CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

EDSON LUCIANO DUQUE

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO DE SIMULAÇÃO DO ACOPLAMENTO DA EMBREAGEM DURANTE A PARTIDA DO VEÍCULO

São Bernardo do Campo

2010

EDSON LUCIANO DUQUE

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO DE SIMULAÇÃO DO ACOPLAMENTO DA EMBREAGEM DURANTE A PARTIDA DO VEÍCULO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

São Bernardo do Campo
2010

Duque, Edson Luciano.
Desenvolvimento de um modelo de simulação do acoplamento da embreagem durante a partida do veículo / Edson Luciano Duque. São Bernardo do Campo, 2010.
148 f. : il.

Dissertação (Mestrado) - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Embreagem automotiva. 2. Simulação. 3. Modelo de atrito. I. Fleury, Agenor de Toledo, orient. II. Título.

CDU 629.113

Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Edson Luciano Duque

Matrícula: 207122-3

Título do Trabalho: Desenvolvimento de um modelo de simulação do acoplamento da embreagem durante a partida do veículo.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da prova: 19 / março / 2010

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 19 / 03 / 2010

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Ass.: _____

Prof. Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

RESUMO

O sistema de embreagem trabalha basicamente como uma interface entre o motor e o veículo. O motor gera potencia e torque em uma dada rotação enquanto o veículo parte do repouso.

A fase de escorregamento é uma fase crítica para a embreagem durante a partida. Vários estudos têm sido feitos para se estimar o tempo total de escorregamento e a energia gerada durante o acoplamento da embreagem.

Considerações sobre essa energia para análise da capacidade da embreagem são feitas, resultando em um modelo dinâmico composto pelos componentes principais do powertrain do veículo.

Através de um estudo de caso, o modelo proposto é comparado com um modelo simplificado encontrado na literatura e com medições de um veículo para se avaliar sua eficácia.

Também são discutidos alguns novos modelos de atrito, além do conhecido modelo de atrito de Coulomb, para se verificar qual melhor se adapta a essa situação.

ABSTRACT

The clutch system works basically as an interface between the engine and the vehicle. The engine provides power and torque in a given revolution while the vehicle launches.

The slip time is a critical moment for the clutch during vehicle launch. Lots of studies have been done to predict the total slip time and related amount of energy during clutch engagement.

Considerations about this energy in clutch capacity analysis are proposed, resulting in a dynamic model composed by the main components of the powertrain.

Throughout a study case the proposed model is compared to a simpler model found in the literature and to measurements done in a sample vehicle in order to check the accuracy of the model.

Some new friction models are also analyzed, besides to the Coulomb, to check the one which better matches to this situation.

Aos meus familiares, esposa, filha e amigos, que tem sido minha base e grande razão e incentivo para a realização deste trabalho. Agradeço a todos vocês por mais esta conquista.

AGRADECIMENTOS

Ao meu mestre, Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury, que compartilhou parte do seu tempo, seu conhecimento e sua precisa orientação.

Aos meus amigos da GM POWERTRAIN que tanto me auxiliaram na elaboração deste trabalho, os Srs. Flávio Dias (M. Sc.), Daniel Rosa, Leandro Peres e Marco Barreto (M. Sc.) pelo seu suporte nas medições e discussões técnicas para a melhoria contínua do modelo.

Aos amigos da ZF SACHS, Srs. Leandro Perestrelo, Dr. Sérgio Idehara, Sidnei Galvani e Douglas Lemes pelo suporte nas medições e com peças controladas para os testes.

Aos meus pais, esposa e filha pelo eterno suporte e infinita paciência.

E a Deus, por me proporcionar muita vida, saúde e condições para vencer mais este desafio.

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Valores do fator de massa ***MF*** com relação ao tamanho do veículo 73

Tabela 3.2 – Coeficientes de resistência ao rolamento para vários tipos de pavimento 74

Tabela 4.1 – Características construtívas e de performance do motor 99

Tabela 4.2 – Características do disco de embreagem 107

Tabela 4.3 – Rigidez dos semi-eixos 111

Tabela 4.4 – Rigidez equivalente dos semi-eixos para 1ª marcha 112

Tabela 4.5 – Dados e condições do veículo de teste 119

Tabela 4.6 – Autovalores do sistema em condição sem e com carga 122

Tabela 5.1 – Resultados do sistema em condição sem e com carga 123

Tabela 5.2 – Resultados do sistema em condição sem e com carga 129

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Representação do funcionamento de uma DCT 21

Figura 2.1 – Comportamento das rotações do motor e da transmissão durante uma partida do veículo 24

Figura 3.1 – Representação de um sistema de embreagem cônica 27

Figura 3.2 – Representação de um sistema de embreagem de sapata e tambor 28

Figura 3.3 – Representação de um sistema de embreagem multidiscos úmida 29

Figura 3.4 – Representação de um platô de molas helicoidais 30

Figura 3.5 – Mola membrana 30

Figura 3.6 – Platô com mola membrana em corte 31

Figura 3.7 – Comportamento da carga de placa – Helicoidal x Membrana 32

Figura 3.8 – Sistema de embreagem com rolamento, platô e disco 33

Figura 3.9 – Vista explodida da montagem do platô e disco no motor 34

Figura 3.10 – Vista explodida dos componentes do platô tipo push 35

Figura 3.11 – Comparativo entre embreagens tipo pull e push 35

Figura 3.12 – Detalhe de um disco de embreagem 36

Figura 3.13 – Detalhe de um disco de embreagem 37

Figura 3.14 – Sistema de atuação semi-hidráulica para um carro de passageiro 38

Figura 3.15 – Fluxo de força através do conjunto de platô e disco 40

Figura 3.16 – Representação de um elemento transmitindo torque 41

Figura 3.17 – Curva caracterísa típica de um platô com mola membrana 44

Figura 3.18 – Curva da carga de placa sobre dispositivo de controle (novo) e curvas de desgaste 45

Figura 3.19 – Curva da carga no rolamento – livre e sobre dispositivo de controle 46

Figura 3.20 – Curva da carga no rolamento considerando desgaste no material de atrito 46

Figura 3.21 – Curva teórica da relação do curso de rolamento versus placa de pressão 47

Figura 3.22 – Curva real da relação do curso de rolamento versus placa de pressão 48

Figura 3.23 – Limitações de curso do rolamento de embreagem 49
Figura 3.24 – Curva característica da rigidez do disco de embreagem 50
Figura 3.25 – Curva característica da mola segmento 51
Figura 3.26 – Efeito da mola segmento na relação do curso de rolamento versus placa de pressão 52
Figura 3.27 – Curvas reais considerando histerese do sistema 53
Figura 3.28 – Relação entre as forças da mola membrana e da mola de guarnição 54
Figura 3.29 – Modelo do sistema de acionamento 55
Figura 3.30 – Comportamento do motor e da transmissão durante a fase de escorregamento 56
Figura 3.31 – Efeitos das vibrações longitudinais de um veículo durante a fase de escorregamento 57
Figura 3.32 – Simulação comparativa do comportamento da transmissão com o gradiente de atrito 58
Figura 3.33 – Comportamento do coeficiente de atrito com variação do amortecimento do driveline 59
Figura 3.34 – Curva característica do pedal de embreagem 60
Figura 3.35 – Detalhamento do curso do pedal de embreagem 61
Figura 3.36 – Representação do modelo completo proposto 63
Figura 3.37 – Modelo considerando embreagem e semi-eixos flexíveis 63
Figura 3.38 – Modelo completo com inércias, rigidezes e amortecimentos 65
Figura 3.39 – Modelo simplificado para condição de tração do veículo 66
Figura 3.40 – Modelo físico proposto 67
Figura 3.41 – Comportamento da rotação do motor e da transmissão 69
Figura 3.42 – Representação das forças atuantes em um veículo 71
Figura 3.43 – Representação da variação do coeficiente de resistência ao rolamento 77
Figura 3.44 – Comparativo esquemático entre a força de resistência aerodinâmica e de rolamento 78
Figura 3.45 – Comparação do coeficiente de rolamento contra o coeficiente de arraste do driveline 79

Figura 3.46 – Imagens de CFD para vetores de velocidade (superior), pressão total (centro) e estática (inferior) 81
Figura 3.47 – Detalhes do domínio da simulação e do modelo utilizado 83
Figura 3.48 – Montagem de placa de checagem em um túnel de vento 84
Figura 3.50 – Representação da força de atrito de Coulomb 88
Figura 3.51 – Representação da força de atrito de Coulomb combinado com atrito viscoso .. 90
Figura 3.52 – Representação da força de atrito de Stribeck 91
Figura 3.53 – Representação da força de atrito através do modelo de Dahl 93
Figura 4.1 – Modelo proposto 97
Figura 4.2 – Diagrama de corpo livre do motor 99
Figura 4.3 – Comparativo da superfície gerada pela função proposta versus medições de dinamômetro 100
Figura 4.4 – Bloco do cálculo do torque do motor 101
Figura 4.5 – Conjunto de virabrequim, platô, disco, pistões, anéis, bielas, volante e polia .. 102
Figura 4.6 – Planta Simulink do motor 102
Figura 4.7 – Relação entre deslocamento do pedal versus dedos do platô 104
Figura 4.8 – Relação entre deslocamento dos dedos versus da placa de pressão do platô 105
Figura 4.9 – Relação entre deslocamento da placa de pressão versus a carga de placa do platô 106
Figura 4.10 – Curva característica da carga da mola segmento 108
Figura 4.11 – Definição da máxima carga de placa 108
Figura 4.12 – Relação entre deslocamento dos dedos versus da placa de pressão – sobre disco 109
Figura 4.13 – Modelo Simulink do cálculo do torque transmitido pela embreagem 110
Figura 4.14 – Diagrama de corpo livre da transmissão 113
Figura 4.15 – Inércia dos componentes do disco de embreagem 114
Figura 4.16 – Diagrama de corpo livre do veículo 115
Figura 4.17 – Planta do conjunto transmissão/veículo no Simulink 118

Figura 4.18 – Sequência para a solução de um problema físico 120

Figura 5.1 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Coulomb sem carga 124

Figura 5.2 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Coulomb com carga 125

Figura 5.3 – Comparativo da energia dissipada na embreagem – sem carga..... 126

Figura 5.4 – Comparativo da energia dissipada na embreagem – com carga **Error! Bookmark not defined.**

Figura 5.5 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Stribeck sem carga 130

Figura 5.6 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Stribeck com carga ..... **Error! Bookmark not defined.**

Figura 5.4 – Comparativo da energia gerada na embreagem – com carga ....**Error! Bookmark not defined.**

Figura 6.1 – Comparativo do torque do motor simulado versus medido – sem carga 132

Figura 6.2 – Comparativo do torque do motor simulado versus medido – com carga..... 133

Figura 6.3 – Comportamento da borboleta e do torque do motor – sem carga 134

Figura 6.4 – Comportamento da borboleta e do torque do motor – com carga..... 134

Figura 6.5 – Comparativo entre o torque do motor e o transmitido pela embreagem – sem carga 136

Figura 6.6 – Comparativo entre o torque do motor e o transmitido pela embreagem – com carga 137

Figura 6.7 – Comparativo da variação da abertura da borboleta entre partidas realizadas.... 138

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DCT Dual Clutch Transmission (transmissão de dupla embreagem)

WOT Wide Open Throttle (borboleta totalmente aberta)

SAC Self-Adjusting Clutch (embreagem auto-ajustável)

CVT Continously Variable Transmission (transmissão de variação contínua)

MTA Manual Transmission Auto-shifted (transmissão manual de trocas automáticas)

AMT Automated Manual Transmission (transmissão manual automatizada)

ODE Ordinary Differential Equation (equação diferencial ordinária)

CFD Computational Fluid Dynamics (dinâmica de fluidos computacional)

HPC High Performance Computer (computador de alta performance)

EES Engineering Equation Solver

UG Unigraphics (CAD)

LuGre Lunde-Grenoble

BDF Backward Differentiation Formula

PID Proporcional, Integral e Derivativo

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

L	Distância da fixação do platô até o apoio da mola membrana (mm)
F_{at}	Força de atrito (N)
P_L	Carga de placa gerada pela mola membrana (N)
A	Área de contato (m^2)
R_o	Raio externo do disco de embreagem (m)
R_i	Raio interno do disco de embreagem (m)
N_f	Número de faces de contato do disco de embreagem (-)
R_M	Raio médio do disco de embreagem (m)
S_F	Fator de segurança (-)
T_{cap}	Capacidade máxima de torque da embreagem considerando S_F (N.m)
MF	Fator de massa (-)
I_{rot}	Momento de inércia equivalente das partes rotativas do veículo ($kg.m^2$)
A	Matriz dinâmica ou de estado
B	Matriz de entrada
C	Matriz de saída
D	Matriz de transmissão direta
I_e	Momento de inércia rotativa e alternativa equivalente do motor ($kg.m^2$)

T_e	Torque do motor medido no dinamômetro (N.m)
$T_e^{máx}$	Torque máximo do motor medido no dinamômetro (N.m)
$T_c^{máx}$	Torque máximo transmitido pela embreagem (N.m)
I_T	Inércia equivalente da transmissão (kg.m^2)
I_R	Inércia equivalente das rodas (kg.m^2)
I_V	Inércia equivalente do veículo (kg.m^2)
I_{Dif}	Inércia equivalente do diferencial (kg.m^2)
F_{Tr}	Força trativa do veículo (N)
F_R	Força resistiva total do veículo (N)
F_A	Força resistiva devido ao arrasto aerodinâmico do veículo (N)
F_M	Força resistiva devido ao atrito nos mancais de transmissão e rodas (N)
F_{rol}	Força resistiva devido ao rolamento dos pneus no pavimento do veículo (N)
F_{decl}	Força devido ao devicle do terreno (N)
N	Força normal ao pavimento do veículo (N)
C_x	Coeficiente de arrasto (drag) aerodinâmico do veículo (-)
A_f	Área frontal do veículo (m^2)
C_e	Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do trecho principal da embreagem (N.m.s)
K_e	Rigidez do trecho principal da embreagem (N.m/rad)
C_D	Coeficiente de amortecimento do driveline ((N.m.s)
J_P	Momento polar de inércia (m^4)

D_{SE} Diâmetro do semi-eixo (m)

L_x Comprimento do semi-eixo (m)

R_D Raio dinâmico do pneu (m)

P_T Posição da borboleta de aceleração do motor (%)

I_c Inércia combinada do disco de arraste e do cubo do disco de embreagem ($kg.m^2$)

Letras Minúsculas

n_e Rotação do motor (rpm)

n_T Rotação da transmissão (rpm)

p Pressão de contato (N/m^2)

r Raio de giro (m)

t_0 Tempo inicial (s)

t_s Tempo de escorregamento (s)

t_f Tempo final (s)

y Deslocamento do veículo no plano do pavimento (m)

s Deslocamento horizontal (m)

h Deslocamento vertical (m)

x_V Deslocamento do veículo no plano de rolamento do pavimento (m)

$\dot{x}_V$ Velocidade do veículo no plano de rolamento do pavimento (m/s)

$\ddot{x}_V$	Aceleração do veículo no plano de rolamento do pavimento (m/s^2)
m_V	Massa do veículo (kg)
m_e	Massa efetiva dos componentes rotativos (kg)
m'_V	Massa equivalente do veículo (kg)
f	Coeficiente de rolamento dos pneus
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
f_0	Coeficiente do termo de ordem zero da equação de arraste do veículo
f_1	Coeficiente do termo de primeira ordem da equação de arraste do veículo
f_2	Coeficiente do termo de segunda ordem da equação de arraste do veículo
f'_0	Coeficiente do termo de ordem zero da equação de arraste do veículo corrigidos para condição padrão
f'_1	Coeficiente do termo de primeira ordem da equação de arraste do veículo corrigidos para condição padrão
f'_2	Coeficiente do termo de segunda ordem da equação de arraste do veículo corrigidos para condição padrão
m_a	Massa alternativa equivalente (kg)
t	Tempo (s)
i_X	Relação de transmissão da marcha

Letras Gregas

μ	Coeficiente de atrito (-)

α	Coeficiente de forma da curva de atrito de Dahl (-)
ρ	Densidade do ar (kg/m^3)
λ_i	Coeficiente do polinômio característico
ψ	Ângulo de rotação do veículo (°)
β	Ângulo do declive (°)
$\ddot{\theta}_e$	Variação de aceleração angular do eixo virabrequim do motor (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_T$	Variação de aceleração angular do eixo do entrada da transmissão (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_V$	Variação de aceleração angular do eixo do veículo (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_R$	Variação de aceleração angular do eixo das rodas (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_{Dif}$	Variação de aceleração angular do eixo do diferencial (rad/s^2)
$\dot{\theta}_e$	Variação de velocidade angular do eixo virabrequim do motor (rad/s)
$\dot{\theta}_T$	Variação de velocidade angular do eixo de entrada da transmissão (rad/s)
$\dot{\theta}_V$	Variação de velocidade angular do eixo de entrada do veículo (rad/s)
$\dot{\theta}_R$	Variação de velocidade angular do eixo de entrada das rodas (rad/s)
$\dot{\theta}_{Dif}$	Variação de velocidade angular do eixo de entrada do diferencial (rad/s)
θ_e	Variação de posição angular do eixo virabrequim do motor (rad)
θ_T	Variação de posição angular do eixo de entrada da transmissão (rad)
θ_V	Variação de posição angular do eixo do veículo (rad)
θ_R	Variação de posição angular do eixo das rodas (rad)
θ_{Dif}	Variação de posição angular do eixo do diferencial (rad)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 19

2 OBJETIVO 24

3 REVISÃO DE LITERATURA 26

3.1 O sistema de embreagem 26

3.1.1 História do sistema 26
3.1.2 Princípios básicos 33
3.1.3 Curvas características 43
3.1.3.1. Platô de embreagem 43
3.1.3.2. Disco de embreagem 50
3.1.3.3. Pedal de embreagem e sistema de acionamento 54

3.2 Modelos encontrados na literatura 61

3.2.1 A modelagem do sistema completo 62
3.2.2 Resistência total ao movimento do veículo 70
3.2.3 Modelos de atrito 87
3.2.4 Modelo de atrito de Coulomb 88
3.2.5 Combinação do modelo de atrito de Coulomb com atrito viscoso 89
3.2.6 Modelo de atrito Stribeck 90
3.2.7 Modelo de atrito de Dahl 92
3.2.8 Modelo de atrito de Lunde-Grenoble 94
3.2.9 Cálculo de energia durante a partida 96

4 MODELAGEM DO SISTEMA 97

4.1 Modelo do motor 98

4.2 Modelo da embreagem 103

4.2.1 Pedal de embreagem e sistema de acionamento 103
4.2.2 Platô de embreagem 104
4.2.3 Disco de embreagem 106

4.2.4 Cálculo do torque transmitido pela embreagem..... 110

4.3 Modelo dos semi-eixos..... 111

4.4 Modelo da transmissão 112

4.5 Modelo do veículo 115

4.5.1 Cálculo da inércia do veículo ($\boldsymbol{I_V}$) 116

4.5.2 Cálculo do torque resistivo do veículo (T_R)..... 116

4.5.3 Modelo do bloco transmissão/veículo 117

4.5.4 Características do veículo de teste..... 118

4.5.5 Escolha do algoritmo de integração 119

5 RESULTADOS..... 123

6 CONCLUSÕES 132

REFERÊNCIAS..... 140

APÊNDICE 146

1 INTRODUÇÃO

O sistema de embreagem trabalha basicamente como uma interface entre o veículo e o motor, uma vez que este último gera torque somente em uma faixa muito estreita de rotações (DREXL, 1999). Esse trabalho poderia ser feito através de um conversor de torque, igual ao de uma transmissão automática, mas não poderia ser utilizado em uma transmissão manual porque não há uma completa interrupção no torque durante a parada do veículo ou durante uma troca de marchas. Trabalhando em conjunto com uma transmissão manual, um sistema de embreagem de atrito a seco possibilita tanto uma interrupção total do fluxo de torque do resto do powertrain, bem como o re-estabelece de forma suave em condições de cargas elevadas.

Oliveira (1963) define mais amplamente que as embreagens são elementos que tem como função principal unir dois corpos com movimento rotativo coaxial, sendo que o fluxo de potência pode ser interrompido a qualquer momento através de condições “pré-determinadas” ou através do comando humano.

Mais recentemente, Duque (2005) apresenta com detalhes a outra função dos sistemas de embreagem atuais quando esses têm aplicação automotiva: a isolação da vibração torcional provocada pelo motor devido a suas forças de combustão e inerciais. Apesar de sua importância, essa função não será discutida nesse trabalho uma vez que não está no escopo do mesmo, sendo a bibliografia disponível (DUQUE, 2005; DREXL, 1999; SHAVER, 1997; etc.) para futuros estudos.

Quanto à primeira função, sabe-se que enquanto o motor provê torque a uma dada rotação, a embreagem permite um escorregamento até o ponto em que se tenha o sincronismo das velocidades do motor e do eixo de entrada da transmissão. E, durante esta fase de escorregamento, o disco de embreagem transmite continuamente torque para as rodas (através de seu sistema de transmissão e rodas).

Mas, devido a este escorregamento durante a partida com diferença de velocidades, tem-se uma liberação de energia em forma de calor sobre o disco, platô e volante do motor. Considerações sobre esta energia são pontos importantes na avaliação da capacidade do sistema de embreagem por estar diretamente relacionados com o desgaste do material de atrito do disco e com a durabilidade de todo o conjunto.

"[…] Dynamic problems and thermomechanic phenomena must be recognized and understood by designers and application engineers in automotive and truck industries." (SZADKOWSKI; MORFORD, 1992, p. 2)

Para este tipo de análise existem diversos trabalhos que exploram vários aspectos que ocorrem durante a partida de um determinado veículo, onde se pode encontrar desde modelos simples até modelos de grande complexidade que expressam desde a dinâmica do acoplamento até o comportamento do motor.

Mas, uma pergunta que surge é com relação à real necessidade de se desenvolver estudos voltados para esse tipo de sistema de embreagem devido ao aumento na quantidade de carros equipados com transmissões automáticas.

Atualmente, mesmo com o crescimento da produção transmissões automáticas ou continuamente variáveis (continously variable transmission – CVT), o volume de veículos produzidos com transmissão manual e embreagem de disco seco ainda representa uma parcela muito grande do volume de veículos em circulação, principalmente nos mercados emergentes, devido ao seu menor custo.

Esta tendência é apontada por estudos e previsões feita por Daniels (2004), onde tem-se a confirmação do crescimento do setor automotivo nessas regiões. Um relatório consolidado, pelo mesmo na época, prevê que a demanda anual por transmissões manuais de veículos de passageiros e comerciais leves irá aumentar levemente até um pico de aproximadamente 30 milhões de unidades em 2007. Após 2007, a demanda iria diminuir, lentamente, até um patamar de 29 milhões de unidades em 2012.

Outra importante nota de Daniels (2004) é o desenvolvimento das transmissões manuais automatizadas (manual transmission auto-shifted – MTA; automated manual transmission – AMT), onde se tem o emprego de embreagem (ou embreagens) de disco seco ou úmido para a partida do veículo, sendo essa automação feita através de atuadores elétricos ou eletro-hidráulicos por uma central eletrônica.

Além disso, este tipo de transmissão em seu atual estágio de desenvolvimento se mostra um nível de performance muito bom quando comparada com uma transmissão automática, contando com uma (muito) maior simplicidade de fabrição e montagem. Esta simplicidade leva a custos muito menores do que o custo para se manufaturar uma transmissão automática, o que facilita a sua inclusão em mercados emergentes.

Para Murphy (2008) historicamente as transmissões manuais são consideradas as de maior eficiência, mas nos últimos anos as AMTs têm ocupado este lugar devido aos seus mapas de trocas de marcha serem mais otimizados do que as trocas realizadas por um ser humano. Esse crescimento pode ser claramente notado no ano de 2009 em vários países da América Latina, especialmente no Brasil onde primeiro a General Motors com seu sistema EasyTronic®, a Fiat com o Dualogic®, e depois a Volkswagem com o I-Motion®, conquistaram uma fatia de mercado com seus sistemas AMT de disco único a seco, mostrando todo o potencial desse conceito.

Nessa mesma direção está o desenvolvimento das transmissões conhecidas como de dupla embreagem ou dual clutch transmission (DCT). Este conceito foi inicialmente idealizado pelo francês Adolphe Kégresse em 1936, onde sistemas eletro-hidráulicos controlam duas embreagens que operam independentemente, uma controlando o acionamento das marchas pares enquanto que a outra cuida das impares. Sua principal vantagem dinâmica em relação aos sistemas de embreagem simples é o fato de não existir (ou ser muito pequena) interrupção do fluxo de torque durante as mudanças de marchas, diminuindo assim o tranco característico da AMT com disco simples.

A figura esquemática abaixo representa o funcionamento de uma DCT:

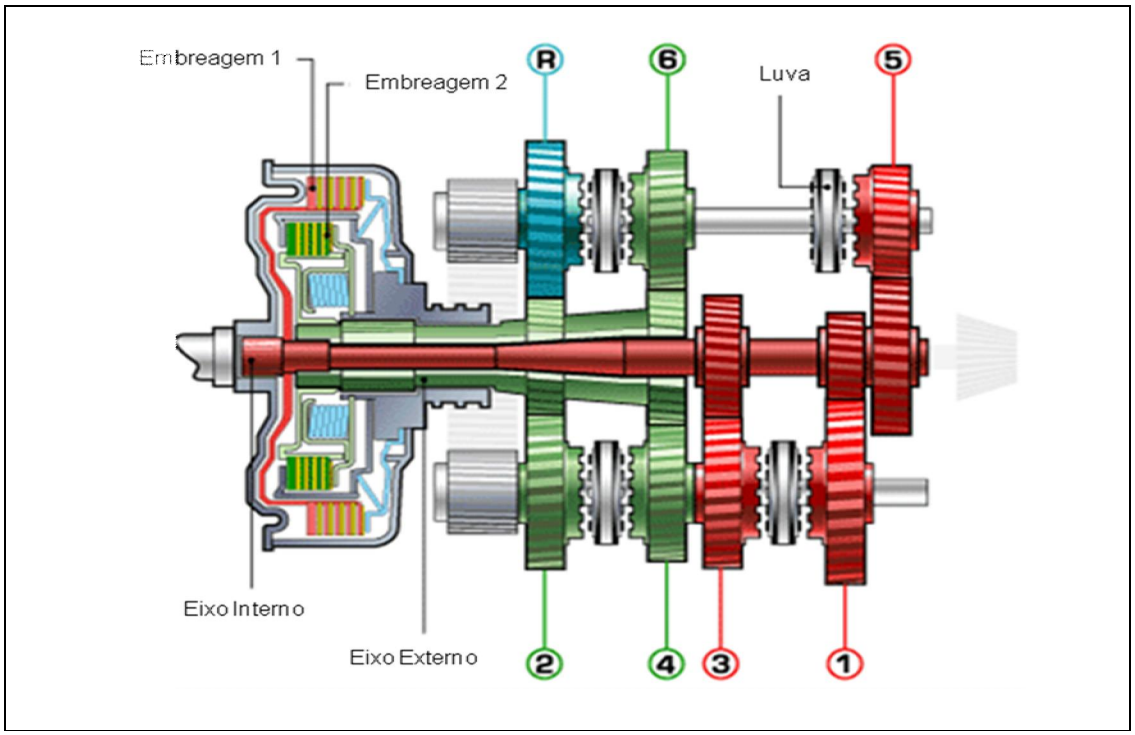


Figura 1.1 – Representação do funcionamento de uma DCT

Fonte: Autor “adaptado de” HowStuffWorks, 2006

Segundo Castro (2007), atualmente o conceito DCT é amplamente aplicado em veículos de competição, e a sua produção em larga escala para veículos de passeio já se deu início na Europa.

Trabalhos apresentados por Matthes (2005) e por Fischer e Berger (1998) confirmavam esta tendência, mostrando que a preocupação com o desenvolvimento deste tipo de sistema já se estende em todos os níveis da cadeia de produção automotiva. Outro relatório mais recente publicado pela Supplier Business (2008) não só confirma, mas também mostra uma forte tendência dos fabricantes a utilizar esse conceito nos próximos anos.

Por isso, confirmando essa contínua necessidade de se desenvolver embreagens de disco seco, muitos modelos desenvolvidos para simulação da energia na embreagem podem ser encontrados na literatura disponível, mas poucos representam toda a dinâmica envolvida durante a partida de um veículo sendo até, em alguns casos, extremamente simplificados. Essa simplificação exagerada pode levar a considerações e decisões erradas sobre os parâmetros de projeto do sistema de embreagem nos estágios iniciais, mesmo considerando que esses resultados sejam usados para comparações entre diferentes veículos ou conjuntos de motor e transmissão, ou como conhecido no meio, powertrains.

Outro agravante que se pode citar é que quando um veículo é desenvolvido os principais componentes do trem de potência como motor, transmissão, diferenciais, etc., são desenvolvidos separadamente e otimizados para atender seus respectivos requisitos. O comportamento do conjunto completo só é avaliado após os estágios iniciais do projeto, quando grandes mudanças no motor ou na transmissão não são mais possíveis (DUQUE, 2005).

No que se refere aos equacionamentos, podem ser encontrados na literatura modelos baseados em atrito de Coulomb (ou em variações do mesmo), que não consideram os efeitos da variação de velocidade entre as superfícies de contato. Achar informações mais detalhadas sobre modelos de atrito mais sofisticados, onde a influência de eventos dinâmicos seja considerada, também se apresenta como uma tarefa árdua (DUAN; SINGH, 2005).

Desta forma, pode-se concluir que, mesmo considerando o aumento do número de veículos com transmissão automática no mercado mundial, o emprego de embreagens de disco seco se mostra firme e sem nenhuma previsão, mesmo ao longo prazo para sua substituição, principalmente para os mercados emergentes.

Isso reforça ainda mais a necessidade de se desenvolver e aperfeiçoar modelos que representem a real solicitação do sistema de embreagem a seco, considerando seu desgaste

durante a vida útil de cada componente, o que, por consequência, aumentarão as discussões sobre o modelamento mais detalhado de todo o sistema de embreagem, desde o pedal até o cilindro escravo na transmissão.

Considerar todos os critérios de durabilidade e dirigibilidade demostram toda a complexidade em se definir os parâmetros de projeto do sistema. Logo, a necessidade de se desenvolver modelos de simulação que envolva todos os eventos observados na partida de uma véiculo é de extrema importância para diminuir o tempo de desenvolvimento com a menor quantidade de interações possíveis.

2 OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver um modelo matemático que permita estimar a energia gerada na embreagem durante a partida de um veículo, saindo de um plano ou rampa, até o sincronismo das rotações do motor n_e com as do eixo de entrada da transmissão n_T. Esse modelo permitirá ao engenheiro de produto checar a capacidade térmica da embreagem em diversas condições de partida do veículo.

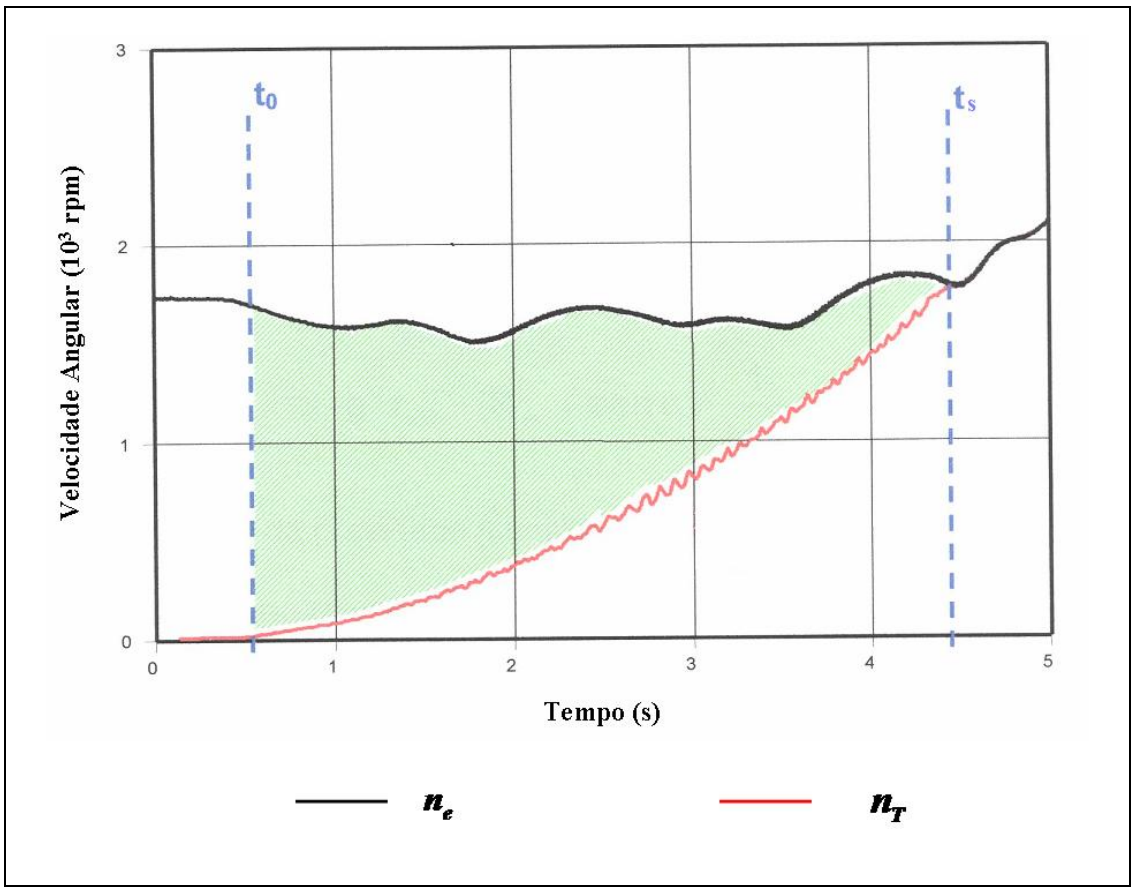


Figura 2.1 – Comportamento das rotações do motor e da transmissão durante uma partida do veículo
Fonte: Autor "adaptado de" LuK Embreagens do Brasil, 1998

Como comentado no capítulo anterior, muitos modelos desenvolvidos para simular a energia gerada na embreagem durante uma partida podem ser encontrados na literatura disponível, mas poucos representam toda a dinâmica envolvida durante o processo.

Esses modelos estáticos consideram que o torque máximo do motor na condição de borboleta totalmente aberta ou wide open throttle (WOT), rotação de motor e torque transmitido pela embreagem como constantes durante a fase de escorregamento, provendo uma aceleração constante do eixo de entrada da transmissão. Isso significa que o perfil do motorista não é considerado durante a simulação, nem toda a dinâmica do veículo e do motor.

Outro ponto a ser analisado é que o mapa completo do motor não é considerado em modelos mais simplificados, mesmo que durante uma arrancada o torque disponível na condição de parciais de borboleta tem um peso maior uma vez que dificilmente a condição de máximo torque é atingida nessa situação. E, considerando as atuais (e futuras) leis de emissões mais restritivas, a resposta do motor em rotações e borboleta intermediárias tem se mostrado mais críticas do que antes.

Logo, o modelo proposto nesse trabalho considera todo o sistema de acionamento, o comportamento no tempo do pedal de acelerador (ou a borboleta do acelerador) e de embreagem, as curvas características do platô, do disco de embreagem e comportamento do motor em parciais, além de uma discussão sobre os modelos de atrito conhecidos.

Através de um estudo de caso, o modelo proposto é comparado com um modelo simplificado encontrado na literatura e contra medições em um veículo instrumentado para se avaliar sua real eficácia.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 O sistema de embreagem

3.1.1 História do sistema

Oliveira (1963) mostrou um histórico sobre o desenvolvimento do sistema de embreagem, mas somente bem mais tarde Shaver (1997) apresentou uma linha de tempo com algumas datas principais, mostrando as fases de desenvolvimento de todo o sistema, desde o platô e disco, a introdução dos sistemas de acionamento até a implementação dos volantes de dupla massa.

O principal projeto que evoluiu nos primeiros anos do “nascimento” da embreagem, segundo Shaver (1997), no ano de 1889 foi a embreagem cônica que mostrou grande potencial de desenvolvimento. Basicamente, o sistema consistia de um cone de metal com uma cinta de pêlo de camelo montada na sua superfície, funcionando como um tipo de platô ou placa de pressão. Esse material de atrito era então pressionado contra um segundo cone metálico, que também funcionava como o volante do motor através de uma mola axial ao eixo do cone.

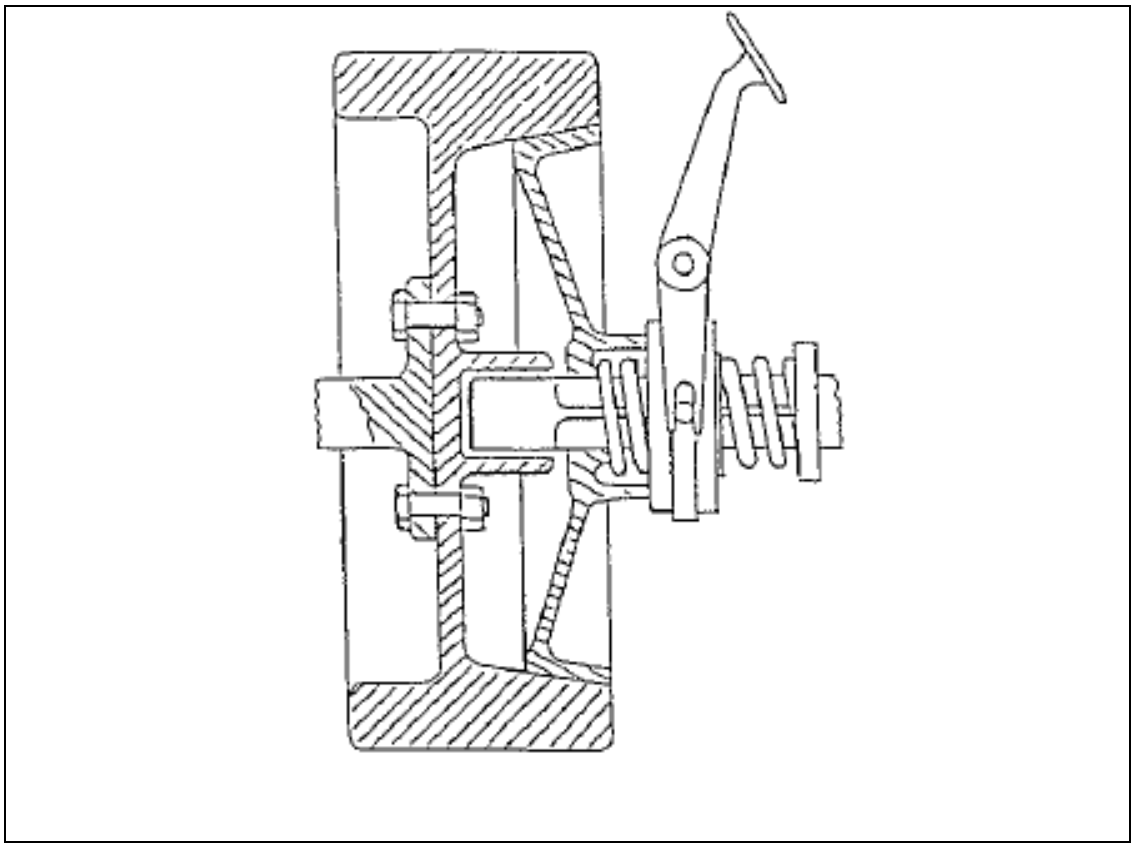


Figura 3.1 – Representação de um sistema de embreagem cônica
Fonte: Shaver, 1997, p. 3

Esse tipo de projeto foi evoluindo durante alguns anos sendo, então, apresentado como alternativa a esse tipo de montagem a embreagem de sapata e tambor. Comparando as Figuras 3.1 e 3.2, ambos os projetos são acionados por meio de uma mola helicoidal axial ao eixo de giro dos componentes.

Mas apesar desta última opção apresentar um desempenho superior na capacidade de transmissão de torque, devido à força centrífuga das sapatas contra a superfície do tambor, ambos os projetos apresentavam grande tendência para travar devido a variações no coeficiente de atrito dos materiais utilizados na época, que no caso já haviam evoluido para blocos de madeira e tiras de couro.

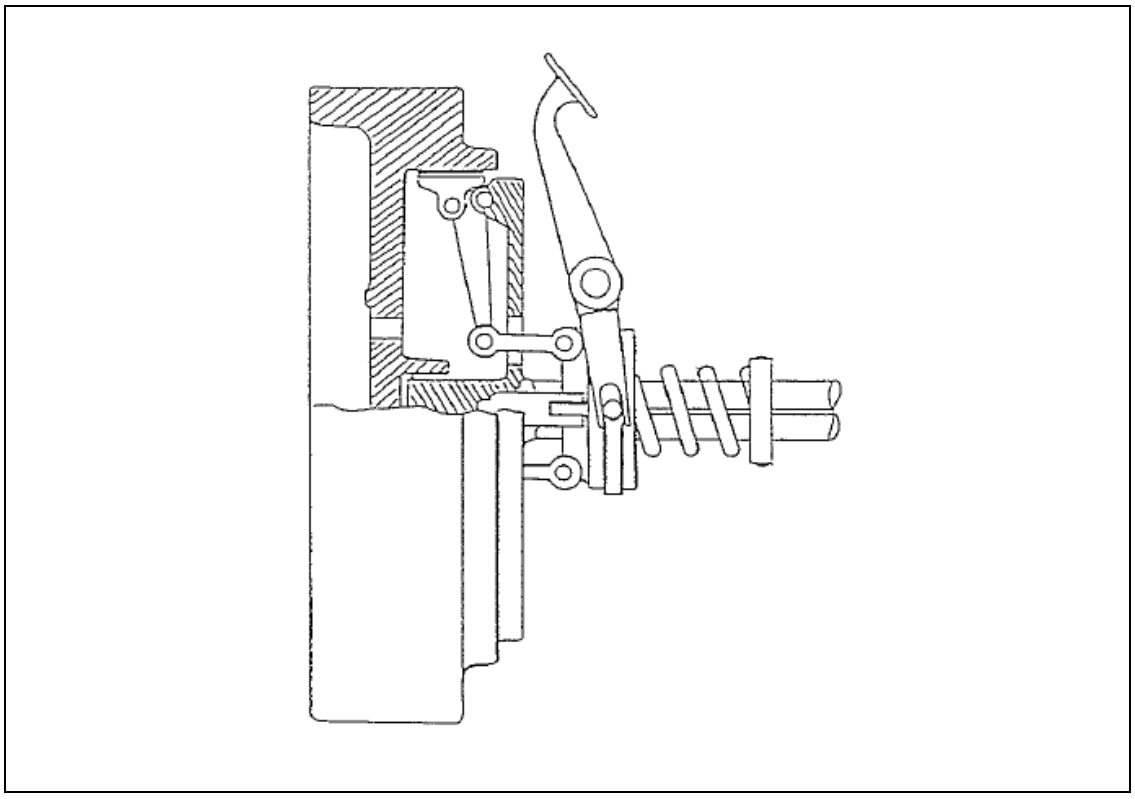


Figura 3.2 – Representação de um sistema de embreagem de sapata e tambor
Fonte: Shaver, 1997, p. 5

Mais tarde, em 1920, apareceram os primeiros desenhos da embreagem de disco único (ainda acionada por uma mola helicoidal axial), sendo estes impulsionados pela necessidade da época de sistemas com maior eficiência, apresentavam desempenho superior, além de não necessitar das complexas carcaças exigidas pelas embreagens de multidisco úmidas, muito utilizadas na época em veículos industriais e de corrida.

Essas embreagens multidisco, apesar de aparecerem em 1925 na aplicação em veículos de passeio, são consideradas as antecessoras das embreagens de disco seco, e apresentam como principal vantagem sua capacidade de prover uma partida muito suave e sem trancos. Em seus projetos iniciais, os discos eram montados aos pares, sendo um de aço e outro de bronze emergindo-os em óleo lubrificante (Figura 3.3).

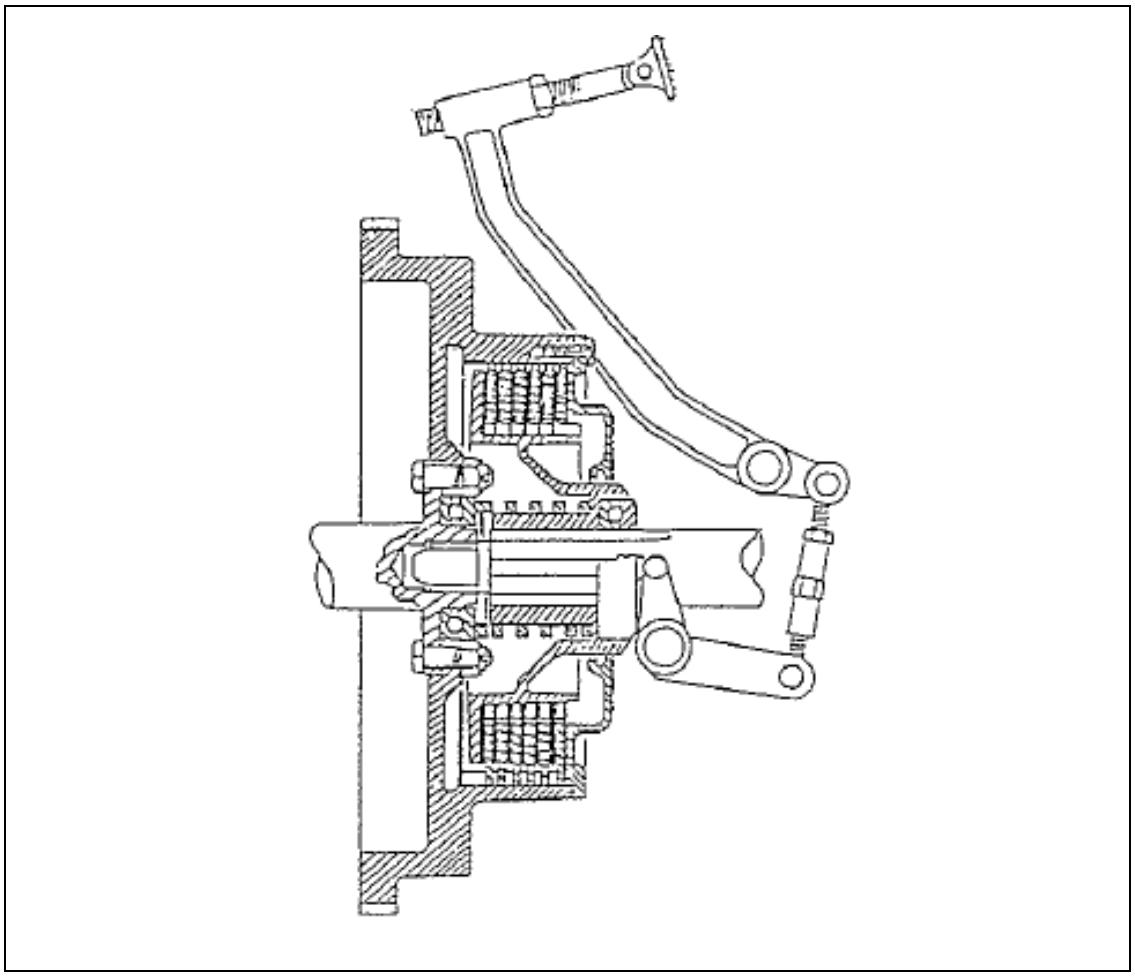


Figura 3.3 – Representação de um sistema de embreagem multidiscos úmida
Fonte: Shaver, 1997, p. 6

Quanto ao arranjo das molas helicoidais, esse evoluiu primeiramente da montagem axial para um arranjo de várias molas instaladas ao longo de uma circunferência ao redor do eixo de rotação, pressionando uma placa de pressão sobre o material de atrito do disco. De acordo com Shaver (1997), essa montagem, que pode ser vista na figura 3.4, se mostrou como a melhor alternativa até um período logo após a Segunda Guerra Mundial devido ao aumento de desempenho nos motores da época.

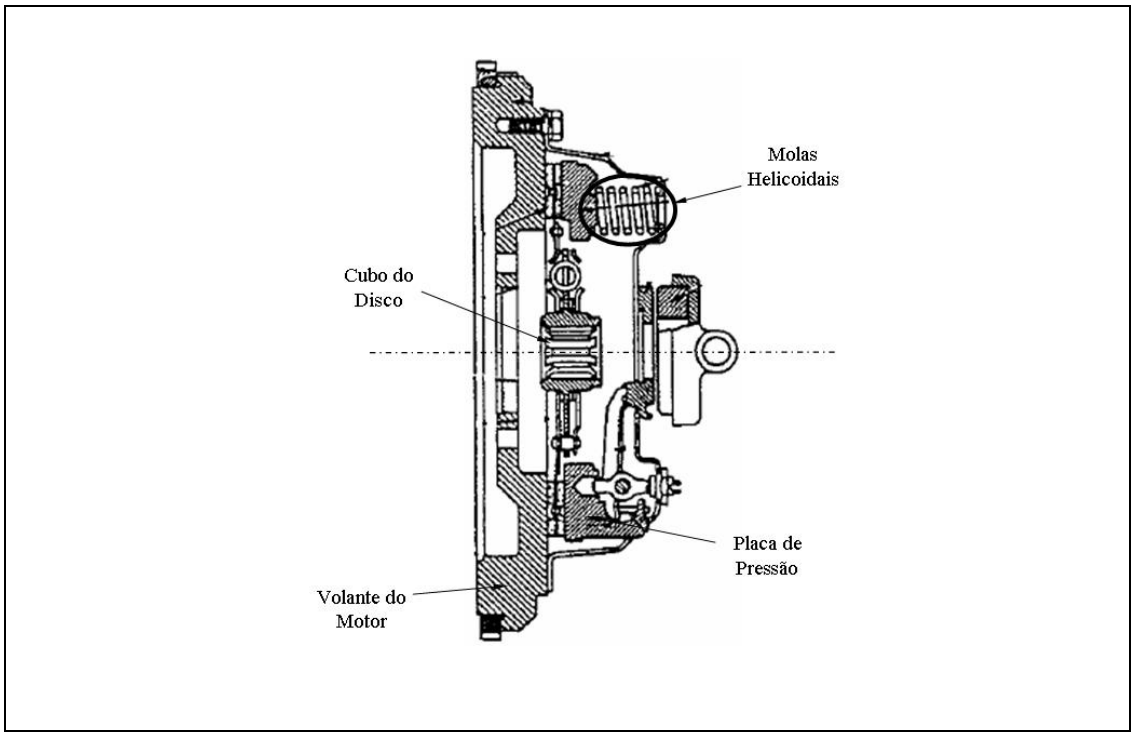


Figura 3.4 – Representação de um platô de molas helicoidais

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 45

Mas em 1960 iniciou-se o uso em larga escala de embreagens montadas com mola membrana ou diafragma. As embreagens de mola membrana substituíram quase que completamente as de molas helicoidais nas aplicações em veículos de passageiros, caminhões leves e tratores.

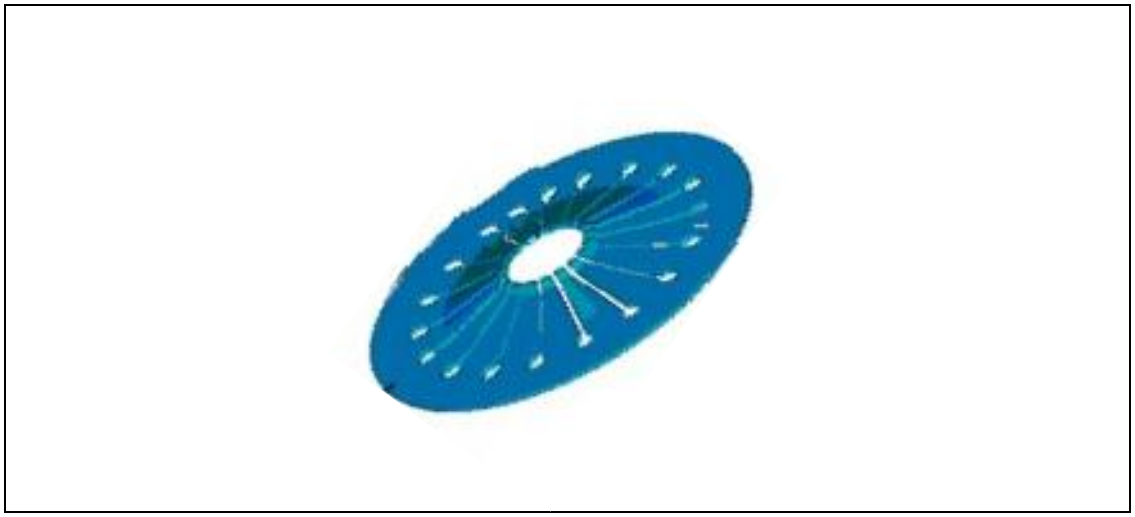


Figura 3.5 – Mola membrana

Fonte: Autor

A mola membrana, também conhecida como mola Belleville ou mola diafragma, é uma variação básica da mola desenvolvida e patenteada por Julien Belleville em 1867 (SHAVER, 1997), tornando-se a principal solução de projeto para os sistemas de embreagem modernos.

Como se pode ver na Figura 3.5, a mola membrana possue “dedos” que se estendem do diâmetro interno (furo central) em direção ao diâmetro externo da mola. Esses dedos é que fazem o papel da alavanca vista nos conceitos anteriores.

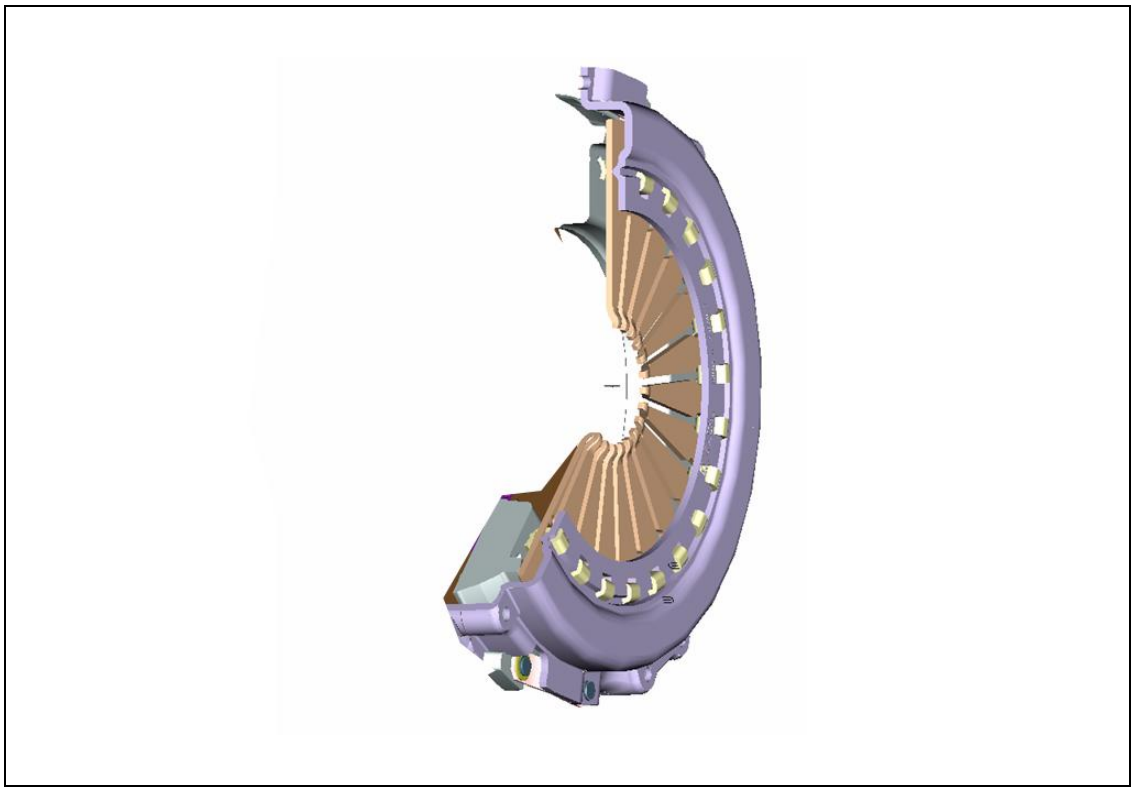


Figura 3.6 – Platô com mola membrana em corte
Fonte: Autor

Essa mudança ocorreu devido a várias razões. As embreagens que utilizam esse conceito são mais simples, possuem uma forma com simetria rotacional e uma baixa altura axial, tornando mais fácil sua montagem nas (cada vez mais) apertadas caixas secas das transmissões modernas. Além disso, Shaver (1997) aponta para vantagens em termos de peso, maior facilidade na sua fabricação, melhor comportamento térmico e sua alta capacidade de transmissão de torque.

Outra característica desse conceito a ser avaliada é o comportamento da carga de placa durante o desgaste do disco de embreagem. A carga de placa gerada por uma

embreagem de mola helicoidal diminui com o desgaste do material de atrito, uma vez que as molas estão se estendendo. Nessa condição, a embreagem com mola membrana ganha carga de placa com o desgaste do disco.

Na figura abaixo, tem-se uma comparação das diferenças do comportamento da carga de placa entre as embreagens de mola helicoidal e membrana:

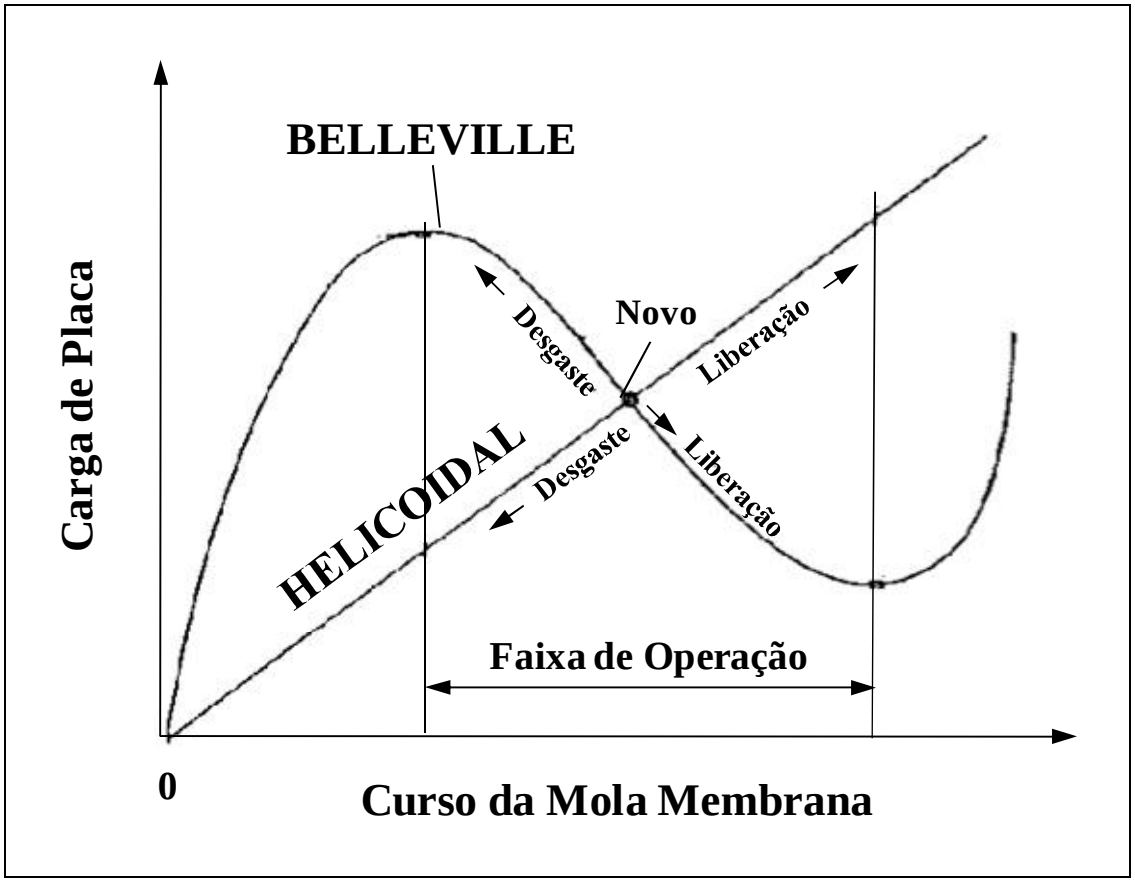


Figura 3.7 – Comportamento da carga de placa – Helicoidal x Membrana

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 13

Como se pode ver na figura acima, a embreagem com mola helicoidal apresenta uma perda na carga de placa com o desgaste, o que ocorre de forma contraria na mola membrana. Entretanto, esse aumento reflete diretamente na carga percebida pelo condutor do veículo, através do sistema de acionamento, no pedal de embreagem, o que requer grande cuidado durante a fase de projeto para se evitar grandes desconfortos durante a vida útil do disco com este tipo de sistema.

3.1.2 Princípios básicos

Como visto no item anterior, sistema de embreagem de disco único a seco é formado basicamente pelo platô, pelo disco e pelo sistema de acionamento, sendo o platô e o disco os componentes responsáveis pela transmissão de torque.

A figura abaixo mostra o rolamento de embreagem, o platô de mola membrana e o disco de embreagem com amortecedor torcional:

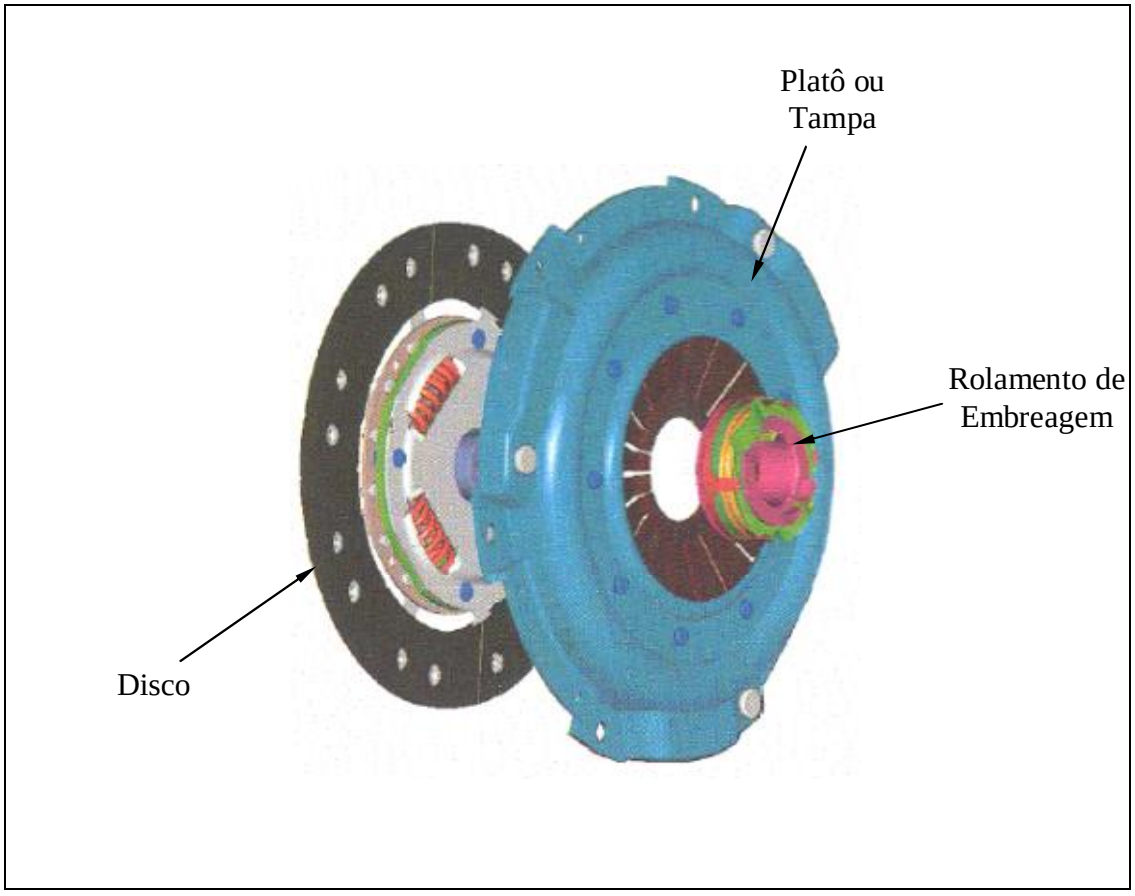


Figura 3.8 – Sistema de embreagem com rolamento, platô e disco

Fonte: Autor “adaptado de” Drexl, 1999, p. 5

De acordo com Drexl (1999), o projeto padrão de uma embreagem moderna para veículos de passageiros é formado por um platô de mola membrana aparafusado ao volante do motor, um disco de embreagem com amortecedor torcional que se move axialmente pelo eixo de entrada da transmissão e um rolamento que atua nos “dedos” do platô na liberação do disco

interrompendo a transferência de torque do motor para a transmissão durante as trocas de marcha. Apesar de o volante ser a contra parte de contato para o disco de embreagem, na maioria das vezes, não é fornecido pelo fabricante de embreagem, a não ser que seja um volante de dupla massa (DREXL, 1999; DUQUE, 2005).

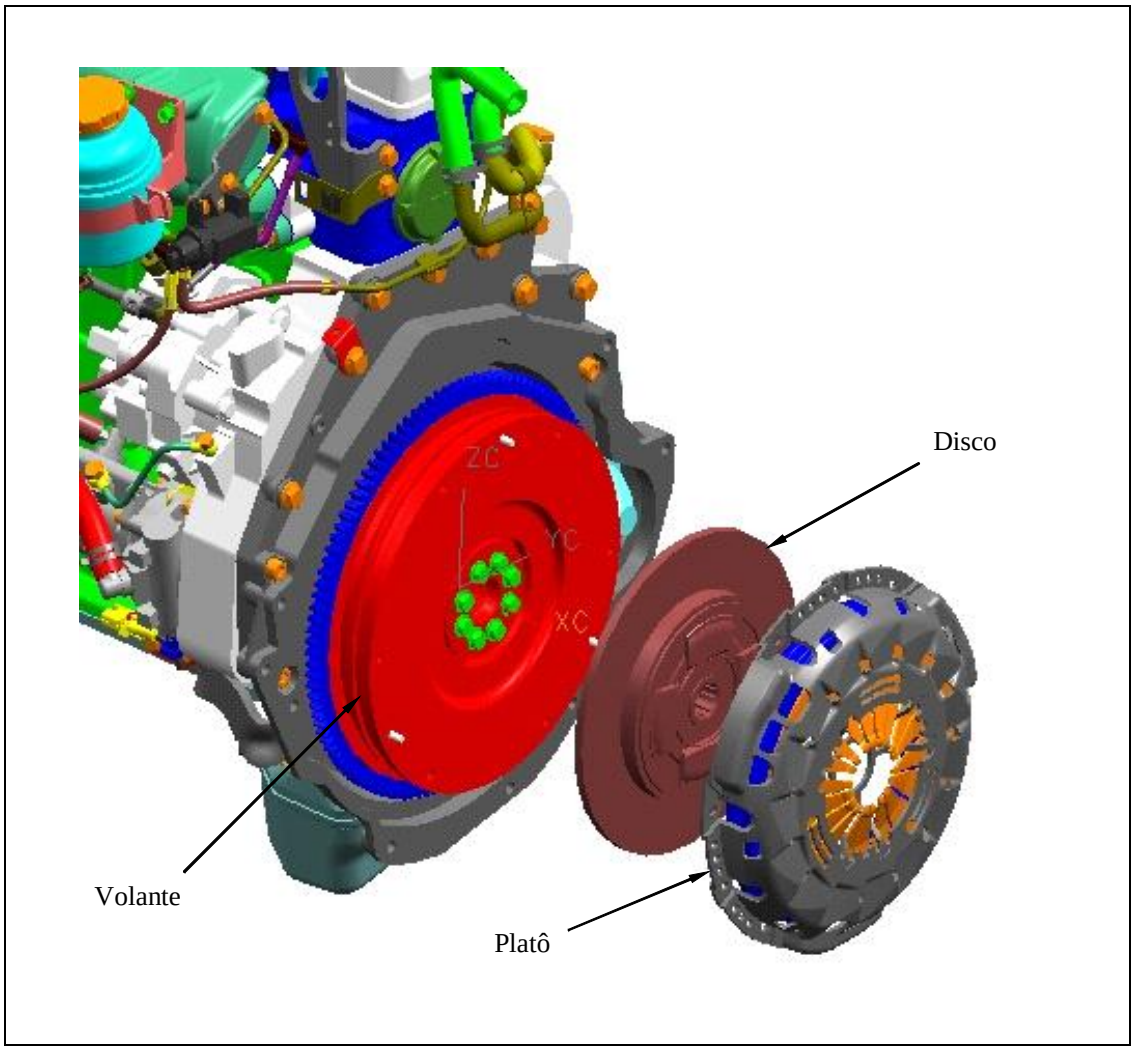


Figura 3.9 – Vista explodida da montagem do platô e disco no motor

Fonte: Autor

Começando pelo platô, na Figura 3.10 se observa a carcaça (ou tampa), a mola membrana, chapas de recuo, o anel de apoio, pinos e a placa de pressão.

As opções de projeto para as embreagens com mola diafragma se apresentam em duas formas: do tipo pull (puxar) ou do tipo push (empurrar). Maucher (1987a) cita que a montagem tipo push seja menos favorável em termos de força de debreagem, mas Shaver (1997) aponta ainda mais outros pontos de vantagem e desvantagem entre as duas.

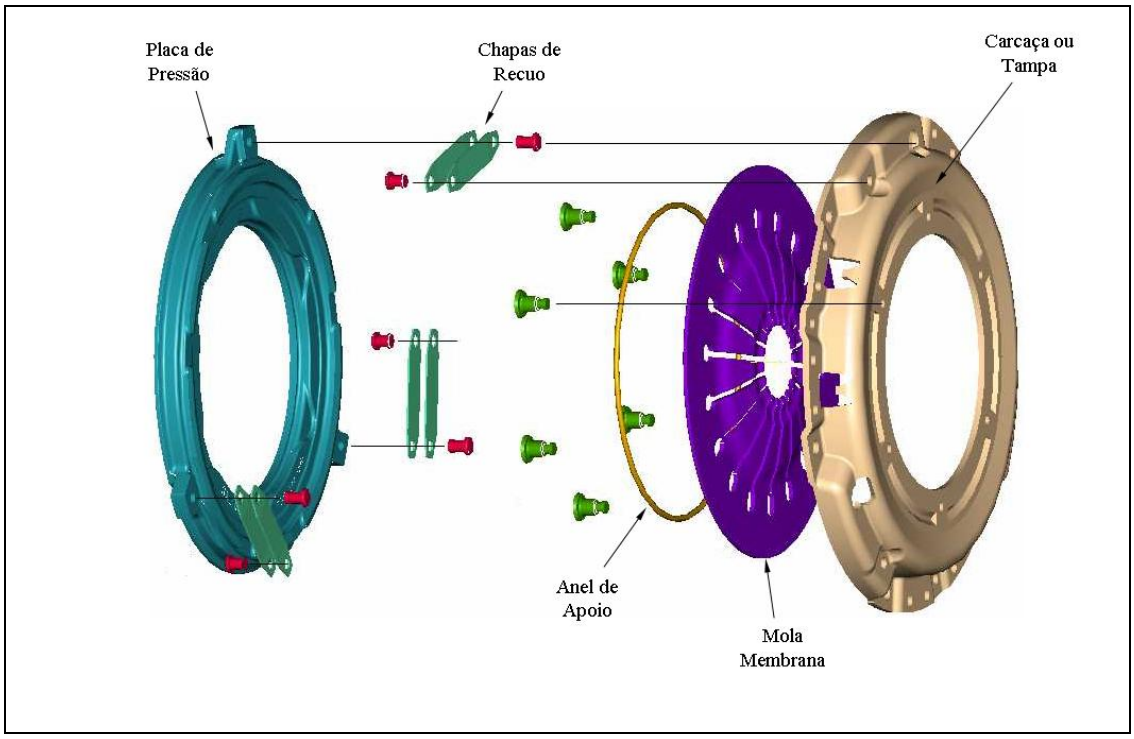


Figura 3.10 – Vista explodida dos componentes do platô tipo push

Fonte: Autor

A montagem tipo push tem a seu favor sua simplicidade no projeto do rolamento e a facilidade na instalação e substituição do conjunto no veículo. Como desvantagem, apresenta uma dimensão de braço de momento $\boldsymbol{L}$ maior quando comparada com a tipo pull, o que leva a maiores deflexões da carcaça diminuindo a eficiência do sistema durante a debreagem, como citado por Maucher (1987a).

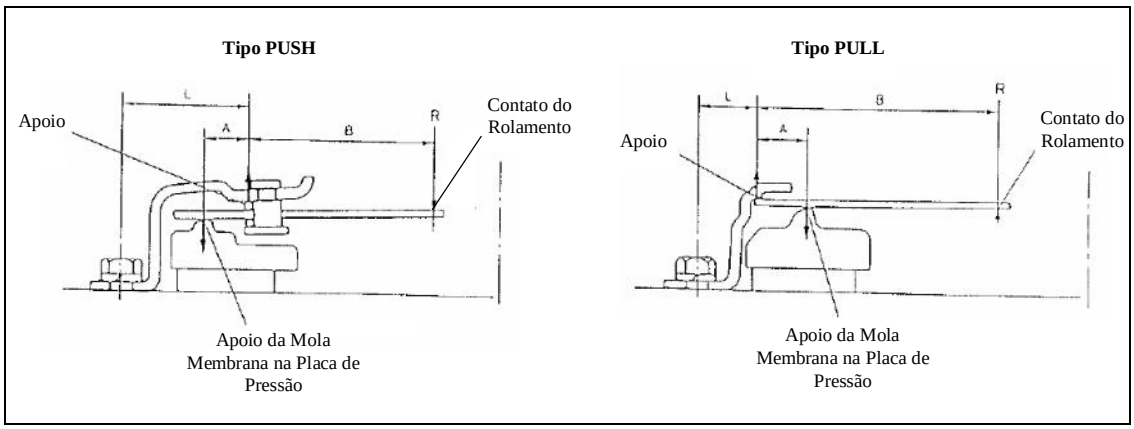


Figura 3.11 – Comparativo entre embreagens tipo pull e push

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 24

A montagem pull apresenta como vantagens uma dimensão ***L*** menor, o que propicia uma deflexão menor na carcaça, além de possibilitar o uso de uma relação de alavanca maior, o que diminui a carga sobre o rolamento e, consequentemente, a carga de debreagem. Mas, contra ela pesa o uso de rolamentos de projeto mais complexo e uma maior dificuldade na instalação ou substituição do conjunto.

Outra variação de projeto do platô é o chamado auto-ajustável ou self-adjusting clutch (SAC). Nesse tipo de projeto o objetivo é diminuir a força de atuação do motorista no pedal devido ao desgaste do material de atrito. Esse sistema difere do platô convencional ajustando a posição da mola membrana com o desgaste do material de atrito, fazendo com que a condição de trabalho da mola permaneça sempre igual mantendo a mesma carga de placa e, consequentemente, o mesmo esforço para o motorista durante toda a vida útil da embreagem. O processo de ajuste ocorre sempre que a força de atuação fica no mesmo nível da força da mola sensora, que é o limite máximo desejado, fazendo com que a mola membrana volta para sua posição inicial de trabalho (KIMMIG, 1998)

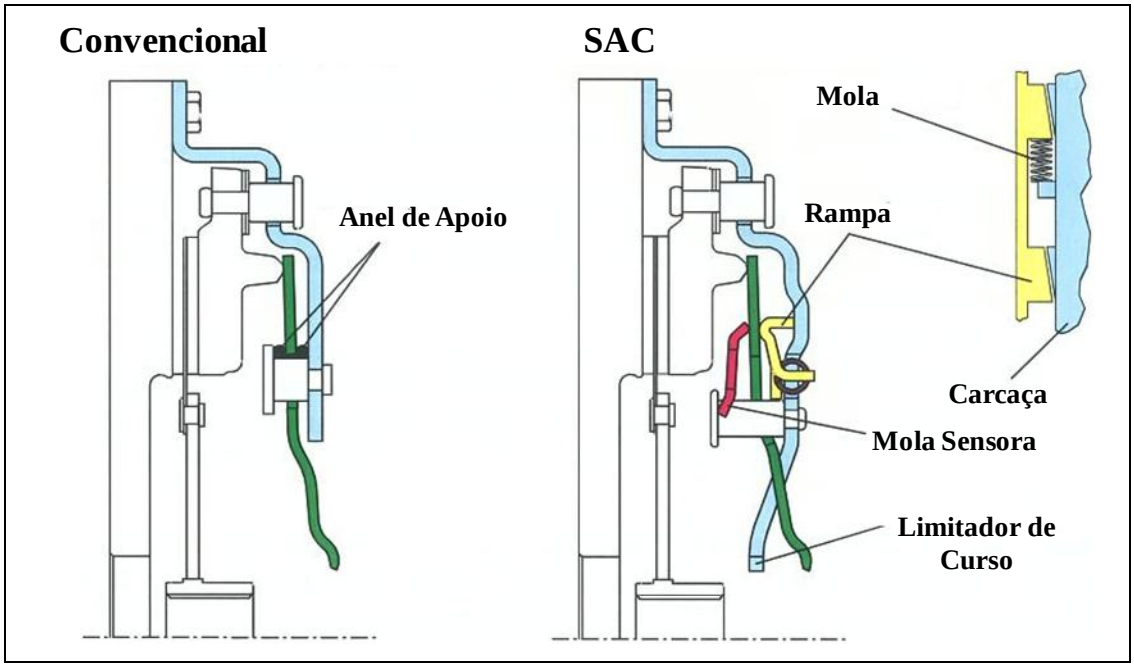


Figura 3.12 – Detalhe de um disco de embreagem

Fonte: Autor “adaptado de” Kimmig, 1998, p. 8

No que se refere ao disco de embreagem a seco moderno, seus componentes são o cubo estriado, as molas de torção e mecanismos de atrito ou histerese, a mola segmento (ou guarnição ou cushion como é conhecida no meio), rebites e os materiais de atrito, veja Figura

3.13. O conjunto de molas de torção e o dispositivo de atrito formam o sistema de amortecimento torcional do disco de embreagem, sendo este amortecedor o responsável por filtrar as irregularidades de rotação oriundas de um motor de combustão interna (DUQUE, 2005).

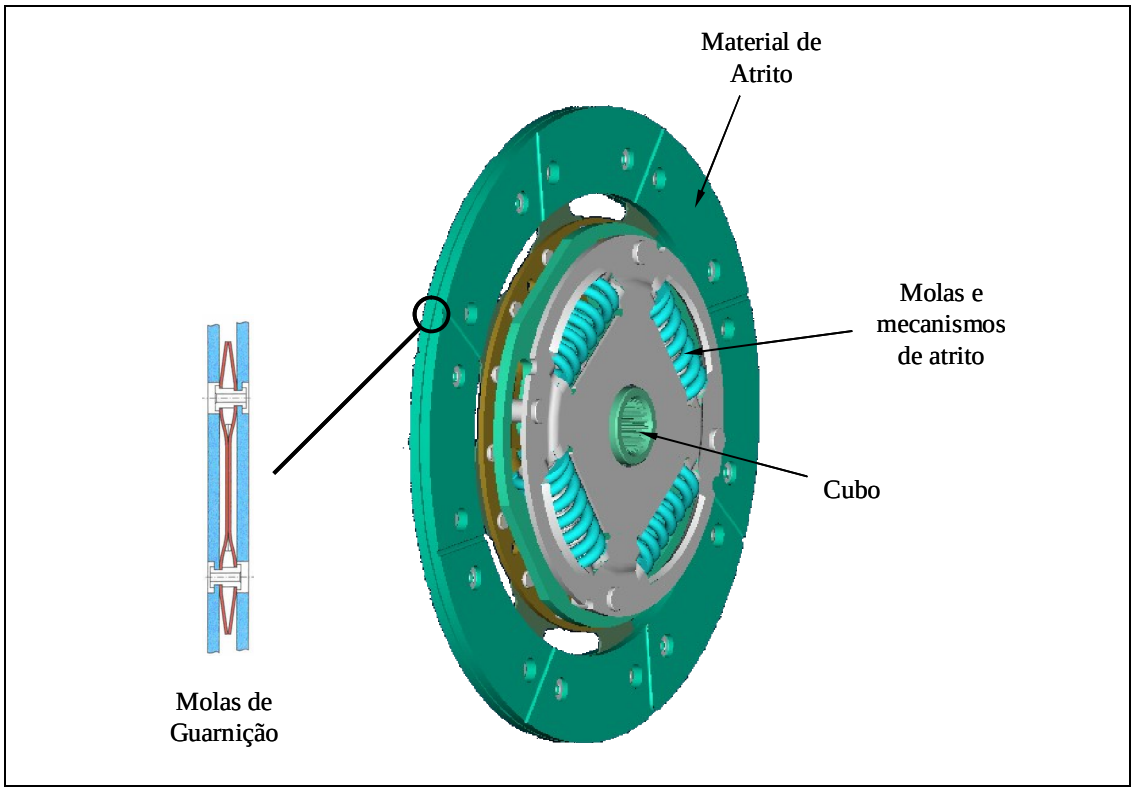


Figura 3.13 – Detalhe de um disco de embreagem

Fonte: Autor

O sistema de acionamento é basicamente composto pelo pedal de embreagem, o sistema de acionamento em si e o rolamento de embreagem, possuindo diferentes características de desempenho e, principalmente, de custo (SHAVER, 1997; DREXL, 1999; RIEDEL et al, 2001). E, considerando apenas transmissões não AMT, pode ser de três tipos: acionamento a cabo, semi-hidráulico ou hidráulico.

Levando em consideração somente o dimensionamento otimizado dos sistemas de acionamento e o conforto na operação do mesmo, Maucher (1987a) aponta os seguintes critérios de projeto a serem considerados durante o dimensionamento do sistema de embreagem:

a) Curva característica da mola segmento;

b) Recuo em função do curso de debreagem;

c) Força de debreagem em função de debreagem;

d) Características do sistema de acionamento como elasticidades, perdas e relações de transmissão;

e) Força em função do curso do pedal;

f) Coeficiente de atrito do material do revestimento;

g) Comportamento do motor.

Como se pode observar acima, vários parâmetros devem ser considerados durante o projeto do sistema de acionamento, entre eles as perdas por atrito e elasticidades indesejadas em diversos pontos do sistema de acionamento, além do comportamento termo-elástico do coeficiente de atrito do disco. Conhecer adequadamente o comportamento do motor também é um ponto importante nessa fase, uma vez que ele é quem dita a forma como o torque é gerado e, consequentemente, a forma como a modulação do pedal deve ser projetada.

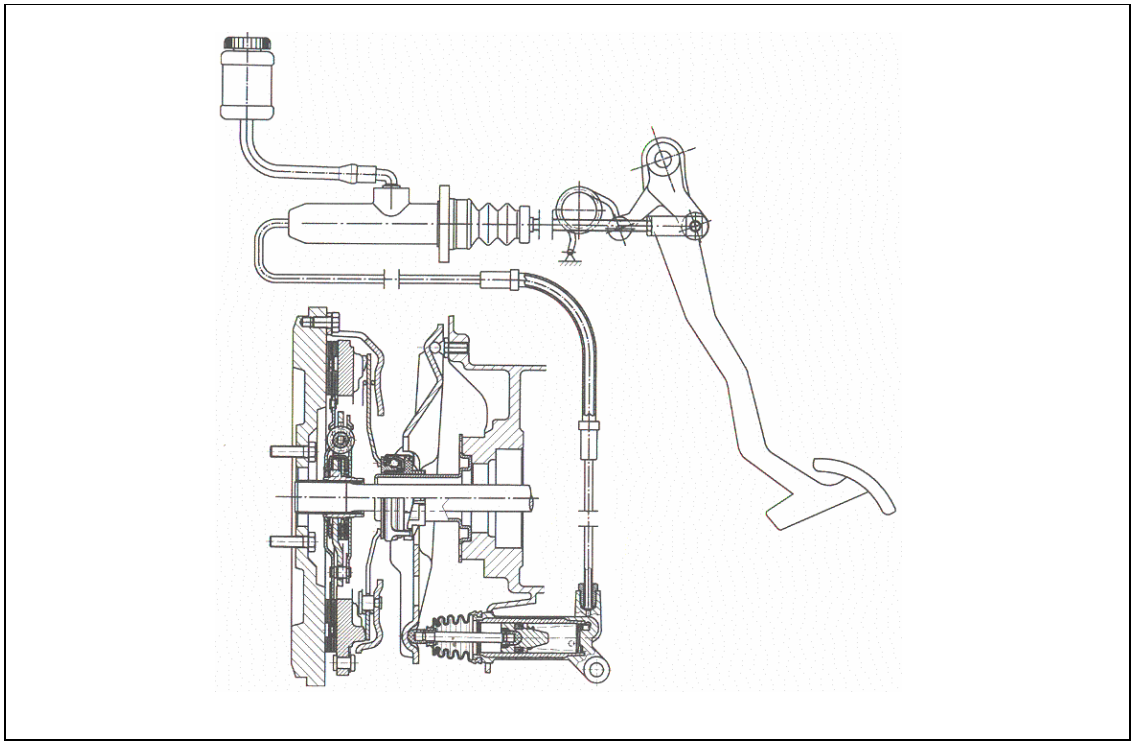


Figura 3.14 – Sistema de atuação semi-hidráulica para um carro de passageiro

Fonte: Drexl, 1999, p. 58

Com relação a vida útil da embreagem, Maucher (1987a) cita que a principal carga sobre a embreagem ocorre durante a partida de um veículo, onde o dispositivo básico de transferência de torque na embreagem é o atrito. Baseando-se nas propriedades de atrito entre seus componentes, o sistema de embreagem proporciona a transmissão de torque do motor para a transmissão.

Para não gerar superaquecimento ou desgaste elevado do material de atrito, devido à diferença da velocidade angular do motor e transmissão (Figura 2.1), valores de energia gerada na partida devem ficar entre limites determinados pelos componentes da embreagem. Para referência de projeto, Maucher (1987a) utiliza como limites 22 até 40 J/cm^2 para partidas no plano dependendo da capacidade cúbica do motor usado, e no máximo 300 J/cm^2 para partidas em rampas até 26%, ou seja, rampas em que a tangente do ângulo do declive seja igual a 0,26. As embreagens de motores com capacidades menores sofrem mais durante a partida uma vez que necessitam de rotações mais altas para tirar o veículo do repouso, além de que motores menores exigem maior número de troca de marchas durante um percurso quando comparados com veículos equipados com motores mais potentes.

Segundo Shaver (1997), montado diretamente ao virabrequim do motor, o volante transmite parte do torque do motor para o disco de embreagem, enquanto o restante do torque é transmitido através da estrutura do platô até o disco. O disco transmite, então, o torque total para a transmissão, que está conectada à mesma por meio do estriado do seu eixo de entrada. Para interromper esse fluxo de torque para a transmissão, tem-se a liberação da placa de pressão do platô através do retorno do pedal de embreagem, retirando assim a carga sobre o material de atrito do disco.

Outro ponto de grande importância levantada por Maucher (1987a) é a capacidade de transmissão de torque da embreagem: “o torque do motor deve ser transmitido com segurança, mesmo sob condições extremas”. Dessa forma, para o cálculo da máxima capacidade de torque da embreagem $\boldsymbol{T_c^{máx}}$, o raio médio da superfície de atrito, a força na placa de pressão e o coeficiente de atrito das faces do material de atrito são levados em consideração.

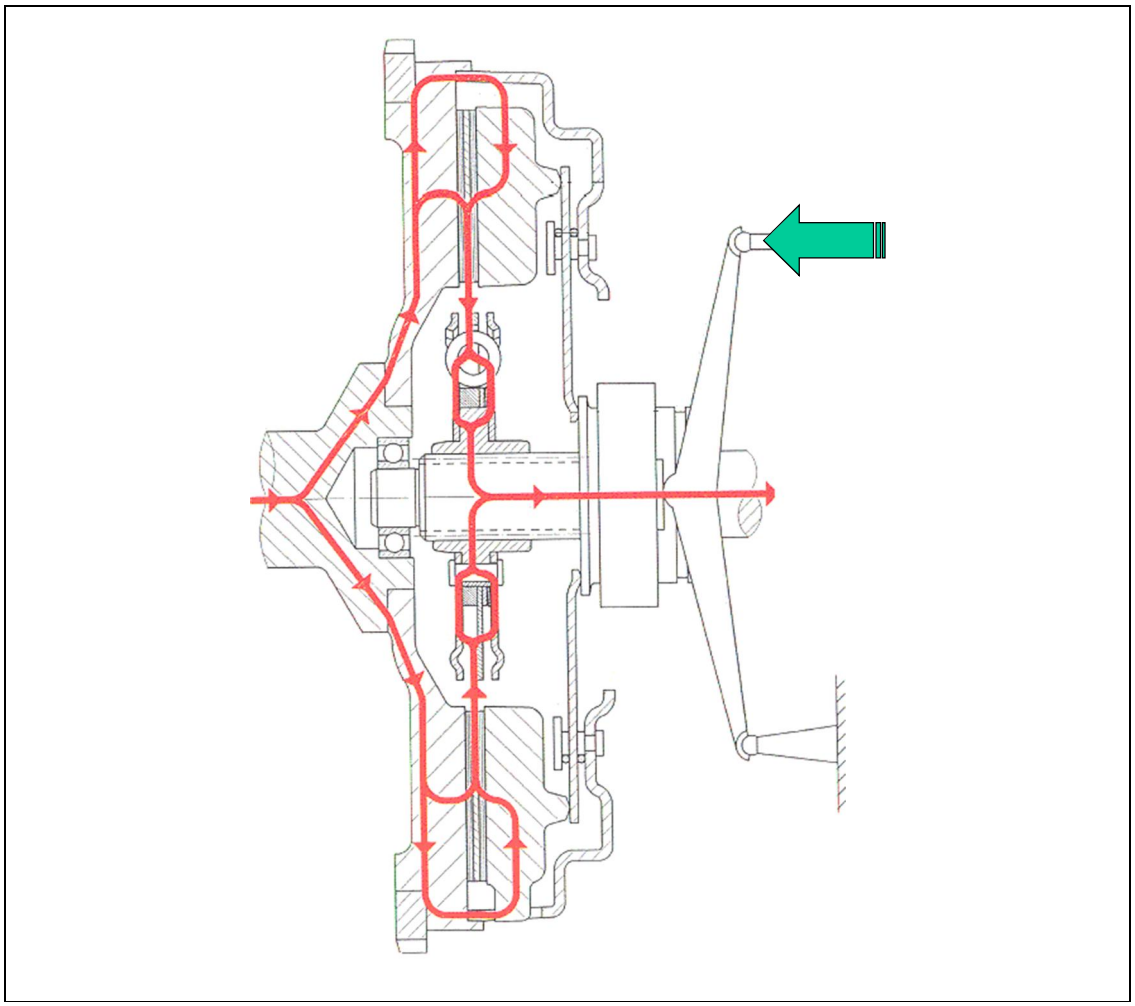


Figura 3.15 – Fluxo de força através do conjunto de platô e disco

Fonte: Autor “adaptado de” Drexl, 1999, p. 7

Basicamente, o atrito é uma força dissipativa que age contra a direção do movimento e é expressa na forma geral da equação abaixo:

$$F_{at} = \mu.N \qquad (1)$$

No caso do sistema de embreagem, a força normal N é representada pela carga de placa P_L gerada pela curva da mola membrana, μ é o coeficiente de atrito do revestimento e a força de atrito F_{at} está relacionada ao torque T_c possível de se transmitir pela embreagem. A figura 3.16 será utilizada para a demonstração do cálculo da carga de placa P_L de uma dada embreagem submetida a um torque T_c :

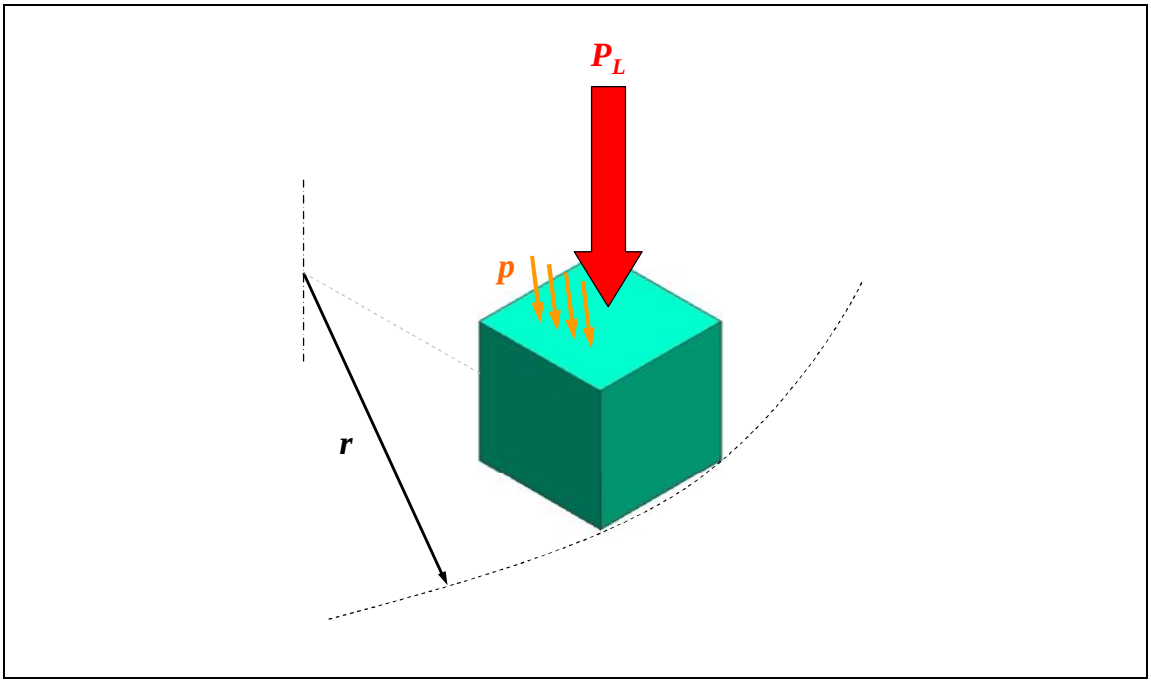


Figura 3.16 – Representação de um elemento transmitindo torque

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 57

Para calcular o torque necessário para rotacionar o elemento da figura acima, deve-se assumir que a força normal P_L está uniformemente distribuida na superfície de contato, resultando na pressão de contato p (SHAVER, 1997):

$$p = \frac{P_L}{A} = \frac{P_L}{\pi.(R_o^2 - R_i^2)}$$

Com isso, pode-se calcular o torque infinitesimal dT_c no elemento por:

$$dT_c = r.dF = \mu.r.p.dA = \mu.r.p.r.d\theta.dr = \mu.\frac{P_L}{\pi.(R_o^2 - R_i^2)}.r^2.dr.d\theta$$

Esse torque dT_c é a capacidade de torque de um elemento localizado a uma distância r do centro de giro. Assim, basta integrar outros pequenos elementos que

correspondem ao disco total. Shaver (1997) mostra que a soma de todos os elementos propiciará a capacidade de torque total do disco, o que resulta em:

$$T_c = \int dT_c = \mu.P_L.\frac{1}{\pi.(R_o^2 - R_i^2)}\int_0^{2\pi}\int_{R_i}^{R_o} r^2.dr.d\theta$$

$$T_c = \mu.P_L.\frac{2\pi}{\pi.(R_o^2 - R_i^2)}.\frac{(R_o^3 - R_i^3)}{3}$$

$$\therefore T_c = \frac{2}{3}\mu.P_L.\frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \quad (2)$$

Considerando que a embreagem pode ter várias faces de atrito, então a Eq.(2) acima deve ter incluido o número de faces de contato N_f. Assim, tem-se:

$$T_c = \frac{2}{3}\mu.P_L.N_f.\frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \quad (3)$$

Alguns autores, como Shaver (1997) e Drexl (1999), por exemplo, indicam a possibilidade de simplificar a relação entre os raios interno R_i e externo R_o do disco de embreagem, apresentando o raio médio R_M:

$$R_M = \frac{R_o + R_i}{2}$$

O que deixa a Eq.(3) como:

$$T_c = \frac{2}{3}\mu.P_L.N_f.R_M \quad (4)$$

Apesar de que a base deste modelo seja razoável, Shaver (1997) lembra que tanto μ, quanto P_L e R_M são altamente dependentes da temperatura e da forma de uso do veículo. Desta forma, o cálculo de T_c através da Eq.(4) deve ser utilizada somente de uma forma cautelosa, sendo sempre acompanhada de um fator de segurança. Por exemplo, pode-se considerar que a capacidade máxima da embreagem deve ser superior ao torque máximo do motor $T_e^{máx}$ multiplicado por um fator de segurança S_F:

$$T_c^{máx} = S_F . T_e^{máx} \tag{5}$$

Logo, considerando μ, P_L e R_M como parâmetros básicos que sofrem influência de temperatura, $T_c^{máx}$ será superior à $T_e^{máx}$ e terá uma margem de segurança sobre o mesmo de forma a considerar a influência de fatores físicos intrínsecos ao ambiente do sistema (e.g. variação da temperatura de trabalho). Drexl (1999) aponta para valores de S_F entre 1,2 e 1,4, o que já seriam suficientes para garantir a transmissão de torque pela embreagem mesmo em casos de cargas térmicas extremas, pré-cargas de rolamento, etc.

3.1.3 Curvas características

3.1.3.1. Platô de embreagem

De acordo com Maucher (1987b), o elemento elástico mais importante em termos funcionais para a embreagem é a mola membrana, uma vez que esta é que gera a força sobre os outros componentes de interface: placa de pressão, disco e o volante.

Na Figura 3.14 se vê esquematicamente a curva característica de uma mola membrana com alguns pontos importantes a serem definidos, como por exemplo, o ponto de funcionamento com o revestimento do disco novo e com desgaste.

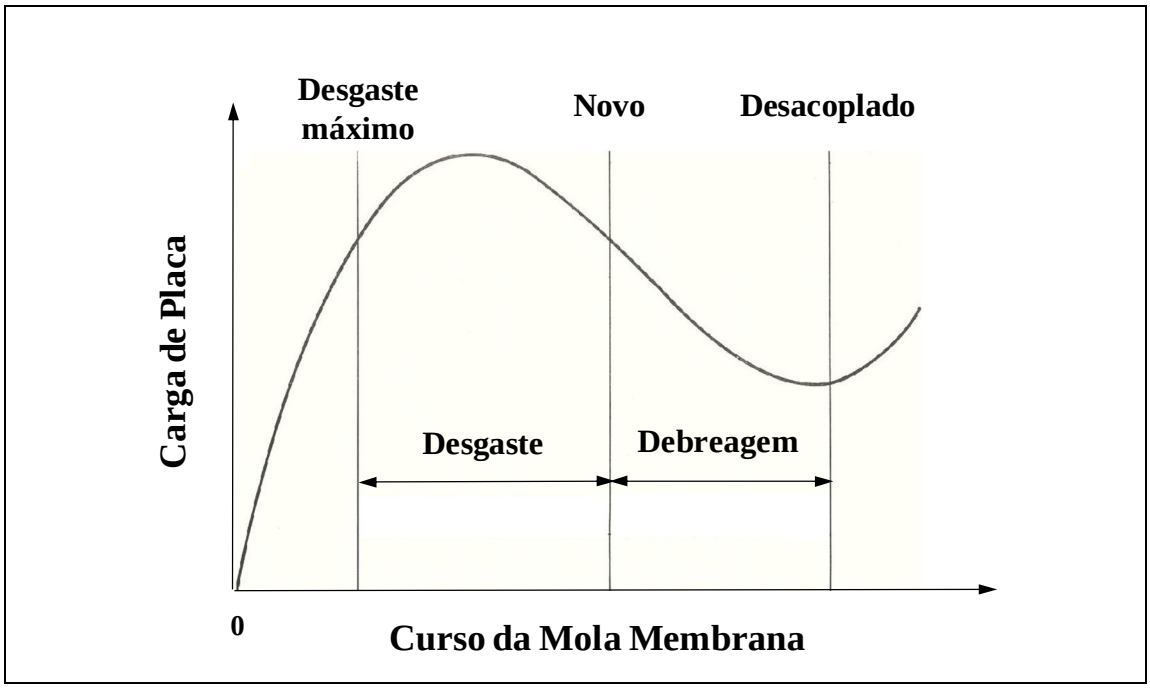


Figura 3.17 – Curva caracterísa típica de um platô com mola membrana

Fonte: Autor “adaptado de” Maucher, 1987b

Sem considerar a parcela de atrito presente no platô, entre o ponto de máxima e a de mímina cargas fica o ponto de operação para a condição de revestimento novo, ou seja, ainda não sofreu nenhum desgaste. Esse ponto se desloca com o passar do tempo para a esquerda com o aumento do desgaste do revestimento.

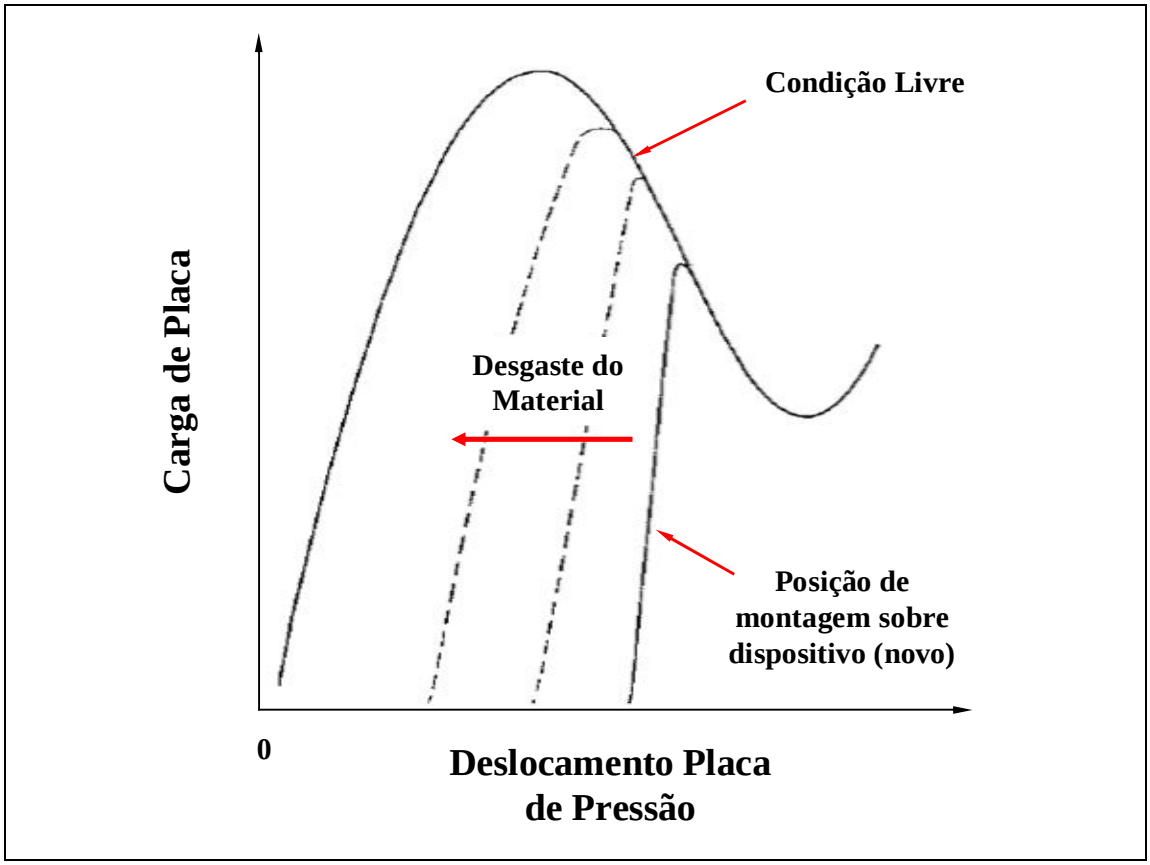


Figura 3.18 – Curva da carga de placa sobre dispositivo de controle (novo) e curvas de desgaste

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 30

Na figura acima, observa-se a curva com a mola membrana livre e na condição de medição sobre o dispositivo de controle. Para desembrear, a mola membrana é acionada para o sentido de aumento de curso da mola membrana (direita). Nota-se que com o desgaste do disco há um aumento natural da carga de debreagem devido à curva característica da mola membrana.

A carga “vista” pelo rolamento, que está em contato contínuo com as pontas dos dedos da mola membrana, é função da relação do platô e sua rigidez. A Figura 3.19 mostra a curva característica da carga de rolamento com o aumento do seu curso.

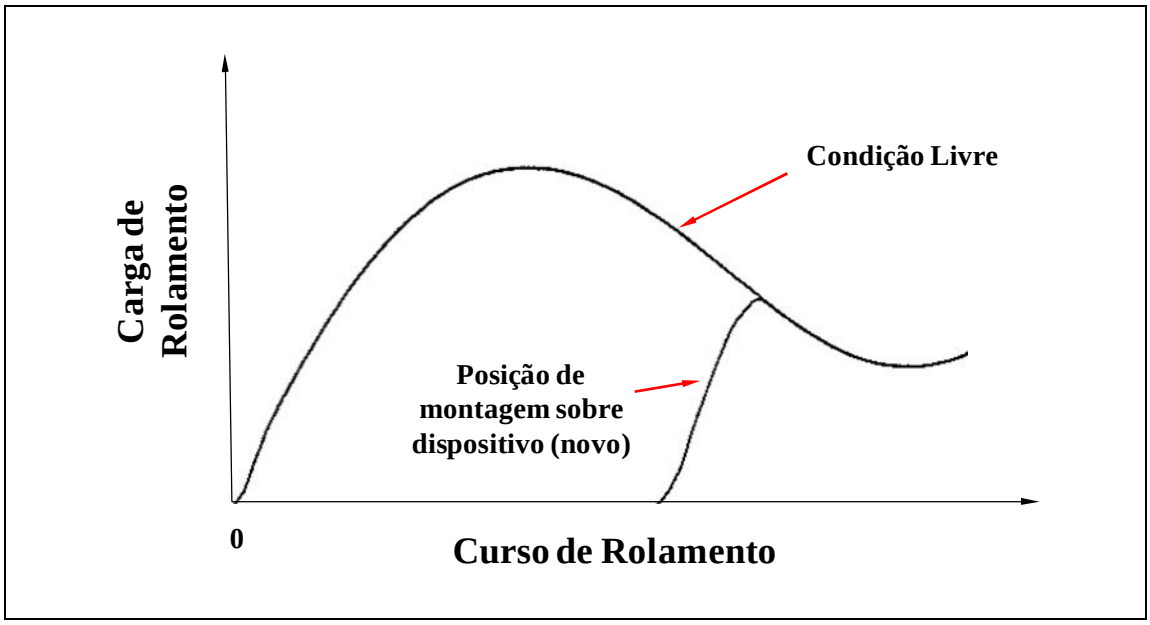


Figura 3.19 – Curva da carga no rolamento – livre e sobre dispositivo de controle

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 30

E, a curva considerando o desgaste do material, muito similar à curva de carga de placa:

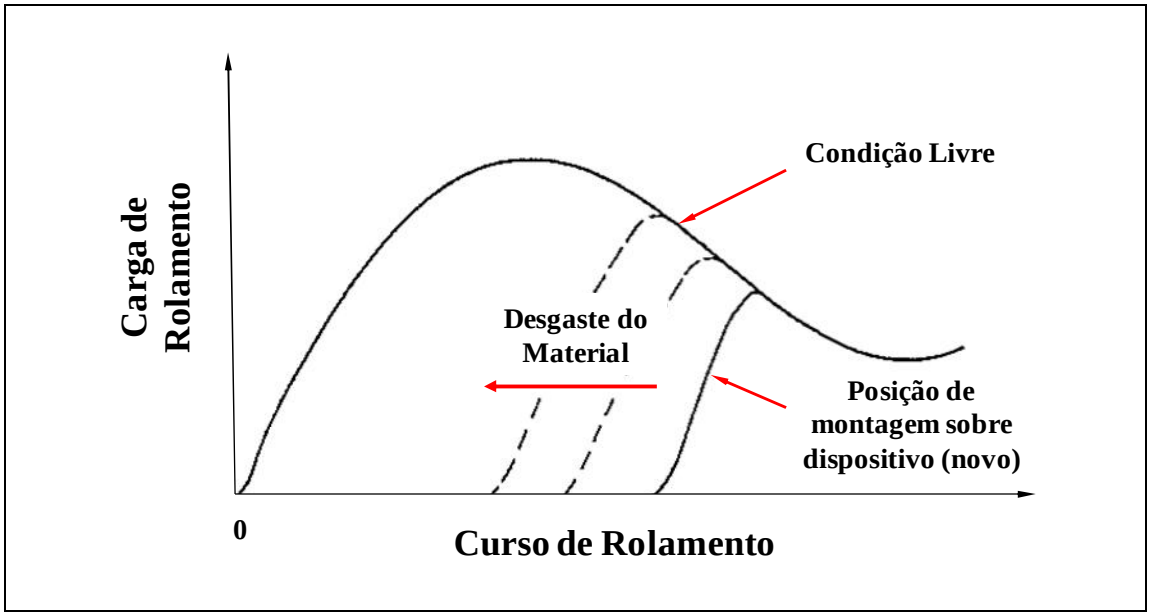


Figura 3.20 – Curva da carga no rolamento considerando desgaste no material de atrito

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 31

A relação entre o curso do rolamento e o curso da placa de pressão do platô, em teoria, é representada por uma relação direta entre essas duas grandezas.

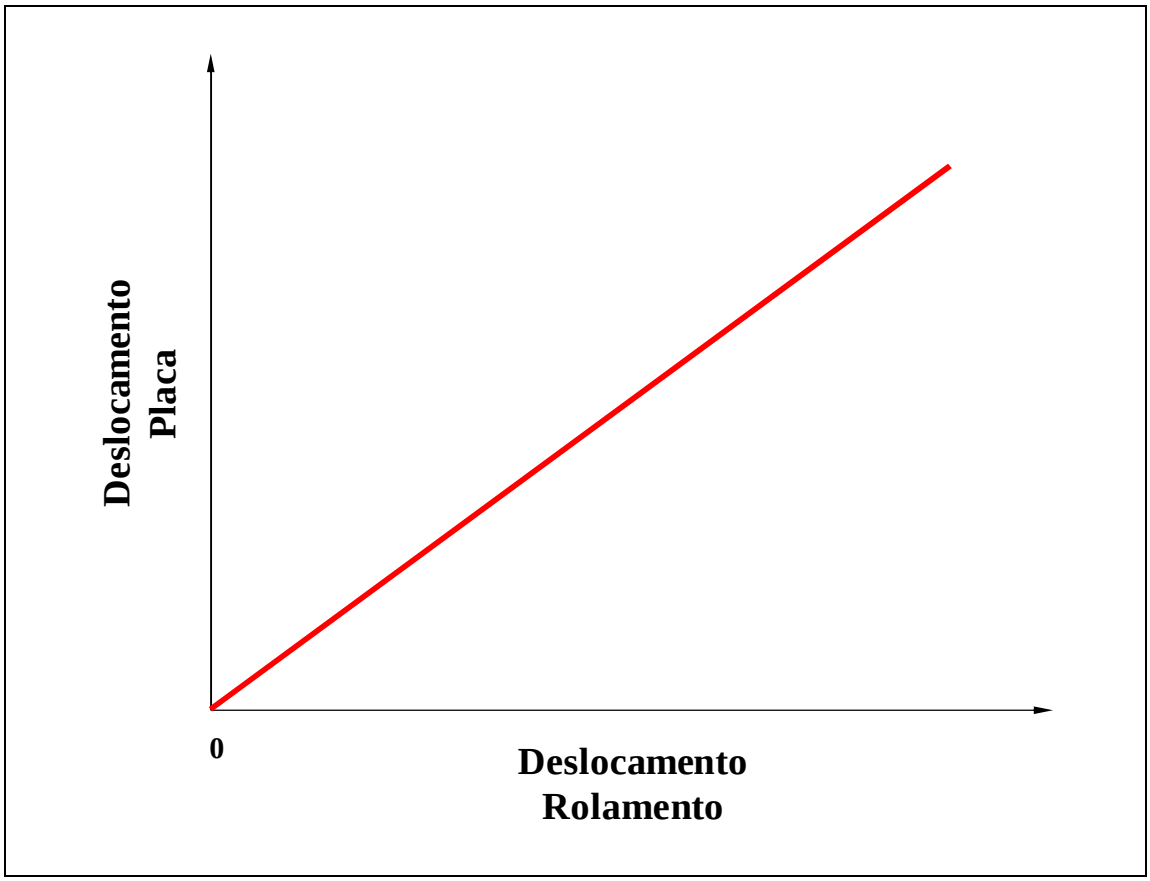


Figura 3.21 – Curva teórica da relação do curso de rolamento versus placa de pressão

Fonte: Autor

Mas, na realidade, devido à flexibilidade dos componentes do platô, principalmente nos dedos da mola membrana e seus pontos de apoio na carcaça do platô, um atraso pode ser observado no deslocamento da placa no trecho inicial do deslocamento do rolamento.

De acordo com Shaver (1997), assim que a placa começa a se mover a curva deveria ser aproximadamente a relação do platô, podendo ou não ser uma reta dependendo da contínua deformação da carcaça e da mola membrana.

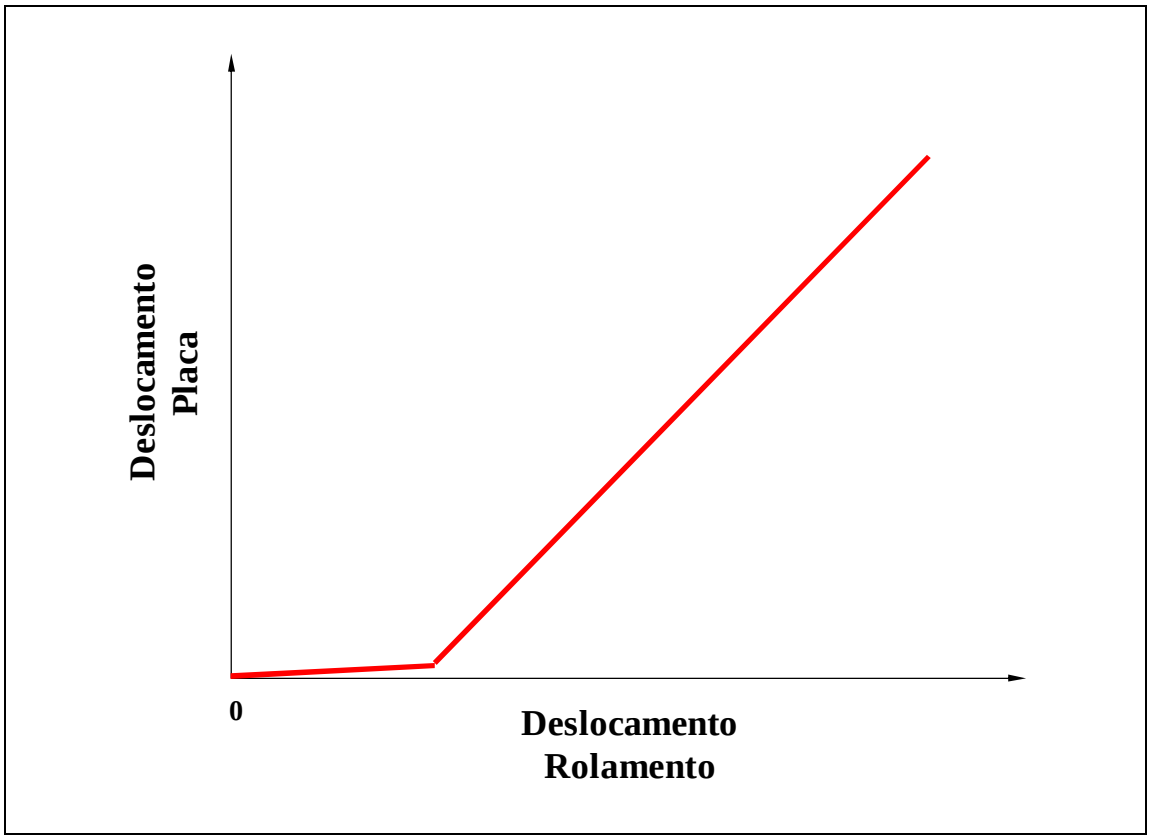


Figura 3.22 – Curva real da relação do curso de rolamento versus placa de pressão

Fonte: Autor

Também é necessário para a correta definição do curso de rolamento fazer todo o empacotamento dentro da carcaça de transmissão, para se garantir o total desacoplamento para o conjunto novo e o completo acoplamento quando o sistema na condição de desgaste máximo. Outras checagens quanto a possíveis interferências devem ser feitas para se evitar problemas nessas condições.

Na figura seguinte, que mostra um conjunto de embreagem montado em uma transmissão manual, na condição de máximo desgaste pode ocorrer uma limitação devido ao contato do rolamento com a carcaça da transmissão (Figura 3.23a) ou dos dedos contra a carcaça do platô e nas molas do amortecedor do disco (Figura 3.23b).

Isso porque, com o desgaste das faces de atrito, os dedos da mola membrana se movem em direção à carcaça da transmissão por causa da alavanca criada entre esta e a carcaça do platô, e, se não for deixado um curso extra nesse sentido para cobrir essa situação, pode ocorrer um bloqueio na condição de acoplamento total, gerando uma pré-carga não especificada sobre o disco, o que diminiu sua capacidade de transmissão de torque antes do sistema chegar no ponto de desgaste máximo projetado (Figura 3.23).

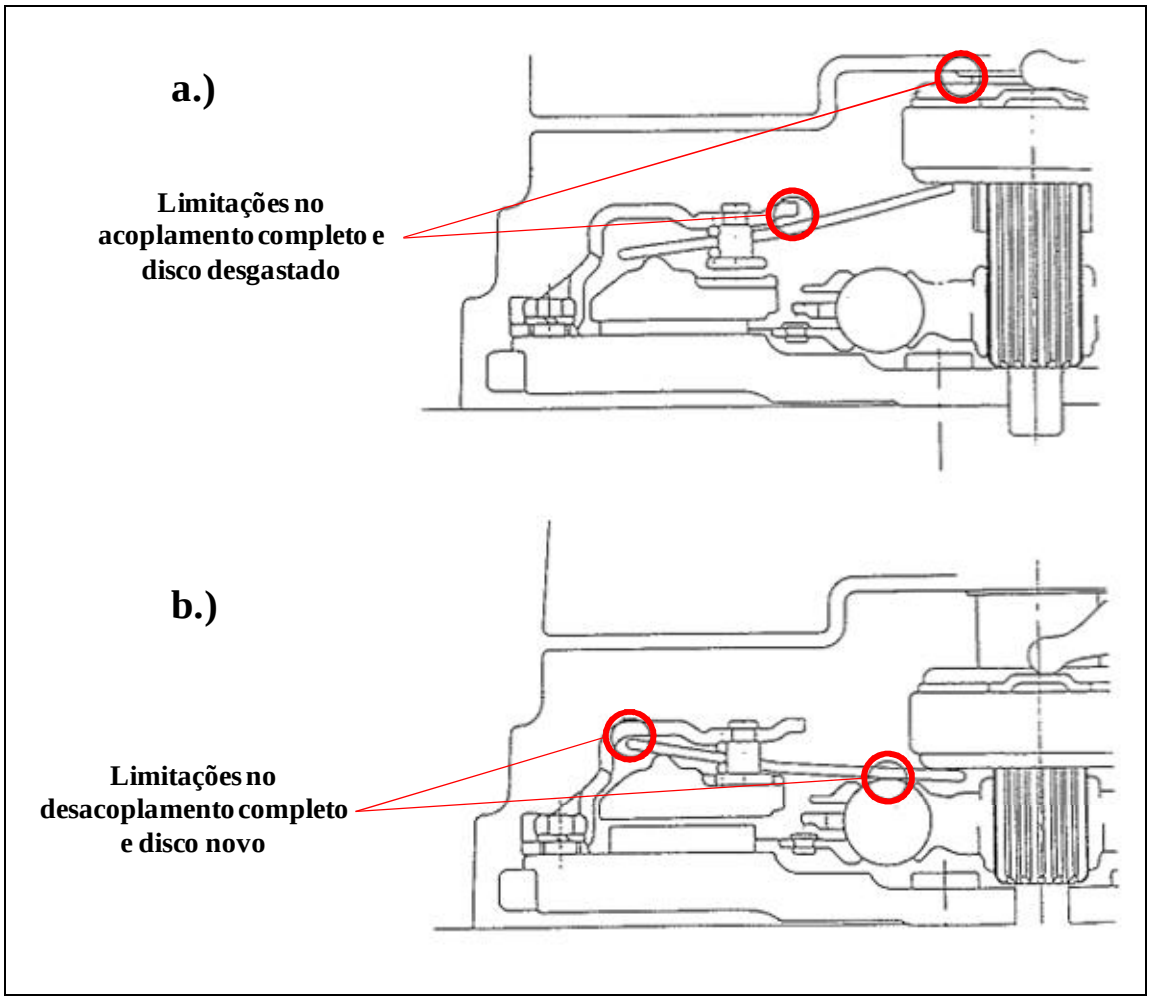


Figura 3.23 – Limitações de curso do rolamento de embreagem

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 26

Em referência à condição mostrada na parte inferior da Figura 3.23, Maucher (1987a) cita que quando não se utilizavam molas segmento nos discos de embreagem, os valores de recuo da placa de pressão podiam ser menores, mas em contrapartida ocorria uma significativa perda de conforto no acoplamento. Com a introdução das molas segmento, e consequente aumento de conforto, começou a necessidade de se desenhar platôs com valores de recuo maiores para se garantir o desacoplamento total do disco.

Essa condição pode levar às interferências vistas na parte inferior da mesma figura, onde é apresentada uma condição de curso excessivamente grande para a liberação do disco, o que pode levar a interferências entre os dedos da mola membrana e os componentes do disco e/ou com a carcaça do platô. Essa condição, também conhecida como sobrecurso (ou overstroking), pode levar a tensões excessivas sobre a mola membrana, ruídos e até acoplamentos indesejados devido à reação que ocorre no contato dos dedos da mola

membrana com o amortecedor torcional do disco ainda em movimento de giro durante uma troca de marcha.

3.1.3.2. Disco de embreagem

O disco de embreagem tem como função primária a transmissão de torque do motor para a transmissão (OLIVEIRA, 1963), mas, tão importante quanto, tem também como função a isolação das vibrações torcionais geradas pelo motor. Sem a devida atenuação, essas vibrações causam ruídos indesejáveis para o motorista (DUQUE, 2005), afetando diretamente o conforto do mesmo.

O componente responsável por esse trabalho é o amortecedor torcional montado no disco, sendo formado por um conjunto de molas e um dispositivo de atrito conhecido como histerese, e, segundo Duque (2005), atua tanto nas condições de aceleração e desaceleração do veículo quanto em condições de marcha lenta.

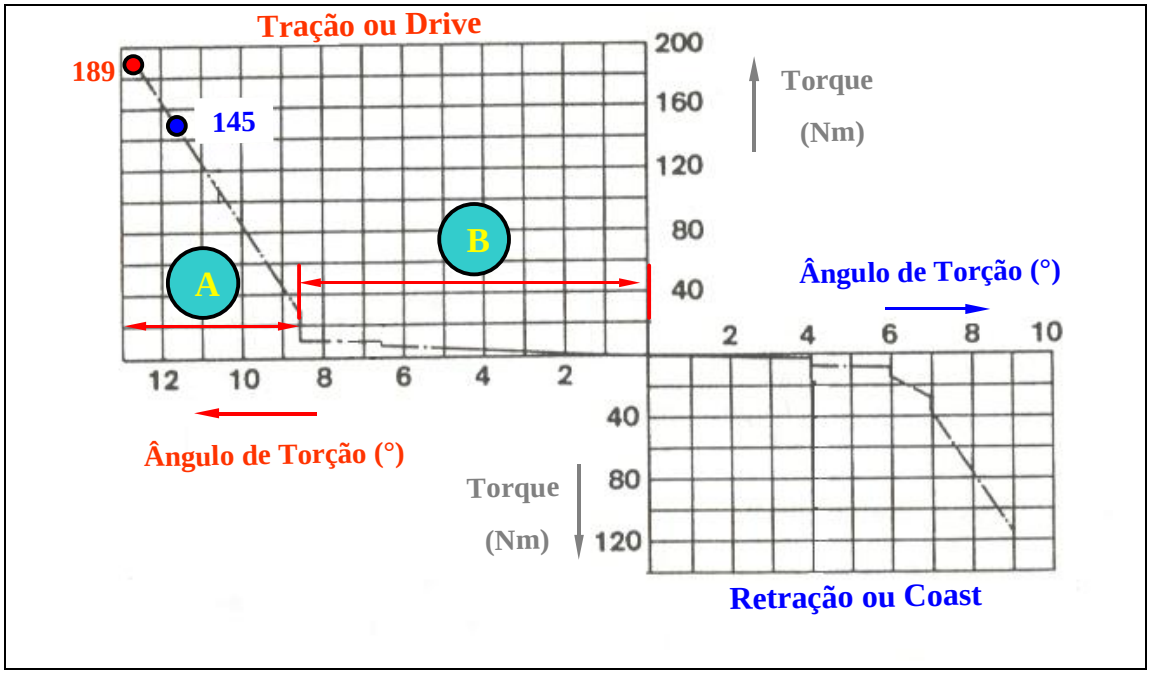


Figura 3.24 – Curva característica da rigidez do disco de embreagem

Fonte: Autor “adaptado de” Duque, 2005, p. 37

As “rampas” da Figura 3.24 representam a rigidez das molas de pré-amortecimento e do amortecimento principal. No trecho A tem-se a curva de rigidez do amortecedor principal, enquanto que no trecho B a do pré-amortecimento. Também estão representados nesta figura os valores de torque máximo gerado pelo motor (145 Nm) e o máximo limite de torque de um disco de embreagem (189 Nm) para ele dimensionado.

Conforme já apresentado anteriormente, o disco possui montado entre as faces do material de atrito a mola segmento ou de guarnição. Essa mola, que atua entre a placa de pressão do platô e o volante do motor, tem como função suavizar a transmissão de torque durante a fase de modulação, sendo ela o componente responsável por ditar quanto de força normal é exercida sobre os revestimentos e, consequentemente, o quanto de torque é transmitido para a transmissão.

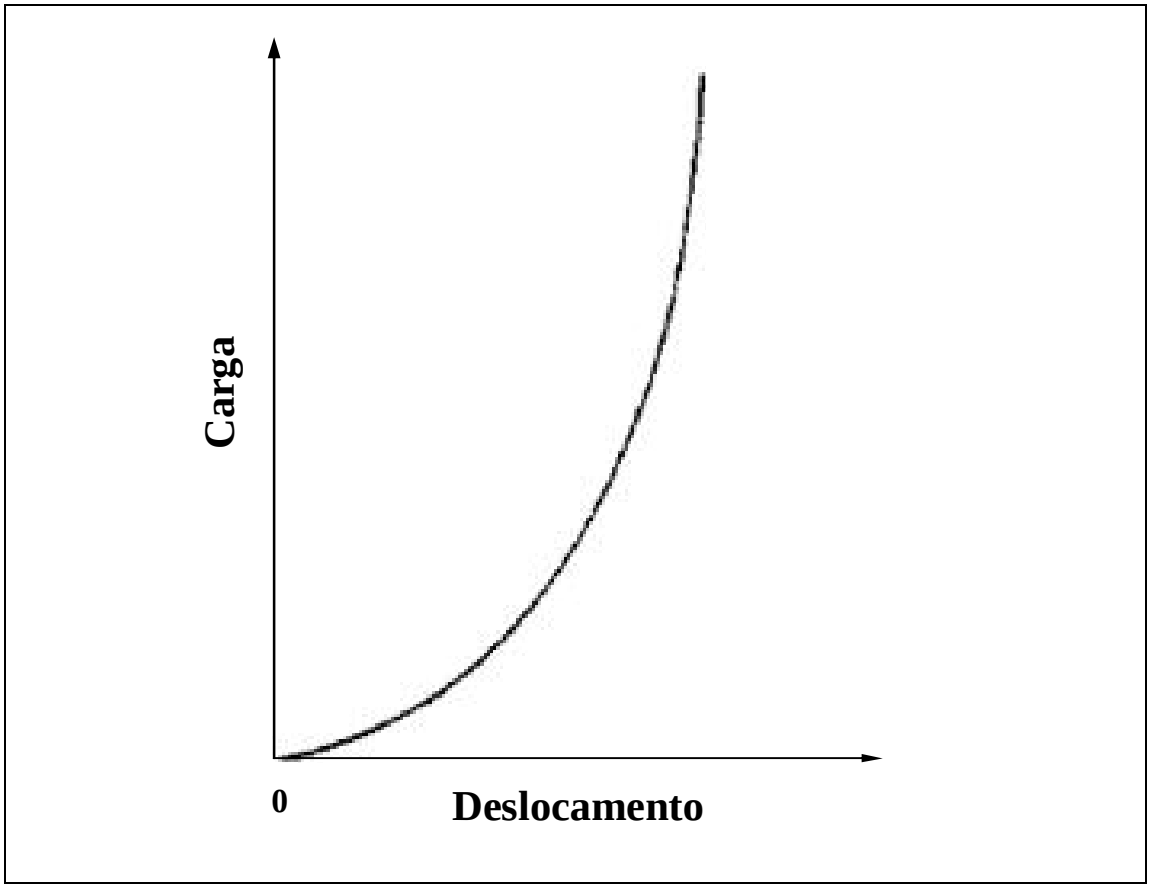


Figura 3.25 – Curva característica da mola segmento

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 32

Até agora todas as curvas aprensentadas não consideravam os efeitos de atritos intrínsecos aos seus respectivos projetos e sem a ação da mola segmento.

Como citado anteriormente, todas as curvas foram apresentadas por medições realizadas em dispositivos de controle que representam o disco de embreagem na condição de máxima deformação da mola segmento. E, quando colocados sobre um disco montado com mola segmento, suas curvas características têm uma variação que deve ser considerada durante a fase de projeto (SHAVER, 1997).

Os efeitos da mola segmento podem ser vistos abaixo na relação entre o deslocamento do rolamento contra o deslocamento da placa. Assim, a curva da Figura 3.22 fica:

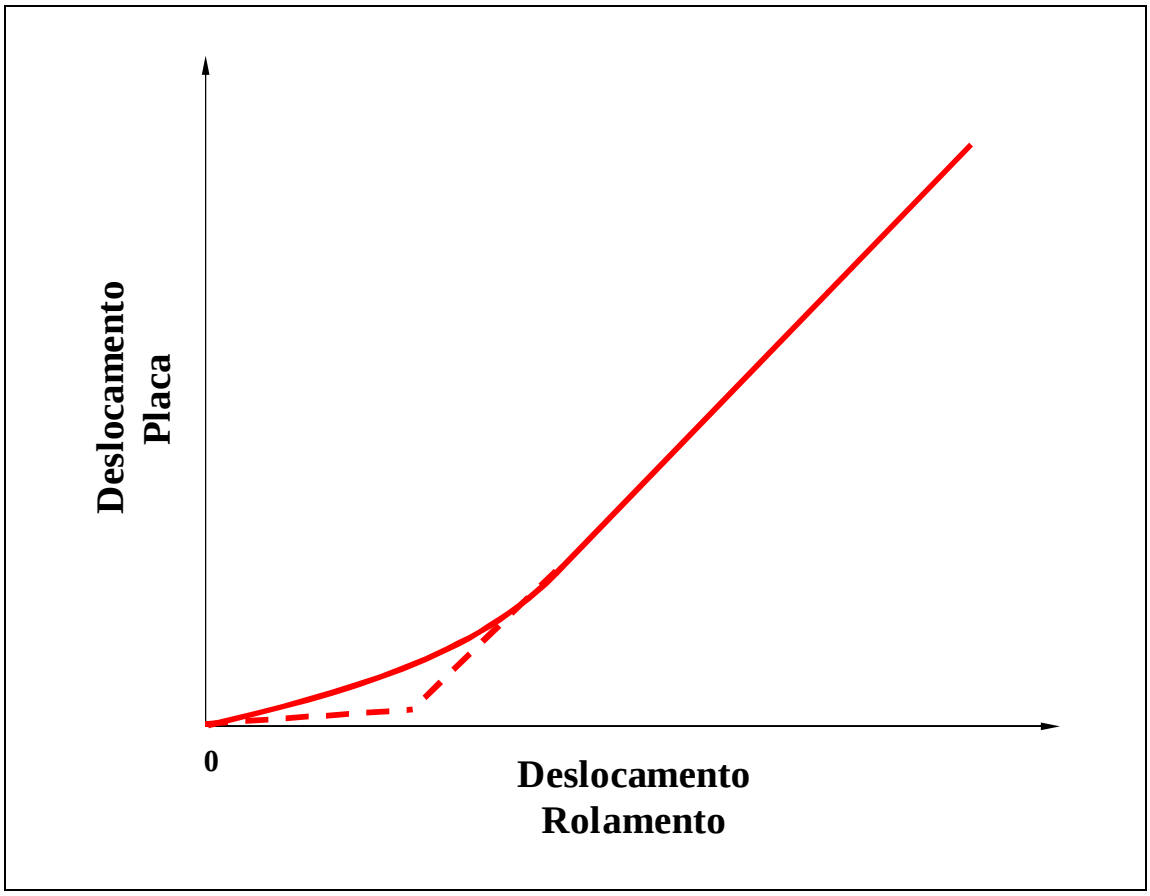


Figura 3.26 – Efeito da mola segmento na relação do curso de rolamento versus placa de pressão

Fonte: Autor

Já as curvas de carga de placa e de carga sobre o rolamento são afetadas pela ação de atrito entre os componentes e da força da mola segmento. Shaver (1997) aponta que a força exercida pela mola segmento suaviza a força sobre o rolamento quebrando o pico máximo de esforço, mas mesmo assim a máxima carga de placa gerada pela mola membrana permanece a mesma.

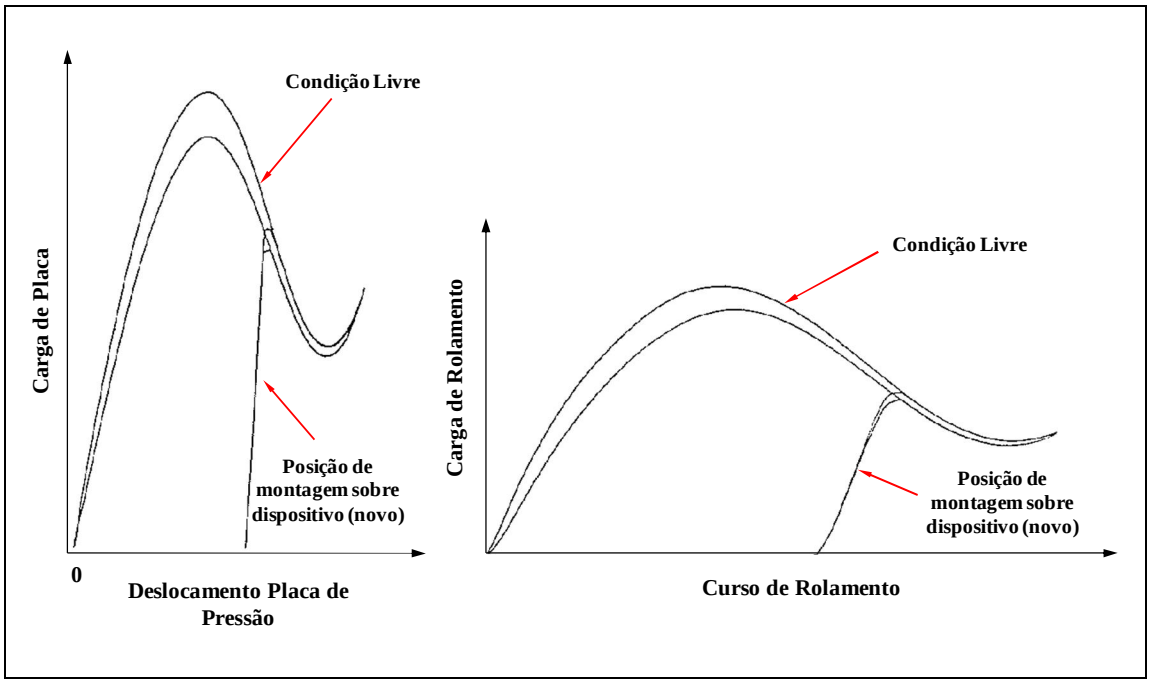


Figura 3.27 – Curvas reais considerando histerese do sistema

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 32

Shaver (1997) também cita que todas as curvas estão interligadas e podem ser traçadas em um mesmo plano de eixos. Dessa forma, é possível se determinar uma relação direta entre o deslocamento da placa e do rolamento, enquanto que a carga de placa e a força sobre o rolamento podem ser indiretamente relacionadas com suas respectivas curvas de deslocamento.

Assim, pode-se determinar a força de debreagem e o torque transmitido a partir das curvas características da mola membrana e da mola segmento. Maucher (1987b) apresenta a seguinte figura:

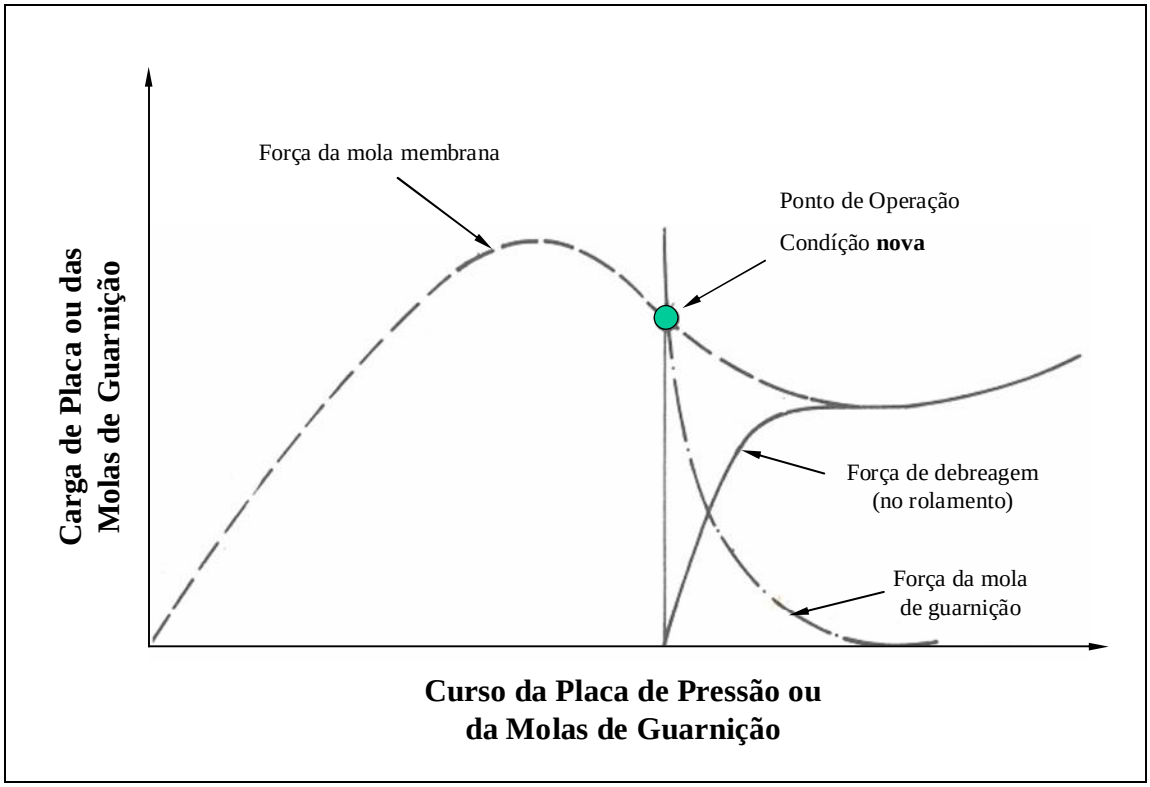


Figura 3.28 – Relação entre as forças da mola membrana e da mola de guarnição

Fonte: Autor “adaptado de” Maucher, 1987b

Essas relações apresentadas esquematicamente pela figura acima são usadas para se definir o ponto de operação do sistema de embreagem e indicar o máximo torque possível de ser transmitido na condição de acoplamento completo, além de indicar a forma como esse torque será aplicado.

3.1.3.3. Pedal de embreagem e sistema de acionamento

Para todo projeto de um novo veículo, Maucher (1987b) cita que é necessário o desenvolvimento de um conjunto de embreagem adequado para as características do mesmo, bem com todo o seu respectivo sistema de acionamento. Nessa fase, busca-se uma condição de partida sem vibrações, facilmente controlável e com baixo esforço de acionamento de pedal.

Zink e Shead (1998) apontam que, para um motorista, as seguintes condições devem ser atendidas no projeto do sistema de acionamento:

a) Comportamento do acionamento sem falhas;
b) Características favoráveis de força e curso de pedal;
c) Acionamento sem ruídos e vibrações;
d) Boa modulação.

Para isso, Zink e Shead (1998) indicam que o desenvolvimento do sistema de acionamento deve levar em conta não só seus componentes em si, mas todas suas interfaces, como motor e chassis. Para entender a influência de cada sistema os autores apresentam o seguinte modelo vibratório detalhado:

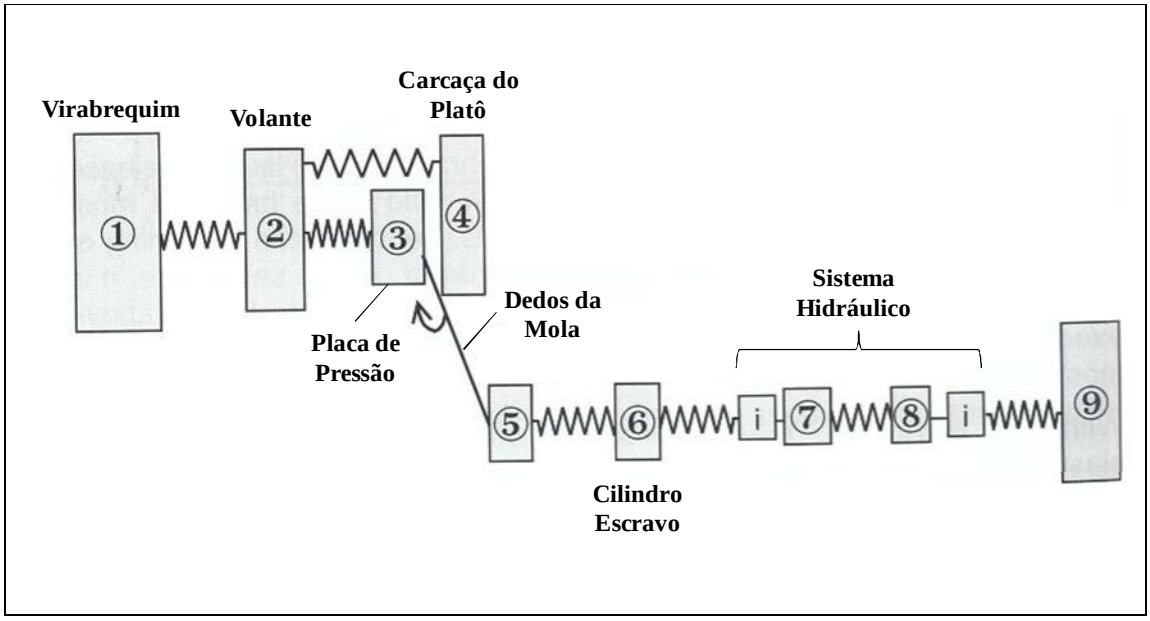


Figura 3.29 – Modelo do sistema de acionamento

Fonte: Autor “adaptado de” Zink e Shead, 1998, p. 52

Problemas de vibrações longitudinais e trepidações no pedal de embreagem são extremamente críticos durante a fase de desenvolvimento e são apontados por Bostwick e Szadkowski (1998) como possíveis causas desalinhamentos dos componentes do driveline,

característica modal do powertrain e/ou comportamento termo-elástico no material de atrito do disco de embreagem, sendo este último também conhecido como “auto-excitação”.

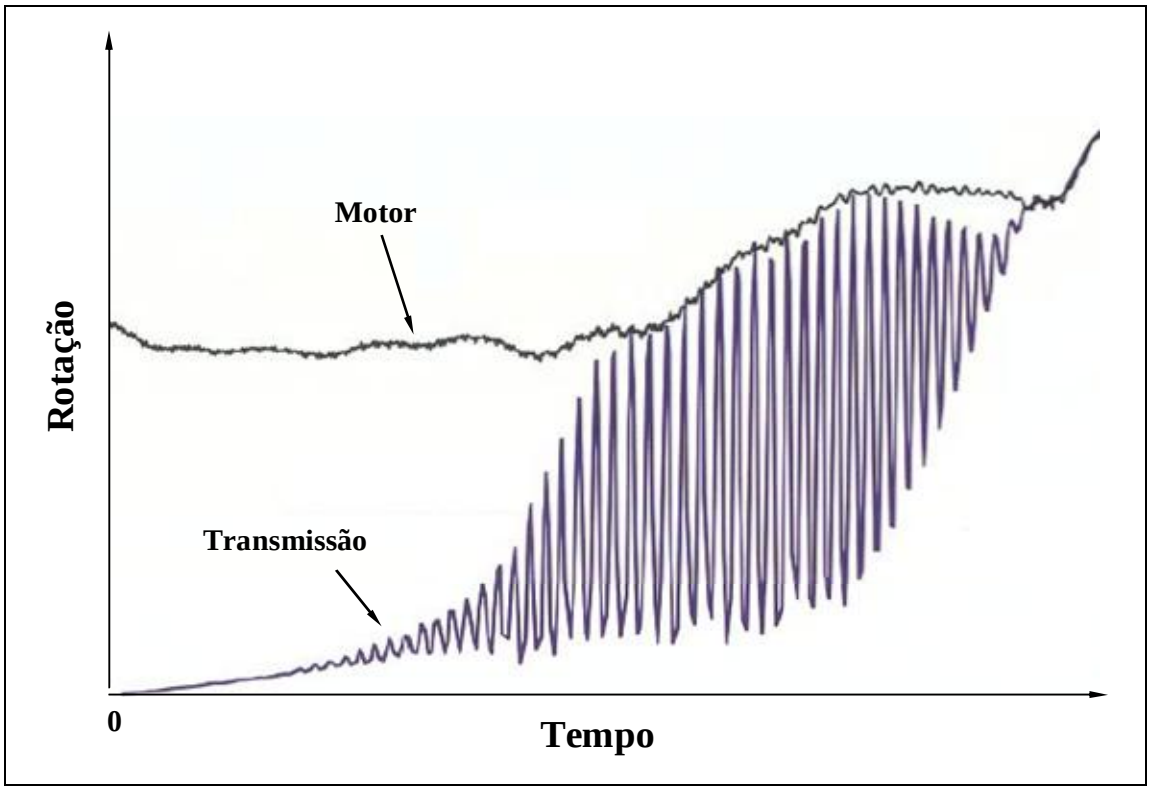


Figura 3.30 – Comportamento do motor e da transmissão durante a fase de escorregamento

Fonte: Autor “adaptado de” Albers e Herbst, 1998, p. 32

Para o motorista a irregularidade da rotação da transmissão observada na figura acima se reflete em acelerações longitudinais na fase de modulação durante uma arrancada.

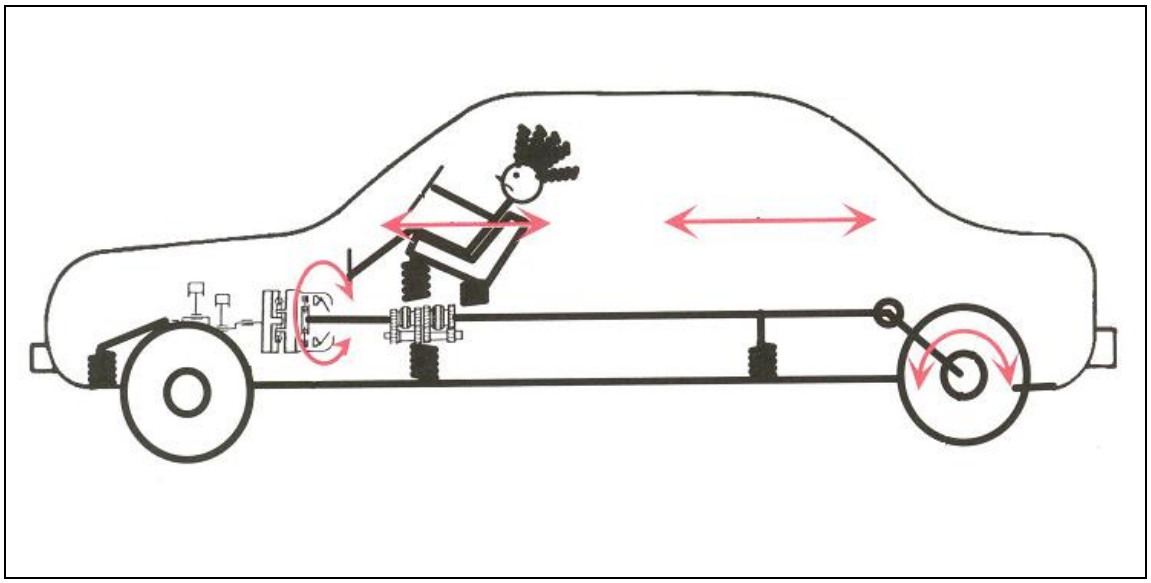


Figura 3.31 – Efeitos das vibrações longitudinais de um veículo durante a fase de escorregamento
Fonte: Autor “adaptado de” Albers e Herbst, 1998, p. 24

Albers e Herbst (1998) indicam que casos de auto-excitação ocorrem quando o coeficiente de atrito dinâmico do material do disco diminui com o aumento da velocidade relativa ficando abaixo do coeficiente estático. Os autores definem o gradiente do coeficiente de atrito μ' como sendo a variação do coeficiente de atrito sobre a velocidade de escorregamento v:

$$\mu' = \frac{d\mu}{d\Delta v} \tag{6}$$

Para os casos de auto-excitação, o valor de μ' é negativo e varia entre 0 e $-0{,}015$ s/m. Na figura abaixo é possível verificar o comportamento da rotação da transmissão, e consequentemente do veículo, com a variação do gradiente de atrito.

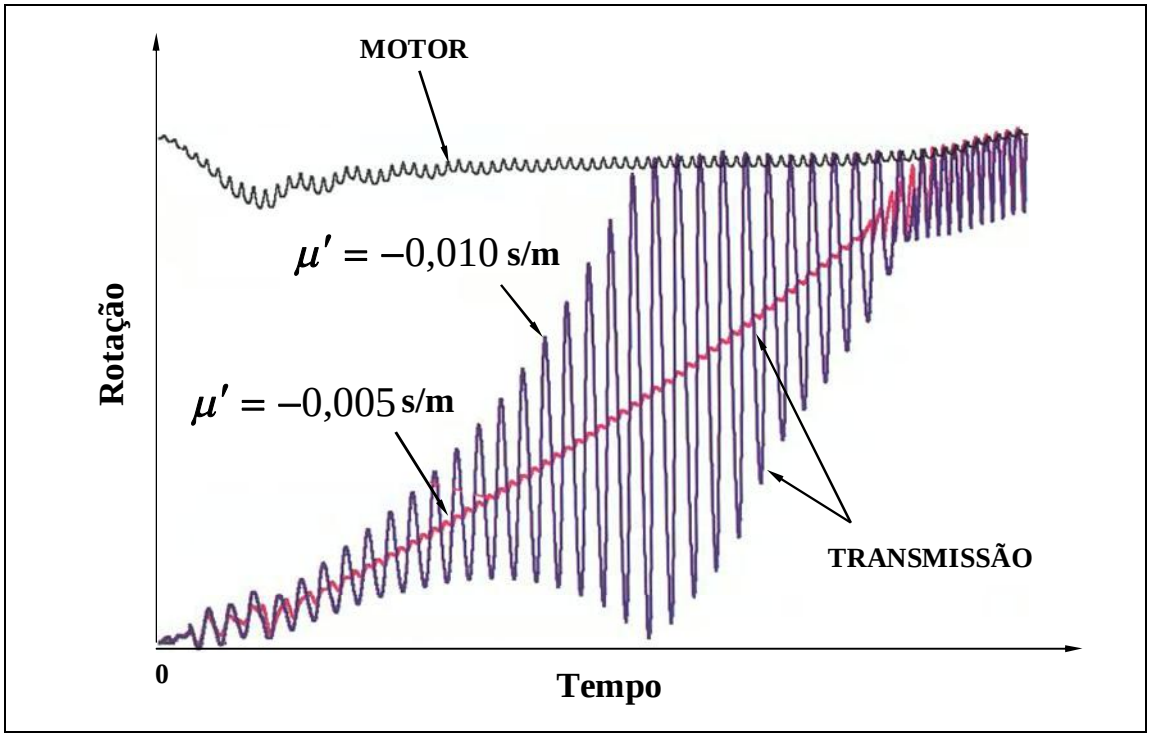


Figura 3.32 – Simulação comparativa do comportamento da transmissão com o gradiente de atrito

Fonte: Autor “adaptado de” Albers e Herbst, 1998, p. 32

Materiais de atrito desenvolvidos recentemente até possuem valores de μ' positivos ou levemente negativos, mas trabalhando em conjunto com o amortecimento característico do driveline, devido aos fluídos de lubrificação, atrito de rolamento e selos, é possível se obter valores aceitáveis de vibrações longitudinais.

Com o valor de $\mu' = -0{,}010$ s/m do material de atrito apresentado na Figura 3.32 acima, Albers e Herbst (1998) realizaram uma simulação para verificar o comportamento da rotação da transmissão variando o valor do coeficiente de amortecimento do driveline C_D.

É possível ver na Figura 3.33 que um aumento do amortecimento do driveline propicia uma grande diminuição da irregularidade da transmissão, mas em contrapartida esse amortecimento também pode ser entendido como as perdas do driveline devido ao atrito entre rolamentos, selos, etc. Como a tendência atual é de se aumentar a eficiência de todos os sistemas do veículo, incluindo o de transmissão, para se obter reduções nos números de consumo de combustível, ter-se-á como resultado veículos cada vez mais sensíveis à auto-excitação.

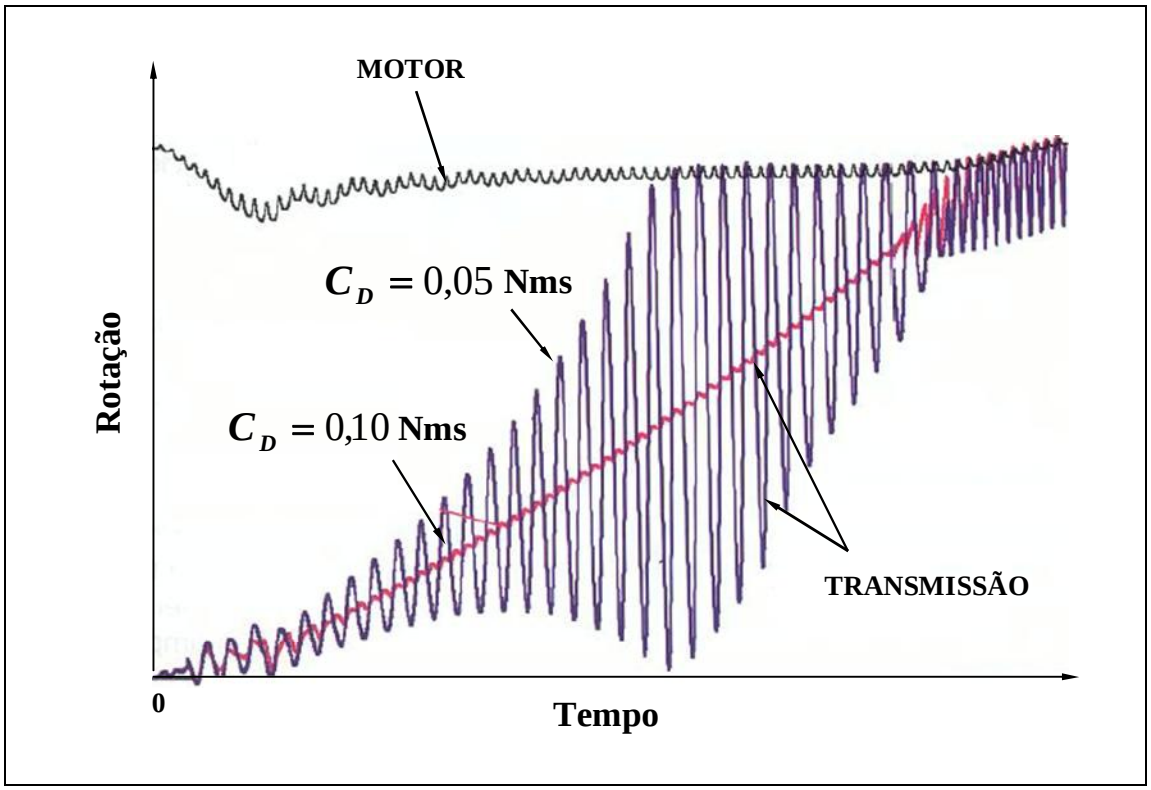


Figura 3.33 – Comportamento do coeficiente de atrito com variação do amortecimento do driveline
Fonte: Autor "adaptado de" Albers e Herbst, 1998, p. 39

Logo, a avaliação das características do material de atrito do disco e comportamento do amortecimento do driveline deve ser realizada durante as fases iniciais de projeto, possibilitando mudanças menos custosas para a montadora (DUQUE, 2005).

A relação sobre a determinação da força de debreagem é muito importante uma vez que está diretamente ligada ao conforto do motorista quando for utilizar o pedal de embreagem durante uma troca de marchas. Maucher (1987b) mostra que existem três forças que atuam na embreagem veicular: a força das molas segmento, a força da mola membrana e a força de debreagem.

A posição do pedal é ditada principalmente por razões de empacotamento e ergonomia. Segundo Shaver (1997), as características básicas de ergonomia para o pedal são posição, esforço de operação, curso de atuação e textura do apoio.

A curva característica do pedal é apresentada por Drexl (1999) como sendo:

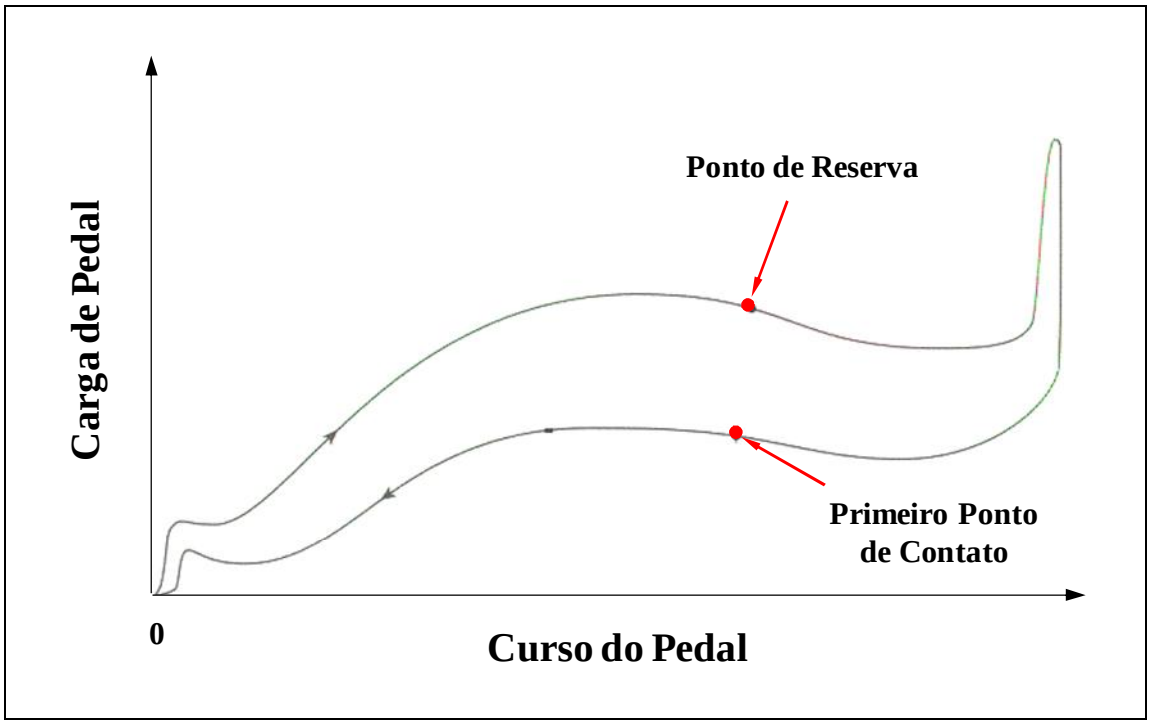


Figura 3.34 – Curva característica do pedal de embreagem

Fonte: Autor “adaptado de” Drexl, 1999, p. 53

De acordo com Shaver (1997), existem três áreas críticas que afetam diretamente a qualidade percebida do acoplamento e a facilidade geral de operação por parte do motorista (Figura 3.35). Essas áreas são o curso de reserva do pedal, o primeiro ponto de contato e a zona de modulação do acoplamento.

O curso de reserva do pedal é a distância do ponto onde o disco de embreagem não tem mais contato com a placa de pressão nem com o volante até o batente inferior do pedal, e é normalmente encontrado na descida do mesmo. Esse ponto é definido para que haja o total desacoplamento da embreagem em todas as condições de uso, à frio e à quente, e de desgaste.

O ponto de primeiro acoplamento é o ponto onde a embreagem está transmitindo torque suficiente para mover o veículo de seu repouso. Esse ponto é encontrado e medido na subida do pedal e está posicionado um pouco acima do ponto de reserva.

Já a zona de modulação é a distância entre o primeiro ponto de acoplamento até o ponto onde a embreagem está completamente acoplada ou, mais precisamente, quando a embreagem estiver transmitindo um torque igual ao máximo torque gerado pelo motor, sendo que o sincronismo completo (ou acoplamento) na condição de máximo torque acontecerá mais próximo do ponto superior do curso do pedal, enquanto que para condições de torque em

acelerador parcial, o acoplamento acontecerá mais próximo do primeiro ponto de acoplamento.

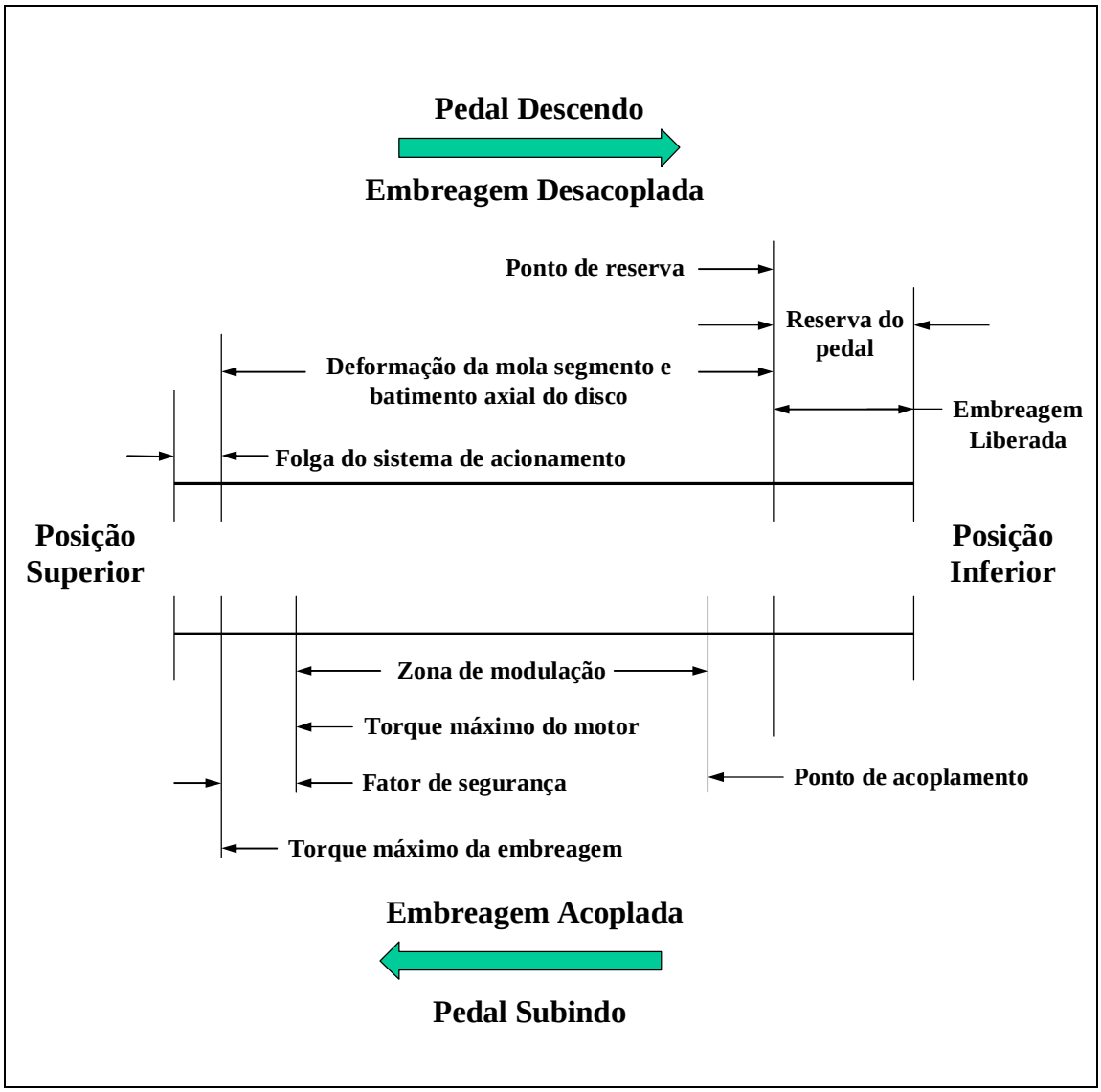


Figura 3.35 – Detalhamento do curso do pedal de embreagem

Fonte: Autor “adaptado de” Shaver, 1997, p. 73

3.2 Modelos encontrados na literatura

Os modelos que podem ser encontrados na literatura vão desde os mais simples (SHAVER, 1997) até os mais completos e complexos (SZADKOWSKI; MOLFORD, 1992; SZADKOWSKI; MCNERNEY, 1992; KIENCKE; NIELSEN, 2005; EGER, 2007), com vários graus de liberdade e diferentes tipos de entradas.

Nos próximos itens serão levantados e discutidos esses modelos, além de apresentar formas de se obter seus parâmetros tais como equações de força resistiva do veículo e os vários modelos de atrito encontrados na literatura.

3.2.1 A modelagem do sistema completo

Como citado anteriormente, é possível encontrar vários tipos de modelos que representem o sistema em estudo, mas somente alguns são detalhados a ponto de representar o comportamento preciso das rotações do motor e da transmissão (ou velocidade do veículo) considerando inclusive o perfil do motorista. Alguns apresentam até propostas de modelos termodinâmicos para definição da temperatura na superfície do material, como o feito por Velardocchia, Amisano e Flora (2000), mas ainda usam um valor de energia de referência de testes de bancada, não levando em seus cálculos as considerações citadas acima.

As partes principais do sistema de transmissão de um veículo são o platô, o disco, a transmissão, o eixo cardan (se for tração traseira), os semi-eixos e as rodas, mas Kiencke e Nielsen (2005) consideram que o sistema de transmissão ou driveline pode ser modelado de diversas formas, dependendo do propósito da simulação, o que faz com que exista uma variedade enorme de propostas desde as mais simples até as mais complexas.

Os autores se propõem a desenvolver um modelo de transmissão para um veículo com tração traseira, considerando todas as inércias e rigidezes do sistema, inclusive as não-linearidades intrínsecas ao mesmo. Esse modelo foi criado para o desenvolvimento de um sistema de controle para a transmissão em que a embreagem permanece totalmente acoplada, sem escorregamento, e representada pela rigidez e amortecimento da mesma.

Na figura abaixo se tem a representação do veículo considerado para a modelagem do sistema com um todo:

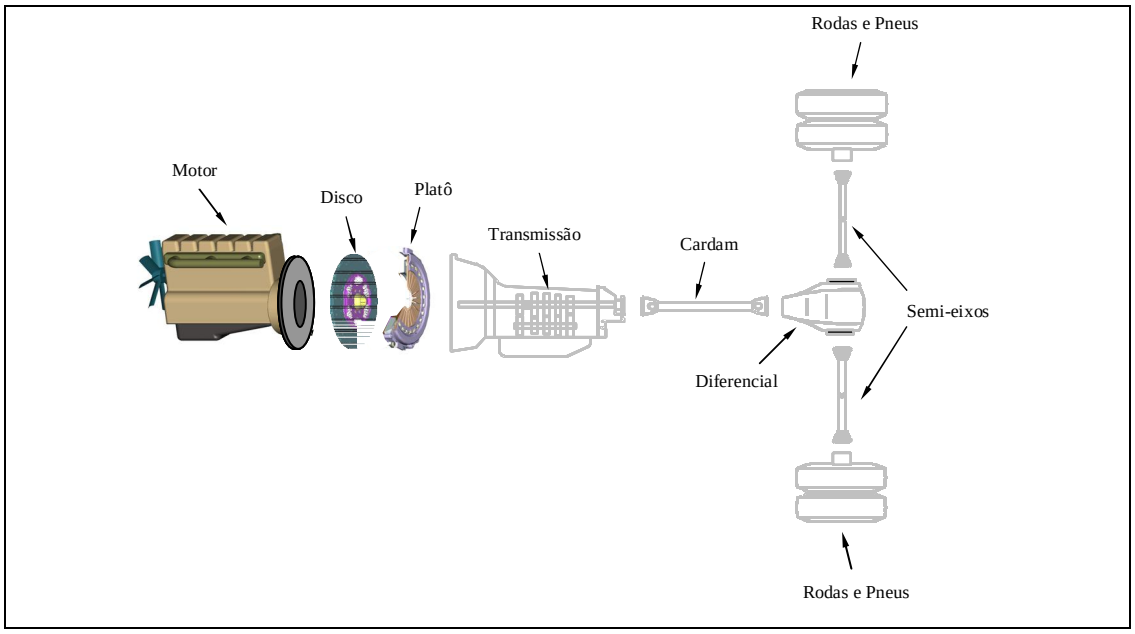


Figura 3.36 – Representação do modelo completo proposto

Fonte: Autor “adaptado de” Duque, 2005, p. 115

Considerando a Figura 3.36, Kiencke e Nielsen (2005) desenvolveram um modelo com embreagem (acoplada) e semi-eixos flexíveis, que pode muito bem ser aproximado para um veículo com tração dianteira sem cardam:

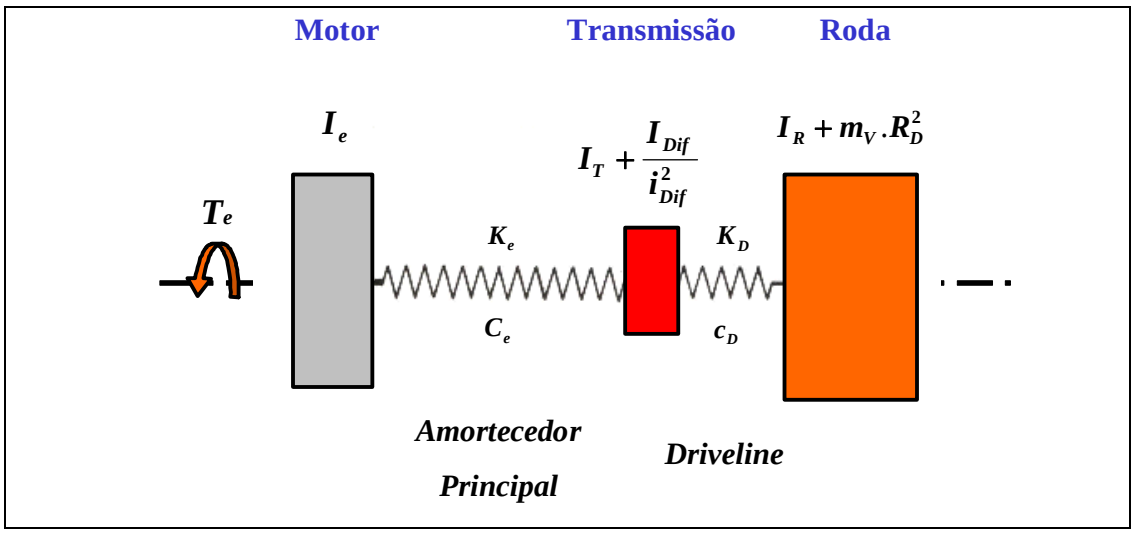


Figura 3.37 – Modelo considerando embreagem e semi-eixos flexíveis

Fonte: Autor

Aplicando os teoremas da dinâmica do corpo rígido, os autores obtiveram um conjunto de três equações diferenciais de segunda ordem e cinco estados, podendo inclusive

considerar um possível comportamento não-linear da rigidez do disco da embreagem no caso de conjuntos com dois estágios (vide DUQUE, 2005).

$$I_e.\ddot{\theta}_e = T_e - K_e(\theta_e - \theta_T.i_T) - C_e(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_T.i_T) \tag{7}$$

$$\left(I_T + \frac{I_{Dif}}{i_{Dif}^2}\right).\ddot{\theta}_T = i_T.\left[K_e.(\theta_e - \theta_T.i_T) + C_e\left(\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_T.i_T\right)\right] - \left(C_T + \frac{C_{Dif}}{i_{Dif}^2}\right).\dot{\theta}_T -$$

$$- \frac{1}{i_{Dif}}.\left[K_D.\left(\frac{\theta_T}{i_{Dif}} - \theta_R\right) + c_D\left(\frac{\dot{\theta}_T}{i_{Dif}} - \dot{\theta}_R\right)\right] \tag{8}$$

$$\left(I_R - m_V.R_D^2\right)\ddot{\theta}_R = K_D.\left(\frac{\theta_T}{i_{Dif}} - \theta_R\right) + c_D\left(\frac{\dot{\theta}_T}{i_{Dif}} - \dot{\theta}_R\right) - F_R.R_D \tag{9}$$

A única simplificação que Kiencke e Nielsen (2005) fazem é considerar que em condição de marchas baixas engatadas e a baixas velocidades, a força resistiva F_R pode ser considerada como uma função de primeira ordem (mais detalhes no capítulo de forças resistivas). Assim, o modelo acima pode ser considerado como linear desde que não se tenha mais que um estágio na rigidez do disco como comentado anteriormente.

Duque (2005) parte de um modelo completo para suas análises do comportamento torcional do driveline sobre a ação das excitações do motor durante forte aceleração, mas, assim como Kiencke e Nielsen (2005), também considera que a embreagem está totalmente acoplada.

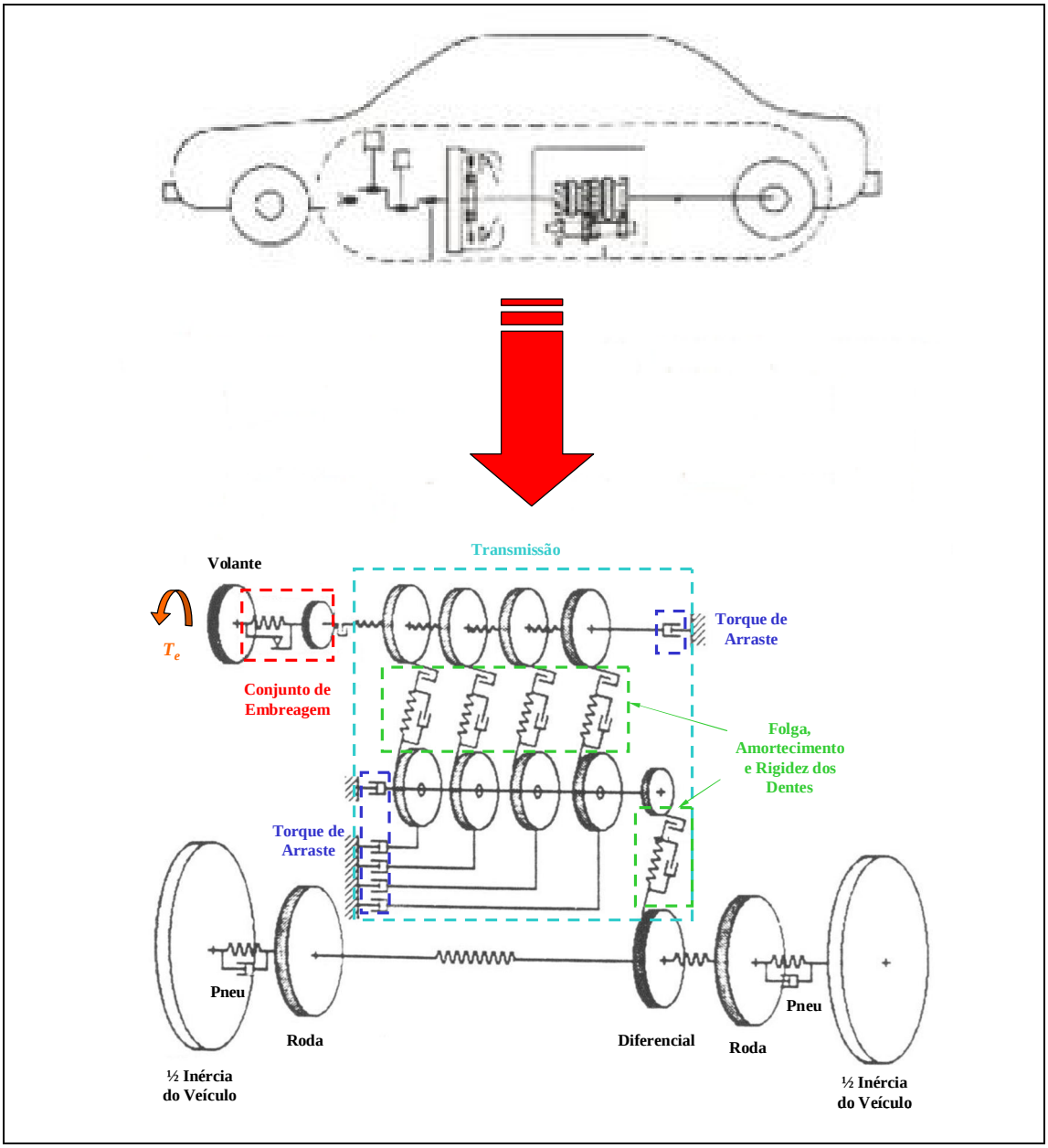


Figura 3.38 – Modelo completo com inércias, rigidezes e amortecimentos

Fonte: Autor “adaptado de” Duque, 2005, p. 4

Considerando que o modelo da figura acima é difícil de tratar devido à quantidade enorme de parâmetros a serem medidos ou obtidos, Duque (2005) o simplificou para um de somente duas massas, o amortecimento e a rigidez da embreagem, a rigidez do driveline e o motor agindo com um suporte oscilante sobre o sistema. Outro ponto importante é que não foi considerada $\boldsymbol{F_R}$, uma vez que o objetivo era obter a amplitude de vibração da transmissão frente à entrada de uma oscilação na rotação do motor.

Desta forma, Duque (2005) chegou a um modelo muito similar ao criado por Kiencke e Nielsen (2005), uma vez que também trabalhou com um veículo de tração frontal. Foi considerando apenas que o transporte da massa do veículo para o eixo da transmissão seria suficiente para sua análise, e que o disco de embreagem em estudo seria linear na rigidez, e o coeficiente de amortecimento C_e aproximado para um modelo de atrito estrutural.

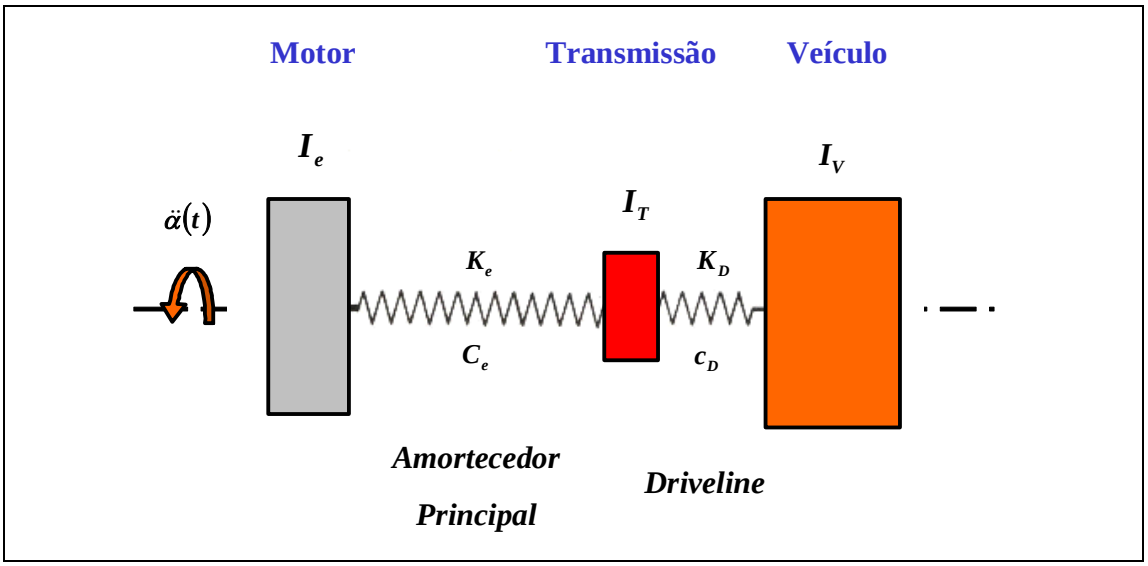


Figura 3.39 – Modelo simplificado para condição de tração do veículo

Fonte: Autor “adaptado de” Duque, 2005, p. 39

Assim, considerando a ação do motor como um suporte oscilante, o equacionamento para o modelo acima ficou sendo:

$$\begin{bmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{bmatrix}.\begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} C_e+C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{bmatrix}.\begin{Bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} K_e+K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{bmatrix}.\begin{Bmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{Bmatrix}=$$

$$=\begin{bmatrix} K_e.\Lambda.\operatorname{sen}\omega_f t+C_e.\Lambda.\omega_f.\cos\omega_f t \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (10)$$

Já Szadkowski e Morford (1992) apresentam um modelo mais em linha com o objetivo desse trabalho, utilizando equações diferenciais para simular o comportamento do motor e do eixo de entrada da transmissão.

A planta proposta pelos autores pode ser vista na Figura 3.40:

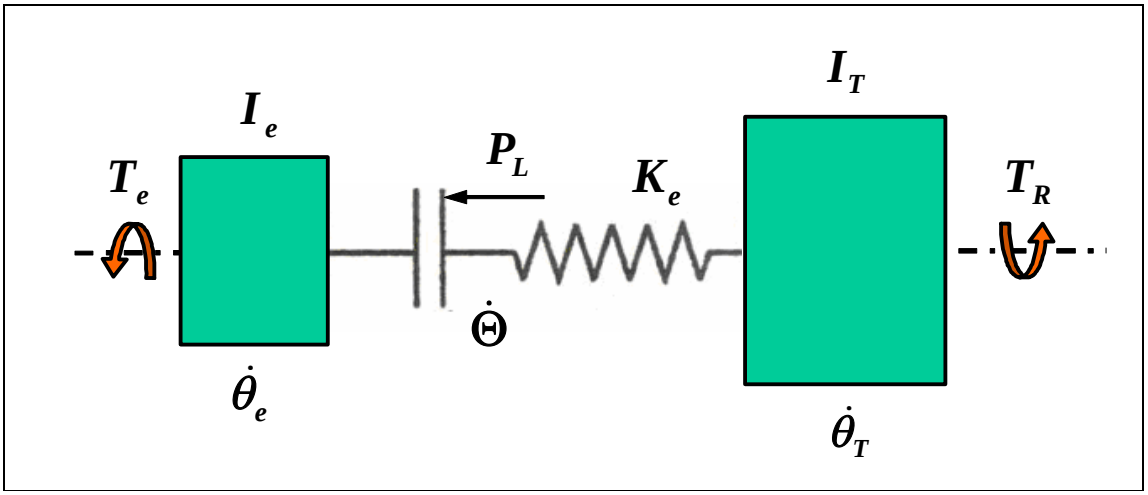


Figura 3.40 – Modelo físico proposto

Fonte: Autor "adaptado de" Szadkowski e Molford, 1992, p. 106

As equações desenvolvidas por Szadkowski e Morford (1992) que descrevem o sistema mecânico acima foram separadas em três fases bem distintas, mas somente duas tem relação ao fenômeno de acoplamento.

A primeira fase é aquela em que o veículo está parado, ou seja, a rotação da transmissão $\dot{\theta}_T$ é igual a zero e a rotação do motor $\dot{\theta}_e$ está girando em uma rotação pré-determinada pelo condutor durante a partida. Logo, a equação para o comportamento do motor fica:

$$I_e.\ddot{\theta}_e = T_e - T_c \tag{11}$$

E, para o lado da transmissão/veículo, tem-se:

$$I_V.\ddot{\theta}_T = T_c - T_R \tag{12}$$

Esse modelo é o único entre todos apresentados que considera uma carga de placa variável no tempo simulando a ação de um motorista, mas como foi um trabalho para estimar

o acoplamento da embreagem sem a ação do acelerador do motor, modelando apenas o comportamento do torque do motor T_e na condição de borboleta totalmente fechada. Desta forma, como não há um perfil definido da ação do acelerador, a variação de T_e foi definida como função apenas da rotação do motor $\dot{\theta}_e$.

Entretanto no mesmo ano Szadkowski e Mcnerney (1992) complementaram o modelo de Szadkowski e Morford (1992) implementando em sua simulação um perfil de acelerador do motor e modelaram curvas de torque do mesmo. Assim, nesse novo modelo era possível ter como uma entrada, mesmo que indireta, um perfil pré-definido do comportamento do acelerador do veículo e, consequentemente, do torque T_e.

Shaver (1997) apresenta o modelo mais simplificado encontrado na literatura disponível, onde várias simplificações são consideradas na modelagem do sistema. Entre elas temos que tanto a rotação de partida do motor, quanto o torque T_e não se alteram com o tempo.

Para Shaver (1997), a carga de placa P_L é considerada constante e o torque T_c é obtido simplesmente se aplicando essa carga constante na Eq.(4), ou seja, sem considerar mudanças de posição do pedal de embreagem, o equacionamento fica bem simplificado, não apresentando equações que representem nem o comportamento do motor devido à variação de torque e os efeitos de sua inércia, nem o efeito da variação da carga de placa e, consequentemente, o torque T_c no tempo.

Já o torque resistivo T_R é considerado constante durante todo tempo de análise, o que também já foi considerado por Kiencke e Nielsen (2005) e Szadkowski e Morford (1992) devido às baixas velocidades observadas durante uma partida do veículo, menosprezando assim os efeitos da resistência aerodinâmica (vide próximo capítulo).

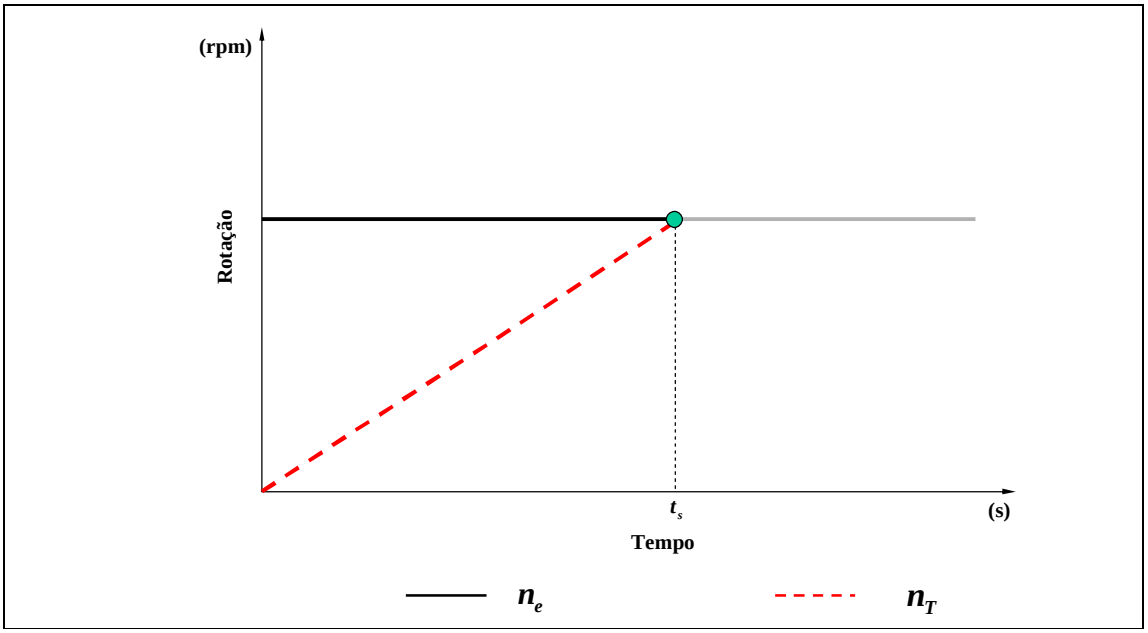


Figura 3.41 – Comportamento da rotação do motor e da transmissão

Fonte: Autor

Pode-se notar que nesse caso a rotação do motor n_e é constante durante o intervalo $0 < t < t_s$, onde t_s é o instante em que acontece o sincronismo das rotações de motor e transmissão, e também chamado de tempo de escorregamento.

Assim, aplicando todas as simplificações propostas, Shaver (1997) obtem t_s da seguinte forma:

$$\dot{\theta}_T = \int_0^{t_s} \ddot{\theta}_T . dt = \ddot{\theta}_T . t_s$$

$$\therefore \ddot{\theta}_T . t_s = \dot{\theta}_e \qquad (13)$$

Substituindo a Eq.(13) na Eq.(12), obtem-se:

$$t_s = \frac{\dot{\theta}_e . I_V}{T_c - T_R} \qquad (14)$$

Desta forma, Shaver (1997) mostra que t_s pode ser obtido algebricamente através de variáveis conhecidas do veículo em estudo e seu respectivo powertrain. Como a aceleração angular da transmissão também é constante nesse período, sua velocidade tem um aumento uniforme até alcançar a rotação $\dot{\theta}_e$. Durante esse intervalo, a embreagem patina continuamente e transmite o torque total e constante T_c.

Com relação ao modelo de atrito, em todos os trabalhos encontrados, o modelo de atrito escolhido sempre foi o de Coulomb, onde o coeficiente de atrito μ não é dependente nem da variação de temperatura, nem de diferenciais de velociade nas superfícies de contato do disco.

3.2.2 Resistência total ao movimento do veículo

Reconhecidamente a necessidade de se entender e obter as características das forças de arraste do veículo é de extrema importância para a engenharia automotiva e vem sendo discutida ao longo das últimas décadas, especialmente devido a estudos de redução de consumo de combustível e emissões de poluentes (WALSTON JR.; BUCKLEY JR.; MARKS, 1976; BUCKLEY JR.; MARKS; WALSTON JR., 1976; KORST; WHITE, 1990; BAYRAKTAR et al., 2008; ZIELINSKI; ECCLES, 2008).

De acordo com Dayman Jr. (1976), as forças resistivas dominantes em um veículo são as força aerodinâmica e de rolamento dos pneus, sendo também fontes de resistência mecânica o atrito nos rolamentos de roda, diferencial, transmissão, freios, etc. O claro entendimento destas forças é extremamente necessário para se conseguir separá-las, facilitando assim sua otimização.

Nas décadas de 60 e 70 foram realizados vários trabalhos sobre como se definir e medir essas forças. Naquela época já se considerava como uma fase importante de um projeto o levantamento das características das forças de rolamento e aerodinâmica de carros e caminhões. Todos os trabalhos objetivavam desenvolver desde técnicas para simulações das condições reais observadas na pista e em túneis de vento até por meio de testes de desaceleração ou, como conhecido no meio, teste de coast down realizados em pista com o veículo em estudo.

No trabalho apresentado por White e Korst (1972) é citado que numerosas técnicas foram desenvolvidas para se determinar experimentalmente as contribuições de cada componente da força resistiva total, indicando inclusive vantagens e desvantagens para cada método.

No campo aerodinâmico, apesar das técnicas de medição em túneis de vento estarem razoavelmente bem desenvolvidas na indústria aeronáutica, para a aplicação veicular vários problemas de interpretação ocorrem devido a simulação do pavimento contra o veículo, além de preocupações relativas à escala dos modelos adotados. Mesmo em túneis de vento muito grandes para modelos em escala 1:1 e com pavimento móvel, ainda levantam questionamento quanto a sua precisão além de serem extremamente caros (CREWE; PASSMORE; SYMONDS, 1996) e, consequentemente, inacessíveis para a grande maioria dos mercados emergentes.

Já as técnicas de coast down realizadas em pista são muito atrativas pela sua simplicidade, mas especialmente pelo lado da econômia de custos. Entretanto, estas técnicas são muito sensíveis a mudanças de direção do vento (WALSTON JR.; BUCKLEY JR.; MARKS, 1976; BUCKLEY JR.; MARKS; WALSTON JR., 1976), levando ao desenvolvimento de métodos para se considerar estes efeitos em ambientes com ventos.

Inicia-se com a definição de cada uma das componentes que somadas resultam na força resistiva total $\boldsymbol{F_R}$. Em Bosch (2005), equações de forças resistivas são escritas considerando a condição representada pela figura abaixo.

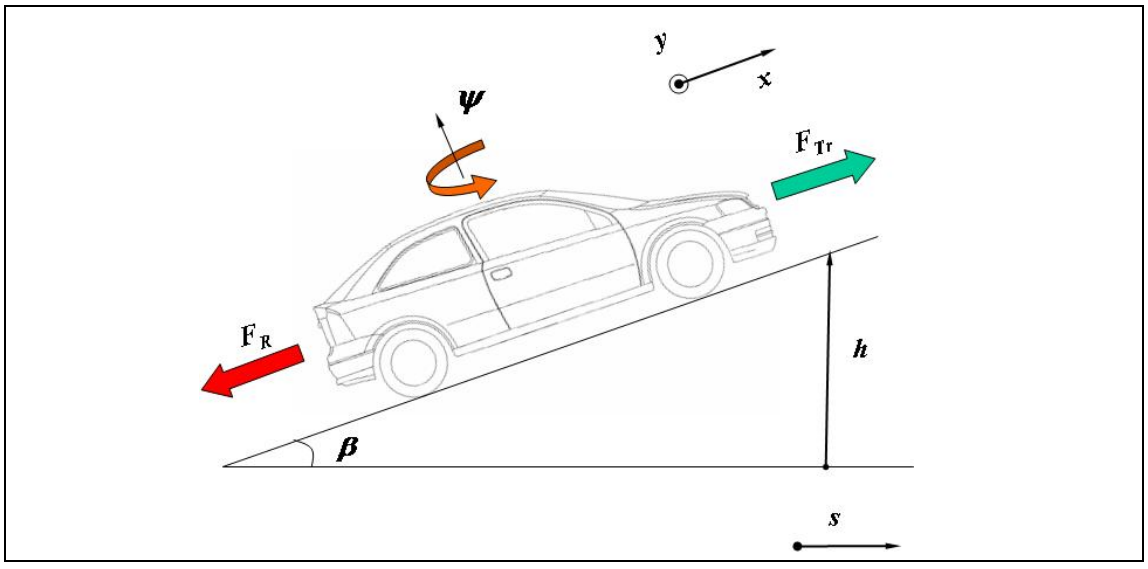


Figura 3.42 – Representação das forças atuantes em um veículo

Fonte: Autor

Onde, de acordo com a segunda lei de Newton, para que haja aceleração do veículo a força trativa F_{Tr} deve ser maior que a somatória das forças resistivas F_R. Assim sendo, temos que:

$$\sum F = m'_V . \ddot{x}_V$$

$$F_{Tr} - F_R = m'_V . \ddot{x}_V \tag{15}$$

Onde a massa equivalente m'_V é a soma da massa durante o teste do veículo mais a massa efetiva dos componentes rotativos. De acordo com a norma SAE J1263 (1996), a massa equivalente de cada componente pode ser obtida através de:

$$m_e = \frac{I_{rot}}{R_D^{\,2}} \tag{16}$$

Onde I_{rot} é o momento de inércia do conjunto pneu-roda-freios e R_D é o raio dinâmico do pneu. O momento I_{rot} pode ser calculado considerando que os componentes podem ser representados por um disco ou através de medições.

Mas a norma SAE J1263 (1996) ainda indica que se os dados de inércia não forem disponíveis, então a massa equivalente m_e pode ser estimada como sendo 3% da massa do veículo m_V. Desta forma a massa equivalente m'_V pode ser escrita como:

$$m'_V = 1{,}03 . m_V \tag{17}$$

Mas essa massa equivalente é considerada apenas para a condição de coast down com a transmissão em neutro. Gillespie (1992) indica que a massa equivalente varia muito quando uma marcha está engatada. Assim, o autor apresenta a Tabela 3.1 onde se obtem o fator de massa MF em função do tamanho do veículo.

Tabela 3.1 – Valores do fator de massa ***MF*** com relação ao tamanho do veículo

	Relação de Marcha			
Tamanho do Veículo	**Marcha "Alta"**	**2ª**	**1ª**	**Reduzida**
Pequeno	1,11	1,20	1,50	2,40
Grande	1,09	1,14	1,30	-
Pick-Up/Caminhão	1,09	1,20	1,60	2,50

Fonte: Gillespie, 1992, p. 27

Outra opção dada por Gillespie (1992) é calcular MF através da Eq.(18).

$$MF = 1 + 0{,}04.\left(i_X.i_{Dif}\right) + 0{,}0025.\left(i_X.i_{Dif}\right)^2 \tag{18}$$

Considerando ambas as formas propostas, o cálculo de m'_V fica como:

$$m'_V = MF.m_V \tag{19}$$

A mesma norma SAE J1263 (1996) define F_R como:

$$F_R = F_A + F_{rol} + F_{Dec} \tag{20}$$

Onde a força resistiva devido ao declive da pista é expressa por:

$$F_{Dec} = m_V.g.\frac{dh}{ds} \tag{21}$$

Ou podendo ser escrita em relação ao ângulo de inclinação da pista β:

$$F_{Dec} = m_V . g . \text{sen}\beta \quad (22)$$

A força de rolamento F_{rol} pode ser representada de várias formas, sendo apresentada por Bosch (2005) em sua forma mais simplificada como:

$$F_{rol} = f . N \quad (23)$$

Sendo, N a força normal do veículo e f o coeficiente de rolamento, que é o produto da deformação que ocorre entre o pneu e o contato com o pavimento em que o veículo está rodando. Valores de f para vários tipos de pavimento podem ser encontrados na Tabela 3.2:

Tabela 3.2 – Coeficientes de resistência ao rolamento para vários tipos de pavimento

Superfície da Estrada	Coeficiente de Resistência ao Rolamento
Pneus de carro em: • Pavimentação com laje grande • Pavimentação com laje pequena • Concreto, asfalto • Cascalho • Macame alcatroado • Rodovia não pavimentada • Terra	 0,013 0,013 0,011 0,02 0,025 0,05 0,01 ... 0,35
Pneus de caminhão em concreto/asfalto	0,006 ... 0,01
Rodas com précinta na terra	0,14 ... 0,24
Trator de trilhos na terra	0,07 ... 0,12
Roda sobre trilho	0,001 ... 0,002

Fonte: Bosch, 2005, p. 418

Para a força de arraste aerodinâmico F_A, Gillespie (1992) considera que o fluxo ao redor de um veículo é muito complexo levando ao desenvolvimento de modelos "semi-empíricos" que possam representar o efeito do arrasto aerodinâmico. A equação que melhor representa este efeito é caracterizada como:

$$F_A = C_x . \frac{\rho . A_f}{2} . \dot{x}_V^2 \tag{24}$$

O coeficiente de arrasto C_x é obtido de forma empírica através do uso de túneis de vento e, como a área frontal A_f tem influência direta no cálculo da força aerodinâmica F_A, é comum se falar no produto $C_x . A_f$ quando se deseja definir as características completas de arraste de um dado carro, especialmente quando este é comparado diretamente contra outro veículo de referência.

Com todas suas parcelas definidas, tem-se que a força resistiva F_R definida por Bosch (2005) é representada pelo seguinte polinômio de 2° grau:

$$F_R = C_x . \frac{\rho . A_f}{2} . \dot{x}_V^2 + f . N + m_V . g . \frac{dh}{ds} = C_x . \frac{\rho . A_f}{2} . \dot{x}_V^2 + f . m_V . g + m_V . g . \frac{dh}{ds}$$

$$\therefore F_R = C_x . \frac{\rho . A_f}{2} . \dot{x}_V^2 + m_V . g . \left(f + \frac{dh}{ds} \right) \tag{25}$$

Considerando o veículo rodando em um plano horizontal e em desaceleração sem nenhuma marcha engatada, representando as condições de um teste de coast down, Rajamani (2006) re-escreve a Eq.(25) na seguinte forma:

$$F_R = -m'_V . \frac{d\dot{x}_V}{dt} = C_x . \frac{\rho . A_f}{2} . \dot{x}_V^2 + F_{rol}$$

$$-\frac{d\dot{x}_V}{C_x.\frac{\rho.A_f}{2.m'_V}.\dot{x}_V^2+\frac{F_{rol}}{m'_V}}=dt \tag{26}$$

Integrando a Eq.(26) e assumindo a velocidade inicial $\dot{x}_{V0}$ e a velociade final $\dot{x}_{VF}$, Rajamani (2006) apresenta a equação que demonstra o tempo total de parada do veículo:

$$t=\left[\frac{2.m'_V}{C_x.\rho.A_f.F_{rol}}\right].\left\{\tan^{-1}.\left[\dot{x}_{V0}\left(\frac{\rho.A_f}{2.F_{rol}}\right)^{\frac{1}{2}}\right]-\tan^{-1}.\left[\dot{x}_{VF}\left(\frac{\rho.A_f}{2.F_{rol}}\right)^{\frac{1}{2}}\right]\right\} \tag{27}$$

Mas, como pode ser observado, pela abordagem feita até aqui, F_{rol} é caracterizada pela sua independência da velocidade do veículo, sendo afetada apenas pela força normal e o coeficiente de rolamento f. Logo, somente a parcela de F_A é que traz a influência da velocidade do carro para o equacionamento. Também pode-se notar neste tipo de equacionamento que não foram considerados os atritos de mancais, freios, transmissão, etc.

Bosch (2005) também indica que o coeficiente f pode ser representado por uma função que varia com o aumento de carga útil, velocidade e a pressão nos pneus. A figura abaixo mostra a dependência de f à velocidade e ao tipo de pneu (construção) em condição de calibragem de projeto e fixando a carga útil do veículo.

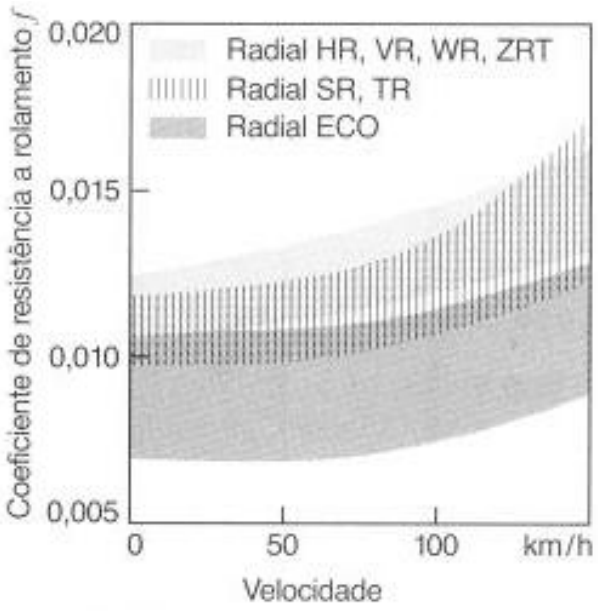


Figura 3.43 – Representação da variação do coeficiente de resistência ao rolamento
Fonte: Autor "adaptado de" Bosch, 2005, p. 419

Em estudos mais detalhados realizados desde o início de década de 70, já é possível encontrar modelos mais sofisticados que apresentam uma dependência da velocidade do veículo. Dayman (1976) considera que a $\boldsymbol{F_{rol}}$ é a soma da força de rolagem dos pneus mais o atrito nos rolamentos e selos, mais o arraste no diferencial e em outros componentes do sistema de transferência.

Nessa direção, Buckley Jr., Marks e Walston Jr. (1976) re-escrevem a Eq.(20) considerando a força de atrito do sistema de transmissão ou driveline $\boldsymbol{F_D}$.

$$\boldsymbol{F_R = F_A + F_{rol} + F_D + m_V . g . \frac{dh}{ds}} \tag{28}$$

Sendo que a força de rolamento dos pneus $\boldsymbol{F_{rol}}$ é escrita através de um polinômio de primeiro grau (BUCKLEY JR.; MARKS; WALSTON JR., 1976):

$$\boldsymbol{F_{rol} = m_V . g . \left(C + D . \dot{x}_V \right)} \tag{29}$$

Já para Dayman (1976) a representação da força de rolamento dos pneus pode ser feita através de uma curva geral onde se tem o aumento da força versus a velocidade do veículo, sendo muito satisfatório o uso de funções de primeira a quarta ordem.

A Figura 3.44 abaixo mostra o comportamento destas forças:

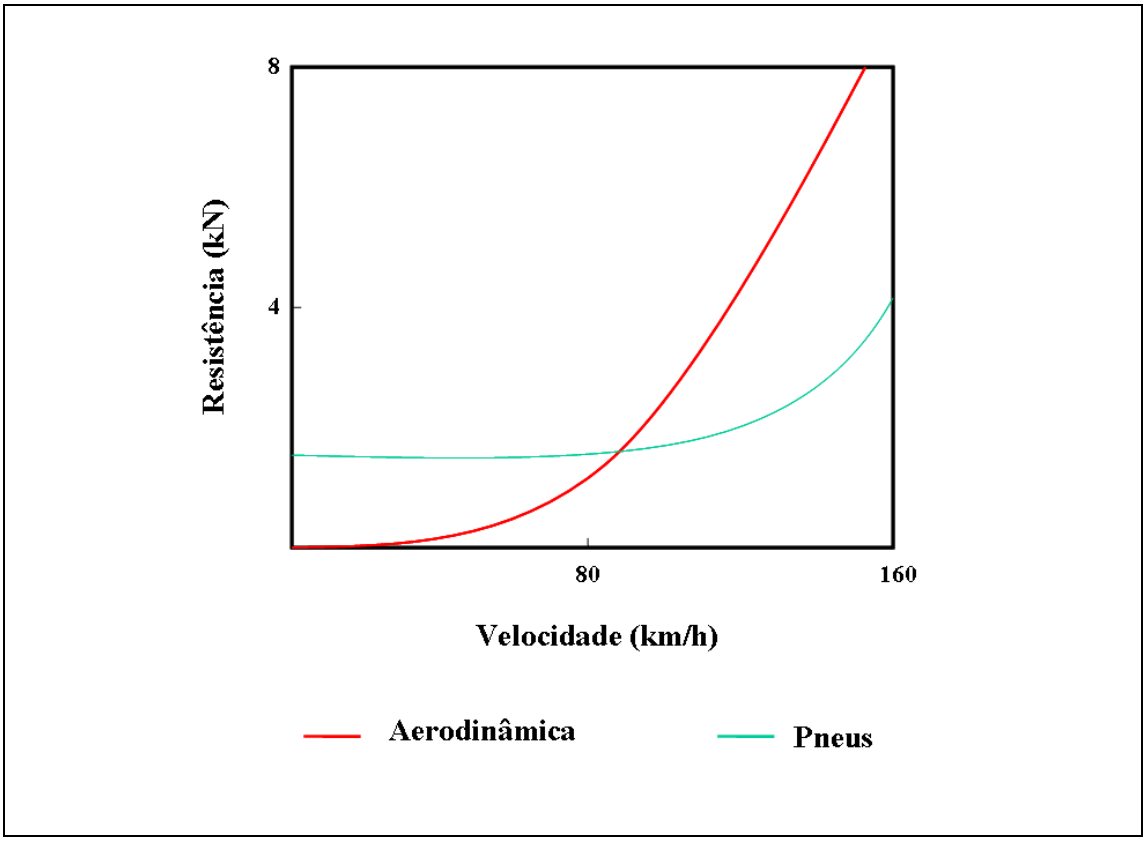


Figura 3.44 – Comparativo esquemático entre a força de resistência aerodinâmica e de rolamento
Fonte: Autor “adaptado de” Dayman, 1976, p. 2

Já o arraste do diferencial, apesar de ser relativamente muito menor que o dos pneus, é considerado por Dayman (1976) como primordial para a composição da força total devido ao seu aumento considerável com a velocidade. A parcela relativa aos rolamentos e selos é aparentemente pequena e pode ser diretamente incluída na parcela referente aos pneus.

Para efeitos de comparação e simplificação de seus cálculos, Dayman (1976) realizou estudos onde se tem o comportamento do coeficiente de arraste do driveline e dos pneus versus a velocidade do veículo, bem como suas respectivas magnitudes.

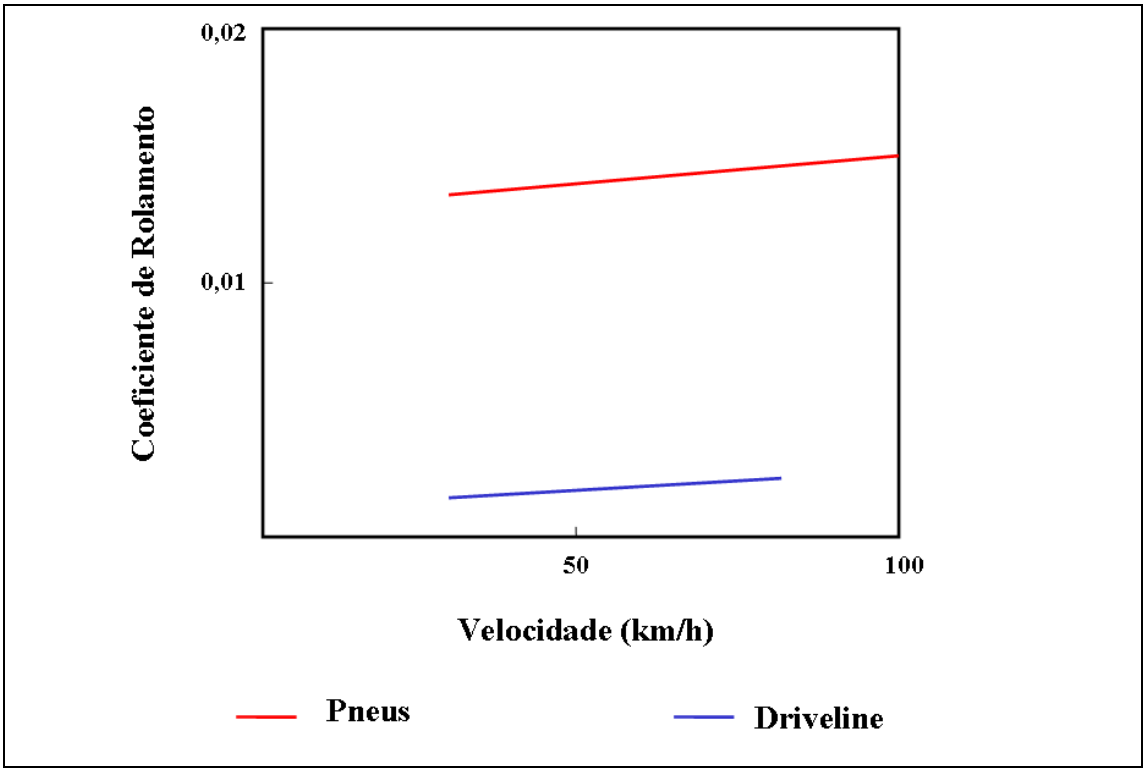


Figura 3.45 – Comparação do coeficiente de rolamento contra o coeficiente de arraste do driveline
Fonte: Autor “adaptado de” Dayman, 1976, p. 10

Nota-se uma grande diferença no comportamento de ambos os coeficientes, mesmo considerando a linearização feita pelo autor que mostrou erros por vota de meio por cento contra as medições finais.

Buckley Jr., Marks e Walston Jr. (1976) concordam com essa direção e definem a força resistiva devido ao atrito do sistema de transmissão ou driveline $\boldsymbol{F_D}$ dependente da velocidade do veículo:

$$\boldsymbol{F_D = A + B.\dot{x}_V} \tag{30}$$

Mas, diferentemente de Buckley Jr., Marks e Walston Jr. (1976), Dayman (1976) propõe uma aproximação para $\boldsymbol{F_D}$ por meio de um polinômio de segundo grau:

$$\boldsymbol{F_D = E + F.\dot{x}_V + G.\dot{x}_V^2} \tag{31}$$

Agora, com relação à força aerodinâmica $\boldsymbol{F_A}$, várias discussões podem ser feitas quanto à forma de seu cálculo devido às formas de se levantar experimentalmente o coeficiente de arraste aerodinâmico $\boldsymbol{C_x}$ do veículo.

White e Korst (1972) levantam alguns contratempos no processo da definição das características aerodinâmicas em túneis de vento, porque para se fazer o levantamento destas características de um dado veículo é utilizado túneis de vento com modelos em escala 1:1 ou menores, e apesar de haver procedimentos bem desenvolvidos para a indústria aeronáutica, quando estes são aplicados no setor automotivo, diversos questionamentos surgem com relação à interpretação dos dados obtidos devido à influência do pavimento fixo durante as medições.

Walston Jr., Buckley Jr. e Marks (1976) concordam sobre esta limitação e apontam para a direção de que mesmo os melhores túneis de vento não são capazes de duplicar as condições encontradas na pista, como por exemplo, a precisão com que o fluxo de ar "limpo" de um túnel de vento consegue representar os efeitos de ventos que podem ser encontrados em campo aberto, onde poucos trabalhos realizados com modelos em escala 1:1 reportam a presença de um fluxo de vento significativo.

Em outro trabalho desenvolvido mais tarde, devido a todas essas dificuldades e limitações, White e Korst (1990) concluem que os testes de coast down são um modo mais atrativo e barato para se levantar o arrasto tanto de veículos como em trens, quando comparados com os recursos necessários para se ter um túnel de vento instalado e funcionando.

Good et al. (1995), além de também apontarem para esta limitação, consideram também uma incerteza com relação à influência das paredes no comportamento do fluxo de ar, e o fato de que as rodas do veículo de teste não girarem durante a medição. Desta forma, fica a cargo do aerodinamicista garantir a correta interpretação dos dados gerados neste tipo de túnel de vento.

Somente bem mais tarde é possível encontrar trabalhos realizados em túneis de vento com pavimento móvel, com o apresentado por Crewe, Passmore e Symonds (1996). Mesmo assim, ainda se levantam dúvidas nas medições em túnel (e.g. à influência das paredes do túnel), levando a realização de trabalhos para se desenvolver técnicas ainda mais sofisticadas de testes de coast down.

Outro método para se levantar o $\boldsymbol{C_x}$ de um veículo é usar ferramentas de fluido-dinâmica computacional ou Computational Fluid Dynamics (CFD). Zienlinski e Eccles (2008)

realizaram estudos para melhoria do arrasto aerodinâmico veicular objetivando aumento da performance e diminuição do consumo de combustível.

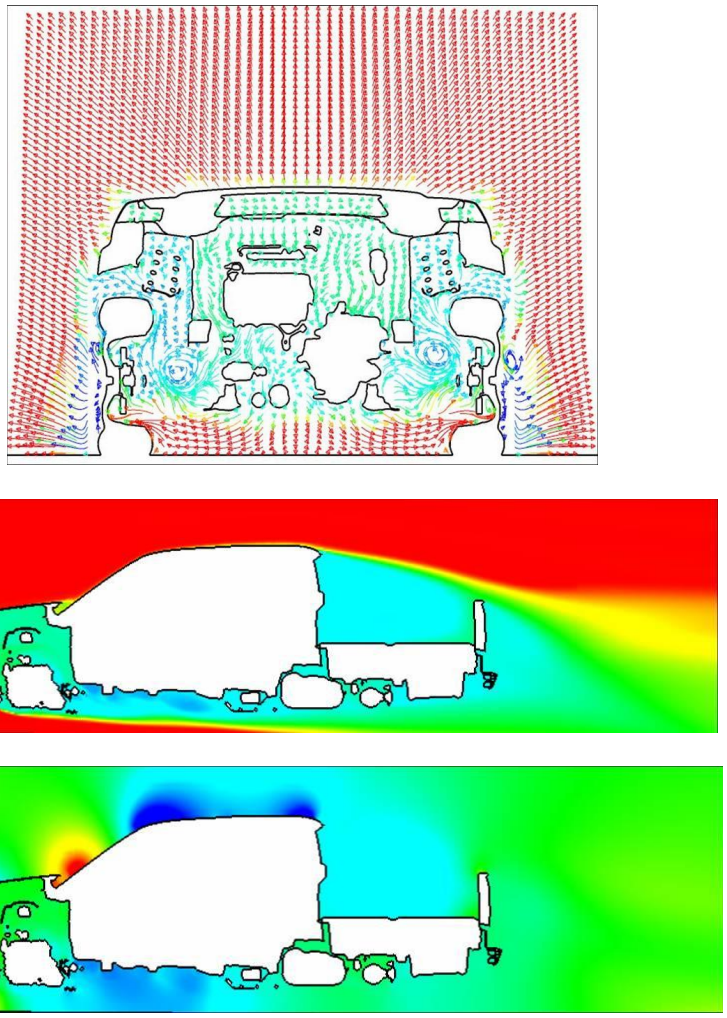


Figura 3.46 – Imagens de CFD para vetores de velocidade (superior), pressão total (centro) e estática (inferior)
Fonte: Zienlinski e Eccles, 2008, p. 5

Neste trabalho, os autores indicam que as características aerodinâmicas estão diretamente relacionadas à satisfação do cliente, uma vez que os parâmetros aerodinâmicos são altamente dependentes da forma e do tamanho do veículo. Logo, design e estudos aerodinâmicos devem andar em harmonia e sincronizados durante todo o período de desenvolvimento do veículo.

Mas Zienlinski e Eccles (2008) indicam um fato para os estudos feitos com CFD: a capacidade de computação. Devido a esta limitação, os analistas têm duas opções: a simplificação do modelo a ser resolvido ou utilizar computadores de alta performance ou High Performance Computers (HPC).

Na primeira alternativa, temos o problema de precisão e inconsistência dos resultados devido ao número de simplificações impostas ao modelo para que a solução seja obtida mais rapidamente. Já o uso de HPC, apesar de possibilitar o uso de modelos em três dimensões (3D) bastante complexos, apresenta o problema do alto custo de aquisição deste tipo de equipamento, estimado em centenas de milhares de dólares. Desta forma, somente grandes organizações com poderio econômico elevado têm acesso a este recurso.

Este problema pode ser comprovado no trabalho feito por Bayraktar et al. (2005). Na Figura 3.47, o domínio da análise foi definido de tal forma a diminuir a influência das condições de contorno da análise nos resultados. Abaixo vemos uma comparação do tamanho do modelo utilizado versus o domínio adotado para a simulação.

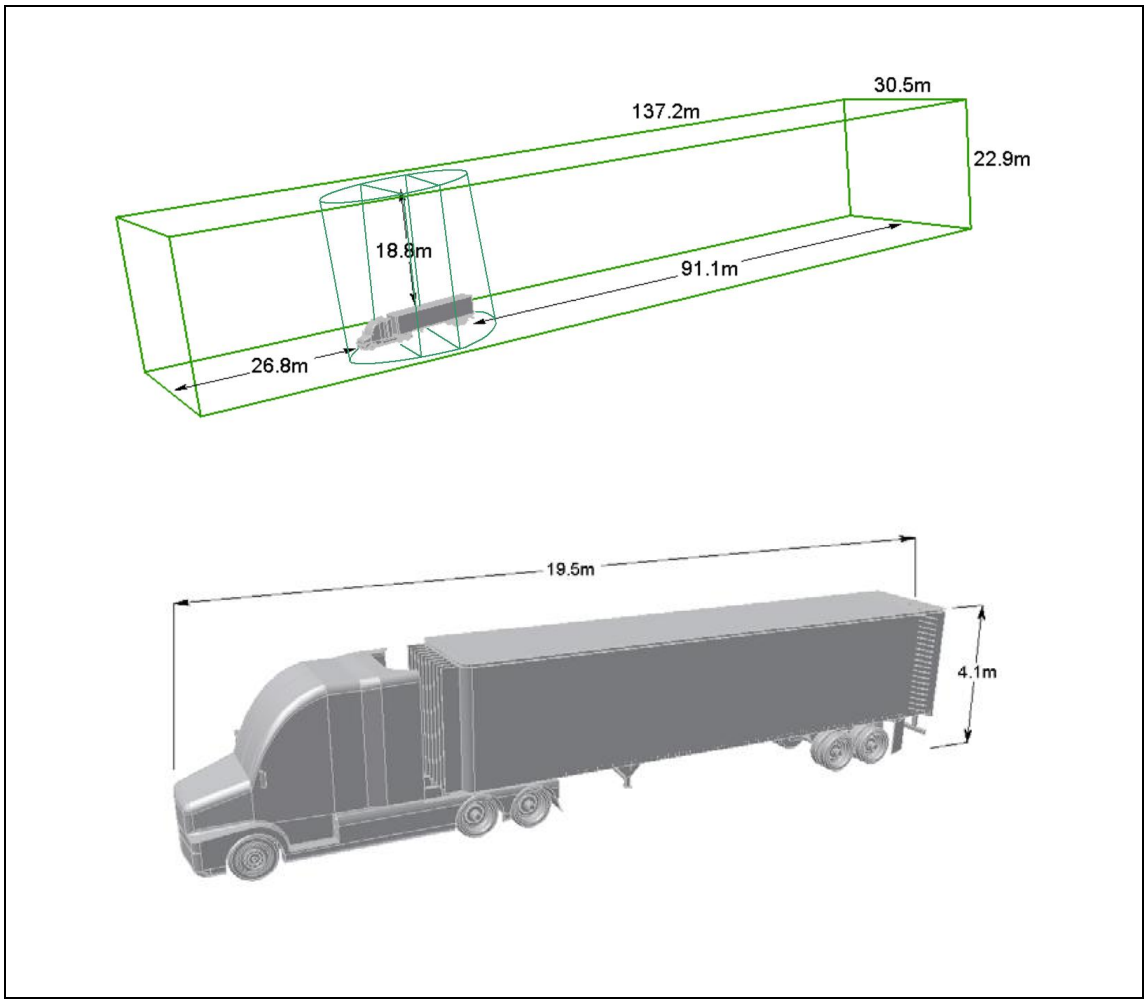


Figura 3.47 – Detalhes do domínio da simulação e do modelo utilizado

Fonte: Autor “adaptado de” Bayraktar et al., 2005, p. 9

Esta simulação “consumiu” 64 processadores de cálculo para um modelo de aproximadamente 31 milhões de elementos. Ou seja, através de um custo muitas vezes inaceitável por várias empresas instaladas em países emergentes.

Uma proposta para se reduzir a influência destes problemas foi apresentada por Cooper, Mokry e Gleason (2008). Segundo os autores a influência das paredes do túnel de vento ou as condições de contorno sólidas aplicadas no modelo CFD afetam as medições ou os resultados da simulação, respectivamente.

Para se resolver estes fatores limitantes, utilizam-se túneis de vento ou domínios virtuais bem grandes, o que, em ambos os casos, levam a altos custos. Assim, os autores desenvolveram uma técnica para levantamentos de coeficientes de correção (Figura 3.48), resultando em um domínio menor para suas análises levando a uma redução considerável nos

recursos necessários, com túneis menores ou domínios menores e, consequentemente, menos HPCs.

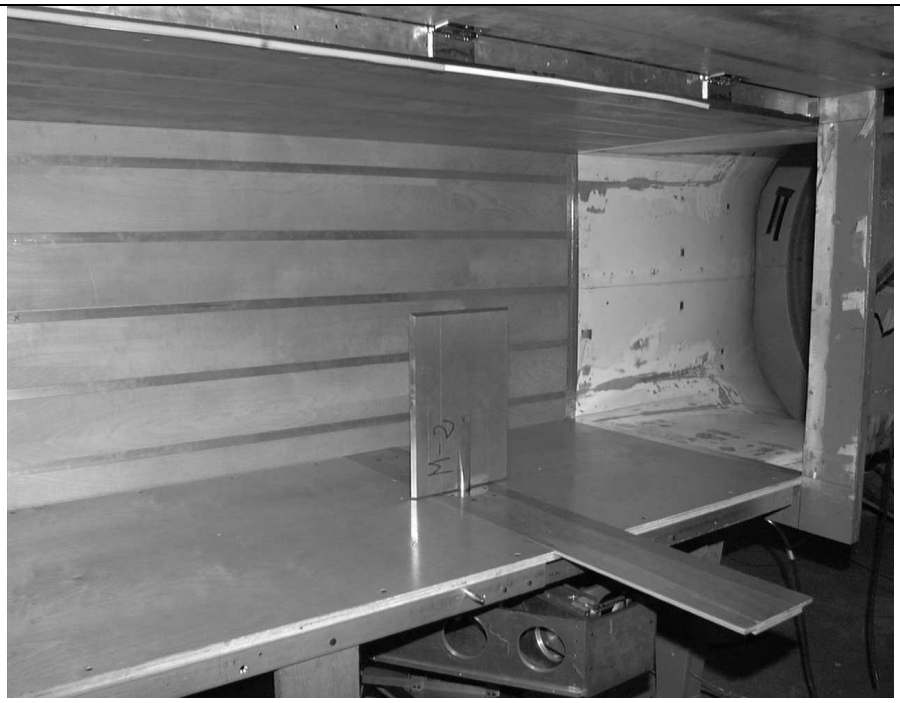


Figura 3.48 – Montagem de placa de checagem em um túnel de vento
Fonte: Cooper, Mokry e Gleason, 2008, p. 2

Com relação aos procedimentos de pistas para o teste de coast down, a norma SAE J1263 (1996) apresenta um equacionamento similar ao apresentado por Bosch (2005). Pela segunda lei de Newton, esta norma escreve a equação de movimento do veículo em coast down, ou seja, sem a ação de $\boldsymbol{F_{Tr}}$, e ignorando o declive da pista:

$$-\boldsymbol{m'_v}.\ddot{\boldsymbol{x}}_V = \boldsymbol{F_R} = \boldsymbol{\mu}.\boldsymbol{W} + \boldsymbol{C'_x}.\frac{\boldsymbol{\rho}.\boldsymbol{A}}{2}.\left[\left(\dot{\boldsymbol{x}}_V + \boldsymbol{S}.\boldsymbol{v}_x\right)^2 + \boldsymbol{v}_y{}^2\right] \tag{32}$$

Onde:

$$\boldsymbol{\mu} = \boldsymbol{\mu}_0.\left(1 + \boldsymbol{\mu'}.\dot{\boldsymbol{x}}_V^2\right)$$

E, sendo o coeficiente de arraste C'_x a soma do coeficiente de arraste a zero grau de rotação do carro $\psi\,(C_x)$ e um coeficiente k vezes o quadrado do seno do ângulo ψ:

$$C'_x = C_x + k.\text{sen}^2\,\psi = C_x + \frac{k.v_y^{\,2}}{\left(\dot{x}_V + S.v_x\right)^2 + v_y^{\,2}}$$

Desta forma, a Eq.(28) é re-escrita como:

$$-m'_V.\ddot{x}_V = \mu_0.\left(1+\mu'.\dot{x}_V^2\right) + C_x.\frac{\rho.A}{2}.\left(\dot{x}_V^2 + v_x^{\,2}\right) + \frac{\rho}{2}.\left(C_x + k\right).A_y^{\,2} \qquad (33)$$

Agrupando os termos da Eq.(33), obtem-se a seguinte função de segundo grau:

$$-m'_V.\ddot{x} = f_0 + f_2.\dot{x}_V^2 \qquad (34)$$

Separando o termo da direita:

$$F_R = f_0 + f_2.\dot{x}_V^2 \qquad (35)$$

Mas, mesmo sendo um polinômio com boa aproximação de F_R, esse método ainda não separa os efeitos do vento contra o veículo durante o teste. Além de resolver esse problema fazendo uso de um anemômetro, a norma SAE J2263 (1996) introduz a equação de resistência mecânica que emgloba as resistências de rolagem dos pneus e do driveline. Essa força mecânica F_M é representada através do polinômio de segundo grau abaixo:

$$F_M = A_M + B_M.x_V + C_M.\dot{x}_V^2 \qquad (36)$$

A força aerodinâmica da Eq.(24) é re-escrita como:

$$F_A = C_x(\psi).\frac{\rho.A_f}{2}.v_x^2 \tag{37}$$

Onde o coeficiente de arraste aerodinâmico $C_x(\psi)$ calculado em função do ângulo de rotação ψ é representado por:

$$C_x(\psi) = a_0 + a_1.\psi + a_2.\psi^2 + a_3.\psi^3 + a_4.\psi^4 \tag{38}$$

Juntando essas duas forças resistivas, a seguinte equação é obtida:

$$F_R = A_M + B_M.x_V + C_M.\dot{x}_V^2 + \left(a_0 + a_1.\psi + a_2.\psi^2 + a_3.\psi^3 + a_4.\psi^4\right).\frac{\rho.A_f}{2}.v_x^2 \tag{39}$$

Agrupando os termos de mesma ordem, tem-se a seguinte equação:

$$F_R = f_0 + f_1.x_V + f_2.\dot{x}_V^2 \tag{40}$$

Fazendo as correções dos coeficientes da Eq.(40) para a temperatura de 20°C e 98,21 kPa, F_R fica em sua forma final:

$$F_R = f_0' + f_1'.x_V + f_2'.\dot{x}_V^2 \tag{41}$$

Dessa forma, foram apresentados vários métodos de se calcular ou estimar a força resistiva F_R, onde vantagens e desvantagens de cada um foram discutidas em detalhe, ficando puramente dependente dos dados disponíveis do veículo a ser analisado e/ou simulado. Em casos em que o analista possua as informações de aerodinâmica do veículo, através de CFD ou túnel de vento, sua área frontal e um valor confiável para f, ou quando tiver fatores de coast down pré-determinados por projeto.

3.2.3 Modelos de atrito

O atrito se apresenta em todos os sistemas mecânicos conhecidos (rolamentos, sistemas hidráulicos, transmissões, embreagens, freios, etc.), quando existem duas superfícies em contato, sendo que esta força de atrito pode se apresentar devido a diversos fenômenos que incluem deformações elásticas e plásticas entre outros.

Essa força também é dependente da geometria e da topologia onde ocorre o contato, deslocamento e velocidade relativa entre os corpos e a presença de agentes lubrificantes. Olsson et al. (1997) citam que mesmo em superfícies lubrificadas podemos encontrar um contato seco, sendo extremamente sensível a variações devido a contaminações.

Com a crescente necessidade de desenvolvimento de sistemas de controle cada vez mais precisos (CHOI; HAN; KIM, 2005; OLSSON et al., 1997; HULETT, 1991; outros) houve um grande crescimento no desenvolvimento de novos e mais complexos modelos de atrito, ajudado pela disponibilidade de técnicas mais precisas de medição.

De acordo com Olsson et al. (1997), o conhecimento profundo do comportamento do atrito em diversos sistemas mecânicos é extremamente importante para engenheiros que desenvolvem sistemas de controle para esses sistemas. E, dominando o comportamento do atrito, os engenheiros têm a possibilidade de reduzir seus efeitos nas plantas a serem controladas.

O comportamento da força de atrito é não-linear e em muitos casos, se mal aplicado, pode gerar problemas sérios em regime permanente e baixa correlação com a vida real. Logo, com as facilidades computacionais atuais, desenvolver e fazer uso de modelos de atrito cada vez mais complexos e refinados tornou-se uma prática crescente.

Os modelos de atrito encontrados podem ser estáticos ou dinâmicos, e descritos por equações diferenciais, algébricas ou híbridas onde temos a inclusão de eventos. E, vale ressaltar que a grande maioria dos modelos apresentados a seguir foi desenvolvida para pequenos deslocamentos devido a sua importância no projeto de observadores e compensadores de atrito, sendo uma pequena parcela direcionada para a aplicação em embreagens.

3.2.4 Modelo de atrito de Coulomb

O modelo de atrito mais conhecido e difundido é o desenvolvido por Coulomb, em que a força de atrito de Coulomb $\boldsymbol{F_C}$ é proporcional à força normal $\boldsymbol{N}$ e ao coeficiente de atrito $\boldsymbol{\mu_C}$:

$$\boldsymbol{F_C = \mu_C . N} \tag{42}$$

Notamos que $\boldsymbol{F_C}$ é independente da velocidade das superfícies que estão sujetas a ação desta força.

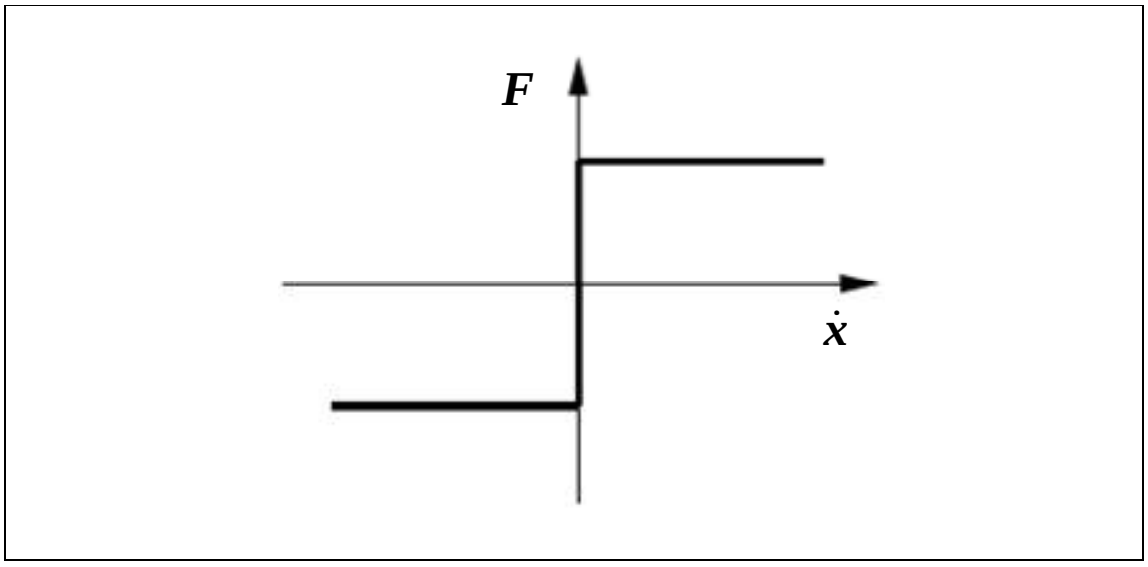


Figura 3.50 – Representação da força de atrito de Coulomb

Fonte: Autor ”adaptado de” Olsoon et al., 1997, p. 7

A equação acima também pode ser escrita da seguinte forma (ANDERSSON, SÖDERBERG e BJÖRKLUND, 2005), onde se considera o sinal da velocidade de escorregamento ou relativa $\dot{\boldsymbol{x}}$:

$$\boldsymbol{F = F_C . \mathrm{sgn}(\dot{x})} \tag{43}$$

Embora o atrito de Coulomb também seja mais conhecido como atrito seco, este é utilizado para modelagem de contatos de fronteira e lubrificados. E, mesmo que o modelo de Coulomb não represente o comportamento do contato tão bem, este é muito utilizado em vários modelos para representar contatos mecânicos.

Assim, aplicando o modelo de atrito de Coulomb, o torque da embreagem T_c^C é calculado baseado no deslocamento da placa de pressão que, deformando a mola segmento, gera a carga F_{cus} sobre o material de atrito. Logo, substituindo P_L por F_{cus} na Eq.(3), tem-se:

$$T_c^C = \frac{2}{3}\mu_C . F_{cus} . N_f \cdot \frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \tag{44}$$

3.2.5 Combinação do modelo de atrito de Coulomb com atrito viscoso

Andersson, Söderberg e Björklund (2005) apontam que devido a não linearidade apresentada pelo atrito de Coulomb, o modelo de atrito viscoso é normalmente utilizado. E, apesar de ser bem mais fácil de tratar matematicamente, sua representação fisica é ainda mais deficiente do que o atrito desenvolvido por Coulomb.

A equação para esse modelo é escrita como:

$$F = k_v . \dot{x} \tag{45}$$

Em que é k_v é o coeficiente de atrito viscoso, o que faz com que o sistema dinâmico fique representado por uma equação diferencial linear. E, mesmo não apresentando um comportamento físico muito confiável, esse modelo é muito utilizado em modelos de amortecimento e não de escorregamento.

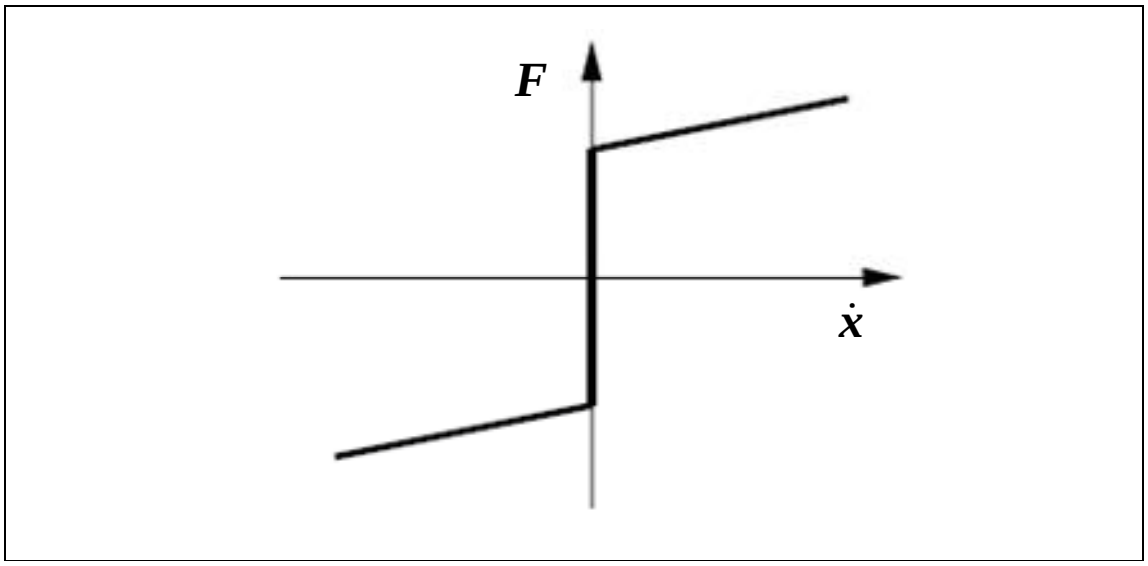


Figura 3.51 – Representação da força de atrito de Coulomb combinado com atrito viscoso
Fonte: Autor ”adaptado de” Olsoon et al., 1997, p. 7

Mas, embora o uso de modelos combinados seja conveniente na simulação de movimentos oscilatórios, estes apresentam imprecisão na posição final do corpo quando aplicada pequenas forças ou pequenos deslocamentos.

3.2.6 Modelo de atrito Stribeck

De acordo com Andersson, Söderberg e Björklund (2005), mesmo contatos secos apresentam comportamentos similares ao de superficies lubrificadas em que apresentam um valor de atrito estático mais alto do que quando está em movimento.

Em superfícies lubrificadas o atrito diminui com o aumento da velocidade de escorregamento até que uma condição estável seja alcançada.

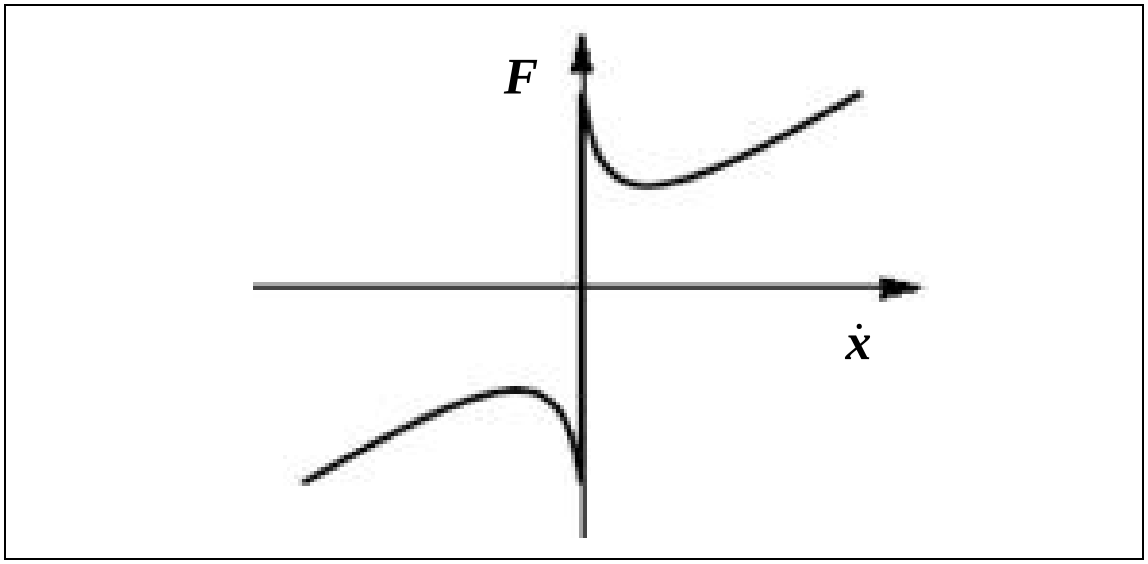


Figura 3.52 – Representação da força de atrito de Stribeck
Fonte: Autor ”adaptado de” Olsoon et al., 1997, p. 7

Esse comportamento foi modelado por Stribeck com o seguinte equacionamento:

$$F = \left[F_C + (F_s - F_C).e^{-\left(\frac{|\dot{x}|}{v_s}\right)^i} \right].\mathrm{sgn}(\dot{x}) + k_v.\dot{x} \tag{46}$$

Em que F_s é a máxima força de atrito estático, v_S a velocidade de Stribeck, $\dot{x}$ a velocidade relativa entre as superfícies e i um expoente de forma da curva. Esse modelo apresenta uma boa representação física, cobrindo plenamente o atrito de Coulomb e viscoso, mas ainda apresenta os mesmo problemas que estes últimos quando ocorre reversão do movimento.

Adaptando a Eq.(46) para o sistema de embreagem a porção referente ao atrito viscoso pode ser desconsiderada uma vez que é uma embreagem de disco único a seco, obtem-se o torque de atrito de Stribeck T_c^{Str}:

$$T_c^{Str} = T_c^C + (T_c^{Est} - T_c^C).e^{-\left(\frac{|\omega_r|}{\omega_S}\right)^i} \tag{47}$$

Re-escrevendo a Eq.(47) em função do coeficiente de atrito:

$$\mu_{Str} = \mu_C + (\mu_{Est} - \mu_C).e^{-\left(\frac{|\omega_r|}{\omega_S}\right)^i} \tag{48}$$

Onde T_c^{Est} é o torque de atrito em função do coeficiente estático μ_{Est} do material, ω_S é a velocidade angular de Stribeck e ω_r é a velocidade angular relativa entre motor e transmissão.

Re-escrevendo na forma da Eq.(3):

$$T_c^{Str} = \frac{2}{3}\mu_{Str}.F_{cus}.N_f.\frac{(R_o^3 - R_i^3)}{(R_o^2 - R_i^2)} \tag{49}$$

3.2.7 Modelo de atrito de Dahl

O modelo desenvolvido por Dahl é frequentemente utilizado em modelos de controle sendo baseado em função do deslocamento somente, sendo o primeiro montado com o conceito de cerdas.

O atrito de Dahl é expresso através da seguinte equação diferencial:

$$\frac{dF}{dx} = \sigma_0.\left[1 - \frac{F}{F_c}\operatorname{sgn}(\dot{x})\right]^{\alpha} \tag{50}$$

Onde σ_0 é o coeficiente de rigidez das cerdas e α é o parâmetro que define a forma da curva de tensão, sendo que $\alpha = 1$ é o valor normalmente usado. Para altos valores de α, teremos uma curva de tensão mais apertada:

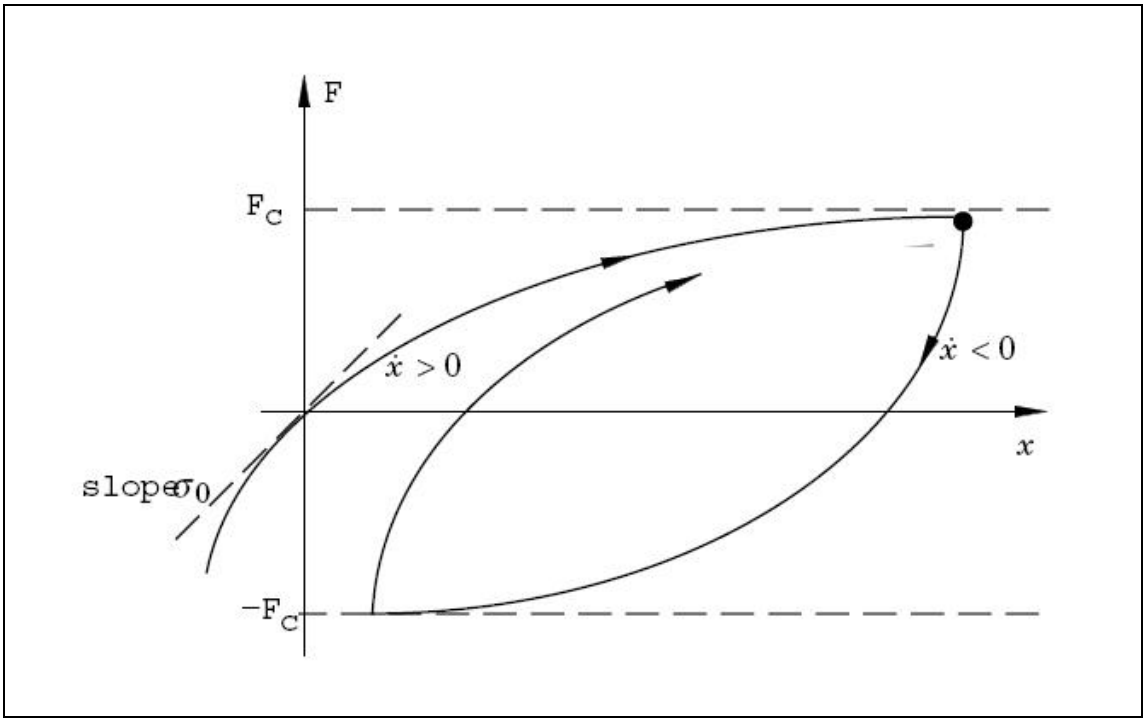


Figura 3.53 – Representação da força de atrito através do modelo de Dahl

Fonte: Olsoon et al, 1997, p. 11

E, para se obter a Eq.(50) no domínio do tempo, re-escrevemos:

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx}.\frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx}.\dot{x} = \sigma_0.\left(1 - \frac{F}{F_C}\text{sgn}\dot{x}\right)^{\alpha}.\dot{x} \tag{51}$$

E, para o caso de $\alpha = 1$, temos:

$$\dot{F} = \sigma_0.\dot{x} - \sigma_0 \frac{F}{F_C}.|\dot{x}| \tag{52}$$

Introduzindo a deflexão média z, a equação acima pode ser re-escrita como:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{z} = \dot{x} - \frac{\sigma_0.|\dot{x}|}{F_C}.z \tag{53}$$

Ficando a força de atrito como:

$$F = \sigma_0 . z$$

O modelo de Dahl simplificado também se comporta como uma mola linear quando o corpo em estudo é submetido a pequenos deslocamentos.

E, re-escrevendo a Eq.(52) para a embreagem, tem-se:

$$\dot{T}_c^D = \sigma_0 . \omega_r - \sigma_0 \frac{T_c^D}{T_c^C} . |\omega_r|$$

$$\therefore \dot{T}_c^D = \sigma_0 . \omega_r \left(1 - \frac{T_c^D}{T_c^C} \operatorname{sgn}(\omega_r) \right) \tag{54}$$

Onde T_c^C é calculado primeiro através da Eq.(44), servindo depois como uma entrada para a equação acima.

3.2.8 Modelo de atrito de Lunde-Grenoble

O modelo de atrito de Lunde-Grenoble (LuGre) também é baseado na dependência da força de atrito com a deformação entre as superfícies de contato, e é formulado, em sua forma mais simples, da seguinte forma:

$$\dot{z} = v - \frac{|v|}{g(v)} . z \tag{55}$$

$$g(v) = \frac{1}{\sigma_0}\left[F_C + (F_{Est} - F_C).e^{-\left(\frac{|v|}{v_s}\right)^2} \right] \tag{56}$$

$$F = \sigma_0.z + \sigma_1.\dot{z} + k_v.v \tag{57}$$

Em que σ_0 e σ_1 são coeficientes e leva em consideração o efeito de Stribeck através da função $g(v)$ e do termo $\sigma_1.\dot{z}$, evitando que se comporte como uma mola linear quando o for aplicado em estudos que sofram pequenos deslocamentos.

Aberger e Otter (2002) apresentaram uma adaptação do modelo de LuGre para modelar o torque de atrito da embreagem que está disponível na biblioteca do software de simulação MODELICA®. Como feito anteriormente, aplicando o conceito de LuGre para a embreagem, as equações (55), (56) e (57) são então re-escritas da seguinte forma:

$$\dot{z} = \omega_r - \frac{|\omega_r|}{g(\omega_r)}.z \tag{58}$$

$$g(\omega_r) = \frac{1}{\sigma_0}\left[\mu_C + (\mu_{Est} - \mu_C).e^{-\left(\frac{|\omega_r|}{\omega_s}\right)^2} \right] \tag{59}$$

$$T_c^{LG} = \frac{2}{3}.\mu_{LG}.N_f.F_{cus}\frac{\left(R_o^3 - R_i^3\right)}{\left(R_o^2 - R_i^2\right)}$$

$$\therefore T_c^{LG} = \frac{2}{3}.(\sigma_0.z + \sigma_1.\dot{z}).N_f.F_{cus}\frac{\left(R_o^3 - R_i^3\right)}{\left(R_o^2 - R_i^2\right)} \tag{60}$$

3.2.9 Cálculo de energia durante a partida

Para se calcular a energia gerada durante a partida de um veículo, primeiro Shaver (1997) aplica o conceito da variação de energia mecânica durante a fase de escorregamento da embreagem para analisar a parcela de cada sistema.

Como a partida do veículo está sendo feita no plano e utilizando seu conceito simplificado, que não considera a inércia I_e, a variação de energia mecânica para o sistema com um todo definida por Shaver (1997) fica:

$$\int_0^{t_s} T_e.\dot{\theta}_e.dt - \int_0^{t_s} T_c.\omega_r.dt - \int_0^{t_s} T_R.\dot{\theta}_T.dt = \frac{1}{2}.I'_V.\dot{\theta}_e^2$$

Onde a primeira integral corresponde à energia fornecida pelo motor, sendo subtraída a energia gerada no atrito da embreagem e o torque resistivo T_R, e o que sobra irá acelerar a inércia I'_V até a rotação do motor $\dot{\theta}_e$.

Assim, para o objetivo desse trabalho, será considerada apenas a parcela referente ao atrito da embreagem. Desta forma, tem-se que a energia Q gerada pelas faces de atrito da embreagem durante o acoplamento fica:

$$Q = \int_0^{t_s} T_c.\omega_r.dt \qquad (61)$$

Ou seja, para o cálculo de Q, será necessário obter os valores ω_r, através da diferença entre $\dot{\theta}_e$ e $\dot{\theta}_T$, e do comportamento de T_c durante o intervalo $0 < t < t_s$, que é a fase de escorregamento do disco de embreagem.

4 MODELAGEM DO SISTEMA

Como visto no capítulo de discussão sobre os modelos, não existe um modelo que cubra todas as condições para a simulação do sistema de embreagem no que se refere a energia gerada durante a partida. Assim, o modelo proposto neste trabalho será um híbrido entre os modelos encontrados na literatura, capturando seus respectivos pontos positivos e fazendo uma análise crítica sobre os mesmos.

Dito isto, a planta a ser utilizada é a desenvolvida por Duque (2005), mas adequando a mesma para um modelo para o cálculo de energia. Assim, esse trabalho também servirá como uma complementação ao trabalho de Duque (2005), uma vez que estará unindo seus estudos da parte vibratória do sistema de transmissão com o cálculo do fluxo de energia na embreagem proposto nesse trabalho.

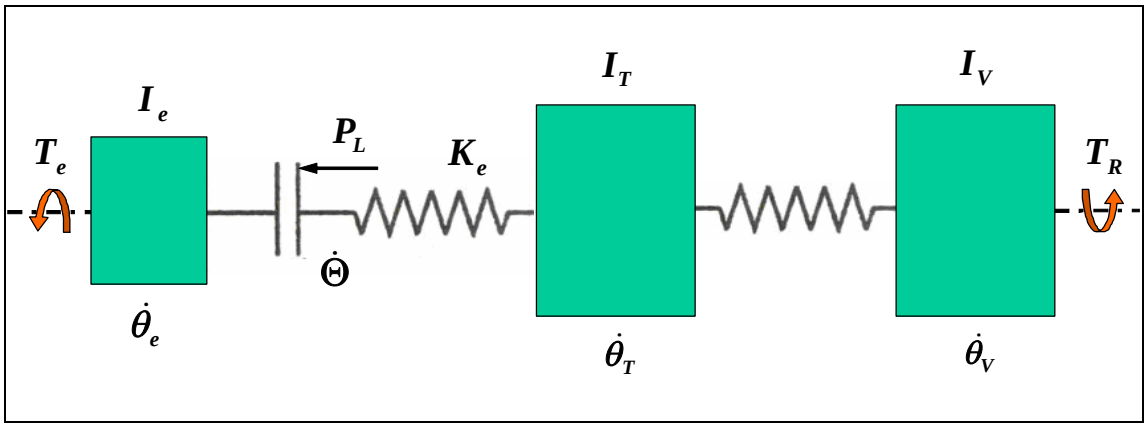


Figura 4.1 – Modelo proposto

Fonte: Autor

Observa-se na Figura 4.1 que várias complicações no seu modelamento matemático podem ser encontradas, onde se tem a consideração das características dinâmicas do motor, a variação da carga de placa de embreagem e a rigidez do amortecedor do disco de embreagem.

A embreagem é representada pela mola de rigidez constante K_e e por suas superfícies de atrito sem massa onde a carga de placa P_L é aplicada. Este detalhamento na embreagem possibilita tanto a representação do controle do acoplamento quanto apresenta

uma velocidade angular do eixo de entrada da transmissão independente da velocidade do motor $\dot{\theta}_e$.

Diferentemente de Duque (2005), Szadkowski e Morford (1992) não consideram o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente C_e em seus equacionamentos. Uma vez que a modelagem desse trabalho não tem interesse no comportamento vibratório do sistema de transmissão, esse parâmetro não será considerado também.

Os modelos de atrito adotados para o cálculo do torque transmitido pela embreagem serão o de Coulomb e o dinâmico de Stribeck. Dessa forma, uma comparação das respostas com o torque transmitido pela embreagem calculado com o modelo de Coulomb T_c^C será feita contra os valores obtidos se utilizando o torque T_c^{Str} obtido pelo modelo proposto por Stribeck, ambos tendo como entradas os comportamentos do pedal do acelerador e da embreagem no tempo e a rotação de partida do motor nas medições de partidas com o veículo protótipo disponível.

Todos os modelos apresentados a seguir serão construídos em Matlab/Simulink® R14, sendo que o método de integração escolhido será discutido nos itens subseqüentes.

4.1 Modelo do motor

Baseado no modelo apresentado por Szadkowski e Morford (1992), o submodelo proposto para o motor é representado na figura abaixo, onde a ação do torque líquido T_e age sobre uma inércia equivalente I_e e deve ser suficiente para superar o torque de atrito da embreagem T_c gerando durante a fase de escorregamento:

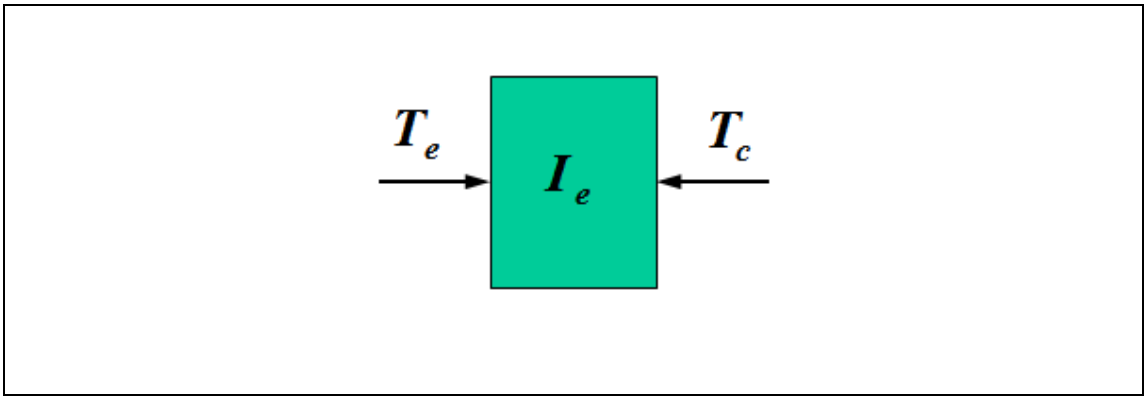


Figura 4.2 – Diagrama de corpo livre do motor

Fonte: Autor

Considerando as características acima, tem-se o seguinte equacionamento para esse modelo:

$$I_e.\ddot{\theta}_e = T_e - T_c$$

$$\ddot{\theta}_e = \frac{T_e - T_c}{I_e} \tag{62}$$

O motor utilizado para os estudos possui as sequintes configurações construtivas e de desempenho:

Tabela 4.1 – Características construtívas e de performance do motor

Deslocamento	1389 cm^3
Número de Cilindros	4
Número de Válvulas	8
Potência Máxima	75 kW à 6000 rpm
Torque Máximo	132 Nm à 3200 rpm

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

O torque líquido do motor $\boldsymbol{T_e}$ é função da abertura da borboleta do motor $\boldsymbol{P_T}$ e de sua rotação $\dot{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{e}}$, sendo levantado seu comportamento em relação à esses dois parâmetros em dinamômetro um mapa completo contendo, entre outras coisas, a relação entre essas grandezas do motor a ser utilizado nos experimentos. Com o mapa gerado, o Engineering Equation Solver® (EES) v.7 foi utilizado para se realizar a interpolação que represente o comportamento de $\boldsymbol{T_e}$ em função dessas duas entradas.

Essa regressão gerou a função de segunda ordem abaixo:

$$\boldsymbol{T_e} = 7{,}9 - 1{,}2.10^{-3}\dot{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{e}} - 4{,}9.10^{-4}\dot{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{e}}^{2} + 2{,}3\boldsymbol{P_T} + 6\boldsymbol{P_T}^{2} + 3{,}5.10^{-5}\dot{\boldsymbol{\theta}}_{\boldsymbol{e}}\boldsymbol{P_T} \qquad (63)$$

A Figura 4.3 mostra uma comparação entre os pontos do mapa medido em dinamômetro (em azul) e a superfície criada através da Eq.(63) para a checagem da correlação alcançada pela regressão proposta:

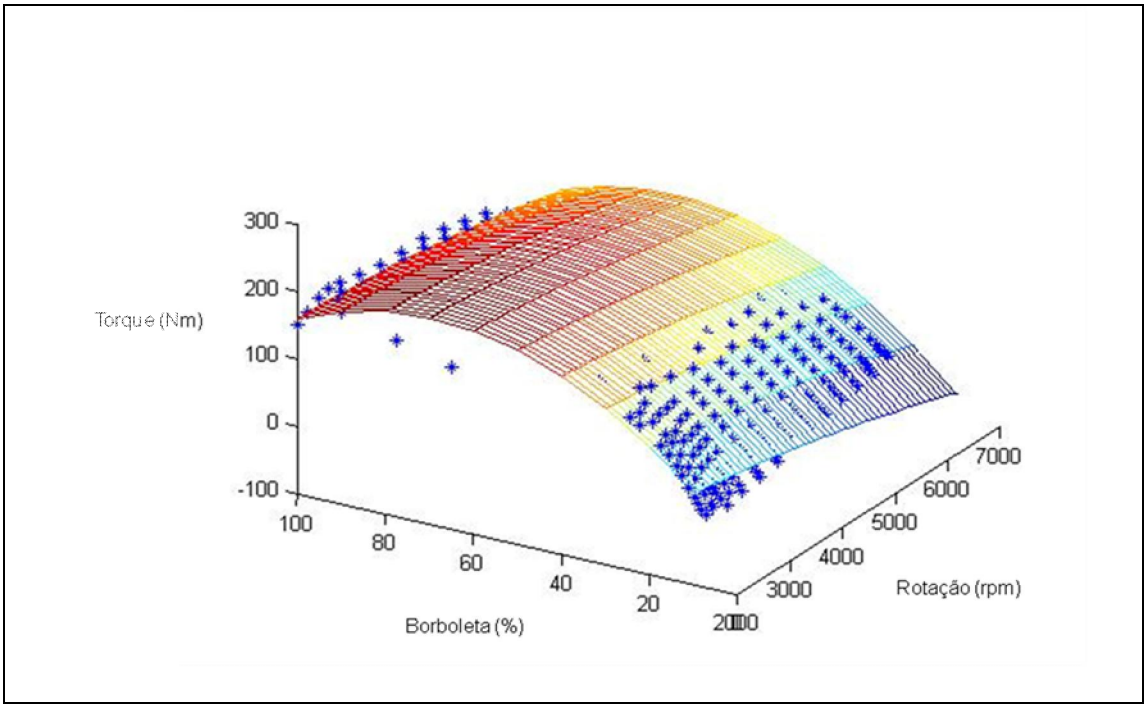


Figura 4.3 – Comparativo da superfície gerada pela função proposta versus medições de dinamômetro

Fonte: Autor

É possível notar que em baixas cargas (ou percentagem de borboleta) e por toda a faixa de rotações tem-se uma boa correlação entre a função de torque proposta e as medições; fato também observado com borboleta igual a 100%. Apesar de alguns poucos pontos entre 60% e 80% de borboleta não estarem sobre a superfície, por ora, a correlação será considerada como aceitável.

Dessa forma, tem-se o seguinte bloco representando o comportamento no tempo de T_e, onde a rotação do motor $\dot{\theta}_e$ (rad/s) ou n_e (rpm) e a posição da borboleta P_T (%), obtidas das arrancadas executadas e medidas com o veículo protótipo, são os dados de entrada da função:

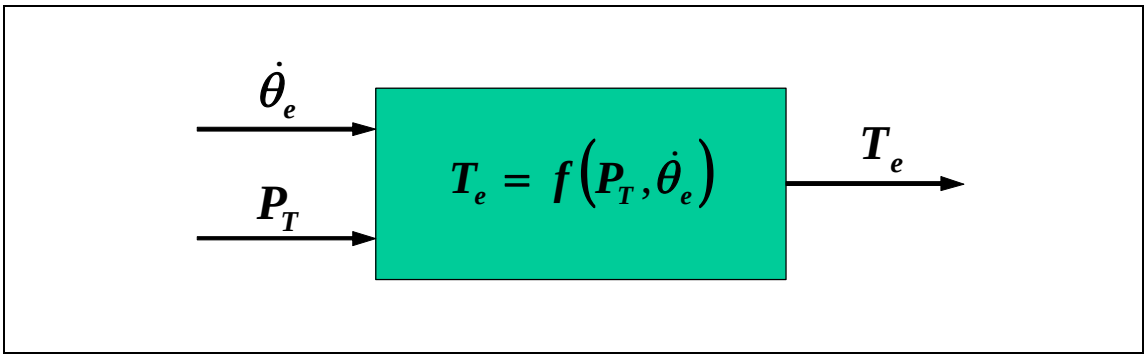


Figura 4.4 – Bloco do cálculo do torque do motor

Fonte: Autor

Outro parâmetro da Eq.(62) a ser utilizado é a inércia combinada do motor I_e de seus componentes rotativos e alternativos. Para esse cálculo, o seguinte conjunto foi considerado:

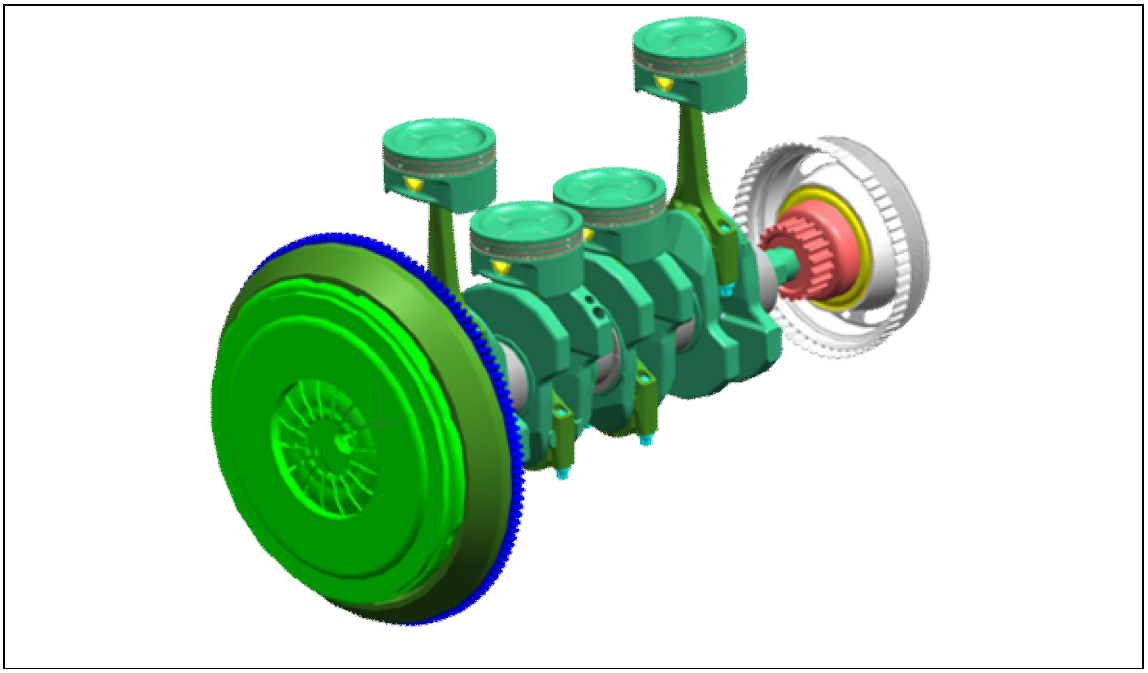


Figura 4.5 – Conjunto de virabrequim, platô, disco, pistões, anéis, bielas, volante e polia

Fonte: Autor

Os momentos de inércia de volante, virabrequim, porção equivalente rotativa das bielas (TAYLOR, 1968) e polia da correia Poly-V foram calculadas utilizando o software de CAD Unigraphics (UG) NX5®.

Assim, o modelo do motor é representado conforme a seguinte planta no Simulink®:

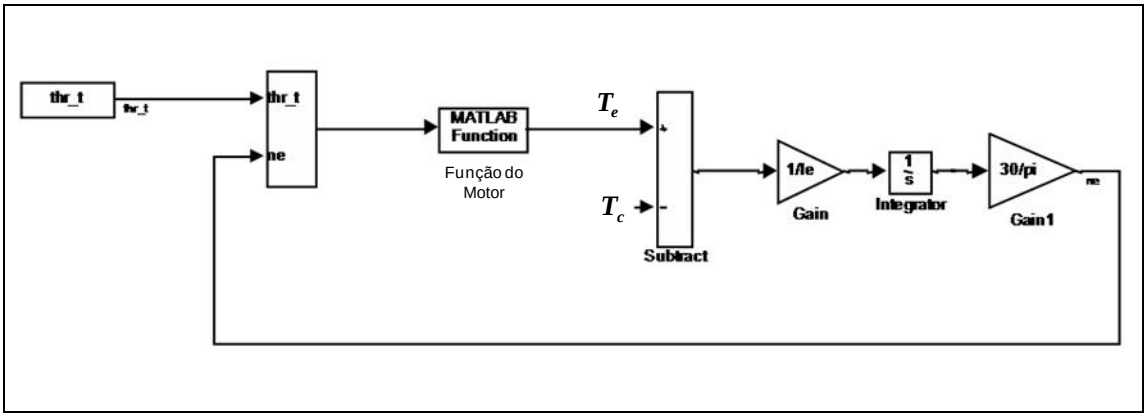


Figura 4.6 – Planta Simulink do motor

Fonte: Autor

As entradas para o bloco de torque do motor são o comportamento da borboleta de aceleração P_T durante a partida e a rotação do motor n_e, sendo que a condição inicial do bloco de integração é a rotação de partida do veículo durante as medições.

Pode ser visto na Figura 4.6 que o comportamento da rotação n_e não depende somente da posição da borboleta P_T, mas também da carga proveniente do torque gerado pela embreagem T_c, o qual será abordado no próximo item.

4.2 Modelo da embreagem

O veículo considerado nesse trabalho é montado com um sistema de acionamento a cabo, um platô do tipo push com mola diafragma e um disco com amortecedor torcional.

De acordo com Duque (2005), o conjunto de embreagem formado pelo platô e pelo disco, pode ser representado no modelo através da soma de suas respectivas inércias, pela rigidez do amortecedor do disco e sua "histerese". Assim sendo, as inércias já foram consideradas na inércia I_e do motor e, como adotado em por Szadkowski e Morford (1992), este trabalho não se propõe a analisar o comportamento vibratório do driveline e, assim, o coeficiente de atrito C_e não será necessário para os cálculos realizados nesse trabalho.

A rigidez do disco também não é necessária, uma vez que a rigidez só é considerada quando a embreagem está totalmente acoplada. Logo, no modelo da embreagem somente a carga de placa P_L será calculada para cada instante de tempo através de sua relação com a posição do pedal de embreagem medida no veículo protótipo durante uma dada partida.

4.2.1 Pedal de embreagem e sistema de acionamento

A principal característica considerada é a relação total entre o pedal de embreagem e os dedos da mola membrana do platô medida. Essa relação pode ser vista na figura abaixo.

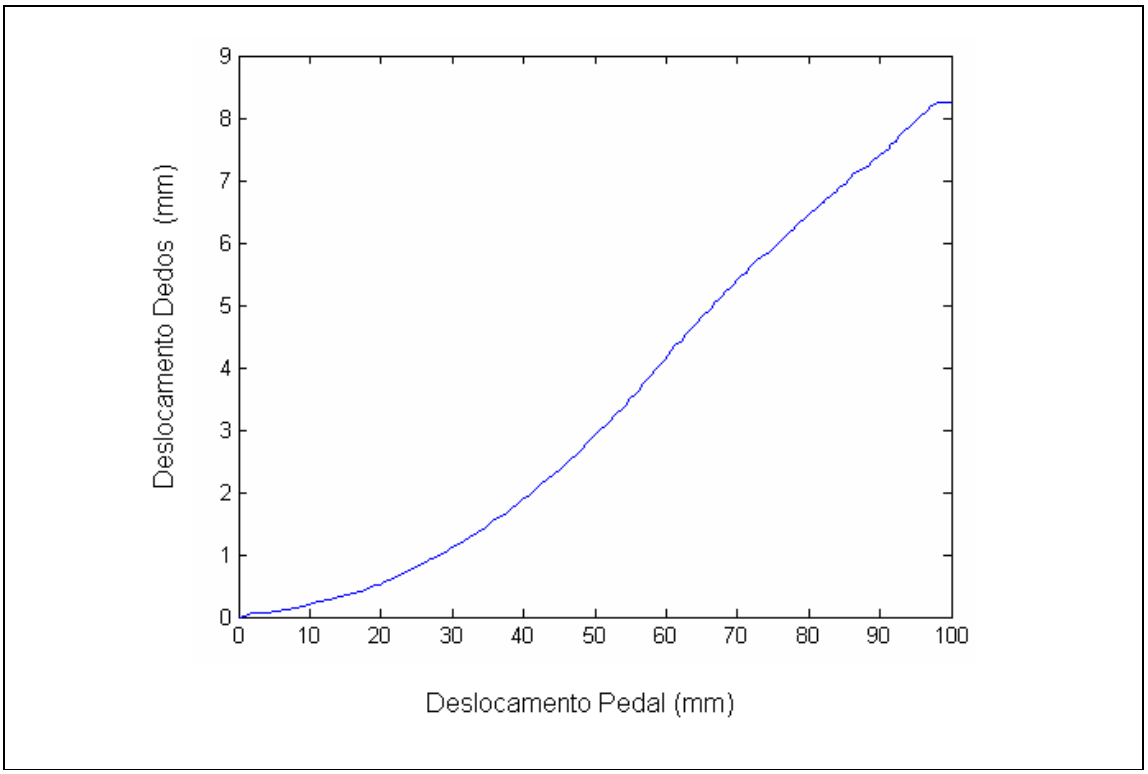


Figura 4.7 – Relação entre deslocamento do pedal versus dedos do platô
Fonte: Autor

Essa relação foi medida de um veículo com a mesma instalação do veículo de teste, mas com um motor 1.0l montado com um platô de menor carga de rolamento e um pedal de embreagem com maior curso. Dessa forma, a curva da figura acima será representada por uma tabela look-up no Simulink®, sendo um dos parâmetros de convergência da simulação.

4.2.2 Platô de embreagem

Para o platô, a relação entre o deslocamento dos dedos da mola membrana versus o deslocamento da placa de pressão do platô irá traduzir a posição relativa entre essas peças durante o acionamento, e será representada no Simulink® como uma tabela tipo look-up.

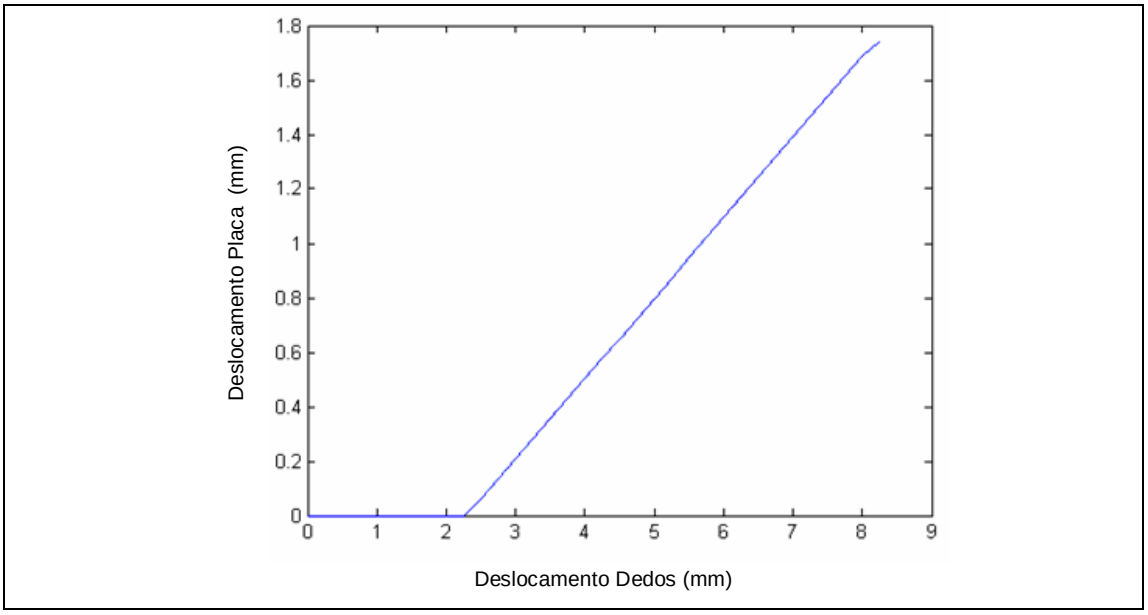


Figura 4.8 – Relação entre deslocamento dos dedos versus da placa de pressão do platô

Fonte: Autor

Outra característica importante do platô é a curva de carga de placa, mas aqui essa curva é usada para se definir a máxima carga de placa que pode ser obtida em uma condição de disco novo como o caso do teste.

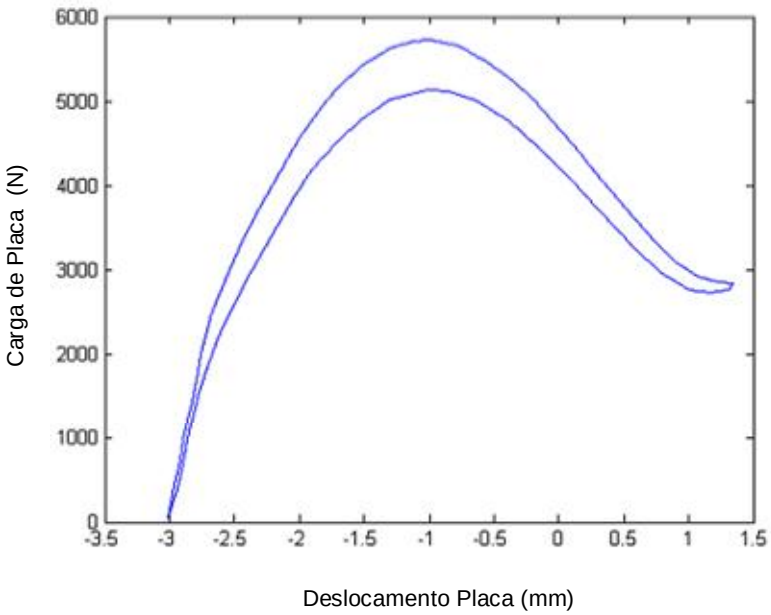


Figura 4.9 – Relação entre deslocamento da placa de pressão versus a carga de placa do platô
Fonte: Autor

A máxima carga de placa com um disco novo é definida pelo cruzamento da curva acima com a curva da carga da mola segmento. Essa definição será mais detalhada e mostrada no próximo item.

4.2.3 Disco de embreagem

Na Tabela 4.2 abaixo, estão as características do disco de embreagem montado no veículo utilizado nas medições:

Tabela 4.2 – Características do disco de embreagem

Diâmetro Interno D_i	134 mm
Diâmetro Externo D_o	190 mm
Número de Faces N_f	2

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

Para o modelo de Coulomb será considerado um valor do coeficiente de atrito dinâmico μ_C igual a 0,27, enquanto que para o modelo de Stribeck será considerado que o coeficiente de atrito estático μ_{Est} seja 0,27, para garantir a máxima transmissão de torque da embreagem quando totalmente acoplada, e o dinâmico μ_C será adotado um valor para a convergência do modelo com o veículo vazio. Serão feitas comparações entre as condições de veículo vazio e com carga, mantendo os mesmos parâmetros em ambas as situações.

O disco de embreagem utilizado na medição das partidas teve a curva característica da mola segmento levantada e será também representada por uma tabela look-up no Simulink®.

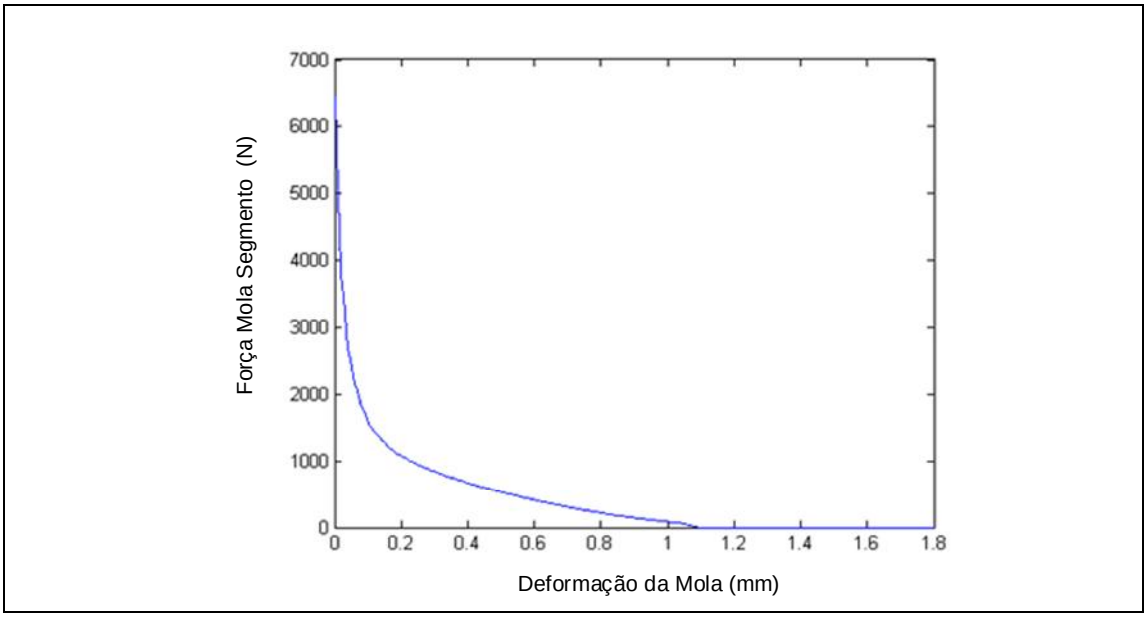


Figura 4.10 – Curva característica da carga da mola segmento

Fonte: Autor

Juntando a curva da Figura 4.10 com a curva de carga de placa da Figura 4.9 obtem-se a máxima força normal possível exercida pela mola segmento na condição de acoplamento total.

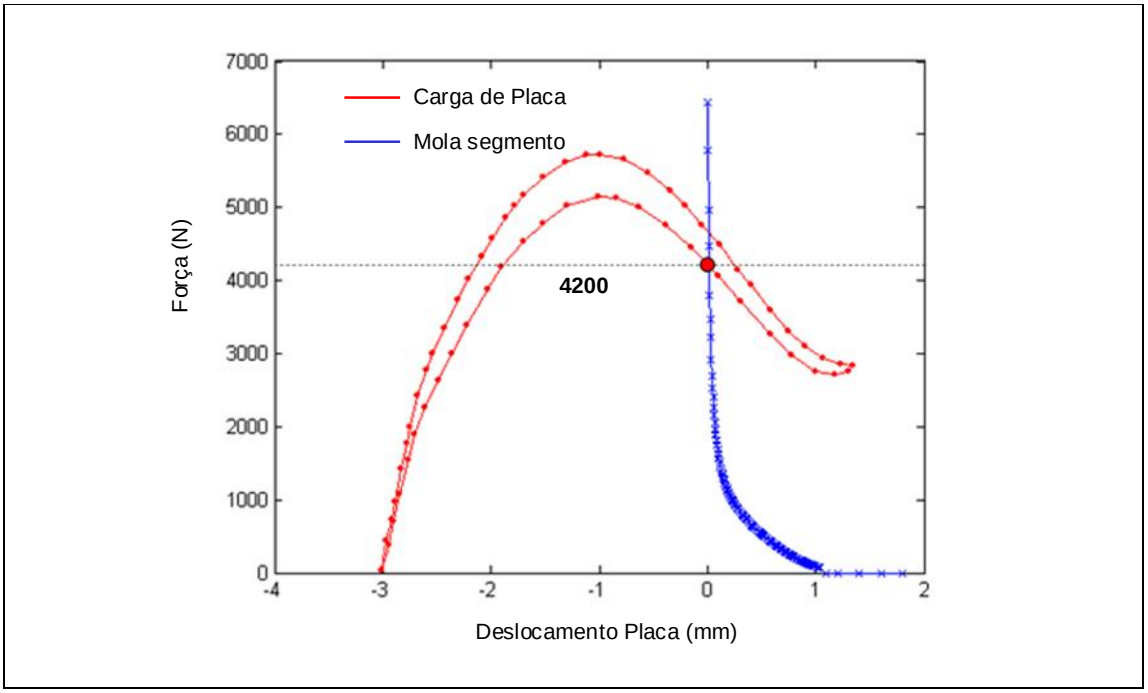


Figura 4.11 – Definição da máxima carga de placa

Fonte: Autor

Essa limitação será considerada na simulação através de um bloco de saturação, evitando assim qualquer possível sobrecarga da força da mola segmento $\boldsymbol{F_{cus}}$ durante a fase de acoplamento.

Como visto na Figura 3.18, a ação da força da mola segmento $\boldsymbol{F_{cus}}$ altera a forma como o deslocamento da placa se comporta com o deslocamento dos dedos da mola membrana. Logo, considerando a carga da mola segmento apresentada na Figura 4.10, a relação mostrada na Figura 4.8 fica sendo:

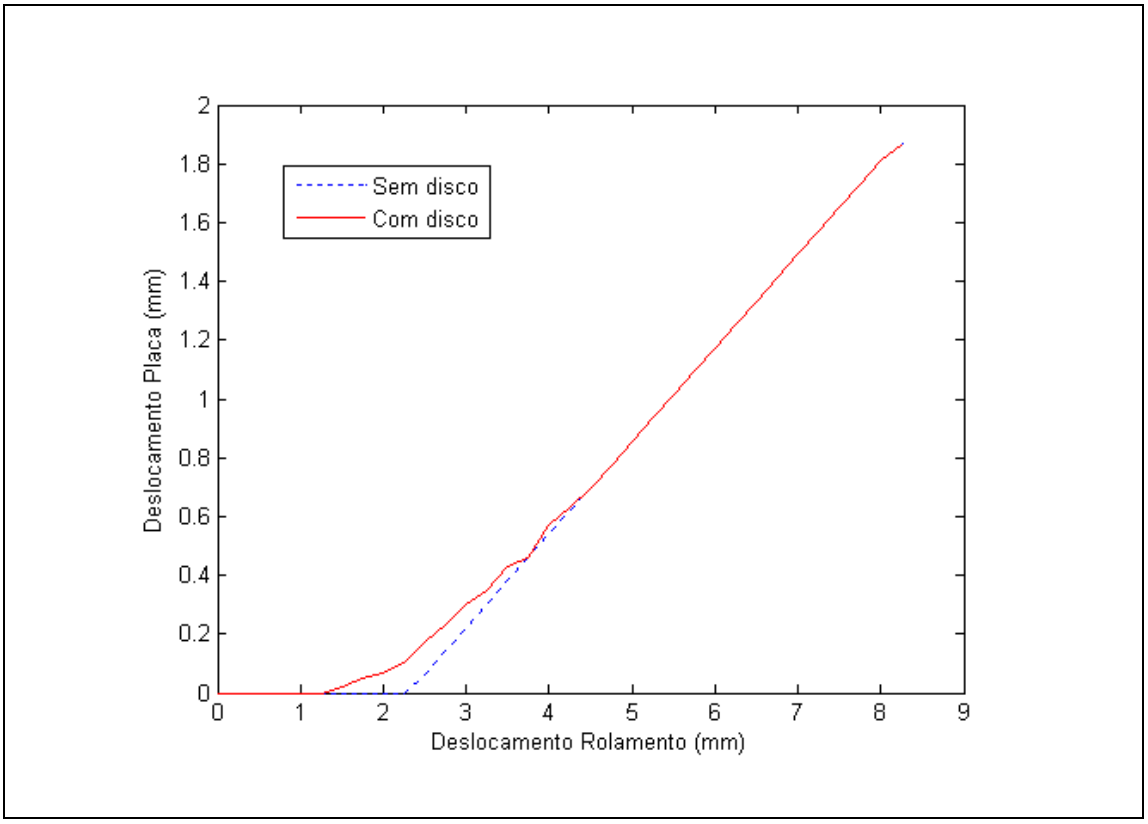


Figura 4.12 – Relação entre deslocamento dos dedos versus da placa de pressão – sobre disco

Fonte: Autor

A curva referente à relação considerando o disco será usada como um bloco de conversão, tendo como entrada o deslocamento do rolamento e saída o deslocamento da placa de pressão no tempo.

4.2.4 Cálculo do torque transmitido pela embreagem

A Eq.(44) será utilizada para o torque transmitido pela embreagem calculado por Coulomb T_c^C e através das equações (48) e (49) para se obter T_c^{Str}, ambas utilizando os dados do disco da embreagem apresentados na Tabela 4.2. Utilizando o deslocamento no tempo da placa de pressão medido durante uma partida do veículo de testes, e consequentemente o valor de carga normal na mola segmento F_{cus}, obtem-se os comportamentos de T_c^C e T_c^{Str} no tempo.

Um bloco tipo função pode ser usado para representar a Eq.(44) na planta de simulação e, utilizando um perfil de pedal de embreagem medido do veículo de teste como uma entrada, o modelo completo do sistema de embreagem fica:

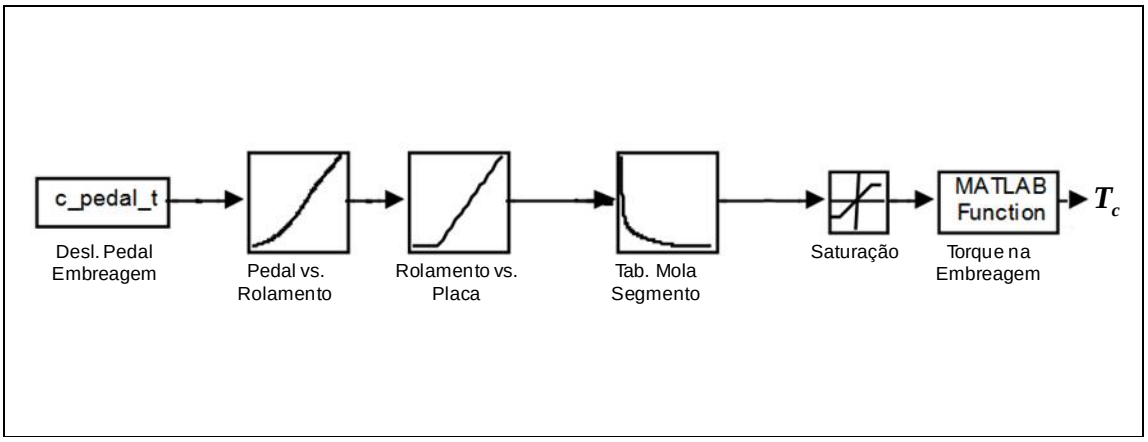


Figura 4.13 – Modelo Simulink do cálculo do torque transmitido pela embreagem

Fonte: Autor

Dessa forma, a saída dessa planta será valor do torque transmitido pela embreagem baseado no comportamento do pedal de embreagem imposta pelo motorista durante as partidas. Esse valor também será utilizado pela planta do motor, para calcular a aceleração angular deste, além de ser utilizado para o cálculo da energia gerada a ser mostrada nos itens seguintes.

4.3 Modelo dos semi-eixos

Como o veículo é de tração dianteira, o driveline é composto basicamente pelos semi-eixos, que são representados por uma rigidez equivalente K_D (DUQUE, 2005).

E, considerando um dado semi-eixo com comprimento L_x, a seguinte equação é usada:

$$k_{SEx} = \frac{J_p.G}{L_x} \tag{64}$$

Onde o momento polar de inércia J_p é calculado por:

$$J_p = \frac{\pi.D_{SE}^4}{32} \tag{65}$$

E, do veículo de testes obtemos a seguinte tabela com as informações dos seus semi-eixos:

Tabela 4.3 – Rigidez dos semi-eixos

Lado	D_{SE} (m)	J_p (m^4)	G ($N.m^2$)	L (mm)	k_{SE} (N.m/rad)
Direito	0,028	$6,03.10^{-8}$	$7,9.10^{10}$	980,3	4862,9
Esquerdo				633,3	7527,5

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

Considerando que o veículo parte em linha reta e não havendo escorregamento relativo entre os pneus com tração, então o mesmo deslocamento é válido para ambos semi-

eixos. Dessa forma, os semi-eixos podem ser modelados como duas molas atuando em paralelo, o que dá:

$$k_{SE} = k_{SEd} + k_{SEe} = 4862{,}5+7527{,}5 = 12390 \text{ N.m/rad}$$

Transportando essa rigidez combinada para o eixo de entrada da transmissão, tem-se que a rigidez equivalente do driveline dependente da marcha engatada como:

$$K_D = \frac{k_{SE}}{\left(i_X . i_{Dif}\right)^2} \tag{66}$$

Usando os dados da Tabela 4.3, os valores de rigidez equivalente para cada marcha ficam conforme tabela abaixo:

Tabela 4.4 – Rigidez equivalente dos semi-eixos para 1ª marcha

Marcha	Rigidez Equivalente (N.m/rad)
1ª	57,4

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

4.4 Modelo da transmissão

O modelo da transmissão será representado por sua inércia I_T sob a ação do torque de atrito gerado pela embreagem T_c e as reações da rigidez dos semi-eixos K_D e o amortecimento do driveline C_D. O diagrama de corpo livre fica como segue:

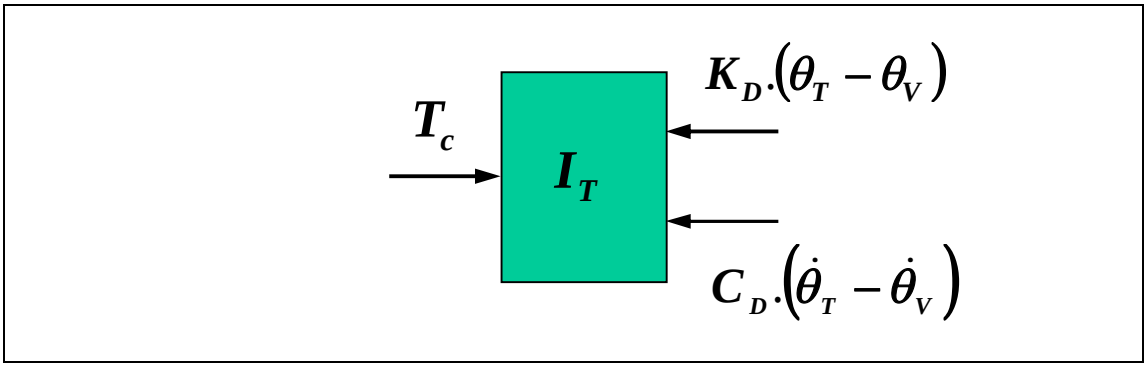


Figura 4.14 – Diagrama de corpo livre da transmissão

Fonte: Autor

Assim, a equação diferencial da transmissão fica sendo:

$$\ddot{\theta}_T = \frac{T_c - K_D.(\theta_T - \theta_V) - C_D.(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_V)}{I_T} \tag{67}$$

No valor de inércia da transmissão I_T , além das inércias dos eixos, luvas, sicronizadores, etc. está também considerada a inércia do diferencial, sendo todas devidamente transportadas para o eixo de entrada da transmissão quando necessário. Além das inércias da transmissão, no eixo de entrada deve ser adicionada a inércia dos componentes do disco de embreagem.

Os componentes que devemos considerar são o disco de arraste e o cubo da embreagem:

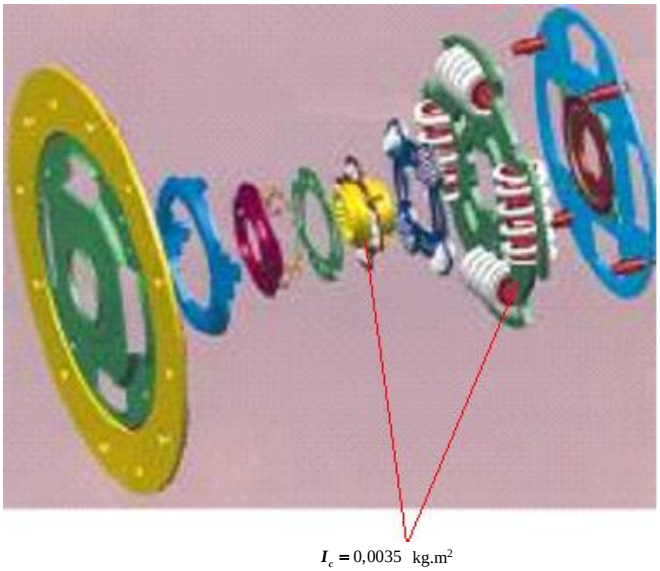


Figura 4.15 – Inércia dos componentes do disco de embreagem

Fonte: Autor ”adapatado de” Duque, 2005, p. 106

As características construtivas desta transmissão podem ser conferidas no Apêndice “A”. Considerando essas características, monta-se a seguinte equação para o cálculo das inércias equivalentes por marcha:

$$I_{T_X} = I_c + I_{IS} + (I_{1/2S} + I_{1/2IR}.2 + I_{1/2IntR}.2 + I_{1/2OR}.2 + I_{3/4S} + I_{3/4R}.2 + I_{MS} + I_{5S} + \\ + I_{5R}).\frac{1}{i_X^2} + I_{1R}.\frac{1}{i_1^2} + I_{2R}.\frac{1}{i_2^2} + I_{3R}.\frac{1}{i_3^2} + I_{4R}.\frac{1}{i_4^2} + I_{Dif}.\frac{1}{i_1^2.i_{Dif}^2} + I_{5IS}$$

Como a transmissão do veículo em estudo é a mesma que a utilizada por Duque (2005), então o valor de I_T para a condição de primeira marcha engatada é igual a $1{,}12.10^{-3}$ kg.m^2.

4.5 Modelo do veículo

O modelo do veículo é montado utilizando como base a condição do mesmo vista na Figura 3.42, apenas considerando $\beta = 0$ uma vez que as medições foram feitas em uma pista plana. Dessa forma, transportando esse modelo para o eixo da transmissão, tem-se a inércia equivalente do veículo I_V, sob a ação da rigidez e amortecimento do driveline, K_D e C_D respectivamente, e a reação do torque resistivo T_R.

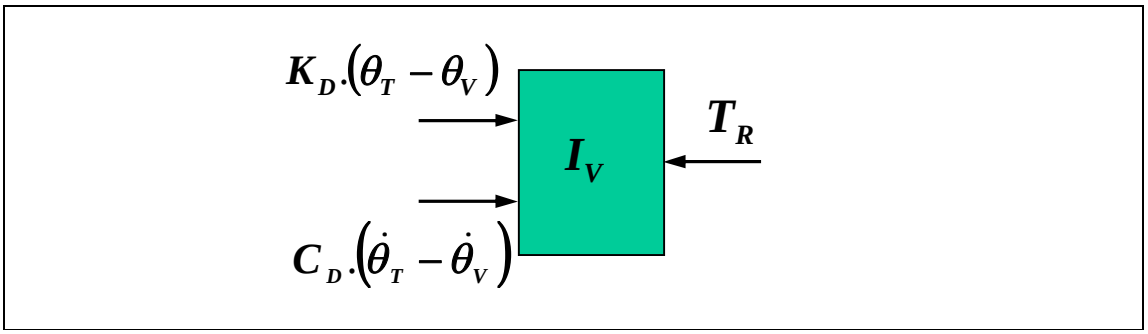


Figura 4.16 – Diagrama de corpo livre do veículo

Fonte: Autor

O que leva a seguinte equação diferencial:

$$\ddot{\theta}_V = \frac{K_D.(\theta_T - \theta_V) + C_D.(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_V) - T_R}{I_V} \tag{68}$$

Pode-se notar na equação acima que não existe nenhum detalhe sobre o modelo de pneu utilizado, não considerando qualquer tipo de escorregamento entre o pneu e o pavimento. Um modelo utilizado para representar esse efeito é o apresentado por Gillespie (1992) e expresso pela Eq.(69).

$$\dot{x}_V = (1 - s).\frac{\dot{\theta}_R}{R_D} \tag{69}$$

Onde, s é o coeficiente de escorregamento do pneu e $\dot{\theta}_R$ a rotação na roda. Serão considerados para as simulações desse trabalho valores de s entre 0,1 e 0,3 como uma referência inicial.

4.5.1 Cálculo da inércia do veículo (I_V)

A inércia do veículo será representada no modelo através do transporte de sua massa para o eixo de entrada da transmissão, levando em consideração as relações de marcha, diferencial e o raio dinâmico do pneu.

A transmissão montada neste veículo possui as características apresentadas no Apêndice "A", sendo utilizada a seguinte equação para referenciar a inércia do veículo "observada" pela transmissão:

$$I_{V_X} = m'_V . R_D^2 . \frac{1}{\left(i_X . i_{Dif}\right)^2} \tag{70}$$

Onde m'_V é a massa equivalente do veículo obtida através do fator de massa MF , obtido pela Tabela 3.2, que no caso de veículos leves, como o protótipo em questão, é de 1,5.

4.5.2 Cálculo do torque resistivo do veículo (T_R)

Para o cálculo do torque resistivo T_R, será utilizada a equação da força resistiva F_R obtida através da função de coast down de um veículo de médio porte, ou seja, calculada com Eq.(37). Sendo que os fatores de coast down corrigidos f_0' , f_1' e f_2' são levantados através da norma de teste de pista SAE J2263 (1996).

Após esse levantamento e com o cálculo de F_R, o torque resistivo T_R é obtido transportando essa força resistiva para o eixo de entrada da transmissão:

$$T_R = \frac{1}{e} \cdot \left(\frac{R_D}{i_X . i_{Dif}} \right) . F_R \tag{71}$$

4.5.3 Modelo do bloco transmissão/veículo

Juntando e escrevendo as equações (67) e (68) na forma de espaço de estados, obtem-se o seguinte conjunto de equações:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_V \\ \ddot{\theta}_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_D}{I_T} & -\frac{C_D}{I_T} & \frac{K_D}{I_T} & \frac{C_D}{I_T} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_D}{I_V} & \frac{C_D}{I_V} & -\frac{K_D}{I_V} & -\frac{C_D}{I_V} \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} \theta_T \\ \dot{\theta}_T \\ \theta_V \\ \dot{\theta}_V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{I_T} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{I_V} \end{bmatrix} . \begin{bmatrix} T_c \\ T_R \end{bmatrix} \tag{72}$$

Como o sistema acima é formado por equações lineares, o bloco “State-Space” do Simulink® pode ser utilizado, considerando T_c e T_R como as entradas do bloco.

E, uma vez que o veículo parte do repouso, o vetor de condições iniciais é definido como:

$$X_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

Após todas as considerações, o modelo estruturado no Simulink® fica:

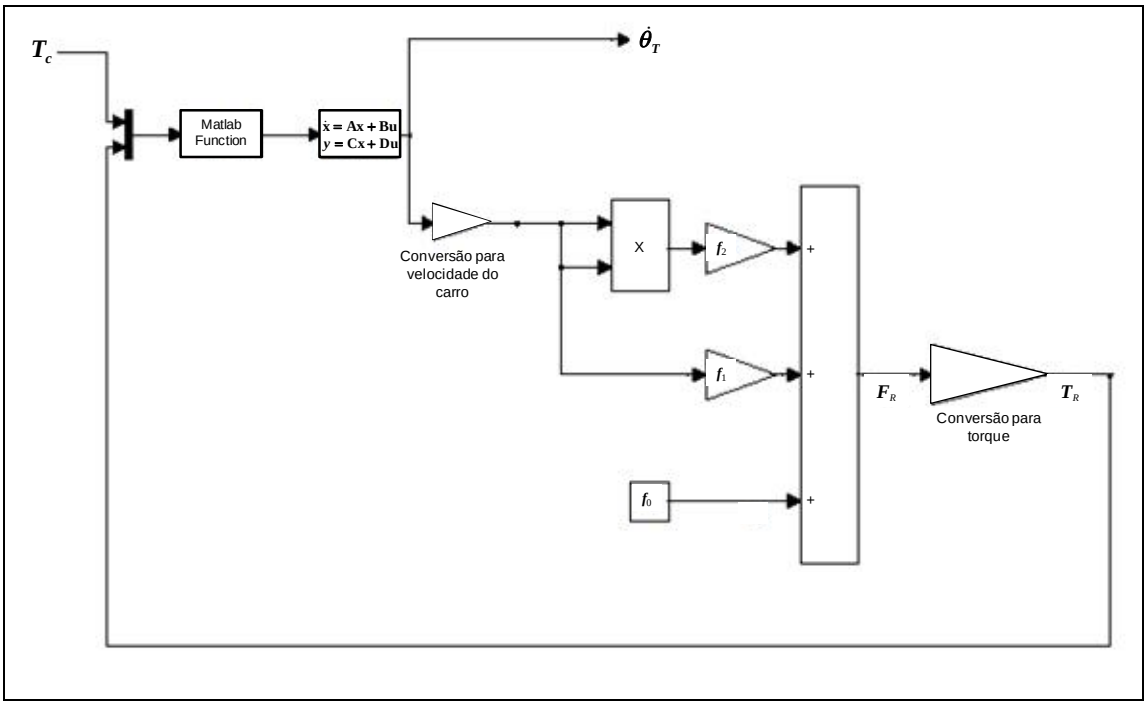


Figura 4.17 – Planta do conjunto transmissão/veículo no Simulink

Fonte: Autor

4.5.4 Características do veículo de teste

Algumas partidas foram realizadas com um veículo de teste em condições de ordem de marcha mais o motorista e passageiro, e todo o equipamento para realizar as medições. Uma tabela com todas as características do veículo encontra-se abaixo, onde duas condições de carga do veículo de teste foram consideradas: massa em de ordem de marcha, mais dois ocupantes e equipamento de aquisição; e uma segunda situação considerando a adição de 300 kg à massa da condição anterior.

Tabela 4.5 – Dados e condições do veículo de teste

<table>
<tr><td>Raio Dinâmico</td><td colspan="2">0,284 m</td><td>Relação de Primeira Marcha</td><td>3,73</td></tr>
<tr><td>Massa</td><td>1150 kg</td><td>1450 kg</td><td>Relação do Diferencial</td><td>3,94</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Coeficientes de Coast Down (f_0', f_1', f_2')</td><td>141,2 N</td><td>175,9 N</td><td>Inércia da Transmissão</td><td>$1{,}12.10^{-3}$ kg.m^2</td></tr>
<tr><td colspan="2">-0,89 N/(km/h)</td><td>Eficiência da Transmissão</td><td>0,97</td></tr>
<tr><td colspan="2">0,54 N/(km/h)^2</td><td rowspan="2">Diâmetro da Embreagem</td><td>134 mm (int.)</td></tr>
<tr><td>Amortecimento do Driveline C_D</td><td colspan="2">5 N.m.rad/s</td><td>190 mm (ext.)</td></tr>
<tr><td>Rampa</td><td colspan="2">0%</td><td>Número de faces</td><td>2</td></tr>
<tr><td>Inércia do Motor I_e</td><td colspan="2">0,15 kg.m^2</td><td>Coeficiente de Atrito do Material</td><td>0,27</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Comprimento dos semi-eixos</td><td colspan="2">980,3 mm (D)</td><td rowspan="2">Inércia da Embreagem</td><td>0,022 kg.m^2 (platô)</td></tr>
<tr><td colspan="2">633,3 mm (E)</td><td>0,0039 kg.m^2 (disco)</td></tr>
</table>

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

As características da tabela acima são usadas como parâmetros (ou para calculá-los) dos modelos apresentados nos itens anteriores, e usando a medição do comportamento do pedal de acelerador e de embreagem durante as partidas como entradas a simulação está preparada para rodar.

4.5.5 Escolha do algoritmo de integração

Após o término da fase de modelagem passamos para a resolução do modelo matemático montado. Segundo Sperandio, Mendes e Silva (2003), um método numérico de integração é o conjunto de procedimentos para se resolver um conjunto de equações que representam um dado problema real, sendo que a escolha do método deve envolver vários aspectos, tais como, a precisão desejada, sua velocidade de convergência e o “esforço”

computacional necessário para sua resolução. Logo, a escolha do método deve ser feita com muito critério pelo analista, porque é ela que irá ditar o máximo erro global que se terá na aproximação gerada pelo método numérico adotado ou desenvolvido, além de definir a velocidade de solução do sistema proposto.

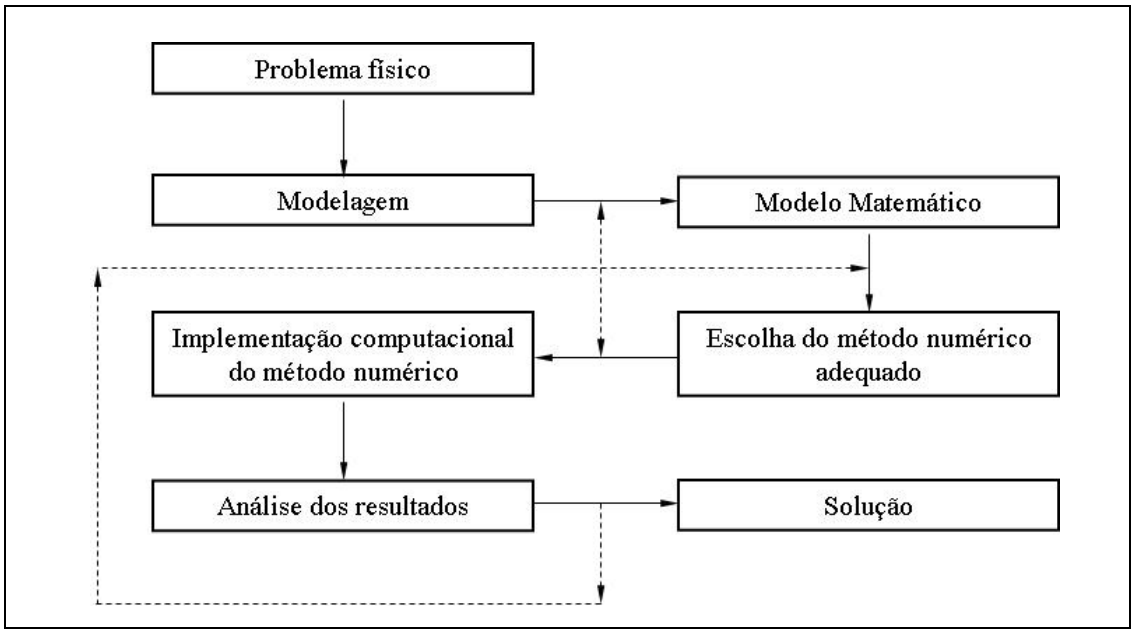


Figura 4.18 – Sequência para a solução de um problema físico

Fonte: Autor “adaptado de” Sperandio, Mendes e Silva, 2003

Shampine (1994) também aponta para essa direção lembrando que, apesar da literatura mostrar que os métodos numéricos desenvolvidos atualmente serem muito “poderosos”, especialmente para a solução de equações diferenciais ordinárias ou Ordinary Differential Equation (ODE), estes apresentam limitações quanto à precisão e estabilidade. Logo, é extremamente importante o conhecimento das características do algoritmo a ser utilizado por parte do analista, principalmente quanto às suas limitações e os possíveis erros intrínsecos ao mesmo.

Como já mencionado anteriormente, o software utilizado nos estudos a seguir é o Matlab® R14. O nome Matlab® vem do inglês “MATrix LABoratory”, e basicamente utiliza matrizes como elemento básico de trabalho, onde problemas podem ser resolvidos através de notações matemáticas (MATSUMOTO, 2004).

As aplicações em que pode ser utilizado são:

a) Matemática e computação;

b) Desenvolvimento de algoritmos;

c) Aquisição e análise de dados;

d) Visualização de resultados;

e) Modelagem, simulação e prototipação;

f) Desenvolvimento de aplicativos.

Pode-se notar nas aplicações acima que o Matlab® atende perfeitamente as necessidades para o desenvolvimento deste trabalho, sendo que a família de integradores para solução de ODE's disponível no mesmo propicia um bom número de algoritmos para diversos tipos de problemas: ode113, ode 15s, ode23, ode23s, ode23t, ode23tb e ode45. Mais detalhes sobre cada um desses algoritmos podem ser encontrados em por Matsumoto (2004) e, em mais detalhes, em Shampine e Reichelt (2009).

Como primeira tentativa Matsumoto (2004) indica o integrador ode45, que é um par de Runge-Kutta (4,5) com extrapolação local desenvolvido por Dormand e Prince (1980), também conhecido como RK5(4)7FM. Mas, apesar de que esse integrador ser considerado um dos mais eficientes e confiáveis dessa família RK, ele pode ser muito lento quando usado para resolver problemas duros ou stiff.

Para checar a "rigidez" de um dado sistema de equações, Dormand (1996) define a razão de rigidez $\boldsymbol{S}$ como uma das formas disponíveis para checá-la:

$$\boldsymbol{S} = \frac{\max|\Re(\lambda_k)|}{\min|\Re(\lambda_k)|} \tag{71}$$

Onde λ_k são os autovalores da matriz dinâmica **A** do sistema, sendo que para valores muito grandes de $\boldsymbol{S}$, o integrador lida com requisitos de estabilidade absoluta muito diferentes devido aos seus autovalores extremos, levando a altos custos computacionais e tempo para se obter uma solução.

Montando a matriz **A** da Eq.(70) com os dados da Tabela 4.5, obtem-se os seguintes autovalores para os casos em análise:

Tabela 4.6 – Autovalores do sistema em condição sem e com carga

	1150 kg	1450 kg
Autovalores da matriz **A** (λ_k)	- 4470,2	- 4468,6
	- 11,53	- 11,5
	$1{,}58.10^{-6} + 5{,}23.10^{-8}\boldsymbol{i}$	$-\ 1{,}02.10^{-7}$
	$1{,}58.10^{-6} - 5{,}23.10^{-8}\boldsymbol{i}$	$1{,}02.10^{-7}$

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

Utilizando esses autovalores, a razão de rigidez $\boldsymbol{S}$ dos sistemas a serem resolvidos é de $2{,}83.10^{9}$ para o veículo sem carga e $4{,}38.10^{10}$ para o mesmo carregado. Considerando o valor de 100 para $\boldsymbol{S}$ proposto por Dormand (1996) como limite para se definir um sistema como sendo duro, então se tem a indicação de que o ode45 não seria a melhor opção para essa simulação.

Por se tratar de um sistema duro, o algoritmo mais indicado deve ser baseado em fórmulas de diferenciação implícitas ou Backward Differentiation Formula (BDF). Assim, o algoritmo ode23s, que é baseado na fórmula modificada de ordem 2 de Rosenbrock (SHAMPINE; REICHELT, 2009), seria uma opção mais adequada do que o integrador ode45 nessa situação.

Testes realizados com esses integradores, utilizando os mesmos valores de tolerância absoluta de erro, mostraram que ambos apresentaram resultados similares com relação aos estados de interesse. Mas, enquanto o algoritmo ode45 levou pouco mais de 4 minutos para resolver a simulação toda, o ode23s consumiu por volta de apenas 25 segundos, o que significa um desempenho 10 vezes mais rápido para esse último, apresentando o mesmo nível de precisão que o primeiro (ver Apêndice “B”).

Assim, com resultados de saída iguais e velocidade de resolução superior, o algoritmo ode23s foi o escolhido para resolver as simulações desse trabalho.

5 RESULTADOS

Rodando as configurações de massa propostas no item anterior, os resultados obtidos para o tempo de escorregamento t_s e a energia dissipada na embreagem durante a partida Q, tanto para o modelo proposto utilizando atrito de Coulomb quanto para o modelo simplificado, estão na Tabela 5.1. Nessa tabela também foram colocados, para efeito de comparação, os valores obtidos através das medições do veículo real.

Tabela 5.1 – Resultados do sistema com modelo de Coulomb nas condições sem e com carga

		Sem carga (1150 kg)	**Com carga (1450 kg)**
Simulação Coulomb	t_s	2,15 s	1,65 s
	Q	27,85 kJ	19,85 kJ
Medição	t_s	2,55 s	2 s
	Q	29,81 kJ	27,78 kJ
Simplificado	t_s	0,97 s	1,12 s
	Q	11,26 kJ	11,76 kJ

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

Os resultados acima mostram uma boa correlação para o modelo simulado com o veículo sem carga, mas um resultado regular com a configuração com mais carga

apresentando uma diferença significativa nos níveis de energia dissipada, mesmo respondendo de forma mais coerente do que o modelo simplificado.

Comparações do comportamento das rotações do motor e da transmissão podem ser vistas nas figuras 5.1 e 5.2, onde foi utilizado um fator de ajuste de 1,3 na relação pedal/dedos da mola membrana, vista na Figura 4.7, para auxiliar na convergência da simulação.

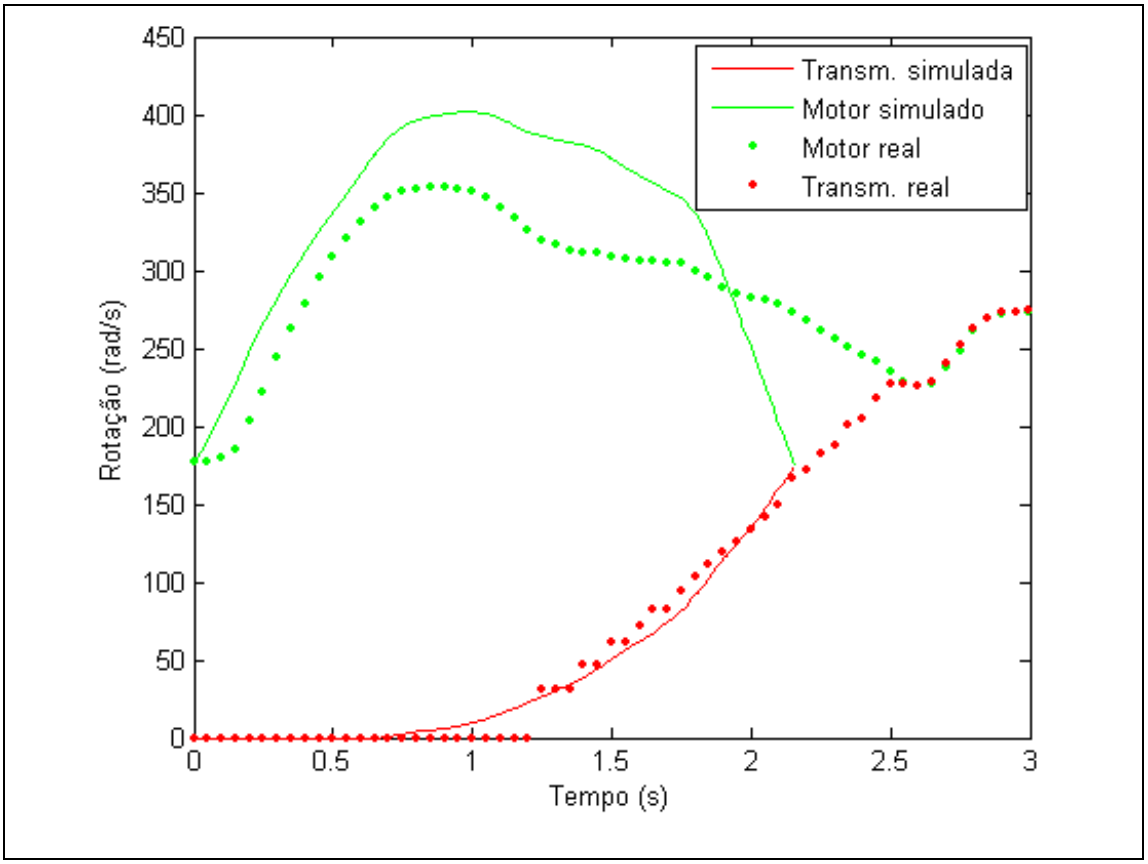


Figura 5.1 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Coulomb sem carga

Fonte: Autor

Observa-se na Figura 5.1 que o motor partiu da rotação de partida e, com o aumento da carga de placa da embreagem e o consequente aumento do torque $\boldsymbol{T_c^C}$, diminuiu até se igualar à rotação do eixo de entrada da transmissão. Mas, pode-se notar também que sua aceleração foi um pouco abrupta, com um aumento de rotação do motor muito rápido, enquanto que o comportamento da transmissão se mostrou mais próximo da medição do veículo real.

A mesma tendência é observada para o veículo carregado (1450 kg), apesar de que o "descolamento" da rotação de motor simulada foi ainda maior do que a condição do veículo sem carga.

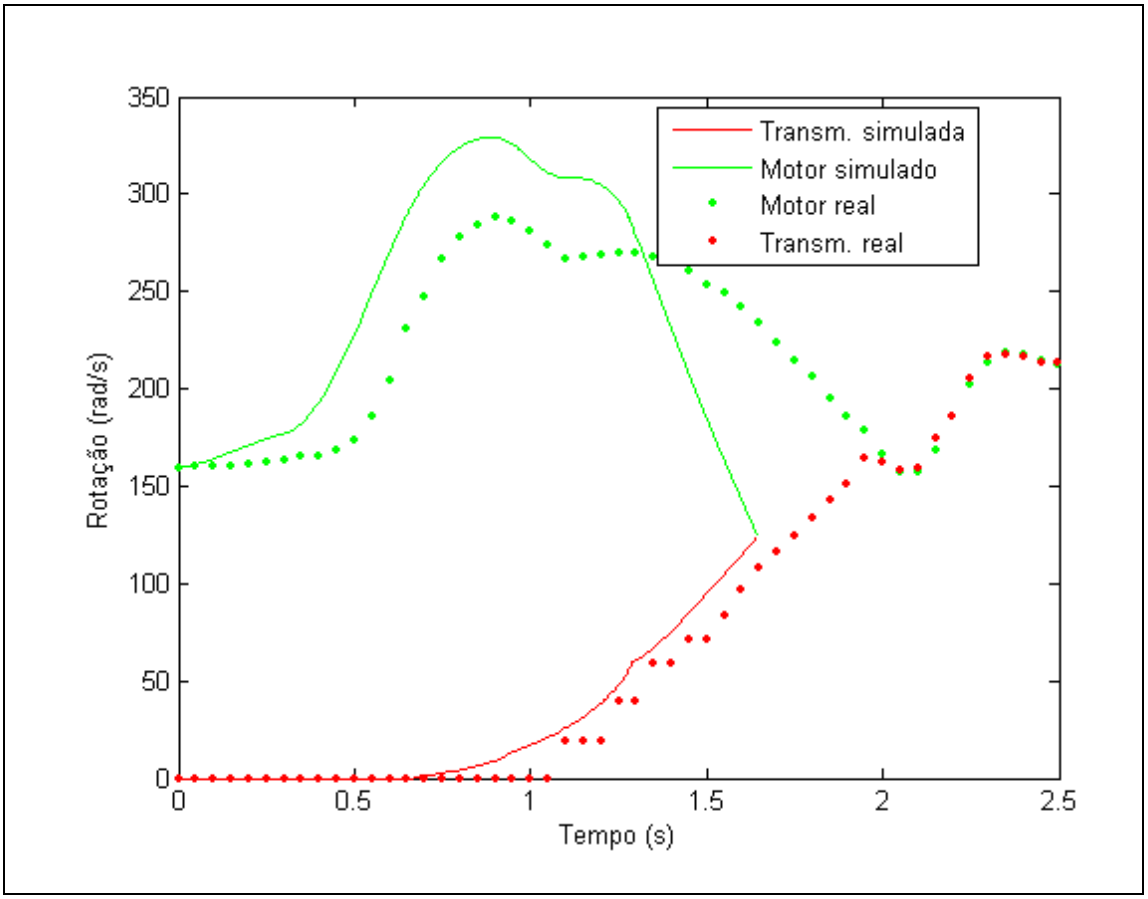
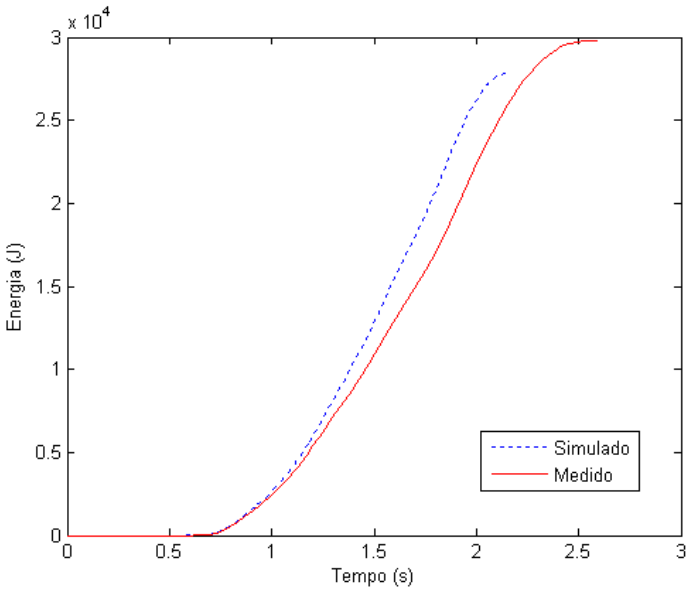


Figura 5.2 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – Coulomb com carga
Fonte: Autor

Já o comportamento da energia dissipada na embreagem se mostra parecido, mas levemente mais alto do que a medida na condição de veículo sem carga. Na Figura 5.3a, é possível verificar esse comportamento, com a simulação parando em um valor bem próximo da medição:

a.) Sem carga



b.) Com carga

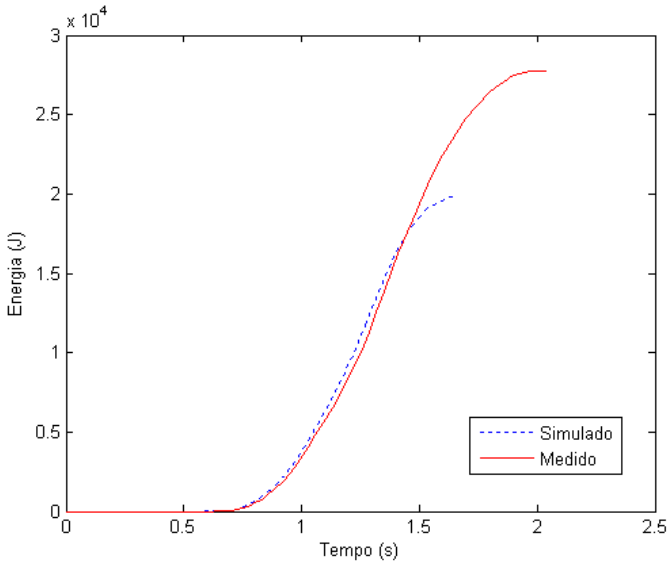


Figura 5.3 – Comparativo da energia dissipada na embreagem – sem e com carga

Fonte: Autor

Para o veículo carregado, Figura 5.3b, é possível notar que o comportamento das curvas era praticamente o mesmo durante toda a análise, mas como no caso simulado há uma

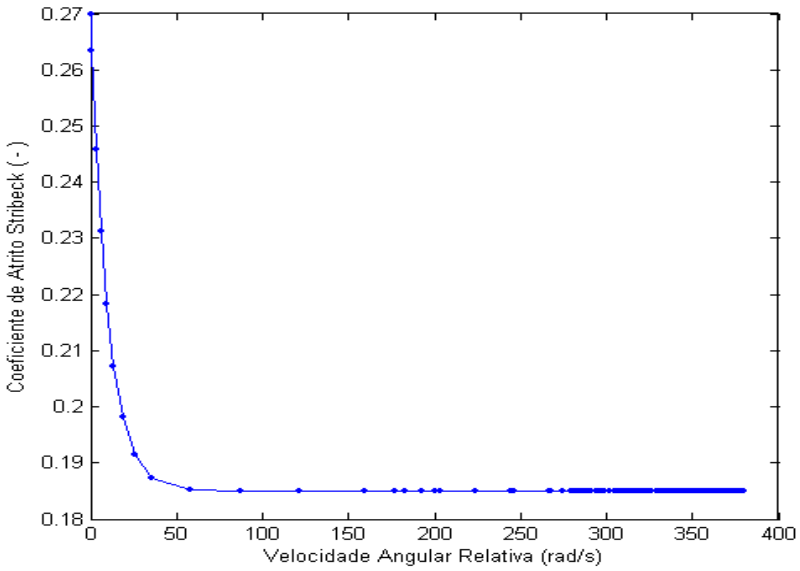
queda acentuada na rotação do motor, ficando o valor de energia bem mais baixo do que o caso real.

Essas diferenças nos valores de energia calculada pela simulação e a real se mostram muito coerentes, principalmente devido às diferenças observadas nos valores de rotação da transmissão da simulação e na condição de veículo carregado, vide figuras 5.1 e 5.2. Mesmo assim, em ambas as situações, o modelo proposto se demonstrou muito mais coerente do que o modelo simplificando, quando este último apresentou valores de tempo de escorregamento e energia dissipada da ordem de duas vezes e três vezes menor respectivamente do que as medições realizadas no veículo de testes.

Outra avaliação realizada foi a substituição do modelo de atrito de Coulomb pelo dinâmico de Stribeck, e, diferentemente do modelo de Coulomb, esse modelo é dependente da velocidade relativa ω_r fazendo com o coeficiente de atrito de Stribeck μ_{Str} varie no tempo de simulação.

A Figura 5.4 mostra o comportamento de μ_{Str} durante a simulação das duas condições de carga propostas nesse trabalho, considerando que a velocidade relativa de Stribeck ω_S igual a 10 rad/s, o coeficiente de atrito de Coulomb μ_C igual a 0,185, o coeficiente de escorregamento *s* adotado como 0,50, dentro dos limites encontrados na literatura.

a.) Sem carga



b.) Com carga

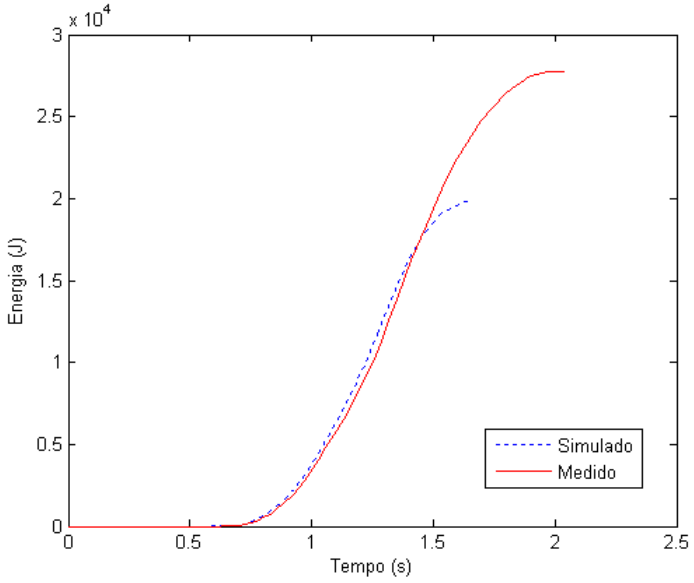


Figura 5.4 – Comportamento do coeficiente de atrito de Stribeck – sem e com carga

Fonte: Autor

A Tabela 5.3 apresenta os novos resultados dessa nova versão do modelo considerando atrito de Stribeck, comparando com os valores das medições e contra os valores do próprio Coulomb obtidos anteriormente.

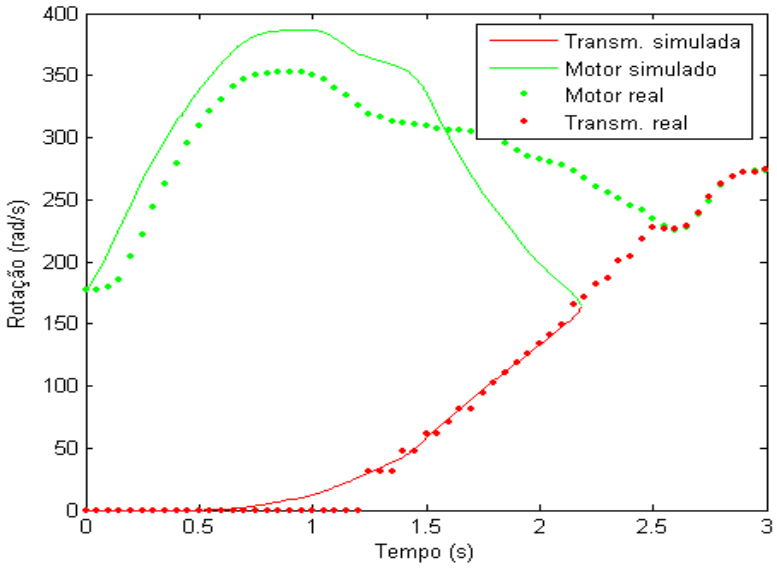
Tabela 5.3 – Comparação dos resultados do sistema com modelo de Stribeck versus Coulomb

		Sem carga (1150 kg)	**Com carga (1450 kg)**
Simulação Coulomb	t_s	2,15 s	1,65 s
	Q	27,85 kJ	19,85 kJ
Simulação Stribeck	t_s	2,25 s	2,19 s
	Q	26,98 kJ	24,41 kJ
Medição	t_s	2,55 s	2 s
	Q	29,81 kJ	27,78 kJ

Fonte: Dados Trabalhados pelo autor

Da Tabela 5.3, é possível verificar uma melhora significativa nos valores de tempo de escorregamento e de energia dissipada, principalmente na situação de veículo carregado, lembrando que para o modelo de Stribeck não foi necessária a aplicação do fator de ajuste na relação do pedal/dedos da mola membrana como feito com o modelo de Coulomb, mostrando, portanto, ser uma configuração muito mais próxima da condição real do carro de testes.

a.) Sem carga



b.) Com carga

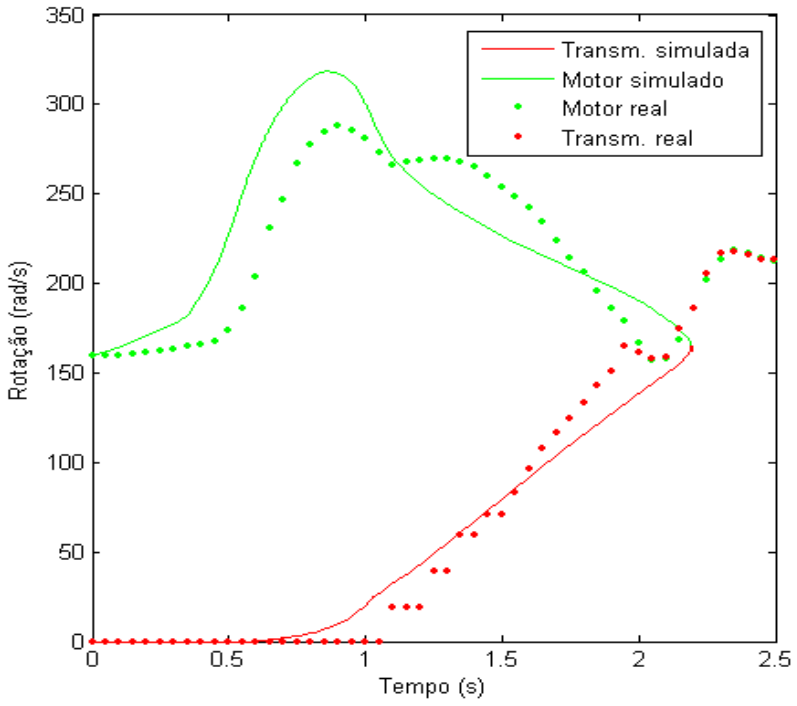


Figura 5.5 – Gráfico do comportamento da rotação do motor e da transmissão – sem e com carga

Fonte: Autor

Na Figura 5.5 é possível verificar que, apesar de mostrar o mesmo descolamento na rotação do motor nos instantes iniciais da simulação com o modelo do Coulomb, o modelo proposto de Stribeck apresenta valores de $\boldsymbol{t}_s$ e Q bem mais próximos dos valores medidos em ambas as condições de carga.

Além disso, o novo modelo de atrito apresentou uma maior flexibilidade e respostas mais coerentes com a mudança dos parâmetros do veículo de testes.

6 CONCLUSÕES

Ambos os modelos matemáticos propostos, Coulomb e Stribeck, mostraram estar um passo a frente em termos de comportamento dinâmico quando comparados ao modelo simplificado, mostrando melhor resposta às mudanças no perfil do motorista com relação ao pedal de acelerador e de embreagem.

Mas, apesar dos modelos apresentarem essa melhor resposta, o modelo do motor apresentou um comportamento mediano no estudo de variação de massa. Essa situação é bem observada no comportamento da rotação do motor no início da simulação, resultando em valores de energia não observadas no veículo real.

Verificando o comportamento do torque do motor T_e simulado e o calculado pelo módulo de controle do motor, ou Electronic Control Module (ECM), observa-se uma diferença considerável, sendo bem mais alta do que o valor medido durante mais da metade do tempo total da simulação. O gráfico para o veículo sem carga e com Coulomb é o mostrado na Figura 6.1:

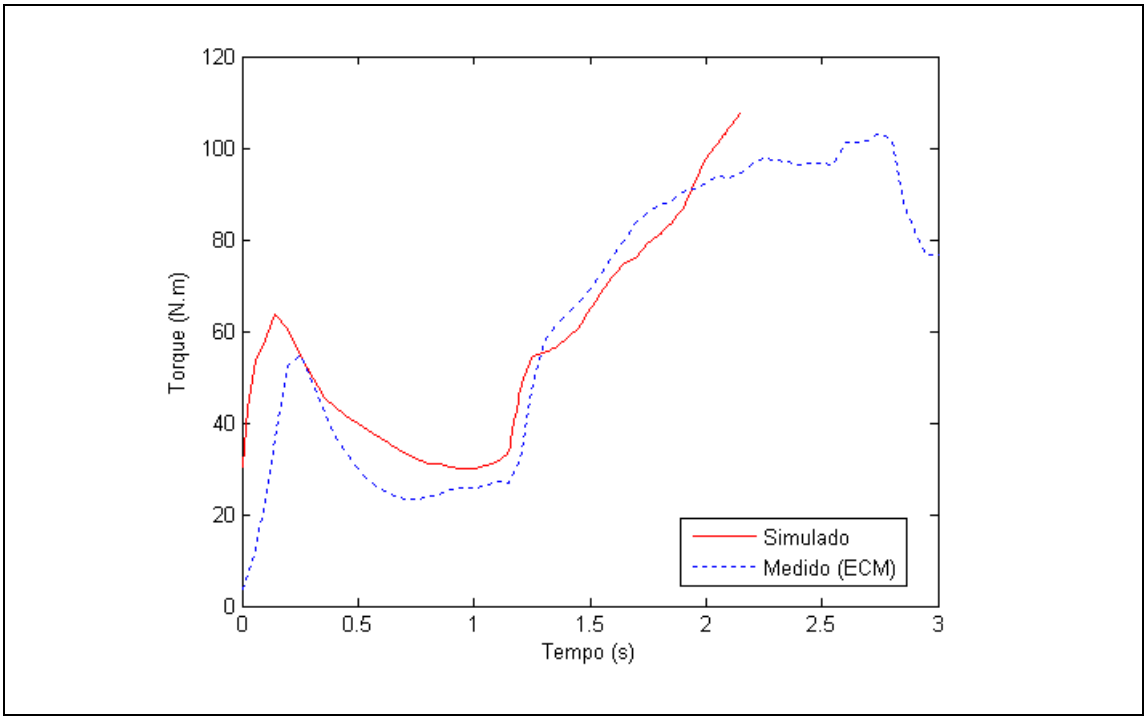


Figura 6.1 – Comparativo do torque do motor simulado versus medido – Coulomb sem carga

Fonte: Autor

Enquanto que, para a condição com carga, tem-se a Figura 6.2:

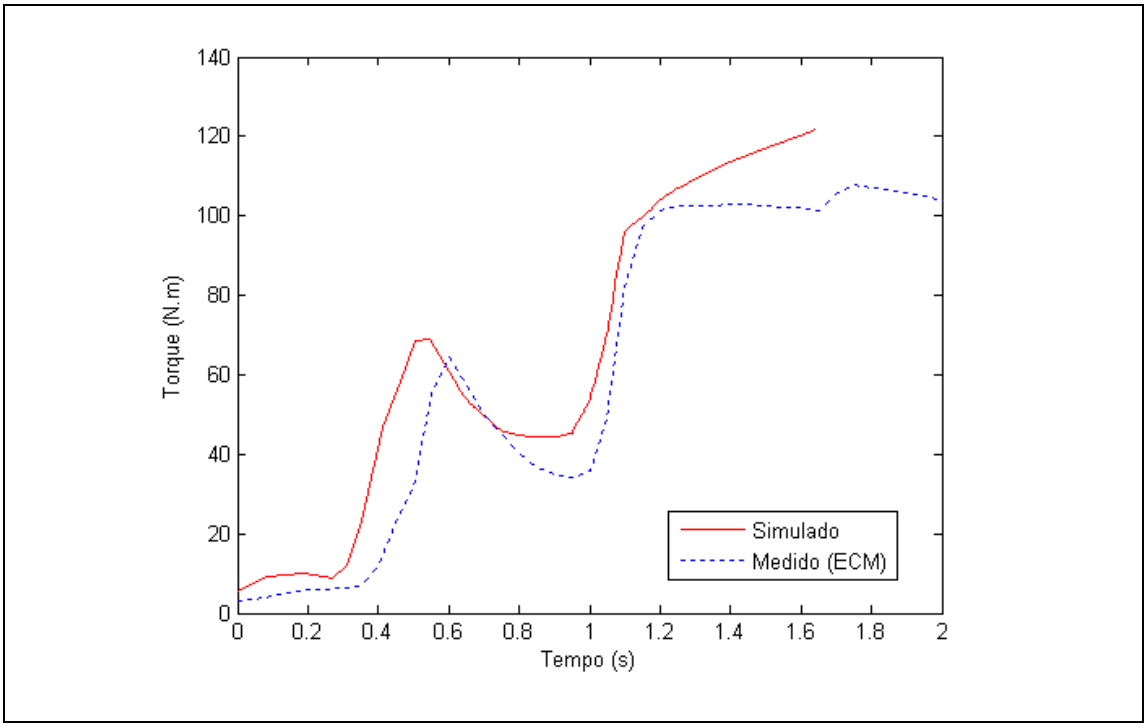


Figura 6.2 – Comparativo do torque do motor simulado versus medido – Coulomb com carga

Fonte: Autor

Essa diferença no valor do torque do motor é um dos responsáveis pelos valores de rotação mais altos da simulação, uma vez que coincide exatamente com o mesmo trecho no tempo da análise. Verificando o comportamento da borboleta do motor durante ambas as simulações, é possível identificar qual porcentagem apresenta maior uso na partida e o respectivo torque gerado pelo motor no mesmo instante de tempo.

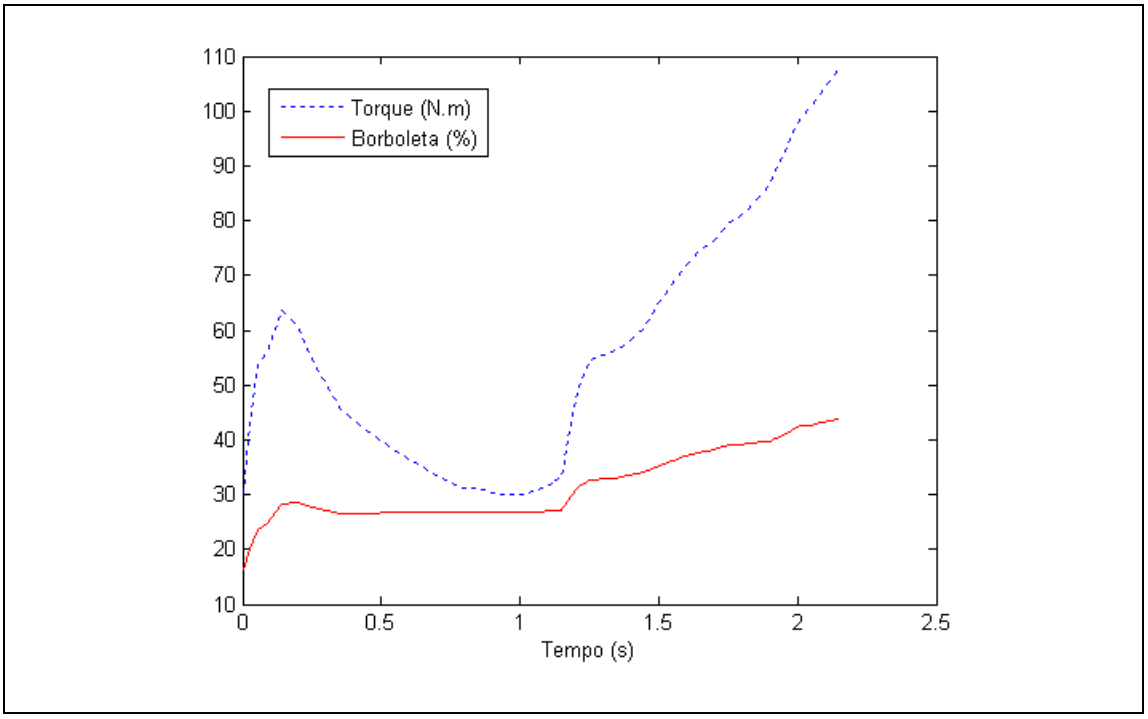


Figura 6.3 – Comportamento da borboleta e do torque do motor – Coulomb sem carga

Fonte: Autor

Enquanto que a condição de veículo carregado, tem-se o seguinte comportamento da borboleta e seu respectivo torque gerado:

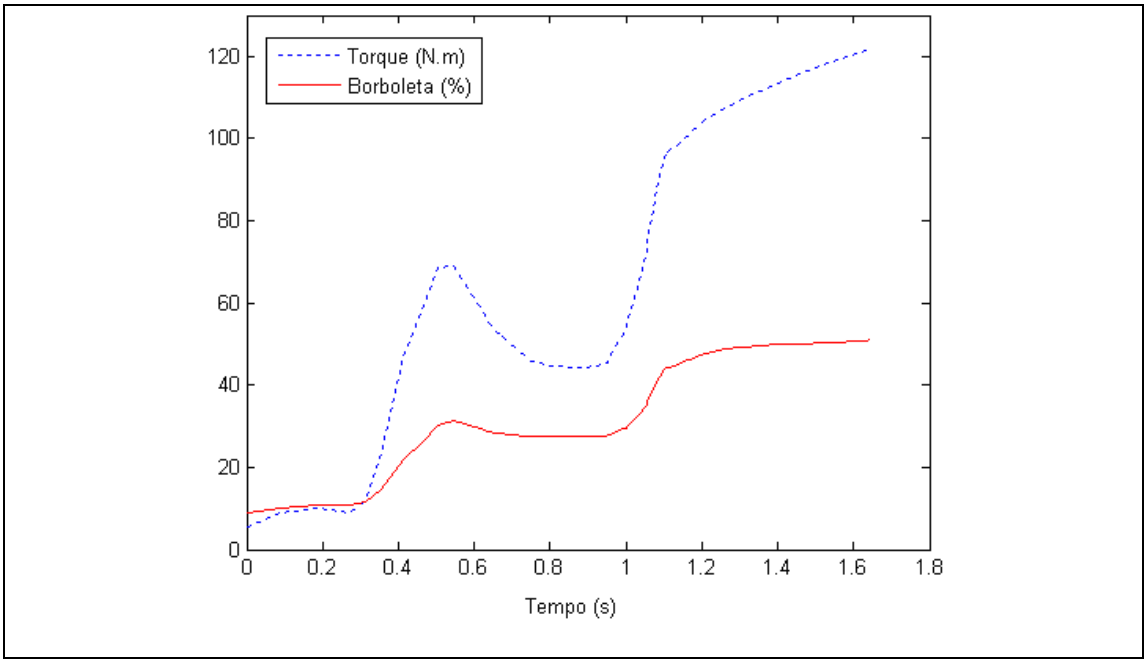


Figura 6.4 – Comportamento da borboleta e do torque do motor – Coulomb com carga

Fonte: Autor

Nota-se nas figuras 6.3 e 6.4 que, em ambos os casos, a porcentagem de abertura da borboleta ficou entre 10% e 40%, dentro do limite da correlação da função de torque proposta pela Eq.(62), mostrada na Figura 4.3. Dessa forma, pode-se concluir que o problema está mesmo na modelagem da dinâmica do motor e na forma escolhida para representar o comportamento do torque com a variação de borboleta e de rotação.

Uma alternativa seria a prosposta desenvolvida por Jiang et al. (2009) onde um controlador proporcional/integral/derivativo (PID) pode ser utilizado para controlar a rotação do motor em limites pré-estabelecidos.

Outra solução seria aumentar o detalhamento do modelo do motor, como a proposta apresentada por Kiencke e Nielsen (2005), onde a pressão indicada efetiva de combustão ou IMEP (Indicated Mean Effective Pressure) e o mapeamento do torque de atrito do motor entram na modelagem. Essas considerações podem melhorar o comportamento da resposta do motor durante partidas que necessitam de cargas média/altas de acelerador, tendo como resultado uma melhor resposta à variações de borboleta.

Também é possível verificar que ambos os casos há uma queda acentuada da rotação do motor no trecho final da simulação. Nesse trecho é onde se alcança os maiores valores de $\boldsymbol{T_c^C}$ uma vez que o sistema de acionamento mais se aproxima do ponto de acoplamento total.

Comparando o torque do motor $\boldsymbol{T_e}$ e o transmitido pela embreagem por Coulomb $\boldsymbol{T_c^C}$ da simulação, pode-se observar que perto do ponto de acoplamento total este último se apresenta muito maior do que o primeiro.

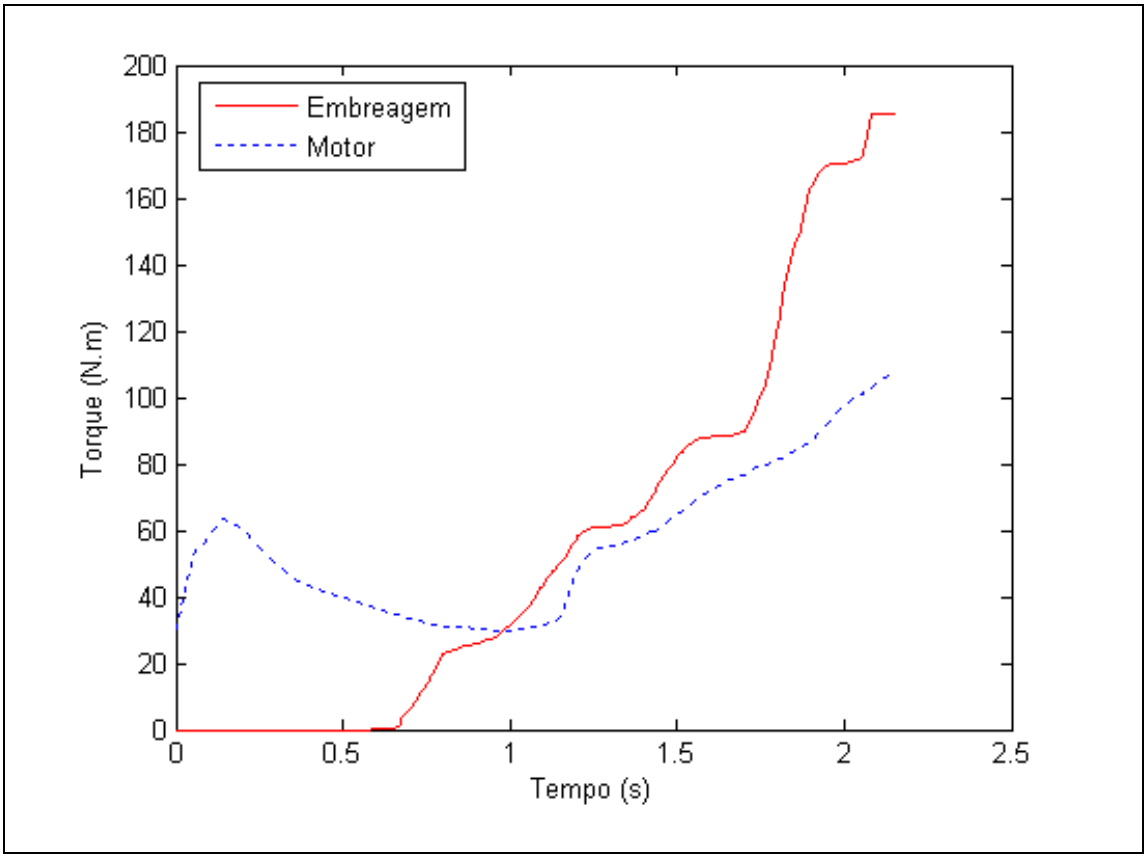


Figura 6.5 – Comparativo entre o torque do motor e o transmitido pela embreagem – Coulomb sem carga

Fonte: Autor

Essa diferença é a responsável pela queda observada e está diretamente relacionada ao cálculo de $\boldsymbol{T_c^C}$, que é função da força da mola segmento $\boldsymbol{F_{cus}}$ que é função do perfil do pedal de embreagem e da forma como o coeficiente de atrito se comporta, que no caso do modelo de Coulomb escolhido, fica constante durante todo o processo. Também é importante lembrar que a relação entre pedal e dedos da mola membrana foi adotada de um veículo semelhante ao protótipo medido e pode estar influenciando em um acoplamento mais agressivo do que o real e, consequentemente, um torque transmitido maior no tempo do que na prática.

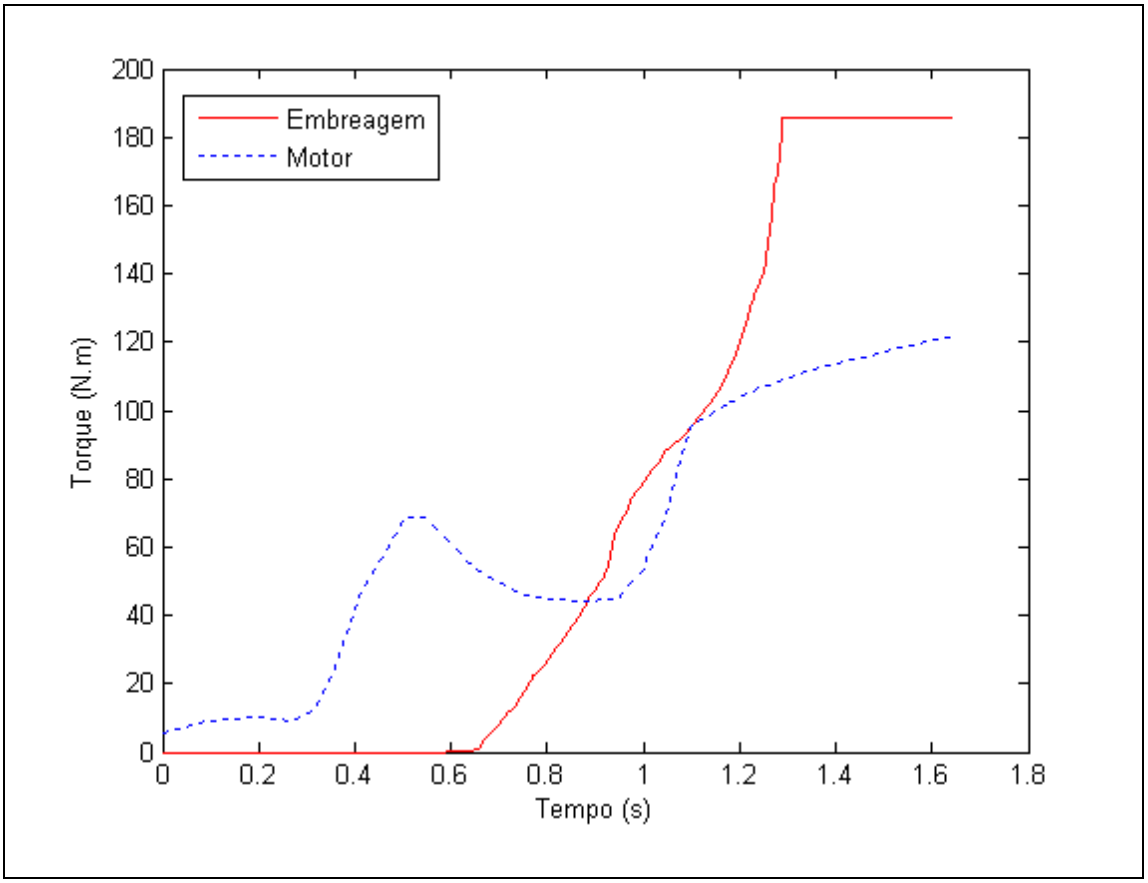


Figura 6.6 – Comparativo entre o torque do motor e o transmitido pela embreagem – Coulomb com carga

Fonte: Autor

O modelo de Stribeck mostrou condições similares ao de Coulomb nesse comportamento de T_c^{Str}, mas, em contrapartida, apresentou valores do tempo de escorregamento t_s, energia dissipada Q e no comportamento das rotações do motor n_e e da transmissão n_T bem mais próximos das medições realizadas.

Com relação ao bloco formado pelos modelos do veículo e transmissão, uma boa correlação foi obtida considerando o modelo de torque resistivo T_R baseado nos fatores de coast down. Mas, como citado anteriormente, os valores adotados para a relação entre deslocamento do pedal de embreagem versus deslocamento dos dedos da mola membrana necessitam mais estudos. O modelo de Coulomb adotado mostrou resultados aceitáveis, mas, como Shaver (1990) comenta, o comportamento do coeficiente de atrito das faces do disco é altamente dependente da temperatura e de velocidade relativa às quais estão sujeitos. Esse

detalhamento não é sempre disponível pelos fabricantes de materiais de atrito durante as fases iniciais de um projeto, onde as características do veículo estão em discussão.

Outro ponto importante a ser analisado é o fato de que cada arrancada tem-se diferentes comportamentos da ação do acelerador e da embreagem, principalmente devido às características de condução de cada motorista. Essa condição pode ser observada no gráfico comparativo abaixo do comportamento da borboleta durante três partidas realizadas em sequência:

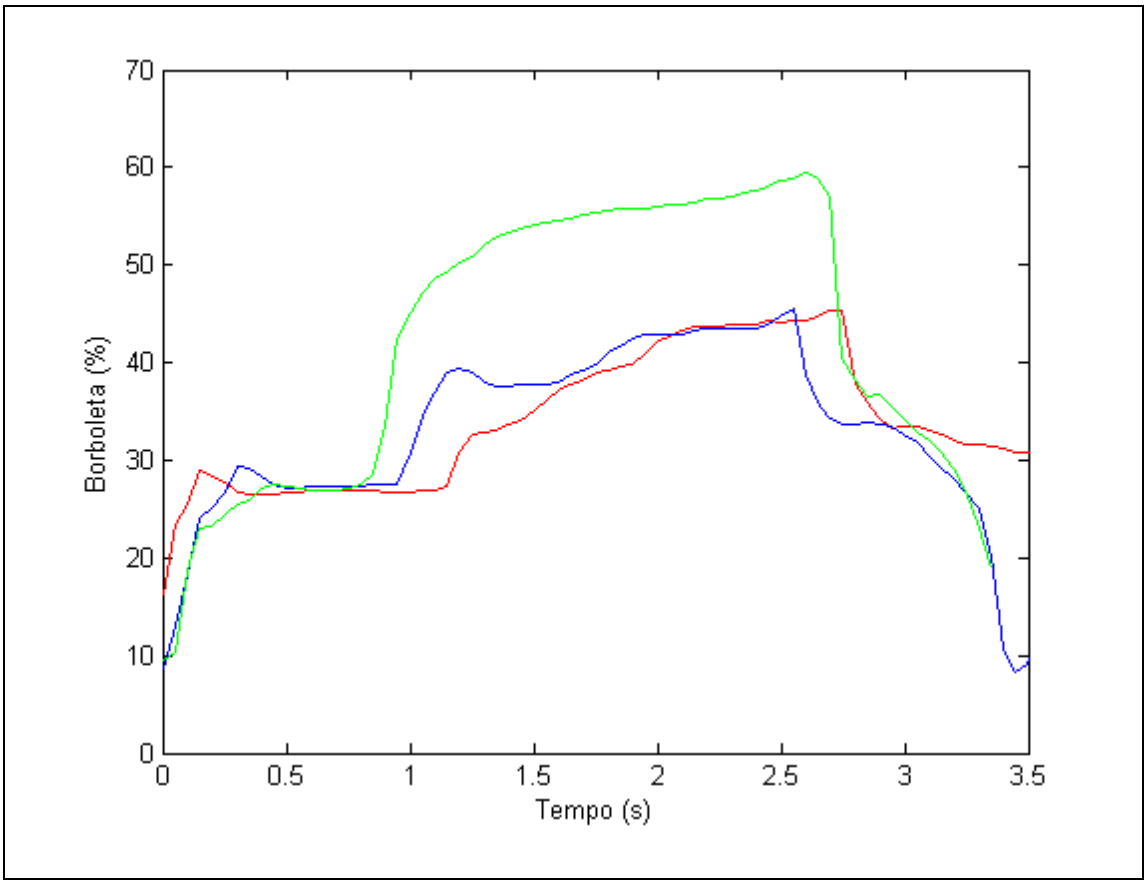


Figura 6.7 – Comparativo da variação da abertura da borboleta entre partidas realizadas – Coulomb
Fonte: Autor

Uma proposta de melhoria no comportamento das entradas pedal do acelerador e de embreagem, na direção de se obter uma arrancada mais controlada e com menor influência de diferentes motoristas, seria a implementação no modelo de uma lógica de arrancada similar à desenvolvida por Szadkowski e Mcnerney (1992).

Na proposta desses autores, a partida sempre é realizada com uma aceleração mínima, sendo controlada de forma que o motor não “morra”, ou que não baixe sua rotação a

um valor muito baixo, baseado na rotação de marcha lenta. A segunda parte desse controle é a verificação constante no comportamento da aceleração longitudinal do veículo para que este não tenha picos, o que caracterizaria como trancos no veículo, o que afetaria diretamente o conforto do motorista durante a partida.

Dessa forma pode-se concluir que estudos mais profundos são requeridos uma vez que é uma das incertezas cobertas pelo fator de segurança aplicada pelos fabricantes de veículos. Logo, com um melhor entendimento desses parâmetros de entrada com âmbito estatístico melhoraria a robustez do modelo.

O modelo de Coulomb proposto se mostra bem superior em termos de resposta dinâmica, mas o de Stribeck se mostrou mais adaptável a outras situações não confirmadas durante os estudos, mas que afetam diretamente no comportamento do coeficiente de atrito do material de atrito (SHAVER, 1990), como por exemplo, aumento de temperatura devido a partidas agressivas e consecutivas ou segurando o carro em uma rampa (conhecida como, queimar a embreagem), e também as possíveis contaminações do material de atrito por graxa, lama e outros contaminantes que baixem bruscamente o coeficiente de atrito.

Assim, o modelo de Coulomb, com sua característica de comportamento estático, não dá suficiente liberdade para o analista/engenheiro para avaliar situações diferentes da condição de projeto, que são, na maioria das vezes as situações mais comuns no dia-a-dia do desenvolvimento do sistema de embreagem como um todo.

REFERÊNCIAS

ABERGER, M.; OTTER, M. **Modeling friction in Modelica with the Lund-Grenoble friction model.** 2nd International Modelica Conference. Alemanha: Oberpfaffenhofen, 2002.

ALBERS, A.; HERBST, D. Chartter: causes and solutions. In: LuK Symposium, 6., 1998, Bühl/Baden. **Kolloquium**…Bühl/Baden: LuK GmbH, 1998

ANDERSSON, S.; SÖDERBERG, A.; BJÖRKLUND, S. **Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts.** Suecia: Stockholm, 2006.

ANDREWS, R. W.; PRUESS, D. J. **Determination of coastdown mechanical loss ambient correction factors for use with J2263 road tests.** Detroit: SAE, 1997 (paper 970269).

ARMSTRONG, B.; HAYWARD, V. A new computational model of friction applied to haptic rendering. Montreal: McGill University, [199-?].

AUDI AG. **Dados técnicos da transmissão S-Tronic.** Disponível em: <http://www.audi.de/audi/de/de2/neuwagen/technologie/antrieb_fahrwerk/dsg.html>. Acesso em 06 fev. 2008.

BAYRAKTAR, I. et al. **An assessment of drag reduction devices for heavy trucks using design of experiments and computational fluid dynamics.** Detroit: SAE, 2005 (paper 2005-01-3526).

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva:** Robert Bosch. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.

BOSTWICK, C. C.; SZADKOWSKI, A. **Self-excited vibrations during engagements of dry friction clutches.** Detroit: SAE, 1998 (paper 982846).

BUCKLEY JR., F. T. **ABCD:** an improved coast down test and analysis method. Detroit: SAE, 1995 (paper 950626).

BUCKLEY JR., F. T.; MARKS, C. H.; WALSTON JR., W. H. **Analysis of coast-down data to assess aerodynamic drag reduction on full-scale tractor-trailer trucks in windy environments.** Detroit: SAE, 1976 (paper 760850).

BRONSON, R.; COSTA, G. B. **Schaum's outline of differential equations.** 3. ed. Estados Unidos da América: McGraw-Hill, 2006.

CASTRO, C. A transmissão de dupla embreagem é o futuro. **Engenharia Automotiva e Aeroespacial**, SAE Brasil, São Paulo, n. 32, p. 54-55, out./dez. 2007.

CHEN, Y. F. **Friction material for slip clutch applications.** Detroit: SAE, 1998 (paper 981101).

CHOI, J. J.; HAN, S. I.; KIM, J. S. **Development of a novel dynamic friction model and precise tracking control using adaptive back-stepping sliding mode controller**. Coréia do Sul: Pusan National University, 2005.

COOPER, K. R.; MOKRY, M.; GLEASON, M. **The two-variable boundary-interference correction applied to automotive aerodynamic data.** Detroit: SAE, 2008 (paper 2008-01-1204).

CREWE, C. M.; PASSMORE, A.; SYMONDS, P. **Measurement of formula one car drag forces on the test track.** Detroit: SAE, 1996 (paper 962517).

DAYMAN JR., B. **Tire rolling resistance measurements from coast-down tests.** Detroit: SAE, 1976 (paper 760153).

DISTEFFANO, J. J.; STUBBERUD, A. R.; WILLIAMS, I. J. **Schaum's outline of theory and problems of feedback and control systems.** 2. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 2006.

DORMAND, J. R.; PRINCE, P. J. **A family of embedded Runge-Kutta formulae.** Journal of Computational and Applied Maths. Volume 6. Number 1. Cleveland: Reino Unido, 1980.

DORMAND, J. R. **Numerical methods for differential equations:** a computational approach. Nova Iorque: CRC Press, 1996.

DREXL, H. J. **Motor vehicle clutches:** function and design. 2. ed. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 1999.

DUQUE, E. L. **Efeito das vibrações torcionais do volante de motores na determinação do sistema de embreagem veicular.** 2005. 175 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

DUQUE, E. L.; BARRETO, M. A.; FLEURY, A. T. **Math model to simulate clutch energy during vehicle launch.** São Paulo: SAE, 2009 (paper 2009-36-0401).

EGER, A. **Simulação e análise do desempenho longitudinal veicular sob condições dinâmicas trativas.** 2007. 164 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ERCOLE, G. et al. **Experimental methodologies to determine diaphragm spring clutch characteristics.** Detroit: SAE, 2000 (paper 2000-01-1151).

FIAT AUTOMÓVEIS. **Dados técnicos do Stilo 2008.** Disponível em: <http://www.fiat.com.br/br/afiat/fiatnews_1690.jsp>. Acesso em 06 fev. 2008.

FISCHER, R.; BERGER R. Automation of manual transmissions. In: LuK Symposium, 6., 1998, Bühl/Baden. **Kolloquium**…Bühl/Baden: LuK GmbH, 1998

GARCIA, C. **Modelagem e simulação.** 2. ed. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2005.

GENERAL MOTORS DO BRASIL. **Dados técnicos da Meriva 2008.** Disponível em: <http://www.gm.com.br/action/sessionAction?func=Static&cntry_cd=BR&lang_cd=pt&website_cd=GBPBR&section=CarHome&subSection=Meriva>. Acesso em 06 fev. 2008.

GENTA, G. **Motor vehicle dynamics:** modeling and simulation**.** Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics.** Warrendale: SAE, 1992.

GLIELMO, L.; VASCA, F. **Optimal control of dry clutch engagement.** Detroit: SAE, 2000 (paper 2000-01-0837).

GOOD, G. M. et al. **On-road aerodynamic drag measurements compared with wind tunnel data.** Detroit: SAE, 1995 (paper 950627).

HODGE, B. L. **Automotive clutch release bearing technology:** a decade of development. Detroit: SAE, 1988 (paper 881737).

HULETT, W. J. **Comparison of pointing control systems utilizing Dahl and Coulomb friction compensation.** 1991. 99 f. Dissertação (Mestrado em Ciência de Engenharia Aeronáutica). Faculty of the School of Engineering of the Air Force Institute of Technology, Air University. Estados Unidos da América.

JIANG, M. et al. **Multi-domain modeling and simulation of clutch actuation system based on Modelica.** Detroit: SAE, 2009 (paper 2009-01-1141).

LOPES, J. A. **Um controlador preditivo generalizado (GPC) aplicado ao problema de controle da relação ar-combustível em motores ciclo Otto, operando com gás natural, com vistas em redução de emissões.** 1996. 173 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

LUK DO BRASIL EMBREAGENS. **Relatório de experimento.** Sorocaba: Luk do Brasil Embreagens, 2000.

KECK, K. Confiabilidade e vida útil das embreagens de tratores. In: Simpósio sobre embreagens no Brasil, 1., 1987, Sorocaba. **Simpósio**…Sorocaba: LuK do Brasil Ltda., 1987.

KIENCKE, U.; NIELSEN, L. **Automotive control systems:** for engine, driveline, and vehicle. 2nd ed. Berlim: Springer, 2005.

KIMMIG, K. L. The self-adjusting clutch SAC of 2nd generation. In: LuK Symposium, 6., 1998, Bühl/Baden. **Kolloquium**…Bühl/Baden: LuK GmbH, 1998

MATHWORKS. **Matlab and Simulink:** product family. Natick: The Mathworks Inc., 2005. 3 CD-ROM.

MATSUMOTO, E. Y. **Matlab 7:** fundamentos. São Paulo: Editora Érica, 2004.

MATTHES, B. **Dual clutch transmissions:** lessons learned and future potentials. Detroit: SAE, 2005 (paper 2005-01-1021).

MAUCHER, P. Dimensionamento otimizado da embreagem: força de acionamento/conforto de operação**.** In: Simpósio sobre embreagens no Brasil, 1., 1987, Sorocaba. **Simpósio**…Sorocaba: LuK do Brasil Ltda., 1987a.

_____. Acionamento e comportamento de acoplamento de embreagens secas para veículos automotores. In: Simpósio sobre embreagens no Brasil, 1., 1987, Sorocaba. **Simpósio**… Sorocaba: LuK do Brasil Ltda., 1987b.

MONAGHAN, M. Comsol 3.4 speeds simulation. **Automotive Engineering International**, SAE International, Brimfield, v. 116, n. 1, p. 48, jan. 2008.

MOREY, B. Product development gets leaner. **Automotive Engineering International**, SAE International, Brimfield, v. 116, n. 2, p. 22-25, feb. 2008.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 2000.

_____. **Solução de problemas de engenharia de controle com Matlab**. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 1997.

_____. **State space analysis of control systems**. Estados Unidos da América: Prentice-Hall, 1967.

OLIVEIRA, N. C. G. **Embreagens.** São Paulo: Grêmio Politécnico, 1963.

OLSSON, H. et al. **Friction models and friction compensation.** Lund: Lund University, 1997.

ORSINI, L. Q. **Introdução aos sistemas dinâmicos.** Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1985.

PALM, W. J. **Modeling, analysis, and control of dynamic systems.** Nova Iorque: John Wiley & Sons Inc., 1983.

PASSMORE, M. A.; JENKINS, E. G. **A comparison of the coastdown and steady state torque methods of estimating vehicle drag forces.** Detroit: SAE, 1988 (paper 880475).

PASSMORE, M. A.; GOOD, G. M. **A detailed drag study using the coastdown method.** Detroit: SAE, 1994 (paper 940420).

RAJAMANI, R. **Vehicle dynamics and control.** Troy: Springer, 2006.

RIEDEL, L. et al. **Medium/heavy duty vehicles drivetrain development parameters.** São Paulo: SAE, 2001 (paper 2001-01-3922).

REIK, W. Torsional vibrations in the drive train of motor vehicles: principle considerations**.** In: LuK Symposium, 4., 1990, Bühl/Baden. **Kolloquium**… Bühl/Baden: LuK GmbH, 1990.

_____. The self-adjusting clutch - SAC. In: LuK Symposium, 5., 1994, Bühl/Baden. **Kolloquium**… Bühl/Baden: LuK GmbH, 1994.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J1263:** road load measurement and dynamometer simulation using coastdown techniques. Warrendale, Feb. 1996.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J2263:** road load measurement using anemometry and coastdown techniques. Warrendale, Oct. 1996.

SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems.** Warrendale: SAE, 1997.

SMITH, G. L. **Commercial vehicle performance and fuel economy.** Milwaukee: SAE, 1970 (paper 700194).

SPERANDIO, D.; MENDES, J. T.; SILVA, L. H. M. **Cálculo numérico:** características matemáticas e computaiconais dos métodos numéricos. São Paulo: Prentice-Hall, 2003.

SHAMPINE, L. F. **Numerical solution of ordinary differential equations**. Nova Iorque: Chapman & Hall, 1994.

STEINEL, K.; FLIEGE, H. **Integration of slip control for motor vehicle clutch protection.** São Paulo: SAE, 2000 (paper 2000-01-3291).

SHAMPINE, L. F.; REICHELT, M. W. **The Matlab ODE suite**. Disponível em: <http://www.cs.berkeley.edu/~wkahan/Math128/ODEsuite.pdf>. Acesso em 23 jun 2009.

SUMIDA, S.; HIRAMATSU, S.; NAGAMATSU, M. **Modeling for functional expression of rotary apparatus.** Detroit: SAE, 2002 (paper 2002-01-0814).

SZADKOWSKI, A.; MCNERNEY, G. J. **Clutch engagement simulation:** engagement with throttle. Detroit: SAE, 1992 (paper 922483).

SZADKOWSKI, A.; MORFORD, R. B. **Clutch engagement simulation:** engagement without throttle. Detroit: SAE, 1992 (paper 920766).

TAYLOR, C. F. **The internal-combustion engine in theory and practice.** Cambridge: MIT Press, 1968.

TENENBAUM, R. A. **Dinâmica aplicada.** 3. ed. São Paulo: Editora Manole.Ltda., 2006.

VELARDOCCHIA, M.; AMISANO, F.; FLORA, R. **A linear thermal model for an automotive clutch.** Detroit: SAE, 2000 (paper 2000-01-0834).

VOLKSWAGEN AG. **Dados técnicos do Passat 2008**. Disponível em: <http://www.volkswagen.de/vwcms_publish/vwcms/master_public/virtualmaster/de3/modelle/passat.html>. Acesso em 06 fev. 2008.

WALTER, J. A.; PRUESS, D. J.; ROMBERG, G. F. **Coastdown/wind tunnel drag correlation and uncertainty analysis.** Detroit: SAE, 2001 (paper 2001-01-0630).

WALSTON JR., W. H.; BUCKLEY JR., F. T.; MARKS, C. H. **Test procedures for the evaluation of aerodynamic drag on full-scale vehicles in windy environments.** Detroit: SAE, 1976 (paper 760106).

WHITE, R. A.; KORST, H. H. **The determination of vehicle drag contributions from coast-down tests.** Detroit: SAE, 1972 (paper 720099).

_____, _____. **Coastdown tests:** determining road loads versus drag component evaluation. Detroit: SAE, 1990 (paper 901767).

WOLFRAM MATHWORLD. **Maclaurin series:** series expansion. Disponível em: <http://mathworld.wolfram.com/maclaurinseries.html>. Acesso em 06 jan. 2008.

WOUTERS, M. **A new method to calculate energy dissipation and temperature distribution in multidisc clutches in powershift transmissions.** Warrendale: SAE, 1991 (paper 911882).

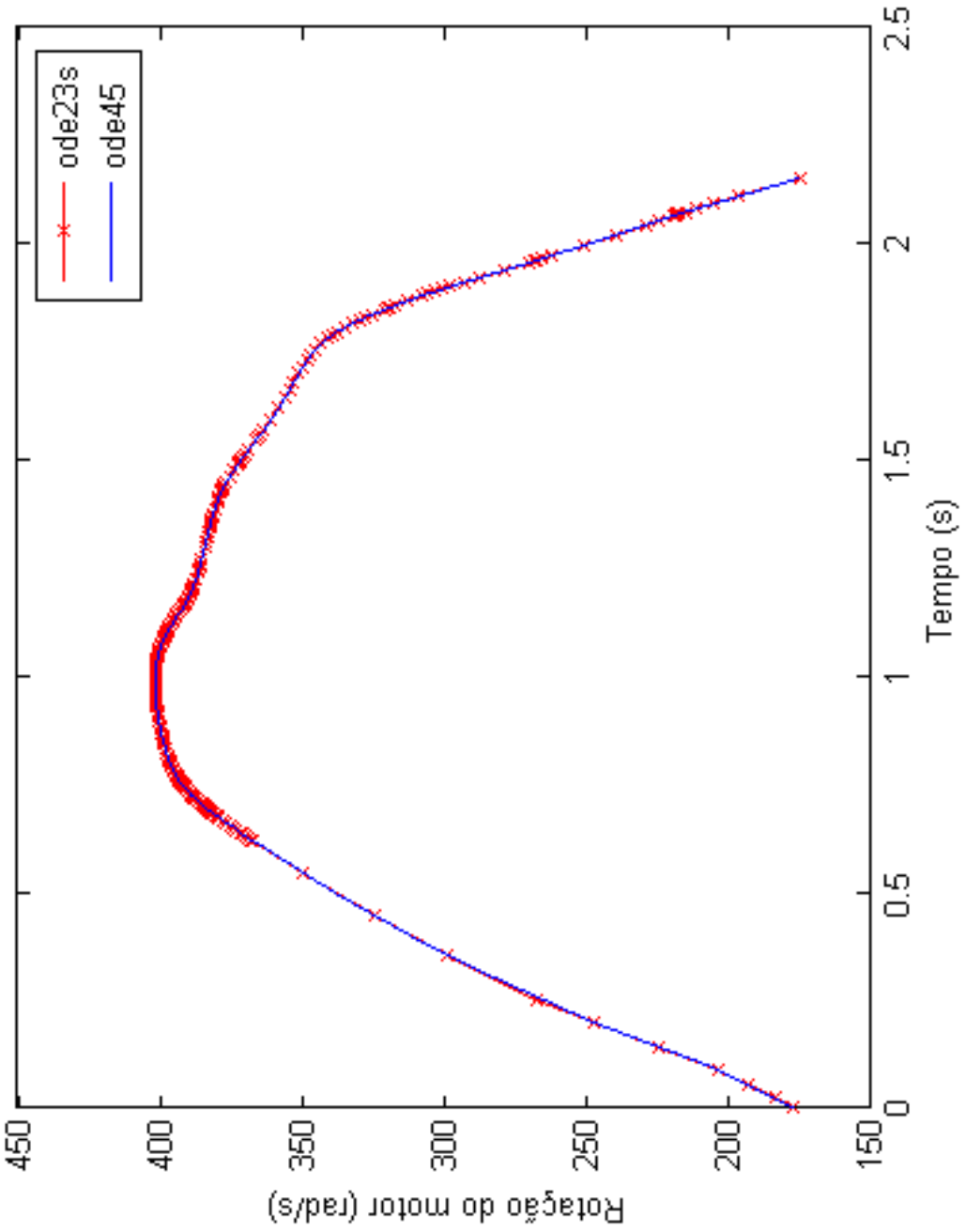
ZAMBONI, L. C.; MONEZZI JR., O. **Cálculo numérico para universitários.** São Paulo: Páginas & Letras Editora e Gráfica, 2002.

ZIELINSKI, K. A.; ECCLES, J. **Application of emergent aerodynamic calculation tools.** Detroit: SAE, 2008 (paper 2008-01-0096).

ZINK, M.; SHEAD, R. Clutch and operation as a system. In: LuK Symposium, 6., 1998, Bühl/Baden. **Kolloquium**… Bühl/Baden: LuK GmbH, 1998.

APÊNDICE

APÊNDICE A – Tabela de cálculo de inércias equivalentes da transmissão por marcha

Main		Part		Qty	Inertia ($kg.m^2$)	Total Inertia ($kg.m^2$)	Gear (i_x)	1st	2nd	3rd	4th	5th
							Differential (i_{Dif})	3,727	1,960	4,19	0,946	0,756
Input Shaft		Input Shaft (I_{IS})		1	5,03E-04	5,03E-04				5,03E-04		$kg.m^2$
		5th Input Shaft (I_{5IS})		1	2,06E-04	2,06E-04				2,06E-04		
Main Shaft Assembly		Main Shaft (I_{MS})		1	3,18E-04	3,18E-04	x $(1/i_x)^2$ =	2,29E-05	8,29E-05	1,82E-04	3,56E-04	5,57E-04
		First R.Gear (I_{1RG})		1	1,03E-03	1,03E-03		7,42E-05	2,68E-04	5,88E-04	1,15E-03	1,80E-03
		1/2 Inner Ring ($I_{1/2IR}$)		2	2,64E-05	5,27E-05		3,79E-06	1,37E-05	3,01E-05	5,89E-05	9,22E-05
		1/2 Interm. Ring ($I_{1/2mR}$)		2	1,99E-05	3,98E-05		2,87E-06	1,04E-05	2,28E-05	4,45E-05	6,97E-05
		1/2 Outer Ring ($I_{1/2OR}$)		2	6,32E-05	1,26E-04		9,10E-06	3,29E-05	7,22E-05	1,41E-04	2,21E-04
		1/2 Sleeve ($I_{1/2S}$)		1	7,48E-04	7,48E-04		5,39E-05	1,95E-04	4,28E-04	8,36E-04	1,31E-03
		Second R.Gear (I_{2RG})		1	6,12E-04	6,12E-04		4,41E-05	1,59E-04	3,50E-04	6,84E-04	1,07E-03
		Third R.Gear (I_{3RG})		1	4,73E-04	4,73E-04		3,41E-05	1,23E-04	2,70E-04	5,29E-04	8,28E-04
		3/4 Ring ($I_{3/4R}$)		2	4,35E-05	8,71E-05		6,27E-06	2,27E-05	4,97E-05	9,73E-05	1,52E-04
		3/4 Sleeve ($I_{3/4S}$)		1	5,55E-04	5,55E-04		3,99E-05	1,44E-04	3,17E-04	6,20E-04	9,70E-04
		Forth R.Gear (I_{4thRG})		1	3,28E-04	3,28E-04		2,36E-05	8,53E-05	1,87E-04	3,66E-04	5,73E-04
		5th Ring (I_{5R})		1	3,56E-05	3,56E-05		2,56E-06	9,27E-06	2,03E-05	3,98E-05	6,23E-05
		5th Sleeve (I_{5S})		1	3,42E-04	3,42E-04		2,46E-05	8,89E-05	1,95E-04	3,82E-04	5,98E-04
		Fifth R.Gear (I_{5thRG})		1	2,06E-04	2,06E-04		1,48E-05	5,35E-05	1,17E-04	2,30E-04	3,60E-04
Differential Assembly		Differential (I_{Dif})		1	1,28E-02	1,28E-02	x $(1/i_x \times 1/i_{Dif})^2$ =	5,23E-05	1,89E-04	4,15E-04	8,12E-04	1,27E-03
							Σ / Gear	1,12E-03	2,19E-03	3,95E-03	7,06E-03	1,06E-02

APÊNDICE B – Comparativo dos algoritmos de integração