

**MINISTÉRIO DA DEFESA  
EXÉRCITO BRASILEIRO  
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA  
CURSO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**1º TEN ELIAS DIAS ROSSI LOPES**

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM VEÍCULO LEVE 4 X 4  
COM SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO**

**RIO DE JANEIRO**

**2015**

**INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA**

**1º TEN ELIAS DIAS ROSSI LOPES**

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM VEÍCULO  
LEVE 4X4 COM SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador:  
Maj Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.

Rio de Janeiro

2015

c2015

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

Praça General Tibúrcio, 80 – Praia Vermelha

Rio de Janeiro – RJ CEP: 22290-270

Este exemplar é de propriedade do Instituto Militar de Engenharia, que poderá incluí-lo em base de dados, armazenar em computador, microfilmар ou adotar qualquer forma de arquivamento.

É permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial e que seja feita a referência bibliográfica completa.

Os conceitos expressos neste trabalho são de responsabilidade do(s) autor(es) e do(s) orientador(es).

629.2      Lopes, Elias Dias Rossi

L864a      Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4 x 4 com sistema de controle de tração / Elias Dias Rossi Lopes, orientado por Ricardo T. da Costa Neto – Rio de Janeiro: Instituto Militar de Engenharia, 2015.

94p.: il.

Dissertação (Mestrado) – Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2015.

1. Curso de Engenharia Mecânica – teses e dissertações. 2. Controle de tração. 3. Veículos a motor - dinâmica. I. Costa Neto, Ricardo T. da. II. Título. III. Instituto Militar de Engenharia.

**INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA**

**1º TEN ELIAS DIAS ROSSI LOPES**

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM VEÍCULO LEVE  
4 X 4 COM SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: Maj Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc.

Aprovada em 28 de janeiro de 2015 pela seguinte Banca Examinadora:

---

Maj QEM Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc. do IME

---

Prof. Fernando Ribeiro da Silva – D.Sc. do CEFET/RJ

---

Prof. Mauro Speranza Neto – D.Sc. da PUC/RJ

## **AGRADECIMENTOS**

À minha esposa Elisa, por todo amor e apoio durante todos esses anos de estudo.

Aos meus pais Danilo e Mariluce e meus irmãos Silas e Elisa, pelo apoio incondicional a todas as minhas decisões, mesmo que essas custassem a eles distância e saudades.

Ao meu orientador, pela paciência e dedicação inesgotáveis no percurso deste trabalho e por todos os conhecimentos transmitidos.

Aos professores e funcionários da Seção de Engenharia Mecânica, por viabilizarem a realização desse passo tão importante em minha carreira.

Por fim, à Deus, nosso Pai e criador, a quem agradeço por cada dia em minha vida.

## SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES .....	7
LISTA DE TABELAS .....	9
LISTA DE SIGLAS.....	10
<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>13</b>
1.1. Motivação .....	13
1.2. Objetivo .....	14
1.3. Trabalhos Anteriores no IME.....	14
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>16</b>
2.1. Dinâmica Longitudinal .....	16
2.2. Dinâmica Vertical.....	16
2.3. Modelagem dos Pneus.....	17
2.4. Sistema de Transmissão .....	18
2.5. Sistema de Controle de Tração.....	19
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>21</b>
3.1. Dinâmica Longitudinal .....	21
3.2. Dinâmica Vertical.....	23
3.2.1. Cinemática e Dinâmica pela Abordagem de Fluxo de Potência.....	25
3.3. Modelagem dos Pneus.....	28
3.3.1. Inércia dos Pneus e Rodas .....	29
3.3.2. Deslizamento Longitudinal .....	30
3.4. Sistema de Transmissão .....	36
3.4.1. Generalidades sobre Sistemas de Transmissão .....	37
3.4.2. <i>Toolbox</i> SIMDRIVELINE®.....	42

3.4.3.	Transmissão Continuamente Variável (CVT) .....	43
3.4.4.	Dinâmica da Transmissão CVT .....	47
3.5.	Sistema de Controle de Tração .....	54
3.5.1.	Controle <i>Fuzzy</i> ou Nebuloso .....	55
3.5.2.	Controlador <i>Fuzzy</i> Paramétrico .....	57
3.5.3.	Controladores Proporcionais, Integrais e Derivativos.....	58
4.	<b>SIMULAÇÕES E RESULTADOS</b> .....	60
4.1.	Sistema de Transmissão .....	60
4.2.	Dinâmica da Transmissão CVT .....	64
4.3.	Sistema de Controle de Tração .....	69
4.3.1.	Projeto do Controlador .....	69
4.3.2.	Desempenho dos Controladores Integral e Proporcional-Integral.....	72
4.3.3.	Simulação em Ambiente SIMULINK® de um Veículo 4WD com TCS .....	75
4.3.4.	Simulação de um Veículo 4WD com TCS utilizando a Biblioteca SIMDRIVELINE®.....	78
4.4.	Integração dos Modelos de Dinâmica Longitudinal e Vertical .....	81
5.	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES</b> .....	86
6.	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	89
7.	<b>APÊNDICE</b> .....	92
7.1.	Parâmetros Utilizados nos Modelos .....	93

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIG 3.1 Diagrama de Corpo Livre de um veículo (WONG, 2008).....	21
FIG 3.2 Sistema de coordenadas segundo a Norma ISO 4130 (JAZAR, 2008).....	24
FIG 3.3 Diagrama de blocos.....	24
FIG 3.4 Corpo no espaço e referenciais.....	25
FIG 3.5 Modelo de veículo com suspensões e pneus (JAZAR, 2008) .....	28
FIG 3.6 Sistema de coordenadas do pneu (JAZAR, 2014) .....	29
FIG 3.7 Força de Tração x Deslizamento Longitudinal (WONG, 2008).....	31
FIG 3.8 Estimação do comprimento de contato do pneu (GILLESPIE, 1992) .....	35
FIG 3.9 Arquitetura da Transmissão (NAUNHEIMER, 2011) .....	36
FIG 3.10 Funcionamento da transmissão CVT (NAUNHEIMER, 2011) .....	37
FIG 3.11 Diferencial epicicloidal (MATLAB, 2010).....	39
FIG 3.12 Diferencial epicicloidal com pré-redução (NAUNHEIMER, 2011).....	40
FIG 3.13 Diferencial aberto.....	41
FIG 3.14 Exemplo de aplicação do SimDriveline®.....	42
FIG 3.15 Curva de consumo específico do motor (NAUNHEIMER, 2011) .....	44
FIG 3.16 Curva de transmissão da CVT.....	44
FIG 3.17 Curvas de torque e potência do motor (JAZAR, 2014) .....	45
FIG 3.18 Exemplo de curva ideal de transmissão CVT .....	46
FIG 3.19 Exemplo de CVT por polias expansíveis .....	47
FIG 3.20 Geometria da CVT (SHIGLEY, 2004) .....	48
FIG 3.21 Acionamento da polia motora (ALBUQUERQUE, 2003) .....	49
FIG 3.22 Acionamento da polia movida (ALBUQUERQUE, 2003).....	52
FIG 3.23 Diagrama de blocos de um sistema de controle PI-fuzzy.....	59
FIG 4.1 Relação de transmissão (adimensional) x velocidade do veículo (km/h) ....	62
FIG 4.2 Modelo do veículo usando o SimDriveline® .....	62
FIG 4.3 Velocidade do motor (RPM) x tempo (s) .....	63
FIG 4.4 Velocidade do veículo (km/h) x tempo (s) .....	63
FIG 4.5 Força longitudinal (N) x tempo (s) .....	64
FIG 4.6 Força de acionamento da polia motora (N) .....	65
FIG 4.7 Força de acionamento da polia movida (N) .....	65
FIG 4.8 Relação de transmissão x tempo (s) .....	66



FIG 4.9 Raios efetivos da polia (m) × tempo (s) .....	67
FIG 4.10 Relação de transmissão × tempo (s) no SIMULINK®.....	67
FIG 4.11 Raios efetivos da polia (m) × tempo (s) no SIMULINK®.....	68
FIG 4.12 Funções de pertinência .....	70
FIG 4.13 Curva de controle .....	72
FIG 4.14 Deslizamento longitudinal × tempo (s).....	73
FIG 4.15 Sinal de controle × tempo (s).....	74
FIG 4.16 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s) .....	74
FIG 4.17 Força longitudinal (N) × tempo (s) .....	75
FIG 4.18 Deslizamento longitudinal × tempo (s).....	76
FIG 4.19 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s) .....	77
FIG 4.20 Força longitudinal (N) × tempo (s) .....	78
FIG 4.21 Deslizamento longitudinal × tempo (s).....	79
FIG 4.22 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s) .....	80
FIG 4.23 Força longitudinal (N) × tempo (s) .....	80
FIG 4.24 Modelo da Dinâmica Vertical .....	82
FIG 4.25 Bounce (m) × tempo (s) .....	83
FIG 4.26 Bounce (m) × tempo (s), em detalhe .....	84
FIG 4.27 Pitch (em graus) × tempo (s), em detalhe.....	84
FIG 4.28 Bounce (m) × tempo (s), em detalhe .....	85
FIG 4.29 Pitch (em graus) × tempo (s), em detalhe.....	86

## LISTA DE TABELAS

TAB 3.1 Valores do Coeficiente de Aderência.....	35
TAB 3.2 Antecedentes e consequentes aplicados aos controladores .....	59
TAB 4.1 Relações de transmissão .....	61
TAB 4.2 Regras de inferência para o erro .....	71
TAB 4.3 Regras de inferência para a derivada do erro .....	71
TAB 7.1 Dimensões e parâmetros gerais do veículo.....	93
TAB 7.2 Parâmetros do conjunto de força e pneus .....	93
TAB 7.3 Parâmetros da transmissão CVT .....	94
TAB 7.4 Parâmetros das suspensões .....	94

## LISTA DE SIGLAS

2WD	Duas rodas motoras, em inglês
4WD	Quatro rodas motoras, em inglês
ABS	Sistema antibloqueio de freios, em inglês
AWD	Todas as rodas motoras, em inglês
CG	Centro de gravidade
CVT	Transmissão continuamente variável, em inglês
FIS	Sistema de inferência nebulosa, em inglês
TCS	Sistema de controle de tração, em inglês
WOT	Borboleta do acelerador totalmente aberta, em inglês

## RESUMO

Com o objetivo de projetar veículos seguros, eficientes e que otimizam o consumo de combustível, diversos sistemas foram desenvolvidos, tais como os freios ABS, os sistemas de controle de tração (TCS) e a transmissão continuamente variável, entre outros. O TCS permite a aceleração do veículo sem que haja deslizamento excessivo dos pneus em relação ao solo, melhorando a dirigibilidade, o desempenho e a segurança. Já a CVT altera continuamente a relação de transmissão da caixa de mudanças, permitindo que o motor trabalhe, na medida do possível, próximo à hipérbole de potência máxima.

Nesse contexto, o presente trabalho tem por finalidade apresentar a análise de um sistema de controle de tração e seus efeitos sobre as dinâmicas longitudinal e vertical de um veículo 4x4. Um sistema de inferência nebulosa é utilizado no projeto do controlador. Em todo o trabalho, é empregada a abordagem de fluxo de potência, que possibilita explorar a modularidade, dividindo o sistema em subsistemas de menor complexidade. A modelagem computacional envolve o motor, todo o sistema de transmissão, rodas e pneus. Toda a modelagem é realizada no ambiente SIMULINK®, do MATLAB®.

O sistema de transmissão é composto por caixa de mudanças, diferencial central epicicloidial e diferenciais abertos. São comparadas as caixas de mudanças sequencial e CVT. Além disso, é modelado um sistema de transmissão de veículo 4x4 com diferencial epicicloidial. A dinâmica de uma CVT mecânica é estudada segundo a abordagem de fluxo de potência e o modelo é avaliado por meio de simulações do seu funcionamento individual. O sistema de transmissão foi também modelado utilizando a biblioteca SIMDRIVELINE®, que utiliza sinais físicos, com informações de torque e velocidade angular, e que apresentam uma interface mais próxima à realidade.

Para a análise da dinâmica vertical, um modelo simplificado, com parâmetros equivalentes para a suspensão e 3 graus de liberdade (arfagem, movimento vertical e inclinação lateral do chassi) é empregado, já que o foco do estudo são os efeitos sobre o centro de gravidade do chassi, e conseqüentemente nos ocupantes do veículo.

Verifica-se ao final a adequação da lógica nebulosa no projeto de um TCS, o melhor desempenho de veículos que o utilizam e os efeitos, embora pequenos, desse controle sobre os movimentos do chassi.

## ABSTRACT

In order to design safe and efficient vehicles and able to optimize fuel consumption many systems have been developed, such as ABS brakes, traction control systems (TCS) and the continuously variable transmission, among others. TCS allows the acceleration of the vehicle without excessive tire slipping, improving the handling, performance and safety. The CVT changes continuously the gearbox transmission ratio, allowing the engine works, as much as possible, near to the hyperbole of maximum power.

In this context, this work aims to present the analysis of a traction control system and its effects on the longitudinal and vertical dynamics of a 4x4 vehicle. A fuzzy inference system is used in the controller design. In all the work, the power flow approach is used, which allows exploring the modularity, dividing the system into subsystems of lower complexity. Computer modeling involves the engine, the entire transmission system, wheels and tires. All modeling is performed in Simulink® environment in MATLAB®.

The transmission system consists of gearbox, epicyclic central differential and open differential. The sequential and CVT gearboxes are compared. In addition, a 4x4 vehicle transmission is modeled with an epicyclic differential. The dynamics of a mechanical CVT is studied according to the power flow approach and the model is evaluated through simulations of its individual operation. The transmission system is also modeled using SIMDRIVELINE® library, which works with physical signals, including the torque and angular velocity information, and that presents an interface closer to reality.

For vertical dynamic analysis, a simplified model with equivalent parameters for suspensions and 3 degrees of freedom (pitch, bounce and roll) is used, since the focus is on studying the effect on the chassis center of gravity, and consequently on vehicle occupants.

It's verified, in the end, the adequacy of fuzzy logic in a TCS design, the best performance of vehicles that use it and the effects, though small, of this control over the movements of the chassis.

## 1. INTRODUÇÃO

A eficácia da aceleração ou frenagem de um veículo depende da transferência de esforços ao piso e da capacidade de aderência de um pneu ao solo. A maioria dessas operações envolve uma parcela limitada de deslizamento do pneu. Em determinadas situações, a roda pode travar, no caso da frenagem, ou deslizar muito mais do que rolar, no caso da aceleração.

No caso da frenagem, atua o sistema ABS, impedindo o travamento das rodas. Na aceleração, atua o TCS que mantém o deslizamento do pneu dentro de limites aceitáveis, mantendo a condição de rolamento necessária para que o veículo possa se deslocar, ainda que em pisos de baixa aderência, como neve, lama ou gelo. O sistema utiliza os mesmos sensores do ABS, aliado a atuadores que interferem na distribuição do torque fornecido pelo motor aos eixos. Em veículos com tração integral, o sistema atua ainda sobre o diferencial central, controlando a distribuição de torque para cada eixo (BOSCH, 2005).

Atualmente, a maioria dos veículos com tração integral utilizam sistemas mecânicos de bloqueio do diferencial ou de distribuição de torque. O primeiro mecanismo é empregado, em geral, em situações de perda de aderência em uma das rodas. Esse mesmo mecanismo é empregado em diversos modelos de veículos militares sobre rodas, que devem se deslocar em terrenos variados.

Há ainda em pauta na atualidade a questão ambiental e os impactos que os veículos automotores exercem sobre o meio ambiente. Por isso, diversas tecnologias são estudadas e projetadas para seja reduzido o consumo de combustíveis e otimizado o uso da potência do motor. Entre essas tecnologias, encontra-se a transmissão CVT, que altera continuamente a relação de transmissão da caixa de mudanças, permitindo que o motor próximo a condições ideais (potência máxima).

### 1.1. MOTIVAÇÃO

A utilização de novas tecnologias, como o TCS e a CVT, em veículos militares traria grandes avanços em seu emprego. Inicialmente, permitiria grande flexibilidade de utilização, se adaptando em diversos tipos de terrenos e situações. Além disso,

evitaria perdas de tempo e esforços em situações imprevisíveis ou solos desconhecidos. Em resumo, aumentaria a eficiência e segurança no emprego dessas viaturas.

Atualmente, o Exército Brasileiro não usa veículos militares com essas tecnologias. Embora tenha havido, no IME, diversos trabalhos na área de Dinâmica Veicular nos últimos anos, o sistema em questão não foi, ainda, alvo de estudos, de modo que seria interessante um trabalho acadêmico nessa área. Esse trabalho se alinha ainda às diretrizes recentes do Exército Brasileiro de modernização e substituição de viaturas blindadas, permitindo, no futuro, implementar sistemas semelhantes nos veículos projetados.

## 1.2. OBJETIVO

O objetivo do trabalho proposto é modelar e implementar computacionalmente um Sistema de Controle de Tração em um veículo de dois eixos com tração integral, analisando seu comportamento dinâmico durante a operação desse sistema. Secundariamente, objetiva-se estudar a dinâmica de transmissões CVT mecânicas,

Em todo o trabalho é adotada a metodologia de fluxo de potência. Os sistemas do veículo são modelados e testados independentemente, uma vez que são separados por módulos, respeitando a causalidade. Ao fim, os sistemas são integrados e é realizada a análise proposta.

## 1.3. TRABALHOS ANTERIORES NO IME

Estudos relacionados à Dinâmica Veicular foram realizados sob a coordenação do professor Orientador e de outros professores da seção de ensino, envolvendo diversos sistemas automotivos. Entre esses trabalhos, destacam-se os seguintes:

- MOREIRA, A. L. Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo Leve com Sistema Antibloqueio de Rodas. Tese de Mestrado, 2000.

- PEREIRA, M. M; GHEORGHIU, F. C. Fabricação e Montagem da Suspensão Traseira do Veículo *Off-Road* Monotripulado. Projeto de Fim de Curso, 2014;
- LEITÃO, E. S. Comportamento Elastocinemático da Suspensão Dianteira do Veículo *Off-Road* Monotripulado – VOM 2013/2014. Projeto de Fim de Curso, 2014;
- DOS SANTOS, M. B; CARDOSO, A. C. M. Sistema de Transmissão Modular do Veículo *Off-Road* Monotripulado 2013/2014. Projeto de Fim de Curso, 2014;
- PEREIRA, C. L., CUNHA, R. C. Adequação do Sistema de Transmissão ao Motor do Veículo *Off-road* Monotripulado. Iniciação à Pesquisa, 2013.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. DINÂMICA LONGITUDINAL

A dinâmica longitudinal de um veículo é tratada por diversos autores, entre os quais se destacam JAZAR (2014) e GILLESPIE (1992). JAZAR (2014) apresenta um estudo detalhado da dinâmica longitudinal, incluindo diversas situações a que o veículo está sujeito, tais como acelerando ou estacionado na horizontal ou em rampa. Além disso, expõe uma aproximação para a curva de torque do motor, tanto para aqueles a gasolina (ignição por centelha), quanto a óleo diesel (ignição por compressão). Trata também sobre características básicas do sistema de transmissão, inclusive princípios de projeto e especificação. Por fim, apresenta o conceito sobre a resistência ao rolamento, sua origem e os efeitos de diversas características sobre esse fenômeno.

GILLESPIE (1992) apresenta fundamentos da dinâmica veicular, tais como sistemas de coordenadas usados em dinâmica veicular, ângulos de Euler e carregamento dinâmico dos eixos. No contexto da dinâmica longitudinal, comenta detalhadamente aspectos sobre a resistência ao rolamento e a resistência aerodinâmica, incluindo, nesse caso, uma análise em que as forças de sustentação são consideradas.

WONG (2008) apresenta características de desempenho de veículos *off-road*, comentando aspectos sobre resistências ao movimento longitudinal aplicados a esse tipo de automóvel. Além disso, trata sobre o máximo esforço de tração e operação com economia de combustível.

### 2.2. DINÂMICA VERTICAL

GILLESPIE apresenta uma análise de *ride* do veículo. Esse termo, que não apresenta uma tradução fiel em português, se refere ao conforto dos ocupantes do veículo, em especial na ocorrência de vibrações com frequências mais baixas (0 a 25 Hz), quando o veículo é submetido a excitações de base, isto é, quando trafega em terrenos acidentados. Nessa análise, apresenta os Critérios de Olley, que são

especificações de conforto determinadas na década de 1930, mas que ainda são atuais e considerados no projeto de suspensões.

JAZAR apresenta um estudo mais detalhado sobre a dinâmica de vibrações aplicada a veículos, demonstrando ainda diversos modelos para análise específica dos ângulos do chassi (pitch e roll).

COSTA NETO (2008) apresenta um método, baseado na abordagem por fluxo de potência, em que a dinâmica de determinado sistema espacial é determinada por sua cinemática, utilizando suas relações de causalidade. Esse método é usado na determinação das forças que agem sobre o centro de gravidade do chassi do veículo, bem como das velocidades dos pontos de ancoragem da suspensão.

HAUG (1989) apresenta uma teoria completa sobre cinemática e dinâmica, tanto para casos planos quanto espaciais. Sua teoria é de grande aplicação nesse trabalho, em especial na análise do chassi, que é considerado um corpo rígido em movimento no espaço. Além disso, essa referência trata de diversos métodos numéricos que auxiliam na determinação da cinemática e da dinâmica, o que o torna uma obra completa sobre esse assunto.

KARNOPP et al (2006) explana sobre a teoria de grafos de ligação. Com alto grau de detalhamento, a referência trata sobre princípios da metodologia, componentes básicos (elementos com uma ou duas portas), causalidade e diagrama de blocos, estruturas de junção e campos multiportas. Apresenta ainda a aplicação da metodologia em diversos sistemas dinâmicos, como mecânicos, elétricos e hidráulicos.

REIMPELL et al (2001) apresenta requisitos de conforto para o veículo e especificações de projeto para suspensões para que esses requisitos sejam atendidos. Nesse contexto, demonstra como são inseridos batentes para as molas e amortecedores e as alterações que esses provocam na curva de rigidez da suspensão.

### 2.3. MODELAGEM DOS PNEUS

PACEJKA (2006) apresenta diversos modelos de pneus, baseados em diferentes teorias e aproximações. Porém, o modelo a que dá maior ênfase é o

semi-empírico conhecido como Fórmula Mágica. Esse modelo apresenta a vantagem de ser válido para todos os esforços desenvolvidos nos pneus (força longitudinal, força lateral e momento de alinhamento). Uma dificuldade existente nesse modelo é o uso de vários parâmetros, que devem ser estimados ou levantados experimentalmente. Além disso, essa referência apresenta modelos para os fenômenos transientes envolvidos no movimento dos pneus.

Já WONG (2008) apresenta uma modelagem mais simples, porém, bastante eficaz dos pneus. Sua teoria, além da apresentada por PACEJKA, trata do caso de pneus em solos deformáveis. Além disso, as duas teorias se aproximam bastante em diversas situações de deslizamento longitudinal. O modelo usado por WONG, conhecido como Teoria de Julien, apresenta parâmetros determinados de forma mais simples, sendo uma grande vantagem em relação ao anterior. Essa teoria, porém, é somente aplicável no cálculo da força longitudinal. SPÍNOLA (2003) utiliza essa teoria para criar um modelo e calcular as forças longitudinais geradas no pneu.

#### 2.4. SISTEMA DE TRANSMISSÃO

NAUNHEIMER (2011) apresenta uma teoria abrangente e detalhada sobre sistemas de transmissão automotivos. A referência comenta desde aspectos históricos até processos de fabricação e testes dos componentes desses sistemas. A maior ênfase, porém, é no que concerne ao projeto das transmissões, incluindo seleção de relações de transmissão, projeto de caixas de transmissão, diferenciais, árvores, embreagens e controle de transmissões.

CARBONE et al. (2007) apresentam uma teoria completa sobre a dinâmica de Transmissões Continuamente Variáveis (CVT). Sua teoria é iniciada com a mecânica desse sistema, apresentando os fenômenos que ocorrem na transmissão por correias e por correntes, passando por relações geométricas e análise dimensional. Concluem apresentando uma validação experimental do seu modelo.

SRIVASTAVA e HAQUE (2009) fazem uma revisão sobre dinâmica e controle de transmissões CVT, apresentando conceitos básicos, modelos matemáticos e computacionais e desafios para futuras pesquisas. Seu trabalho é sobre CVT por correias e correntes, que são as de maiores aplicações em veículos leves.

CHEN, LEE e SUNG (1998) fazem um estudo experimental para verificar a eficiência de transmissão de uma CVT com correia de borracha em V. Para tanto, os autores descrevem mecanismos de perda de torque e de velocidade. Por fim, conclui que a eficiência do sistema é máxima para relações de transmissão próximas de 1.

BERTINI, CARMIGNANI e FREDO (2014) apresentam uma modelagem analítica das perdas de potência existentes em uma CVT com correia em V de borracha. Os autores enumeram diversas causas para as perdas e faz uma comparação entre os valores calculados e medições experimentais, validando o modelo elaborado. Com seu equacionamento, permite-se calcular a eficiência de uma transmissão desse tipo, de acordo com seus diversos parâmetros.

JULIÓ e PLANTE (2011) estudam a mecânica de uma CVT com correia de borracha, com acionamentos mecânicos nas polias motora e movida. Para tornar o modelo mais completo, a correia é discretizada em diversos nós e é considerada deformável. A validação do modelo é realizada por meio de experimentos. Como resultado, concluem que o modelo é válido, mas que é necessário um controle mais adequado para modular a relação de transmissão em tempo real.

ALBUQUERQUE (2003) analisa a resposta dinâmica de transmissões continuamente variáveis puramente mecânicas, comparando situações em que os parâmetros são alterados. Com isso, verifica a influência de cada um deles no comportamento da CVT.

## 2.5. SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO

JANG, SUN e MIZUTANI (1997) apresentam uma teoria completa sobre métodos computacionais baseados em técnica de aprendizado, principalmente em redes neurais e lógica nebulosa (ou *fuzzy*). Os autores apresentam a teoria de conjuntos *fuzzy*, sistemas de inferência fuzzy, métodos de otimização, teoria de redes neurais, modelagem de sistemas de inferência neuro-fuzzy adaptativos (ANFIS, em inglês) e controle neuro-fuzzy.

LEE (2005) apresenta conceitos básicos acerca de lógica *fuzzy*, comentando detalhadamente fundamentos como relações, operações com conjuntos nebulosos e sistemas de inferência.

HAMPEL, WAGENKNECHT e CHAKER (2000) reúnem artigos científicos sobre conceitos específicos relacionados a controle *fuzzy*, abrangendo, dessa forma, assuntos como técnicas de controle nebuloso, comparação entre algoritmos de ajustagem de parâmetros de controle PID clássico e *fuzzy*, e otimização de sistemas de inferência neuro-fuzzy.

CHU et al. (2012) apresentam uma simulação *hardware-in-the-loop* de um algoritmo de controle *fuzzy* PID (proporcional integral derivativo) para controle de tração e verifica que há efetivamente o controle de deslizamento das rodas motoras.

SONG e BYUN (1999) desenvolvem um sistema de atuação na borboleta do acelerador para controle de tração. O desenvolvimento é realizado visando obter um sistema com pequeno volume e baixos custos de fabricação. Além disso, empregam um servo-motor de corrente contínua para respostas rápidas e precisas. O autor apresenta ainda a lógica de controle da posição da borboleta.

KÄNSÄLÄ e HASEMANN (1995) apresentam um sistema *fuzzy* para controle de tração de veículos pesados *off-road*. O artigo demonstra ainda a implementação do sistema, a detecção do deslizamento, testes sobre condições reais de trabalho, entre outros detalhes.

CHEN e al. (2013) apresentam o estado da arte de controle automotivo. Os autores comentam sobre a visão de desenvolvimento sustentável da indústria automobilística e descrevem sistemas de controle do conjunto de força, sistemas de segurança ativos e controle aplicado a veículos elétricos e com combustíveis alternativos. Por fim, comentam sobre as perspectivas de pesquisas futuras.

SIMÕES E SHAW (2007) apresentam aspectos teóricos e práticos sobre a modelagem *fuzzy* e suas aplicações em controle. Além disso, aborda situações cotidianas de projeto de controladores nebulosos, comentando as diversas estruturas existentes e suas diferenças.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1. DINÂMICA LONGITUDINAL

A dinâmica longitudinal é a análise que envolve os processos de aceleração e frenagem do veículo. Ela engloba, pois, o Conjunto de Força (*powertrain*, motor e sistema de transmissão) e sistema de freios.

O torque do motor é a fonte de esforços do sistema Conjunto de Força, sendo a responsável por vencer as resistências ao movimento e imprimir a aceleração desejada ao veículo. As resistências ao movimento aqui consideradas são a resistência ao rolamento ( $R_R$ ), a resistência aerodinâmica ( $R_A$ ) e a resistência à rampa. Não são consideradas, inicialmente, nem a força disponível para reboque, nem esforços de frenagem. A primeira porque é apenas um valor fixo subtraído da resultante de forças, o que não causa nenhum efeito prático sobre a validação do modelo, mas apenas ao projeto do veículo em si. A segunda porque o sistema de freios não faz parte do escopo desse trabalho. A FIG 3.1 apresenta um diagrama de corpo livre de um veículo com todas as forças atuantes (motoras e resistentes).

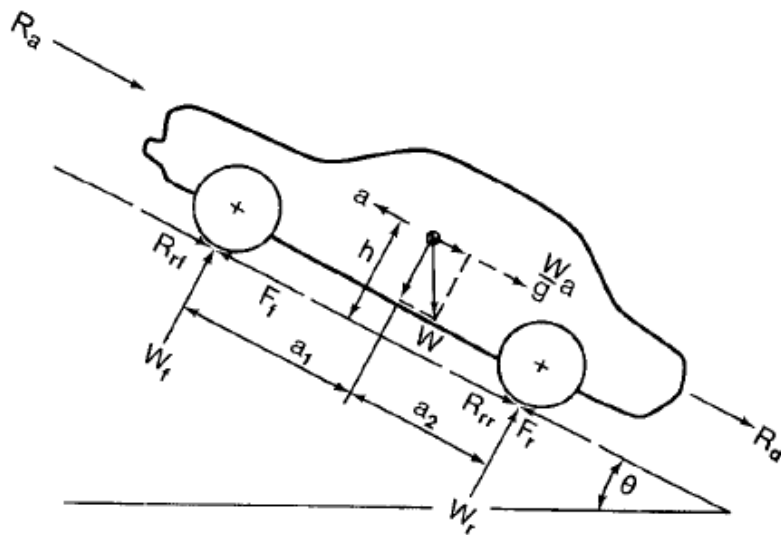


FIG 3.1 Diagrama de Corpo Livre de um veículo (WONG, 2008)

A resistência ao rolamento é uma das mais significantes na dinâmica longitudinal. Em situações particulares, como, por exemplo, baixas velocidades em

pisos rígidos, ela é a de maior magnitude. Diferentemente de outras forças de resistência, a do rolamento está presente desde que as rodas iniciam seu movimento de rotação. Uma parte razoável da energia dissipada na resistência ao rolamento é convertida em calor, o que reduz a resistência à abrasão e à flexão do pneu, podendo ser limitante no desempenho do pneu (GILLESPIE, 1992).

A resistência ao rolamento se deve principalmente à histerese do material do pneu devido à deflexão da banda de rodagem durante a rolagem (WONG, 2006). Outros fenômenos, porém, também contribuem para sua ocorrência, entre os quais: dissipação de energia devido à deflexão da parede lateral do pneu próxima à região de contato e à deflexão dos elementos da banda de rodagem, atrito na região de contato e deslizamento do pneu nas direções longitudinal e lateral (GILLESPIE, 1992).

O valor da força de resistência ao rolamento em cada eixo é proporcional ao peso sobre o eixo através de um fator. Teoricamente, dever-se-ia calcular o peso sobre cada eixo considerando a transferência dinâmica que ocorre em situações de aceleração ou frenagem ou quando um reboque é acoplado ao veículo. Essa transferência, porém, altera insignificadamente o valor total da resistência, de forma que o peso estático sobre cada eixo é preciso para o cálculo. Além disso, considerando que todos os pneus são iguais, um único fator (ou coeficiente) é empregado e a resistência ao rolamento é proporcional ao peso total do veículo.

$$R_R = f_R W \quad (3.1)$$

O fator de resistência ao rolamento ( $f_R$ ) é afetado por diversos fatores, tais como pressão, temperatura, material e desenho dos pneus e velocidade do veículo. Segundo WONG (2006), para veículos de passeio com pneus radiais, o coeficiente de resistência ao rolamento é aproximado em função da velocidade (em km/h) pela equação (3.2).

$$f_R = 0,0136 + 0,4 \cdot 10^{-7} V^2 \quad (3.2)$$

A resistência aerodinâmica se deve ao arrasto sobre o veículo devido ao deslocamento de ar sobre o mesmo. Como esse movimento é complexo, utiliza-se um modelo semi-empírico para calcular a resistência.

$$R_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C A \quad (3.3)$$

Na equação (3.3),  $C$  é o coeficiente de arrasto aerodinâmico (determinado experimentalmente, mas para veículos de passeio se encontra entre 0,3 e 0,5),  $V$  é a velocidade do veículo (em m/s),  $\rho$  é a densidade do ar (considerada constante e igual a 1,225 kg/m<sup>3</sup>) e  $A$  é a área frontal do veículo (aproximadamente 2 m<sup>2</sup> para veículos de passeio).

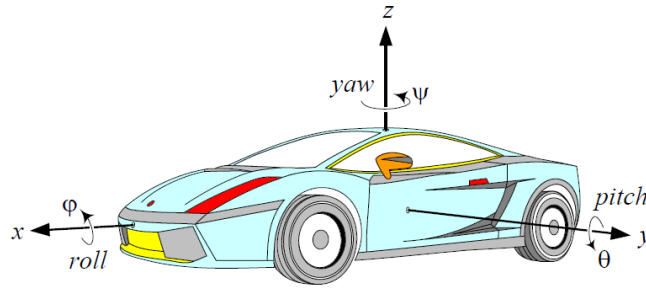
Em linhas gerais, o modelo da dinâmica longitudinal consiste em, a cada instante, obter a resultante das forças externas que agem sobre o veículo, calcular a aceleração do mesmo e obter velocidade e posição. O único movimento considerado é o de translação na direção longitudinal (eixo  $x$ , figura 3.2). O sinal de entrada do modelo é o percentual de abertura da borboleta do acelerador, que representa, na verdade, o quanto o pedal do acelerador está acionado pelo motorista.

O torque do motor é dado por uma curva característica, utilizando uma aproximação apresentada por JAZAR (2008), adequada para motores com ignição por centelha (à gasolina), que tem como parâmetros a rotação de potência máxima e a potência máxima do motor. A transmissão principal do veículo pode ser modelada como uma caixa de marchas progressiva, na qual as marchas são alteradas de acordo com a velocidade do veículo (em km/h) ou como uma transmissão continuamente variável (CVT).

### 3.2. DINÂMICA VERTICAL

A dinâmica vertical estuda o comportamento do chassi sobre as suspensões, respondendo às excitações de base às quais o veículo possa estar submetido, representadas pelo perfil do terreno. Nessa análise, o chassi é considerado uma placa retangular (corpo rígido). O referencial adotado será o ISO 4130 (figura 3.2), com origem no centro de gravidade e no qual  $x$  é o eixo longitudinal, com sentido positivo para frente, o eixo  $z$  é o vertical, com sentido positivo para cima e o eixo  $y$ , conseqüentemente, é o eixo transversal, com sentido positivo para a esquerda. Todas as referências a orientações dos eixos são do ponto de vista do motorista. Os pontos de ancoragem da suspensão serão os vértices dessa placa.





**FIG 3.2 Sistema de coordenadas segundo a Norma ISO 4130 (JAZAR, 2008)**

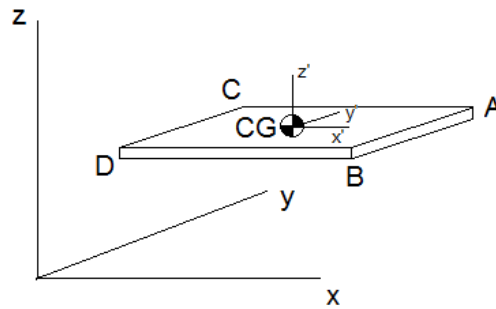
De acordo com a abordagem por fluxo de potência, esse sistema mecânico é dividido em corpos rígidos e elementos complacentes. O primeiro tipo é representado pela massa suspensa (chassi ou carroceria), e o segundo pelas molas, amortecedores e pneus. Os corpos rígidos são submetidos a esforços, e, pela segunda lei de Newton, têm sua quantidade de movimento alterada. Assim, entende-se que sejam subsistemas onde as entradas são esforços, e as saídas, velocidades. Já os elementos complacentes são representados por suas respectivas relações constitutivas, sendo submetidos a deslocamentos, que produzem esforços. Desta forma, são subsistemas onde as entradas são velocidades – de onde advêm os deslocamentos – e as saídas, os esforços resultantes de suas relações constitutivas. (KARNOPP, 2006). A figura 3.3 apresenta um diagrama de blocos, exibindo as relações causais existentes nos sistemas da dinâmica vertical.



**FIG 3.3 Diagrama de blocos**

### 3.2.1. CINEMÁTICA E DINÂMICA PELA ABORDAGEM DE FLUXO DE POTÊNCIA

COSTA NETO (2008) apresenta, utilizando a abordagem por fluxo de potência, uma metodologia em que se obtém a dinâmica do sistema através de sua cinemática.



**FIG 3.4 Corpo no espaço e referenciais**

Seja P um ponto qualquer em um corpo rígido, denotando por  $f$  o referencial fixo e por  $c$  o referencial localizado no centro de gravidade (CG) do corpo e sendo ainda T a matriz de transformação de coordenadas do referencial local para o referencial fixo, pode-se afirmar que:

$$r_P^f = r_{CG}^f + T r_{P-CG}^c \quad (3.4)$$

Derivando a equação (3.4), tem-se que:

$$v_P^f = v_{CG}^f + \dot{T} r_{P-CG}^c \quad (3.5)$$

Como se supõe que o corpo é rígido,  $r_{P-CG}^c$  possui derivada nula. Sabe-se ainda que a matriz de transformação de coordenadas é ortogonal. Portanto:

$$T T^T = T^T T = I \quad (3.6)$$

Logo, pode-se afirmar que:

$$v_P^f = v_{CG}^f + \dot{T} T^T T r_{P-CG}^c \quad (3.7)$$

Mas, segundo HAUG (1989), a velocidade angular do referencial local escrito no referencial global (fixo) é dada por:

$$\tilde{\omega} = \dot{T}T^T \quad (3.8)$$

Assim, a equação (3.7) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$v_P^f = v_{CG}^f + \tilde{\omega}Tr_{P-CG}^c \quad (3.9)$$

Ou ainda:

$$v_P^f = v_{CG}^f - \widetilde{Tr_{P-CG}^c} \omega \quad (3.10)$$

Essa relação pode ainda ser escrita matricialmente, de forma que:

$$v_P^f = \begin{bmatrix} I & -\widetilde{Tr_{P-CG}^c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{CG}^f \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Uma vez que o chassi é suposto como uma placa plana e rígida (figura 3.4), pode-se usar a equação (3.11), para que as velocidades de todos os pontos de interesse sejam calculadas em apenas um passo.

$$\begin{bmatrix} v_A^f \\ v_B^f \\ v_C^f \\ v_D^f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & -\widetilde{Tr_{A-CG}^c} \\ I & -\widetilde{Tr_{B-CG}^c} \\ I & -\widetilde{Tr_{C-CG}^c} \\ I & -\widetilde{Tr_{D-CG}^c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{CG}^f \\ \omega \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$V = \Theta V_{CG} \quad (3.13)$$

Analogamente à análise da velocidade, denotando por F o vetor cujas componentes são as resultantes em cada ponto de ancoragem da suspensão e  $F_{CG}$  aquele cujas componentes são a força e o momento resultantes no CG, tem-se, adotando como hipótese que a potência é constante, que:

$$V^T F = V_{CG}^T F_{CG} \quad (3.14)$$

Substituindo o valor de V:

$$V_{CG}^T F_{CG} = V_{CG}^T \Theta^T F \quad (3.15)$$

Conclui-se, portanto, que:

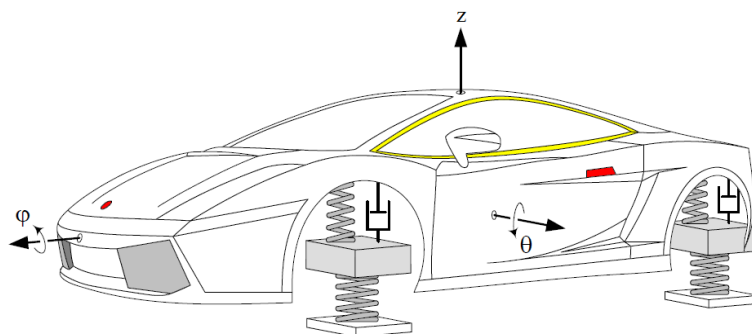
$$F_{CG} = \Theta^T F \quad (3.16)$$

Verifica-se, pois, que, utilizando a conservação de potência, obtêm-se relações de esforços do sistema a partir de sua relação cinemática.

O movimento do chassi tem como entradas as forças verticais transmitidas pela suspensão em seus pontos de ancoragem, que são transferidas para o CG, segundo a metodologia de fluxo de potência, pela matriz  $\Theta^T$  (COSTA NETO, 2008), produzindo forças e momentos (BEER e JOHNSTON, 1994). Esses esforços são entradas para a equação de movimento, que tem como saída um vetor cujas componentes são as projeções coordenadas das acelerações, linear e angular. Esse é integrado para se obter as velocidades, linear e angular. A velocidade angular é decomposta para se obter as taxas de variação dos ângulos de orientação do chassi (HAUG, 1989), que são integrados para que os ângulos em si sejam obtidos (*pitch*, *roll* e *yaw*). A outra resposta de interesse é a posição vertical do chassi, obtida da integração da velocidade linear.

As entradas para as suspensões são as velocidades dos pontos de ancoragem e as velocidades das rodas. As velocidades dos pontos de ancoragem são obtidas a partir da velocidade do centro de gravidade, já que são relacionadas pela matriz  $\Theta$  (COSTA NETO, 2008). Como são elementos complacentes, as saídas fornecidas pelas suspensões são as forças atuantes nos pontos de ancoragem no chassi.

As rigidezes das molas devem ser adotadas para que se atenda aos critérios de Olley (GILLESPIE, 1992). Esses critérios, estabelecidos na década de 1930, determinam, entre outras coisas, que as frequências de vibração de bounce, pitch e roll sejam próximas e de no máximo 1,3 Hz. Além disso, determina que a rigidez equivalente da suspensão dianteira seja cerca de 30% menor que a da traseira.



**FIG 3.5 Modelo de veículo com suspensões e pneus (JAZAR, 2008)**

No modelo proposto, as suspensões são independentes, consideradas verticais e compostas como uma mola em paralelo com um amortecedor (figura 3.5). Isso porque há interesse apenas em seus parâmetros equivalentes, pois a geometria da suspensão não é objeto de estudo. Os efeitos de batentes das molas e amortecedores são inseridos conforme o apresentado por REIMPELL et al (2001).

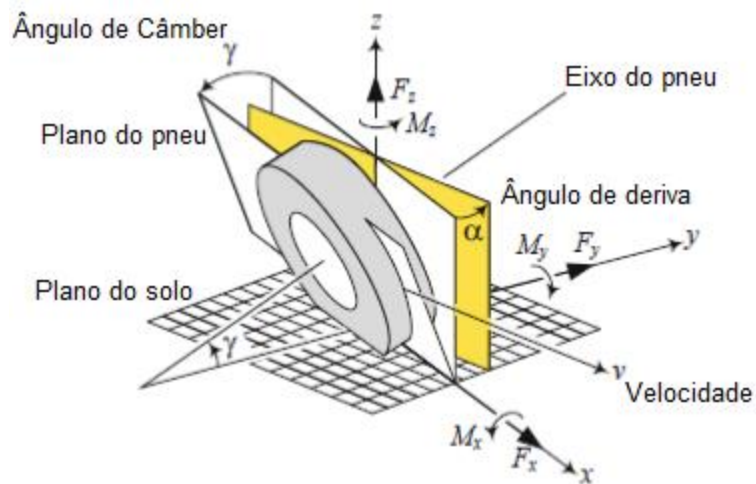
Considera-se ainda como componente da suspensão, os pneus, com seus efeitos de rigidez e amortecimento. Nesse caso, há a inserção de um novo grau de liberdade ao sistema, associado ao movimento vertical de cada roda. Os pneus, tal como a suspensão, são elementos complacentes. Portanto, suas entradas são a velocidade da roda e a derivada da excitação de base (quando é o caso). A saída é a soma das forças associadas, respectivamente, à rigidez e ao amortecimento do pneu. Já a velocidade da roda é calculada por meio da sua equação de movimento, em que a força resultante é a soma vetorial das forças da suspensão e do pneu.

### 3.3. MODELAGEM DOS PNEUS

Os pneus apresentam três funções básicas no veículo: suportar a carga vertical, enquanto amortecem os choques da estrada, desenvolver forças longitudinais para aceleração e frenagem do veículo e desenvolver forças laterais resultantes do esterçamento (GILLESPIE, 1992).

Do ponto de vista da abordagem por fluxo de potência, os pneus são classificados por elementos complacentes, pois reagem a um deslocamento, desenvolvendo uma força. No caso específico aqui tratado, a força longitudinal do

pneu é desenvolvida na região de contato pneu-solo quando o pneu recebe um deslocamento (como apresentado a frente, velocidade angular).



**FIG 3.6 Sistema de coordenadas do pneu (JAZAR, 2014)**

A dinâmica longitudinal, como tratada anteriormente, não considera os efeitos inerentes aos pneus e rodas, tais como o deslizamento e a inércia. O objetivo, nesse momento, é justamente apresentar um modelo de pneu onde são considerados a inércia do conjunto pneu/roda e o deslizamento longitudinal que ocorre em uma situação de aceleração do veículo. O deslizamento lateral não é analisado, já que o modelo trata apenas da dinâmica longitudinal, e que o ângulo de câmbor é nulo, uma vez que a suspensão é analisada por meio de seus parâmetros (rigidez e amortecimento) equivalentes e sem considerar a configuração da suspensão. A figura 3.6 ilustra o sistema de coordenadas do pneu, além dos ângulos de câmbor (que faz parte do projeto da suspensão) e o ângulo de *sideslip* (que ocorre durante o esterçamento do veículo).

### 3.3.1. INÉRCIA DOS PNEUS E RODAS

Analisando pelo fluxo de potência, o conjunto pneu-roda tem como entrada um torque (proveniente do *powertrain*) e como saída uma velocidade angular. Do torque oriundo do *powertrain*, são subtraídos os torques equivalentes às resistências ao movimento (aerodinâmica, ao rolamento, devido aos freios, etc), obtendo-se o torque resultante que atua em cada roda. O cálculo da velocidade angular é feito por

meio da equação de Euler, com posterior integração. Essa velocidade angular é usada para calcular a rotação do motor (em RPM) e o deslizamento do pneu, tal como apresentado a seguir. De modo a calcular essa velocidade angular, deve ser considerado, na entrada do modelo, o torque que chega a cada roda e não o torque total transmitido pelo *powertrain*.

### 3.3.2. DESLIZAMENTO LONGITUDINAL

Quando o pneu é submetido a um torque de tração, uma força trativa surge na região de contato pneu-solo. Essa força provoca a compressão da região anterior à região de contato e a área total de contato. Devido a essa compressão, a distância percorrida pelo pneu é menor que a apresentada quando em rolagem livre (sem atuação do torque). A esse fenômeno, dá-se o nome de deslizamento (ou deriva) longitudinal (WONG, 2008). O deslizamento longitudinal do pneu, quando sujeito a um torque é definido como:

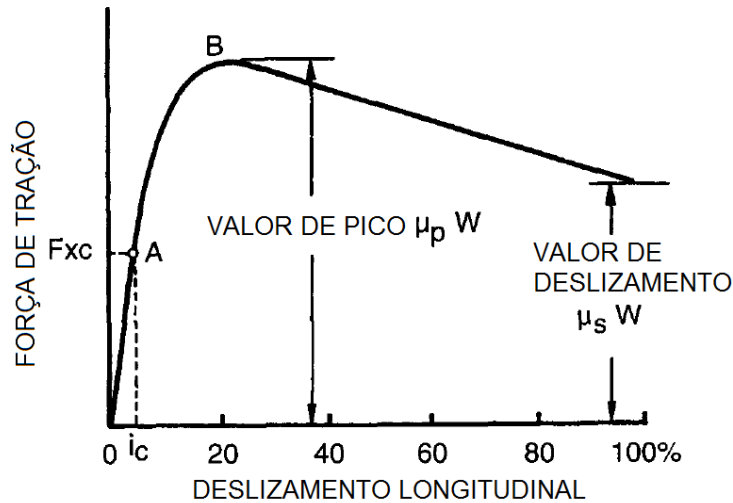
$$i = \left(1 - \frac{V}{r\omega}\right) \times 100\% = \left(1 - \frac{r_e}{r}\right) \times 100\% \quad (3.17)$$

Na equação (3.17), tem-se que:

- $V$  é a velocidade linear do centro do pneu, considerada igual à do veículo;
- $\omega$  é a velocidade angular do pneu;
- $r$  é o raio de rolagem do pneu quando em rolagem livre;
- $r_e$  é o raio efetivo de rolagem do pneu, que é a razão entre  $V$  e  $\omega$ .

De acordo com a equação (3.17), quando em rolagem livre ( $V = \omega r$ ), o pneu apresenta deslizamento igual a zero. Já quando  $\omega$  é diferente de zero e  $V$  é igual a zero, o deslizamento é igual a 1 (100%). Essa é uma situação limite, em que o pneu gira livremente e o carro não se desloca. Evitar essa situação é um dos objetivos do Sistema de Controle de Tração, a ser estudado posteriormente.

A figura 3.7 apresenta uma curva característica do esforço de tração em relação ao deslizamento longitudinal.



**FIG 3.7 Força de Tração × Deslizamento Longitudinal (WONG, 2008)**

Na figura 3.7,  $W$  é a carga sobre o pneu,  $\mu_p$  é o valor de pico do coeficiente de aderência e  $\mu_s$  é o valor de escorregamento ou deslizamento do coeficiente de aderência. Inicialmente, a relação entre a força de tração e o deslizamento é linear, já que esse é devido à deformação elástica do pneu (região OA do gráfico). Essa relação é dada pela rigidez longitudinal do pneu ( $C_i$ ), definida como:

$$C_i = \left[ \frac{\partial F_x}{\partial i} \right]_{i=0} \quad (3.18)$$

Após o limite  $i_c$ , essa relação deixa de ser linear. Isso porque uma parte desse deslizamento é produzida pelo movimento relativo entre a banda de rodagem e o piso. Esse fenômeno é apresentado pelo trecho AB do gráfico da figura 3.7. Nessa situação, ocorre a força de tração máxima, dada por  $\mu_p W$ . De acordo com dados experimentais, esse pico da força de tração ocorre com o deslizamento entre 15 e 20%. Qualquer aumento no deslizamento provoca uma condição instável, com a força de tração caindo do valor de pico até o valor de deslizamento puro  $\mu_s W$ .

Algumas teorias apresentam uma aproximação para a relação entre a força de tração e o deslizamento longitudinal. Nessa modelagem, é empregada a teoria de Julien (WONG, 2008). Nessa teoria, assume-se que a banda de rodagem é considerada elástica, que a região de contato pneu-solo é retangular e que a pressão normal é uniformemente distribuída. Além disso, considera-se que a região de contato pode ser dividida em uma região de adesão e uma região de



escorregamento. Na primeira, a força de interação depende das propriedades elásticas da banda de rodagem e do pneu. Na segunda, ela depende ainda das propriedades de aderência da interface pneu-solo. Essa teoria, porém, é limitada a situações em que o solo é considerado rígido, ou seja, indeformável.

Quando um torque de tração é aplicado na roda, a região anterior do contato pneu-solo sofre uma deformação  $\varepsilon$  na banda de rodagem, que é constante na região de adesão, onde não há deslizamento. Sendo  $e_0$  a deformação longitudinal da banda de rodagem à frente da região de contato e  $e$  a deformação longitudinal da banda de rodagem em um determinado ponto a uma distância  $x$  a partir do início da região de contato.

$$e = e_0 + x\varepsilon \quad (3.19)$$

Assumindo que  $e_0$  é proporcional a  $\varepsilon$  por uma constante  $\lambda$ :

$$e = (\lambda + x)\varepsilon \quad (3.20)$$

Assumindo ainda que, na região de aderência, a força por unidade de comprimento da região de contato seja proporcional à deformação longitudinal  $e$ , tem-se:

$$\frac{dF_x}{dx} = ke = k(\lambda + x)\varepsilon \quad (3.21)$$

Onde  $F_x$  é a força trativa e  $k$  é a rigidez tangencial do pneu. Não há escorregamento entre o pneu e o solo, enquanto a força por unidade de comprimento da região de contato for menor que a máxima força por unidade de comprimento possível, dada pelo valor de pico do coeficiente de adesão ( $\mu_p$ ) multiplicado pela pressão normal ( $p$ ) e a largura do pneu ( $b$ ). Dessa condição, encontra-se o comprimento característico  $l_c$ , que indica, na verdade, o comprimento da região de aderência, onde não há escorregamento.

$$\frac{dF_x}{dx} = k(\lambda + x)\varepsilon \leq \mu_p pb = \frac{\mu_p W}{l} \quad (3.22)$$

$$l_c = \frac{\mu_p W}{lk\varepsilon} - \lambda \quad (3.23)$$

Nas equações (3.22) e (3.23),  $W$  é a carga normal sobre o pneu e  $l$  é o comprimento total da região de contato pneu-solo. Se  $l \leq l_c$ , conclui-se que a região de contato é inteiramente região de aderência. Integrando a equação (3.21), tem-se a força em função da distância  $x$ :

$$F_x = k\lambda x\varepsilon \left(1 + \frac{x}{2\lambda}\right) \quad (3.24)$$

Fazendo  $x = l$ , tem-se a força de tração total. Como a deformação longitudinal é, por definição, igual ao deslizamento longitudinal  $i$ :

$$F_x = k\lambda li \left(1 + \frac{l}{2\lambda}\right) \quad (3.25)$$

A condição limite em que não há escorregamento na região de contato é:

$$l = l_c = \frac{\mu_p W}{lki} - \lambda \quad (3.26)$$

Portanto, o valor crítico  $i_c$ , que indica onde a relação  $F_x$  x  $i$  deixa de ser linear, e o valor da força de tração nesse ponto é:

$$i_c = \frac{\mu_p W}{lk(l+\lambda)} \quad (3.27)$$

$$F_{xc} = \frac{\mu_p W \left[1 + \frac{l}{2\lambda}\right]}{1 + \frac{l}{\lambda}} \quad (3.28)$$

Quando o deslizamento longitudinal ultrapassa  $i_c$ , a região de contato passa a apresentar também uma região de escorregamento. Nesse caso,  $l_c < l$ . A força trativa apresentará duas parcelas, uma desenvolvida na região de aderência e outra na região de escorregamento. A primeira é dada pela equação (3.29), quando  $x=l_c$ :

$$F_{xa} = k\lambda l_c i \left(1 + \frac{l_c}{2\lambda}\right) \quad (3.29)$$

A segunda parcela é dada por:

$$F_{xs} = \mu_p W \left(1 - \frac{l_c}{l}\right) \quad (3.30)$$

O valor de  $l_c$  é apresentado na equação (3.26). Somando as duas parcelas de  $F_x$  e substituindo o valor de  $l_c$ , encontra-se o valor da força de tração:

$$F_x = \mu_p W - \frac{\lambda(\mu_p W - lk\lambda i)^2}{2l^2 k\lambda i} \quad (3.31)$$

Observa-se que não se trata de uma equação linear, tal como previsto na explanação inicial. Na situação em que a região de escorregamento se estende sobre toda a região de contato, a força de tração é máxima e dada por  $\mu_p W$ . Chega-se a esse valor, fazendo  $l_c=0$ . Nesse valor, o deslizamento longitudinal  $i_m$  (para força máxima) é dado por:

$$i_m = \frac{\mu_p W}{lk\lambda} \quad (3.32)$$

Esse valor corresponde ao ponto B do gráfico da figura 3.7.

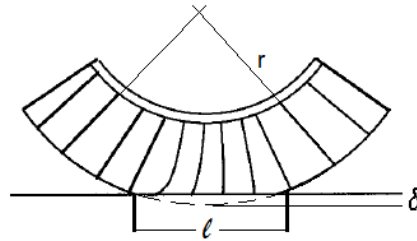
Para usar a teoria de Julien, são necessários os seguintes parâmetros:  $\mu_p$ ,  $W$ ,  $k$ ,  $l$  e  $\lambda$ . Os dois primeiros são conhecidos, pois são dados, respectivamente, do solo e do veículo. Segundo WONG, baseado em dados experimentais,  $k$  vale aproximadamente 3.930 kN/m<sup>2</sup> para pneus radiais e 4.206 kN/m<sup>2</sup> para pneus diagonais. Outra forma de se estimar o valor de  $k$  é utilizando a rigidez longitudinal do pneu ( $C_i$ ), já que esse é um dado encontrado com maior facilidade. Usando o apresentado na equação (Ci), pode-se afirmar que seu valor é:

$$C_i = k\lambda l \left(1 + \frac{l}{2\lambda}\right) \quad (3.33)$$

Supondo  $\lambda$  muito próximo de zero, tem-se que o valor de  $k$ , em função de  $C_i$  é:

$$k = \frac{2C_i}{l^2} \quad (3.34)$$

Já o valor de  $l$  pode ser estabelecido geometricamente conhecendo-se a rigidez vertical do pneu (figura 3.8).



**FIG 3.8 Estimação do comprimento de contato do pneu (GILLESPIE, 1992)**

Sendo  $\delta$  a deformação em equilíbrio estático do pneu sob a carga  $W$ , pode-se concluir que  $l$  é:

$$l = 2\sqrt{r^2 - (r - \delta)^2} \quad (3.35)$$

Já o parâmetro  $\lambda$  apresenta uma estimativa mais complicada, pois não é simples de se medir ou calcular. Para estimá-lo, utiliza-se outro parâmetro: o valor do coeficiente de aderência  $\mu_s$  para a situação de escorregamento. Esse valor pode ser considerado um parâmetro do modelo criado, já que pode ser estipulado através de experimentos. WONG apresenta valores de pico e de escorregamento do coeficiente de aderência. Esses dados são apresentados na tabela 3.1.

**TAB 3.1 Valores do Coeficiente de Aderência**

Superfície	Valor de Pico ( $\mu_p$ )	Valor de Escorregamento ( $\mu_s$ )
Asfalto e Concreto (seco)	0,8-0,9	0,75
Asfalto (molhado)	0,5-0,7	0,45-0,6
Concreto (molhado)	0,8	0,7
Cascalho	0,6	0,55
Estrada de terra (seca)	0,68	0,65
Estrada de terra (molhada)	0,55	0,4-0,5
Neve (compactada)	0,2	0,15
Gelo	0,1	0,07

Sendo  $p$  a razão entre  $\mu_s$  e  $\mu_p$ , tem-se que, quando  $i=1$  (deslizamento total):

$$\mu_p W - \frac{\lambda(\mu_p W - lk\lambda)^2}{2l^2 k \lambda} = \mu_s W = p\mu_p W \quad (3.36)$$

Desenvolvendo a equação (3.36), chega-se ao seguinte valor de  $\lambda$ :

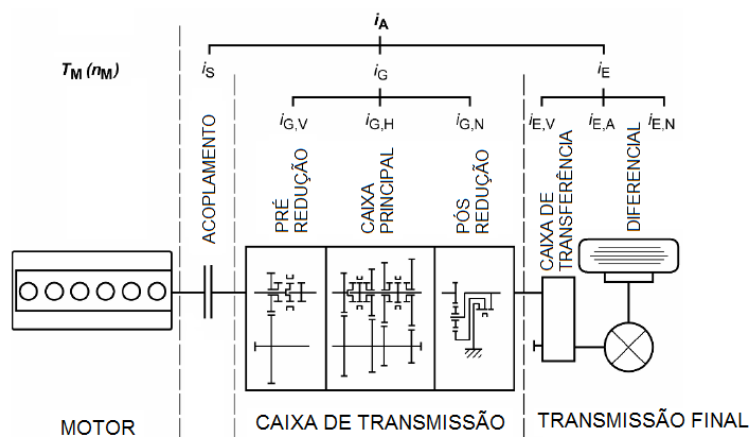
$$\lambda = \frac{\mu_p W + \sqrt{2(1-p)\mu_p W l^2 k}}{lk} \quad (3.37)$$

Assim, o cálculo da força de tração do veículo se torna completo, com todos os parâmetros conhecidos ou passíveis de determinação.

### 3.4. SISTEMA DE TRANSMISSÃO

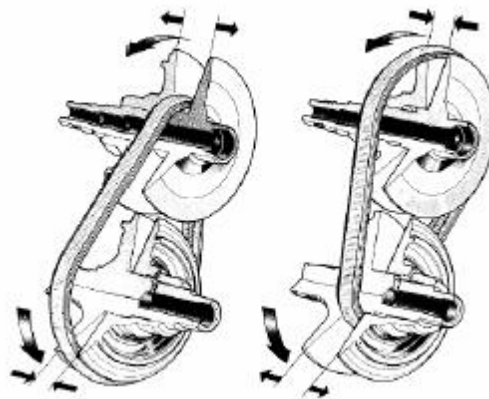
A transmissão é o sistema automotivo responsável por transmitir o torque oriundo do motor às rodas e pneus, onde, como visto anteriormente, é desenvolvida a força longitudinal que impulsiona o veículo.

Um sistema típico de transmissão é composto principalmente pela caixa de mudanças (que pode ser manual ou automática), diferencial central (caso o veículo possua tração em mais de um eixo), os diferenciais nos eixos motores (árvores) e seus elementos de acoplamento (embreagens, eixos, etc), como mostrado na figura 3.9.



**FIG 3.9** Arquitetura da Transmissão (NAUNHEIMER, 2011)

No modelo aqui desenvolvido, a transmissão empregada será a CVT (Transmissão Continuamente Variável, em inglês). Esse tipo de transmissão tem seu uso crescente em veículos de passageiros por diversos motivos, destacando-se o melhor desempenho e economia de combustível. A CVT caracteriza-se por variar a relação de transmissão continuamente, através de um sistema de duas polias, em que uma se abre e outra se fecha simultaneamente alterando a multiplicação do torque transmitido (figura 3.10).



**FIG 3.10 Funcionamento da transmissão CVT (NAUNHEIMER, 2011)**

Toda a modelagem do sistema de transmissão será realizada utilizando a *toolbox* SIMDRIVELINE® do SIMULINK®.

#### 3.4.1. GENERALIDADES SOBRE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

Qualquer tipo de veículo necessita de um sistema de transmissão para converter o torque e a velocidade do motor. De acordo com o funcionamento e projeto mecânico, as transmissões são divididas em diversos tipos, sendo as mais comuns, as transmissões manuais, automáticas (com ou sem interrupção de potência), híbridas e continuamente variáveis (CVT).

Os sistemas de transmissão produzem diversos efeitos sobre o veículo, podendo afetar características como confiabilidade, economia, consumo de combustível, capacidade de transporte, segurança e facilidade de operação (NAUNHEIMER, 2011).

Em uma configuração típica de sistema de transmissão de veículos leves (figura 3.9), o torque proveniente do motor é transmitido para uma caixa de mudanças. Dessa caixa, ele passa para um diferencial aberto (caso haja apenas um eixo motor), cuja finalidade é dividir igualmente o torque entre as duas rodas motoras. Caso o veículo apresente mais de um eixo motor, após a caixa de mudanças, o torque passa por um diferencial central, que tem por objetivo a divisão do torque entre os eixos. Em cada eixo há ainda um diferencial aberto, com a mesma finalidade de sistemas com duas rodas motoras.

Para automóveis, a transmissão mais simples é a manual seletiva, onde o próprio condutor faz as trocas de marchas. Nesse caso, não se aproveita adequadamente a potência do motor, uma vez que a condução do veículo em condições econômicas depende do motorista. Na tentativa de minimizar essas perdas, aumentar a eficiência do sistema e promover um maior conforto, foram desenvolvidas caixas de mudança automáticas, mas também com um número finito de relações. As perdas causadas pelo motorista foram reduzidas, entretanto, há perdas no conversor de torque, responsável por transmitir o torque do motor à caixa. Houve um aumento maior de eficiência e queda no consumo com a introdução de caixas de mudanças continuamente variáveis (CVT), que permitem o funcionamento do motor em condições de mínimo consumo de combustível.

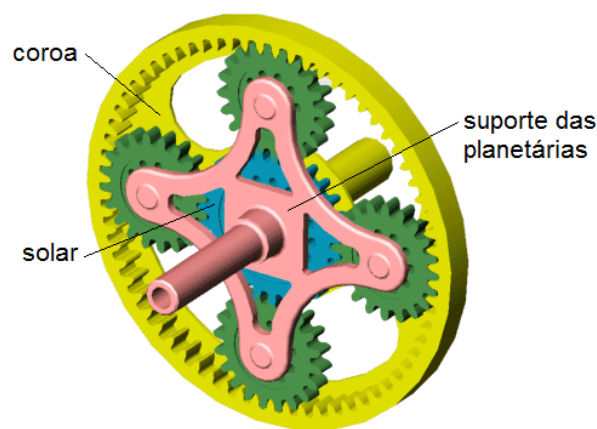
Os veículos leves com tração integral ou comerciais com mais de um eixo motor necessitam de um diferencial central para que a potência do motor seja distribuída entre as árvores propulsoras (cardãs), chegando a todas as rodas motoras. Existem diversos tipos de diferenciais centrais, cada qual com finalidades específicas, desde rígidos (em que as velocidades dos eixos são iguais), selecionáveis (com possibilidade de selecionar se se deseja ou não dividir o torque entre os eixos), diferenciais planetários (com distribuição assimétrica e constante de torque) aos auto-blocantes (em que a distribuição de torque varia automaticamente quando ocorre deslizamento de alguma roda, aumentando a segurança) (NAUNHEIMER, 2011).

Os veículos leves com tração integral se dividem em aqueles com tração total comutável (em que o veículo somente opera com tração integral em determinadas situações, automaticamente ou por acionamento do condutor) e os com tração total

permanente (em que todas as rodas recebem torque o tempo todo) (BOSCH, 2005). Aqueles são conhecidos comumente por 4WD e esses por AWD.

### Diferencial Epicicloidal

O diferencial epicicloidal ou planetário (figura 3.11) é um dos tipos empregados como diferencial central em veículos com tração integral. Nesse tipo de diferencial, o torque proveniente da caixa de mudanças entra pelo suporte das planetárias, sendo dividido pelos eixos que partem da solar (para o eixo dianteiro) e da coroa (para o eixo traseiro).



**FIG 3.11 Diferencial epicicloidal (MATLAB, 2010)**

O principal parâmetro a ser definido em um trem de engrenagens planetário é a razão entre o número de dentes da solar e da coroa ( $i_{dc}$ ). Por motivos físicos e de montagem do trem, essa relação deve ser sempre menor do que 1,0. Segundo SHIGLEY (2004), a relação cinemática do diferencial planetário é dada por:

$$-i_{dc} = \frac{\omega_c - \omega_{sp}}{\omega_s - \omega_{sp}} \quad (3.38)$$

Na equação 3.38,  $\omega$  é a velocidade angular e os índices  $c$ ,  $s$  e  $sp$  correspondem, respectivamente, à coroa, à solar e ao suporte das planetárias. Como, de acordo com as relações de causalidade, o torque no suporte das planetárias é a entrada do sistema e os torques na coroa e solar são as saídas, as velocidades angulares da coroa e solar são entradas e aquela no suporte das planetárias é a saída. Isso acontece porque o diferencial é um transformador, na



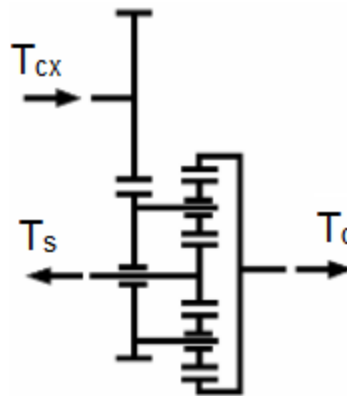
modelagem por fluxo de potência. Matricialmente e respeitando a causalidade, a equação 3.38 pode ser escrita como:

$$\omega_{sp} = \begin{bmatrix} \frac{i_{dc}}{1+i_{dc}} & \frac{1}{1+i_{dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_s \\ \omega_c \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

Pelo fluxo de potência, a relação entre os torques (T) é dada por:

$$\begin{bmatrix} T_s \\ T_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{i_{dc}}{1+i_{dc}} \\ \frac{1}{1+i_{dc}} \end{bmatrix} T_{sp} \quad (3.40)$$

É comum ainda que haja uma pré-redução ( $i_{red}$ ) antes do suporte das planetárias, para que o torque seja multiplicado (figura 3.12).



**FIG 3.12 Diferencial epicycloidal com pré-redução (NAUNHEIMER, 2011)**

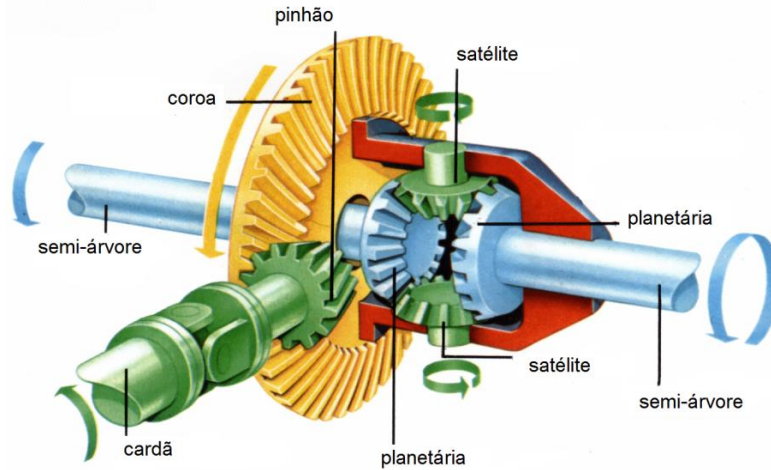
Dessa forma, as relações entre os torques e velocidades angulares na saída da caixa de mudanças e nas saídas do diferencial central se tornam:

$$\omega_{cx} = i_{red} \begin{bmatrix} \frac{i_{dc}}{1+i_{dc}} & \frac{1}{1+i_{dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_s \\ \omega_c \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$\begin{bmatrix} T_s \\ T_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{i_{dc}}{1+i_{dc}} \\ \frac{1}{1+i_{dc}} \end{bmatrix} i_{red} T_{cx} \quad (3.42)$$

### Diferencial aberto

O diferencial aberto, ou simplesmente diferencial, tem por objetivo compensar as diferenças de rotação entre as rodas de tração de um mesmo eixo durante curvas, mantendo sempre a distribuição simétrica de torque (BOSCH, 2005).



**FIG 3.13 Diferencial aberto**

Tal como o diferencial central, o diferencial aberto é um elemento transformador. Portanto, tem como entradas o torque oriundo do diferencial central e as velocidades angulares das rodas e como saídas os torques que vão para as rodas e a velocidade angular do cardã (figura 3.13). A relação cinemática do diferencial é:

$$\omega_{in} = \frac{1}{2} i_{dif} (\omega_{R1} + \omega_{R2}) \quad (3.43)$$

Na equação 3.43,  $i_{dif}$  é a relação de transmissão do diferencial (razão entre o número de dentes da coroa e do pinhão),  $\omega_{R1}$  e  $\omega_{R2}$  são as velocidades angulares das rodas e  $\omega_{in}$  é a velocidade angular do cardã.

Matricialmente:

$$\omega_{in} = \begin{bmatrix} i_{dif} & i_{dif} \\ 2 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{R1} \\ \omega_{R2} \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

A relação entre os torques, portanto, é:

$$\begin{bmatrix} T_{R1} \\ T_{R2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{i_{dif}}{2} \\ \frac{i_{dif}}{2} \end{bmatrix} T_{in} \quad (3.45)$$

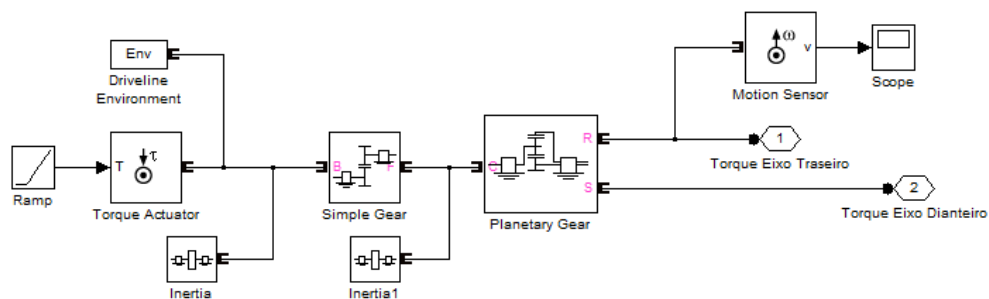
### 3.4.2. TOOLBOX SIMDRIVELINE®

O ambiente SIMULINK® do MATLAB® apresenta diversas bibliotecas voltadas a aplicações específicas, tais como aeroespaciais, processamento de sinais, controle, circuitos eletrônicos e sistemas dinâmicos.

O SIMSCAPE® é um ambiente do SIMULINK® para modelagem e simulação de sistemas físicos (dinâmicos), tais como mecânicos, hidráulicos, elétricos. Esse ambiente apresenta blocos básicos inerentes a cada tipo de sistema, que representam componentes físicos. As ligações entre esses blocos são feitas utilizando sinais físicos.

Especificamente, a biblioteca SIMDRIVELINE® apresenta componentes diversos de sistemas de transmissão, tais como pares de engrenagens, embreagens, caixas de mudanças automáticas, motores de combustão interna, entre outros. Nesse caso, o sinal físico entre os blocos representa um eixo, com rotação calculada pela equação de Euler. Conseqüentemente, a todos os sinais deve ser associada uma inércia, sob pena de provocar uma singularidade nos cálculos realizados.

Existem ainda blocos específicos para a medição de torque e velocidade nos eixos (sensores) e para a conversão de um sinal do SIMULINK® em um sinal físico (atuadores).



**FIG 3.14 Exemplo de aplicação do SimDriveline®**

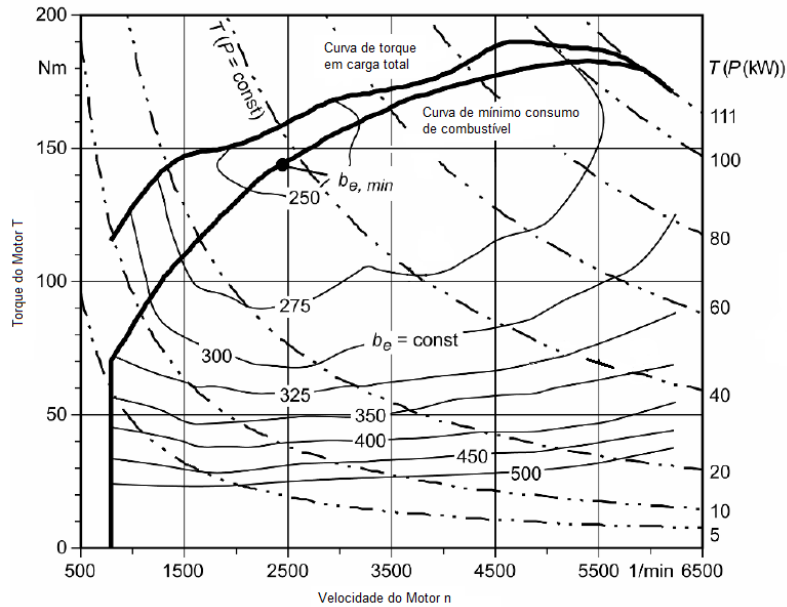
A modelagem de subsistemas segue também a mesma filosofia do SIMULINK®, permitindo ao usuário o estabelecimento de portas de entrada e saída de sinais físicos e/ou comuns do SIMULINK® e o desenvolvimento de blocos que não estejam prontos para a utilização. A figura 3.14 apresenta, a título de ilustração, um modelo no qual foram utilizadas diversas ferramentas e blocos presentes na biblioteca.

### 3.4.3. TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT)

As caixas de mudanças com número finito de relações de transmissão não exploram totalmente a potência disponível em um motor de combustão interna. Com uma variação contínua de transmissão, o motor pode operar o tempo todo próximo à hipérbole de tração ideal, proporcionando economia e desempenho (NAUNHEIMER, 2011). O desenvolvimento das transmissões continuamente variáveis (CVT) ocorreu visando à diminuição dos níveis de emissão de poluentes e gases responsáveis pelo efeito estufa e a economia de combustíveis fósseis. Além disso, permite uma melhoria de desempenho do veículo, evitando movimentos bruscos em trocas de marchas, no caso daqueles que possuem caixa de mudanças manual.

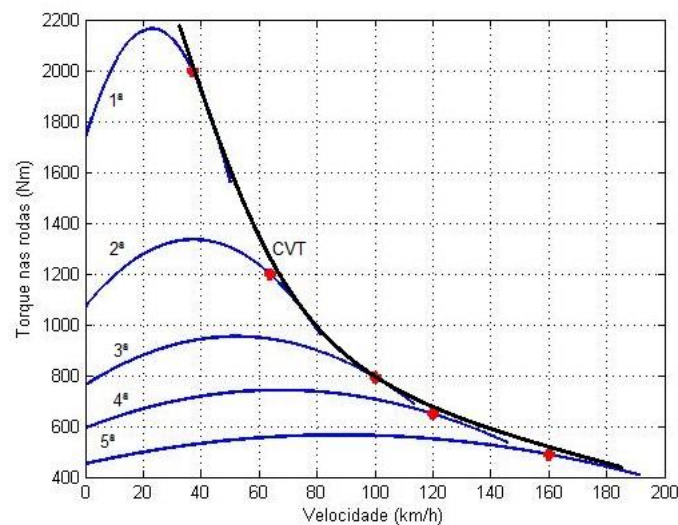
Existem diversos tipos de CVT, entre os quais se destacam a esférica, hidrostática, toroidal, cônica, com correia e com correntes. As duas últimas são as mais empregadas em automóveis.

A principal finalidade do emprego da CVT é, portanto, permitir que o motor opere em sua potência máxima ou que ele trabalhe o tempo todo em sua curva de consumo mínimo de combustível (figura 3.15), otimizando sua eficiência qualquer que seja sua velocidade. A variação dessa finalidade pode variar de acordo com o projeto da CVT. Nesse trabalho é adotada a primeira hipótese, ou seja, de que se objetiva utilizar a máxima potência do motor.



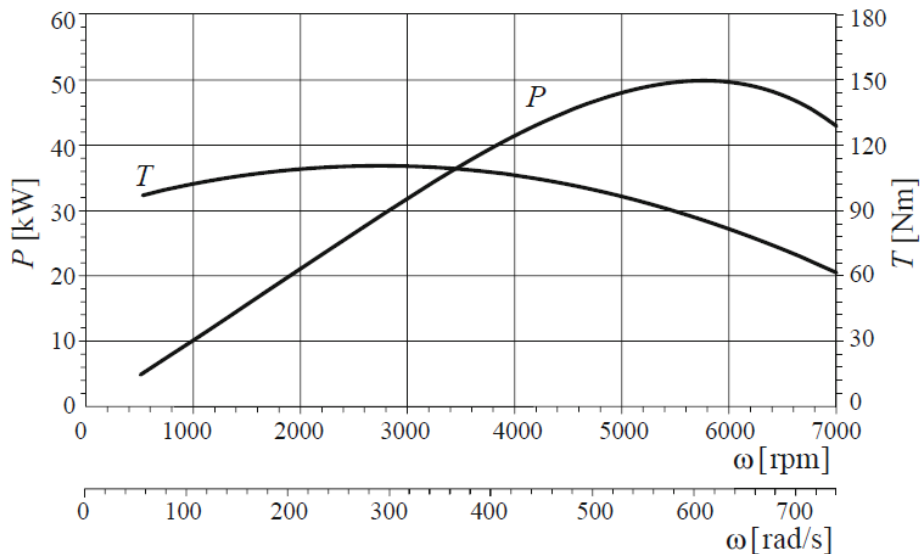
**FIG 3.15** Curva de consumo específico do motor (NAUNHEIMER, 2011)

Quando se emprega uma caixa com número finito de relações de transmissão, essa condição de eficiência somente é atingida quando o veículo (e conseqüentemente, o motor) se encontra em determinada velocidade para cada marcha. A CVT trabalha de forma que, para cada velocidade, se tenha uma relação de transmissão tal que o torque do motor seja o de potência máxima. Essa curva é a hipérbole de tração ideal e envelope as curvas de torque (ou de força de tração) para cada marcha (quando se baseia em uma caixa com finitas transmissões), tal como apresentado na figura 3.16 (NAUNHEIMER, 2011).



**FIG 3.16** Curva de transmissão da CVT

A curva apresentada na figura 3.16 é conhecida ainda como hipérbole de potência máxima, já que representa o torque necessário em cada velocidade de forma que a potência do motor seja máxima. A potência do motor pode ser, tal como o torque, estimada, conhecidas sua potência máxima e rotação para potência máxima (JAZAR, 2014). A figura 3.17 apresenta um exemplo de curva de torque (T) e potência (P) típica.



**FIG 3.17** Curvas de torque e potência do motor (JAZAR, 2014)

Conhecendo-se a potência máxima desenvolvida pelo motor e a rotação em que isso acontece, pode-se especificar a CVT de modo que, pelo maior tempo possível, o motor trabalhe nessa rotação ( $\omega_{max}$ ). A relação de transmissão pode ser escrita pela equação 3.46.

$$i_{CVT} = \frac{\omega_{max}}{\omega_{cx}} \quad (3.46)$$

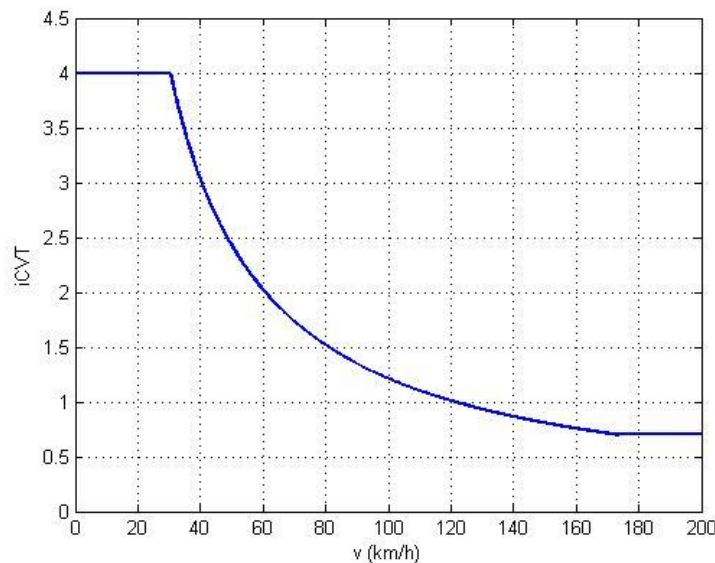
Na equação 3.46,  $\omega_{cx}$  é a velocidade angular que sai da caixa de transmissão. Desconsiderando os efeitos dos pneus e considerando que a distribuição de torque entre os eixos é feita por um diferencial epicicloidial e que todas as rodas possuem a mesma velocidade angular ( $\omega_{roda}$ ), pode-se afirmar que a velocidade angular que sai da caixa de mudanças é:

$$\omega_{cx} = i_{red} i_{dif} \omega_{roda} = \frac{i_{red} i_{dif} v}{r} \quad (3.47)$$

Dessa forma, a curva de relações de transmissão ideal em função da velocidade do veículo ( $v$ ) é dada pela equação 3.48.

$$i_{CVT}(v) = \frac{\omega_{max} r}{i_{red} i_{dif} v} \quad (3.48)$$

Como previsto anteriormente, essa curva é uma hipérbole, já que, além da velocidade, todos os parâmetros são conhecidos. Evidentemente, por questões físicas, essa função não é válida quando a velocidade tende a zero ou ao infinito. Esses limites são estabelecidos quando se determina a faixa de relações de transmissão apresentados pela CVT. Na caracterização dessa função, deve-se definir como constante a relação de transmissão para velocidades menores que a correspondente à relação máxima e para velocidades maiores que a correspondente à relação mínima. Uma curva ideal é apresentada na figura 3.18.



**FIG 3.18 Exemplo de curva ideal de transmissão CVT**

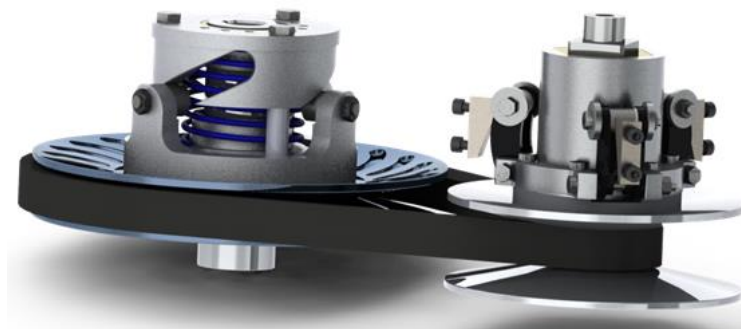
Na explicação anterior, a função relação de transmissão foi tratada como ideal, pois na prática diversos fatores fazem com que as relações não sejam as que são encontradas na curva. Efeitos de deslizamento, histerese e outras perdas de potência que ocorrem no movimento da correia e das polias da CVT, deslizamento

dos pneus, entre outros impedem que a potência máxima fornecida pelo motor seja integralmente empregada em todo o tempo de operação.

#### 3.4.4. DINÂMICA DA TRANSMISSÃO CVT

Nas seções anteriores desse capítulo, a transmissão continuamente variável foi tratada como uma caixa-preta, cujo funcionamento interno é desconhecido e não considerado. Nessa seção, são estudados os mecanismos internos de acionamento das faces móveis das polias e sua influência sobre a determinação da relação de transmissão instantânea da CVT.

Atualmente, existem diversos tipos de transmissão CVT, sendo que, em sua maioria, as forças e deslocamentos atuantes nas polias motora e movida são provocados por atuadores controlados eletronicamente. No entanto, existem e ainda são empregados acionamentos mecânicos para os discos móveis das polias (figura 3.19). Nesse caso, o acionamento da polia motora é sensível à rotação proveniente do motor. Já o acionamento da polia movida é sensível ao torque resistente ao movimento do veículo, que chega por meio do sistema de transmissão (BERTINI, 2014).



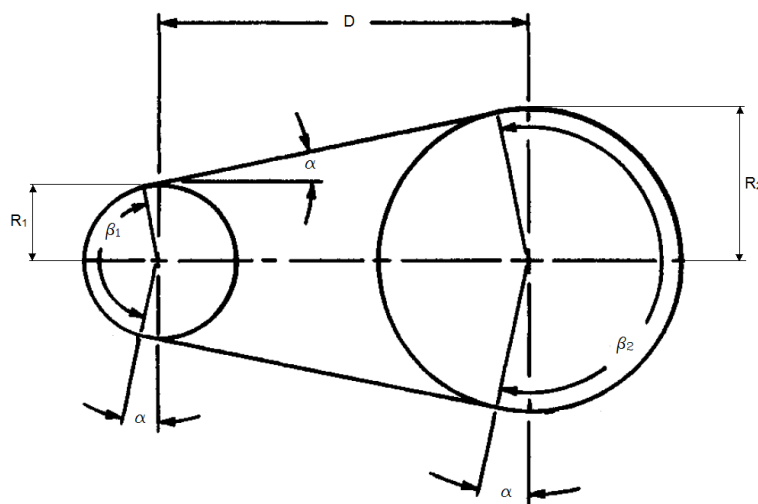
**FIG 3.19 Exemplo de CVT por polias expansíveis**

Na elaboração de um modelo da dinâmica da CVT, é considerado que a correia é indeformável, inextensível, uniforme, contínua, que ela entra e sai tangencialmente nas polias e que não há perdas de potência. Embora se faça a última consideração, diversos efeitos provocam perdas de potência em uma transmissão CVT. BERTINI (2014) cita os seguintes efeitos: atrito de deslizamento



da correia, histerese do material da correia e engate e desengate da correia nas polias.

Devido às considerações realizadas, o comprimento da correia é considerado constante durante toda a operação da CVT. Da especificação da transmissão, devem ser identificados os raios efetivos máximos e mínimos de cada polia. Esses parâmetros fornecem, em última análise, a faixa de relações de transmissão em que opera a CVT, sendo a relação máxima dada pela razão entre os raios efetivos máximo da polia movida e mínimo da polia motora e a relação mínima pela razão entre os raios efetivos mínimo da polia movida e máximo da polia motora. Em todo o equacionamento da CVT, o índice 1 será associado à polia motora e o índice 2 à polia movida. Além disso, sempre que se citar “raio” (R) entende-se como o raio efetivo da polia, ou seja, o raio em que a correia se posiciona em determinado instante.



**FIG 3.20 Geometria da CVT (SHIGLEY, 2004)**

Como se considera que a correia entra e sai tangencialmente da polia, o comprimento da correia pode ser calculado geometricamente. As relações geométricas analisadas na CVT são apresentadas na figura 3.20. O comprimento é dado pela equação 3.49, onde  $\beta$  é o ângulo de abraçamento (em radianos).

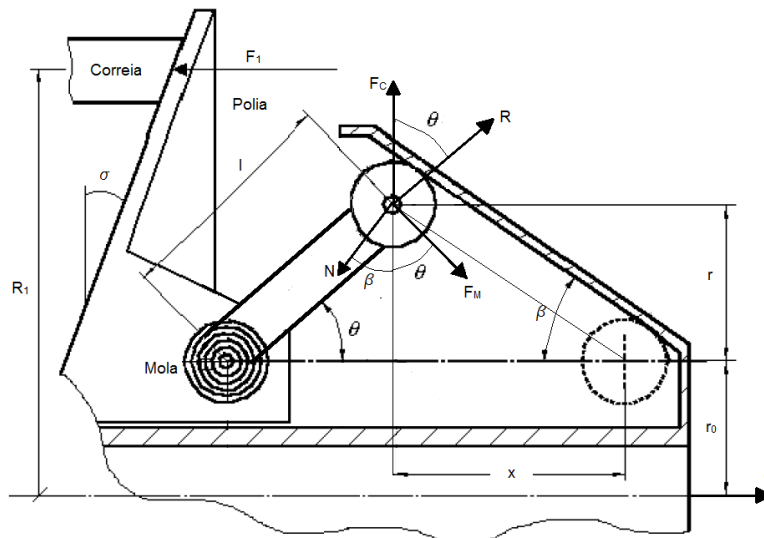
$$L = R_1\beta_1 + R_2\beta_2 + 2\sqrt{D^2 - (R_2 - R_1)^2} \quad (3.49)$$

$$\beta_1 = \pi - 2\gamma \quad (3.50)$$

$$\beta_2 = \pi + 2\gamma \quad (3.51)$$

$$\gamma = \arcsen\left(\frac{R_2 - R_1}{D}\right) \quad (3.52)$$

Em uma CVT com atuação puramente mecânica as forças que atuam sobre as polias e os deslocamentos a que são submetidas suas faces móveis são provenientes de mecanismos presentes em seus acionamentos.



**FIG 3.21 Acionamento da polia motora (ALBUQUERQUE, 2003)**

O acionamento da polia motora (figura 3.21) é composto por um mecanismo sensível à velocidade angular proveniente do motor, sendo a força produzida por meio do efeito centrífugo sobre a massa do rolete. Para que essa força seja multiplicada e não haja desbalanceamento no acionamento, em geral são empregados múltiplos roletes, igualmente espaçados. O movimento dos roletes é limitado por cunhas, fixas em relação à polia fixa. Ou seja, ele não se movimenta junto com o mecanismo, provocando a força de acionamento da face móvel da polia. Além disso, na base de cada haste dos roletes há uma mola de torção que os força a retornar à sua posição de equilíbrio quando o sistema para de funcionar.

O cálculo da força de acionamento da polia motora é realizado utilizando o fluxo de potência. Utilizando o índice A para denotar o centro do rolete e B para o centro do pino de fixação da haste do rolete (junto à mola de torção), pode-se afirmar que a posição do ponto A é:

$$r_A = \begin{bmatrix} x_0 - \frac{l \sin \theta}{\operatorname{tg} \beta} \\ (r_0 + l \sin \theta) \cos \alpha \\ (r_0 + l \sin \theta) \operatorname{sen} \alpha \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

Na equação 3.53,  $x_0$  é a posição inicial do ponto A (com o mecanismo em repouso) e  $\alpha$  o deslocamento angular do conjunto acionador (integral da velocidade angular  $\Omega$ ). A velocidade do ponto A é, portanto:

$$v_A = \begin{bmatrix} -\frac{l \dot{\theta} \cos \theta}{\operatorname{tg} \beta} \\ -r_0 \dot{\alpha} \operatorname{sen} \alpha - l \dot{\alpha} \operatorname{sen} \alpha \operatorname{sen} \theta + l \dot{\theta} \cos \theta \cos \alpha \\ r_0 \dot{\alpha} \cos \alpha + l \dot{\alpha} \cos \alpha \operatorname{sen} \theta + l \dot{\theta} \cos \theta \operatorname{sen} \alpha \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

Matricialmente:

$$v_A = \begin{bmatrix} -\frac{l \cos \theta}{\operatorname{tg} \beta} & 0 \\ l \cos \theta \cos \alpha & (-r_0 - l \sin \theta) \operatorname{sen} \alpha \\ l \cos \theta \operatorname{sen} \alpha & (r_0 + l \sin \theta) \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} \quad (3.55)$$

Adotando o mesmo raciocínio para o ponto B, tem-se que:

$$r_B = \begin{bmatrix} x_0 - \frac{l \sin \theta}{\operatorname{tg} \beta} - l \cos \theta \\ r_0 \cos \alpha \\ r_0 \operatorname{sen} \alpha \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

$$v_B = \begin{bmatrix} (-\frac{l \cos \theta}{\operatorname{tg} \beta} + l \sin \theta) \dot{\theta} \\ -r_0 \dot{\alpha} \operatorname{sen} \alpha \\ r_0 \dot{\alpha} \cos \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{l \cos \theta}{\operatorname{tg} \beta} + l \sin \theta & 0 \\ 0 & -r_0 \operatorname{sen} \alpha \\ 0 & r_0 \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

Como apresentado na seção 3.2.1, pelo fluxo de potência é possível determinar a dinâmica de um sistema por meio de sua análise cinemática. Dessa forma, pode-se afirmar que:

$$\begin{bmatrix} T_\theta \\ T_\alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{l \cos \theta}{\operatorname{tg} \beta} & 0 \\ l \cos \theta \cos \alpha & (-r_0 - l \sin \theta) \operatorname{sen} \alpha \\ l \cos \theta \operatorname{sen} \alpha & (r_0 + l \sin \theta) \cos \alpha \end{bmatrix}^T F_A \quad (3.58)$$

$$\begin{bmatrix} T_\theta \\ T_\alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{l\cos\theta}{tg\beta} + l\sin\theta & 0 \\ 0 & -r_0\sin\alpha \\ 0 & r_0\cos\alpha \end{bmatrix}^T F_B \quad (3.59)$$

Nas equações acima,  $F_A$  e  $F_B$  são, respectivamente, as forças resultantes que atuam em A e B.

Analisando a figura 3.21, verifica-se que:

$$F_A = \begin{bmatrix} R\cos\theta - F_M\sin\theta - N\sin\beta \\ (F_C + R\sin\theta - F_M\cos\theta - N\cos\beta)\cos\alpha \\ (F_C + R\sin\theta - F_M\cos\theta - N\cos\beta)\sin\alpha \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

$$F_B = \begin{bmatrix} -R\cos\theta \\ -R\sin\theta\cos\alpha \\ -R\sin\theta\sin\alpha \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Substituindo as equações 3.60 e 3.61 nas equações 3.58 e 3.59, encontra-se que  $T_\alpha$  é nulo. Isso acontece porque, por hipótese, o valor da velocidade angular é constante (analisa-se apenas o regime permanente e não o transiente). Já para o valor de  $T_\theta$  encontra-se os seguintes valores:

$$T_\theta = -\frac{l\cos\theta(R\cos\theta - F_M\sin\theta - N\sin\beta)}{tg\beta} + (F_C + R\sin\theta - F_M\cos\theta - N\cos\beta)l\cos\theta \quad (3.62)$$

$$T_\theta = \frac{Rl\cos^2\theta}{tg\beta} - Rl\sin\theta\cos\theta \quad (3.63)$$

Igualando os dois valores encontrados, pode-se retirar o valor da reação R.

$$R = \frac{F_M(\sin\theta - \cos\theta tg\beta) + F_C tg\beta}{2(\cos\theta - \sin\theta tg\beta)} \quad (3.64)$$

Os valores das forças da mola e centrífuga são:

$$F_M = \frac{k_{mot}\theta}{l} \quad (3.65)$$

$$F_C = m\Omega^2(r_0 + l\sin\theta) \quad (3.66)$$

Para que a força de acionamento seja multiplicada e para que o mecanismo seja balanceado, são utilizados múltiplos roletes (em geral, 3). Assim, pode-se afirmar que a força de acionamento, em módulo, é:

$$F_1 = n_{roletes} R \cos \theta \quad (3.67)$$

Na polia motora, os valores de  $\theta$  e  $x_1$  (deslocamento da face móvel) são relacionados geometricamente. Observando a figura 3.21, verifica-se que:

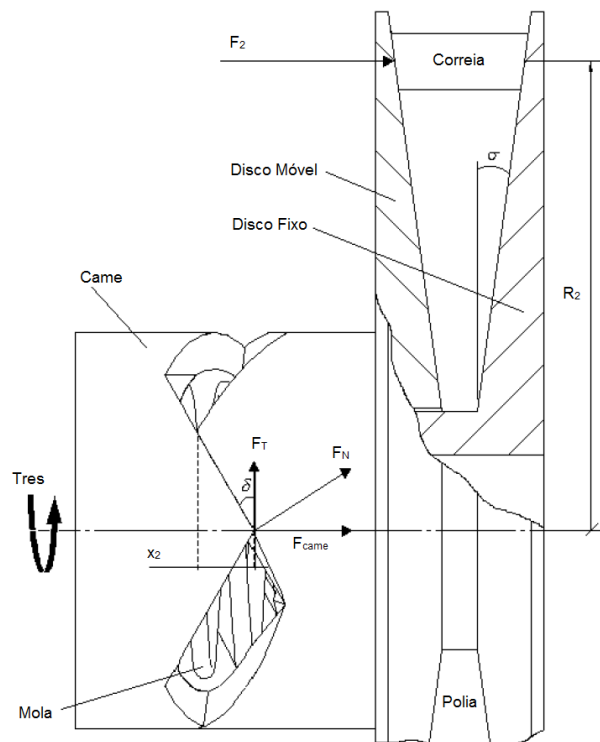
$$x_1 = \frac{r}{\operatorname{tg} \beta} \quad (3.68)$$

$$r = l \operatorname{sen} \theta \quad (3.69)$$

Logo:

$$x_1 = \frac{l \operatorname{sen} \theta}{\operatorname{tg} \beta} \quad (3.70)$$

O acionamento da polia movida (figura 3.22) é composto por um mecanismo sensível ao torque resistente que nela chega através do sistema de transmissão. Esse mecanismo é composto por um came (que pode apresentar ângulo fixo ou variável) e uma mola. A força que atua sobre a polia movida é dada pela soma das forças provenientes do came e da mola.



**FIG 3.22 Acionamento da polia movida (ALBUQUERQUE, 2003)**

Segundo ALBUQUERQUE (2003), o torque resistente é equilibrado pela componente tangencial da força normal. Como o mecanismo é simétrico, há contato entre as duas peças do came em dois pontos distintos. Por isso:

$$T_{res} = 2F_t r_{came} \quad (3.71)$$

Mas a força do came é dada pela componente longitudinal da força normal. As componentes são dadas por:

$$F_t = F_N \sin \delta \quad (3.72)$$

$$F_{came} = F_N \cos \delta \quad (3.73)$$

Relacionando as equações 3.71, 3.72 e 3.73, tem-se que a força do came em função do torque resistente é dada por:

$$F_{came} = \frac{T_{res}}{2r_{came} \tan \delta} \quad (3.74)$$

A força total de acionamento da polia movida é dada pela soma da força do came com a força da mola. Portanto:

$$F_2 = \frac{T_{res}}{2r_{came} \tan \delta} + k_{mov}(x_2 + x_{pre}) \quad (3.75)$$

Na equação acima,  $x_{pre}$  é o deslocamento de pré-carga (montagem) da mola da polia movida.

Para o cálculo do torque resistente na saída da caixa de mudanças é empregado o conceito do fluxo de potência. É conhecido o torque resistente em cada roda, tal como apresentado anteriormente. Mas a potência perdida é a mesma, seja na saída da caixa ( $T_{res}$ ) ou nas rodas ( $T_{res \text{ roda}}$ ). Portanto, tem-se a seguinte relação:

$$T_{res} \omega_{cx} = 4T_{res \text{ roda}} \omega_{roda} \quad (3.76)$$

Substituindo o valor de  $\omega_{cx}$  (equação 3.47), encontra-se o torque resistente na caixa.

$$T_{res} = \frac{4T_{res\ roda}}{i_{red}i_{dif}} \quad (3.77)$$

Uma vez que as polias são ligadas por uma correia única, as forças axiais atuantes sobre cada uma devem ser iguais. Dessa forma, no algoritmo elaborado para calcular a relação de transmissão, as forças calculadas devem ser comparadas e os deslocamentos ajustados até que haja uma situação de equilíbrio (ALBUQUERQUE, 2003).

### 3.5. SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO

Um Sistema de Controle de Tração presente em um veículo, tem por objetivo impedir que sejam aplicados nas rodas torques superiores aos que são necessários para tracionar o veículo, impedindo que as rodas “patinem”, em especial quando se dá a partida. Além de proporcionar mais estabilidade e segurança à direção do automóvel, o TCS otimiza a força de tração aplicada ao veículo, já que mantém o deslizamento longitudinal dos pneus no valor para o qual a força longitudinal é máxima. Esse valor é determinado pela equação (3.32), e faz parte do modelo de Julien para pneus (seção 3.3.2).

Existem diversas configurações para sistemas de controle de tração. Em alguns modelos, a atuação do sistema é realizada sobre a borboleta do acelerador, sobre a injeção de combustível nos cilindros do motor ou no diferencial central. Nesses modelos, a distribuição de torque às rodas é constante e depende unicamente das configurações do sistema de transmissão. Em outros modelos, a atuação ocorre sobre o sistema de freios de cada roda, o que altera a distribuição de torque (líquido) em cada roda. Nesses casos, o objetivo principal é evitar que o torque seja integralmente transferido a determinada roda pelo diferencial aberto, quando essa se encontra em uma situação de baixa resistência.

A atuação empregada nesse trabalho é no diferencial central. Ela é realizada através de uma embreagem controlável, em que apenas uma parte do torque é transmitida ao(s) eixo(s) motor(es). Essa parcela é determinada pela pressão exercida sobre a embreagem, controlada pelo sistema de controle de tração.

### 3.5.1. CONTROLE *FUZZY* OU NEBULOSO

A lógica clássica reconhece apenas os valores verdadeiro (1) e falso (0) como válidos, ou seja, é bivalente. Já a lógica nebulosa ou *fuzzy* reconhece múltiplos valores distintos entre o verdadeiro (1) e o falso (0), o que permite uma graduação entre os dois. Dessa forma, a pertinência a um conjunto é um valor no intervalo  $[0,1]$ .

Expressões verbais, imprecisas e qualitativas são inerentes do raciocínio humano, o que permite que esse tipo de informação seja tratada pela lógica nebulosa, na sua tradução em valores compreensíveis por computadores (SIMÕES E SHAW, 2007).

Devido a essas características, a lógica *fuzzy* encontra aplicações em variados campos, desde a modelagem de sistemas físicos, químicos e biológicos até no controle de sistemas complexos.

Um Sistema de Inferência *Fuzzy* (FIS) ou simplesmente Sistema *Fuzzy* é uma estrutura computacional baseada em conceitos de lógica nebulosa e regras *fuzzy* (JANG, 1997). Nesses sistemas, a entrada pode ser um valor exato ou um qualitativo, mas, em geral, a saída é sempre um valor exato, principalmente nos casos em que o FIS é empregado como controlador.

Controle *fuzzy* ou nebuloso é, portanto, uma técnica em que se utiliza um sistema *fuzzy* para controlar um sistema dinâmico. Uma das principais vantagens do controle nebuloso é a não dependência de uma função de transferência ou de um equacionamento em variáveis de estado para que o controlador seja projetado. Ou seja, não há necessidade de conhecimento da dinâmica da planta para projetar o controlador. Isso é possível porque o controle nebuloso é baseado em conhecimento. Pode-se então dizer que ele reproduz aquilo que um operador experiente faria manualmente.

Um exemplo simples dessa atuação é em um sistema de refrigeração em que se objetiva determinada temperatura. Se a temperatura ambiente for muito mais alta que a desejada, o sistema é acionado com potência máxima; se for pouco mais alta, o acionamento é com potência baixa; e se for menor, o sistema não é acionado. Da mesma forma trabalha o controlador nebuloso.

Um controlador nebuloso necessita, portanto, dos seguintes elementos:



- Interface de fuzzificação: utiliza funções de pertinência contidas na base de conhecimento para converter os sinais de entrada em um intervalo  $[0,1]$ ;
- Base do conhecimento: representa o modelo a ser controlado e consiste em base de dados (definições numéricas necessárias às funções de pertinência) e base de regras (conjunto de regras de controle, linguísticas, caracterizadas pela estratégia de controle utilizadas por especialistas na área);
- Lógica de tomada de decisões: usa regras se-então *fuzzy* para simular tomadas de decisão humanas. A partir de condições de entrada (antecedentes), essa lógica gera ações de controle (consequentes);
- Interface de defuzzificação: obtém um valor único, utilizável em uma ação de controle concreta, a partir dos valores *fuzzy* de saída (SIMÕES E SHAW, 2007).

Existem ainda diferentes estruturas de um controlador *fuzzy*:

- Controladores *fuzzy* baseados em regras: controlador baseado em diversas regras de inferência (se-então), que são avaliadas paralelamente. Dessa forma, o controlador apresenta uma resposta muito rápida, tornando-o bastante vantajoso. Nesse caso, tanto os antecedentes quanto os consequentes são conjuntos nebulosos;
- Controladores *fuzzy* paramétricos: é uma abordagem híbrida, que também utiliza regras se-então. A diferença é que os valores de saída são dados por aproximações constantes ou lineares (em função da entrada), relacionados a cada regra;
- Controladores *fuzzy* baseados em equações relacionais: é semelhante às abordagens anteriores, porém, utiliza um identificador *fuzzy* e um estimador *fuzzy* para determinar o valor (estimado) da variável de saída.

Dentre as estruturas de controle apresentadas, o escolhido para o sistema de controle de tração projetado é o paramétrico. Como essa estrutura utiliza aproximações para as variáveis de saída, a determinação dos parâmetros se torna mais adequada e próxima da realidade.

### 3.5.2. CONTROLADOR FUZZY PARAMÉTRICO

Em geral, a estrutura paramétrica de uma regra fuzzy é dada por:

$$\text{Se } x=X_i, \text{ então } y_i= a_i + b_i x \quad (3.78)$$

Na regra,  $x$  é a variável de entrada,  $X_i$  é uma função de pertinência e  $y_i$  é a variável de saída. Os coeficientes  $a_i$  e  $b_i$  são os parâmetros da regra. Quando o parâmetro  $b_i$  é igual a zero, a saída é de ordem 0, ou seja, é aproximada para um valor constante. Quando esse parâmetro é diferente de zero, a saída é dita de ordem 1 (ou seja, é uma aproximação linear). Os parâmetros são determinados com base em aproximações lineares locais, por meio, por exemplo, de modelos lineares que descrevem localmente o sistema. Essa estrutura permite ainda a otimização dos parâmetros utilizando métodos numéricos, desde que se conheça detalhadamente a dinâmica da planta ou processo em questão.

A defuzzificação nesse tipo de sistema nebuloso é aplicada usando a média das saídas das regras, ponderadas pelo grau de pertinência da variável de entrada a cada uma das funções de pertinência.

Supondo que a pertinência de uma variável de entrada  $x$  a cada uma das  $n$  funções de pertinência de um dado sistema seja  $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ , a saída do sistema, após a defuzzificação é dada por:

$$y = \frac{\sum \mu_i y_i}{\sum \mu_i} \quad (3.79)$$

Se as funções de pertinência forem normalizadas, isto é, se para qualquer ponto a soma dos graus de pertinência for igual a 1, a saída é dada por:

$$y = \sum \mu_i y_i \quad (3.80)$$

Considerando que  $y_i$  é aproximado por uma função linear, a equação 3.80 pode ser escrita como:

$$y = \sum \mu_i(a_i + b_i x) = \sum \mu_i a_i + x \sum \mu_i b_i \quad (3.81)$$

Denominando:

$$M = [\mu_1 \quad \dots \quad \mu_n] \quad (3.82)$$

$$A = [a_1 \quad \dots \quad a_n]^T \quad (3.83)$$

$$B = [b_1 \quad \dots \quad b_n]^T \quad (3.84)$$

Pode-se, portanto, escrever a equação 3.81 matricialmente, o que simplifica o desenvolvimento do algoritmo de controle.

$$y = MA + xMB \quad (3.85)$$

Se for definido que as aproximações serão de ordem 0, a saída é dada por:

$$y = MA \quad (3.86)$$

### 3.5.3. CONTROLADORES PROPORCIONAIS, INTEGRAIS E DERIVATIVOS

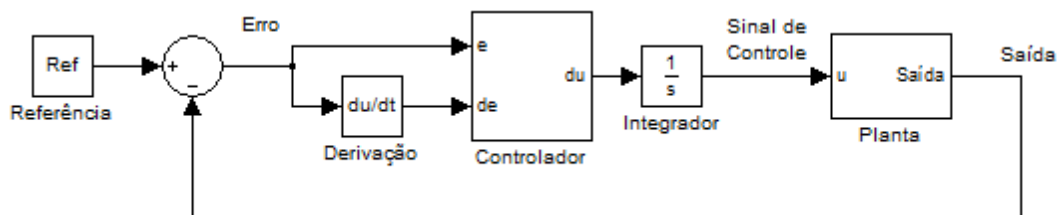
Controladores PID convencionais são amplamente utilizados em plantas industriais e processos diversos, por apresentarem estrutura simples e serem de fácil implementação. Além disso, permitem uma sintonia fina que pode levar a resultados satisfatórios de controle.

As mesmas vantagens se aplicam a controladores PID *fuzzy*, que somadas às características comentadas nas seções 3.5.1 e 3.5.2, os tornam uma ótima opção para controle por meio de algoritmos. As configurações dos controladores nebulosos são: Proporcional (P) *Fuzzy*, Integral (I) *Fuzzy*, Proporcional-Integral (PI) *Fuzzy*, e Proporcional-Integral-Derivativo (PID) *Fuzzy*. A tabela 3.2 apresenta os antecedentes e consequentes das regras para cada configuração.

**TAB 3.2 Antecedentes e consequentes aplicados aos controladores**

Controlador	Antecedente	Consequente
P <i>fuzzy</i>	Erro	Controle
I <i>fuzzy</i>	Erro	Derivada do controle
PI <i>fuzzy</i>	Erro e derivada do erro	Derivada do controle
PID <i>fuzzy</i>	Erro, derivada do erro e derivada segunda do erro	Derivada do controle

Dessa forma, quando são utilizados os controladores PI e PID *fuzzy*, deve ser acrescentado, antes da planta, um elemento integrador, de forma a se obter o sinal de controle corretamente. O erro é calculado comparando o sinal medido no processo ou planta com uma entrada de referência. A figura 3.23 apresenta o diagrama de blocos de um controlador PI nebuloso.



**FIG 3.23 Diagrama de blocos de um sistema de controle PI-*fuzzy***

São comparados os desempenhos de controladores integrais (I) *fuzzy* e proporcionais-integrais (PI) *fuzzy*. Controladores *fuzzy*, em geral, devem ter como saída a variação do sinal de controle, já que, na síntese do controlador, é simulado o conhecimento de um especialista na área, que saberia se deve aumentar ou diminuir um sinal ao ler a resposta de um sensor.

## 4. SIMULAÇÕES E RESULTADOS

### 4.1. SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Para análise da dinâmica longitudinal, é utilizado um modelo composto pelo motor, reduções da caixa de mudanças, diferencial central (quando se tratar de veículo 4WD), diferenciais abertos, pneus e resistências ao movimento. As resistências consideradas são a resistência ao rolamento e a resistência aerodinâmica.

Nessa primeira análise, a modelagem do veículo com seu sistema de transmissão é realizada utilizando a biblioteca SIMDRIVELINE® do SIMULINK®. Além de se verificar o funcionamento do câmbio CVT, quando comparado com a caixa sequencial, é analisada a aplicação dessa biblioteca na modelagem e simulação de sistemas de transmissão.

Seguindo o método do fluxo de potência, o conjunto roda-pneu é modelado tendo como entradas o torque proveniente do *powertrain* e a velocidade do veículo, que aqui é considerada igual à do centro da roda. As saídas são força de tração (força resultante) e velocidade angular de cada roda, que será usada para calcular a velocidade angular do motor. Em um único bloco, são inseridos os efeitos de inércia e de deslizamento, tal como apresentado anteriormente. A força de tração resultante é calculada utilizando o torque resultante, composto do torque oriundo do motor subtraído dos torques equivalentes às forças de resistência. Quanto ao motor, é considerado que o mesmo encontra-se, durante todo o tempo de simulação, em WOT, ou seja, com a borboleta do acelerador totalmente aberta.

Considera-se o veículo um 4WD, o que indica que todas as suas rodas recebem permanentemente torque. Sendo assim, o diferencial central selecionado é do tipo planetário, com uma redução entre a saída da caixa de mudanças e o suporte das planetárias. A relação entre os números de dentes da coroa e da solar escolhida é igual a dois, o que promove uma alocação de torque de 33% e 66% para os eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. Admite-se ainda, por hipótese, que o veículo trafega em asfalto seco (coeficientes de aderência apresentados pela tabela 3.1).

As caixas de mudanças sequencial, ou progressiva, e CVT são implementadas através de funções do MATLAB®. O mesmo modelo é simulado com

as duas diferentes caixas de mudanças, permitindo uma comparação entre elas. Para que essa comparação seja evidente, a curva da CVT é determinada através de uma interpolação das relações da caixa progressiva. Como explicado no Capítulo 3, o projeto da CVT baseia-se na hipérbole de potência máxima e sua curva ideal é calculada baseando-se em parâmetros e configurações do sistema de transmissão. o objetivo de que o motor trabalhe o tempo todo em condições de mínimo consumo de combustível e não apenas com uma interpolação. Esse é apenas um artifício que permite uma comparação entre situações semelhantes.

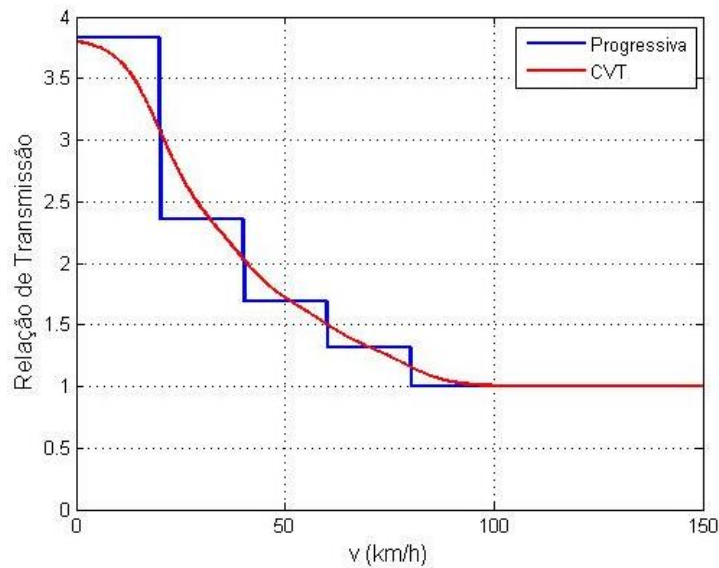
No modelo com caixa progressiva, foram utilizadas as seguintes relações, apresentadas na tabela 4.1 (JAZAR, 2008).

**TAB 4.1 Relações de transmissão**

Marcha	Relação de transmissão
1 <sup>a</sup>	3,827
2 <sup>a</sup>	2,36
3 <sup>a</sup>	1,685
4 <sup>a</sup>	1,312
5 <sup>a</sup>	1

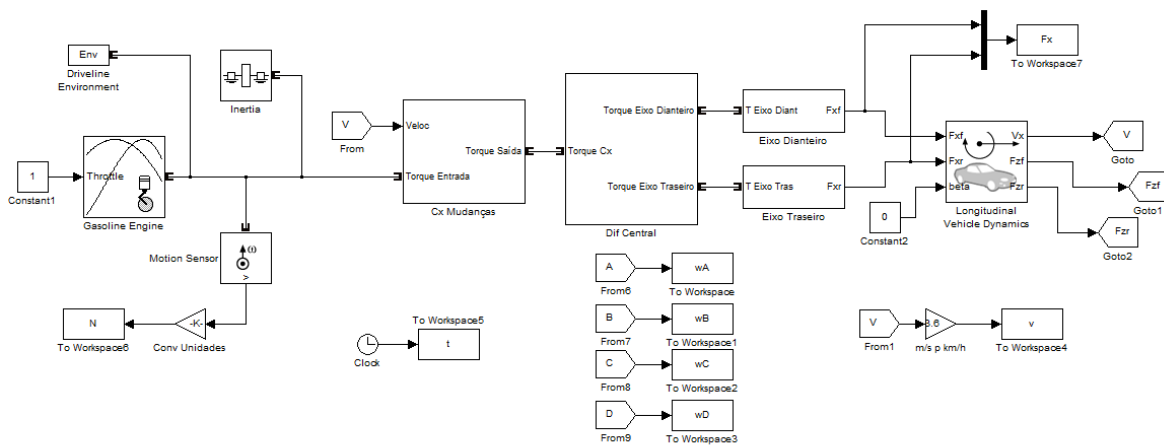
A interpolação realizada na obtenção da curva da CVT utiliza técnicas de lógica nebulosa (ou fuzzy), o que permite estabelecer limites para os valores, o que não aconteceria se fosse utilizada uma interpolação polinomial. Para que a curva não apresentasse pontos de descontinuidade, foram empregadas funções de pertinência gaussianas na determinação dos conjuntos fuzzy. Tal como a caixa progressiva, a entrada da função que determina a relação de transmissão na CVT é a velocidade do veículo. Como comentado na seção 3.4.3 esse não é o procedimento de especificação de uma transmissão CVT. Essa interpolação é utilizada para que as caixas sejam comparáveis, ou seja, apresentem relações de transmissão de mesma ordem de grandeza para dadas velocidades.

A figura 4.1 apresenta a comparação entre as curvas das duas caixas de mudanças.



**FIG 4.1** Relação de transmissão (adimensional) × velocidade do veículo (km/h)

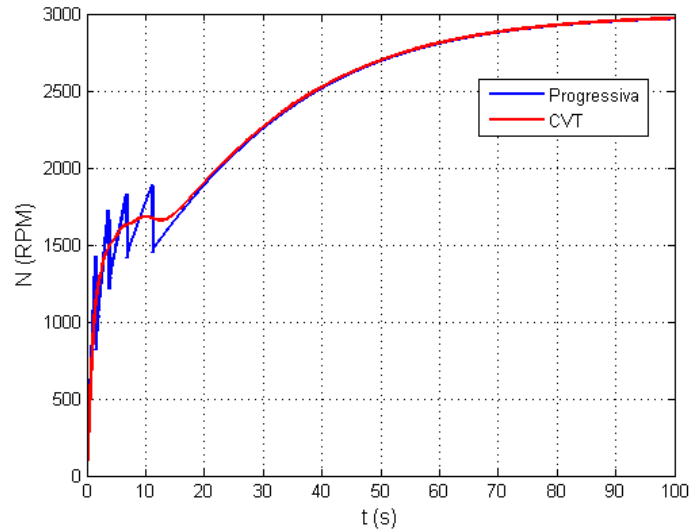
O modelo para o veículo é apresentado na figura 4.2. Os sinais usados nessa biblioteca são sinais físicos, assim as linhas que ligam os diversos blocos já apresentam informações tanto de torque, quanto de velocidade angular.



**FIG 4.2** Modelo do veículo usando o SimDriveline®

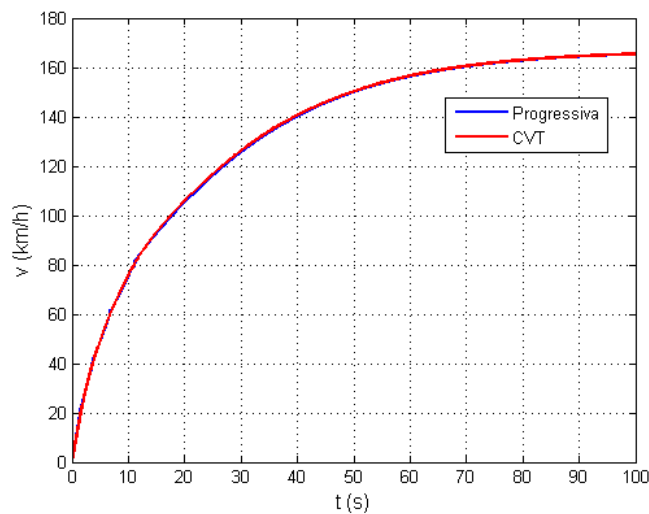
Analisando os resultados para a rotação do motor (figura 4.3), percebe-se que seu comportamento é semelhante em ambos os casos, especialmente nos instantes em que a caixa progressiva está em primeira e quinta marchas. Nos demais instantes, verifica-se que a transmissão CVT não apresenta as discontinuidades presentes na curva da caixa sequencial, já que suas relações de transmissão se

alteram continuamente. Isso se reflete no conforto e desempenho dos veículos. Fisicamente, essas descontinuidades representam os solavancos que o motor e o veículo sofrem durante as mudanças de marcha.



**FIG 4.3 Velocidade do motor (RPM) × tempo (s)**

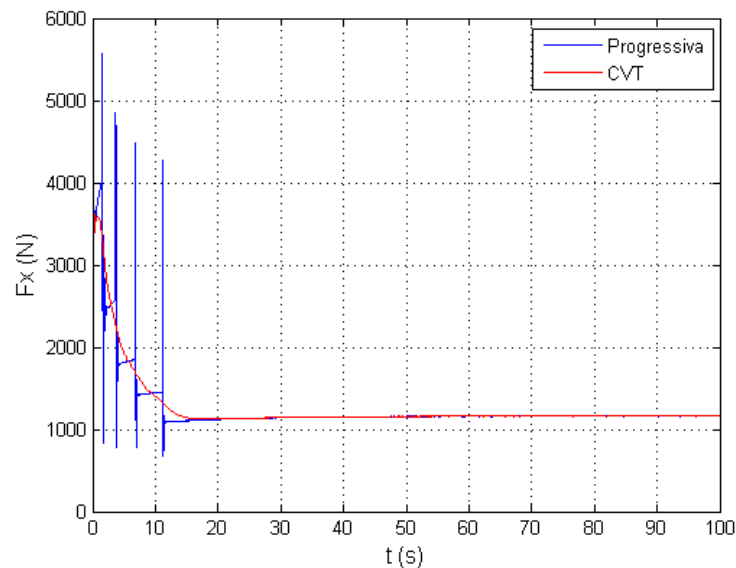
Como nessa fase a curva da CVT foi determinada por interpolação e as relações são próximas em altas e muito baixas velocidades, não há uma diferença significativa de velocidade do veículo com o uso da CVT. Ou seja, nas condições apresentadas, não há, no que tange à dinâmica longitudinal, melhora no desempenho do veículo. A figura 4.4 apresenta a comparação da velocidade nas duas situações simuladas.



**FIG 4.4 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s)**



O emprego da CVT elimina fortes picos de força longitudinal, que podem provocar vibrações e impactos prejudiciais ao conjunto de força. Essa evidência é apresentada na figura 4.5.



**FIG 4.5 Força longitudinal (N) × tempo (s)**

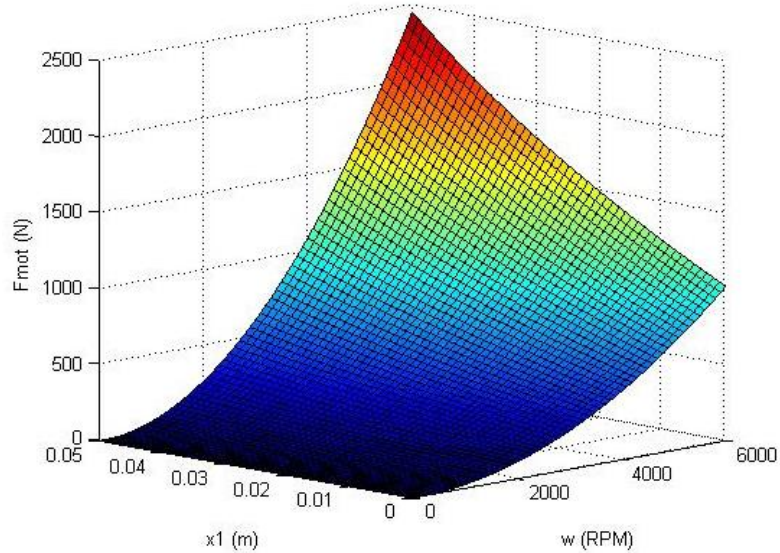
Conclui-se, portanto, que o emprego da CVT garante um melhor desempenho do motor (utilização da potência máxima) e do *powertrain* (eliminação de impulsos pontuais). Quanto ao desempenho do veículo como um todo (velocidade), porém, não agrega uma melhoria considerável. Essas conclusões, evidentemente, são válidas quando se comparam caixas com relações próximas. Quando as relações são alteradas, o desempenho é modificado significativamente.

#### 4.2. DINÂMICA DA TRANSMISSÃO CVT

Para avaliar o funcionamento e o ajuste dos parâmetros adotados para a transmissão CVT, são avaliadas as forças produzidas em cada um dos acionamentos. Como deve haver um equilíbrio entre essas forças, é necessário que as mesmas sejam de ordens de grandeza semelhantes, o que motiva essa análise. Os valores iniciais de avaliação dos parâmetros são os utilizados por ALBUQUERQUE (2003).

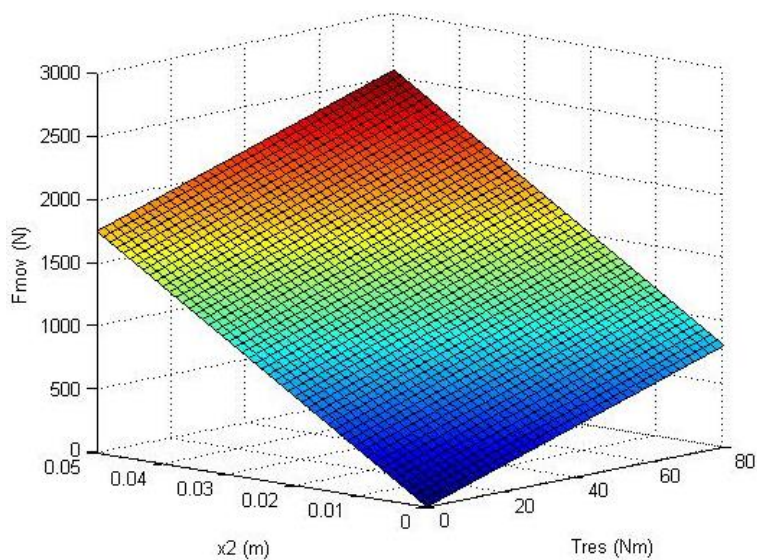
Com os valores determinados, os dois acionamentos apresentaram forças com ordens de grandeza semelhante. As forças de acionamento variam de 0 a cerca de 2.500 N. No acionamento da polia motora, verifica-se um comportamento não

linear da força, tanto em função do deslocamento da face móvel da polia quanto da velocidade angular do motor. A variação da força em função dessas variáveis é apresentada na figura 4.6.



**FIG 4.6 Força de acionamento da polia motora (N)**

Já na polia movida, o comportamento é linear para as duas variáveis, como apresentado na figura 4.7.

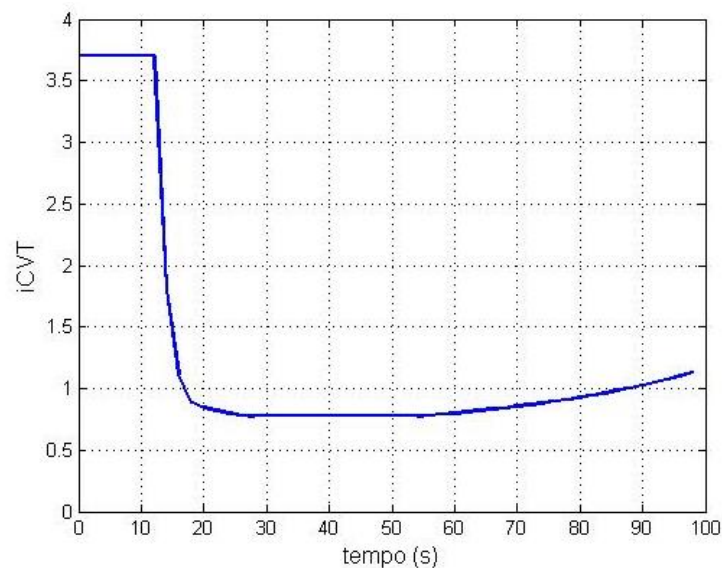


**FIG 4.7 Força de acionamento da polia movida (N)**

O algoritmo é criado de acordo com o equacionamento apresentado no Capítulo 3 e é elaborado como uma função do MATLAB®. As entradas dessa função são o torque resistente que chega à caixa de mudanças, a velocidade do motor (em RPM) e os raios das polias motora e movida no instante anterior. As saídas são a relação de transmissão, as forças nos acionamentos das duas polias e os raios de cada uma.

Antes de avaliar o modelo elaborado no SIMULINK®, o mesmo é avaliado em uma situação em que a velocidade do motor e o torque resistente aumentam progressivamente a taxas constantes. Embora não seja uma situação realística, é uma análise interessante de se fazer a fim de avaliar e testar o algoritmo elaborado.

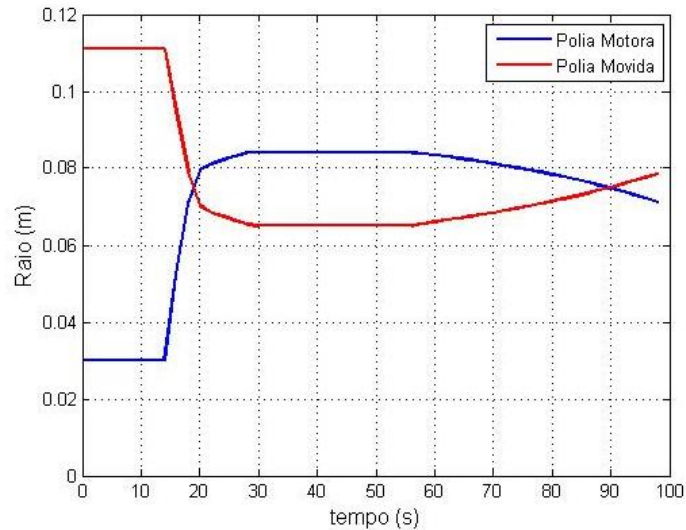
Nessa avaliação, a transmissão CVT se comporta tal como esperado, isto é, a variação de relação de transmissão é aproximadamente hiperbólica, tal como demonstrado no Capítulo 3. Essa variação é demonstrada na figura 4.8.



**FIG 4.8** Relação de transmissão  $\times$  tempo (s)

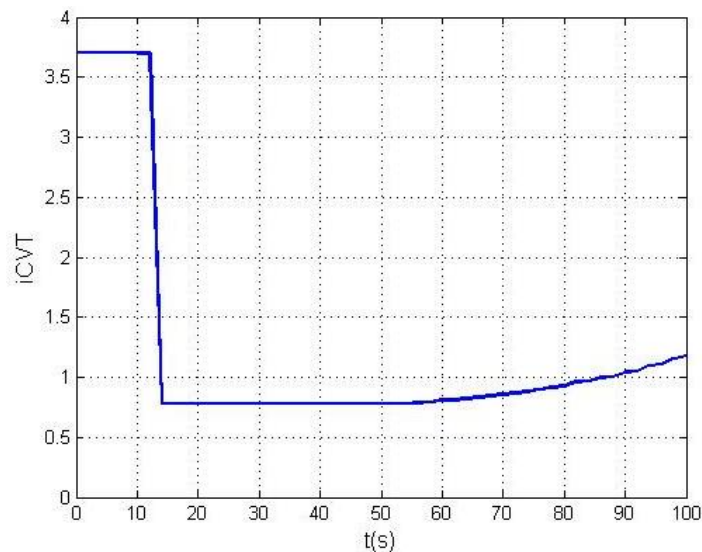
Na figura 4.8 é notável que a relação de transmissão mantém-se constante até aproximadamente 12 s de simulação. A variação dessa relação ocorre até cerca de 30 s de simulação. O formato da curva é hiperbólica, que corresponde à hipérbole de potência máxima. A partir de aproximadamente 55 s, a relação de transmissão volta a aumentar, devido ao aumento do torque resistente na roda.

A evolução dos raios efetivos acompanha com coerência e clareza a da relação de transmissão, tal como apresentado na figura 4.9, já que o comprimento constante da correia é utilizado como restrição no algoritmo desenvolvido.



**FIG 4.9 Raios efetivos da polia (m) × tempo (s)**

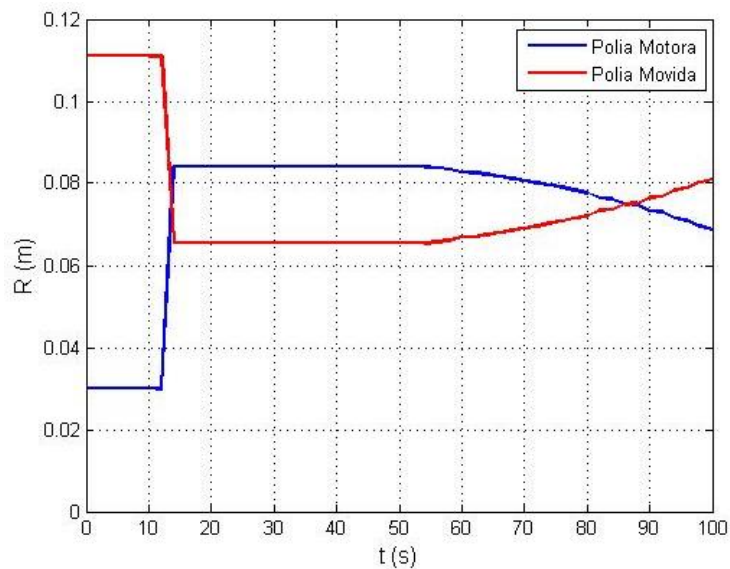
Fazendo a mesma análise no SIMULINK®, isto é, inserindo o torque resistente e a velocidade do motor como entradas em rampa, e plotando a relação de transmissão e os raios efetivos das polias, o resultado é, como se espera, semelhante ao apresentado na figura 4.8 e na figura 4.9. A figura 4.10 apresenta o resultado para a relação de transmissão.



**FIG 4.10 Relação de transmissão × tempo (s) no SIMULINK®**

Comparando a figura 4.8 e a figura 4.10, percebe-se que apresentam semelhanças bem claras, tais como o instante em que a relação de transmissão começa a diminuir (aproximadamente 12 s de simulação) e quando ela volta a aumentar (cerca de 55 s). A principal diferença é o período de alteração contínua da relação. Essa diferença ocorre devido ao método de cálculo empregado no SIMULINK®.

Podem-se ainda verificar essas observações na variação dos raios efetivos (figura 4.11).



**FIG 4.11 Raios efetivos da polia (m) × tempo (s) no SIMULINK®**

Essa análise atesta a efetividade do algoritmo criado, o que permitiria o emprego do mesmo no modelo elaborado no SIMULINK®. No entanto, a aplicação desse algoritmo no modelo de dinâmica longitudinal se mostrou bastante complexa, e a mesma não foi empregada, pois fugiria dos objetivos principais do trabalho.

## 4.3. SISTEMA DE CONTROLE DE TRAÇÃO

### 4.3.1. PROJETO DO CONTROLADOR

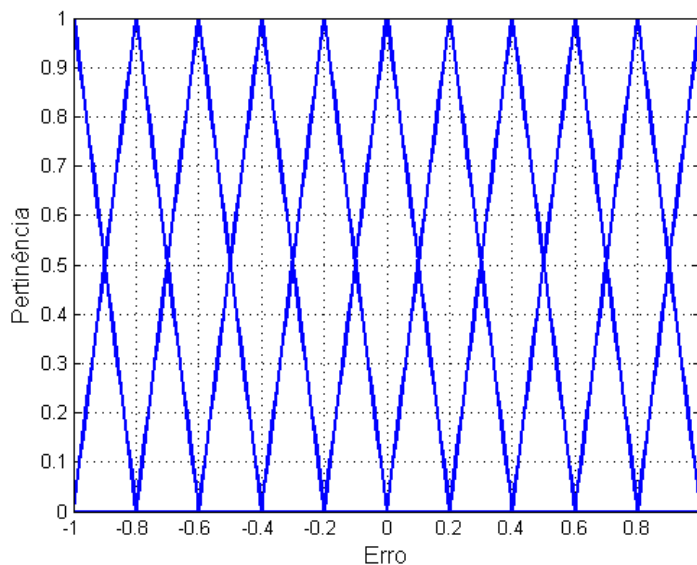
O controle de tração do veículo modelado é do tipo *fuzzy* paramétrico. São comparados os desempenhos de controladores integrais (I) *fuzzy* e proporcionais-integrais (PI) *fuzzy*.

O objetivo do controle de tração, nesse caso, é fazer com que os pneus apresentem deslizamento longitudinal tal que a força de tração seja máxima (valor de referência).

Para a determinação das regras nebulosas no projeto dos controladores, deve-se conhecer, inicialmente, a resposta em termos qualitativos do sistema ao atuador. No sistema do controle de tração (TCS) o atuador é uma embreagem controlável, onde o sinal de controle atua sobre um sistema que comanda a força exercida sobre a embreagem, fazendo com que apenas uma parcela do torque que sai da caixa de mudanças seja transmitida ao diferencial central (ou ao diferencial aberto, quando o veículo é 2WD). Admite-se, por hipótese, que a embreagem possui configurações adequadas à transmissão do torque máximo do sistema, isto é, pode transmitir de 0 (quando está totalmente aberta) a 100% (quando está totalmente fechada) do torque que sai da caixa de mudanças. Uma vez que a relação entre a força exercida sobre a embreagem e a parcela de torque transmitida é direta, esta última é considerada o sinal de controle do sistema em sua modelagem.

As entradas do sistema são, como comentado na seção 3.5.3, o erro e a derivada do erro (no caso do PI *fuzzy*), e somente o erro (no caso do integral *fuzzy*).

O deslizamento longitudinal varia entre zero e um, e assim pode-se dividir o domínio da entrada em funções de pertinência de -1 a 1, sendo que as extremidades são funções trapezoidais e as demais triangulares. Embora sejam as funções mais simples, elas apresentam um bom resultado e podem ser determinadas de modo que sejam normalizadas, o que permite o equacionamento tal como apresentado na seção 3.5.2. Para que a resposta seja mais rápida, o domínio é dividido em 11 funções de pertinência, tal como apresentado na figura 4.12.



**FIG 4.12 Funções de pertinência**

O domínio da derivada do erro é particionado com as mesmas funções de pertinência do erro, pois suas ordens de grandeza são as mesmas.

Já o sinal de controle (percentual de torque transmitido) assume valores de 0 a 1. Sendo assim, o integrador do controlador deve ser limitado entre esses valores, sob a pena de se perder o sentido físico do problema. Intuitivamente, sabe-se que se o erro é negativo (deslizamento longitudinal maior que o especificado), deve-se abrir a embreagem, para reduzir o torque transmitido. Da mesma forma, quando o erro é positivo (deslizamento menor que o especificado), a embreagem deve ser pressionada, para aumentar o torque transmitido. A partir desse raciocínio, podem-se determinar as regras de inferência nebulosa do controlador.

A saída do sistema nebuloso é a variação do controle (apresentado como  $du$  na tabela 4.2 e na tabela 4.3), e as regras paramétricas são de ordem 0, já que não há uma aproximação linear, mas constante, para as saídas.

As regras para a derivada do erro são determinadas da mesma forma. Nesse caso, objetiva-se que, quando erro e variação do erro sejam positivos, a variação do sinal de controle seja maior do que quando o erro é positivo e sua derivada negativa, pois nesse caso já há uma tendência de diminuição do erro. De qualquer forma, esse valor não pode ser nulo, sob pena de se estabilizar o sinal em um valor errado. Raciocínio análogo se aplica ao caso em que erro e derivada do erro são negativos

ou em que o erro é negativo e sua derivada é positiva. As regras de inferência para o erro são apresentadas na tabela 4.2.

**TAB 4.2 Regras de inferência para o erro**

<b>Se</b>	<b>Então</b>
$e = -1,0$	$du = -10,0$
$e = -0,8$	$du = -8,0$
$e = -0,6$	$du = -6,0$
$e = -0,4$	$du = -4,0$
$e = -0,2$	$du = -2,0$
$e = 0$	$du = 0,0$
$e = 0,2$	$du = 2,0$
$e = 0,4$	$du = 4,0$
$e = 0,6$	$du = 6,0$
$e = 0,8$	$du = 8,0$
$e = 1,0$	$du = 10,0$

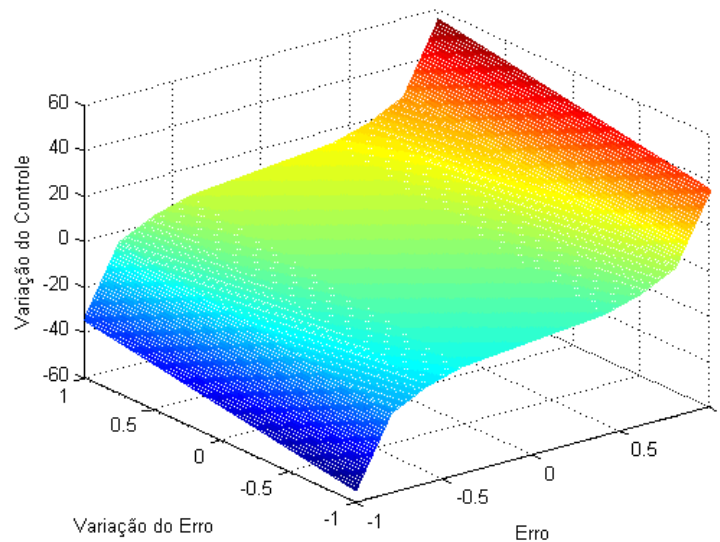
As regras para a derivada do erro são apresentadas na tabela 4.3.

**TAB 4.3 Regras de inferência para a derivada do erro**

<b>Se</b>	<b>Então</b>
$de = -1,0$	$du = -45,0$
$de = -0,8$	$du = -15,0$
$de = -0,6$	$du = -7,5$
$de = -0,4$	$du = -3,0$
$de = -0,2$	$du = -1,5$
$de = 0$	$du = 0,0$
$de = 0,2$	$du = 1,5$
$de = 0,4$	$du = 3,0$
$de = 0,6$	$du = 7,5$
$de = 0,8$	$du = 15,0$
$de = 1,0$	$du = 45,0$



No algoritmo do controlador PI, as duas parcelas são somadas e depois integradas no tempo para que se obtenha o sinal de controle. O sinal de controle pode ser visualizado na curva apresentada na figura 4.13. Observa-se que o maior valor de variação do controle ocorre quando o erro e a derivada do erro são máximos e que o valor mínimo ocorre quando ambos são mínimos.



**FIG 4.13 Curva de controle**

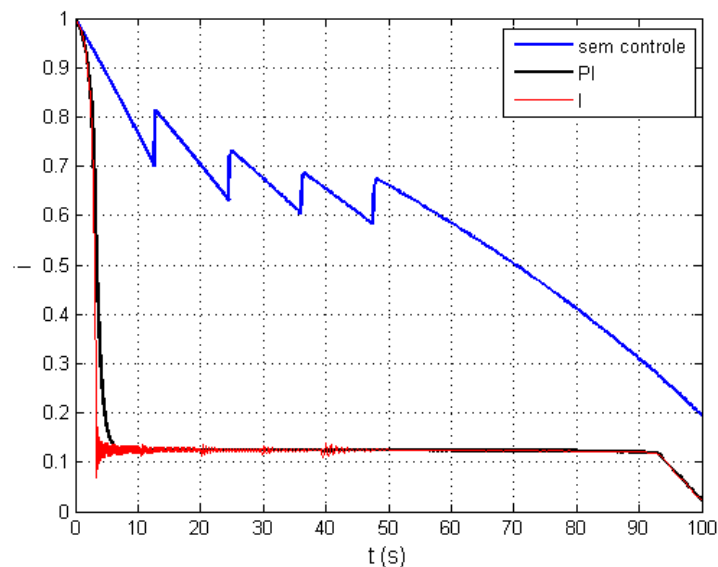
Para o uso do controlador integral, apenas não é utilizada a derivada do erro como entrada. Os parâmetros e funções de pertinência do erro são exatamente iguais, para que sejam comparados em igualdade de condições.

#### 4.3.2. DESEMPENHO DOS CONTROLADORES INTEGRAL E PROPORCIONAL-INTEGRAL

Para comparar os desempenhos dos controladores citados no Capítulo 3, é realizada uma simulação no ambiente SIMULINK®. Os veículos 4WD, por dividirem o torque de tração entre os eixos, apresentam velocidades angulares das rodas menores que as de veículos 2WD. Conseqüentemente, o deslizamento longitudinal de veículos 2WD são maiores (comparando sob as mesmas condições). Portanto, os controladores são comparados nessa última configuração. Considera-se ainda o veículo equipado com caixa de câmbio sequencial, para que sejam analisadas as

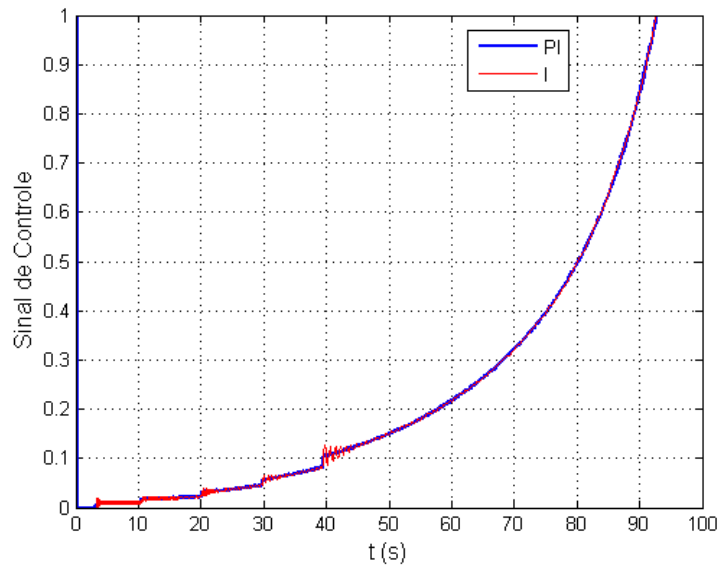
respostas do controlador frente às discontinuidades presentes nesse tipo de transmissão.

Observando a figura 4.14, ambos funcionam e atingem o objetivo, que é manter o deslizamento longitudinal no valor que maximiza a força longitudinal. O controlador integral, porém, apresenta uma resposta com muita oscilação, indicando que não atinge rapidamente um estado estacionário, o que não é ideal para o fim a que se destina. Já o controlador proporcional-integral apresenta uma resposta mais suave e que não apresenta oscilação, sendo, portanto, mais adequado a um controle de tração. Cabe a observação de que os instantes de trocas de marcha são diferentes com ou sem o TCS. Isso acontece porque as trocas de marchas são moduladas pela velocidade, que apresenta comportamento diferente em cada caso.



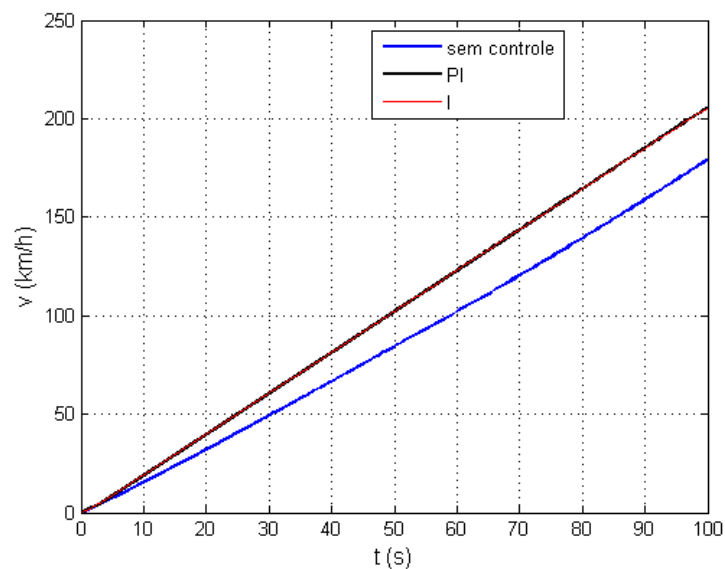
**FIG 4.14 Deslizamento longitudinal  $\times$  tempo (s)**

Chega-se à mesma conclusão ao analisar os sinais de controle em cada caso (figura 4.15). Novamente, o sinal de controle do controlador PI se apresenta mais estável que aquele do controlador I, sem *overshoots* e grandes oscilações.

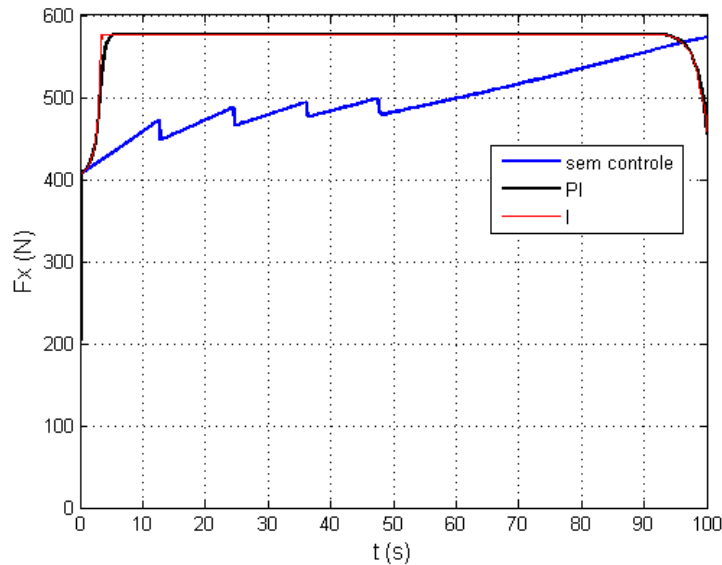


**FIG 4.15 Sinal de controle × tempo (s)**

Já em relação ao desempenho do veículo os dois controladores são semelhantes, pois apresentam respostas bem próximas, tanto para a velocidade quanto para a força longitudinal. Isto reflete o resultado para aceleração longitudinal. Os resultados para velocidade e força longitudinal são apresentados, respectivamente, na figura 4.16 e na figura 4.17.



**FIG 4.16 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s)**



**FIG 4.17 Força longitudinal (N) × tempo (s)**

Dessa forma, conclui-se que o controlador proporcional-integral possui funcionamento mais adequado. A partir dessa análise, as próximas simulações são apresentadas apenas com o controlador PI.

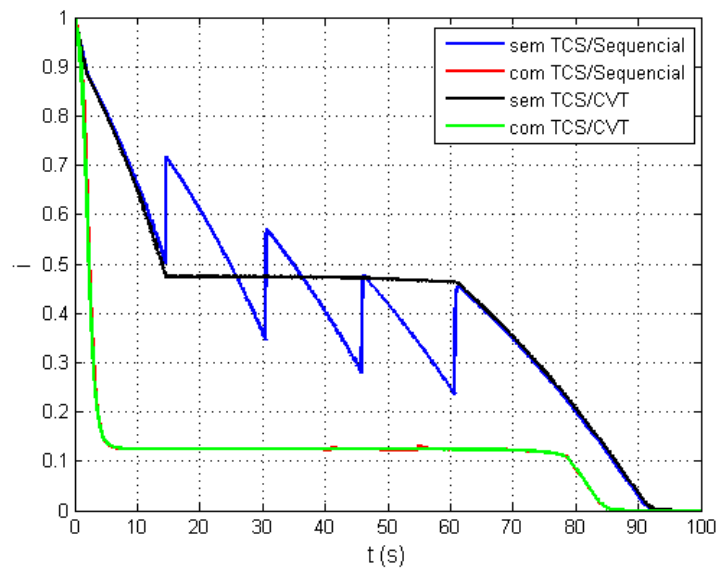
#### 4.3.3. SIMULAÇÃO EM AMBIENTE SIMULINK® DE UM VEÍCULO 4WD COM TCS

Analisa-se o funcionamento do sistema de controle de tração projetado em um modelo de veículo 4x4, mantendo-se o mesmo modelo de dinâmica longitudinal apresentado. O único item acrescentado é o diferencial central epicicloidal (conhecido também como planetário). Esse diferencial apresenta uma pré-redução e divide o torque recebido entre os eixos traseiro (66%) e dianteiro (33%).

A análise em questão é realizada tanto para o caso de caixa de mudanças sequencial (com valores discretos para a relação de transmissão), quanto para a CVT (com valores contínuos para a relação de transmissão). A CVT é considerada ideal, o que significa que a mesma é modulada unicamente pela velocidade do veículo.

Em um primeiro momento as análises são realizadas no ambiente *default* do SIMULINK®, onde as equações relacionadas a cada elemento do fluxo de potência são implementadas em diagramas de blocos. Os resultados são apresentados para

as duas caixas de transmissão, com e sem TCS, totalizando quatro curvas. A figura 4.18 apresenta os resultados para o deslizamento longitudinal.



**FIG 4.18 Deslizamento longitudinal × tempo (s)**

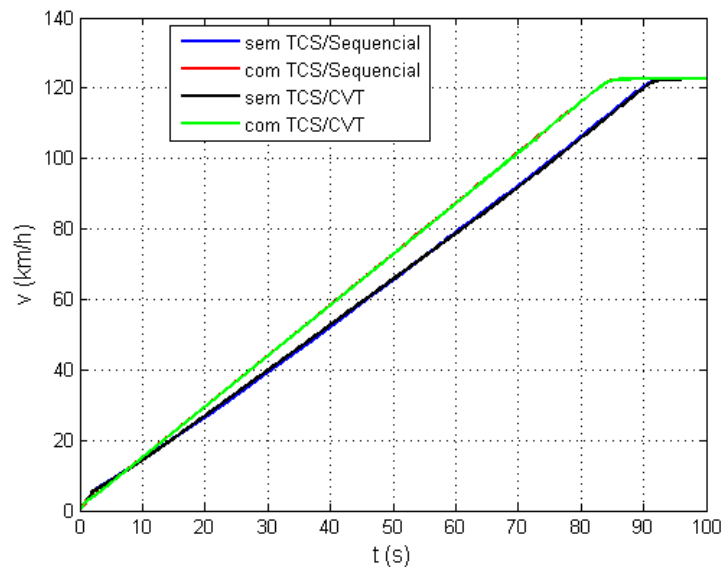
Nota-se que para o veículo com caixa sequencial e sem o TCS, o deslizamento longitudinal apresenta descontinuidades, que ocorrem porque as trocas de marchas produzem picos de torque no conjunto de força, e, conseqüentemente, de velocidade angular das rodas. Com o TCS, esses picos são eliminados, pois o sistema atua na abertura da embreagem no momento em que eles ocorreriam.

Para o caso do câmbio CVT sem TCS, o deslizamento longitudinal se mantém aproximadamente constante durante o período de operação da CVT. A CVT, porém, não cumpre seu objetivo, já que é modulada pela velocidade do veículo, não havendo uma relação direta entre essa e a velocidade angular das rodas – considera-se que o veículo trafega em solo com baixo coeficiente de aderência. Conseqüentemente, o motor não se mantém na velocidade de máxima potência, que é relacionada à hipérbole de potência máxima. Já com o TCS, o funcionamento da CVT se torna adequado. Como o controle limita a velocidade angular das rodas (proporcionalmente à velocidade do veículo), a CVT consegue operar em uma situação próxima à ideal. Isso acontece, porque, para o cálculo da hipérbole de potência máxima, considera-se que os pneus funcionam de maneira ideal, ou seja, transformando todo o torque líquido em força de tração e tendo sua velocidade

angular como a razão entre a velocidade linear do centro da roda e seu raio. Entretanto, essa situação somente se aproxima com o uso do TCS.

Em ambos os casos, verifica-se que o controle projetado é eficiente e consegue manter as rodas com o deslizamento longitudinal desejado. Em todas as situações verifica-se ainda que ao final da simulação o deslizamento longitudinal se torna zero. Isso ocorre independente do controle, e é devido à dinâmica do veículo. Nesse instante, o torque oriundo do motor é totalmente transferido para as rodas e se iguala ao torque resistente, levando o veículo à situação de equilíbrio.

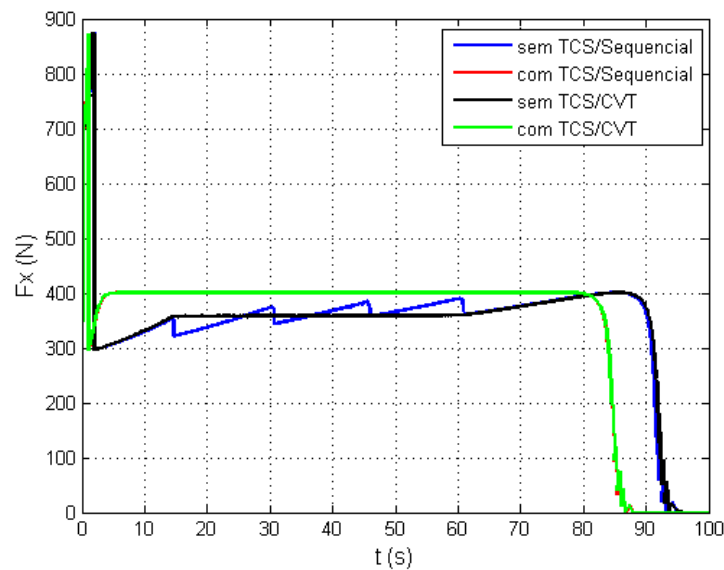
Do ponto de vista do desempenho do veículo, isto é, do desenvolvimento de sua velocidade, os veículos com TCS são mais eficazes. Isso acontece, pois o controle maximiza a força de tração. Como, porém, a diferença, em termos absolutos, entre os valores de pico e de escorregamento do coeficiente de aderência para o solo em questão é pequena, o aumento de velocidade não é tão expressivo (menos de 10%, em 80 s de simulação). A figura 4.19 apresenta a velocidade *versus* tempo nas quatro situações analisadas.



**FIG 4.19 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s)**

Na figura 4.20, observa-se que a força longitudinal é mantida praticamente constante nos casos em que o controle de tração atua. Na fase final da simulação, a força longitudinal se torna nula, em todos os casos, já que o veículo atinge o equilíbrio, como comentado anteriormente (velocidade constante). Cabe ressaltar

que a força longitudinal é a força líquida, já descontadas da força de tração as forças de resistência impostas ao veículo, conforme visto em seção 3.3.

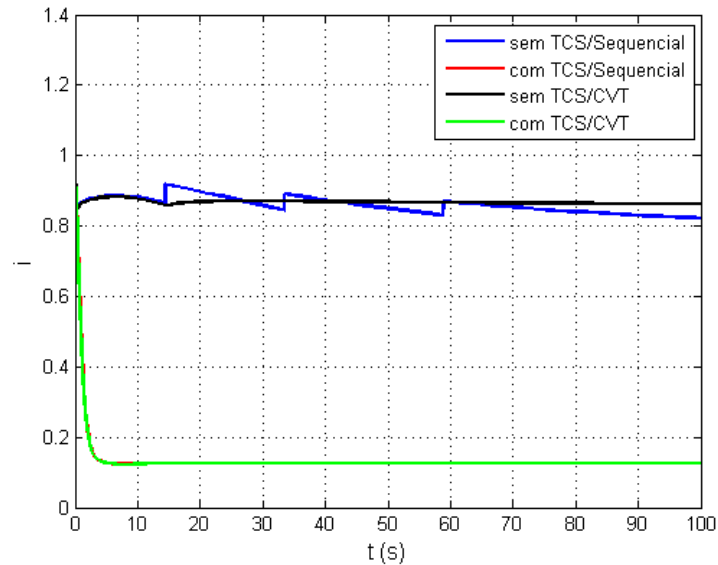


**FIG 4.20 Força longitudinal (N) × tempo (s)**

#### 4.3.4. SIMULAÇÃO DE UM VEÍCULO 4WD COM TCS UTILIZANDO A BIBLIOTECA SIMDRIVELINE®

Na seção 3.4.2 comentam-se as características da biblioteca SIMDRIVELINE® na análise de mecanismos inerentes a veículos e sistemas de transmissão automotivos.

O modelo elaborado utilizando essa biblioteca é semelhante ao anterior. As diferenças existentes são aquelas inerentes a cada ambiente. Na biblioteca SIMDRIVELINE®, é necessário que sejam inseridas as inércias de cada elemento rotativo, pois são resolvidas equações de Euler para cada um. A figura 4.21 apresenta os resultados para o deslizamento longitudinal.

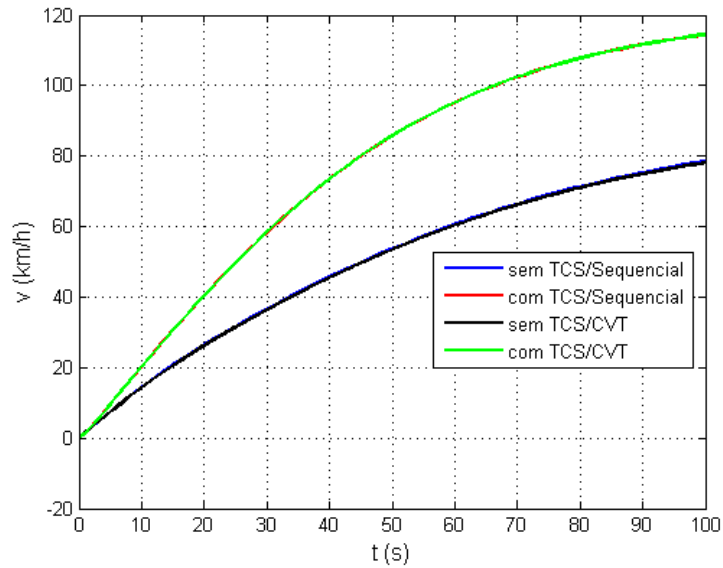


**FIG 4.21 Deslizamento longitudinal × tempo (s)**

De modo geral, os valores para o deslizamento longitudinal sem o emprego do TCS são maiores do que o modelo anterior, mas com comportamento semelhante. No modelo com caixa sequencial, há, igualmente, descontinuidades nos instantes relativos às trocas de marcha, e naquele com caixa CVT o deslizamento é aproximadamente constante. O controle de tração se mostra eficaz nas duas situações, forçando o sistema a apresentar deslizamento próximo de 0,125, que é o valor de força máxima para o pneu selecionado, com a carga nominal.

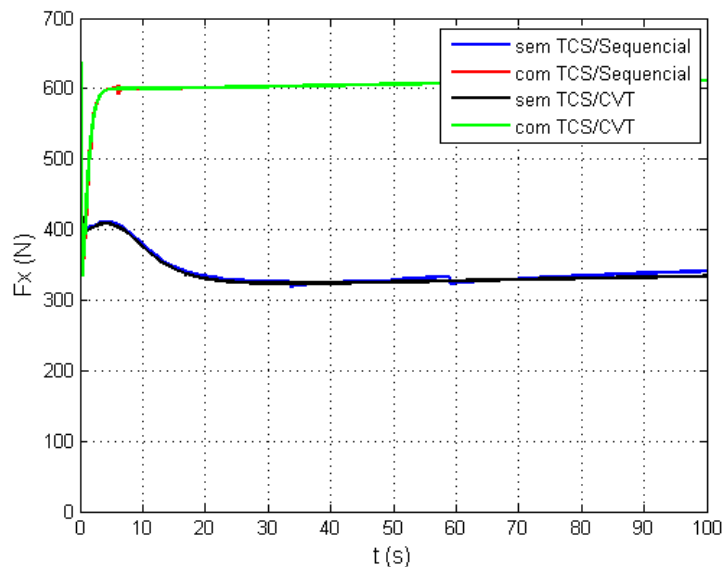
Da ótica do desempenho, o resultado apresentado é semelhante, mas com diferenças fundamentais. Como o deslizamento longitudinal sem o TCS é maior que o anterior, a velocidade do veículo (figura 4.22) se torna menor (aproximadamente 80 km/h), para a mesma faixa de valores de velocidade angular do motor. Novamente, o TCS melhora do desempenho do veículo, já que nos modelos onde o mesmo é aplicado, a velocidade do veículo é consideravelmente maior.





**FIG 4.22 Velocidade do veículo (km/h) × tempo (s)**

Conclui-se o mesmo quando se analisa a força longitudinal (figura 4.23). Não há diferença substancial da força longitudinal quando se utiliza caixa sequencial ou CVT. Porém, o uso do TCS aumenta bastante a força longitudinal sobre o veículo, o que justifica o aumento considerável da velocidade linear.



**FIG 4.23 Força longitudinal (N) × tempo (s)**

Entretanto, quando se compara os resultados no ambiente SIMULINK®, percebem-se diferenças importantes. Essas diferenças ocorrem devido às abordagens distintas utilizadas. A inserção de inércias é a primeira diferença.

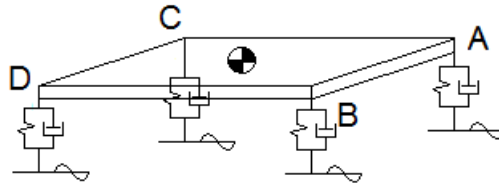
Na abordagem por fluxo de potência, as inércias dos elementos rotativos (exceto as rodas) não são consideradas. Sua presença nos modelos da SIMDRIVELINE® explica as transições mais suaves e não linearidades presentes nos resultados.

Outra diferença importante, é que o modelo de pneu presente nessa biblioteca utiliza uma teoria semi-empírica conhecida por Fórmula Mágica, apresentada por PACEJKA (2006), que é diferente da Teoria de Julien, apresentada na seção 3.3.2. Cabe ressaltar que os parâmetros principais utilizados são os mesmos.

Por fim, há uma diferença de abordagem com relação às forças de resistência. O modelo utilizado pela SIMDRIVELINE para pneus considera a resistência ao rolamento como única resistência ao movimento dos pneus. As demais resistências são inseridas apenas no bloco *Longitudinal Dynamics*. Isso explica o fato de o deslizamento longitudinal ser maior nessa modelagem. Como se subtrai do torque oriundo do *powertrain* apenas o torque relativo à resistência ao rolamento, o torque líquido é maior e, conseqüentemente, a velocidade angular também é, o que resulta em aumento do deslizamento longitudinal. Já no modelo elaborado pela abordagem de fluxo de potência (SIMULINK®), é subtraído do torque motor o torque relativo a todas as forças de resistência ao movimento (NAUNHEIMER, 2011), o que explica ainda a diferença entre as forças longitudinais encontradas.

#### 4.4. INTEGRAÇÃO DOS MODELOS DE DINÂMICA LONGITUDINAL E VERTICAL

O modelo de dinâmica vertical é simplificado, já que não considera a cadeia cinemática dos mecanismos das suspensões. Os parâmetros de rigidez e amortecimento são os equivalentes. Considera-se que os pneus são iguais, que o chassi é uma placa rígida e plana, e que as suspensões possuem apenas movimentos verticais e são ancoradas nos vértices do chassi. A figura 4.24 ilustra esse modelo.



**FIG 4.24 Modelo da Dinâmica Vertical**

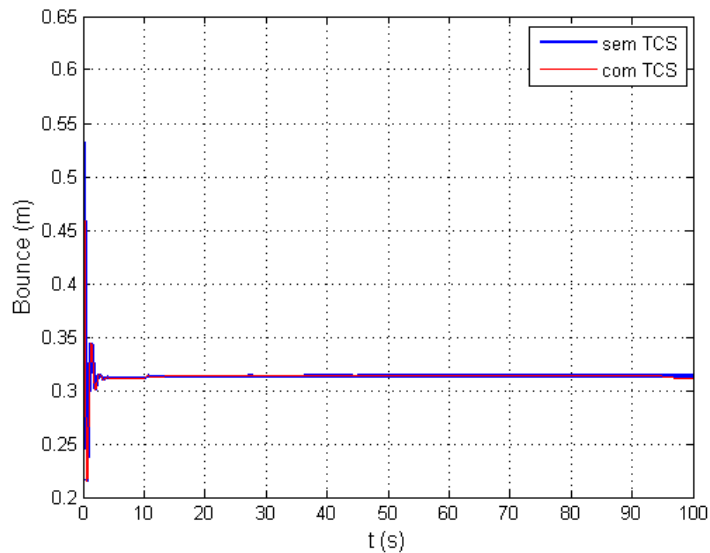
Os modelos em ambiente SIMULINK® integrados permitem avaliar os movimentos de *bounce* (movimento vertical do chassi), *pitch* (arfagem) e *roll* (inclinação lateral). Como não se trata aqui da dinâmica lateral, o *yaw* e o movimento de translação no eixo *y* são sempre nulos. Trabalha-se, portanto, com quatro graus de liberdade, sendo dois de translação e dois deslocamentos angulares.

No modelo integrado os movimentos de *bounce*, *pitch* e *roll* são avaliados tanto com a atuação do TCS como sem esse controle. Na integração dos modelos, a força longitudinal compõe um vetor de forças, com elementos associados a cada grau de liberdade. Além da força longitudinal, compõem ainda esse vetor o peso e o momento relacionado à transferência dinâmica de peso.

As equações de movimento são calculadas e o resultado integrado para obtenção das velocidades e dos ângulos de orientação do chassi, tal como explicado na seção 3.2. Para que o chassi atinja o equilíbrio estático quando submetido apenas ao próprio peso, considera-se que o motor apenas comece a funcionar após transcorridos 10 s de simulação.

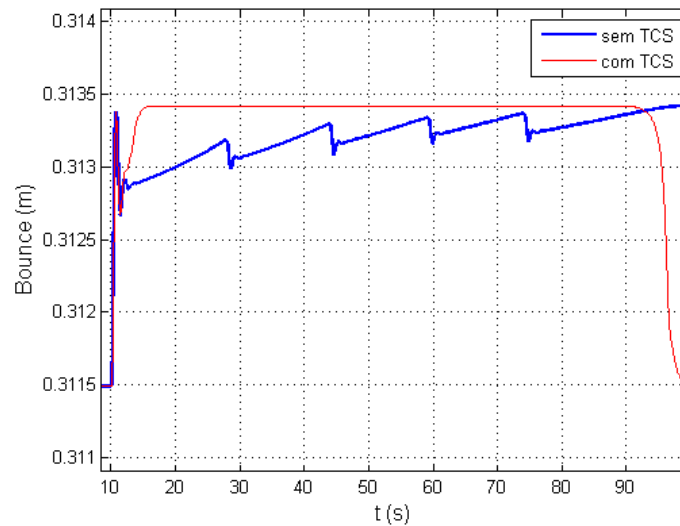
Nesse caso são analisados os resultados para cada tipo de caixa separadamente. Isso porque, como já averiguado, a CVT elimina descontinuidades do funcionamento do motor, o que impacta no *bounce* e nos ângulos de orientação do veículo.

O *bounce* para o veículo com caixa sequencial é apresentado na figura 4.25.



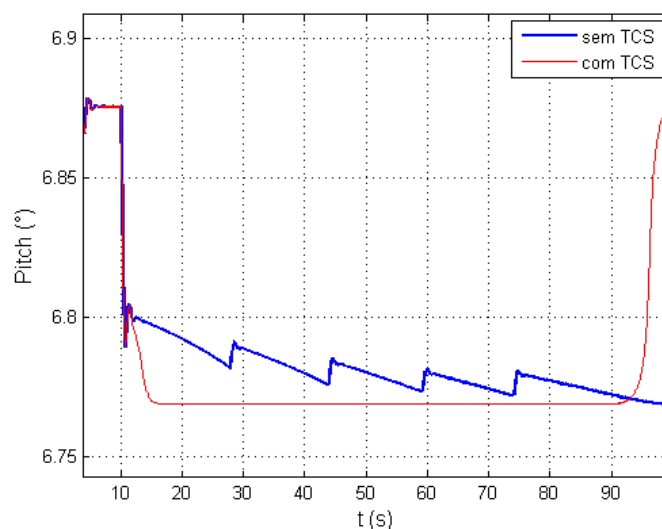
**FIG 4.25 Bounce (m) × tempo (s)**

É possível observar no resultado que, em uma primeira análise, o TCS não altera substancialmente o movimento vertical do chassi. Até os 10 s de simulação, o movimento apresentado é relativo somente ao peso do veículo, já que se considera que inicialmente o mesmo está suspenso. Após, as diferenças são relativas às diferenças de força longitudinal (e aceleração) que os modelos apresentam. Como o modelo com TCS mantém a força longitudinal em um valor aproximadamente constante, o *bounce* e o *pitch* apresentam um comportamento semelhante. Para que essa situação seja melhor analisada, os resultados são apresentados em detalhe, a partir de 10 s de simulação (após o funcionamento do motor).



**FIG 4.26 Bounce (m) × tempo (s), em detalhe**

Embora se observe uma diferença de comportamento do veículo nas duas situações, deve-se esclarecer que a mesma, em termos práticos, é mínima, na ordem de milímetros. Essa variação pode nem mesmo ser percebida pelos passageiros do veículo, podendo ser confundida com oscilações da estrada ou outras, principalmente ao se tratar de um veículo fora de estrada. Observa-se ainda que o perfil dessa oscilação é semelhante ao da força longitudinal. Isso ocorre porque esse movimento do chassi é relacionado à transferência dinâmica de peso, que é diretamente associada à sua aceleração. Uma alteração semelhante ocorre no *pitch*. A figura 4.27 apresenta, em detalhe, essa variação.

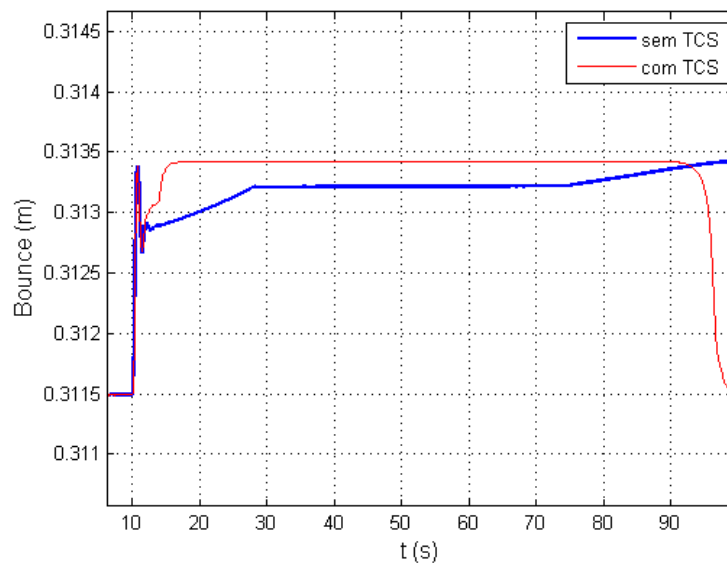


**FIG 4.27 Pitch (em graus) × tempo (s), em detalhe**

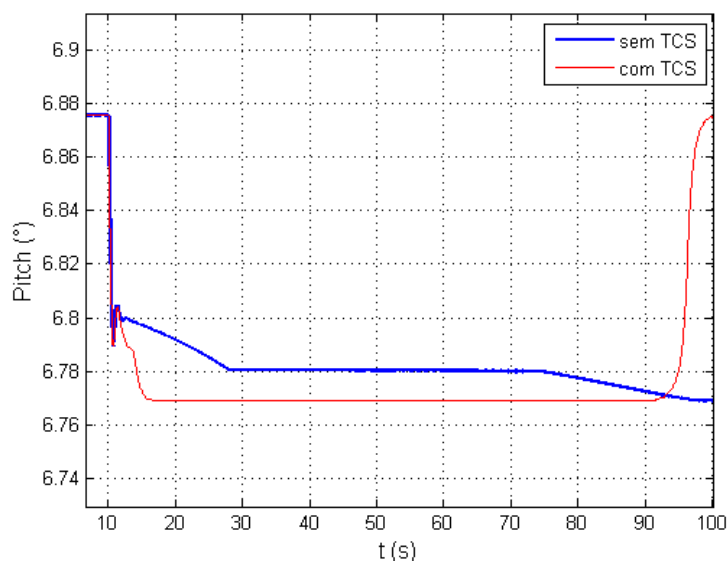
Observa-se que, da mesma maneira, sem o TCS o ângulo de pitch apresenta uma alteração semelhante ao *bounce*. Sua ordem de grandeza também é mínima, não impactando em questões de conforto e segurança para os passageiros.

De qualquer forma, o TCS elimina os picos no movimento do veículo. Esses picos refletem os solavancos que os veículos sofrem nos instantes de troca de marcha. Por vezes, dependendo do motorista, os solavancos podem produzir vibrações e impactos prejudiciais às peças e aos sistemas automotivos. Cabe ressaltar que nas simulações realizadas o valor encontrado para o ângulo de inclinação lateral do veículo (*roll*) é nulo, como esperado.

Quando o veículo é equipado com a transmissão CVT, os picos no movimento vertical e no ângulo de *pitch* são eliminados, mesmo que não se empregue o sistema de controle de tração. A figura 4.28 apresenta o resultado para o *bounce* de um veículo com CVT (considerada ideal) e a figura 4.29 para o *pitch*. Os resultados também são apresentados em detalhe, somente a partir do funcionamento, na simulação, do motor (10 s).



**FIG 4.28 Bounce (m) × tempo (s), em detalhe**



**FIG 4.29 Pitch (em graus) × tempo (s), em detalhe**

Nota-se que as ordens de grandeza dos movimentos são as mesmas, demonstrando que também nesse caso a influência do sistema de controle é mínima. Cabe ressaltar que essas diferenças são afetadas pelos parâmetros das suspensões. Tal como no caso da caixa sequencial, o *roll* permanece nulo durante todo o intervalo de simulação.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O presente trabalho apresenta diversos assuntos ainda não trabalhados na linha de pesquisa de Dinâmica Veicular no Instituto Militar de Engenharia. Embora seja uma linha abrangente, com diversos trabalhos ao longo dos últimos anos, nenhum trabalho anterior apresentou uma análise de comportamento de um veículo com TCS. A análise da dinâmica da CVT também não havia sido tratada, embora alguns trabalhos de graduação tenham realizado estudos de eficiência e especificação de uma transmissão desse tipo.

Inicialmente, atesta-se que a transmissão CVT elimina solavancos sofridos pelo veículo e pelo sistema de transmissão, que podem produzir avarias e vibrações prejudiciais. Verifica-se ainda a utilidade e didática da biblioteca SIMDRIVELINE®. Como todos os resultados são compatíveis com os apresentados nas diversas

referências bibliográficas, pode-se confirmar a eficácia da biblioteca quando empregada na modelagem e simulação de dinâmica longitudinal de veículos.

A dinâmica da transmissão CVT é extremamente complexa e depende de diversos fatores. Por ser uma análise secundária desse trabalho, diversas hipóteses simplificadoras foram adotadas. Uma das principais foi a de que a correia é rígida e indeformável. Uma vez que é, em geral, de borracha, é evidente que a correia sofre deformações durante sua operação. Entretanto, como avaliado em diversos artigos científicos pesquisados, a adição desses efeitos na modelagem elaborada é de alta complexidade e fugiria, assim, do escopo do trabalho.

Além disso, o algoritmo de cálculo da dinâmica da CVT apresentou-se lento e computacionalmente complexo, já que apresenta *loopings* internos e cujo cálculo, no SIMULINK®, apresentou problemas e dificuldades que dependem muito dos métodos de integração.

O projeto do controlador apresentou resultados bastante satisfatórios, demonstrando que a utilização de um FIS é bastante aplicável ao controle de plantas complexas e não lineares como os veículos. Verifica-se ainda que a configuração PI-fuzzy é adequada a essas aplicações, já que avalia simultaneamente o erro e a derivada do erro e tem como saída a variação do controle, que é integrada posteriormente.

Com o controle, a força longitudinal foi maximizada, melhorando, assim, o desempenho do automóvel. A resposta do veículo ao controle não é mais rápida devido à própria dinâmica do mesmo.

No entanto, os efeitos do TCS sobre os movimentos do chassi não são de grandeza considerável. É evidente que os picos gerados, tanto em *bounce* quanto em *pitch*, nos momentos de troca de marcha são eliminados pelo TCS, já que este atua mantendo a força longitudinal constante. Essa diferença, porém, não é considerável, e pode ser confundida em meio a diversas outras fontes de vibrações e impactos do veículo. Em veículos com transmissão CVT esses picos não ocorrem, e os efeitos do TCS sobre o chassi são ainda menos perceptíveis. Em resumo, em veículos com CVT, o TCS afeta, consideravelmente, apenas o desempenho. Em todos os casos, o TCS não tem qualquer efeito sobre o ângulo de inclinação lateral do veículo (*roll*) e seu valor é sempre nulo, como se espera nessa situação.



Sugere-se, para trabalhos futuros, o estudo mais detalhado da dinâmica da transmissão CVT, eliminando algumas das hipóteses adotadas nesse trabalho. Outro viés desse tema que pode ser estudado são os efeitos de *stick-and-slip* presentes na correia, quando se considera que a mesma é deformável. Esses estudos podem ainda considerar que o movimento das faces móveis é realizado por atuadores, permitindo, no futuro, considerar a CVT controlada eletronicamente e não mecanicamente, como estudado aqui.

Por fim, podem ainda ser sugeridos estudos sobre outras configurações de controle de tração, com atuação, por exemplo, na borboleta do acelerador ou nas rodas.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALBUQUERQUE, A. A. de. **Caracterização da resposta dinâmica de uma CVT por polias expansíveis**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2003.
- BEER, F. P, JOHNSTON JR, E. R. **Mecânica Vetorial para Engenheiros – Cinemática e Dinâmica**. 5ª edição. São Paulo: Makron Books, 1994.
- BERTINI, L., CARMIGNANI, L., FREDO, F. **Analytical model for the power losses in rubber V-belt continuously variable transmission (CVT)**. Mechanism and Machine Theory, v. 78, p. 289-306, 2014.
- BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução da 25ª edição alemã. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- CARBONE, G., MANGIALARDI, L., BONSEN, B., TURSI, C., VEENHUIZEN, P.A. **CVT dynamics: Theory and experiments**. Mechanism and Machine Theory, v. 42, p. 409-428, 2007.
- CHEN, T. F., LEE, D. W., SUNG, C. K. **An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT**. Mechanism and Machine Theory, v. 33, n. 4, p 351-363, 1998.
- CHEN, H., GONG, X., HU, Y.-F., LIU, Q.-F., GAO, B.-Z., GUO, H.-Y. **Automotive control: the state of the art and perspective**. Acta Automatica Sinica, v. 39, n. 4, p. 322-346, 2013.
- CHU, L., CHAO, L., YANG OU, W. L. **Hardware-in-the-loop simulation of traction control algorithm based on fuzzy PID**. Energy Procedia, v. 16, p. 1685-1692, 2012.
- COSTA NETO, R. T. **Modelagem e Integração dos Mecanismos de Suspensão e Direção de Veículos Terrestres Através do Fluxo de Potência**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2008.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamental of Vehicle Dynamics**. 1ª edição. Warrendale: SAE, 1992.
- HAMPEL, R., WAGENKNECHT, M., CHAKER, N. **Fuzzy Control – Theory and Practice**. 1ª edição. Heidelberg: Springer, 2000.
- JANG, J.-S. R., SUN, C.-T., MIZUTANI, E. **Neuro-fuzzy and Soft Computing**. 1ª edição. Upper Saddle River: Prentice-Hall, 1997.
- JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 2ª edição. New York: Springer, 2014.

- JULIÓ, G., PLANTE, J.-S., **An experimentally-validated model of rubber-belt CVT mechanics**. Mechanism and Machine Theory, v. 46, p-1037-1053, 2011.
- KÄNSÄLÄ, K., HASEMANN, J.-M. **An embedded fuzzy anti-slippage system for heavy duty off-road vehicles**. Information Sciences, v. 4, p. 1-27, 1995.
- KARNOPP, D.C. et al. **System Dynamics – Modeling and Simulation of Mechatronic Systems**. 4ª edição. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006.
- LEE, K. H. **First Course on Fuzzy Theory and Applications**. 1ª edição. Heidelberg: Springer, 2005.
- LOPES, E. D. R., COSTA NETO, R. T. **Modelagem e Simulação de um Veículo Off-road 4x4 AWD com Transmissão Continuamente Variável**. SAE Technical Paper Series, 2014.
- MATLAB. **Product Help**. 2010.
- MOREIRA, A. L. **Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo Leve com Sistema Antibloqueio de Rodas**. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia. Rio de Janeiro, 2000.
- NAUNHEIMER, H. et al. **Automotive Transmissions**. 2ª edição. New York: Springer, 2011.
- PACEJKA, H. B. **Tyre Mechanics and Vehicle Dynamics**. 2ª edição. Burlington: BH, 2006.
- REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis - Engineering Principles**. 2ª edição. Würzburg: BH, 2001.
- SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BROWN JR, T. H. **Standard Handbook of Machine Design**. 3ª edição. New York: McGraw-Hill, 2004.
- SIMÕES, M. G., SHAW, I. S. **Controle e Modelagem Fuzzy**. 2ª edição. São Paulo: Edgard Blücher, 2007.
- SONG, J.-B., BYUN, K.-S. **Throttle actuator control system for vehicle traction control**. Mechatronics, v. 9, p. 477-495, 1999.
- SPÍNOLA, A. DE L. **Modelagem e Controle Não Linear da Direção de um Veículo Terrestre**. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2003.
- SRIVASTAVA, N., HAQUE, I. **A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control**. Mechanism and Machine Theory, v. 44, p. 19-41, 2009.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 4ª edição. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.

## 7. APÉNDICE

## 7.1. PARÂMETROS UTILIZADOS NOS MODELOS

**TAB 7.1 Dimensões e parâmetros gerais do veículo**

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Massa	1000 kg
Massa suspensa	800 kg
Distância do eixo dianteiro ao CG	1,2 m
Distância do eixo traseiro ao CG	1,8 m
Bitola	2 m
Altura da massa suspensa	1 m
Massa da roda	25 kg
Altura do CG	0,6 m
Momento de inércia do volante do motor	0,025 kg.m <sup>2</sup>
Momento de inércia dos eixos	0,0015 kg.m <sup>2</sup>

**TAB 7.2 Parâmetros do conjunto de força e pneus**

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Potência máxima do motor	100 hp
Rotação de potência máxima do motor	5000 rpm
Rotação máxima do motor	8000 rpm
Momento de inércia dos conjuntos pneu-roda	0,6 kg.m <sup>2</sup>
Raio sob carga dos pneus	0,3 m
Rigidez vertical dos pneus	200 kN/m
Rigidez longitudinal dos pneus	20 kN/m
Razão entre o número de dentes da coroa e o pinhão do diferencial aberto	3,5451
Pré-redução do diferencial central	2
Razão entre o número de dentes da solar e da coroa do diferencial central	0,5

**TAB 7.3 Parâmetros da transmissão CVT**

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Distância entre os centros das polias	0,25 m
Comprimento da correia	0,97 m
Ângulo de meia cunha das polias	25°
Raio máximo da polia movida	0,111 m
Raio mínimo da polia movida	0,065 m
Raio máximo da polia motora	0,084 m
Raio mínimo da polia motora	0,03 m
Ângulo do came da polia movida	45°
Raio do came da polia movida	0,05 m
Rigidez da mola da polia movida	40 kN/m
Força de pré-carga da mola da polia movida	4 N
Rigidez da mola da polia motora	200 N/rad
Comprimento da haste do rolete da polia motora	0,05 m
Massa do rolete da polia motora	85 g
Número de roletes	3
Raio inicial dos roletes	0,03 m
Ângulo da rampa dos roletes	30°

**TAB 7.4 Parâmetros das suspensões**

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Rigidez da suspensão dianteira	3500 N/m
Rigidez da suspensão traseira	5000 N/m
Amortecimento da suspensão dianteira	670 N.s/m
Amortecimento da suspensão traseira	800 N.s/m