
real parameter 5	root radius
real parameter 7	width of face of tooth
real parameter 8	effective width of tooth face
real parameter 12	immersed gear height

Engr_3marcha_A [TRGT01B]

3 port gear (velocity input port 3)

TRGT01B : Real parameters with non default values	Unit	Value
working pitch radius	mm	22

TRGT01B : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
geometry data	
real parameter 4	width of tooth face
real parameter 2	tip radius
real parameter 5	immersed gear height
real parameter 3	root radius

Engr_3marcha_B [TRIG001A]

idle gear (velocity inputs port 1 & 2)

TRIG001A : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
working pitch radius	mm	36
working transverse pressure angle	degree	0

TRIG001A : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
user efficiency	
text parameter 1	name of data file for gear efficiency
teeth angles	
real parameter 9	working transverse pressure angle
geometry data	
integer parameter 5	number of teeth
real parameter 1	normal module
real parameter 2	working centre distance
real parameter 4	tip radius
real parameter 5	root radius
real parameter 7	width of face of tooth
real parameter 8	effective width of tooth face
real parameter 12	immersed gear height

Forca_de_inercia [FXY0]

signal function of inputs x and y

FXY0 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$0.250*(x**2)y$

Inercia_rotativa [RL04]

rotary load with two shafts (angle as output)

RL04 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
shaft speed at port 2	rev/min	500

RL04 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	0.017509
coefficient of viscous friction	Nm/(rev/min)	0.001

Mola_polia_movida [SPR000A]

ideal linear spring (no states)

SPR000A : Real parameters with non default values	Unit	Value
spring rate	N/m	150000

Reducao_final_A [TRGT01C]

3 port gear (velocity input port 1)

TRGT01C : Real parameters with non default values		
	Unit	Value
working pitch radius	mm	24
working transverse pressure angle	degree	0

TRGT01C : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
user efficiency	
text parameter 1	name of data file for gear efficiency
teeth angles	
real parameter 9	working transverse pressure angle
geometry data	
integer parameter 6	number of teeth
real parameter 1	normal module
real parameter 2	working centre distance
real parameter 4	tip radius
real parameter 5	root radius
real parameter 7	width of face of tooth
real parameter 8	effective width of tooth face
real parameter 12	immersed gear height

Reducao_final_B [TRGT01B]

3 port gear (velocity input port 3)

TRGT01B : Real parameters with non default values	Unit	Value
working pitch radius	mm	95

TRGT01B : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
geometry data	
real parameter 4	width of tooth face
real parameter 2	tip radius
real parameter 5	immersed gear height
real parameter 3	root radius

Sincronizador_1 [TRSY2A]

synchronizer with state machine

TRSY2A : Integer parameters with non default values	Value
command input	force command on the sleeve

Sincronizador_2 [TRSY2A]

synchronizer with state machine

TRSY2A : Integer parameters with non default values	Value
command input	force command on the sleeve

Sincronizador_3 [TRSY2B]

synchronizer with state machine

TRSY2B : Integer parameters with non default values	Value
command input	force command on the sleeve

Tabela_dados_acelerador [SIGUDA01]

interpolate 1D or XY table with respect to time

SIGUDA01 : Text parameters with non default values	Value
name of ASCII file	C:/AMETest/Tabelas_para_Transmissao/PUMA_Transmissao/Acelerador_3marchas.data
SIGUDA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
table	
text parameter 1	name of ASCII file

Unidade_motriz [TREN00B]

engine torque defined by ASCII file T=f(throttle position, engine speed)

TREN00B : Integer parameters with non default values		Value
input data out of range		extreme value
discontinuity handling		active

TREN00B : Text parameters with non default values	Value
filename for engine torque [Nm] function of throttle position [0..1] and engine speed [rev/min]	C:/AMETest/Tabelas_para_Transmissão/Curva_2D_torque_acelerador.data

Veiculo_1D [TR1DVEH01A]

1D vehicle with 2 axes

TR1DVEH01A : Real parameters with non default values			Unit	Value
total vehicle mass			kg	234
radius of front wheels			m	0.261
radius of rear wheels			m	0.259
front wheels inertia			kgm**2	0.0466/2
rear wheels inertia			kgm**2	0.0449/2
coefficient of viscous friction			N/(m/s)	0.001
Cx - drag coefficient in longitudinal direction			null	1.05
Cz - drag coefficient in vertical direction			null	0.2
air density			kg/m**3	1.2013
Sx - frontal area			m**2	1.18435
rolling resistance			null	0.01

TR1DVEH01A : Integer parameters with non default values		Value
icon		4x4
aerodynamic forces		drag coefficient

TR1DVEH01A : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value	Title
losses	
real parameter 13	rolling resistance
real parameter 6	coefficient of viscous friction
real parameter 9	Cx - drag coefficient in longitudinal direction
real parameter 10	Cz - drag coefficient in vertical direction
real parameter 11	air density
real parameter 12	Sx - frontal area
wheel geometry	
real parameter 2	radius of front wheels
real parameter 3	radius of rear wheels
real parameter 4	front wheels inertia
real parameter 5	rear wheels inertia

dynamic_x_table_1 [SIGFXA01]

interpolate 1D or XY table with respect to x

SIGFXA01 : Text parameters with non default values		Value
name of ASCII file		C:/AMETest/Tabelas_para_Transmissão/Tabela_goia_CVT_rpm_x_Raio.data

SIGFXA01 : Parameter or variable group(s) containing parameter(s) with non default value		Title
table		
text parameter 1		name of ASCII file

 **Run Parameters**

Run parameter	Value	Unit
Run type	Single	
Integrator type	Standard	
Start time	0	s
End time	70	s
Communication interval	0.001	s
Tolerance	1e-005	
Maximum time step	1e+030	s
Solver type	Regular	
Error type	Mixed	
Simulation mode	Stabilizing + Dynamic	
Discontinuity printout	Off	
Activity index calculation	Off	
Power calculation	Off	
Energy calculation	Off	
Holds input constant	Off	