

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR HUGO HEIDY
MIYASATO..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 17 / 02 / 2011


.....
ORIENTADOR
Prof. Dr. Milton Dias Junior
Matricula 18.452-7
FEM - UNICAMP

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Hugo Heidy Miyasato

**Simulação do fenômeno de *gear rattle*
em modelos de trem de potência
automotivos**

Campinas, 2011

Hugo Heidy Miyasato

Simulação do fenômeno de *gear rattle* em modelos de trem de potência automotivos

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Junior

Campinas

2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M669s Miyasato, Hugo Heidy
Simulação de fenômeno de gear rattle em modelos de
trem de potência automotivos / Hugo Heidy Miyasato. --
Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Milton Dias Junior.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Veículos a motor - Vibração. 2. Veículos a motor -
Dispositivos de transmissão. 3. Veículos a motor -
Dinâmica. 4. Embreagens (Máquinas). 5. Mecânica
não-linear. I. Dias Junior, Milton. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Simulation of the gear rattle phenomenon in automotive powertrain
models

Palavras-chave em Inglês: Motor vehicles - Vibration, Motor vehicles - Transmission
devices, Motor vehicles - Dynamics, Clutches (Machinery),
Non-linear mechanics

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Agenor de Toledo Fleury, Pablo Siqueira Meirelles

Data da defesa: 17/02/2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Simulação do fenômeno de *gear rattle*
em modelos de trem de potência
automotivos

Autor: **Hugo Heidy Miyasato**

Orientador: **Prof. Dr. Milton Dias Junior**

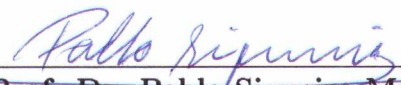
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou essa Dissertação:



Prof. Dr. Milton Dias Junior, Presidente
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury
PME/EPUSP/USP



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
DMC/FEM/UNICAMP

Campinas, 17 de fevereiro de 2011.

Dedico este trabalho ao meu pai, Sr. Hermes Hideyas Miyasato, minha mãe, Sra. Massako Shono Miyasato e minha irmã, Erica Saemi Miyasato.

Agradecimentos

Quero agradecer aos meus pais, sr. Hermes Hideyas Miyasato e sra. Massako Shono Miyasato, que desde o início dessa caminhada me ampararam, incentivaram e ensinaram com exemplos reais e verdadeiros do caminho a se seguir. Me permitiram sonhar e isso me torna uma pessoa realizada. Agradeço à minha irmã, Erica Saemi Miyasato, pelo carinho em todos os momentos.

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Milton Dias Junior pelo grande aprendizado acadêmico e pessoal, por me ensinar a evoluir e crescer perante os desafios.

Quero agradecer a Vinícius Gabriel Segala Simionatto, pela amizade e companheirismo durante todo esse período de projeto, e que, juntamente a Allan Francisco de Oliveira, iniciaram parte dos estudos que contribuíram para a elaboração desse trabalho.

Agradeço a Douglas Vinicius Lemes e a Leandro Tadeu Roldão Perestrelo, por acreditarem no estudos realizados e, principalmente, pela oportunidade de aprender e vivenciar o projeto acadêmico proposto. Tive, no curto período desse estudo entre a graduação e mestrado, experiências que me valeram por muitos anos.

Agradeço à ZF Sachs do Brasil pelo financiamento.

Quero agradecer aos membros do Laboratório de Dinâmica e Estrutura de Máquinas (LDEM) Hairton Souza da Silva, Leonardo Gimenes, Fábio Menegatti de Melo e Bruno Fineto pelo coleguismo na convivência em laboratório.

Reservo um agradecimento à Prof^a Dra. Kátia Lucchesi Cavalca Dedini, pelo apoio em momentos decisivos, e a Marco Barreto pela ajuda, com discussões e conversas que contribuíram para a elaboração e enriquecimento desse trabalho.

Agradeço a todos aqueles que realizam seus trabalhos de forma árdua, sincera e, às vezes, não reconhecida. Se tentassem quantificar toda a sua contribuição para o mundo, seu valor seria inestimável.

Where there's a will, there's a way. —
provérbio da língua inglesa

Resumo

Fenômenos de ruído, vibração e sua severidade (NVH) são uma grande preocupação da indústria automotiva desde o século 20. A fim de atingir uma vantagem competitiva, as montadoras têm se focado na melhora do desempenho de NVH dos seus produtos para lidar com um cenário de mercado global competitivo. No intuito de verificar o comportamento do sistema durante o processo de desenvolvimento, métodos computacionais são aplicados para encontrar melhores abordagens e na previsão de problemas, economizando tempo e orçamento da empresa gastos na construção de protótipos e testes.

Nesse trabalho, *gear rattle*, um ruído induzido por impacto cuja causa são as engrenagens sem carga da transmissão, será modelado e simulado. É diagnosticado com maior intensidade em veículos com motores diesel em marcha lenta e excitado especificamente quando uma faixa de frequências que causa grande amplitude de vibração nos elementos internos da caixa de câmbio é alcançada. Modelos lineares do trem de potência em ponto morto ou em tração serão estudados, compreendendo as suas características básicas, tais como frequências naturais e modos associados que podem ser representativos do fenômeno. Esse sistema possui elementos com fortes não-linearidades, tais como a rigidez estratificada com histerese da embreagem e a folga entre os dentes dos engrenamentos. Uma caracterização mais realista será incluída no modelo com uma rigidez variante no tempo para o engrenamento helicoidal, utilizado em todas transmissões manuais, com uma componente dissipativa adequada aos impactos. Para verificar condições de operação que podem somente ser avaliadas segundo formulação não-linear, simulações serão realizadas para verificar a eficácia de orientações de solução e propostas de modificação encontradas na literatura.

Palavras Chave: *gear rattle*, trem de potência, não-linear, vibração

Abstract

Noise, Vibration and Harshness (NVH) phenomena are a great concern of the automotive industry since the twentieth century. In order to achieve a commercial advantage, manufacturers have focused on improving the NVH performance of their products to cope with a competitive global market scenario. To verify the behavior of the system during the design process, computational methods are applied to find a better approach and foresee problems, saving company budget and time spent in prototypes and tests.

In this work, gear rattle, a impact-induced noise caused by the unloaded gear teeth inside the gearbox, will be modeled and simulated. It is diagnosed with a higher intensity in diesel vehicle engines at idle speed and in a more specific way excited when a range of frequency that causes large amplitude of vibration in the internal elements of the gearbox is reached. Linear models of the powertrain operating in idle and traction will be studied, in order to understand its basic characteristics, such as natural frequencies and associated vibration modes that could be representative to this phenomena. This system has elements with strong nonlinearities such as the stratified stiffness with hysteresis of the clutch and the backlash between the gear teeth. A more realistic feature will be included in the model with a time variable stiffness for the helical gear mesh, used in all manual transmissions, with a suitable dissipative component for the impacts. To verify operational conditions which can only be evaluated with nonlinear formulation, simulations will be made to verify the effectiveness of solution guidelines and modification procedures found in literature.

Keywords: gear rattle, powertrain, nonlinear, vibration

Lista de Ilustrações

1.1	Diagrama causa e efeito adaptado do trabalho de Wang et al (2001).	2
1.2	Descrição detalhada da cadeia para a percepção do ruído <i>rattle</i> (adaptado de Heinrichs <i>et al</i> (1999)).	3
2.1	Representação do fenômeno de <i>creeping</i> . Em a, o regime de operação em marcha lenta faz com que o deslocamento angular ocorra entre os estágios de menor e maior rigidez. Com o aumento da rigidez de pré-amortecimento, há o deslocamento do regime de vibração de marcha lenta somente ao redor do estágio de menor rigidez (Adaptado de Ligier et al (2002)).	10
2.2	Vibração no pedal de acionamento da embreagem devido à deformação do virabrequim devido à explosão no quarto cilindro (KUSHAWA <i>et al</i> , 2002). .	11
2.3	Figura relacionado o movimento do motorista solicitando o pedal da embreagem em situação de desacoplamento e acoplamento, verificando-se o aumento da sua aceleração, acompanhado pelo aumento da pressão sonora medida, o fenômeno de <i>clutch whoop</i> (KUSHAWA <i>et al</i> , 2002).	12
3.1	Nível de ruído <i>derattle</i> segundo a temperatura do óleo para os modelos de embreagem A, baixa rigidez e histerese e B, com os parâmetros de A multiplicados por 4 (CHIKATANI <i>et al</i> , 1991).	14
3.2	Modelo de trem de potência proposto por Couderc <i>et al</i> (1998).	20
4.1	Representação das regiões de <i>drive</i> , <i>coast</i> e pré-amortecimento da função da embreagem.	23
4.2	Representação do disco com dois estágios, pré-amortecimento de rigidez k_1 e rigidez do estágio principal k_2 e a sua função de torque em função do deslocamento relativo, descontínua para θ_{12}	24
4.3	Representação de uma embreagem cujo ângulos de transição θ_{12} e θ_{13} são assimétricos com relação à origem, além de diferentes valores de rigidez entre as regiões de <i>drive</i> e <i>coast</i>	25
4.4	Representação de uma embreagem com somente um estágio com pré-torque.	26
4.5	Representação de uma embreagem com pré-torque no estágio de rigidez principal.	27
4.6	Função de histerese da embreagem com dois estágios.	28
4.7	Função para o torque total da embreagem, levando em conta a rigidez estratificada e a função de histerese $H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$ (adaptado de Kim <i>et al</i> (2001)). . .	29

4.8	Função para o torque total da embreagem, levando em conta a rigidez estratificada e a função de histerese $H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$ com igual valor de histerese segundo a velocidade relativa.	29
4.9	Representação da função de torque apresentada no trabalho de Courdec <i>et al</i> (1998) e os parâmetros de ângulo, rigidez e histerese para cada estágio. . . .	30
4.10	Representação da montagem de um DMF no trem de potência (adaptado de Albers, 1994).	31
4.11	Em a, é mostrada uma representação das molas em arco que interligam as inércias do dispositivo (adaptado de Shaper <i>et al</i> (2009)). Em b, é feita uma descrição do modelo linear representativo do DMF.	31
5.1	Em a, é representado o sistema engrenado sem rigidez de contato e na figura b é mostrado o seu diagrama de corpo livre, com ênfase na força de contato F	32
5.2	Em a, b e c estão representados, respectivamente, o sistema engrenado sem folga, o modelo linear com rigidez de dente k_t e os esforços em cada inércia. . . .	34
5.3	Em a, e b estão representados, respectivamente, o modelo linear com rigidez de dente k_t e os esforços em cada inércia. O referencial dos engrenamentos foi alterado.	35
5.4	Representação do plano de ação entre engrenagens helicoidais (adaptado de Cai, 1995).	36
5.5	Plano normal e transversal da engrenagem helicoidal (adaptado de Maitra (1994)).	37
5.6	Vista frontal de uma engrenagem helicoidal, com ênfase no passo de base transversal X_z (adaptado de Maitra (1994)).	39
5.7	Rigidez do dente helicoidal baseado em dados de Umezawa <i>et al</i> (1986). . . .	41
5.8	Rigidez total de engrenamento com $\varepsilon < 2$ baseado em dados de Cai (1995). . .	44
5.9	Rigidez do engrenamento de primeira marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).	45
5.10	Rigidez do engrenamento de segunda marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).	45
5.11	Rigidez do engrenamento de terceira marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).	46
5.12	Rigidez do engrenamento de quarta marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).	46
5.13	Rigidez do engrenamento de quinta marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).	47
5.14	Representação dos dentes do par engrenado segundo a função de <i>backlash</i> . . .	48

5.15	Representação da folga entre os dentes com rigidez variante no tempo, baseado em Wang <i>et al</i> (2001).	49
5.16	Representação da força de contato segundo o modelo Kelvin-Voight.	51
5.17	Representação da força de contato segundo o modelo de <i>impact damping</i> . . .	51
6.1	Representação dos sistema de <i>powertrain</i> tração dianteira evidenciando os elementos inerciais da transmissão e do diferencial.	54
6.2	Modelo com três graus de liberdade do <i>powertrain</i>	54
6.3	Modo representativo do fenômeno de <i>shuffle</i> do modelo não-amortecido com 3 graus de liberdade.	56
6.4	Modo representativo do fenômeno de <i>rattle</i> do modelo não-amortecido com 3 graus de liberdade.	57
6.5	O cruzamento da terceira frequência natural do modelo (f_{n3}) com a segunda e quarta ordem em primeira marcha.	57
6.6	O cruzamento da terceira frequência natural do modelo (f_{n3}) com a terceira e sexta ordem em primeira marcha.	58
6.7	Variação da segunda frequência natural em função da inércia do volante e da marcha selecionada.	61
6.8	Variação da terceira frequência natural em função da inércia do volante e da marcha selecionada.	61
6.9	Variação da segunda frequência natural em função da inércia do eixo primário e da marcha selecionada.	62
6.10	Variação da terceira frequência natural em função da inércia do eixo primário e da marcha selecionada.	62
6.11	Variação da segunda frequência natural em função da rigidez da embreagem e da marcha selecionada.	63
6.12	Variação da terceira frequência natural em função da rigidez da embreagem e da marcha selecionada.	63
6.13	Variação da segunda frequência natural em função da rigidez do semieixo e da marcha selecionada.	64
6.14	Variação da segunda frequência natural em função da rigidez do semieixo e da marcha selecionada.	64
6.15	Modelo contendo volante de inércia, cubo da embreagem e eixo primário. . .	65
6.16	Terceiro modo do sistema simplificado sem os engrenamentos, operando na região de pré-amortecimento.	66
6.17	Representação do sistema real em condição de ponto morto.	67

6.18	Modelo linear elaborado para ponto morto. O motor foi modelado como um torque aplicado no volante de inércia e a rigidez da embreagem foi considerada como sendo um dos seus estágios.	67
6.19	Em a, está mostrada a aceleração relativa dos engrenamentos e do eixo e, em b, a sua fase relativa.	69
6.20	Representação do sistema de relação de transmissão final do trem de potência, com rodas, semieixos, pinhão, coroa e engrenamentos internos do diferencial.	70
6.21	Representação do modelo de <i>drive</i> final elaborado.	70
6.22	Modelo em primeira marcha considerando a rigidez entre os dentes do par engrenado.	71
6.23	Excitação do terceiro modo pela segunda e quarta ordem no modelo linear mais detalhado em primeira marcha.	73
6.24	Modo representativo do fenômeno de <i>shuffle</i> aplicando as restrições de deslocamento entre o eixo primário e os engrenamentos de primeira à quinta marcha.	76
6.25	Modo representativo do fenômeno de <i>rattle</i> aplicando as restrições de deslocamento entre o eixo primário e os engrenamentos de primeira à quinta marcha.	76
6.26	Demais frequências naturais do sistema segundo a marcha engatada.	77
6.27	Erro relativo na frequência natural de <i>surging</i> , com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente, em função da marcha engatada e da rigidez da embreagem.	78
6.28	Erro relativo na frequência natural de <i>rattle</i> , com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente, em função da marcha engatada e da rigidez da embreagem.	79
6.29	Variação da segunda frequência natural em função da marcha engatada e da inércia da embreagem.	80
6.30	Variação da terceira frequência natural em função da marcha engatada e da inércia da embreagem.	80
6.31	Excitação do terceiro modo pela terceira e quarta ordem no modelo linear não-amortecido em primeira marcha com a utilização do DMF.	81
6.32	Representação do modelo de ponto morto com as inércias primária e secundária do DMF.	82
8.1	Modelo em ponto morto com elementos não-lineares na embreagem (rigidez estratificada e histerese) e no engrenamento (rigidez variável e folga).	87
8.2	Em a, pode ser visualizado o deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem na ausência de histerese ou amortecimento. No gráfico b, estão representados os valores médios desses deslocamentos.	89

8.3	Índice de <i>rattle</i> calculado para todos alterado segundo a rigidez utilizada no estágio de pré-amortecimento.	90
8.4	Em a, está representado o movimento relativo entre o eixo e a engrenagem. No gráfico b, estão indicada rigidez do engrenamento no instante do contato.	91
8.5	Em a, está representado o movimento relativo entre o eixo e a engrenagem. No gráfico b, estão indicada rigidez do engrenamento no instante do contato.	91
8.6	Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.	92
8.7	Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga.	92
8.8	Em a, pode ser visualizado o deslocamento relativo entre volante e cubo da com histerese na embreagem. No gráfico b, estão representados os valores médios desses deslocamentos.	93
8.9	Taxa de filtragem entre volante e eixo primário.	94
8.10	Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga.	94
8.11	Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.	95
8.12	Índice de <i>rattle</i> calculado para todos alterado segundo a histerese utilizada no estágio de pré-amortecimento.	96
8.13	Deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem com amortecimento no eixo primário de 0,5 Nm rad/s, visto com maior detalhe.	97
8.14	Deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem com amortecimento no eixo primário de 1,0 Nm rad/s, visto com maior detalhe.	97
8.15	Deformações máximas relativas ao ângulo de transição de estágios.	99
8.16	Índice de <i>rattle</i> do sistema não amortecido para diferentes ângulos de transição, situados ao redor do ponto de operação.	99
8.17	Amplitude de 3 harmônicas do sinal de velocidade relativa entre volante e cubo.	99
8.18	Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de 3,6°. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	100
8.19	Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de 3,6°. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	101

8.20	Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	102
8.21	Em a e b estão representados, respectivamente, a posição e velocidade relativa para o movimento entre cubo e eixo primário, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	102
8.22	Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	103
8.23	Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $4,2^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	103
8.24	Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $4,2^\circ$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	104
8.25	Índice de <i>rattle</i> obtido na transição de estágios contando somente com a histerese de tração.	105
8.26	Deformação máxima ao redor da transição de estágio.	105
8.27	Em a e b estão representados, respectivamente, a posição e velocidade relativa para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$ e $H_2 = 0,1 \text{ Nm}$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	106

8.28	Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$ e $H_2 = 0,1$ Nm. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.	106
8.29	Em a, o valor do deslocamento relativo máximo entre volante e cubo. Na Figura b, está representada a deformação máxima ao redor da transição de estágio.	107
8.30	Índice de <i>rattle</i> obtido na transição de estágios contando somente com a histerese de pré-amortecimento.	108
8.31	Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.	109
8.32	Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga. . . .	109
8.33	Índice de <i>rattle</i> calculado para alterações na folga entre os dentes engrenados.	110
8.34	Módulo da média das acelerações das engrenagens em situação de impacto no limite positivo da folga.	110
8.35	Módulo da média das acelerações das engrenagens em situação de impacto no limite negativo da folga.	111
8.36	Rigidez média dos engrenamentos, obtidas a partir da alteração do ângulo de hélice.	113
8.37	Índice de <i>rattle</i> obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5 variando o seu ângulo de hélice.	113
8.38	Rigidez média de engrenamento, obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5 variando a largura do dente.	115
8.39	Índice de <i>rattle</i> obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5, com 80 a 120 % da largura original.	115
8.40	Índice de <i>rattle</i> calculado para alterações no volante de inércia.	116
8.41	Média de impactos no limite positivo alterando a inércia do disco.	117
8.42	Fração entre os impactos com a alteração da inércia do disco.	118
8.43	Índice de <i>rattle</i> calculado para alterações na inércia do disco de embreagem.	118

Lista de Tabelas

5.1	Rigidez média dos engrenamentos.	45
6.1	Relações de engrenamento de primeira à quinta marcha.	59
6.2	Excitação do terceiro modo pela terceira e quarta ordem no modelo linear simplificado de acordo com a marcha selecionada.	60
6.3	Rotações do motor para a excitação do terceiro modo de acordo com a marcha selecionada.	60
6.4	Frequências naturais do modelo em ponto morto.	68
6.5	Frequências naturais do modelo em ponto morto.	68
6.6	Graus de liberdade do sistema com marcha engatada e seu significado físico.	72
6.7	Segunda e terceira frequência natural do modelo mais detalhado de acordo com a marcha selecionada.	74
6.8	Rotações do motor para a excitação do terceiro modo de acordo com a marcha selecionada para o modelo mais detalhado.	74
6.9	Diferença relativa nas frequências naturais de <i>surgings</i> e <i>rattles</i> com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente.	74
8.1	Descrição das simulações variando parâmetros do modelo não-linear.	88
8.2	Ângulos de hélice utilizados em cada marcha nas simulações.	112
8.3	Razões de contato utilizadas nas simulações, obtidas a partir da alteração do ângulo de hélice.	112
8.4	Rigidez média dos engrenamentos para alterações no ângulo de hélice.	112
8.5	Razões de contato utilizadas nas simulações, obtidas a partir da diminuição da largura do dente.	114
8.6	Razões de contato utilizadas nas simulações.	114
8.7	Rigidez média dos engrenamentos para alterações na largura do dente.	114

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

a	- Distância entre os centros dos engrenamentos
A_c	- Área de contato entre engrenagem e eixo
b	- Folga entre os dentes dos engrenamentos
c	- Coeficiente de amortecimento viscoso em impacto
C_a	- Coeficiente da função de rigidez periódica
d	- Diâmetro primitivo da engrenagem helicoidal
d_a	- Diâmetro externo da engrenagem helicoidal
d_b	- Diâmetro primitivo da engrenagem helicoidal
e	- Coeficiente de restituição do impacto
n	- Coeficiente referente ao tipo de impacto
F	- Força entre os engrenamentos
F_d	- Força de arraste
h	- Altura do dente
$H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$	- Torque de histerese da embreagem
H_1	- Histerese do estágio de pré-amortecimento da embreagem
H_2	- Histerese de estágio de tração da embreagem
H_{si}	- Histerese de um estágio genérico i da embreagem
I_c	- Inércia da coroa do diferencial
I_g	- Inércia da engrenagem
I_F	- Inércia do volante
I_p	- Inércia do pinhão do diferencial
I_T	- Inércia do eixo primário
I_w	- Inércia das rodas do veículo
k	- Coeficiente de rigidez
k_c	- Rigidez da embreagem
k_t	- Rigidez de flexão de dente
k_1	- Rigidez do estágio de pré-amortecimento da embreagem
k_2	- Rigidez do estágio de tração da embreagem
k_3	- Rigidez do estágio de retração da embreagem
k_{si}	- Rigidez de um estágio genérico i da embreagem
N	- Número total de dentes no plano de ação

p_n	- Passo circular
p_t	- Passo circular transversal
r_{dc}	- Raio da coroa do diferencial
r_{dp}	- Raio do pinhão do diferencial
r_{dc}	- Raio da coroa da engrenagem de marcha
r_{dp}	- Raio do pinhão da engrenagem de marcha
T	- Torque
$T_c(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$	- Função de torque da embreagem
$T_k(\Delta\theta)$	- Torque de rigidez da embreagem
T_{op}	- Torque de operação da embreagem
v_i	- Velocidade imediatamente anterior ao impacto
v_o	- Velocidade imediatamente posterior ao impacto
v_s	- Velocidade linear da engrenagem
w	- Largura do dente da engrenagem helicoidal
X	- Deslocamento ao longo da linha de ação equivalente
X_z	- Passo de base transversal
y	- Fator de correção da engrenagem helicoidal
z	- Número de dentes da engrenagem helicoidal
z_v	- Número virtual de dentes da engrenagem helicoidal

Letras Gregas

α	- Ângulo de pressão
α_t	- Ângulo de pressão transversal
β	- Ângulo de hélice
γ	- Coeficiente de dissipação no impacto
η_0	- Viscosidade dinâmica do lubrificante
ε	- Razão de contato
ε_α	- Razão de contato transversal
ε_β	- Razão de contato axial
θ_F	- Deslocamento angular do volante de inércia
θ_F	- Deslocamento angular do eixo de entrada da transmissão
θ_{min}	- Deslocamento relativo mínimo da embreagem
θ_{min}	- Deslocamento relativo mínimo da embreagem
θ_{op}	- Ângulo de operação da embreagem
θ_p	- Ângulo de pré-torque da embreagem
θ_{12}	- Ângulo de transição do estágio de pré-amortecimento para o de tração

- $\Delta\theta$ - Deslocamento relativo entre o volante e o eixo de entrada
- Δx - Deslocamento relativo linear entre engrenamentos
- Δt - Intervalo de simulação
- σ - Parâmetro de suavização da curva de histerese
- τ - Torque limite para o estágio i da embreagem
- ψ_i - Ângulo limite para o estágio i da embreagem

Abreviações

- AN - Acelerações médias em situação de impacto no limite negativo da folga
- AP - Acelerações médias em situação de impacto no limite positivo da folga
- IR - Índice de *rattle*
- TF - Taxa de filtragem
- NN - Total de impactos no limite negativo da folga
- NP - Total de impactos no limite positivo da folga
- SPL - *Sound Pressure Level*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	4
1.2	Objetivos	5
1.3	Descrição dos capítulos	5
2	PROBLEMAS DE NVH	7
2.1	Fenômenos de NVH relacionados ao <i>driveline</i>	7
2.1.1	<i>Rattle</i>	8
2.1.2	<i>Surging</i> ou <i>Shuffle</i>	8
2.1.3	<i>Clonk</i> ou <i>Clunk</i>	8
2.1.4	<i>Judder</i> ou <i>Chatter</i>	9
2.1.5	<i>Gear Whine</i>	9
2.1.6	<i>Creeping</i>	9
2.1.7	<i>Cluch Whoop</i>	11
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
3.1	Estudos iniciais	13
3.2	Evolução do <i>powertrain</i> x <i>rattle</i>	14
3.3	Soluções propostas na literatura	15
3.3.1	Alterações na embreagem de disco simples	15
3.3.2	Utilização de um volante dupla massa	16
3.3.3	Soluções internas à transmissão	17
3.3.4	Modificações em outros componentes	18
3.4	Modelos de <i>powertrain</i> para o estudo do <i>rattle</i>	19
3.4.1	Função dissipativa representativa do contato entre os dentes	20
3.4.2	Simulações para rigidez periódica de engrenamentos helicoidais com folga	21
4	MODELAGEM DA EMBREAGEM	22
4.1	Disco de Massa Simples	22
4.1.1	Função de torque da embreagem: regiões e denominação	22
4.1.2	Histerese e a função de torque da embreagem	27
4.2	Volante dupla massa	30

5	MODELAGEM DOS ENGRENAMENTOS	32
5.1	Engrenamentos sem deformação no contato	32
5.2	Engrenagens com rigidez de contato sem folga	33
5.3	Engrenagens Helicoidais	35
5.3.1	Relações geométricas da engrenagem helicoidal	36
5.3.2	Aproximação de rigidez de dente em engrenagem helicoidal	40
5.4	Rigidez total de engrenamento helicoidal	42
5.4.1	Rigidez de engrenamentos de transmissão automotiva	44
5.4.2	Engrenagens com folga no contato	47
5.5	Modelos de dissipação de energia em impacto	49
5.6	Torque de arraste entre engrenagem e eixo	52
6	SIMULAÇÕES DO SISTEMA LINEARIZADO	53
6.1	Modelo Simplificado com 3 graus de liberdade	53
6.1.1	Modos e frequência natural em primeira marcha	56
6.1.2	Frequências naturais x marcha selecionada	59
6.2	Análise da sensibilidade dos autovalores	60
6.2.1	Modificações em elementos inerciais	60
6.2.2	Modificações em elementos de rigidez	62
6.2.3	Movimentação do conjunto volante+cubo+eixo primário	65
6.3	Modelo do trem de potência em ponto morto	66
6.4	Modelagem do <i>final drive</i>	69
6.5	Modelo do trem de potência com marcha engatada	70
6.5.1	Frequências naturais x Marcha selecionada	73
6.5.2	Influência de parâmetros da embreagem	77
6.5.3	Modos e frequências naturais utilizando o DMF	81
7	ÍNDICES DA CONDIÇÃO DE <i>RATTLE</i> NO SISTEMA	83
7.1	Taxa de filtragem	83
7.2	Índice de <i>rattle</i>	83
7.3	Média de impactos no limite positivo da folga	84
7.4	Fração de impactos entre os limite negativo e positivo da folga	84
7.5	Módulo da aceleração média em condição de impacto	84
8	SIMULAÇÕES NÃO-LINEARES	86
8.1	Modelo em ponto morto	86
8.2	Descrição das simulações	87

8.3	Alterações em parâmetros da embreagem	88
8.3.1	Rigidez do pré-amortecimento	89
8.3.2	Histerese do pré-amortecimento	93
8.3.3	Região de operação da embreagem x amortecimento	96
8.3.4	Posicionamento do ângulo de transição de estágios	98
8.3.5	Histerese de <i>drive</i> na região de transição	104
8.3.6	Histerese de pré-amortecimento na região de transição	107
8.4	Alterações em parâmetros dos engrenamentos	108
8.4.1	Folga entre os dentes do engrenamento	108
8.4.2	Ângulo de hélice	111
8.4.3	Largura do dente	114
8.5	Alteração em inércias do sistema	116
8.5.1	Inércia do volante	116
8.5.2	Inércia da embreagem	117
9	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	119
9.1	Conclusões	119
9.2	Trabalhos Futuros	120

1 INTRODUÇÃO

Tangasawi et al (2008) definem o ruído de *rattle* como aquele que é transmitido pela carcaça da transmissão, parecendo-se com "o som produzido quando uma bola de gude rola dentro de uma lata metálica". O nome do fenômeno, *rattle* (chocalho ou guizo em inglês), tem origem nessa avaliação subjetiva.

O termo *gear rattle* é referente ao som induzido devido ao impacto de dentes de pares engrenados da transmissão do veículo (*impact induced phenomenon*), em situações de ponto morto (*neutral*), marcha lenta (*idle*) e em condição de operação, principalmente em condições acima da marcha lenta (*drive rattle*).

O fenômeno é ocasionado principalmente pelas flutuações no torque fornecido pelo motor, decorrentes da seqüência de explosão dos cilindros e tipo de combustível. A embreagem é responsável por atenuar essas irregularidades por meio de mecanismos de amortecimento, como histerese por atrito e rigidez estratificada ligando o motor ao restante do trem de potência. A caixa de câmbio permite a mudança da relação de engrenamento, alterando o torque e a velocidade de rotação fornecida para as rodas, de acordo com o comando de troca de marchas realizada pelo motorista. As engrenagens transmitem potência ligando o eixo de entrada ao eixo de saída. O sistema da transmissão é excitado pelas flutuações residuais que não puderam ser totalmente atenuadas pela embreagem, que por sua vez, ocasionam a separação dos dentes dos pares engrenados de outras marchas que permanecem livres na transmissão, possuindo folgas de montagem, originando impacto entre os mesmos na situação de reaproximação. Este processo é descrito no diagrama causa e efeito da Figura 1.1.

Wang *et al* (2001) afirmam que veículos de passeio e caminhões com transmissão manual, diferentemente dos de transmissão automática, não possuem amortecimento alto o suficiente para suprimir o impacto dos dentes de engrenagem oscilando ao redor de sua folga (*backlash*). Os impactos causam alterações na vibração torsional dos eixos de entrada e saída, que pode ser transmitida para a carcaça da caixa de câmbio via eixos e mancais. De acordo com Chandrika *et al* (2010), os painéis de instrumentos, assentos e portas possuem grande contribuição na geração da pressão sonora que torna possível ao ruído ser ouvido pelos ocupantes do veículo.

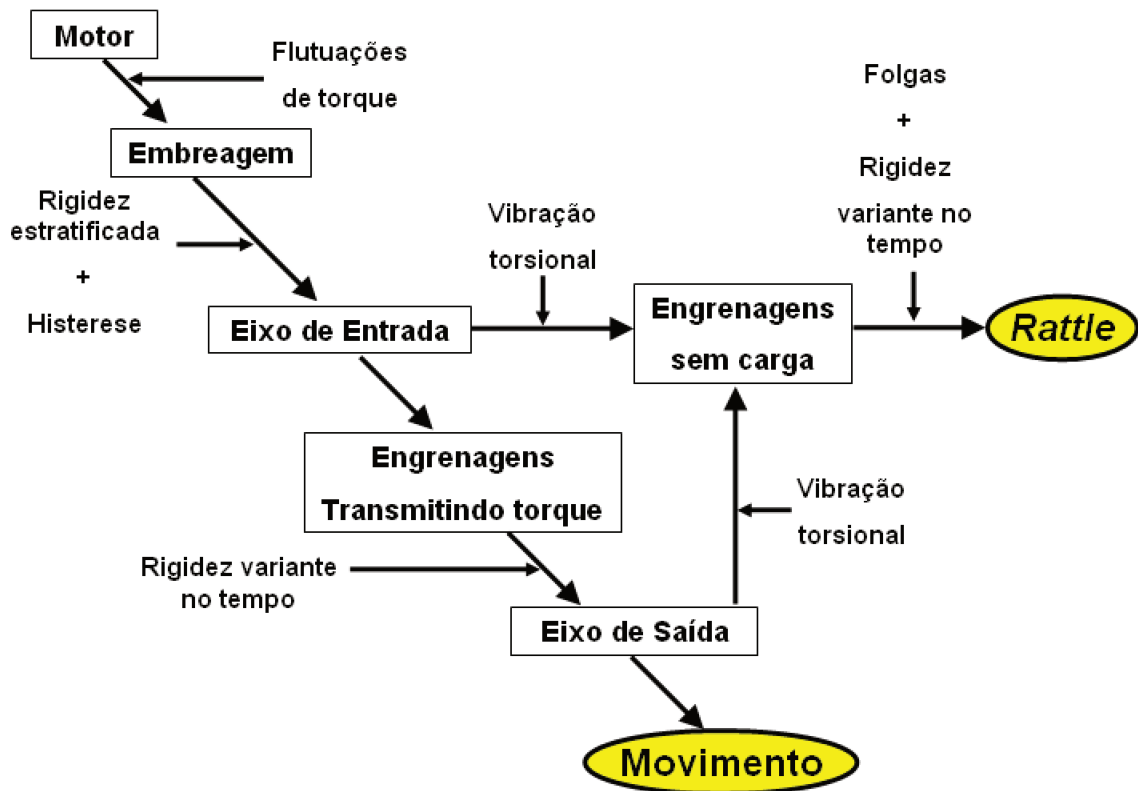


Figura 1.1: Diagrama causa e efeito adaptado do trabalho de Wang et al (2001).

De acordo com Heinrichs *et al* (1999), a percepção do ruído pode ser representada por um diagrama fonte-receptor. Na Figura 1.2 ele é explicado com mais detalhe, sendo a fonte a soma das contribuições do motor, embreagem, transmissão e rodas, originando impactos entre os engrenamentos sem carga. O sistema transfere esse sinal para o receptor por meio estrutural (*structure borne noise*) através dos coxins do motor, corpo do veículo e sistema de troca de marchas, enquanto que a contribuição pelo ar (*air borne noise*) é realizada pela vibração da carcaça da transmissão. O receptor não é influenciado somente pelo parâmetro físico do nível de pressão sonora (*sound pressure level - SPL*), mas também por quesitos tais como o grau de atenção do motorista, constituição física e aspectos cognitivos.

Heinrichs *et al* (1999) relatam a dificuldade em se obter avaliações subjetivas individuais da qualidade sonora no veículo, influenciada por parâmetros não-acústicos que podem afetar significativamente os resultados, dentre eles a visualização da fonte de ruído pelo avaliados, o contexto no qual o produto é utilizado, atividade do indivíduo ao ser confrontado com o som e preferências pessoais e aversões.

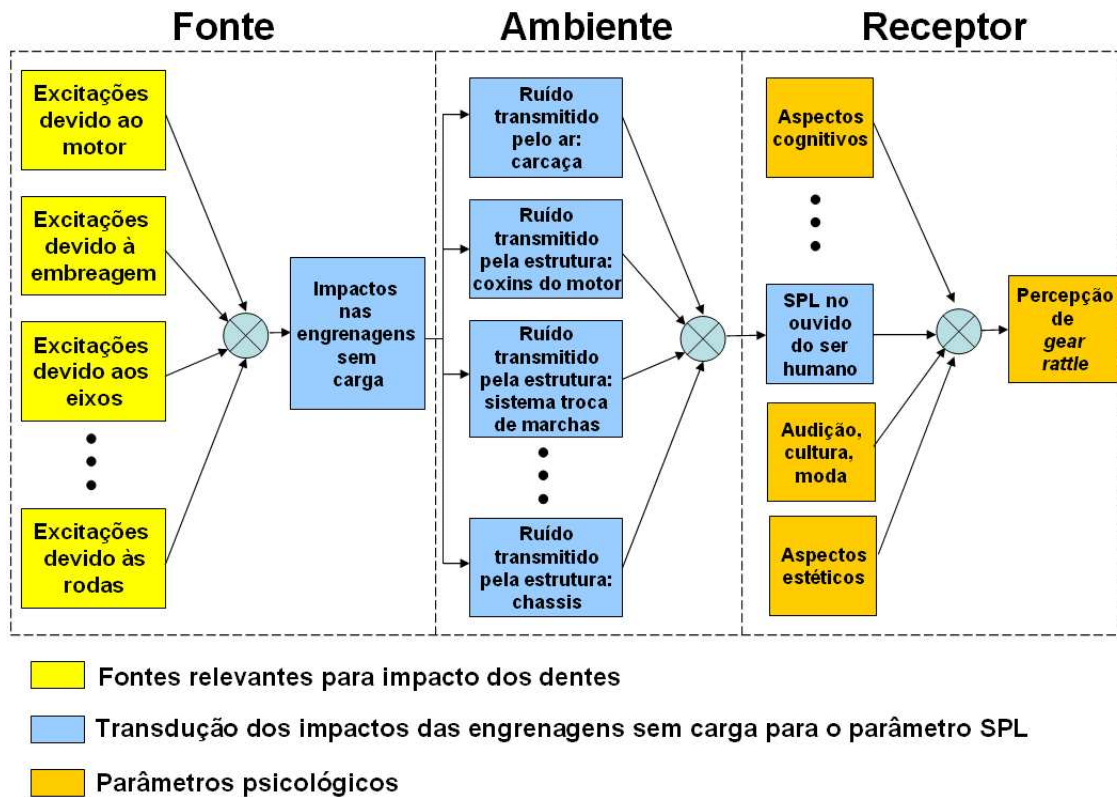


Figura 1.2: Descrição detalhada da cadeia para a percepção do ruído *rattle* (adaptado de Heinrichs *et al* (1999)).

Kahraman *et al* (1990) classificaram três padrões de impacto, representando o *backlash* segundo uma não-linearidade do tipo zona morta:

- **Sem impacto:** nesta situação, não ocorre separação entre os dentes dos pares engrenados, transmitindo torque sem a ocorrência de choques.
- **Impactos unilaterais (*single sided impacts*):** de ocorrência suscetível quando o *powertrain* está engatado em velocidade reduzida ou o torque de arraste aplicado à engrenagem movida do engrenamento é muito alto, mantendo o impacto em somente um dos limites da folga.
- **Impactos bilaterais (*double sided impacts*):** o engrenamento sem carga alterna impactos entre ambos os limites da folga.

Além dos padrões anteriores também é possível que os impactos dos dentes sejam altamente irregulares, combinando impactos unilaterais e bilaterais, adquirindo comportamento caótico (SOUZA *et al*, 2001).

1.1 Motivação

O comportamento vibratório do *driveline* se tornou uma importante preocupação das montadoras de veículos hoje em dia na busca por um elevado nível de qualidade sonora. Os sons resultantes que são percebidos na cavidade do passageiro podem ser interpretados como falhas iminentes de algum componente do veículo, levando o consumidor a buscar serviços de assistência técnica para averiguar condições de funcionamento características do *powertrain*. De acordo com Crowther *et al* (2009), o nível do ruído de *rattle* produzido pode influenciar até mesmo no sucesso de um modelo. Chandrika *et al* (2010) afirma que, já em 1983, os ruídos de *squeak* e *rattle* eram apresentados como a terceira mais importante preocupação do consumidor de carros de passeio três meses depois da compra. Segundo Kavarana *et al* (2001), a receita das montadoras reservada para essas situações chega a 10% do total destinado para os "custos das coisas que deram errado" (*things-gone-wrong-costs*). Portanto, a compreensão do comportamento do sistema e a atenuação do fenômeno a níveis mínimos se apresenta como uma vantagem competitiva num cenário de acirrada concorrência mundial.

Analisando a indústria de autopeças atual, existem opções de fabricantes para cada um de seus principais componentes (motor, embreagem, transmissão, eixos, rodas, etc.), de maneira que o resultado de um projeto de *powertrain* realizado pelas montadoras envolva a interação de elementos de diferentes procedências, selecionados segundo critérios técnicos (desempenho, durabilidade, etc.) e de custo. Tomando-se por base o conceito de um sistema vibratório linear, no qual as características de frequência natural e de modos associados são obtidas das matrizes do sistema global, é esperado o surgimento de frequências naturais e modos do sistema que não podem ser associadas às obtidas numa análise prévia de um determinado componente, em separado. Esse é um dos motivos pelo qual são detectados problemas de vibração e ruído em etapas avançadas de desenvolvimento, até mesmo após o lançamento de novos veículos, onde o desempenho do conjunto em funcionamento é posto à prova, havendo poucas alternativas de ajuste sem implicar em grandes alterações nos seus elementos. A seleção dos componentes ou projeto inadequado deste sistema pode resultar em níveis excessivos de vibração em determinados elementos, proporcionando ruídos em níveis desconfortáveis para os ocupantes do veículo.

1.2 Objetivos

Esse trabalho visa verificar características relevantes do fenômeno (modos e frequências naturais) numa representação simplificada e mais detalhada do trem de potência linearizado, nas condições de ponto morto e transmissão de torque para as rodas. Utilizando de modelos lineares será verificada a relevância da alteração de determinados elementos no seu comportamento vibratório, como valores de rigidez e inércia.

A fim de testar a efetividade de soluções propostas na literatura, serão realizadas diversas simulações não-lineares de *rattle* em ponto morto, alterando diversos parâmetros da embreagem, dos engrenamentos e das inércias do sistema.

1.3 Descrição dos capítulos

O Capítulo 2 apresenta uma descrição dos principais fenômenos do *driveline*, fornecendo suas principais características, que, em alguns casos, podem ser relacionadas.

A revisão bibliográfica é feita no capítulo 3, mostrando mais alguns aspectos do problema e, de forma detalhada, as soluções propostas em diversos trabalhos anteriores. Trabalhos de modelagem do trem de potência e resultados experimentais são comentados. Tendências verificadas em trabalhos publicados na atualidade estão brevemente citadas.

A seguir, no Capítulo 4 ocorre uma revisão da modelagem da embreagem e algumas de suas representações matemáticas encontradas na literatura, mostrando a grande quantidade de alterações que podem ser realizadas nesse componente.

Alguns modelos de engrenamentos são mostrados no Capítulo 5. Uma breve revisão de parâmetros de engrenagens helicoidais é feita para a utilização de uma representação por rigidez variável.

No Capítulo 6, é mostrada uma abordagem linearizada do problema. São estudadas representações em ponto morto e em condição de tração do sistema de trem de potência, calculando frequências naturais e modos associados do sistema.

Para a comparação das diversas simulações de *rattle* realizadas, são apresentados, no Capítulo 7, alguns quantificadores encontrados na literatura e outros desenvolvidos ao longo da análise do dados.

As simulações do sistema não-linear em ponto morto são mostradas no Capítulo 8. Alterações em parâmetros da embreagem, dos engrenamentos e nas inércias do sistema são realizadas a fim de verificar algumas das soluções encontradas na literatura. Quantificadores do nível de *rattle* serão utilizados para comparar os resultados.

Conclusões e propostas para trabalhos futuros serão mostrados no Capítulo 9.

2 PROBLEMAS DE NVH

Ruído e vibração ocorrem naturalmente num veículo em operação, devido a características externas de excitação do sistema, como o perfil de pista pelo qual o veículo trafega, ou por características inerentes ao sistema mecânico do veículo, como a operação em regiões com altas amplitudes de vibração. A terminologia utilizada para a discussão desses fenômenos em condições nos quais seus efeitos para os sentidos humanos se torna desconfortável, é denominada NVH, do inglês *Noise, Vibration and Harshness*. O ruído (*noise*) e a vibração (*vibration*) são grandezas que podem ser medidas enquanto que a severidade (*harshness*) desses requisitos é uma grandeza subjetiva de grande importância para avaliação da qualidade de um projeto.

2.1 Fenômenos de NVH relacionados ao *driveline*

Os fenômenos de NVH do *driveline* podem levar o usuário à interpretá-los como danos ao sistema ou sintomas de uma possível falha de algum de seus componentes. Porém, muitas das condições são inerentes ao veículo, sendo associados a modos do sistema e a características não-lineares de seus componentes (comportamento do material de atrito, folgas devido à tolerâncias dimensionais ou erros de geometria, etc.). Com isso, soluções podem ser propostas no intuito de atenuar o fenômeno, reduzindo os efeitos críticos aos sentidos humanos à níveis aceitáveis, sem efetivamente eliminá-los. Uma observação necessária é que, sendo o sistema não-linear, o conceito de frequência natural não é adequado. Porém, na literatura, muitos autores se referem às condições de operação onde são detectadas grandes amplitudes de vibração no sistema como frequências naturais, podendo referir-se ao modelo linearizado, assumindo algumas condições quanto à operação do *powertrain*.

2.1 *Rattle*

Segundo Reik (1990), o *drive rattle* é associado a um modo do sistema linearizado com frequências entre 40 e 80 Hz, na qual são observadas grandes vibrações na transmissão. Como consequência da grande vibração nesse componente, ocorrem com maior intensidade os impactos entre os dentes dos pares engrenados. Para o autor, a segunda e quarta ordem (múltiplas de 2 e 4 da rotação do motor) são as principais responsáveis por excitá-lo. Em operação, essa condição é percebida em rotações do motor na faixa de 700 a 2000 rpm. O autor cita que a marcha possui relação com a faixa de rotação na qual o fenômeno é perceptível, sendo que, de primeira à quinta marcha, ela é reduzida. Para Drexel (1988), todos os trens de potência de veículos possuíam regiões de grande amplitude de vibração na faixa de 1000 a 2000 rpm, com frequências naturais entre 50 e 70 Hz.

2.1 *Surging* ou *Shuffle*

De acordo com Reik (1990) e Krenz (1985), o *surging* é um modo do sistema linearizado situado entre 5 e 8 Hz, enquanto que para Albers (1994), ocorre entre 2 e 10 Hz dependendo do tipo de veículo. Segundo os autores, é excitado pela mudança de torque induzida pelo próprio motorista em situação de rápida solicitação do pedal do acelerador (*tip-in*) e subsequente alívio (*tip-out*), gerando um pulso de torque que, transmitido ao longo do trem de potência, excita vibrações longitudinais do veículo através das rodas. Reik (1990) cita que a frequência associada a esse modo é ligeiramente aumentada com a mudança de primeira à quinta marcha.

2.1 *Clonk* ou *Clunk*

De acordo com Krenz (1985), o *clunk* pode ocorrer juntamente ao *surging* numa excitação de *tip-in/tip-out*. Nesse tipo de solicitação, a embreagem é requisitada oscilando entre todos os estágios da sua rigidez estratificada. É perceptível pois, depois o pulso de torque elevado, além de vibrações no veículo, são ouvidos impactos provenientes das engrenagens que compõem o sistema, devido às folgas entre as regiões de contato.

2.1 *Judder* ou *Chatter*

Segundo Albers (1998), esse fenômeno ocorre no escorregamento da embreagem na etapa de acoplamento, que resulta numa variação de torque fornecido ao restante de trem de potência. As vibrações torsionais do sistema são transferidas, através das rodas, ao veículo, causando vibrações longitudinais que podem ser sentidas pelo passageiro. O autor cita que a frequência de ocorrência do fenômeno pode excitar um modo do trem de potência linearizado, entre 8 e 12 Hz. Segundo o autor, sua ocorrência pode ser resultado, principalmente, de vibrações auto-induzidas devido a variações do coeficiente de atrito do material que acopla a embreagem ao volante de inércia ou por variações de pressão no sistema de acionamento.

2.1 *Gear Whine*

Sellgren et al (2005) define que, diferentemente do *rattle*, o fenômeno de *whine* ocorre nos engrenamentos com carga na transmissão, consistindo num ruído de um tom puro, composto por frequências correspondentes à relação de engrenamento e suas múltiplas.

Segundo Houser et al (2004), um fator que pode ser possível fonte de excitação do fenômeno é o erro de transmissão, causando o desvio na transferência de movimento entre as engrenagens, originário de erros de geometria provenientes de sua manufatura ou por deflexões do dente causadas pela transmissão de carga. Outra causa importante é a variação da rigidez de engrenamento, originária da variação do número de dentes em contato. O autor cita a influência do atrito e do arrasto do ar e lubrificante, influenciando no ruído gerado por engrenagens de alta rotação.

2.1 *Creeping*

Ligier *et al* (2002) define que o fenômeno ocorre quando o *powertrain* opera entre as regiões de pré-amortecimento e rigidez principal da embreagem. Apesar da denominação utilizada, o pré-amortecimento refere-se ao estágio de menor rigidez da embreagem, projetado para a operação do trem de potência em ponto morto. Em todo o texto seguinte, essa

terminologia será utilizada, uma vez que é comumente utilizada na área. A transição entre os estágios provoca pulsos de torque fornecido para a transmissão, ocasionando ruído de *gear rattle*, todas as vezes que estágio principal é deformado.

Na Figura 2.1 é ilustrado o deslocamento angular na embreagem numa região de transição entre o estágio de menor rigidez e o estágio de *drive*, com deslocamento nos limites θ_{min} e θ_{max} . Para um determinado torque de operação em marcha lenta T_{op} ocorre a deformação angular média θ_{op} , próxima do ângulo de transição entre os estágios θ_{12} . Uma solução construtiva na embreagem é o aumento da rigidez de pré-amortecimento para um valor k_1' . Com isso, ocorre uma redução da deformação angular média θ_{op}' , para o mesmo valor de torque em marcha lenta T_{op} , afastando o deslocamento angular relativo máximo θ_{max}' em *idle* da transição entre os estágios.

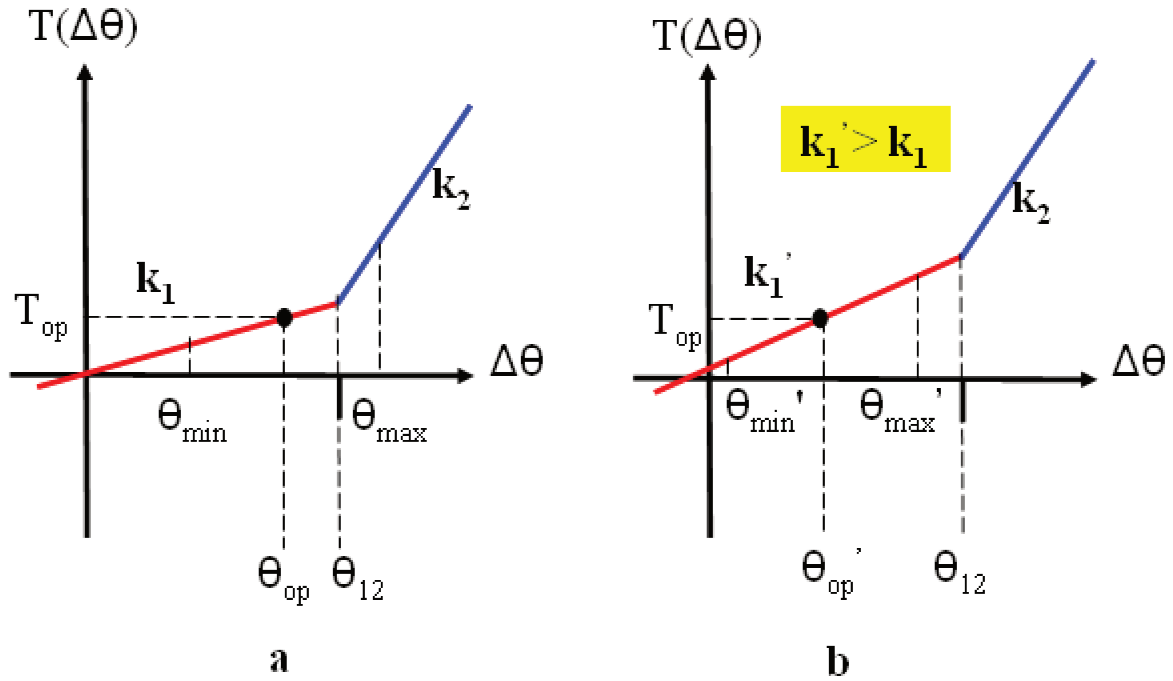


Figura 2.1: Representação do fenômeno de *creeping*. Em a, o regime de operação em marcha lenta faz com que o deslocamento angular ocorra entre os estágios de menor e maior rigidez. Com o aumento da rigidez de pré-amortecimento, há o deslocamento do regime de vibração de marcha lenta somente ao redor do estágio de menor rigidez (Adaptado de Ligier et al (2002)).

2.1 *Clutch Whoop*

É associado a um ruído e uma vibração sentida pelo motorista na região do pedal de acionamento da embreagem, durante o processo de acoplamento e desacoplamento. Esse fenômeno é proveniente da força da explosão da biela sobre o virabrequim provocando a sua flexão, fazendo com que o volante de inércia possua um movimento de torção e deflexão excessiva visualizado a seguir:

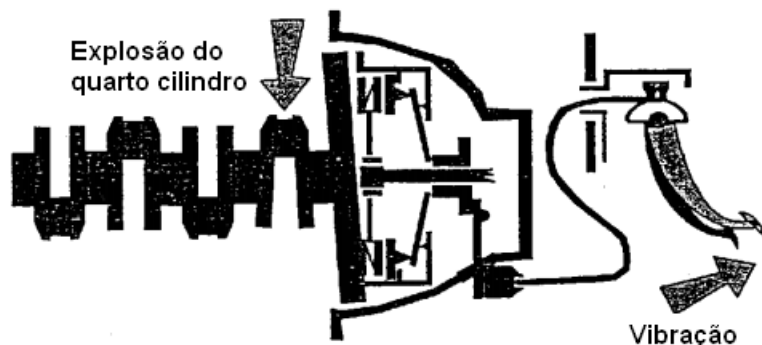


Figura 2.2: Vibração no pedal de acionamento da embreagem devido à deformação do virabrequim devido à explosão no quarto cilindro (KUSHAWA *et al*, 2002).

Nos instantes nos quais o material de atrito está nas proximidades do volante imediatamente antes de um acoplamento ou de um desacoplamento, ocorrem sucessivos choques entre uma das extremidades do volante fletido e material de atrito, transmitidos pelo sistema de acionamento até o pé do motorista, verificados no gráfico de aceleração e pressão sonora na Figura 2.3.

No trabalho de Kushawa *et al* (2002), após testes com o motor operando em diferentes regimes de operação, é verificado que a frequência predominante na resposta da alavanca do conjunto é praticamente inalterada, em aproximadamente 260 Hz, levando aos autores à conclusão de que os impactos com o volante excitavam uma frequência natural do sistema de acionamento, que conseqüentemente, elevava a vibração no pedal do motorista. Uma proposta de atenuação do fenômeno é a inclusão de uma massa na alavanca de acionamento da embreagem.

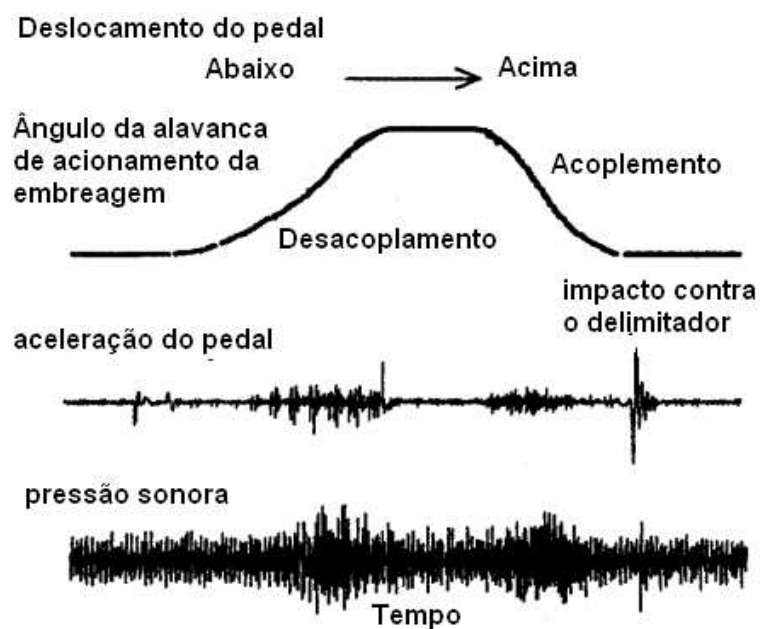


Figura 2.3: Figura relacionado o movimento do motorista solicitando o pedal da embreagem em situação de desacoplamento e acoplamento, verificando-se o aumento da sua aceleração, acompanhado pelo aumento da pressão sonora medida, o fenômeno de *clutch whoop* (KUSHAWA *et al*, 2002).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo, inicialmente, serão abordados brevemente os principais estudos realizados sobre o tema que identificaram características relevantes ao problema no campo experimental ou numérico. Os procedimentos para a atenuação do fenômeno verificados na literatura serão citados e agrupados de maneira a descrever soluções propostas para a embreagem, transmissão e outros elementos. Ao final, as principais tendências e trabalhos publicados sobre o assunto são apresentadas.

3.1 Estudos iniciais

Destacam-se inicialmente os trabalhos de Seaman *et al* (1984), Ohnuma *et al* (1985), Fujimoto *et al* (1986), e Singh *et al* (1989) que trataram exclusivamente do problema de ponto morto, com simulações numéricas com os recursos disponíveis na época ou medições em bancada.

Chikatani *et al* (1991) realizaram um estudo em bancada alterando os parâmetros da embreagem para a redução do *rattle* em caminhões, movidos a motores diesel. Foram relacionados dois modelos de embreagem com a temperatura do óleo lubrificante da transmissão no nível de *rattle* identificado (Figura 3.1). A embreagem **A** possuía rigidez e histerese reduzidas a um valor mínimo, ao passo que o modelo **B** teve esses parâmetros multiplicados por 4. Os dois modelos apresentaram comportamentos antagônicos ao redor de uma temperatura de, aproximadamente, 30°C: para baixas temperaturas, o modelo **B** apresentou menores níveis de ruído, ao passo que **A** resultou em níveis semelhantes em temperaturas maiores.

Johnson *et al* (1991) publicaram um estudo para a identificação em campo do comportamento do *powertrain* em caso de ocorrência ou não de *rattle*, buscando um método que superasse a necessidade de avaliações subjetivas, durante o desenvolvimento de uma transmissão veicular criando indicadores da severidade do fenômeno.

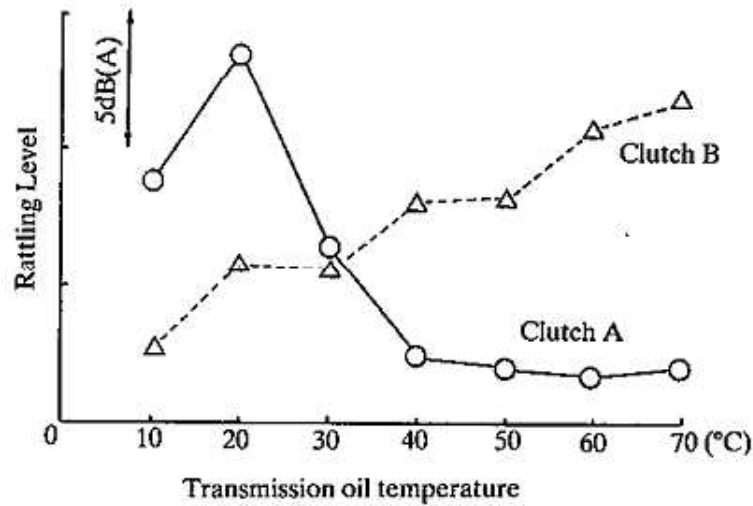


Figura 3.1: Nível de ruído de *rattle* segundo a temperatura do óleo para os modelos de embreagem A, baixa rigidez e histerese e B, com os parâmetros de A multiplicados por 4 (CHIKATANI *et al*,1991).

3.2 Evolução do *powertrain x rattle*

Segundo Drexl (1988), todos os trens de potência de veículos possuíam regiões de grande amplitude de vibração na faixa de 1000 a 2000 rpm que já não podiam ser reduzidas por meio de ajuste dos amortecedores torsionais convencionais, sendo diretamente ligadas ao *rattle*. Para o autor, com o surgimento na época de motores com redução no nível de consumo de combustível, a excitação de vibração torsional do sistema tornou-se mais forte, pois a combustão mais eficiente resultou em maiores irregularidades na rotação do motor em toda a faixa de utilização. Ainda nesse trabalho, é enfatizado que a frequência de ignição do motor é a principal componente de excitação do sistema, sendo de terceira ordem (três vezes a rotação do motor) para motores de seis cilindros e de segunda ordem (duas vezes a rotação do motor), naqueles de quatro cilindros. Outro componente novo na época, a transmissão de 5 marchas produziu maiores níveis de *rattle* que as transmissões anteriores de 4 marchas, pois o pinhão de quinta marcha é localizado na extremidade do eixo intermediário, possuindo a maior inércia na caixa de câmbio, contrastando com a sua coroa, que possui a menor inércia dentre as engrenagens de marcha direta. Acrescenta-se a isso a diminuição da viscosidade do óleo da transmissão, reduzindo o amortecimento da caixa de câmbio e o esforço na troca de marcha, aumentando a eficiência do componente. Houve também a redução na massa dos componentes como, por exemplo, no volante de inércia do motor e nas carcaças de transmissões, através da utilização de ligas de alumínio com menor densidade.

3.3 Soluções propostas na literatura

Fudala *et al* (1988) trataram do *rattle* como um fenômeno de sistema, verificando a interação dos componentes do *powertrain* na ocorrência e atenuação do mesmo. Desde a época do estudo, não era mais possível alcançar resultados satisfatórios alterando somente propriedades da embreagem (rigidez/amortecimento). Com isso, foram propostas alterações na embreagem, diferencial, eixo cardã, semi-eixos, pneus e carga do veículo, verificando o resultado das mudanças propostas através de software próprio.

Doğan (1999) afirmou que não existia solução universal para todas as transmissões do mercado e classificou algumas abordagens visando alterações internas, em componentes constituintes da transmissão, e externas, alterando outros componentes do *driveline*. Dentro dessa classificação são encontradas na literatura diferentes abordagens.

3.3 Alterações na embreagem de disco simples

De acordo com Reik (1990), quando surgem níveis elevados de vibração do *driveline* no final da etapa de desenvolvimento, com exceção do volante, dificilmente podem ser alterados momentos de inércia de componentes do sistema. Caso não seja viável a alteração dos valores de rigidez dos pneus, semi-eixos e eixo cardã, a única opção restante é a conexão do motor com a transmissão. Segundo Drexel (1988), o principal foco do processo de ajuste da embreagem para o melhor desempenho do sistema, denominado *tunning*, é reduzir ao máximo a frequência natural do sistema relacionada ao *rattle*. Combinando as propostas testadas na prática por Drexel (1988) e a partir dos resultados teóricos de Singh *et al* (1989), são descritas orientações de projeto:

- O primeiro estágio da embreagem (pré-amortecimento) deve possuir baixo valor de rigidez com valor de amortecimento adequado.
- O ponto de operação da embreagem deve ser posicionado distante dos pontos de transição de estágios da embreagem.
- O transição entre os estágios de menor e maior rigidez deve ser o mais suave possível.

- O segundo estágio deve possuir o menor valor de rigidez possível, ainda assim satisfazendo requisitos de torque da transmissão em operação.
- A histerese do segundo estágio deve ser escolhida adequadamente depois do ajuste de todos os outros parâmetros.

Ohnuma *et al* (1986), relataram que o aumento do nível de histerese do primeiro estágio da embreagem agravava o ruído detectado. Chikatani *et al* (1991) citaram que, em marcha lenta, um baixo valor de rigidez e histerese contribui para redução do fenômeno. Seaman *et al* (1984) afirmaram que uma embreagem com grande curso, ou seja, grandes ângulos no estágio de menor rigidez podem reduzir as acelerações angulares na transmissão em caso de *rattle* em ponto morto, porém não produz grandes alterações no comportamento de *drive rattle*, alertando que um efeito colateral dessa abordagem é o agravamento do fenômeno de *clonk*.

3.3 Utilização de um volante dupla massa

Sebulke (1987) descreveu características do volante dupla-massa, ou *Dual Mass Flywheel* (DMF), colocado entre o volante de inércia do veículo e o eixo de entrada da transmissão. São apresentados resultados de medições e gráficos para ilustrar o fato de que, com esse equipamento, a passagem pela frequência natural do *driveline* associado ao *rattle* é atenuada drasticamente em comparação com aquela do sistema com disco de embreagem simples. Com a utilização desse dispositivo, a frequência natural referente ao *rattle* é deslocada para um valor abaixo da rotação do motor em marcha lenta. De acordo com Albers (1994), o modo do sistema linearizado é alterado da faixa de 40 a 80 Hz com o disco simples, para 7,5 a 15 Hz com o DMF. Cock (2003) relatou que a utilização do DMF reduz o consumo de combustível e, conseqüentemente, o nível de emissões atmosféricas, pois a ausência de uma frequência natural acima da velocidade de marcha lenta permite a condução do veículo com menores rotações do motor. Segundo Fudala *et al* (1988), apesar de, em geral, serem alcançadas propostas de trem de potência com níveis de ruído mínimo com o DMF, existem algumas questões técnicas e a serem observados:

- O custo do dispositivo pode encarecer um projeto.

- Pode ocorrer um aumento da vibração torsional do motor devido à redução da inércia primária do volante.
- Outras frequências naturais do trem de potência podem ser deslocadas para a região de operação do sistema.
- A operação em altas rotações leva à questões referentes à durabilidade, uma vez que as molas em arco do sistema estão localizadas longe do seu centro de rotação, sofrendo esforços contra as paredes do compartimento.

De Cock (2003) relatou que, apesar de a frequência referente ao *rattle* ser reduzida com o uso do DMF, ela é excitada pela segunda ordem do motor durante a partida enquanto a sua rotação chega à marcha lenta. Nesse caso, o torque no dispositivo pode atingir até vinte vezes o valor máximo do motor devido à contribuição do motor de partida. Caso o motor não consiga fornecer torque suficiente para ultrapassar a frequência natural do sistema ou ele seja desligado abruptamente (*short start*), ocorrem grandes níveis de vibração no sistema podendo danificar o DMF e outros componentes do *driveline*. A fim de melhorar o desempenho do sistema com o volante dupla-massa as seguintes alterações podem ser realizadas:

- Utilização de um torque de partida elevado do motor.
- Auxílio do motor de partida até que a rotação do motor esteja acima da frequência natural do *powertrain*.
- Aumento do amortecimento (histerese do DMF).
- Aumento da inércia primária do componente.
- Diminuição da inércia secundária.
- Utilização de baixos valores de rigidez torsional.

3.3 Soluções internas à transmissão

Doğan (1999) classificou como medidas internas a otimização de parâmetros das engrenagens, citando como principais fatores a folga (*backlash*) entre os dentes, a sua massa,

momento de inércia, ângulo de hélice (engrenagens helicoidais), a disposição dos pares engrenados na transmissão e a restrição do movimento das partes livres dentro do seu limite funcional. A redução nas folgas axiais presentes para os elementos de sincronização das marchas reduziu o nível de ruído transmitido, mas é feita a observação que essa alteração pode prejudicar o processo de troca de marchas e lubrificação. Bozca (2010), num estudo de otimização de parâmetros, concluiu que não existe relação entre a largura do dente e o *rattle*, sendo que sua escolha é realizada para satisfazer requisitos de segurança no contato. Porém, segundo o autor, um aumento em parâmetros geométricos, tais como módulo e números de dentes, resultou num aumento do nível de ruído. Ottewill *et al* (2010), num estudo teórico-experimental com engrenagens de alta precisão, concluíram que os erros de perfil de dente, mesmo que pequenos, podem ter um grande efeito na condição de *rattle* por produzirem um pequeno erro estático de transmissão.

Theodossiades *et al* (2007) relataram que para impedir a separação dos dentes e aumentar o amortecimento na transmissão, foi utilizado um lubrificante de maior viscosidade. Porém, essa abordagem aumenta o consumo de combustível do veículo, elevando o efeito de arraste na transmissão (*oil churning*), pois parte das engrenagens está parcialmente imersa no fluido. A redução da folga pode impedir a separação dos dentes, mas prejudica a lubrificação adequada entre as superfícies, aumentando o desgaste por atrito a longo prazo.

Seaman *et al* (1984) afirmaram que a melhora na condição de *rattle* e na facilidade para a troca de marchas é dependente da redução ou minimização da inércia dos componentes do trem de engrenagens, que poderia ser alcançada pela utilização de materiais com maior resistência mecânica. Nesse caso, um limite é traçado segundo o custo do material adotado. Uma abordagem de minimização de inércia foi a redistribuição das engrenagens das marchas entre os eixos de entrada e saída. Barthod *et al* (2005) relataram que transmissões com três eixos tendem a ser mais sensíveis ao *rattle* que transmissões com dois eixos, devido à quantidade maior de engrenagens sem carga, sendo estas possíveis fontes de impactos.

3.3 Modificações em outros componentes

Bozca (2010) verificou que o aumento da aceleração angular e da frequência de excitação no eixo de entrada da transmissão elevou também o nível de ruído detectado. Portanto, a maneira a qual esse componente é solicitado possui relação direta com o *rattle*. No entanto, o

autor relata que esses parâmetros deveriam ser fornecidos pela montadora de veículos como requisitos na etapa de projeto da transmissão.

Drexler (1988) citou a necessidade da instalação de amortecedores de vibração torsional no eixo de saída da transmissão. Theodossiades *et al* (2007) afirmou que pode haver o aumento de inércia do volante ligado ao virabrequim, indo contra a atual tendência do mercado na qual os fabricantes estão reduzindo a massa ou diâmetro desse componente. Seaman *et al* (1984) afirmou que um volante maior reduz a resposta do motor às solicitações de torque do motorista, aumentando o consumo de combustível e os esforços no virabrequim.

Doğan (1999) citou a alternativa de revestimento da carcaça com materiais de isolamento acústico ou na cavidade do passageiro. Seaman *et al* (1984) também relaciona essa possibilidade, com a utilização de absorvedores de espuma e acréscimo de estofamento no tapete, fazendo uma ressalva com um exemplo: se o veículo estiver com *rattle* em ponto morto posicionado próximo a uma construção ou uma parede, com uma ou mais janelas abertas, o som pode refletir no obstáculo e se dirigir para a cavidade do passageiro.

3.4 Modelos de *powertrain* para o estudo do *rattle*

Couderc *et al* (1998) realizaram a modelagem do *driveline* a fim de comparar simulações numéricas com medições em bancada e resultados de experimentos em veículos em operação real. A etapa introdutória do trabalho, descreve boa parte dos fenômenos encontrados no sistema e os principais elementos do trem de potência, assim como as funções de não-linearidade associadas (embreagem e dente com folga). Para simulações numéricas, foi importante a demonstração da possibilidade de rearranjar as equações do sistema mantendo elementos não-lineares como esforços aplicados em direções opostas nos graus de liberdade aos quais é ligado. A abordagem demonstrada permite a sua implementação em softwares.

No trabalho de Kim *et al* (2001) foi analisado um modelo de *driveline* de um caminhão leve em ponto morto. Os testes numéricos visaram estudar a interação da engrenagem livre e eixo de saída, uma vez que a camada de óleo localizada entre a superfície de contato entre esses elementos propicia um torque resistivo à engrenagem livre. Segundo os autores, essa força de arraste, em condição dinâmica de operação pode propiciar a separação dos dentes da engrenagem livre e a motora. O controle do *drag torque* é apresentada como uma solução

barata, porém deve-se ter consciência de que podem haver alterações nas propriedades do óleo de acordo com as condições ambientais, podendo alterar o ponto de operação da embreagem para a região de transição de estágios. Nesse caso, a embreagem passa a ser um excitador do fenômeno de *rattle* por ocasionar súbitas variações no torque transmitido.

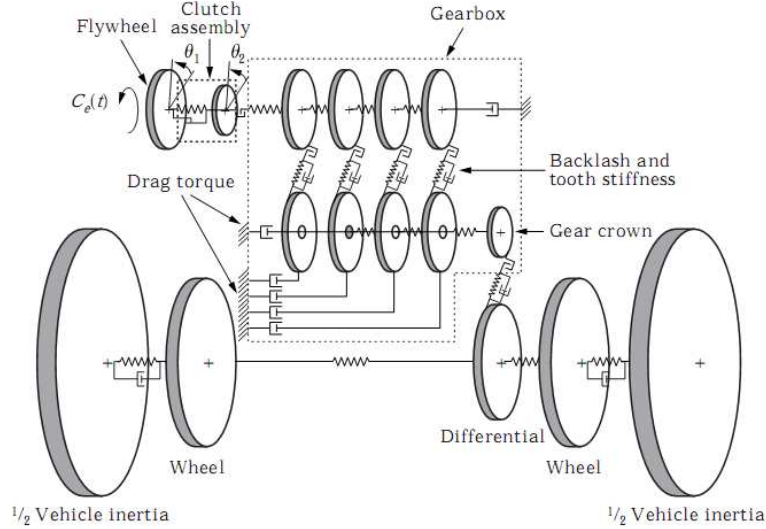


Figura 3.2: Modelo de trem de potência proposto por Couderc *et al* (1998).

3.4 Função dissipativa representativa do contato entre os dentes

Existe a modelagem do par engrenado com folga contendo uma constante de amortecimento viscoso equivalente para contabilizar efeitos de dissipação de energia no impacto, já utilizada para na representação do *powertrain* (COUDERC *et al*, 1998). Rook *et al* (1995) e Sarkar *et al* (1997), buscaram caracterizar os impactos segundo um modelo desenvolvido por Hunt *et al* (1975). De acordo com esse estudo, o modelo Kelvin-Voigt, que utiliza o amortecimento viscoso, torna o processo de contato fortemente dependente da velocidade. No instante de aproximação das superfícies, mesmo sem deformação entre os corpos, ocorre dissipação de energia caso a velocidade seja diferente de zero. Para evitar isso, foi proposta uma função dissipativa dependente da rigidez, posição e velocidade relativa do sistema, submetidas a um coeficiente exponencial referente ao tipo de contato segundo a teoria de Hertz, denominada amortecimento de impacto. O comportamento desta não-linearidade foi estudado por Kim *et al* (2005), chegando a conclusão que ela pode reduzir amplitudes de vibração na ressonância, estabilizando o sistema dinamicamente e controlando os valores pico-a-pico.

3.4 Simulações para rigidez periódica de engrenamentos helicoidais com folga

A função de engrenamento helicoidal resultante do trabalho de Cai (1995) foi utilizada por Wang *et al* (2001) num modelo de trem de potência contendo volante de inércia, embreagem não-linear e transmissão manual de cinco marchas. Os autores afirmam que, em transmissões atuais, todas as engrenagens de marcha direta possuem engrenamentos helicoidais. Existe um par que transmite torque continuamente (*laden gear*), enquanto outros permanecem livres (*unladen gear*) na transmissão, tornando-se solidárias aos eixos somente na utilização dos sincronizadores. No processo de elaboração do modelo de *driveline*, o par continuamente engrenado foi considerado como linear, ao passo que as engrenagens livres foram consideradas como principais fontes de impactos, contendo folga. Em Wang *et al* (2002), seus resultados foram analisados também segundo uma grandeza para quantificar o nível de *rattle*, denominada *rattle index* ou índice de *rattle*, baseada no valor rms (*root mean square*) da aceleração da engrenagem livre (PADMANABHAM *et al*, 1995). O trabalho não teve validação experimental, mas contribuiu no campo de estudo por verificar a viabilidade computacional de se implementar a rigidez periódica proposta por Cai (1995). Brancati *et al* (2005) estudaram os efeitos de amortecimento do óleo aprisionado na folga entre os dentes dos pares engrenados que, segundo os autores, era negligenciando anteriormente, pois consideravam um termo dissipativo global representativo das perdas do sistema (atrito nos mancais, histerese). Também é utilizada a função proposta por Cai (1995) em um modelo de um grau de liberdade. Esse trabalho teve validação experimental por Russo *et al* (2009).

4 MODELAGEM DA EMBREAGEM

A embreagem é o elemento que realiza a transmissão de torque do volante do motor ao restante do trem de potência, possibilitando o acoplamento e o desacoplamento do motor do restante do sistema em situações de troca de marcha ou parada em ponto morto, evitando danos aos componentes da transmissão, principalmente sincronizadores, engrenagens e mancais. Esse elemento possui como principais características uma rigidez linear por partes e um mecanismo de dissipação de energia com histerese. Para um desempenho satisfatório do *powertrain*, essas características possuem diversas modificações que podem ser testadas. Neste capítulo, será mostrada com detalhe a modelagem da embreagem de disco simples e, brevemente, de um DMF. Parte das representações matemáticas do elemento serão utilizadas na etapa de modelagem não-linear do trem de potência em ponto morto.

4.1 Disco de Massa Simples

O cubo da embreagem é solidário ao eixo de entrada (*inputshaft*) da transmissão, de deslocamento θ_{in} , enquanto que o disco é solidário ao volante de inércia do motor, cujo deslocamento é dado por θ_F . O cubo é ligado ao disco de torção por molas, tornando o torque transmitido do motor para o restante do *driveline* dependente do deslocamento relativo $\Delta\theta = \theta_F - \theta_{in}$.

4.1 Função de torque da embreagem: regiões e denominação

As regiões de operação da embreagem podem ser caracterizadas pelas seguintes denominações de acordo com as condições de solicitação, mostradas na Figura 4.1:

- **Pré-amortecimento:** região solicitada no início da partida do veículo ou em marcha lenta e ponto morto, possuindo o menor valor de rigidez dentre os estágios.

- **Drive ou tração:** região predominante quando o veículo se encontra em regime de torque superior ao de marcha lenta, com marcha engatada. A exemplo da região de menor rigidez, também é conhecido como amortecimento principal.
- **Coast ou retração:** predominante quando o torque proveniente do restante do *power-train* é maior que o fornecido pelo motor. Um exemplo desse comportamento é na utilização do freio motor, ocorrendo quando o motorista, estando numa pista em declive, deixa de solicitar o acelerador, de maneira que o torque resultante da inércia do veículo em movimento seja maior que o fornecido pelo motor.

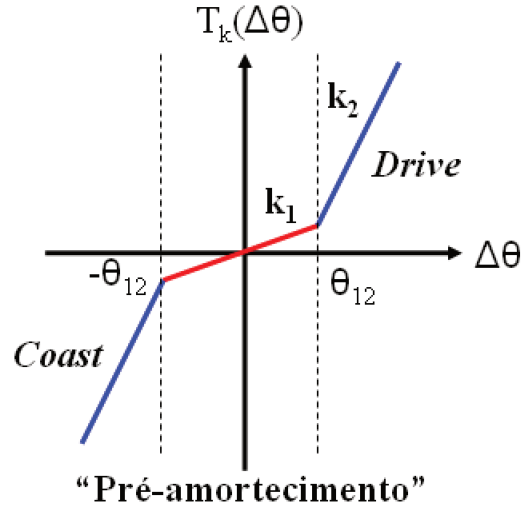


Figura 4.1: Representação das regiões de *drive*, *coast* e pré-amortecimento da função da embreagem.

Matematicamente, o torque transmitido pela embreagem levando em conta somente a contribuição das molas torsionais é dada por uma função linear por partes, mostrada em sua forma mais simplificada na equação a seguir:

$$T_k(\Delta\theta) = \begin{cases} k_1\Delta\theta, & \text{se } -\theta_{12} < \Delta\theta < \theta_{12} \\ k_1\theta_{12} + k_2(\Delta\theta - \theta_{12}), & \text{se } \Delta\theta > \theta_{12} \\ -k_1\theta_{12} + k_2(\Delta\theta - \theta_{12}), & \text{se } \Delta\theta < -\theta_{12} \end{cases} \quad (4.1)$$

A etapa de pré-amortecimento possui um valor de rigidez k_1 , delimitado pelos ângulo de transição de estágios θ_{12} . Fisicamente, observando a Figura 4.2, à medida que o deslocamento relativo $\Delta\theta$ aumenta, esse limite é transpassado e a rigidez de tração k_2 é solicitada.

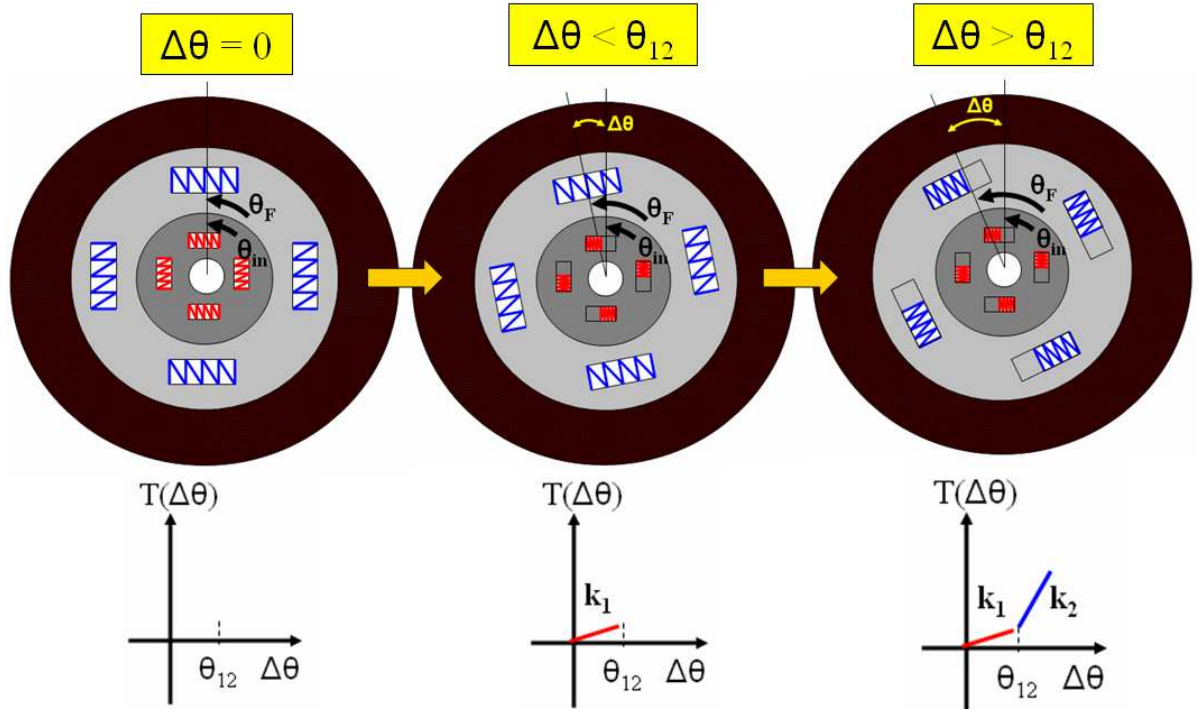


Figura 4.2: Representação do disco com dois estágios, pré-amortecimento de rigidez k_1 e rigidez do estágio principal k_2 e a sua função de torque em função do deslocamento relativo, descontínua para θ_{12} .

A mudança na região de operação da embreagem não ocasiona a eliminação do efeito da menor rigidez. Na Equação 4.1, o torque do componente para $\Delta\theta > \theta_{12}$ possui um valor constante $k_1\theta_{12}$ referente à deformação do estágio de pré-amortecimento e a parcela atribuída à k_2 leva em conta deformações com referencial no ângulo de transição θ_{12} . Tal comportamento decorre da utilização de mecanismos internos responsáveis por delimitar o ângulo máximo para cada estágio. Nessa representação simétrica, o torque para a região de retração é obtido de forma análoga.

Vale ressaltar que a representação da embreagem aqui mostrada é dependente do referencial, supondo $\theta_F > \theta_{in}$. Este estudo segue esta convenção por ir de acordo com a grande maioria dos trabalhos publicados sobre tema (COUDERC *et al*, 1998 e KIM *et al*, 2001).

Em operação, a descontinuidade entre os estágios de rigidez na função de torque ocasiona comportamento não-linear do sistema quando a amplitude de deslocamento relativo entre o cubo de embreagem e o volante de inércia ultrapassa o valor limite θ_{12} . Tanto o estágio de tração quanto o de pré-amortecimento podem possuir mais de um estágio de rigidez, dependendo do desempenho do veículo nas condições de teste. Para veículos de passeio, a

configuração contendo as três regiões citadas é a mais comum.

Para que uma embreagem possa ter o desempenho adequado de suas funções, são realizados testes em operação nos quais o componente é submetido às condições reais de esforços dinâmicos no veículo. Essa fase do projeto de um trem de potência é denominada *tunning*, ou seja, é uma fase de ajuste do componente para o melhor desempenho de todo o sistema.

Nessa fase de testes, as características de rigidez do componente podem ser alteradas, de forma que sua função de torque não possua o aspecto simétrico visto anteriormente. Com isso, os valores de rigidez dos estágios, assim como o ângulo de transição entre o pré-amortecimento e *drive* podem ser diferentes da transição entre a região de *coast* e pré-amortecimento, representados na Figura 4.3 e dadas pela equação a seguir:

$$T_k(\Delta\theta) = \begin{cases} k_1\Delta\theta, & \text{se } \theta_{13} < \Delta\theta < \theta_{12} \\ k_1\theta_{12} + k_2(\Delta\theta - \theta_{12}), & \text{se } \Delta\theta > \theta_{12} \\ k_1\theta_{13} + k_3(\Delta\theta + \theta_{13}), & \text{se } \Delta\theta < \theta_{13} \end{cases} \quad (4.2)$$

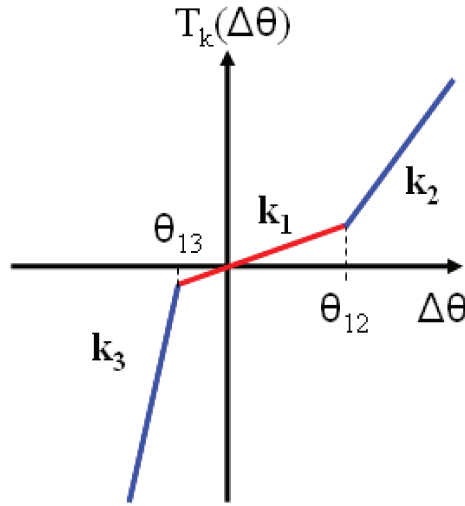


Figura 4.3: Representação de uma embreagem cujo ângulos de transição θ_{12} e θ_{13} são assimétricos com relação à origem, além de diferentes valores de rigidez entre as regiões de *drive* e *coast*.

Uma outra modificação utilizada é a inserção de pré-torque no estágio de rigidez. Esse procedimento consiste na utilização de uma mola tensionada estaticamente, criando uma

descontinuidade de torque na transição entre os estágios, representada na Figura 4.4, onde é mostrada a função de torque para discos com um estágio.

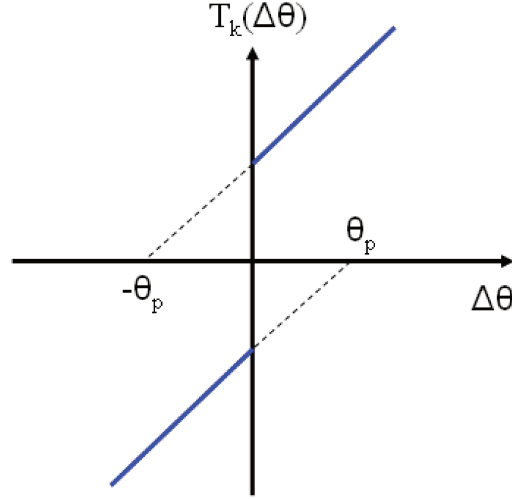


Figura 4.4: Representação de uma embreagem com somente um estágio com pré-torque.

Na equação mostrada logo em seguida, é apresentada uma curva com um pré-torque para um disco com um só estágio, cuja mola é deformada segundo um ângulo θ_p . Note que o efeito da aplicação de uma deformação estática na mola é a ocorrência de um torque $k\theta_p$:

$$T_k(\Delta\theta) = \begin{cases} k(\Delta\theta + \theta_p), & \text{se } \Delta\theta > 0 \\ k(\Delta\theta - \theta_p), & \text{se } \Delta\theta < 0 \end{cases} \quad (4.3)$$

Uma curva de um disco com dois estágios, no qual o estágio de *drive* possui um pré-torque devido à um ângulo θ_p é dado pela função a seguir:

$$T_k(\Delta\theta) = \begin{cases} k_1\Delta\theta, & \text{se } \theta_{13} < \Delta\theta < \theta_{12} \\ k_1\theta_{12} + k_2(\Delta\theta - \theta_{12} + \theta_p), & \text{se } \Delta\theta > \theta_{12} \\ k_1\theta_{12} + k_2(\Delta\theta + \theta_{12} - \theta_p), & \text{se } \Delta\theta < \theta_{12} \end{cases} \quad (4.4)$$

Na figura seguinte, é possível observar que o pré-torque $\theta_p k_2$ ocasiona uma elevação do torque na transição do estágio de pré-amortecimento e tração:

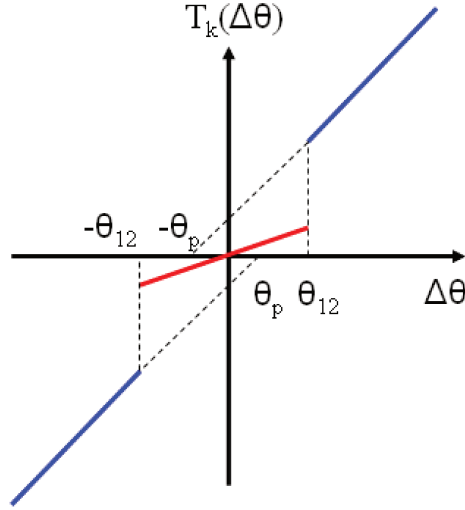


Figura 4.5: Representação de uma embreagem com pré-torque no estágio de rigidez principal.

4.1 Histerese e a função de torque da embreagem

O torque do motor pode apresentar flutuações excessivas, dependentes principalmente do regime de operação do motor, combustível e número de cilindros. Com a finalidade de dissipar energia e atenuar a vibração torsional do sistema são utilizados elementos de atrito dispostos na interface do deslocamento relativo entre o disco e o cubo da embreagem. Neste caso, o atrito torsional é caracterizado por uma função de histerese $H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$, obtida de resultados experimentais, na Equação 4.5. Nessa função, H_1 e H_2 são, respectivamente, os valores de histerese para estágio de pré-amortecimento e principal.

$$H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) = \begin{cases} \frac{H_1}{2}, & \text{se } \Delta\theta < -\theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} > 0 \\ -H_2 + \frac{H_1}{2}, & \text{se } \Delta\theta < -\theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} < 0 \\ \frac{H_1}{2}, & \text{se } -\theta_{12} < \Delta\theta < \theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} > 0 \\ 0, & \text{se } \Delta\dot{\theta} = 0 \\ -\frac{H_1}{2}, & \text{se } -\theta_{12} < \Delta\theta < \theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} < 0 \\ H_2 - \frac{H_1}{2}, & \text{se } \Delta\theta > \theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} > 0 \\ -\frac{H_1}{2}, & \text{se } \Delta\theta > \theta_{12} \text{ e } \Delta\dot{\theta} < 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

Segundo a equação anterior, quando a embreagem opera da região de menor rigidez, a histerese possui valor, em módulo, de $\frac{H_1}{2}$, independentemente do sinal da velocidade relativa. Numa embreagem real, a histerese do pré-amortecimento é muito menor que a utilizada no estágio de tração ($H_1 < H_2$). Com essa modelagem, a função possui valor máximo, em módulo, de $H_2 - \frac{H_1}{2}$, sempre que a deformação é maior que o ângulo de transição de estágio θ_{12} e possui o mesmo sinal da velocidade relativa. Tal comportamento da histerese é visualizado em na Figura 4.6.

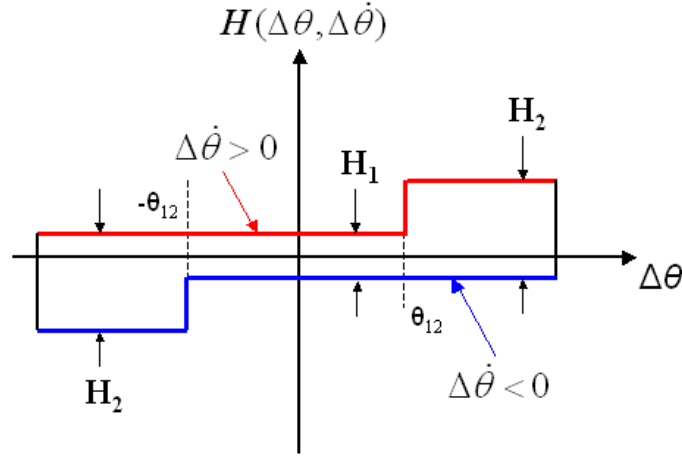


Figura 4.6: Função de histerese da embreagem com dois estágios.

A função de torque total da embreagem T_c é a soma do torque devido à rigidez estratificada com a contribuição devido à sua histerese:

$$T_c(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) = T_k(\Delta\theta) + H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) \quad (4.6)$$

Observando a função de torque total na Figura 4.7, é possível notar que, com a modelagem da Equação 4.6, a parcela referente à rigidez de valores k_1 e k_2 é linear por partes, sem salto de torque na transição de estágio, representada por linha tracejada.

No trabalho de Courdec *et al* (1998), a histerese é apresentada com um recurso numérico, utilizado, segundo os autores, para de gerar simulações com maior estabilidade numérica na transição entre os estágios. Para cada estágio i da embreagem, função sinal utilizada para indicar variações de sentido da velocidade é aproximada por uma função suavizadora segundo a Equação 4.7.

$$\frac{H_{si}}{2} \text{sign}(\Delta\dot{\theta}) \approx \left(\frac{H_{si}}{\pi}\right) \arctan(\sigma(\Delta\dot{\theta})) \quad (4.7)$$

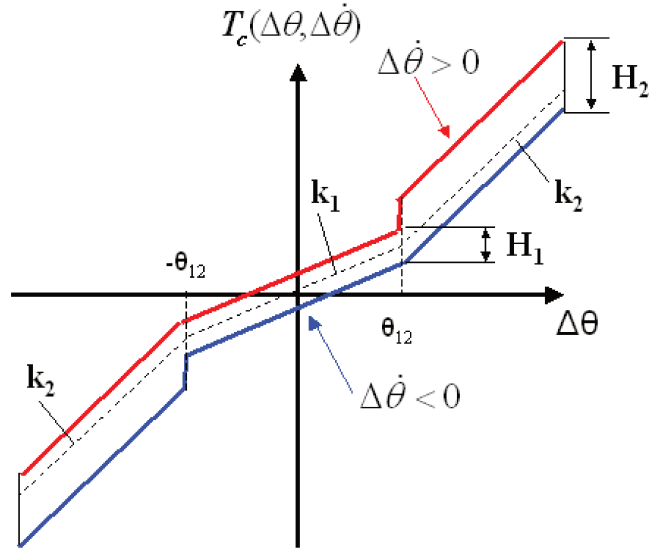


Figura 4.7: Função para o torque total da embreagem, levando em conta a rigidez estratificada e a função de histerese $H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$ (adaptado de Kim *et al* (2001)).

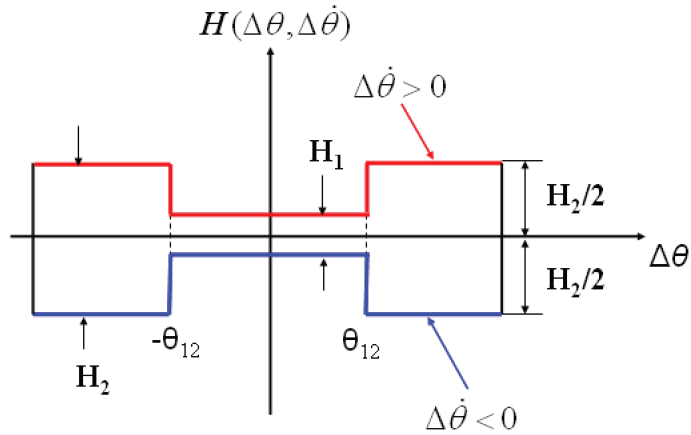


Figura 4.8: Função para o torque total da embreagem, levando em conta a rigidez estratificada e a função de histerese $H(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta})$ com igual valor de histerese segundo a velocidade relativa.

A representação da Equação 4.8 é diferente da apresentada anteriormente, pois o módulo da histerese é o mesmo para $\Delta\dot{\theta} > 0$ e $\Delta\dot{\theta} < 0$. Os parâmetros ψ_i , τ_i , k_{si} e H_{si} representam, respectivamente, o ângulo e torque limite, rigidez e histerese de um determinado estágio i .

$$T_c(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) = k_{si}(\Delta\theta - \psi_i) + \tau_i + \left(\frac{H_{si}}{\pi}\right) \arctan(\sigma(\Delta\dot{\theta})) \quad (4.8)$$

A função de torque total é mostrada na Figura 4.9. A parcela referente à rigidez de valores k_1 e k_2 é linear por partes, porém com salto de torque na transição de estágio, sendo representada por linha tracejada, por a histerese ser levada em conta como de mesmo valor para velocidade relativa positiva ou negativa.

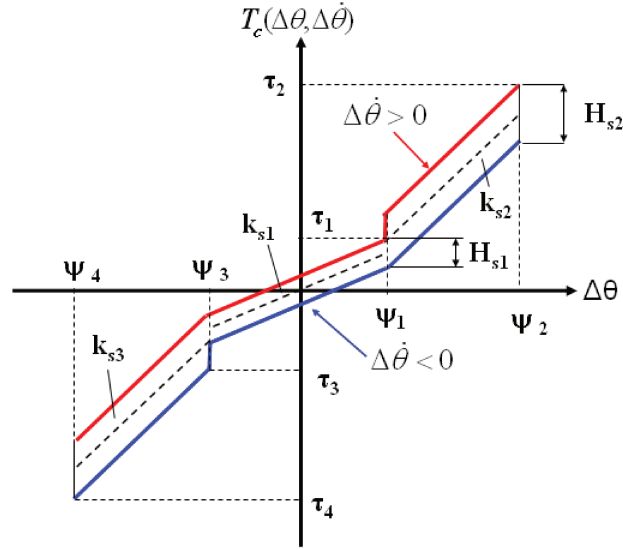


Figura 4.9: Representação da função de torque apresentada no trabalho de Courdec *et al* (1998) e os parâmetros de ângulo, rigidez e histerese para cada estágio.

4.2 Volante dupla massa

O DMF, em sua construção mais tradicional, é um dispositivo composto por dois elementos inerciais, ligados por uma mola em arco, como mostrado na Figura 4.11. A inércia primária do equipamento é instalada no volante de inércia do veículo, tal qual é ilustrado na Figura 4.10.

De acordo com Albers (1995), esse dispositivo permite que parte da inércia do volante seja redistribuída, aumentando a inércia do eixo de entrada, permitindo a utilização de valores menores de rigidez de tração. A mola em arco utilizada, permite pequenas deformações em situação de ponto morto, servindo também para atenuar vibrações em condições de tração, nas quais a amplitude de vibração do motor é aumentada. Como as molas em arco giram fora do centro de rotação, ocorrem forças normais às mesmas em condição de operação, produzindo uma característica de dissipação de energia por atrito distinta do disco simples

(SHAPER *et al*, 2009), fortemente caracterizada pelo regime de rotação do motor.

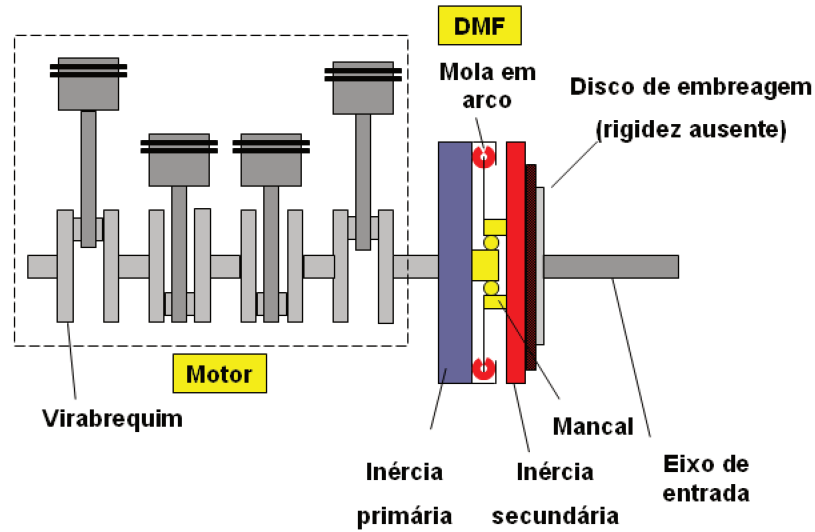


Figura 4.10: Representação da montagem de um DMF no trem de potência (adaptado de Albers, 1994).

Para a representação na etapa linear do trabalho, os efeitos de dissipação por histerese não serão incluídos no modelo, que será verificado como uma rigidez k_c representativa da mola em arco ligando as inércias primária e secundária do dispositivo.

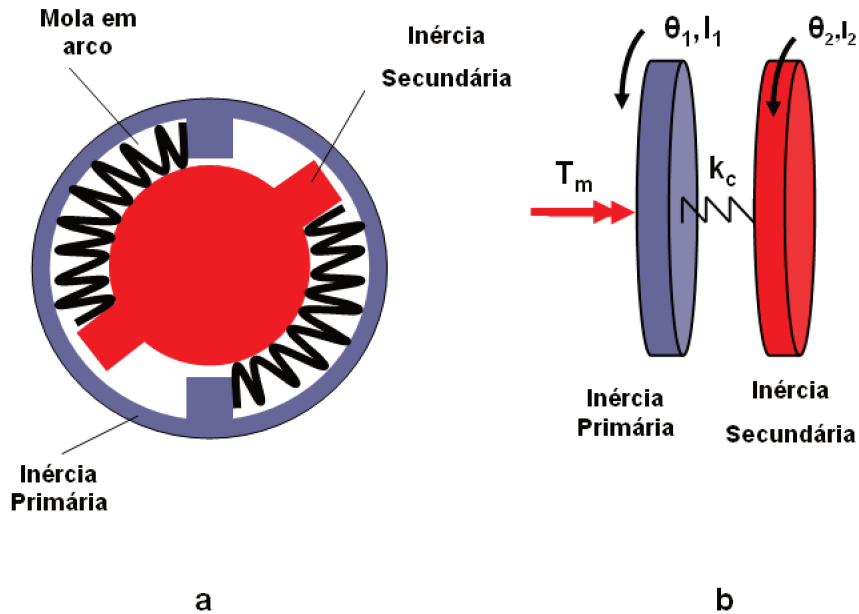


Figura 4.11: Em a, é mostrada uma representação das molas em arco que interligam as inércias do dispositivo (adaptado de Shaper *et al* (2009)). Em b, é feita uma descrição do modelo linear representativo do DMF.

5 MODELAGEM DOS ENGRENAMENTOS

Neste capítulo serão demonstradas diferentes representações de engrenamentos. Os modelos estão organizados levando em conta o grau de complexidade para a sua implementação e nível de detalhamento com relação ao sistema engrenado real. Inicialmente, modelos lineares serão mostrados, atentando para as simplificações adotadas na elaboração e possíveis limitações em representar fenômeno de *rattle*. Para a utilização de funções que levam em conta grande quantidade de parâmetros de engrenamentos, como os helicoidais, uma breve revisão da terminologia técnica e relações métricas será feita, a fim de detalhar como essas grandezas físicas podem ser utilizadas na formulação. Grande parte desses modelos serão utilizados na modelagem linear e não-linear do trem de potência nos capítulos seguintes.

5.1 Engrenamentos sem deformação no contato

O modelo dinâmico torsional mais simples para um engrenamento pode ser obtido a partir de dois elementos de inércia, representados na Figura 5.1.a. Para isso, a restrição de posição entre os graus de liberdade pode ser elaborada a partir do raio primitivo das engrenagens, segundo as relações a seguir:

$$r_1\theta_1 = -r_2\theta_2 \rightarrow r_1\dot{\theta}_1 = -r_2\dot{\theta}_2 \rightarrow r_1\ddot{\theta}_1 = -r_2\ddot{\theta}_2 \quad (5.1)$$

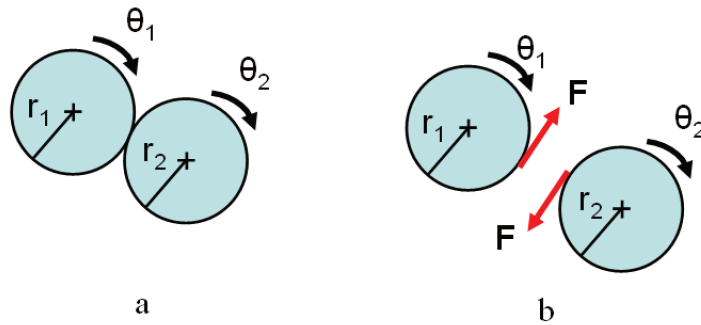


Figura 5.1: Em *a*, é representado o sistema engrenado sem rigidez de contato e na figura *b* é mostrado o seu diagrama de corpo livre, com ênfase na força de contato F .

A força de contato é comum às duas inércias, causando um torque atuando sobre cada corpo dependente do raio da engrenagem. Isso resulta nas seguintes equações de movimento segundo os referenciais da figura anterior:

$$I_1\ddot{\theta}_1 = -Fr_1 \quad (5.2)$$

$$I_2\ddot{\theta}_2 = -Fr_2 \quad (5.3)$$

Aplicando as restrições nas equações de movimento dos engrenamentos, ocorre uma redução no número de graus de liberdade no sistema:

$$\left[I_2 + I_1 \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \right] \ddot{\theta}_2 = 0 \text{ ou } \left[I_1 + I_2 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \ddot{\theta}_1 = 0 \quad (5.4)$$

Essa abordagem permite a montagem de sistemas torsionais levando em conta o efeito das inércias do sistema e as relações $\frac{r_2}{r_1}$ ou $\frac{r_1}{r_2}$, sem a necessidade dos raios das engrenagens. Como o *rattle* ocorre nos pares engrenados sem carga, essa abordagem pode ser utilizada para pares assumidos com engrenamento constante e sem separação dos dentes ao longo da simulação, como a da marcha selecionada pelo motorista e o diferencial. O modelo resultante não permite a simulação de qualquer condição na qual ocorra diferença no movimento relativo entre as inércias que não seja proveniente da relação de engrenamento.

5.2 Engrenagens com rigidez de contato sem folga

Aumentando a complexidade do modelo, evidenciando a flexibilidade dos dentes ao longo da linha de ação, pode ser inserida uma rigidez linear ligando as inércias dos engrenamentos. Esse modelo permite a ocorrência de movimento relativo entre os pares engrenados, o erro de transmissão, sem levar em conta a variação do seu valor segundo a passagem dos dentes no contato ou a ocorrência de impacto. Na Figura 5.2 a força entre os dentes retos em contato é obtido pelo deslocamento relativo linear Δx entre as duas engrenagens, segundo os referenciais de deslocamento apresentados:

$$\Delta x = r_1\theta_1 + r_2\theta_2 \quad (5.5)$$

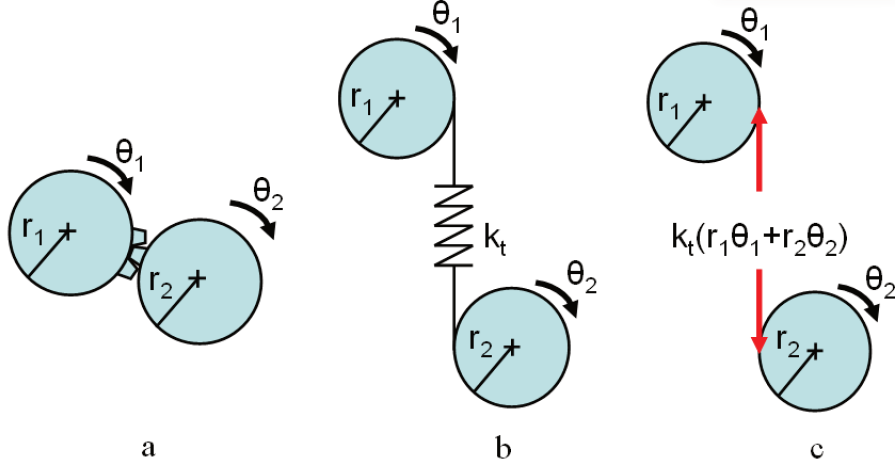


Figura 5.2: Em *a*, *b* e *c* estão representados, respectivamente, o sistema engrenado sem folga, o modelo linear com rigidez de dente k_t e os esforços em cada inércia.

Com isso, a equação de movimento torsional para cada inércia representativa de uma engrenagem são mostradas a seguir:

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -r_1 k_t (r_1 \theta_1 + r_2 \theta_2) = -k_t r_1^2 \theta_1 - k_t r_1 r_2 \theta_2 \quad (5.6)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = -r_2 k_t (r_1 \theta_1 + r_2 \theta_2) = -k_t r_1 r_2 \theta_1 - k_t r_2^2 \theta_2 \quad (5.7)$$

Com essa abordagem e segundo as coordenadas adotadas, a matriz de rigidez do sistema possui termos dependentes dos raios dos engrenamentos positivos fora da diagonal principal:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_t r_1^2 & k_t r_1 r_2 \\ k_t r_1 r_2 & k_t r_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.8)$$

Adotando os referenciais da Figura 5.3, supondo $\theta_1 > \theta_2$, são obtidas matrizes para a representação do sistema apresentando termos negativos fora da diagonal.

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_t r_1^2 & -k_t r_1 r_2 \\ -k_t r_1 r_2 & k_t r_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

Portanto, as matrizes obtidas para a representação do par engrenado dependem do

referencial adotado. Nesse trabalho, serão utilizadas as coordenadas segundo a Figura 5.2, uma vez que é comumente utilizada na área (KIM *et al*, 2001 e COUDERC *et al*,1998).

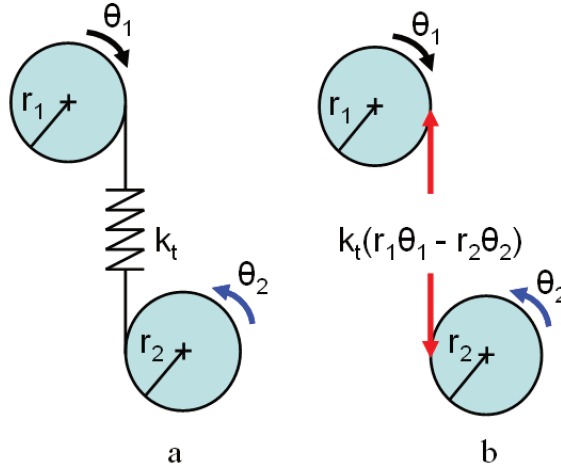


Figura 5.3: Em *a*, e *b* estão representados, respectivamente, o modelo linear com rigidez de dente k_t e os esforços em cada inércia. O referencial dos engrenamentos foi alterado.

5.3 Engrenagens Helicoidais

As engrenagens helicoidais estão presentes nos pares de primeira à quinta marcha em transmissões manuais automotivas, portanto, um maior detalhe na representação deste elemento é necessária para a simulação de *rattle*. Em operação, mais de um par de dentes de um engrenamento helicoidal está simultaneamente em contato. Porém, à medida que esse movimento relativo entre as engrenagens prossegue, os dentes que transmitiam força se separam, avançam, para que outros da coroa dentada os substituam em sucessão. Na figura a seguir, está representado o plano de ação do par engrenado helicoidal.

Nessa representação, a coordenada X representa a linha de ação equivalente, sendo X_z o passo de base transversal da engrenagem motriz. O comprimento da face do dente é representado por w . A distância $A'E'$ é o comprimento total de engrenamento, resultado da multiplicação de X_z pela razão de contato (ε). As linhas AA' , CC' e EE' são linhas de contato, inclinadas com relação à normal linha de ação segundo o ângulo de hélice (β). O comprimento transversal de engrenamento é obtido pela multiplicação do passo de base transversal pela razão de contato transversal (ε_α). Para obter a razão de contato, deve-se somá-la à razão de contato axial (ε_β).

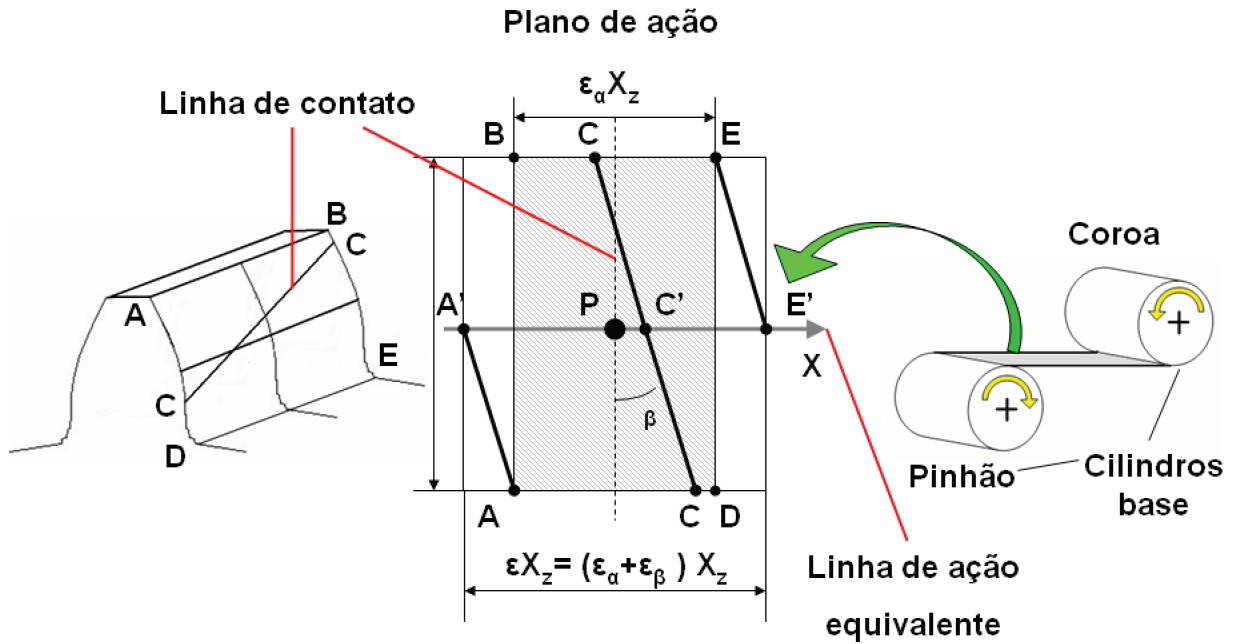


Figura 5.4: Representação do plano de ação entre engrenagens helicoidais (adaptado de Cai, 1995).

5.3 Relações geométricas da engrenagem helicoidal

A seguir, serão apresentados parâmetros geométricos relevantes desse tipo de engrenamento que necessitam ser calculados para a utilização dos modelo helicoidal proposto por Cai (1995). Com as relações mostradas, será possível compreender o processo do cálculo para a obtenção das razões de contato transversal e axial, passo de base transversal e número virtual de dentes (z_v), utilizados posteriormente. Essas equações para o engrenamento helicoidal padronizado foram retiradas de Maitra (1994), sendo que muitos parâmetros, tais como os passos circular normal (p_n) e transversal (p_t), são expressos no plano normal e transversal da engrenagem, como visto na figura a seguir:

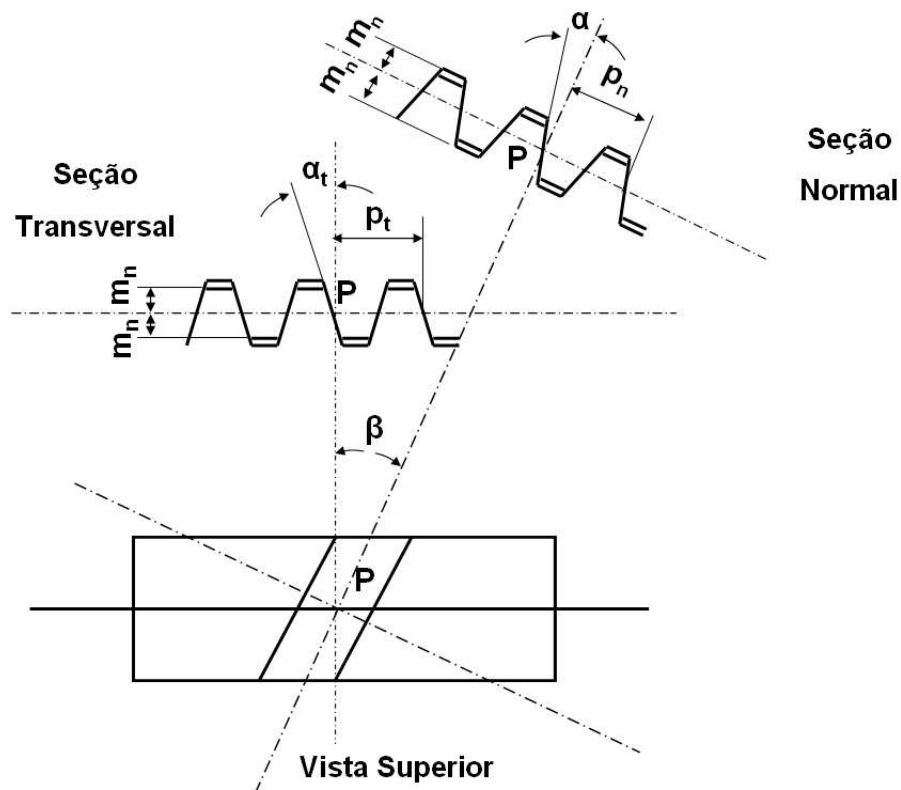


Figura 5.5: Plano normal e transversal da engrenagem helicoidal (adaptado de Maitra (1994)).

- **Ângulo de pressão**

O ângulo de pressão transversal (α_t) é encontrado como função do ângulo de pressão normal (α ou α_n) e o ângulo de hélice pela relação a seguir. Usualmente, é verificado $\alpha = 20^\circ$.

$$\tan \alpha = \tan \alpha_t \cos \beta \quad (5.10)$$

- **Módulo transversal**

O módulo transversal é obtido pela razão do módulo normal (m_n) e o ângulo de hélice:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (5.11)$$

- **Passo**

O passo circular (p_n) é obtido a partir do módulo normal da engrenagem:

$$p_n = \pi m_n \quad (5.12)$$

A partir do módulo transversal é obtido o passo circular transversal:

$$p_t = \pi m_t \quad (5.13)$$

O passo de base transversal (p_{bt}), calculado a partir do passo transversal circular, pode ser expresso exclusivamente pelo módulo normal, ângulos de pressão e hélice.

$$X_z = p_{bt} = p_t \cos \alpha_t \quad (5.14)$$

Neste trabalho, ele será representado por X_z , pois é a notação utilizada por Cai (1995), seguida em publicações que utilizaram sua formulação (BRANCATI *et al*, 2005 e WANG *et al*, 2001).

• Razão de contato

A razão de contato de face ou axial é função da largura do dente e passo circular transversal:

$$\epsilon_\beta = \frac{w \tan \beta}{p_t} \quad (5.15)$$

O diâmetro primitivo (d) é obtido a partir do seu número de dentes (z), do módulo e do ângulo de hélice:

$$d = \frac{z m_n}{\cos \beta} \quad (5.16)$$

Para que ocorra o engrenamento entre pares helicoidais, os dentes do pinhão e da coroa devem possuir mesmo ângulo de hélice e módulo, além de hélices opostas. Com isso, a relação de diâmetros primitivos do pinhão e da coroa (d_1 e d_2) é igual a obtida pela relação do número de dentes (z_1 e z_2), ou seja, a relação de engrenamento, observada na Equação 5.17:

$$\frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \quad (5.17)$$

A partir de d são calculadas a distância entre os centros dos engrenamentos (a), o diâmetro externo (d_a) e de base (d_b), mostrados na Figura 5.6, para o pinhão e coroa segundo as relações a seguir:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (5.18)$$

$$d_a = d + 2m_n \quad (5.19)$$

$$d_b = d \cos \alpha_t \quad (5.20)$$

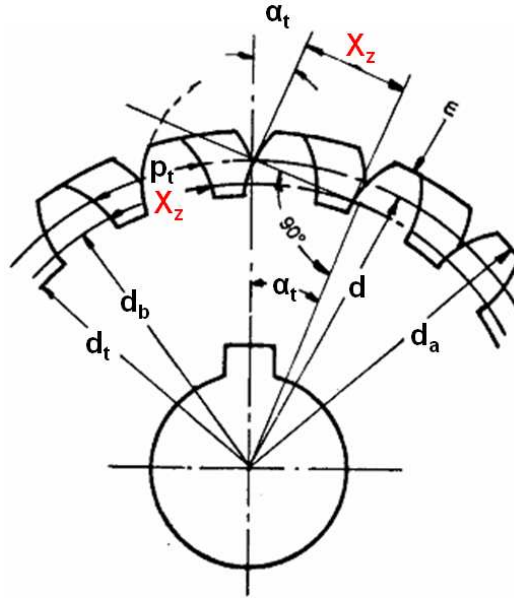


Figura 5.6: Vista frontal de uma engrenagem helicoidal, com ênfase no passo de base transversal X_z (adaptado de Maitra (1994)).

A razão de contato transversal é obtida a partir dos raios de base (r_{b1} e r_{b2}) e externos (r_{a1} e r_{a2}) das engrenagens, além de utilizar a distância total entre os centros dos pares engrenados, ângulo de pressão transversal e pelo passo de base transversal:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_t}{X_z} \quad (5.21)$$

Finalmente, a razão de contato total é a soma das razões de contato transversal e axial. Esse parâmetro mostra a quantidade de pares engrenados simultaneamente ao longo do plano de ação.

$$\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (5.22)$$

- **Número virtual de dentes**

O número virtual de dentes pode ser obtido a partir do número de dentes da engrenagem e do seu ângulo de hélice, segundo a relação a seguir:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (5.23)$$

É utilizado na obtenção de uma engrenagem de dentes retos equivalente à helicoidal em situações como a obtenção de esforços no componente, simplificando o processo de cálculo.

Portanto, após os procedimentos matemáticos mostrados, tendo posse dos valores de módulo, ângulos de pressão e hélice, largura e número total de dentes dos engrenamentos, é possível calcular as razões de contato transversal e axial, passo de base transversal e número virtual de dentes de um engrenamento helicoidal padronizado. Vale a pena ressaltar que, uma vez proposta alteração em algum dos parâmetros iniciais, podem ocorrer mudanças em todos os valores de saída, pois um parâmetro de entrada pode estar relacionado direta ou indiretamente com as grandezas geométricas desejadas. Por exemplo, com a alteração da largura do dente, somente a razão de contato axial é alterada (Equação 5.15), mas uma mudança no ângulo de hélice acarreta em alterações em todos os parâmetros de saída desejados, modificando diretamente o valor da razão de contato axial e do número virtual de dentes (Equações 5.15 e 5.23). O passo de base transversal (Equação 5.14) é modificado devido à alteração do módulo transversal (Equação 5.11), sendo inversamente proporcional à razão de contato nesse plano da engrenagem (Equação 5.21).

5.3 Aproximação de rigidez de dente em engrenagem helicoidal

No trabalho de Umezawa *et al* (1986), foram feitos testes em engrenamentos com diferentes valores de ângulos de hélice, largura, módulo e altura do dente ($h = 2,25m_n$). Para os dados medidos, foram ajustados coeficientes para a rigidez de um dente ao longo da linha de ação X_n normalizada:

$$k(X_n) = k_{p1} \exp(C_a | X_n |^3) \quad (5.24)$$

O coeficiente C_a foi utilizado para ajustar a forma da curva de rigidez exponencial, segundo o ângulo de hélice, largura e altura do dente:

$$C_a = 0,322(\beta - 5) \left[0,23 \left(\frac{w}{h} \right) - 23,6 \right] \quad (5.25)$$

O parâmetro k_{p1} é relacionado ao valor máximo da rigidez, sendo reduzido pelo aumento do ângulo de hélice ou pela largura do dente.

$$k_{p1} = \left\{ \left[-0,166 \left(\frac{w}{h} \right) + 0,08 \right] (\beta - 5) + 44,5 \right\} \left(\frac{w}{h} \right) m_n \quad (5.26)$$

A Figura 5.7 mostra a rigidez do dente para engrenagens com diferentes ângulos de hélice ao longo da linha de ação equivalente normalizada. Ocorre diminuição da rigidez máxima com o aumento do ângulo utilizado.

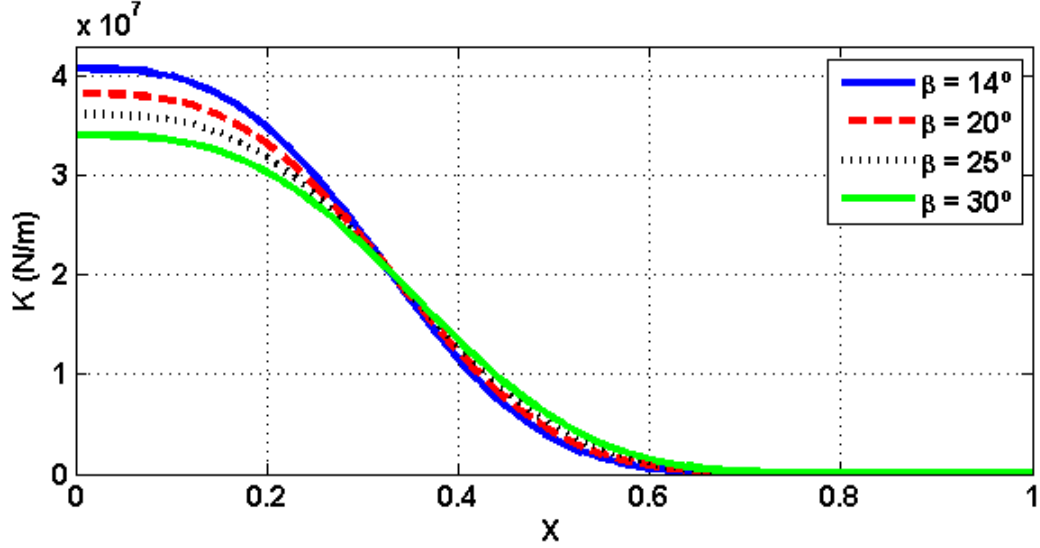


Figura 5.7: Rigidez do dente helicoidal baseado em dados de Umezawa *et al* (1986).

Cai (1995) explicitou a normalização da posição de engrenamento X_n ao longo da linha de ação equivalente, levando em conta a razão de contato total e axial, além do passo de base transversal, validando seu modelo para $1 < \varepsilon < 3$:

$$k(X) = k_p \exp \left(C_a \left| \frac{X - (\varepsilon X_z)/2}{1, 125 \varepsilon_\alpha X_z} \right|^3 \right) \quad (5.27)$$

Para a função do valor de rigidez máxima k_p , o autor incorporou parâmetros de projeto de engrenagem como o número virtual de dentes das engrenagens (z_{v1} e z_{v2}) e o coeficiente de correção utilizado no engrenamento (y_1 e y_2).

$$k_p = \frac{w}{c_0 + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5} \quad (5.28)$$

Os coeficientes são obtidos pelas Equações 5.29 a 5.34. Vale a pena notar que foi levado em conta a rigidez obtida por Umezawa *et al* (1986) para o parâmetro c_0 :

$$c_0 = \frac{2,25}{\left[-0,166 \left(\frac{w}{h}\right)\right] (\beta_0 - 5) + 44,5} \quad (5.29)$$

$$c_1 = -0,00854 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) \quad (5.30)$$

$$c_2 = -0,11654 \left(\frac{y_1}{z_{v1}} + \frac{y_2}{z_{v2}} \right) \quad (5.31)$$

$$c_3 = 2,9784 \left(\frac{1}{z_{v1}^2} + \frac{1}{z_{v2}^2} \right) \quad (5.32)$$

$$c_4 = -0,00635(y_1 + y_2) \quad (5.33)$$

$$c_5 = 0,00529(y_1^2 + y_2^2) \quad (5.34)$$

5.4 Rigidez total de engrenamento helicoidal

Seja $k_i(X)$ a função de rigidez de um par de dentes engrenado i para a posição de engrenamento X , de um total N de dentes no plano de ação, obtidos pelo arredondamento para o próximo valor inteiro maior que a razão de contato total ($N = \text{ceil}(\epsilon)$). Como o número de engrenamentos não é inteiro, decorre que, simultaneamente, existem pares iniciando o contato e a transmissão de força, enquanto outros estão no fim desse processo. Cada par engrenado i é defasado segundo X_z ao longo da linha de ação equivalente. Pode-se pensar que, dentre os N pares presentes no plano de ação, tomando-se um par qualquer como referência ($i = 0$), após um ciclo total de engrenamento X_z , esse mesmo par retornará ao plano de ação realizando o ciclo de passagem repetidamente.

De acordo com Brancati *et al* (2005), o deslocamento do engrenamento X pode ser

adotado como o deslocamento linear do pinhão, dado por $X = \theta_p r_p$. De posse dessa grandeza, é necessário obter a posição exata de um determinado par $i = 0$ no plano de ação. He (2008) propôs uma função baseada na função computacional módulo entre X e X_z , definida pela relação a seguir:

$$\text{mod}(X, X_z) = X - X_z \text{ floor} \left(\frac{X}{X_z} \right), \text{ se } X_z \neq 0 \quad (5.35)$$

Na equação anterior, a operação $\text{floor} \left(\frac{X}{X_z} \right)$, com arredondamento para o menor valor inteiro próximo ao resultado da divisão, fornece o número de períodos completos já realizados pelo par $i = 0$ para o deslocamento total X do pinhão. Com isso, a função proposta resulta na posição do par engrenado referência ao longo do plano de ação.

Assim, He (2008) propôs a Equação 5.36 para a obtenção da rigidez total de engrenamento helicoidal numa dada posição X . O termo $(N - 1 - i)X_z$ dessa equação promove a defasagem entre os N pares engrenados que realizam simultaneamente a transmissão de torque:

$$K(X)_{Total} = \sum_{i=0}^{N-1} k[(N - 1 - i)X_z + \text{mod}(X, X_z)] \quad (5.36)$$

Na Figura 5.8 é mostrada a rigidez total do engrenamento e suas componentes referentes à passagem dos dentes ao longo da linha de ação. A partir da formulação de Cai (1995), com razões de contato menores que 2, ou seja, em que ocorrem menos de 2 pares de dentes transmitindo simultaneamente, é possível verificar a ocorrência da separação dos dentes na linha de contato, resultando numa irregularidade na rigidez do engrenamento. Em engrenagens com maior largura de dente, mostradas nas Figuras 5.9 a 5.13, ocorre o aumento do valor da rigidez total. Nesse caso, com uma razão de contato maior que 2, não ocorre o fenômeno de separação dos dentes e, dessa maneira, a rigidez do par engrenado se assemelha a uma curva senoidal.

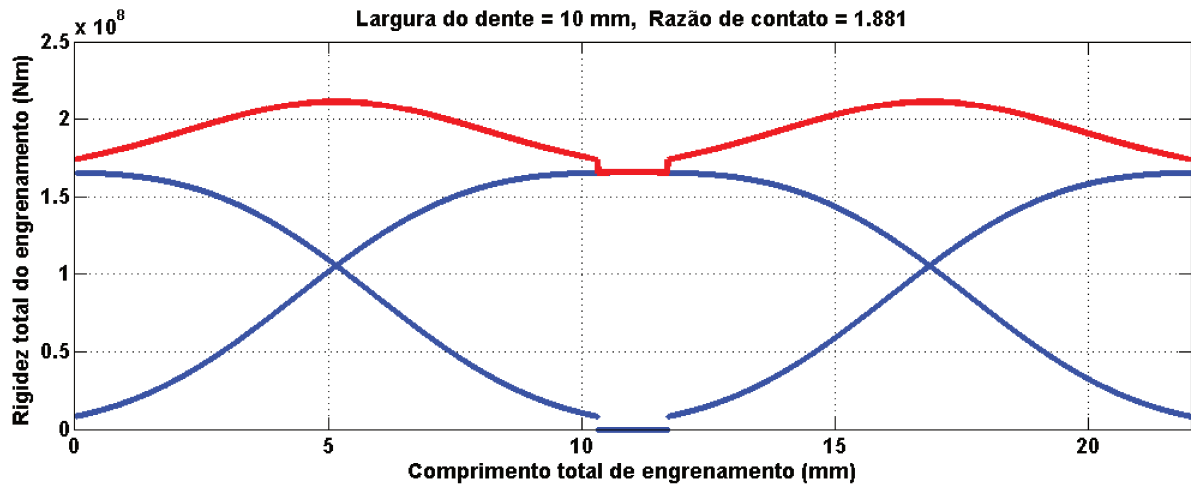


Figura 5.8: Rigidez total de engrenamento com $\varepsilon < 2$ baseado em dados de Cai (1995).

5.4 Rigidez de engrenamentos de transmissão automotiva

Nesse trabalho, foram obtidos os dados dos engrenamentos de uma transmissão real de cinco marchas. As engrenagens que transmitem torque para o eixo de saída possuem inércias decrescendo de primeira à quinta marcha. A partir dos dados, foi utilizada a formulação de Cai (1995), obtendo-se assim as curvas de rigidez para o engrenamento cujos valores mínimo, médio e máximo são mostrados na Tabela 5.1. Desse item em diante, todas as simulações lineares serão realizadas segundo o valor médio de rigidez. Pode-se observar que a engrenagem de quarta e primeira marcha possuem, respectivamente, os maiores e menores valores de rigidez dentre todos os pares dessa transmissão.

Nas Figuras 5.9 a 5.13, são mostrados os perfis das curvas de rigidez dos engrenamentos de primeira à quinta marcha. Como todas as razões de contato são maiores que 2, não ocorre o fenômeno de separação dos dentes para nenhum dos engrenamentos calculados. Essas funções de engrenamento serão utilizadas em todas as simulações não-lineares, exceto quando o efeito da alteração dos ângulos de hélice e da largura desses engrenamentos for verificada. Em todas as simulações foi desconsiderado o efeito da correção nos engrenamentos.

Tabela 5.1: Rigidez média dos engrenamentos.

Engrenamento	Rigidez mínima (N/m $\times 10^8$)	Rigidez média (N/m $\times 10^8$)	Rigidez máxima (N/m $\times 10^8$)
1	2,0124	2,078	2,1435
2	1,9417	2,0838	2,2392
3	2,1924	2,4419	2,7295
4	2,3055	2,5456	2,8140
5	2,1837	2,4008	2,6554

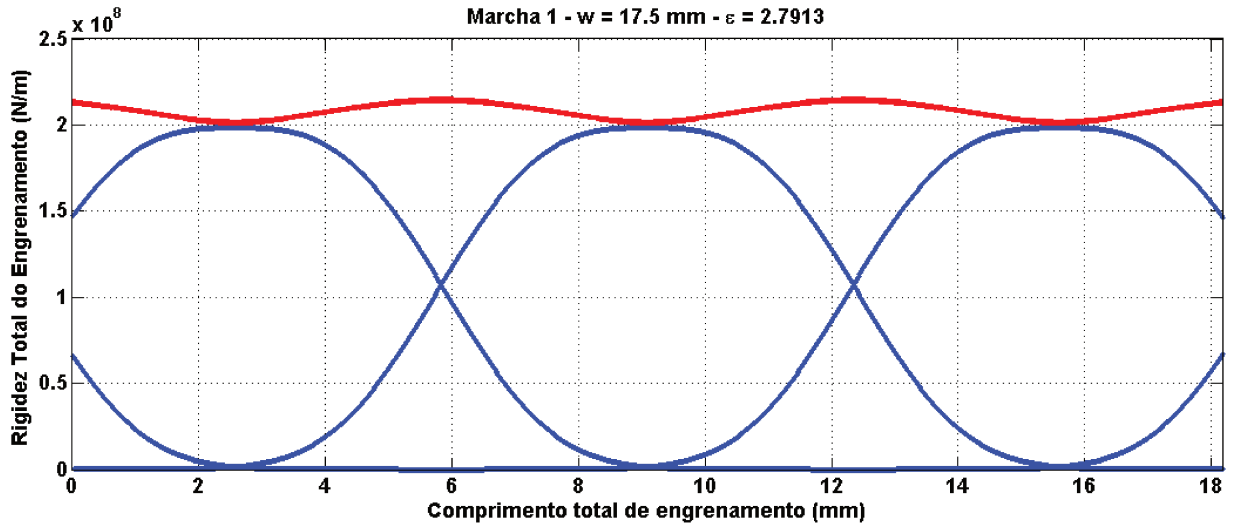


Figura 5.9: Rigidez do engrenamento de primeira marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).

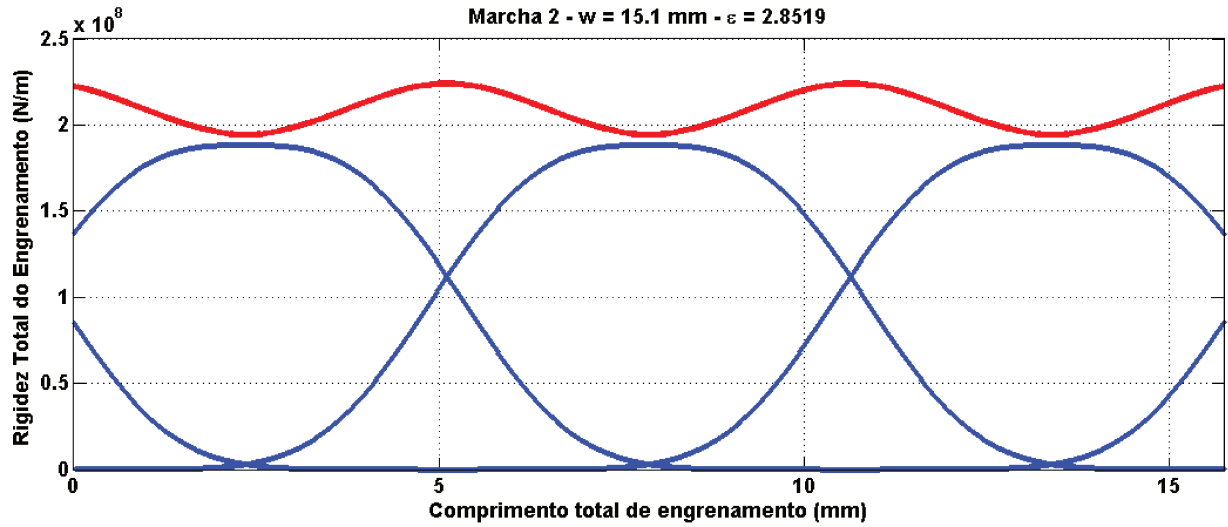


Figura 5.10: Rigidez do engrenamento de segunda marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).

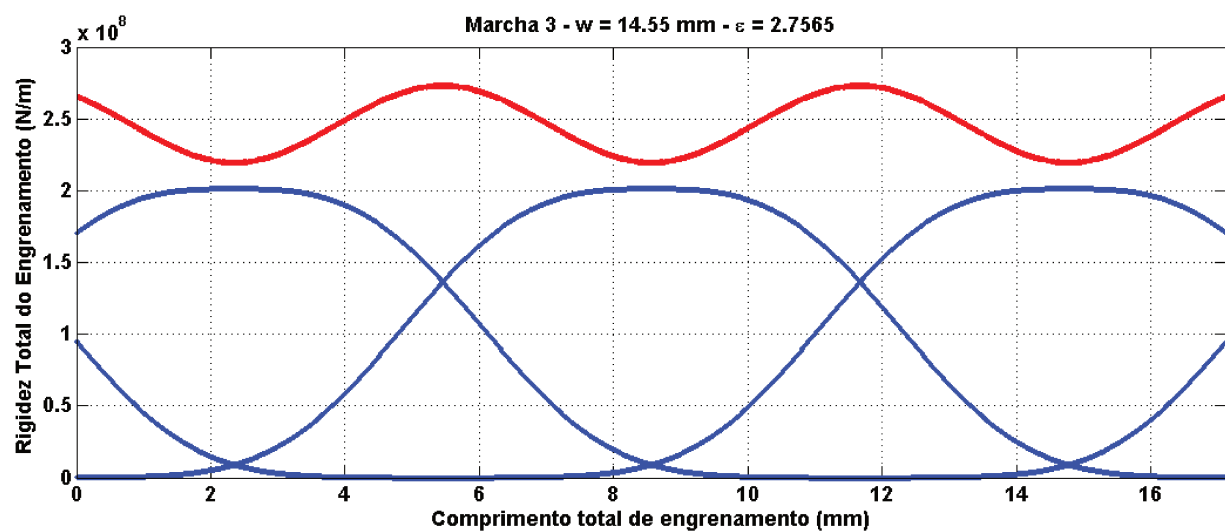


Figura 5.11: Rigidez do engrenamento de terceira marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).

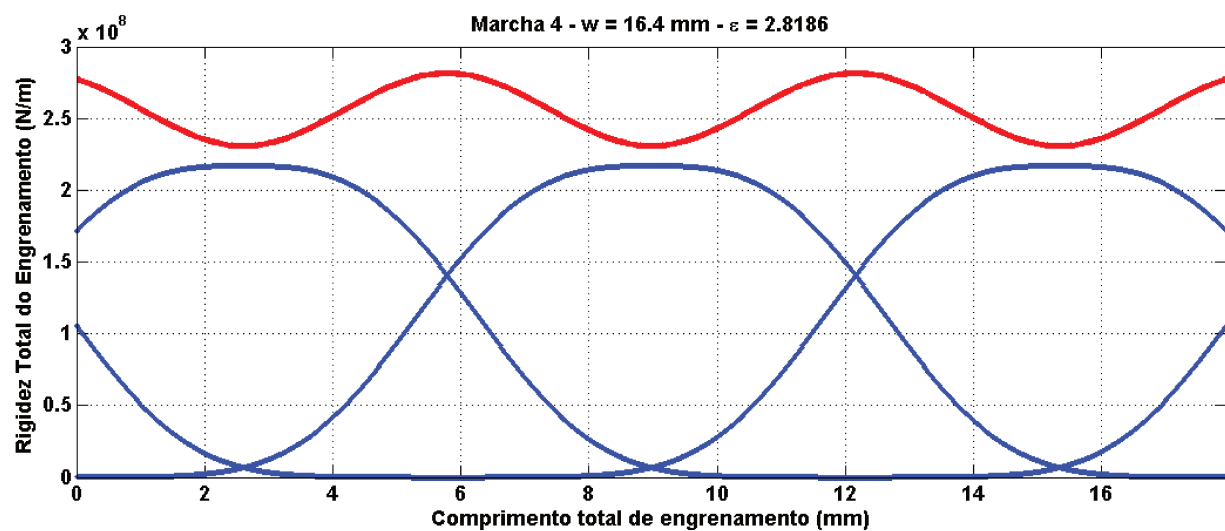


Figura 5.12: Rigidez do engrenamento de quarta marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).

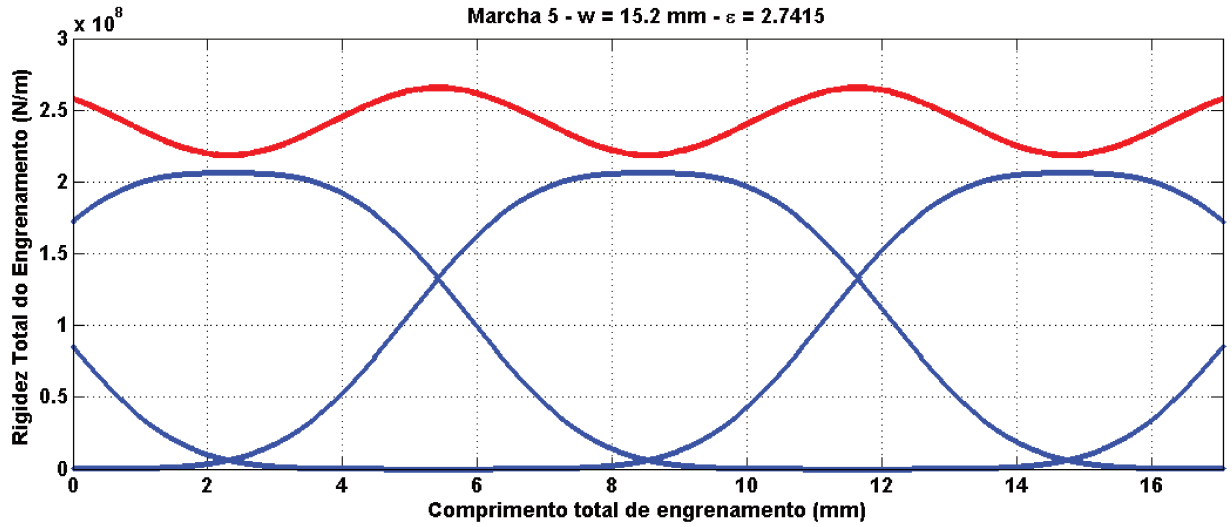


Figura 5.13: Rigidez do engrenamento de quinta marcha calculada a partir da formulação de Cai (1995).

5.4 Engrenagens com folga no contato

Nos primeiros modelos publicados sobre o assunto (SINGH *et al* , 1989), a folga (b) linear presente entre os dentes foi representada por uma função de não-linearidade tipo *backlash*, descontínua para $\Delta x = \pm \frac{b}{2}$ em um par de dentes com rigidez de contato k_t , tal como na equação linear por partes mostrada a seguir:

$$F(\Delta x) = \begin{cases} 0, & \text{se } -\frac{b}{2} < \Delta x < \frac{b}{2} \\ k_t \left(\Delta x - \frac{b}{2} \right), & \text{se } \Delta x > \frac{b}{2} \\ k_t \left(\Delta x + \frac{b}{2} \right), & \text{se } \Delta x < -\frac{b}{2} \end{cases} \quad (5.37)$$

Com a Equação 5.37 e observando a Figura 5.14, no intervalo entre os limites da folga ($-\frac{b}{2} < \Delta x < \frac{b}{2}$), os dentes do par engrenado estão separados, movendo-se independentemente, sem transmissão de força. Ao alcançar os limites da folga em $\Delta x = \pm \frac{b}{2}$, ocorre o impacto entre as suas faces, solicitando a rigidez de contato entre os dentes k_t . A partir dos limites da folga ($-\frac{b}{2} < \Delta x$ ou $\Delta x > \frac{b}{2}$), ocorre a deflexão dos dentes do par engrenado no processo de transmissão de potência.

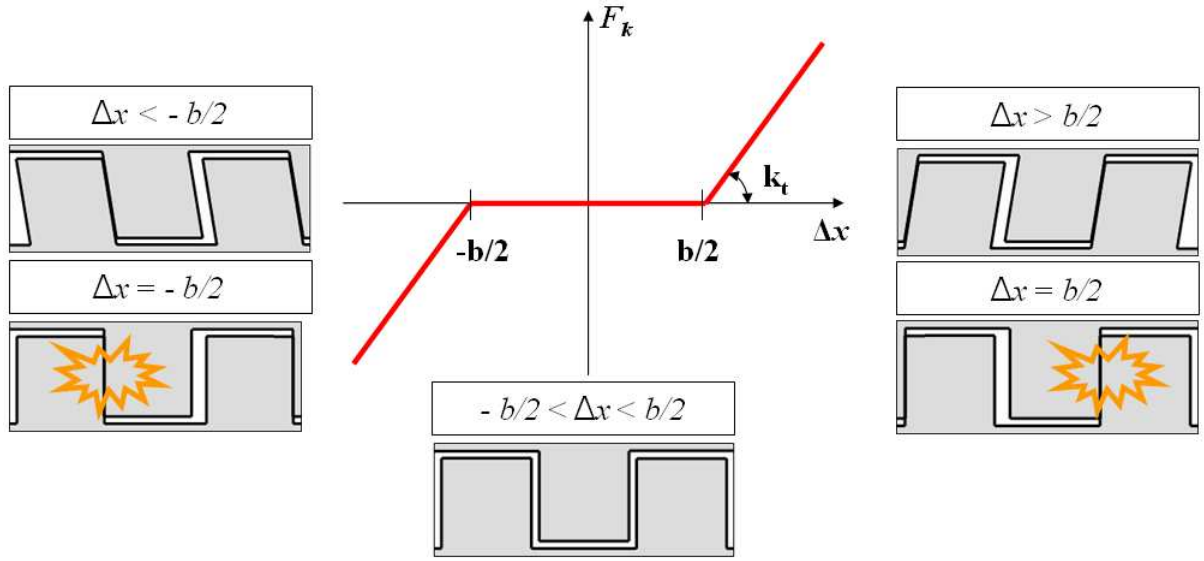


Figura 5.14: Representação dos dentes do par engrenado segundo a função de *backlash*.

Vale a pena ressaltar que, tal qual no Capítulo 4, essa representação também possui a peculiaridade de, em caso de condições iniciais nulas ($\Delta x = 0$), o par engrenado ser considerado sem contato entre as superfícies dos dentes. Por exemplo, se os limites de transição fossem deslocados para $\Delta x = 0$ e $\Delta x = b$, com a mesma folga total b , em condições iniciais nulas, o par engrenado seria considerado em contato com o limite esquerdo da não-linearidade. Novamente, os limites serão mantidos segundo a Equação 5.37 de acordo com os trabalhos publicados na área (COUDERC *et al*, 1998 e KIM *et al*, 2001).

Tendo em vista a rigidez total de engrenamento helicoidal variante segundo o deslocamento do pinhão, a força não-linear de contato é obtida pela Equação 5.38 e adquire o aspecto oscilante da Figura 5.15.

$$F(X, \Delta x) = \begin{cases} 0, & \text{se } -\frac{b}{2} < \Delta x < \frac{b}{2} \\ k(X)_{Total} \left(\Delta x - \frac{b}{2} \right), & \text{se } \Delta x > \frac{b}{2} \\ k(X)_{Total} \left(\Delta x + \frac{b}{2} \right), & \text{se } \Delta x < -\frac{b}{2} \end{cases} \quad (5.38)$$

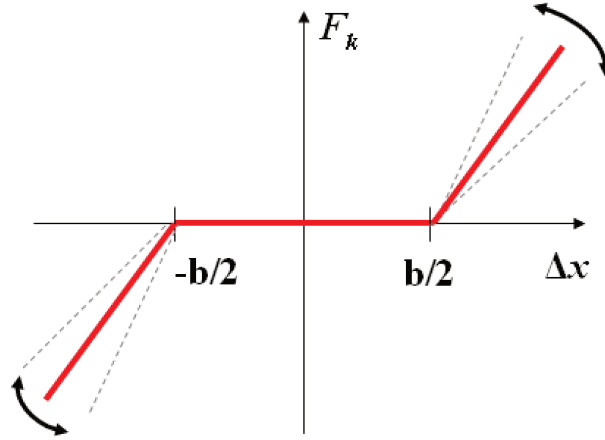


Figura 5.15: Representação da folga entre os dentes com rigidez variante no tempo, baseado em Wang *et al* (2001).

5.5 Modelos de dissipação de energia em impacto

O modelo de dissipação de energia no impacto utilizado em alguns trabalhos (CORDERC *et al* (1998)) prevê uma função backlash representativa da folga, com uma região de contato entre os dentes do tipo Kelvin-Voigt, formada pela associação em paralelo de uma rigidez representativa da flexão do dente e um elemento de amortecimento viscoso (Equação 5.39), levando em conta as perdas de energia o efeito do contato e deformação do dente.

$$F = kx + c\dot{x} \quad (5.39)$$

Porém, no trabalho de Hunt *et al* (1975) é mostrado que essa abordagem não representa adequadamente o contato entre corpos, por ser fortemente dependente da velocidade, principalmente nas etapas de aproximação e separação dos corpos. Devido ao amortecimento viscoso, os corpos podem sofrer à ação instantânea de uma força oposta ao movimento de aproximação mesmo com deformação nula da rigidez. O mesmo ocorre na etapa de separação dos mesmos, pois o amortecimento ocasiona um esforço oposto à separação das superfícies.

Hunt *et al* (1975) cita que a definição clássica de coeficiente de restituição em condição de impacto unidimensional para corpos em translação pura é a razão da sua velocidade relativa antes (v_i) e depois (v_o) do impacto:

$$v_o = ev_i \quad (5.40)$$

Os autores relatam que, para uma limitada faixa de v_i reduzida, o coeficiente de restituição pode ser definido pela velocidade inicial do corpo e um parâmetro dependente do material e da geometria das superfícies próximas à região de contato (γ):

$$e = 1 - \gamma v_i \quad (5.41)$$

No trabalho, foi elaborado um modelo para uma força elástica não-linear do tipo $F = kx^n$, na qual n é um parâmetro relacionado ao tipo de contato simulado, sendo igual a 1 ou 1,5 para contatos entre cilindros paralelos e esferas, respectivamente.

Após cálculos para avaliar a energia dissipada em um ciclo de histerese, foi obtido que o amortecimento não-linear (c) é dependente da deformação entre os corpos e do coeficiente de restituição dos impactos, através do parâmetro γ , mostrado na Equação (5.42):

$$c = \frac{3}{2}\gamma kx^n \quad (5.42)$$

Com o modelo proposto, a inconsistência da representação de Kelvin-Voight nos instantes iniciais e finais de contato é eliminada, uma vez que a força de contato é nula se a deformação entre os corpos for inexistente, independentemente de sua velocidade relativa. Kim *et al* (2005) denomina este tipo de amortecimento de *impact damping*.

$$F = kx\left(\frac{3}{2}\gamma\dot{x} + 1\right) \quad (5.43)$$

Por exemplo, um corpo de prova com posição dada pela expressão $x = 0,01\text{sen}(2\pi 10t)$, em metros, está à distância de 0,0025 m de um anteparo fixo com rigidez $k = 300$ N/m. Ele completa um ciclo dessa senóide entrando em contato com o anteparo, ocorrendo deformação entre as superfícies, e, finalmente, retornando para sua posição original. Na Figura 5.16, é mostrada a força de contato em caso de amortecimento viscoso para coeficientes de 0,01 e 0,1 Ns/m. No ponto A, de contato entre as superfícies, é mais nítido para o maior valor de amortecimento a descontinuidade na força em sentido oposto ao movimento de junção das superfícies e, em B, na separação dos corpos, a força atua impedindo esse movimento.

Com o modelo de impacto proposto por Hunt et al (1975), na Figura 5.17, o ponto de contato da superfícies C não possui essa descontinuidade, no contato e na separação dos

corpos, sendo que a dissipação de energia aumenta com a deformação entre o corpo e o anteparo.

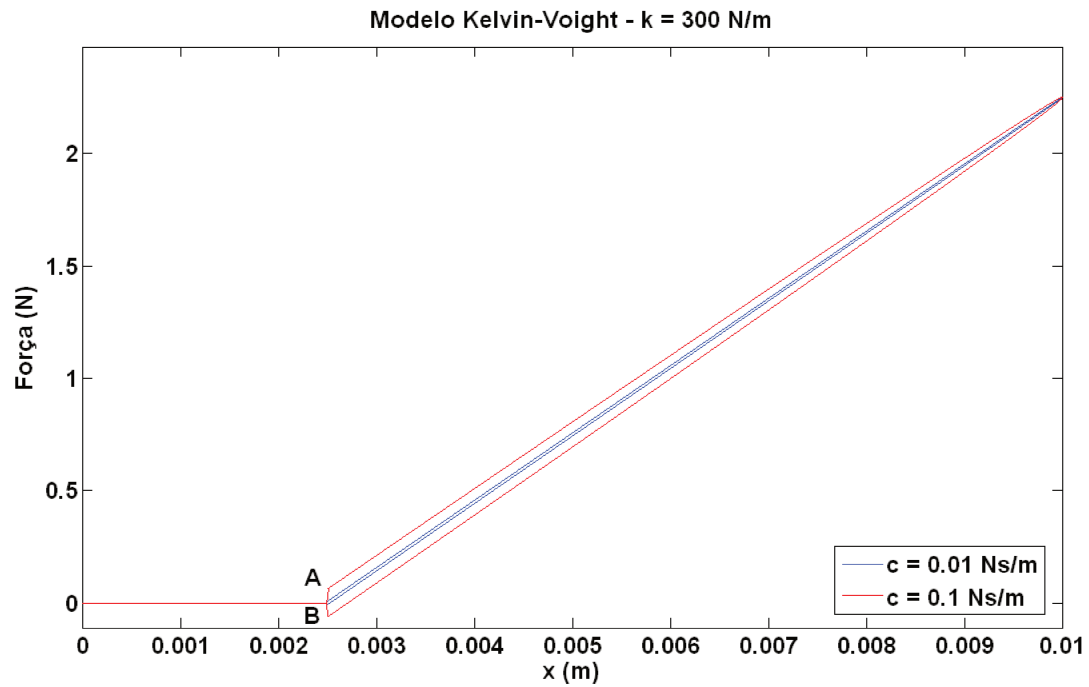


Figura 5.16: Representação da força de contato segundo o modelo Kelvin-Voight.

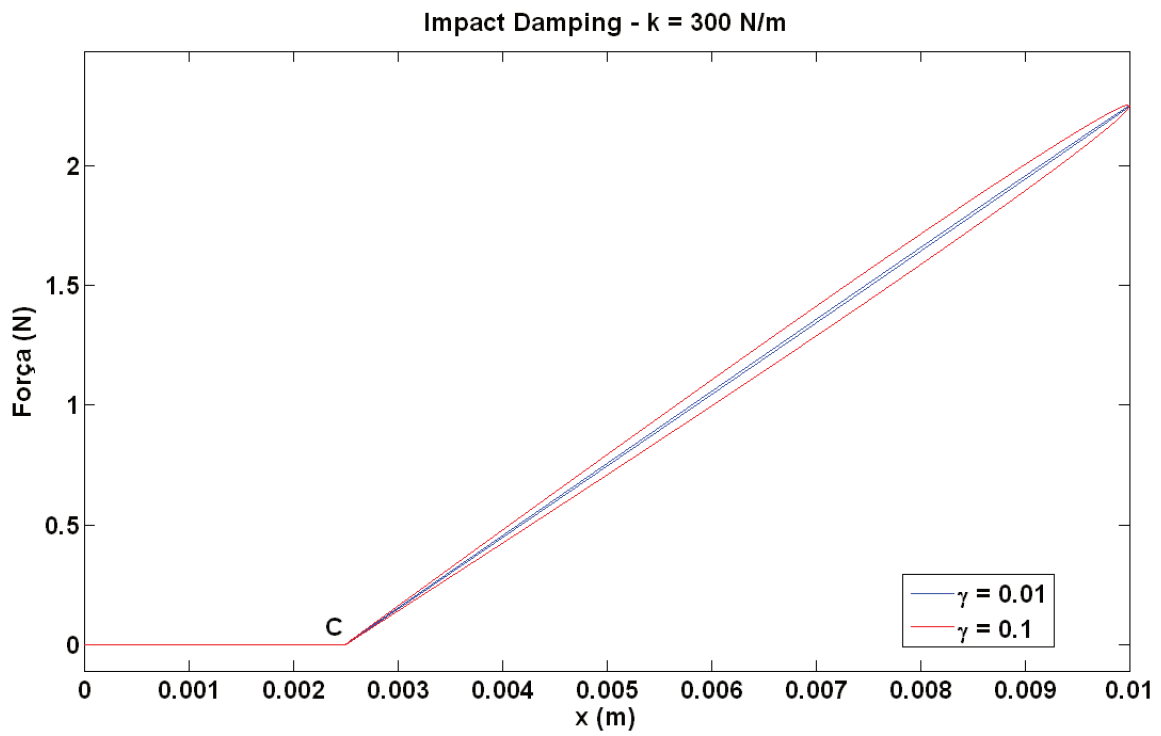


Figura 5.17: Representação da força de contato segundo o modelo de *impact damping*.

5.6 Torque de arraste entre engrenagem e eixo

A força de arraste *drag force* resultante do filme de óleo entre a engrenagem e o eixo pode ser representada, para o caso de *rattle* em marcha lenta, segundo a Equação 5.44:

$$F_d = \frac{\eta_0 A_c v_g}{b_0} \quad (5.44)$$

Nessa expressão apresentada (HAMROCK, 2004), η_0 é a viscosidade dinâmica do lubrificante a pressão atmosférica, A_c é a área de contato, b_o é a espessura do filme de óleo e v_g é a velocidade linear da engrenagem. A área de contato é dada por $A_c = 2\pi r_s w$, sendo r_s o raio do eixo e w a espessura da engrenagem. Esse equacionamento pode ser utilizado assumindo que a engrenagem está submetida a baixos esforços, o escoamento do fluido entre as superfícies é laminar, a excentricidade relativa entre o eixo e a engrenagem é desprezível, o filme de óleo possui espessura constante e a espessura do filme é muito pequena em comparação ao raio do eixo, permitindo que a curvatura entre as superfícies possa ser ignorada.

6 SIMULAÇÕES DO SISTEMA LINEARIZADO

Neste capítulo, inicialmente, é analisado um modelo com três graus de liberdade do trem de potência simplificado, a fim de identificar suas principais características segundo modos e frequências naturais na condição de tração. A sensibilidade dos autovalores às alterações em parâmetros do modelo é analisada, visando compreender qual a relevância da inércia e rigidez dos seus elementos. O comportamento do conjunto volante-cubo-eixo primário é detalhado para subsequente análise dos resultados das simulações não-lineares. Em seguida, é elaborado um modelo em ponto morto, incluindo inércias representativas dos engrenamentos, contendo elementos lineares de rigidez ligando-as ao eixo primário. Com a modelagem do *drive* final do veículo (diferencial+rodas), é possível a representação mais complexa do sistema em tração. Nesse caso, o modelo em ponto morto é ligado ao *drive* final, permitindo averiguar a influência de mais parâmetros do sistema, tais como o disco de embreagem. Com alterações nas grandezas de inércia e rigidez empregadas, é verificada nos modos e frequências naturais a utilização de um volante dupla-massa.

6.1 Modelo Simplificado com 3 graus de liberdade

Um sistema real de *powertrain* (Figura 6.1), tração dianteira, pode ser reduzido a um com 3 graus de liberdade (Figura 6.2).

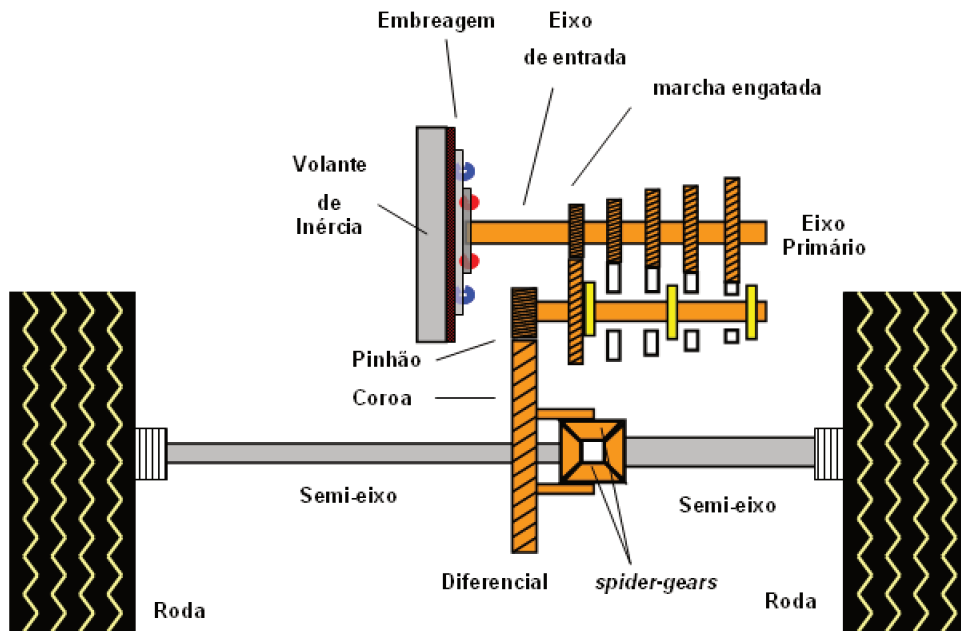


Figura 6.1: Representação dos sistema de *powertrain* tração dianteira evidenciando os elementos inerciais da transmissão e do diferencial.

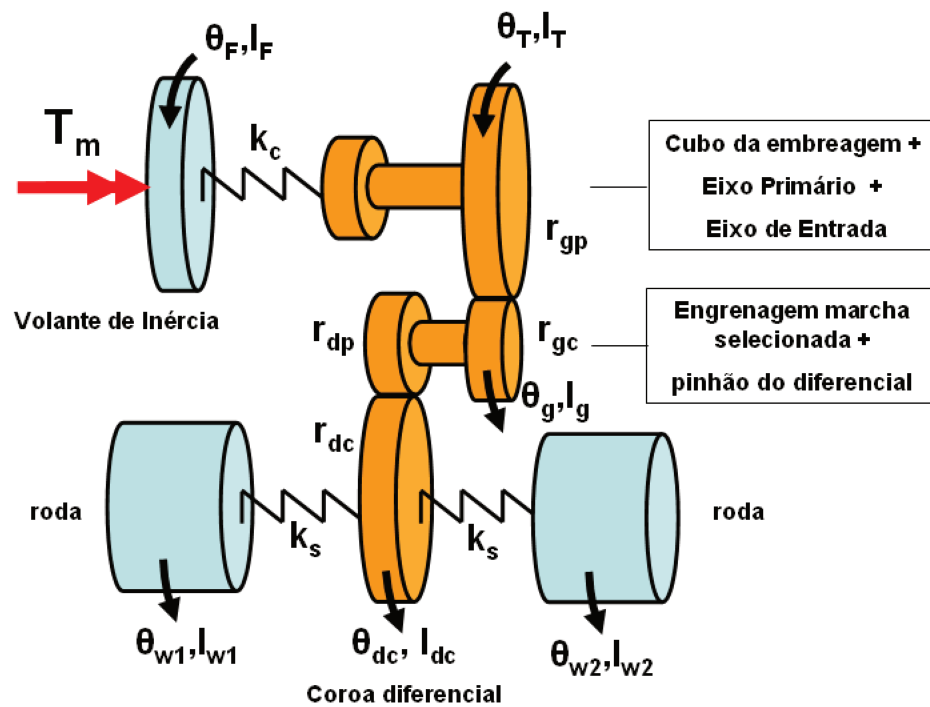


Figura 6.2: Modelo com três graus de liberdade do *powertrain*.

A excitação do motor T_m é aplicada ao volante de inércia, que é conectado pela rigidez da embreagem k_c do estágio de tração aos componentes da transmissão e do diferencial reduzidos a um grau de liberdade pela imposição de restrições de deslocamento nos seus engrenamentos. Os raios r_{gp} e r_{gc} estabelecem a relação de engrenamento à marcha selecionada, enquanto que r_{dp} e r_{dc} representam as dimensões do par pinhão-coroa do diferencial. Nesse caso, a flexibilidade dos dentes engrenados e eixos da transmissão são desprezados, assim como os pares engrenados não solicitados. A rigidez dos semieixos k_s liga o conjunto transmissão/diferencial às rodas, reduzidos a um grau de liberdade com a imposição de que ambas possuem o mesmo deslocamento angular. Em cada roda, foi considerada metade da inércia total do veículo. Essa abordagem visa prever características do sistema com o mínimo de dados, pois parâmetros físicos reais do sistema, tais como inércia e rigidez não são facilmente obtidos. Nas matrizes de inércia e rigidez, respectivamente, dadas pelas Equações 6.1 e 6.2, os raios dos engrenamentos podem ser substituídos pelas relações de engrenamento, fornecidas nos manuais de veículos. Para a alteração da marcha selecionada, foram alteradas as relações entre os raios r_{gp} e r_{gc} e a inércia da engrenagem selecionada I_g .

$$[J] = \begin{bmatrix} I_F & 0 & 0 \\ 0 & \left(I_T + I_g \left(\frac{r_{gp}}{r_{gc}} \right)^2 + I_{dc} \left(\frac{r_{gp} r_{dp}}{r_{gc} r_{dc}} \right)^2 \right) & 0 \\ 0 & 0 & 2I_w \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_c & -k_c & 0 \\ -k_c & \left(k_c + 2k_s \left(\frac{r_{gp} r_{dp}}{r_{gc} r_{dc}} \right)^2 \right) & -2k_s \left(\frac{r_{gp} r_{dp}}{r_{gc} r_{dc}} \right) \\ 0 & -2k_s \left(\frac{r_{gp} r_{dp}}{r_{gc} r_{dc}} \right) & -2k_s \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

6.1 Modos e frequência natural em primeira marcha

Em primeira marcha, com a embreagem operando na rigidez de tração ($k_c = 18 \text{ Nm/}^\circ$), o modelo possui um modo de corpo rígido (0 Hz), devido à ausência de conexão do modelo com um referencial inercial. O segundo modo (Figura 6.3), associado à frequência natural de 3,280 Hz, representa o *shuffle*. A oposição de fase entre os graus de liberdade do volante e da transmissão e o veículo possibilita impactos, relacionados ao *clonk*.

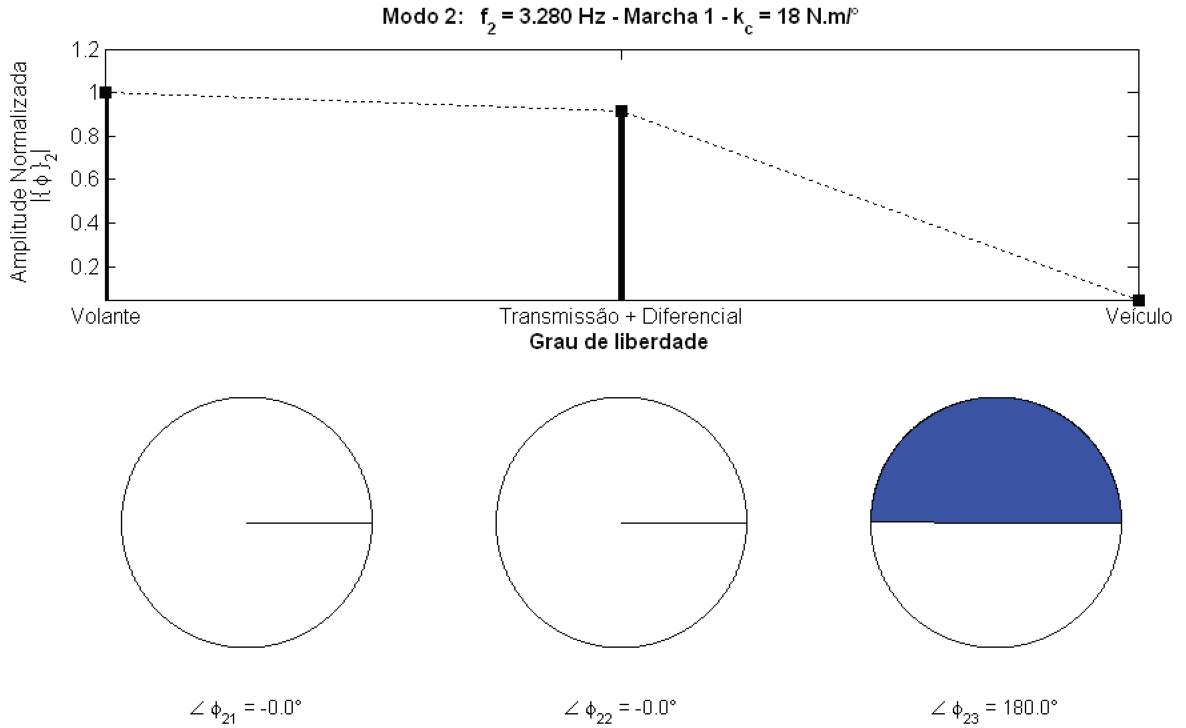


Figura 6.3: Modo representativo do fenômeno de *shuffle* do modelo não-amortecido com 3 graus de liberdade.

Para a frequência de 73,672 Hz ocorre o modo relacionado ao *rattle* (Figura 6.4). Nessa configuração, a maior amplitude de vibração existe na transmissão, em oposição de fase com o volante e o restante do veículo. Num modelo não-linear, nessa condição, a elevada vibração da árvore primária da transmissão levaria à separação dos dentes engrenados sem carga, ocasionando os impactos no instante de reaproximação e contato.

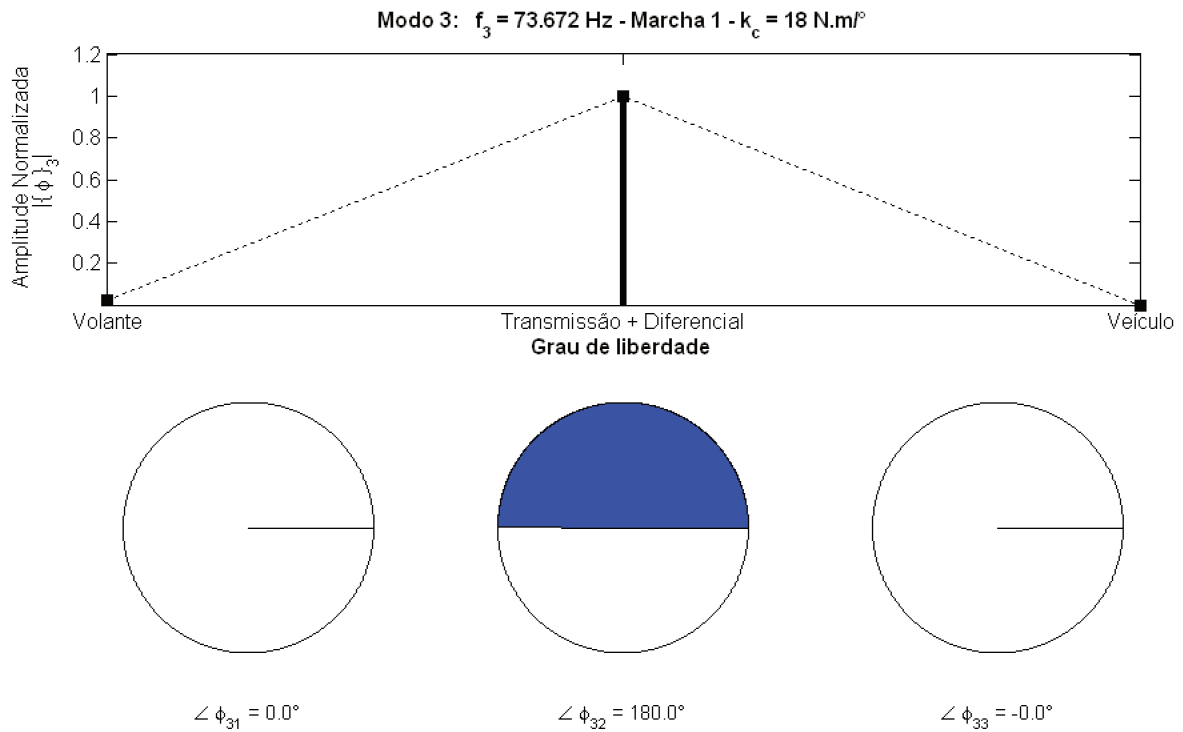


Figura 6.4: Modo representativo do fenômeno de *rattle* do modelo não-amortecido com 3 graus de liberdade.

O mecanismo para a excitação do terceiro modo do modelo simplificado é mostrado na Figura 6.5.

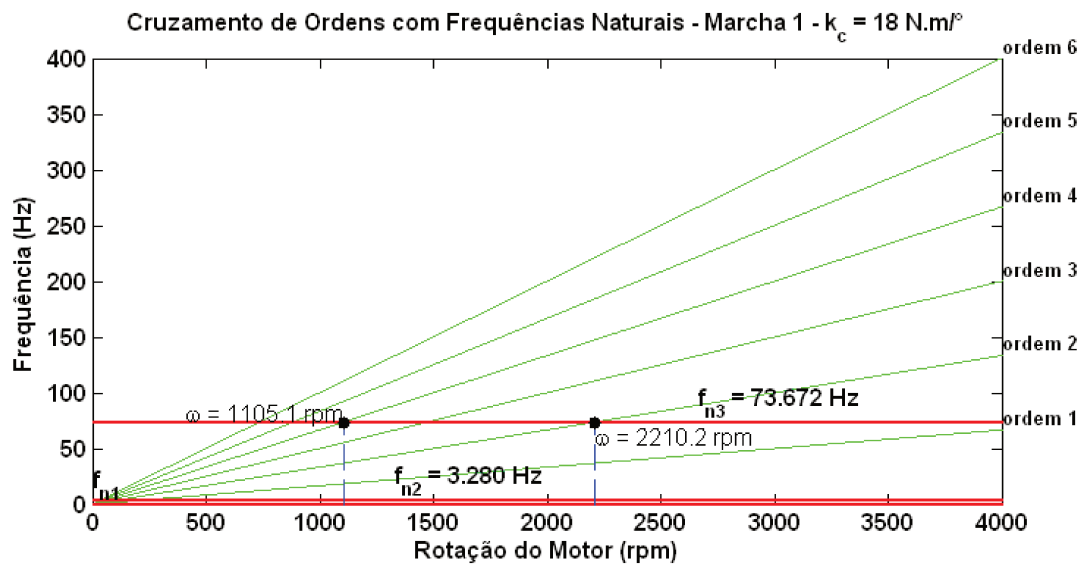


Figura 6.5: O cruzamento da terceira frequência natural do modelo (f_{n3}) com a segunda e quarta ordem em primeira marcha.

A rotação do motor, em rpm, é a ordem 1 visualizada no contagem do painel do motorista. No gráfico, a rotação do motor, assim como suas múltiplas inteiras até 6, são convertidas para Hz, sendo representadas por linhas inclinadas, podendo demonstrar o cruzamento da excitação com frequências naturais do modelo linearizado, traçadas como linhas horizontais. O terceiro modo é excitado pela quarta e segunda ordem, as mais representativas para motores de 4 cilindros, quando o motor está 1105,1 e 2210,2 rpm, respectivamente. Essa faixa de rotação do motor para a ocorrência do *rattle* em condição de tração, com valores próximos à literatura, revela a forte interação entre o sistema do *driveline* e a sua excitação. Em caso de a ordem 6 possuir maior relevância no torque aplicado, a excitação do terceiro modo pode ocorrer antes de 1000 rpm, por volta de 736,7 rpm, tornando a faixa de operação com grandes amplitudes na transmissão maior. Em caso de utilização de um motor 6 cilindros, com maiores contribuições das ordens 3 e 6, a transmissão apresentaria grandes vibrações na faixa de 736,7 a 1473,4 rpm, visualizados na Figura 6.6.

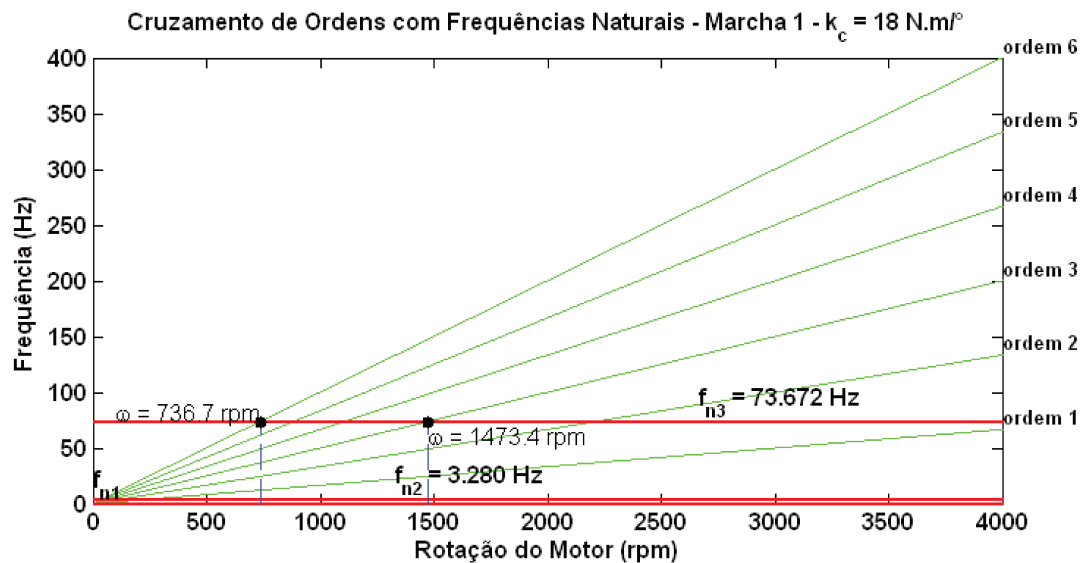


Figura 6.6: O cruzamento da terceira frequência natural do modelo (f_{n3}) com a terceira e sexta ordem em primeira marcha.

Tais resultados estão de acordo com as faixas de rotação encontradas na literatura (Reik (1990) e Drexel (1988)), situadas entre 700 a 2000 rpm. Portanto, a variabilidade na faixa de rotação encontrada leva em conta a interação de diferentes sistemas de *powertrain* veicular submetidos à diferentes conteúdos espectrais de excitação.

Com o motor 4 cilindros (Figura 6.5), a faixa de excitação do terceiro modo seria de 2210,2 – 1105,1 = 1105,1 rpm, enquanto que, no caso de motor 6 cilindros (Figura 6.6), devido à excitação da sexta e terceira ordem, seria de 1473,4 – 736,7 = 736,7 rpm. Para um

mesmo modelo trem de potência, cujo conteúdo harmônico da excitação foi alterado, houve diferença de $1105,1 - 736,7 = 368,4$ rpm na faixa excitação do modo linearizado de *rattle*. Uma consequência desse resultado, pensando num teste veicular real em que a rotação do motor é aumentada a partir da rotação mínima em marcha lenta até o máximo permitido com aceleração constante em primeira marcha, é que a operação com o motor 6 cilindros permaneceria menos tempo excitando o modo linearizado de *rattle*. Portanto, um mesmo sistema de *powertrain* pode apresentar o fenômeno de *rattle* em faixas de rotação distintas de acordo com o conteúdo espectral do torque ao qual é submetido.

6.1 Frequências naturais x marcha selecionada

Com a alteração da marcha, de primeira até a quinta, a relação $\frac{r_{gp}}{r_{gc}}$ aumenta:

Tabela 6.1: Relações de engrenamento de primeira à quinta marcha.

Marcha	$\frac{r_{gp}}{r_{gc}}$
1	0,2683
2	0,5102
3	0,6458
4	1,0572
5	1,3226

O engrenamento do diferencial é mantido constante com $\frac{r_{dc}}{r_{dp}} = 4,19$. A segunda e terceira frequência natural do modelo possuem um comportamento dual (Tabela 6.2): enquanto a frequência relacionada ao *rattle* é reduzida com a troca para uma marcha com relação de engrenamento maior, a referente ao *shuffle* é aumentada entre 3,28 e 8,549 Hz, uma diferença de 5,269 Hz.

Na Tabela 6.3 pode ser constatado que, apesar da redução da terceira frequência natural de 73,672 Hz em primeira marcha, para 68,026 Hz em quinta marcha (diminuição de 5,646 Hz), a região de excitação desse modo pela segunda e quarta ordem permanece na faixa entre 1000 e 2200 rpm.

Tabela 6.2: Excitação do terceiro modo pela terceira e quarta ordem no modelo linear simplificado de acordo com a marcha selecionada.

Marcha	Segunda Frequência Natural (Hz)	Terceira Frequência Natural (Hz)
1	3,280	73,672
2	4,878	72,115
3	5,714	71,144
4	7,687	68,742
5	8,549	68,026

Tabela 6.3: Rotações do motor para a excitação do terceiro modo de acordo com a marcha selecionada.

Marcha	Cruzamento quarta ordem (rpm)	Cruzamento segunda ordem (rpm)
1	1105,1	2210,2
2	1081,7	2163,4
3	1067,2	2134,3
4	1031,1	2062,2
5	1020,4	2040,8

6.2 Análise da sensibilidade dos autovalores

Nessa seção, a influência de alterações em propriedades inerciais (volante, transmissão e veículo) ou de rigidez (embreagem, semieixos) do modelo foram realizadas para verificar qual o efeito no deslocamento da frequência natural de *rattle* em tração. As modificações realizadas não apresentaram significativa mudança na forma modal mostrada anteriormente pelas Figuras 6.3 e 6.4.

6.2 Modificações em elementos inerciais

Nas Figuras 6.7 e 6.8 é observado que o aumento da inércia do volante ocasionou a redução da segunda frequência natural, sendo que as maiores alterações ocorreram para o sistema em quinta marcha. Com relação à terceira frequência natural, o sistema em primeira marcha teve as maiores alterações, porém sem que houvesse diminuição para valores próximos de 70 Hz.

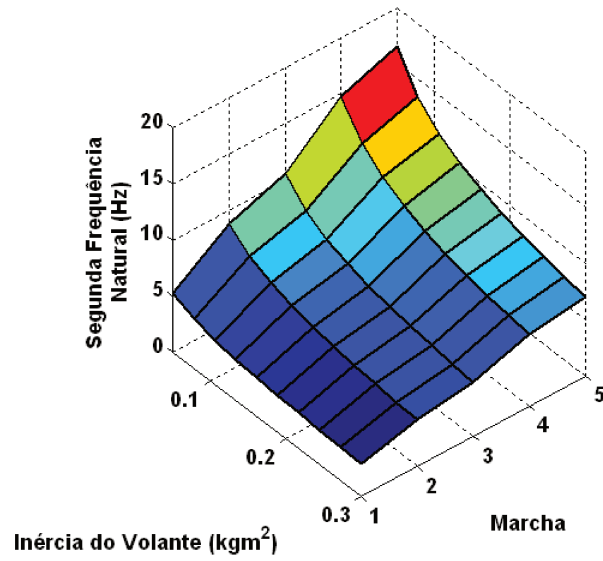


Figura 6.7: Variação da segunda frequência natural em função da inércia do volante e da marcha selecionada.

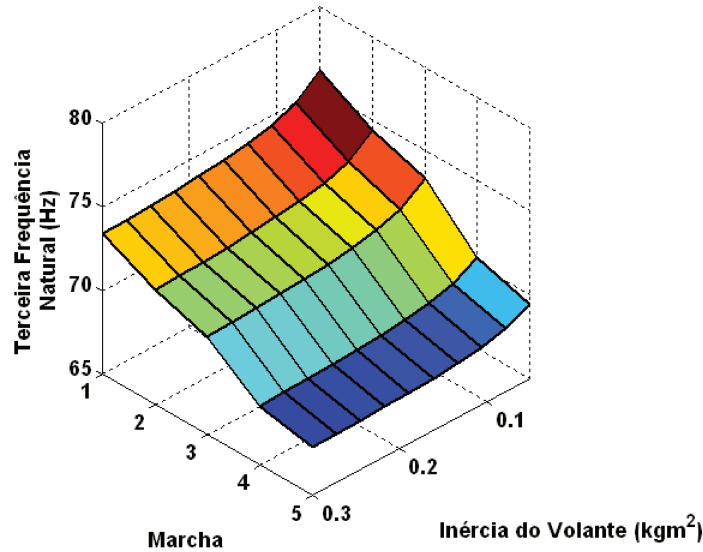


Figura 6.8: Variação da terceira frequência natural em função da inércia do volante e da marcha selecionada.

A inércia do eixo primário da transmissão teve uma maior influência na frequência referente ao *rattle* (Figura 6.10), alcançando valores próximos de 70 Hz em primeira marcha, sem apresentar alterações significativas para a condição de *surgings* (Figura 6.9). A massa do veículo, incorporada à inércia das rodas, não alterou significativamente as frequências analisadas, verificadas entre a situação de carga mínima (1400 kg) e máxima (2500 kg).

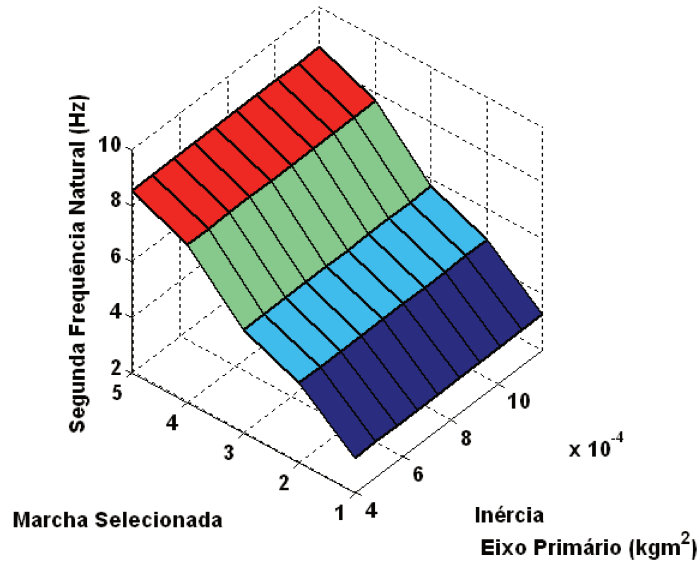


Figura 6.9: Variação da segunda frequência natural em função da inércia do eixo primário e da marcha seleccionada.

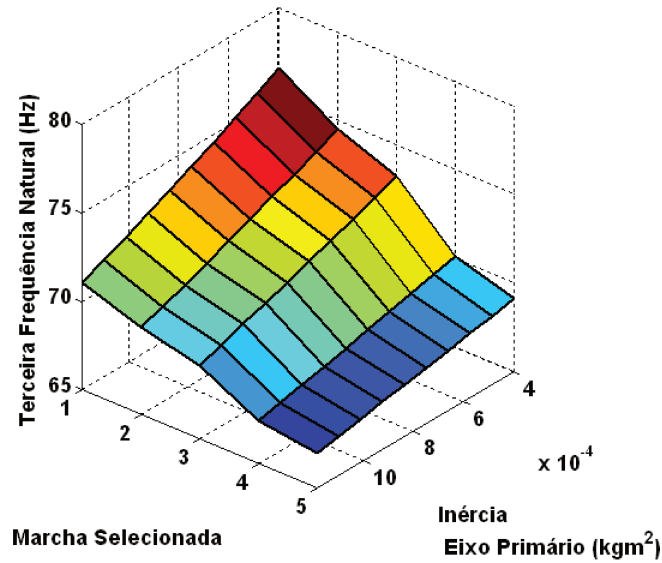


Figura 6.10: Variação da terceira frequência natural em função da inércia do eixo primário e da marcha seleccionada.

6.2 Modificações em elementos de rigidez

Para verificar a sensibilidade dos autovalores com relação à rigidez da embreagem no estágio de *drive*, seu valor foi modificado segundo grandezas reais utilizadas, entre 10 e 20 Nm/°. Nesse caso, a segunda frequência natural é pouco sensível, exceto na quinta marcha,

aumentando de valor com a rigidez adotada (Figura 6.11).

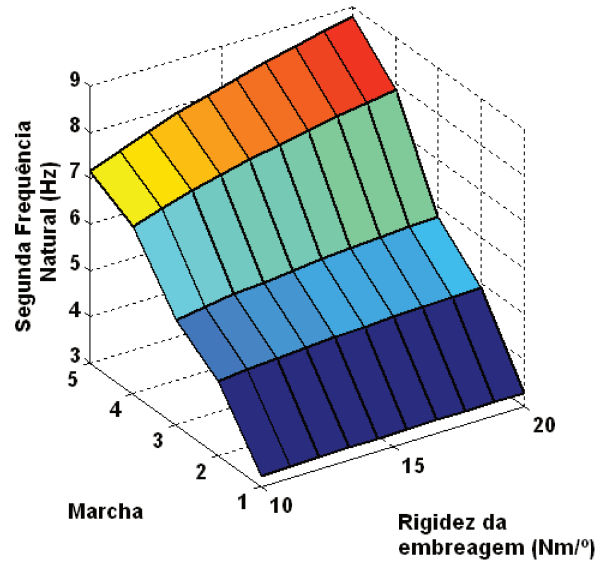


Figura 6.11: Variação da segunda frequência natural em função da rigidez da embreagem e da marcha selecionada.

No entanto, para a faixa de valores de k_c utilizados, a frequência associada ao *rattle* pode ser obtida entre 55 e 80 Hz (Figura 6.12). Nesse caso é visível uma pequena alteração na sensibilidade do sistema com a troca da marcha selecionada. Para um baixo valor de rigidez ($k_c = 10 \text{ Nm/}^\circ$), a terceira frequência natural é aumentada com a utilização de primeira à quinta marcha, enquanto que para valores elevados ($k_c = 20 \text{ Nm/}^\circ$) ocorre a sua diminuição.

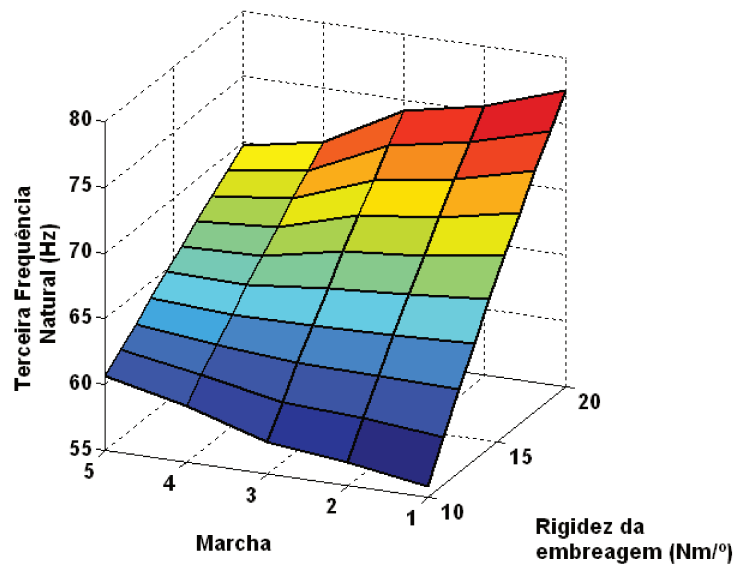


Figura 6.12: Variação da terceira frequência natural em função da rigidez da embreagem e da marcha selecionada.

No caso de alteração da rigidez do semieixo, a segunda frequência natural foi pouco modificada em todas as marchas (Figura 6.13), ao passo que a característica de *rattle* teve grande alteração em quinta marcha (Figura 6.14). Nesse gráfico é evidenciado que, em primeira marcha, a mudança da rigidez k_s acarretou em modificações mínimas nessa frequência.

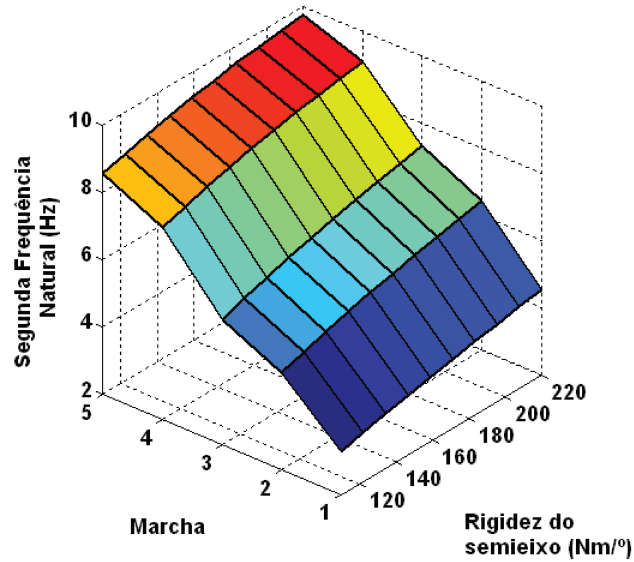


Figura 6.13: Variação da segunda frequência natural em função da rigidez do semieixo e da marcha selecionada.

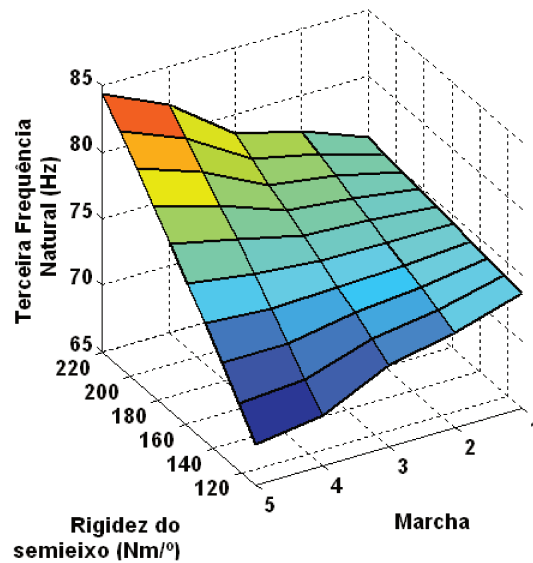


Figura 6.14: Variação da terceira frequência natural em função da rigidez do semieixo e da marcha selecionada.

6.2 Movimentação do conjunto volante+cubo+eixo primário

Como foi visto no Capítulo 5, num sistema engrenado real, a rigidez do dente pode ser representada por uma rigidez linear, mas essa modelagem assume seu valor constante e que não ocorre separação dos dentes no contato. Após a separação dos corpos em uma situação de impacto, a inércia de uma engrenagem será um sistema desacoplado do subsistema volante+cubo+eixo primário, voltando a interagir com o restante do conjunto somente quando houver novo contato com alguma face dos dentes do eixo primário (Figura 6.15).

Tendo em vista essa condição, o sistema do volante até o eixo primário pode ser considerado estando permanentemente interligado, sofrendo esforços impulsivos toda vez que ocorre a colisão dos dentes do engrenamento livre com outro do eixo primário. Comportando-se como sistema linear, apresentará resposta livre segundo seus modos e frequências naturais. O modo 3 desse conjunto demonstra grandes vibrações no eixo primário, que se movimenta em oposição de fase ao cubo da embreagem, com amplitudes mínimas no volante. Na Figura 6.16 é representado o modo para uma embreagem operando somente no estágio de pré-amortecimento. Com a mudança de rigidez na embreagem, a forma modal é pouco alterada e as frequências naturais associadas foram encontradas como 691,54 Hz para a menor rigidez, e 691,938 Hz, no caso de *drive*. Essa característica será utilizada para confrontar resultados de impactos produzidos na etapa de simulações não-lineares, realizada mais adiante nesse trabalho.

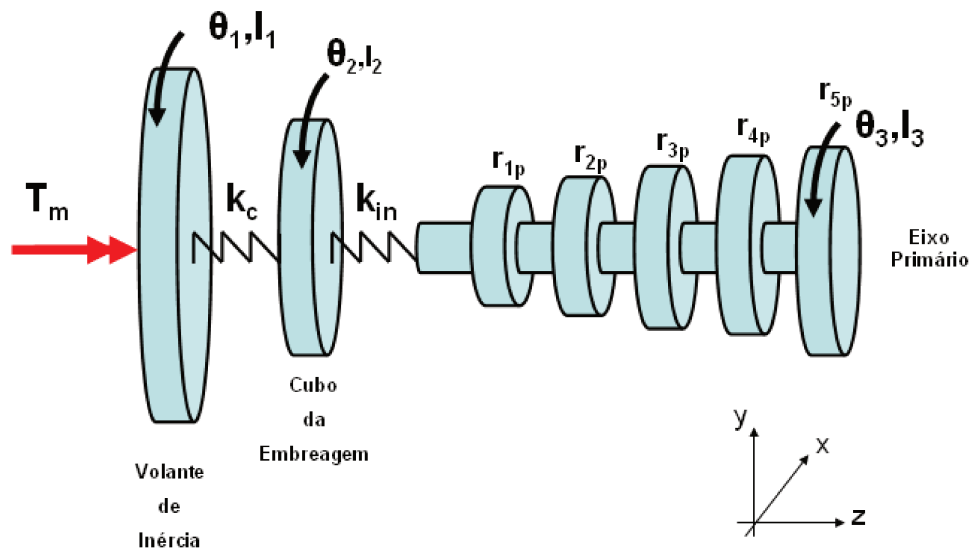


Figura 6.15: Modelo contendo volante de inércia, cubo da embreagem e eixo primário.

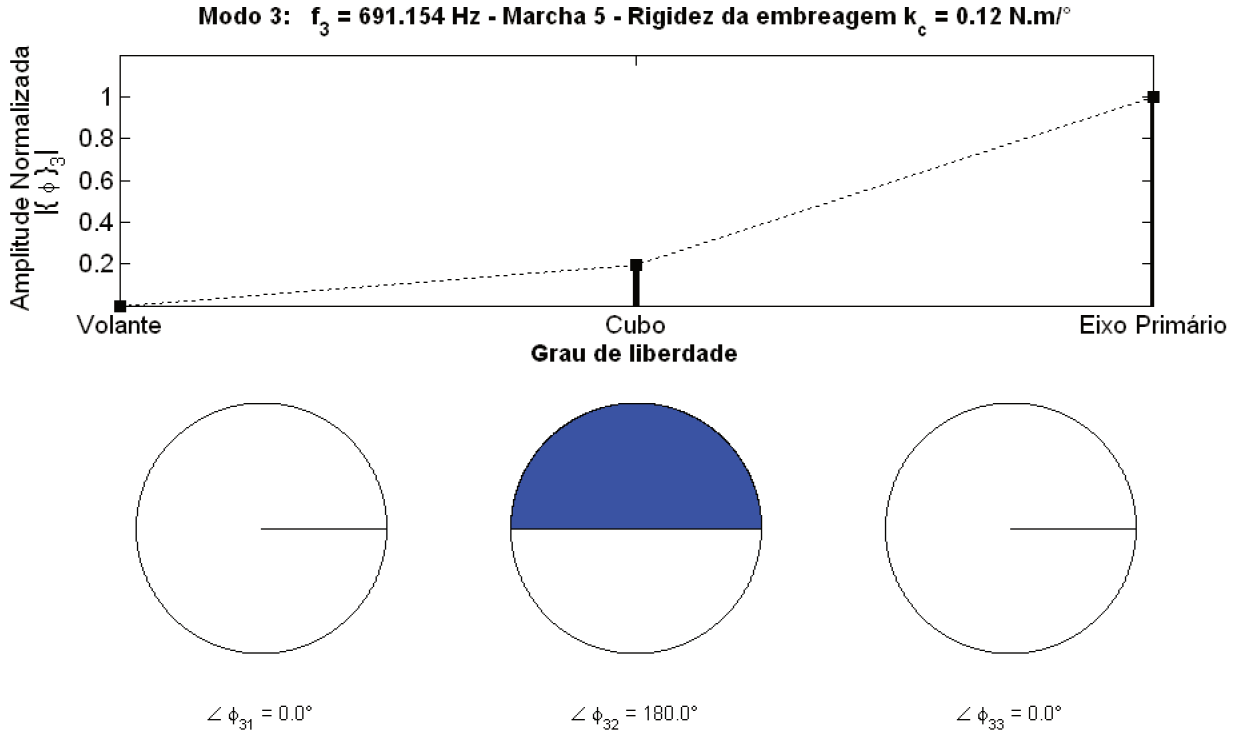


Figura 6.16: Terceiro modo do sistema simplificado sem os engrenamentos, operando na região de pré-amortecimento.

6.3 Modelo do trem de potência em ponto morto

Na condição de operação em ponto morto, o motor transmite torque para a caixa de câmbio por meio da embreagem, porém nenhum dos engrenamentos está solidário ao eixo de saída, uma vez que os sincronizadores não estão selecionados (Figura 6.17). O modelo obtido, na Figura 6.18, representa as engrenagens sem transmissão de torque como inércias ligadas ao eixo primário da transmissão através de elementos de rigidez linear média k_t solicitados ao longo da linha de ação do par engrenado. Aumentando a complexidade da representação da transmissão, com relação ao modelo de três graus de liberdade anterior, é possível verificar qual o comportamento dos engrenamentos.

O *rattle* em ponto morto decorre das flutuações de torque do motor que são transmitidas para os elementos da transmissão, ocasionando impactos entre os pares engrenados. Utilizando a rigidez de pré-amortecimento de 0,12 Nm/°, segundo a Tabela 6.4 e com a inclusão dos engrenamentos, de elevada rigidez de flexão do dente, existem modos associados à frequências naturais acima de 3129,943 Hz.

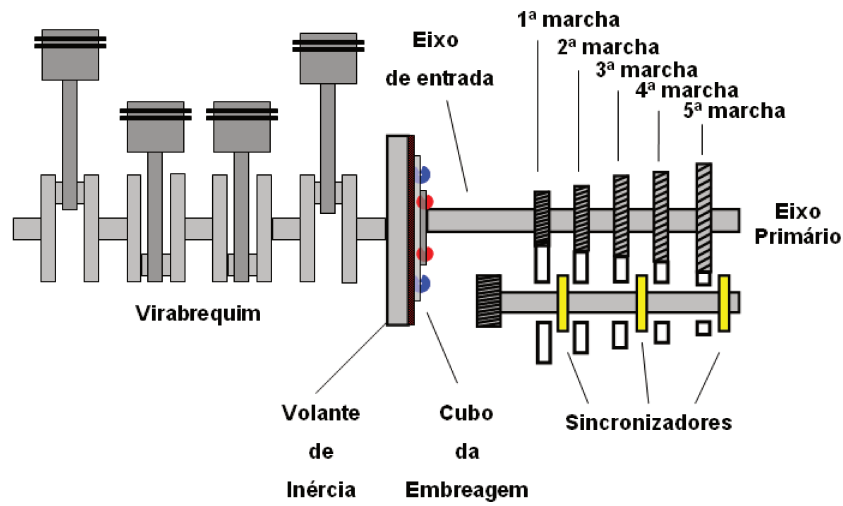


Figura 6.17: Representação do sistema real em condição de ponto morto.

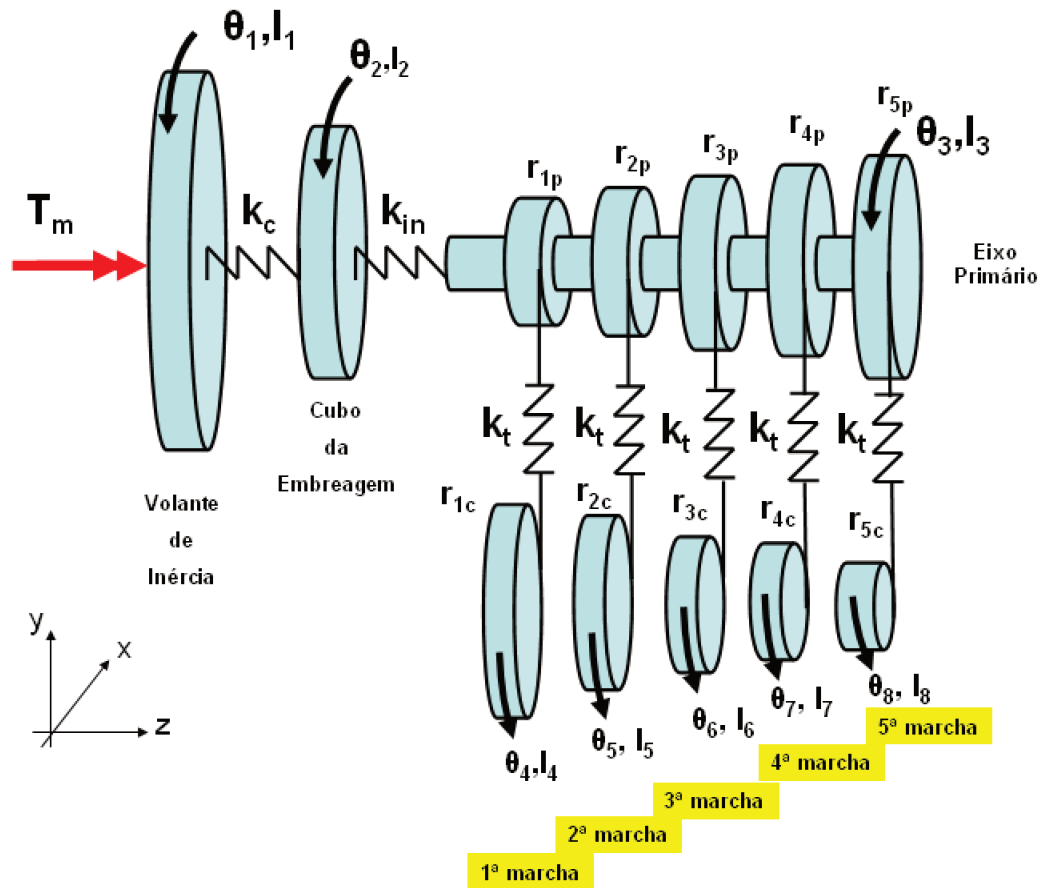


Figura 6.18: Modelo linear elaborado para ponto morto. O motor foi modelado como um torque aplicado no volante de inércia e a rigidez da embreagem foi considerada como sendo um dos seus estágios.

Tabela 6.4: Frequências naturais do modelo em ponto morto.

Modo	Frequência Natural (Hz)
1	0
2	5,428
3	478,000
4	3129,947
5	3670,527
6	3944,618
7	4187,444
8	6424,443

Comparando as frequências naturais do sistema linearizado com o conteúdo harmônico de um veículo com motor 4 cilindros (Tabela 6.5), é possível observar que o sistema não possui frequências naturais sendo excitadas na faixa de rotação do motor em marcha lenta que, de acordo com o veículo estudado, está situada entre 750 e 800 rpm. A frequência natural de 5,428 Hz é menor que a primeira ordem (12,5 a 13,3 Hz) e as demais são maiores que o conteúdo de quarta ordem (50 a 53,2 Hz). Portanto, nesta condição, o fenômeno de *idle rattle* não está ligado a uma condição de ressonância do sistema linearizado, existindo a necessidade de ajustar a transmissibilidade das oscilações do torque do motor para o eixo primário da transmissão.

Tabela 6.5: Frequências naturais do modelo em ponto morto.

Rotação marcha lenta	Ordem 1	Ordem 2	Ordem 4
rpm	750-800	1500-1600	3000-3200
Hz	12,5-13,3	25-26,6	50-53,2

Bozca (2010) afirma que a aceleração nos componentes da transmissão influem no fenômeno de *rattle*. Diante disso, o sistema em ponto morto foi excitado com um torque de 0,5 Nm no volante de inércia com frequências entre 20 e 26,6 Hz, referentes à segunda ordem para rotações em ponto morto entre 600 e 800 rpm. O módulo da resposta em aceleração dos engrenamentos, para uma rigidez de pré-amortecimento de valor $k_c = 0,12 \text{ Nm/}^\circ$, em termos relativos entre engrenagem e eixo primário, é mostrada na Figura 6.19, sendo notável que os engrenamentos de quarta e quinta marcha possuem os maiores valores, enquanto que os engrenamentos de primeira à terceira marcha apresentam acelerações menores, seguindo essa ordem.

Dentre os pares engrenados simulados os engrenamentos da quarta e quinta marcha são os que possuem menor inércia, tendo rigidez de dente de mesma ordem de grandeza dos

demais. O padrão de aceleração será útil na verificação de resultados na etapa de simulação não-linear. A fase com relação ao eixo primário foi de 0° para todas as simulações em rigidez de pré-amortecimento.

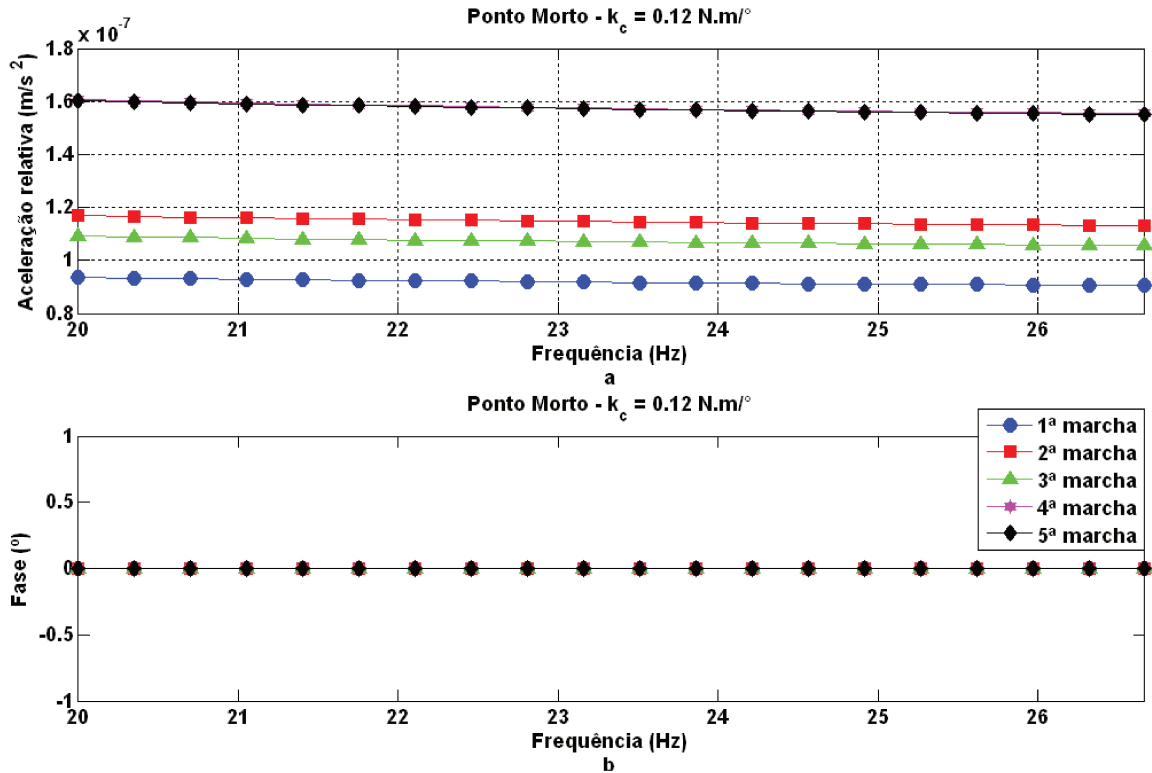


Figura 6.19: Em a, está mostrada a aceleração relativa dos engrenamentos e do eixo e, em b, a sua fase relativa.

6.4 Modelagem do *final drive*

Esse sistema consiste na engrenagem de saída da transmissão, acoplada à coroa do subsistema do diferencial, que por sua vez move os semieixos e, finalmente, as rodas:

Para os estudos do fenômeno de *rattle*, tanto experimentais quanto teóricos, o veículo não é submetido à situações de curva, na qual as rodas podem possuir diferentes velocidades angulares. Portanto, neste trabalho, somente o efeito de sua inércia total será avaliada. As simplificações serão aplicadas ao modelo da Figura 6.21, desconsiderando a estrutura interna do diferencial.

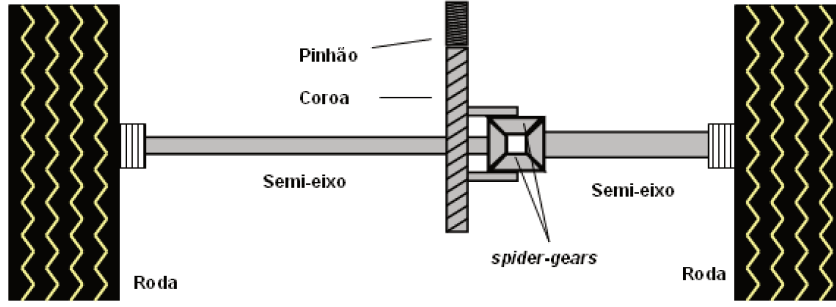


Figura 6.20: Representação do sistema de relação de transmissão final do trem de potência, com rodas, semieixos, pinhão, coroa e engrenamentos internos do diferencial.

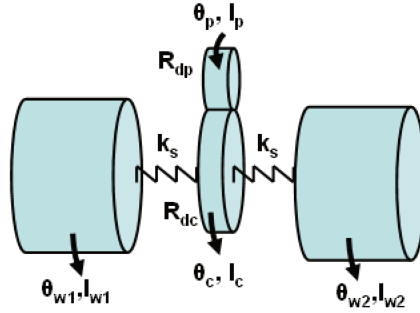


Figura 6.21: Representação do modelo de *drive* final elaborado.

Impondo que o deslocamento e a inércia são os mesmos ($\theta_{w1} = \theta_{w2}$ e $I_{w1} = I_{w2} = I_w$), esse subsistema pode ser representado pela seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} I_p + \left(\frac{r_{dp}}{r_{dc}}\right)^2 I_c & 0 \\ 0 & (2I_w) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_p \\ \ddot{\theta}_{w2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_s \left(\frac{r_{dp}}{r_{dc}}\right)^2 & 2k_s \left(\frac{r_{dp}}{r_{dc}}\right) \\ 2k_s \left(\frac{r_{dp}}{r_{dc}}\right) & 2k_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_p \\ \theta_{w2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.3)$$

6.5 Modelo do trem de potência com marcha engatada

No sistema de *powertrain* real, quando uma marcha é selecionada, sua engrenagem torna-se solidária ao eixo de saída devido à utilização do sincronizador. Com as representações do sistema propostas até agora, ocorre a interligação do sistema de engrenamento final simplificado (Equação 6.3) ao de ponto morto, com as matrizes de inércia e rigidez dadas por $[J_{neutro}]$ e $[K_{neutro}]$, por um elemento de ligação dos sistemas $[K_{link_n}]$. O modelo com marcha engatada possui as contribuições das matrizes da modelagem do sistema em ponto morto e

do conjunto diferencial/rodas na matriz global de inércia e rigidez:

$$[J_{marcha_n}] = \begin{bmatrix} [J_{neutro}] & [0] \\ [0] & [J_{drive}] \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

$$[K_{marcha_n}] = \begin{bmatrix} [K_{neutro}] & [0] \\ [0] & [K_{drive}] \end{bmatrix} + [K_{link_n}] \quad (6.5)$$

Na Figura 6.22, é possível visualizar o modelo em primeira marcha, com uma rigidez k_{out} ligando o sistema em ponto morto ao *drive* final. Com essa abordagem, o sistema torna-se mais flexível, uma vez que, nesse caso, é levada em conta a rigidez do eixo de entrada e saída da transmissão. Além disso, a transmissão de torque pelo engrenamento da marcha selecionada é realizado segundo a rigidez média do par engrenado, não mais pela restrição de posição envolvendo os raios. O grau de liberdade referente ao cubo da embreagem é discriminado, diferentemente do modelo de 3 graus de liberdade proposto anteriormente, no qual ele era considerado uma inércia conjuntamente ao eixo primário.

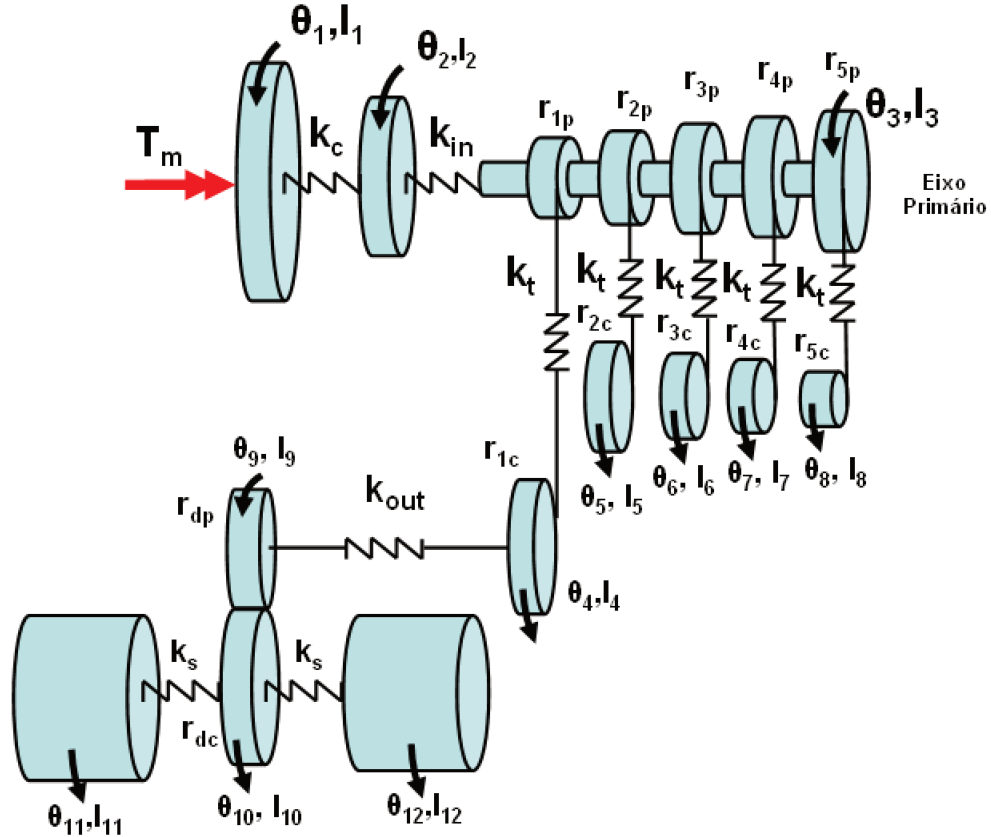


Figura 6.22: Modelo em primeira marcha considerando a rigidez entre os dentes do par engrenado.

O significado físico de cada elemento do vetor de estados é mostrado segundo a Tabela 6.6:

Tabela 6.6: Graus de liberdade do sistema com marcha engatada e seu significado físico.

Grau de liberdade	Descrição física
θ_1	Volante de inércia
θ_2	Cubo da embreagem
θ_3	Eixo primário
θ_4	Engrenagem marcha 1
θ_5	Engrenagem marcha 2
θ_6	Engrenagem marcha 3
θ_7	Engrenagem marcha 4
θ_8	Engrenagem marcha 5
θ_9	Pinhão do diferencial
θ_{10}	Veículo

A matriz que liga os subsistemas $[K_{link_n}]$ é formada por vetores de Kroenecker, indicativos de qual marcha será solidária ao eixo de saída, sendo conectada ao diferencial pelo rigidez k_{out} , mostrada pela Equação 6.6:

$$K_{link_n} = k_{out} v_{link_n}^T v_{link_n} \quad (6.6)$$

Os vetores v_{link_n} , que formam a matriz de ligação, são obtidos, para representações de primeira à quinta marcha, pelas Equações 6.7 a 6.11:

$$v_{link_1}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.7)$$

$$v_{link_2}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.8)$$

$$v_{link_3}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.9)$$

$$v_{link_4}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.10)$$

$$v_{link_5}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.11)$$

6.5 Frequências naturais x Marcha selecionada

Em primeira marcha, no sistema não-amortecido com rigidez de *drive* na embreagem ($k_c = 18 \text{ Nm/}^\circ$), ocorre uma frequência natural referente ao fenômeno de *shuffle* em 3,257 Hz e à condição de *rattle* em 66,115 Hz. Na Figura 6.23 é mostrado que a quarta ordem excita o terceiro modo em 991,7 rpm, e a segunda ordem, em 1983,5 rpm.

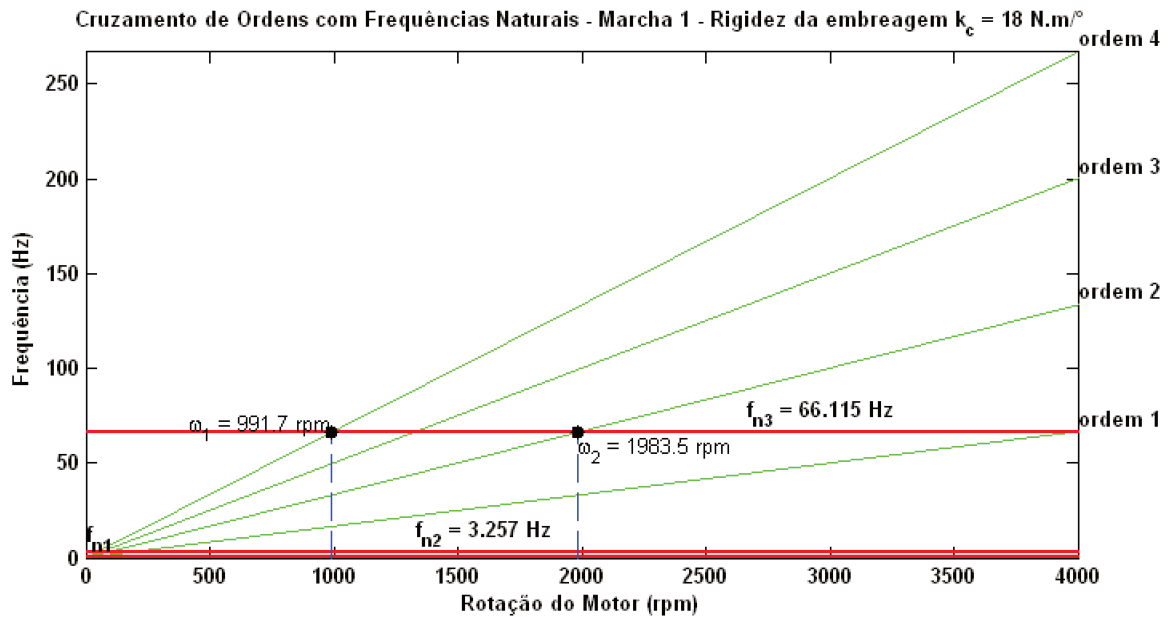


Figura 6.23: Excitação do terceiro modo pela segunda e quarta ordem no modelo linear mais detalhado em primeira marcha.

Observando a Tabela 6.7 é possível notar que, assim como no modelo com 3 graus de liberdade, o sistema mais detalhado apresenta redução da segunda frequência natural com a utilização de primeira à quinta marcha, com menores alterações com relação ao modelo de três graus de liberdade. A frequência relacionada ao *shuffle* aumentou à medida que o modelo era alterado da primeira para a quinta marcha.

Tabela 6.7: Segunda e terceira frequência natural do modelo mais detalhado de acordo com a marcha selecionada.

Marcha	Segunda Frequência Natural (Hz)	Terceira Frequência Natural (Hz)
1	3,257	66,115
2	4,823	66,019
3	5,637	65,953
4	7,529	65,760
5	8,340	65,659

A faixa de excitação do terceiro modo possui pouca alteração , mantendo-se na faixa entre 990 e 1970 rpm:

Tabela 6.8: Rotações do motor para a excitação do terceiro modo de acordo com a marcha selecionada para o modelo mais detalhado.

Marcha	Cruzamento quarta ordem (rpm)	Cruzamento segunda ordem (rpm)
1	991,725	1983,4
2	990,285	1980,6
3	989,295	1978,6
4	986,400	1972,8
5	984,885	1969,8

Comparando as frequências obtidas representativas do *shuffle* e do *rattle* entre o modelo simplificado e o com maior grau de detalhamento, na Tabela 6.9, é possível observar que a diferença relativa é dual novamente. Em geral, as frequências em todas as marchas foram reduzidas no modelo mais detalhado, porém a diferença percentual para primeira marcha foi menor que a verificada para a quinta marcha em caso de *surging*, alcançando uma diminuição máxima de 2,44% com relação ao modelo de 3 graus de liberdade. Já o modo de *rattle* foi obtido com diferenças maiores, com redução de 10,26% com relação ao modelo simplificado em primeira marcha, mas foi calculado em quinta marcha como -3,49%.

Tabela 6.9: Diferença relativa nas frequências naturais de *surging* e *rattle* com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente.

Marcha	Diferença <i>surging</i> (%)	Diferença <i>rattle</i> (%)
1	-0,70	-10,26
2	-1,13	-8,45
3	-1,35	-7,3
4	-2,05	-4,34
5	-2,44	-3,48

As formas modais verificadas em amplitude para os modos 2 e 3 do modelo são semelhantes, porém sem expressar explicitamente o comportamento dos engrenamentos no fenômeno de *surging* e *rattle*. Aplicando restrições de posição entre os graus de liberdade para a visualização do movimento relativo entre os graus de liberdade são obtidos valores de vibração torsional entre volante/embreagem, embreagem/eixo primário, eixo primário/engrenamentos, engrenagem selecionada/pinhão do diferencial e coroa do diferencial/veículo:

$$\left\{ \phi_{relj} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \phi_{relj1/2} \\ \phi_{relj1/3} \\ \phi_{relj3/4} \\ \phi_{relj3/5} \\ \phi_{relj3/6} \\ \phi_{relj3/7} \\ \phi_{relj3/8} \\ \phi_{relj4/9} \\ \phi_{relj9/10} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \Theta_{j1} - \Theta_{j2} \\ \Theta_{j2} - \Theta_{j3} \\ \Theta_{j3}r_{1p} + \Theta_{j4}r_{1c} \\ \Theta_{j3}r_{2p} + \Theta_{j5}r_{2c} \\ \Theta_{j3}r_{3p} + \Theta_{j6}r_{3c} \\ \Theta_{j3}r_{4p} + \Theta_{j7}r_{4c} \\ \Theta_{j3}r_{5p} + \Theta_{j8}r_{5c} \\ \Theta_{j4} - \Theta_{j9} \\ \Theta_{j9} - \Theta_{j10} \end{array} \right\} \quad (6.12)$$

As restrições de posição foram obtidas segundo utilizando a transformação matricial expressa a seguir:

$$\left\{ \phi_{relj} \right\}^T = \left\{ \phi_j \right\}^T R = \left\{ \phi_j \right\}^T \left[\begin{array}{cccccccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & r_{1p} & r_{2p} & r_{3p} & r_{4p} & r_{5p} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{1c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{2c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{3c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{4c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{5c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{array} \right] \quad (6.13)$$

A deformação dos pares engrenados ao longo da linha de ação, uma grandeza linear e por esse motivo observada separadamente, é calculada para os engrenamentos de primeira à quinta marcha com relação ao eixo primário da transmissão. Com isso, é possível observar

que, para o modo 2 (Figura 6.24), os engrenamentos, com exceção do par de primeira marcha, apresentam amplitudes mínimas de vibração, ao passo que para o modo 3 (Figura 6.25) esse movimento relativo possui grandes amplitudes e a quarta marcha apresenta a maior deformação ao longo da linha de ação.

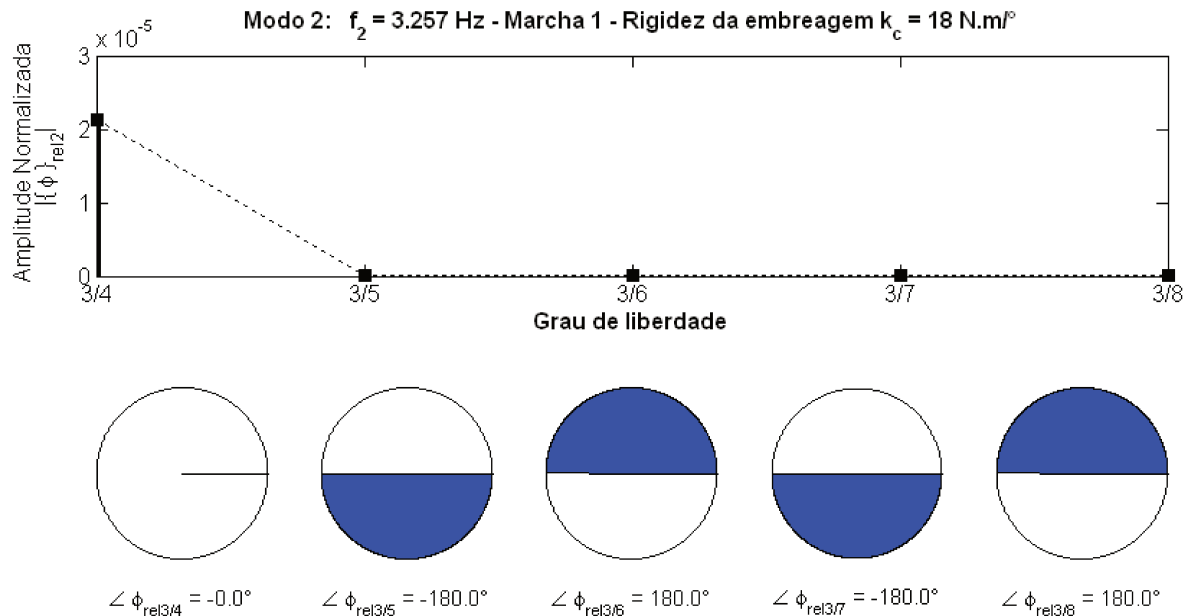


Figura 6.24: Modo representativo do fenômeno de *shuffle* aplicando as restrições de deslocamento entre o eixo primário e os engrenamentos de primeira à quinta marcha.

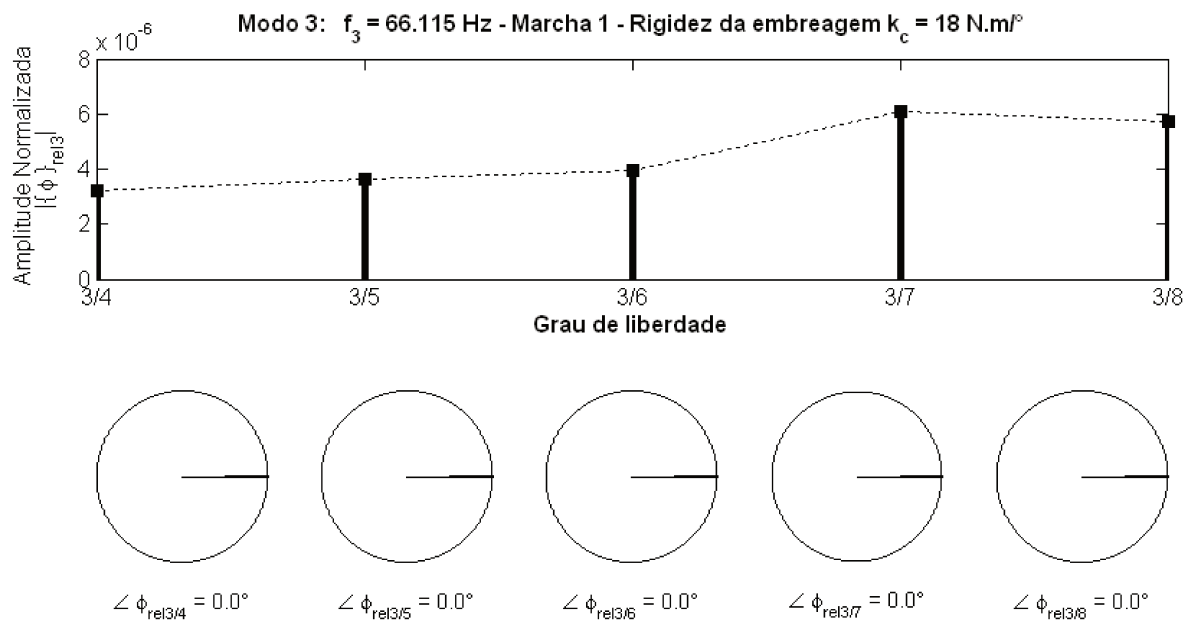


Figura 6.25: Modo representativo do fenômeno de *rattle* aplicando as restrições de deslocamento entre o eixo primário e os engrenamentos de primeira à quinta marcha.

O movimento relativo entre os engrenamentos e o eixo primário demonstra que os engrenamentos estão em fase com o eixo. Levando-se em conta que o referencial positivo das coordenadas torsionais é o mesmo para os pares pinhão/corona, isso significa que, no modo 3, os engrenamentos estão propensos a aumentar os esforços na rigidez representativa do dente engrenado, fazendo-a alcançar estados elevados de deformação em compressão e tração, ao passo que, na condição de vibração do modo 2, os esforços na rigidez de dente com exceção da marcha engatada são mínimos.

Na Figura 6.26, são mostradas as outras frequências naturais do modelo mais detalhado, com as frequências mais altas que os modos de *rattle* e *surgings*. Pode-se observar que, a 4ª e 5ª frequência natural estão ao redor de 1000 Hz, enquanto que, na faixa de 3000 a 5000 Hz, localizam-se as frequências naturais dos modos 6 a 9. Para uma frequência acima de 6000 Hz, está localizado o décimo modo.

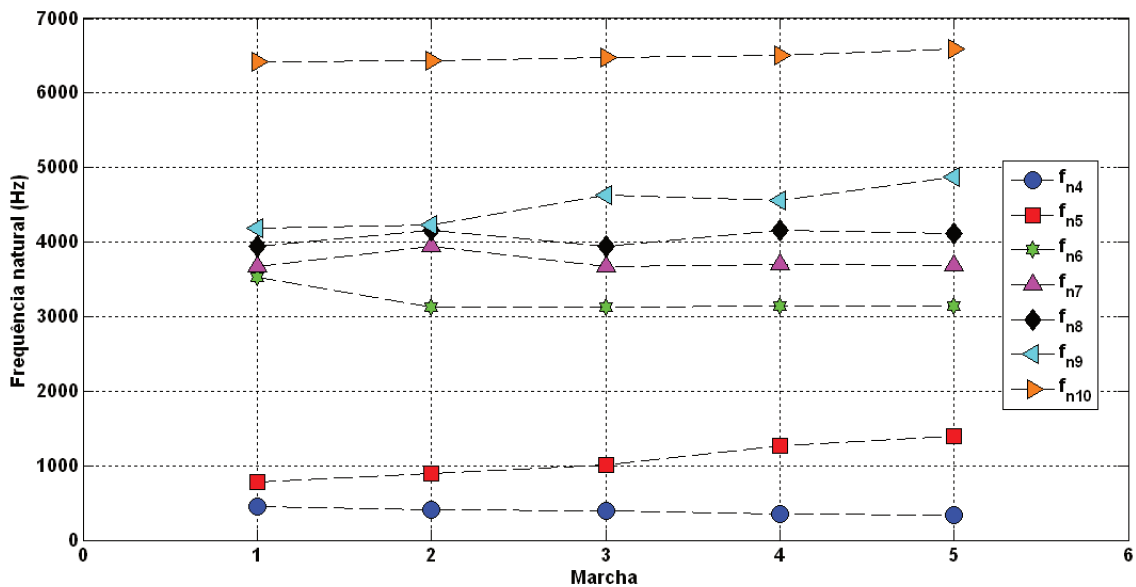


Figura 6.26: Demais frequências naturais do sistema segundo a marcha engatada.

6.5 Influência de parâmetros da embreagem

A partir das observações anteriores com o modelo simplificado com 3 graus de liberdade, a rigidez da embreagem foi o parâmetro que mais influenciou na alteração da frequência natural referente ao modo de *rattle*, alcançando os menores valores em frequência para valores

de 10 Nm/°. Será realizada a mesma alteração em k_c , o intervalo de 10 a 20 Nm/°, representando alterações em seu estágio de tração. Nessa etapa, foi obtida a diferença percentual nas frequências de interesse, relacionando o resultado das modificações entre os modelos. Em geral, nas Figuras 6.27 e 6.28, em nenhum dos casos a modificação na rigidez no modelo com 10 graus de liberdade resultou em valores maiores de frequência que os obtidos nos testes com o sistema simplificado. Porém, na Figura 6.27 representativa da segunda frequência natural, a diferença com o modelo de 3 graus de liberdade aumentou de primeira à quinta marcha e com o valor de rigidez. Para $k_c = 20$ Nm/°, houve uma diferença máxima de 2,5% em quinta marcha.

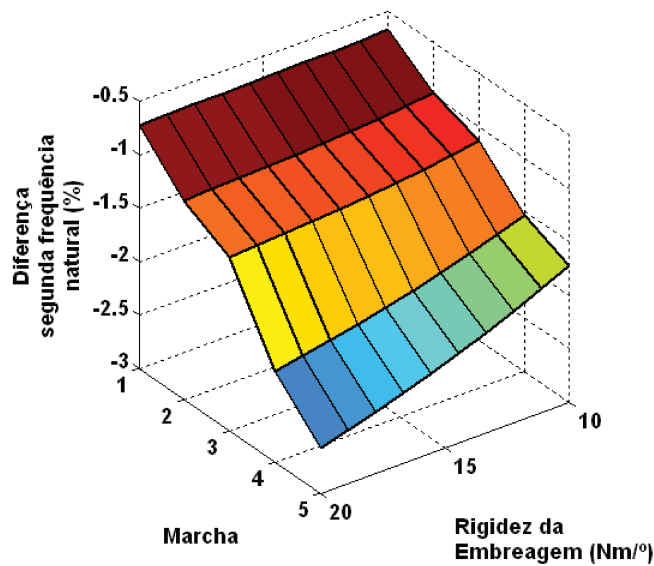


Figura 6.27: Erro relativo na frequência natural de *surging*, com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente, em função da marcha engatada e da rigidez da embreagem.

Para os modelos de trem de potência estudados, a diferença na frequência natural relacionada ao *rattle* segundo a modificação de k_c (Figura 6.28) se manteve constante segundo a marcha selecionada, seguindo os valores da Tabela 6.9. Diante desse fato, nesse caso específico, para alterações de rigidez em *drive*, o modelo de três graus de liberdade pode ser representativo para a determinação do modo relativo ao *rattle* no sistema linearizado, tendo-se em mente a existência de uma diferença máxima de, aproximadamente, 10% em primeira marcha entre as abordagens.

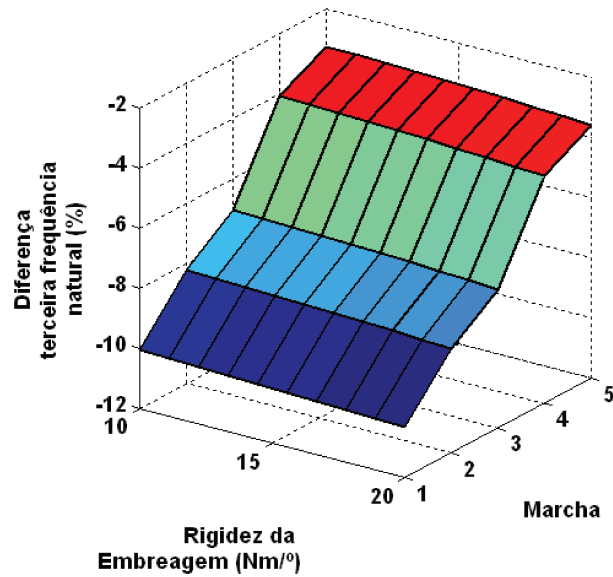


Figura 6.28: Erro relativo na frequência natural de *rattle*, com relação ao modelo de três graus de liberdade apresentado inicialmente, em função da marcha engatada e da rigidez da embreagem.

O modelo de 10 graus de liberdade distingue a inércia da embreagem, diferentemente do modelo simplificado. Essa inércia teve seu valor alterado entre 0,005 e 0,1 kgm^2 com a rigidez de tração de 18 $Nm/^\circ$, a fim de testar valores pequenos, referentes ao disco simples até valores maiores, aproximados da inércia secundária de um DMF. A segunda frequência natural sofreu maior alteração com a marcha selecionada do que com o valor dessa inércia (Figura 6.29), ao passo que o modo relativo ao *rattle* teve sua frequência reduzida de valores mínimos de 19,858 Hz (Figura 6.30). Isso mostra que, dentre as alterações propostas, a inércia representativa do cubo da embreagem proporcionou as maiores alterações na terceira frequência natural do modelo. Isso demonstra que o sistema de três graus de liberdade, apesar de representativo para o *rattle* e o *shuffle*, sendo que os resultados podem diferir em até 10%, é limitado quanto a variabilidade de propostas de alteração passíveis de teste.

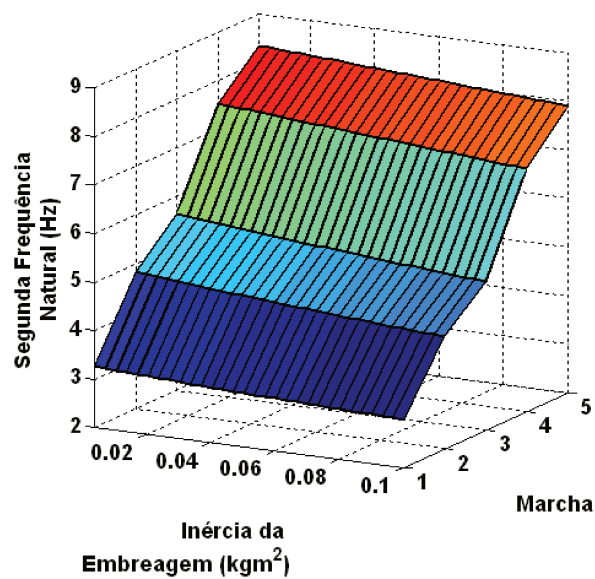


Figura 6.29: Variação da segunda frequência natural em função da marcha engatada e da inércia da embreagem.

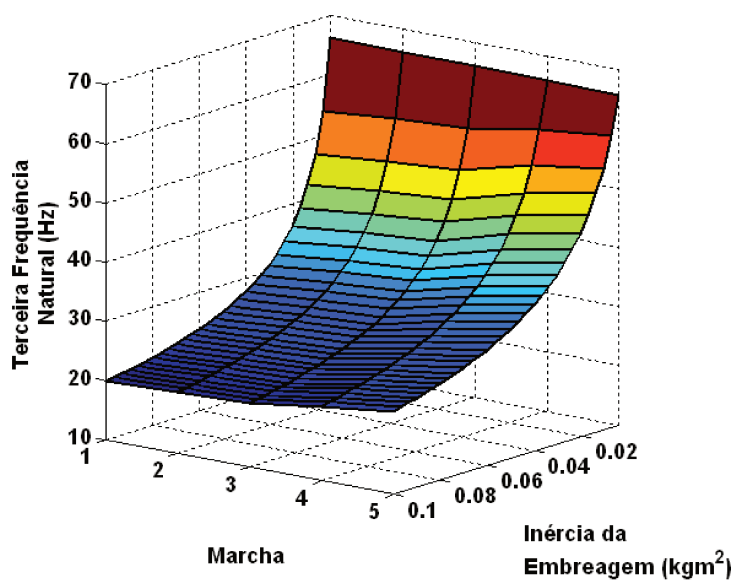


Figura 6.30: Variação da terceira frequência natural em função da marcha engatada e da inércia da embreagem.

6.5 Modos e frequências naturais utilizando o DMF

A Figura 6.32 mostra como foi adequado o modelo apresentado anteriormente para utilizá-lo para a simulação com DMF, aumentando a inércia do cubo da embreagem de duas ordens de grandeza, representando o disco secundário dispositivo. A inércia do volante é aumentada de $0,1 \text{ kgm}^2$, devido à utilização de um disco primário solidário a ele. A rigidez k_c que liga as duas inércias é menor que a utilizada no estágio de tração da embreagem de disco simples, sendo de 5 Nm/° . Com o aumento da inércia da embreagem, ocorreu a diminuição segunda e terceira frequência natural para 2,695 e 10,26 Hz, respectivamente, indo de encontro a valores da literatura (ALBERS, 1994). O cruzamento das ordens do motor com essas frequências naturais, na Figura 6.31, mostra que o terceiro modo é excitado entre 153,9 e 307,8 rpm pela quarta e segunda ordem.

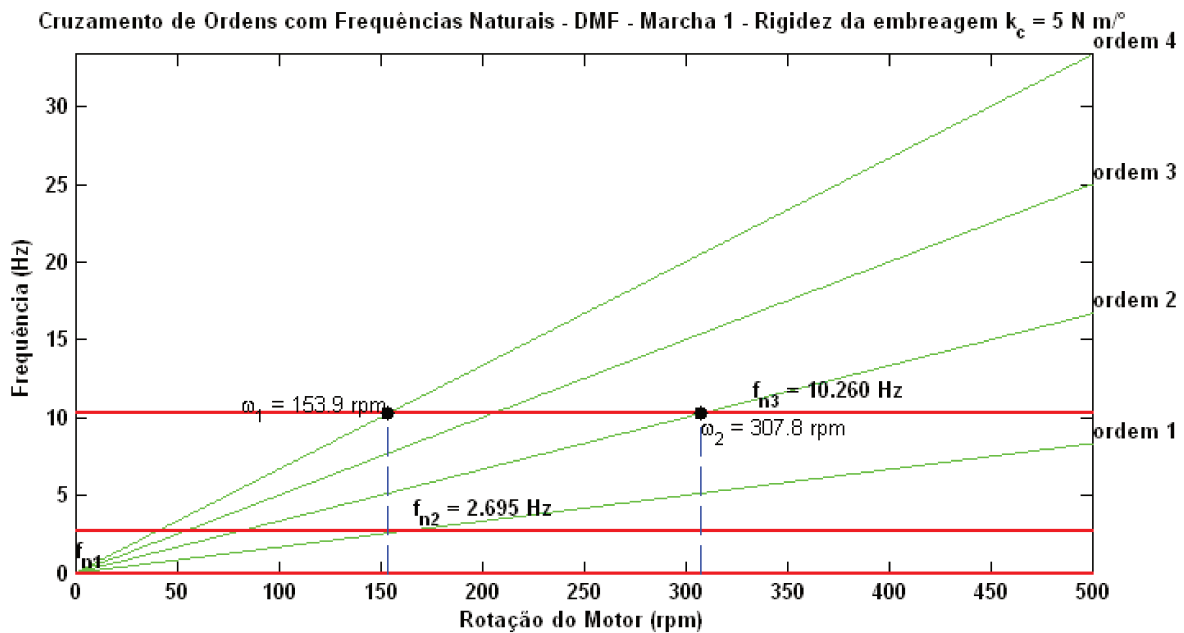


Figura 6.31: Excitação do terceiro modo pela terceira e quarta ordem no modelo linear não-amortecido em primeira marcha com a utilização do DMF.

A faixa obtida é menor que a rotação de ponto morto do motor de, aproximadamente, 750 rpm. Portanto, o modo relacionado à grandes vibrações na transmissão é excitado somente nos instantes de partida do veículo, diferentemente do sistema com disco de massa simples, que possuía a excitação do segundo modo na faixa de operação, acima de 1000 rpm.

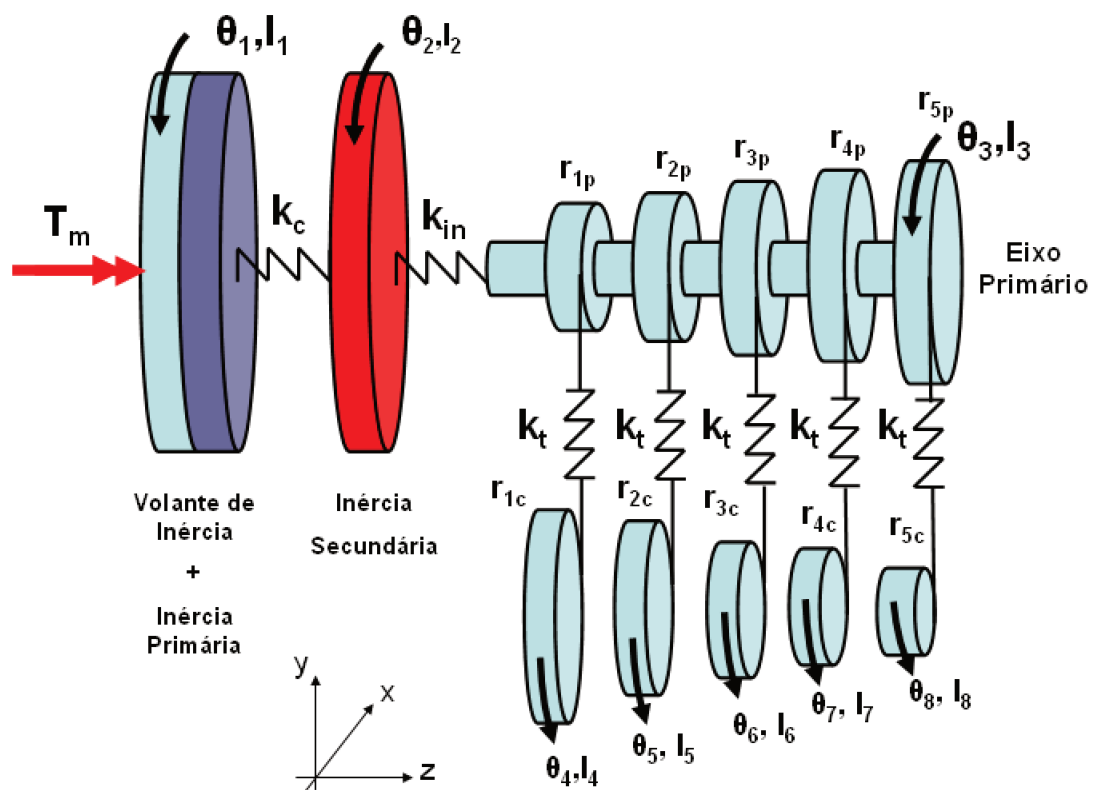


Figura 6.32: Representação do modelo de ponto morto com as inércias primária e secundária do DMF.

7 ÍNDICES DA CONDIÇÃO DE *RATTLE* NO SISTEMA

Aqui estão explicados os índices encontrados na literatura utilizados para comparar as simulações realizadas, indicando a condição de impactos entre os engrenamentos. Além deles, são mostrados valores utilizados nesse trabalho para indicar alterações na vibrações dos engrenamentos em situações que os índices obtidos na literatura não apresentam resultados conclusivos ou para reforçar a indicação de ocorrência de um padrão de bilateral ou unilateral de impactos entre os dentes. Buscou-se normalizar esses quantificadores segundo o intervalo de tempo da simulação ou por um valor padrão, a fim de torná-los efetivos na comparação entre as diversas simulações apresentadas no trabalho.

7.1 Taxa de filtragem

Ligier *et al* (2002) definiram um parâmetro chamado taxa de filtragem (TF), mostrada na Equação 7.1, para verificar o efeito da embreagem no sistema, pela razão do valor rms das acelerações do eixo primário e do volante de inércia.

$$TF = \left\{ \frac{\ddot{\theta}_{eixo,rms}}{\ddot{\theta}_{volante,rms}} \right\} \quad (7.1)$$

7.2 Índice de *rattle*

Padmanabham *et al* (1995) cita um índice de *rattle* (IR) baseado no valores rms do sinal de aceleração da engrenagem, dividido pela aceleração do volante de inércia:

$$IR = \left\{ \frac{\ddot{\theta}_{engrenagem,rms}}{\ddot{\theta}_{volante,rms}} \right\} \quad (7.2)$$

7.3 Média de impactos no limite positivo da folga

O total de impactos ocorrido entre os engrenamentos foi obtido a partir dos picos de aceleração na engrenagem livre do modelo. Segundo o referencial adotado para os graus de liberdade, os impactos no limite positivo da folga são representados por picos de valor negativo na aceleração angular da engrenagem, enquanto que os ocorridos no limite negativo, são apresentados com sinal oposto. Com isso, a ocorrência de impactos no limite positivo N_P e no limite negativo N_N foi calculada. Para criar um parâmetro indicativo da densidade dos impactos na simulação, o total N_D foi dividido pelo tempo total de simulação Δt .

7.4 Fração de impactos entre os limite negativo e positivo da folga

Foi realizado o cálculo da razão entre o total de impactos (FI) para indicar qual a porcentagem de impactos no limite negativo com relação aos da borda positiva da folga, segundo a Equação 7.3:

$$FI = \frac{N_N}{N_P} \quad (7.3)$$

Para razões próximas a 1, ocorre a indicação de impactos bilaterais entre os dentes, enquanto que, para valores reduzidos, predominam impactos unilaterais na simulação.

7.5 Módulo da aceleração média em condição de impacto

O valor da aceleração $\ddot{\theta}_i$ para cada impacto i foi computada, a fim de se obter o módulo do valor médio em situação de impacto. Esse parâmetro permite comparar as simulações com relação à intensidade dos impactos ocorridos no limite positivo (AP) e negativo (AN).

$$AP = \left| \frac{\sum_{i=1}^{N_D} \ddot{\theta}_i}{N_D} \right| \quad (7.4)$$

$$AN = \left| \frac{\sum_{i=1}^{N_N} \ddot{\theta}_i}{N_N} \right| \quad (7.5)$$

8 SIMULAÇÕES NÃO-LINEARES

Nesta fase do trabalho, os modelos linearizados do capítulo anterior serão estudados com mais profundidade, a partir da inclusão de elementos não-lineares, a fim de simular comportamentos e fenômenos que não puderam ser visualizados devido à limitação do modelo (operação na transição de estágios da embreagem, folga no engrenamento, etc.). A comparação das simulações será realizada através dos índices citados no capítulo anterior.

8.1 Modelo em ponto morto

O modelo não-linear para simular o trem de potência sem a transmissão de torque para as rodas foi condensado numa representação de 4 graus de liberdade. Foram levados em conta o volante, cubo da embreagem, eixo primário e uma engrenagem como elementos de inércia. Numa condição real, todos os engrenamentos de primeira a quinta marcha sem carga são possíveis fontes de impacto, ocorrendo a separação dos dentes engrenados. Essa abordagem teórica permitiu a avaliação da resposta para cada par, apresentando características distintas (relação de engrenamento, rigidez, inércia, etc.), sendo inspirada nos estudos experimentais que excitavam a transmissão mantendo somente um dos pares no sistema, retirando os demais (Doğan, 1999 e Barthod *et al.*, 2007). Com a simplificação do modelo, foi possível uma melhor visualização do comportamento de cada componente e sua relevância na atenuação do fenômeno na faixa de operação em marcha lenta. Além disso, a simulação mantém interação entre as principais não linearidades do sistema, que representam a embreagem e os elementos com folga da transmissão.

Na Figura 8.1 é mostrado o modelo para impactos com a engrenagem de primeira marcha. O elemento de amortecimento viscoso c_s ligado ao eixo primário representa o efeito do torque de arraste devido aos mancais do sistema, enquanto que c_g é o torque resistivo do filme de óleo formado entre a engrenagem e o eixo de saída. A rigidez k_{t1} é variável com a posição do pinhão do eixo primário, sendo um engrenamento helicoidal.

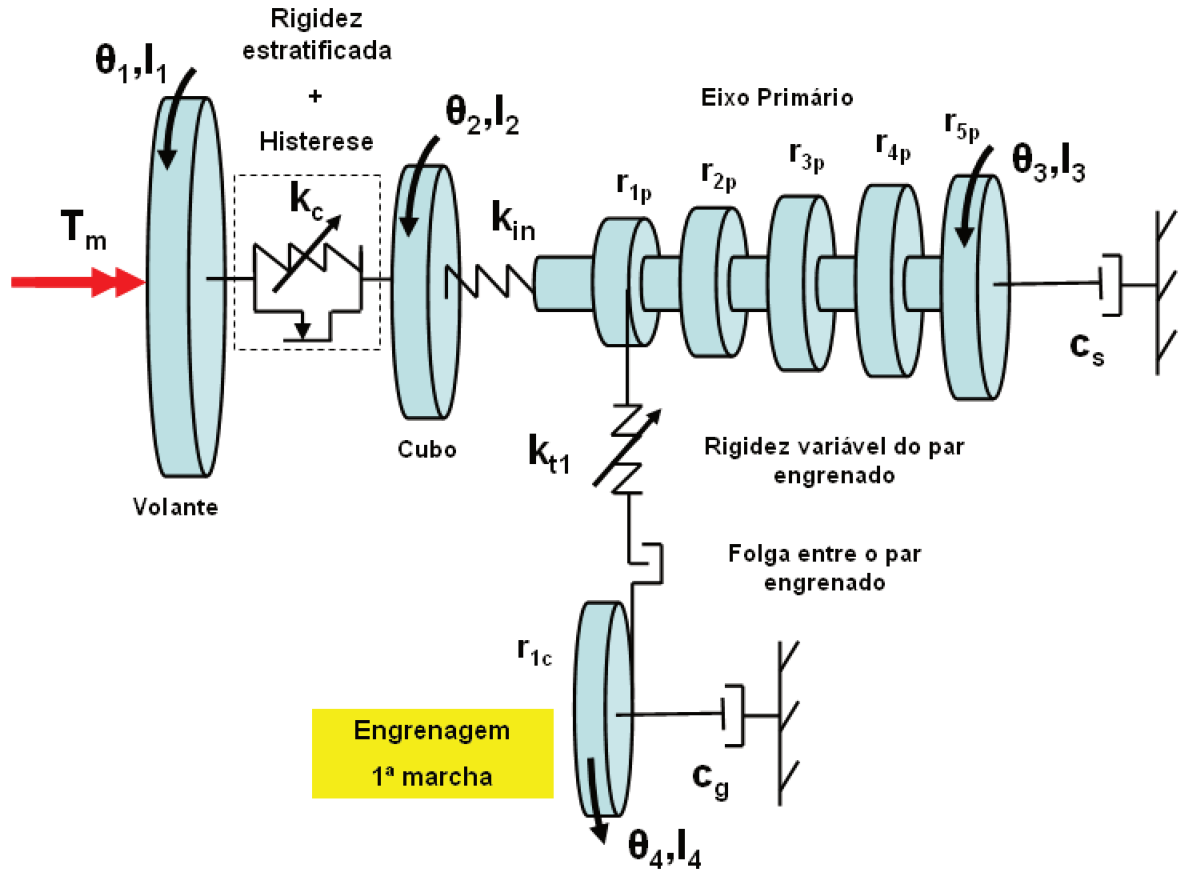


Figura 8.1: Modelo em ponto morto com elementos não-lineares na embreagem (rigidez estratificada e histerese) e no engrenamento (rigidez variável e folga).

8.2 Descrição das simulações

Todas as simulações foram realizadas em ambiente Matlab, com as integrações numéricas realizadas pela função ode45. A fim de alcançar uma maior estabilidade numérica durante os impactos, a tolerância de erro relativo para todos os elementos do vetor de solução foram inicializadas com um valor mínimo de 10^{-6} . Com o prosseguimento do processo de integração, este parâmetro foi aumentado pelo algoritmo, dependendo da condição encontrada no sistema. As soluções foram obtidas com um período de amostragem de 0,1 ms para a adequada representação de conteúdo espectral até 5000 Hz.

Inicialmente, parâmetros da embreagem (rigidez de pré-amortecimento e histerese) foram alterados separadamente a fim de verificar a sua influência na intensidade da aceleração do engrenamento de cada marcha, simulado separadamente. A seguir, foi verificada a in-

fluência do amortecimento do sistema, ocasionando a alteração do ponto de operação da embreagem. Com isso, foi possível verificar a influência do posicionamento do ângulo de transição de estágios, que permite a utilização de diferentes valores de rigidez na embreagem. Para o sistema oscilando entre os estágios de maior e menor rigidez, foi verificada a influência da histerese do pré-amortecimento e de rigidez principal.

Foram alterados parâmetros dos engrenamentos, como a folga. Alterações no ângulo de hélice e largura do dente foram inseridas no modelo segundo modificações na curva não-linear de rigidez do engrenamento helicoidal. Finalmente, parâmetros de inércia do sistema, tais como volante de inércia e cubo da embreagem foram modificados.

Tabela 8.1: Descrição das simulações variando parâmetros do modelo não-linear.

Elemento	Parâmetro alterado	Engrenamento testado
Embreagem	rigidez de pré-amortecimento	1 a 5
	histerese do pré-amortecimento	1 a 5
	ponto de operação	5
	ângulo de transição de estágio	5
Engrenamentos	folga	1 a 5
	ângulo de hélice	1 a 5
	largura do dente	1 a 5
Inércias	volante	1 a 5
	cubo da embreagem	1 a 5

Em todas as simulações não-lineares foi aplicado um torque $T_m = 2 + 0,5 \sin(2\pi ft)$, com uma frequência de excitação de $f = 25$ Hz, correspondente à segunda ordem de um motor com rotação em marcha lenta de 750 rpm. Os valores de torque médio e da componente oscilatória foram utilizados do trabalho de Wang *et al* (2001).

8.3 Alterações em parâmetros da embreagem

Nessa seção, foram realizadas diversas simulações com alterações exclusivamente nos parâmetros da embreagem, como rigidez e histerese dos estágios, averiguando o seu efeito nos impactos dos engrenamentos simulados por meio dos quantificadores citados anteriormente, sinal temporal da resposta e seu conteúdo espectral.

8.3 Rigidez do pré-amortecimento

O sistema não-amortecido foi testado para valores de rigidez dentre 0,05 a 1,5 Nm/°. Em veículos de passeio atuais, as embreagens possuem esse estágio com rigidez entre 0,1 e 0,2 Nm/°. As maiores amplitudes de movimento relativo entre o volante e o cubo ocorreram para maiores valores de rigidez, visualizados na parte a da Figura 8.2. O valor médio desse movimento relativo também aumentou com o valor de rigidez utilizada, com mínimo de 0,01° para 0,05 Nm/° e máximo de 0,25° com 1,5 Nm/°.

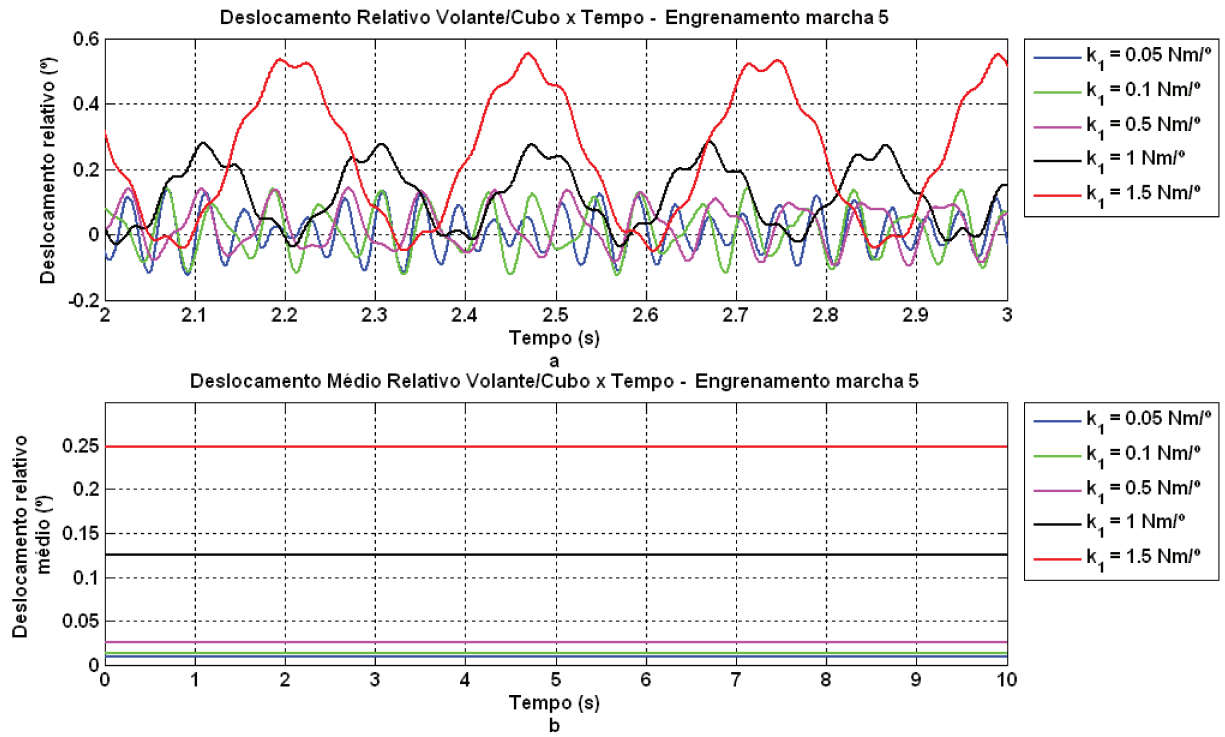


Figura 8.2: Em a, pode ser visualizado o deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem na ausência de histerese ou amortecimento. No gráfico b, estão representados os valores médios desses deslocamentos.

O índice de *rattle* (IR), para valores de rigidez até 0,01 Nm/° esteve abaixo de 40 (Figura 8.3), indicando nível de impactos crescentes entre as engrenagens de primeira à quinta marcha. Com o aumento para 0,5 Nm/° em diante, a quinta marcha apresentou IR acima de 80. Nos resultados posteriores, todos os índices de *rattle* foram normalizados para a aceleração do volante da simulação em primeira marcha com rigidez 0,05 Nm/°, de 0,0237 rad/s² rms.

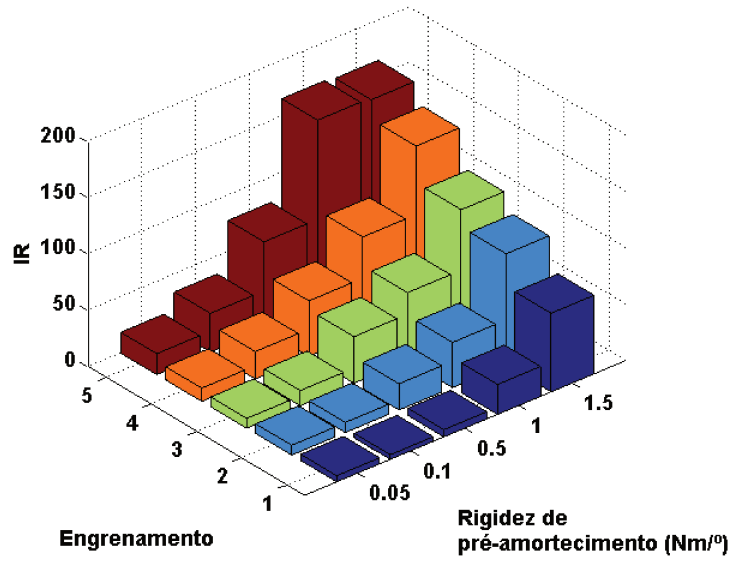


Figura 8.3: Índice de *rattle* calculado para todos alterado segundo a rigidez utilizada no estágio de pré-amortecimento.

Para a maior rigidez simulada, de $1,5 \text{ Nm/}^\circ$, ocorreram altos níveis de IR para todos os engrenamentos, com a primeira marcha apresentando valores acima de 50, não verificado em nenhuma das simulações anteriores. Nas Figuras 8.4 e 8.5 são apresentados os padrões de impacto da engrenagem de quinta marcha, segundo o seu deslocamento relativo, para os valores de rigidez de $0,5 \text{ Nm/}^\circ$ e $1,5 \text{ Nm/}^\circ$.

É visível a maior ocorrência de impactos bilaterais para o maior valor simulado, indo de acordo com o índice de *rattle* calculado, enquanto que para o menor valor de rigidez ocorrem impactos unilaterais, com algumas alterações entre o limite positivo e negativo da folga. Apesar da alteração na rigidez do engrenamento, as regiões de contato não indicam que ocorra impacto somente quando ocorre um máximo ou mínimo local de rigidez. Para $1,5 \text{ Nm/}^\circ$, é possível observar que são registrados impactos na região positiva e negativa da folga para os mais variados valores de rigidez do engrenamento.

A partir da aceleração angular da engrenagem livre, foi obtido o número total de impactos no limite positivo (N_P) e negativo (N_N) da folga. Na Figura 8.6, é possível observar que o número de impactos no limite positivo aumenta conforme com o par engrenado simulado e a rigidez de pré-amortecimento utilizada.

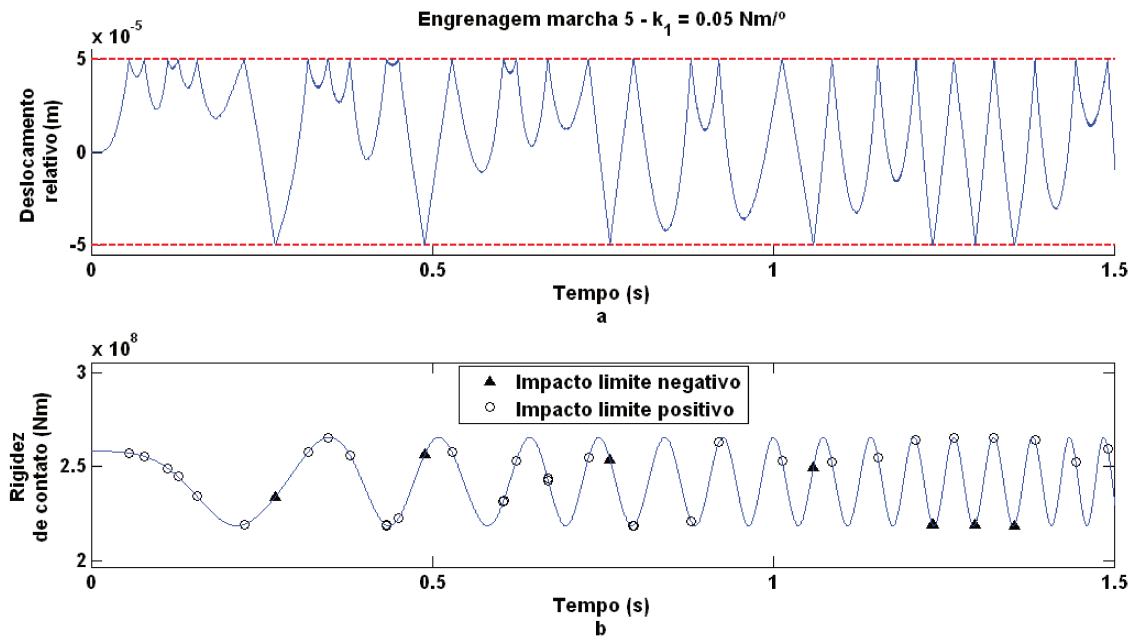


Figura 8.4: Em a, está representado o movimento relativo entre o eixo e a engrenagem. No gráfico b, estão indicada rigidez do engrenamento no instante do contato.

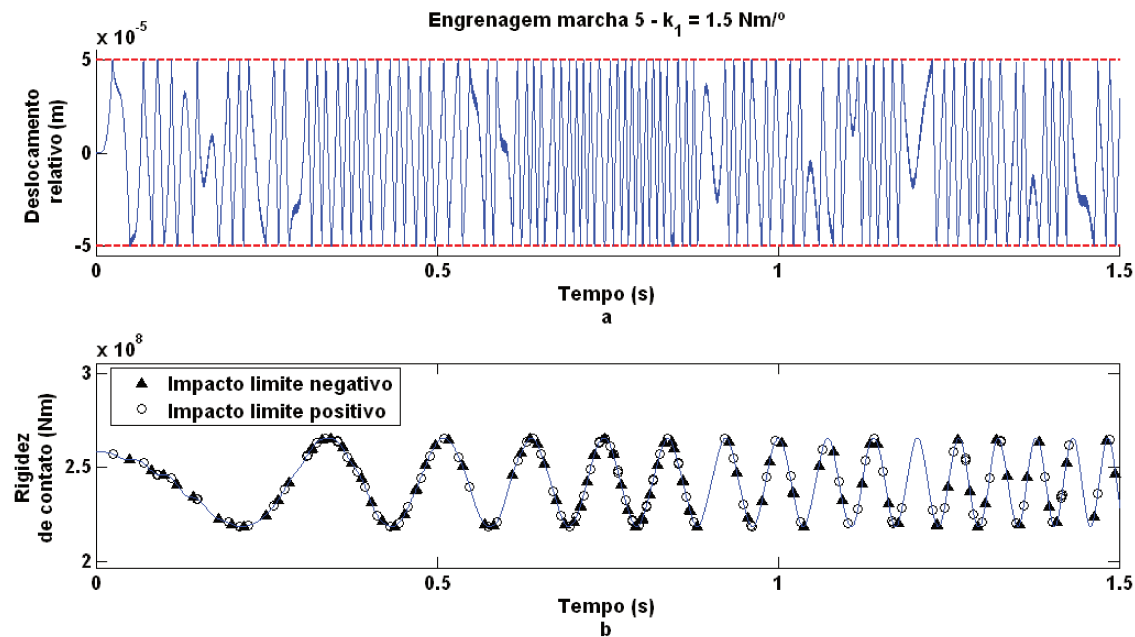


Figura 8.5: Em a, está representado o movimento relativo entre o eixo e a engrenagem. No gráfico b, estão indicada rigidez do engrenamento no instante do contato.

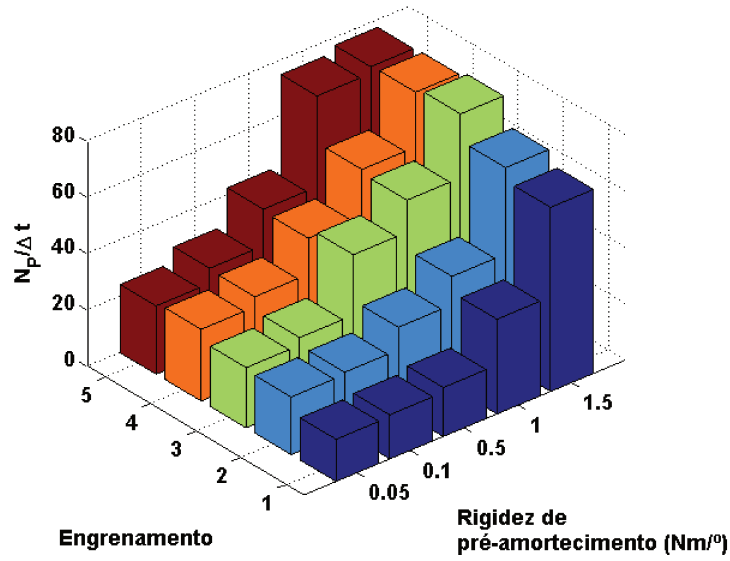


Figura 8.6: Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.

Na Figura 8.7, todos os pares engrenados demonstraram FI próximo a 1 com rigidez a partir de 5 Nm/°, indicando quantidade semelhante de impactos no limite positivo e negativo. Nesse caso, o aumento de rigidez ocasionou um aumento na quantidade de impactos no limite negativo da folga, caracterizando um padrão bilateral. Os maiores valores de IR foram verificados para a quarta e quinta marchas, cujas engrenagens possuíram as menores inércias, numa condição de rigidez de pré-amortecimento menor que 0,5 Nm/°.

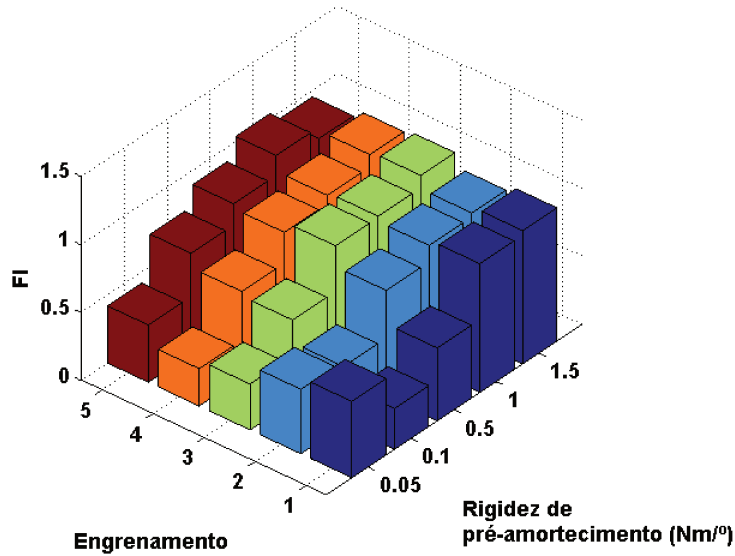


Figura 8.7: Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga.

8.3 Histerese do pré-amortecimento

O sistema sem amortecimento no eixo ou na engrenagem foi testado com histerese de pré-amortecimento alterada entre 0 e 0,4 Nm. Na figura a seguir, é possível observar que, quanto maior foi a histerese utilizada, menor foi o ponto de operação médio da embreagem.

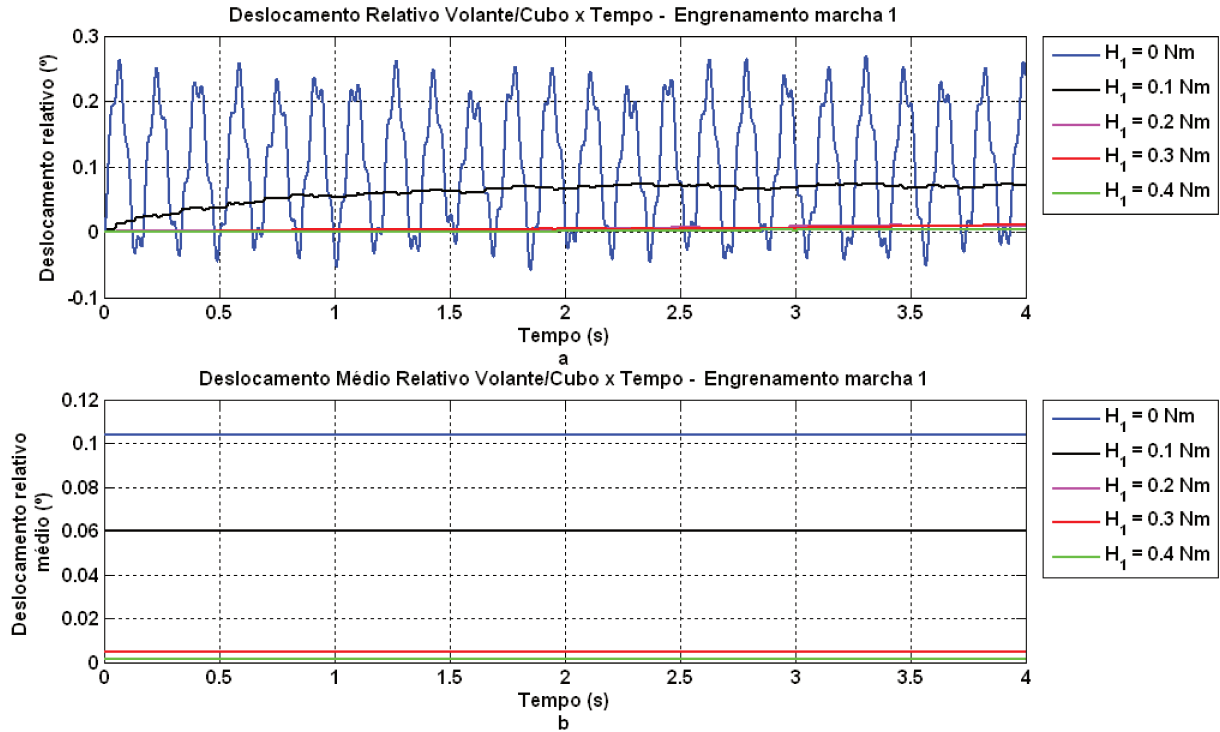


Figura 8.8: Em a, pode ser visualizado o deslocamento relativo entre volante e cubo da com histerese na embreagem. No gráfico b, estão representados os valores médios desses deslocamentos.

A aceleração do eixo primário com relação ao volante não é alterada significativamente pela engrenagem simulada, ocorrendo sensíveis variações segundo o valor de H_1 , mostrada na Figura 8.9. Para $H_1 = 0$ Nm, ocorreram valores de TF entre 20 e 30. Com $H_1 = 0,1$ Nm e $H_1 = 0,2$ Nm, esse índice foi reduzido para grandezas próximas a 10. Para $H_1 = 0,3$ Nm e $H_1 = 0,4$ Nm, TF foi encontrado acima de 20. Tais resultados mostram que, com o aumento de histerese no pré-amortecimento da embreagem, houve uma pequena faixa de valores que promoveram uma atenuação na vibração do eixo primário com relação ao volante. Porém, com H_1 maior que 0,3 Nm, o nível de aceleração rms do eixo voltou a ser significativo. Esse comportamento vibratório do eixo primário teve influência direta no padrão de impactos dos engrenamentos, mostrados segundo o índice FI da Figura 8.10.

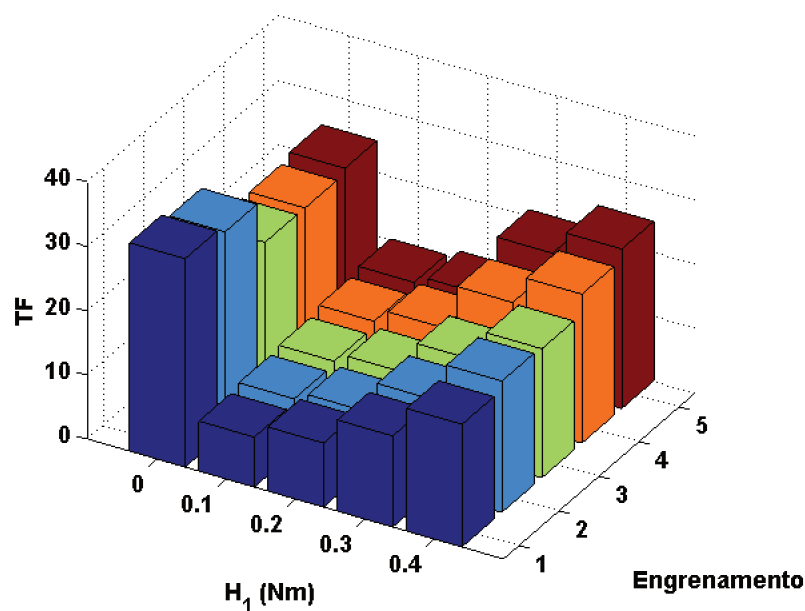


Figura 8.9: Taxa de filtragem entre volante e eixo primário.

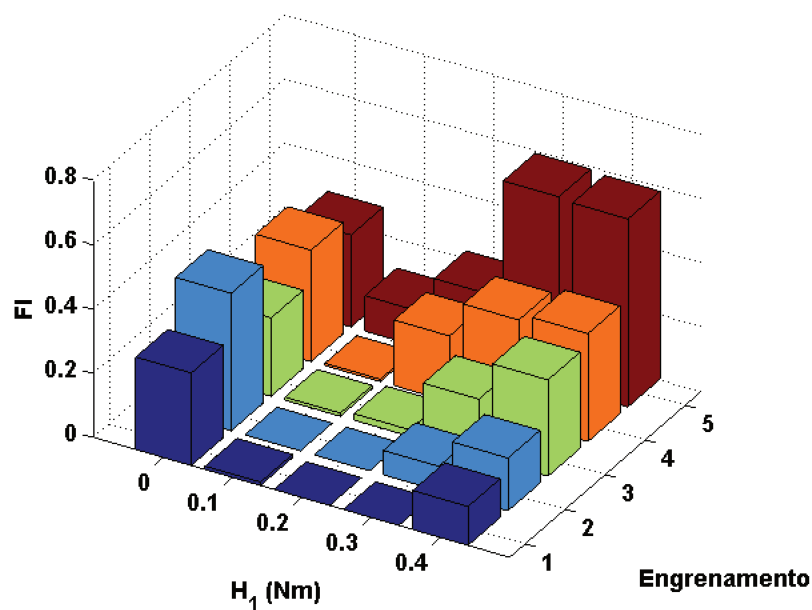


Figura 8.10: Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga.

Sem histerese no disco, todos os engrenamentos apresentaram níveis ao redor de 0,2 de FI, indicando a ocorrência de impactos bilaterais entre os dentes. A média de impactos na região positiva da folga (Figura 8.11) não foi alterada significativamente em nenhum dos casos.

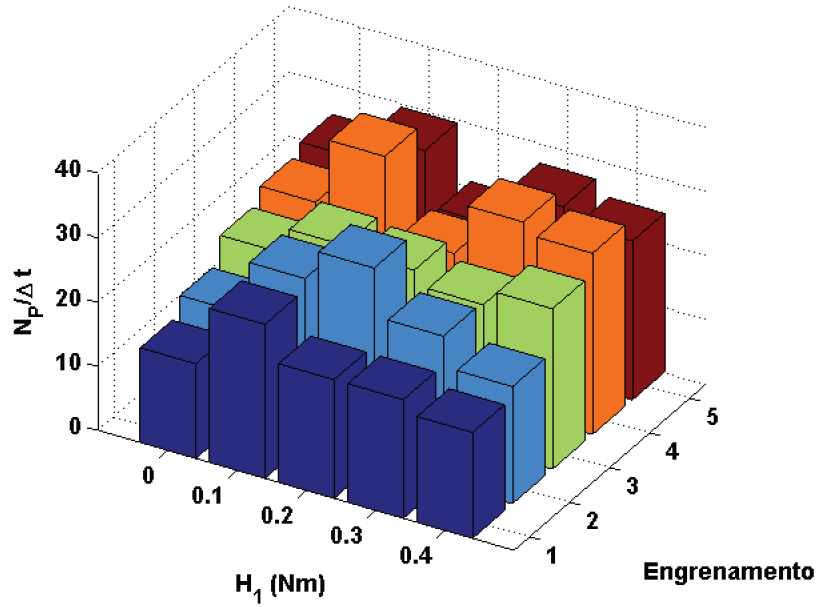


Figura 8.11: Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.

Com a utilização de histerese de 0,1 Nm, a relevância de impactos no limite negativo da folga foi reduzida, indicando a ocorrência de impactos unilaterais para os engrenamentos de primeira a quarta marcha. Com o aumento da histerese, entre 0,2 e 0,3 Nm, os engrenamentos de quarta, terceira e segunda marcha passam a ter contato com o limite negativo da folga. Com uma histerese de 0,4 Nm, todas as engrenagens simuladas registraram impactos bilaterais, com destaque para a engrenagem de quinta marcha, que apresentou quantidade de impactos maior que no caso de histerese nula.

No gráfico de índice de *rattle* (Figura 8.12), para histerese de 0 Nm, houveram resultados pouco menores que 10 e próximos a 20 averiguando os engrenamentos de primeira a quinta marcha.

O IR foi reduzido para todos os engrenamentos, com 0,1 e 0,2 Nm de histerese, demonstrando a ligeira contribuição da diminuição dos impactos no limite negativo da folga. Com 0,3 e 0,4 Nm de histerese, as engrenagens de quarta e quinta marcha tiveram índices ao redor de 30 e 50, respectivamente. Como os engrenamentos estão sujeitos a níveis equivalentes de aceleração do eixo primário, os parâmetros dos engrenamentos (inércia, relação de engrenamento, etc.) possuem grande contribuição para a diferença de IR calculados. Esses resultados mostram a existência valores ótimos para a histerese do pré-amortecimento a fim de atenuar o efeito de *rattle* em ponto morto, que uma vez ultrapassados podem resultar em

impactos na transmissão equivalentes à situação de ausência de histerese no mecanismo de amortecimento torsional, de acordo com a literatura (Ohnuma *et al*, 1986).

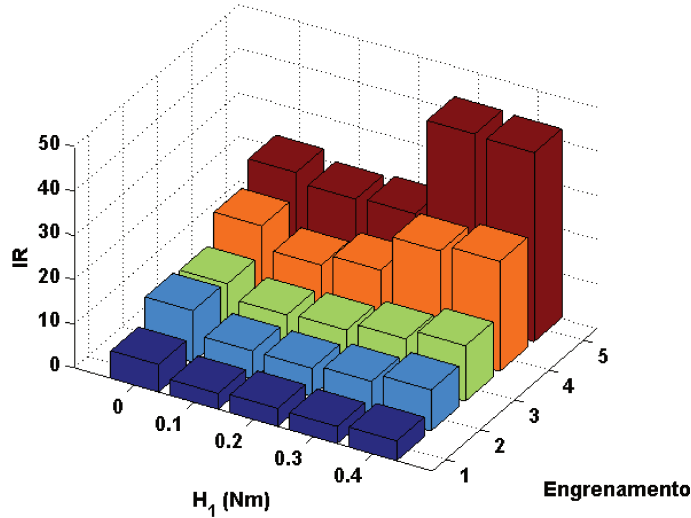


Figura 8.12: Índice de *rattle* calculado para todos alterado segundo a histerese utilizada no estágio de pré-amortecimento.

8.3 Região de operação da embreagem x amortecimento

Nesse conjunto de simulações, foi considerado o amortecimento c_s do eixo primário, representando o torque de arraste dos elementos da transmissão, mantendo o amortecimento da engrenagem nulo. A histerese da embreagem do estágio de menor rigidez foram simuladas para os valores de 0, 0,1 e 0,4 Nm.

Com $c_g = 0$, na Figura 8.8, a embreagem é solicitada sem a presença de uma deformação média significativa, com amplitudes reduzidas segundo a histerese utilizada. Já com um amortecimento $c_s = 0,5$ Nm s/rad a rigidez é deformada de, aproximadamente $4,16^\circ$ para $H_1 = 0,1$ Nm e $2,93^\circ$ para $H_1 = 0,4$ Nm (Figura 8.13). Apesar de não reduzir a deformação angular significativamente do caso sem histerese, um disco com $H_1 = 0,1$ Nm diminui a amplitude de oscilação ao redor do ponto de operação se comparado ao caso sem histerese. Para $c_s = 1,0$ Nm s/rad (Figura 8.14) o sistema apresenta uma maior amplitude de pico antes da faixa de operação. Nesse caso, a deformação para $H_1 = 0,1$ Nm é pouco alterada, enquanto que com uma histerese de $H_1 = 0,4$ Nm o ponto de operação obtido fica em $3,1^\circ$, sendo aumentada.

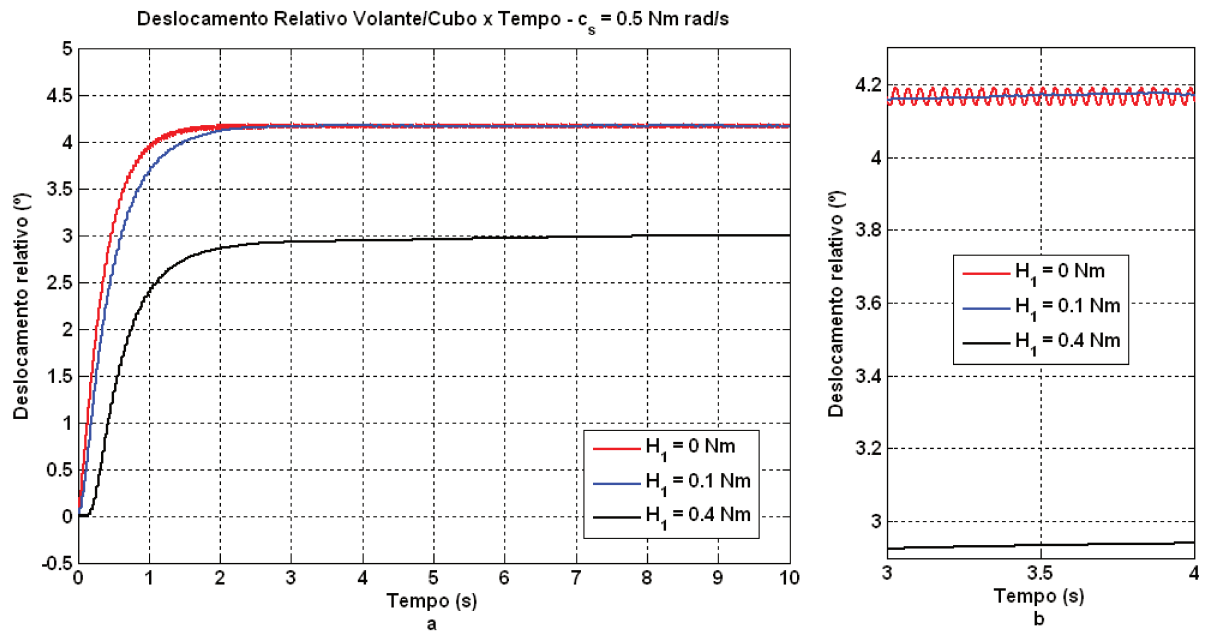


Figura 8.13: Deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem com amortecimento no eixo primário de 0,5 Nm rad/s, visto com maior detalhe.

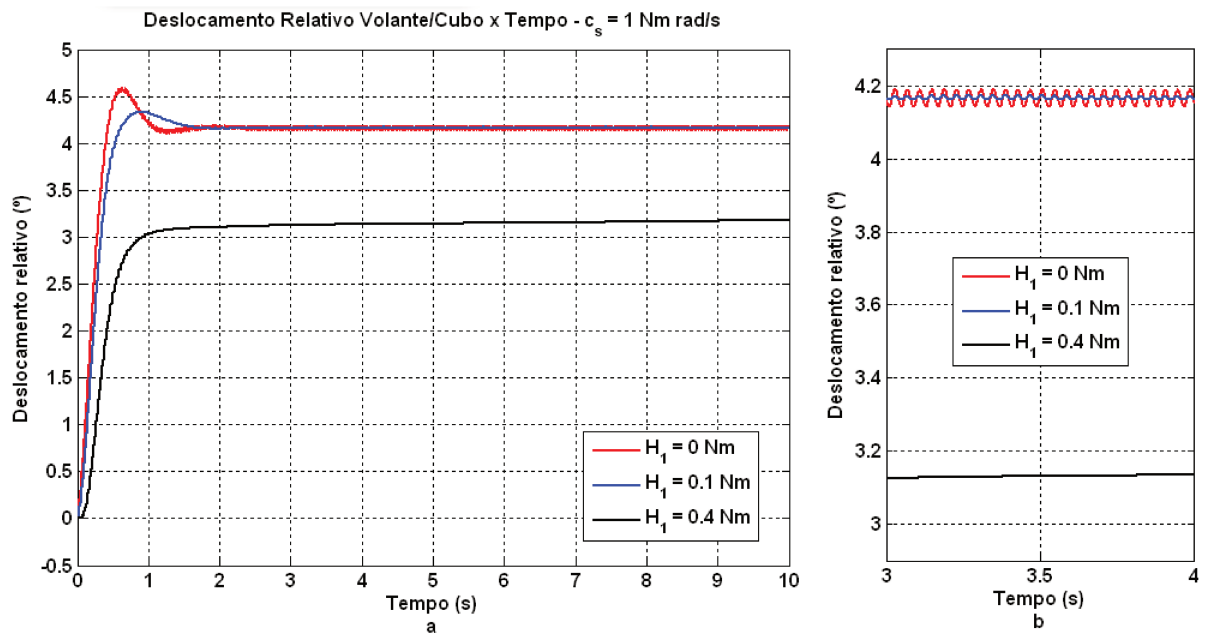


Figura 8.14: Deslocamento relativo entre volante e cubo da embreagem com amortecimento no eixo primário de 1,0 Nm rad/s, visto com maior detalhe.

8.3 Posicionamento do ângulo de transição de estágios

No item anterior, foi mostrado que o ponto de operação da embreagem é alterado pela presença de amortecimento no sistema. Neste caso, o ângulo entre as regiões de tração e pré-amortecimento deve ser planejado para ser maior que o de operação em ponto morto. Caso o ângulo de transição seja menor que o necessário para as condições de excitação e amortecimento, a embreagem terá seu estágio de menor rigidez solicitado até o limite, acionando seu estágio de tração. Para verificar a influência dessa condição de operação no comportamento de impacto dos engrenamentos, foi feita uma série de simulações variando esse parâmetro.

Foi constatado que, em uma embreagem sem histerese e um amortecimento $c_s = 0,5$ Nm s/rad no eixo primário, a deformação máxima foi de, aproximadamente $4,16^\circ$. Para esse ponto de operação, a deformação máxima com relação ao ângulo de transição de estágio adotado é mostrada a seguir e o índice de *rattle* da engrenagem de quinta marcha é mostrada na Figura 8.16.

Pode ser observado IR próximo a 30 para ângulos de 1° até $3,6^\circ$, ocorrendo a diminuição da deformação máxima no estágio de tração. Numa região mais próxima do ângulo de $4,16^\circ$, foi realizada uma variação de $0,1^\circ$ entre $3,4^\circ$ a $4,2^\circ$, com um crescimento do IR até o máximo registrado em $3,9^\circ$, com subsequente redução até $4,2^\circ$, ângulo para o qual a deformação máxima foi menor que o limite de transição, operando exclusivamente no pré-amortecimento. É importante ressaltar que, para os pontos 4° e $4,1^\circ$, ocorreu solicitação estágio de *drive*, mas com um índice de *rattle* menor que a metade do obtido para todos os outros simulados entre as duas regiões. Quanto ao conteúdo espectral do sinal, na Figura 8.17, para ângulos até $3,6^\circ$, as ordens 3, 2 e 1 (75, 50 e 25 Hz, respectivamente) da velocidade relativa entre o volante e o cubo mantiveram amplitudes com poucas alterações. Na região próxima ao ângulo de $4,16^\circ$, houve um aumento da componente de primeira ordem, com redução da terceira para níveis mínimos. Com $4,2^\circ$ de ângulo, operando somente no pré-amortecimento, manteve-se somente a componente da excitação do sistema.

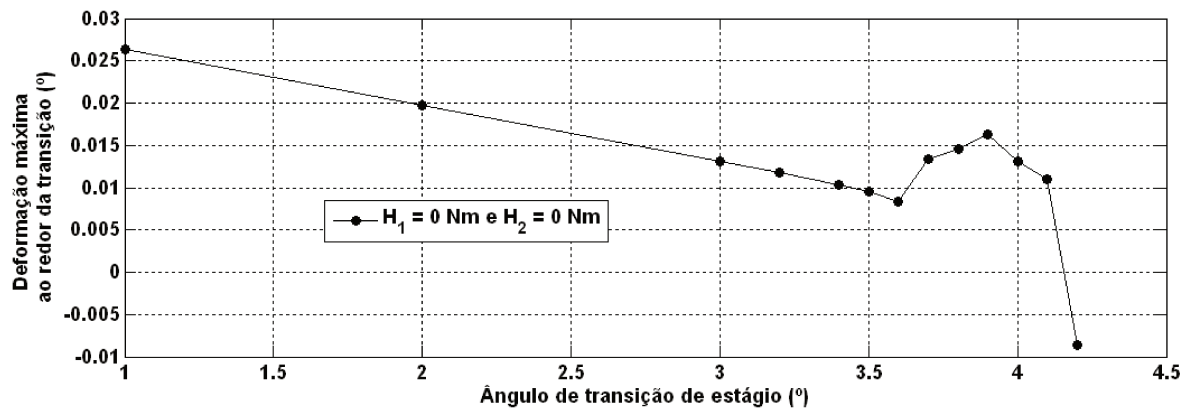


Figura 8.15: Deformações máximas relativas ao ângulo de transição de estágios.

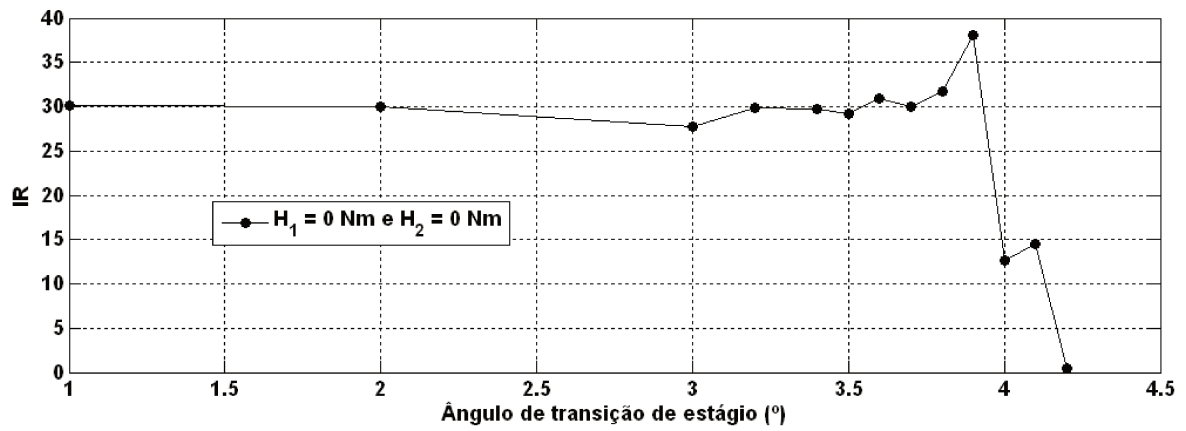


Figura 8.16: Índice de *rattle* do sistema não amortecido para diferentes ângulos de transição, situados ao redor do ponto de operação.

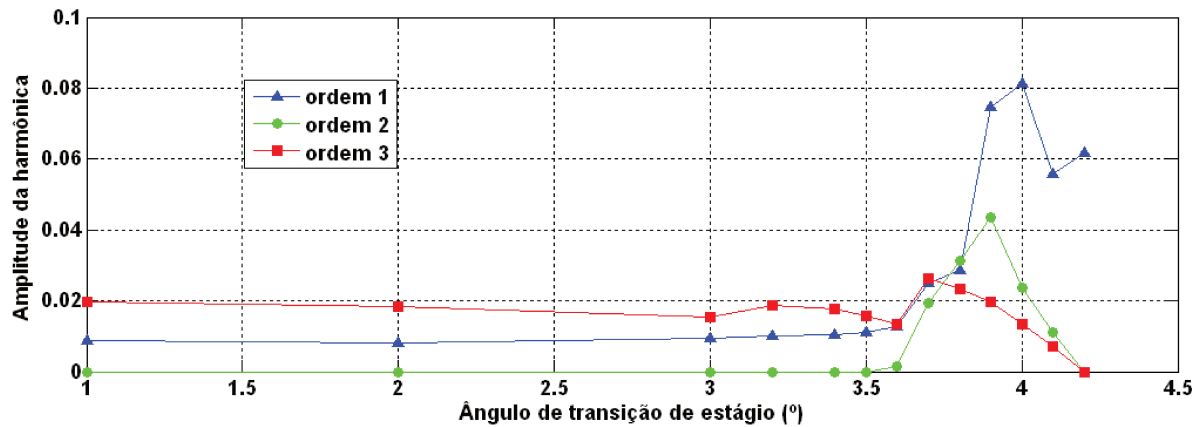


Figura 8.17: Amplitude de 3 harmônicas do sinal de velocidade relativa entre volante e cubo.

Na Figura 8.18, a resposta do sistema com um ângulo de transição de $3,6^\circ$ é mostrada, ocorrendo a utilização predominante do estágio de tração. A aceleração entre os componentes pode chegar a grandezas próximas a 100 rad/s^2 e a velocidade relativa possui importante contribuição das harmônicas 1 e 3. Devido à ocorrência de impactos, existem componentes ao redor de 690 Hz, referentes ao terceiro modo do sistema volante+cubo+eixo, estudado nos estudos lineares do trem de potência.

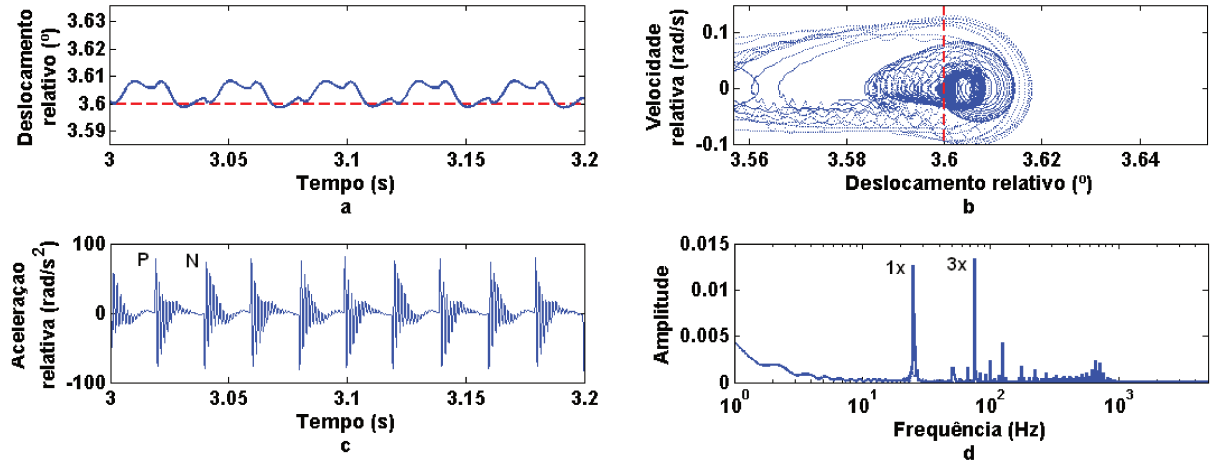


Figura 8.18: Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $3,6^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

Observando a Figura 8.19 pode-se verificar a ocorrência de impactos bilaterais entre os dentes engrenados segundo a posição relativa, alcançando acelerações próximas a 5000 rad/s^2 na engrenagem de quinta marcha. A intensidade da harmônica 3 no movimento relativo entre engrenagem e eixo é reduzida, ainda com importante contribuição da ordem 1.

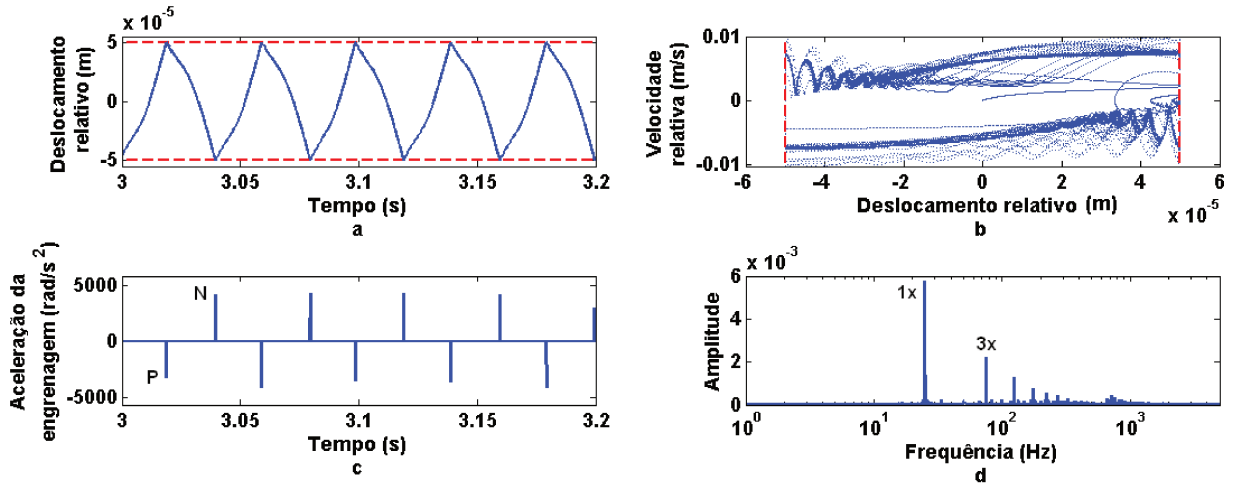


Figura 8.19: Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $3,6^\circ$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

Para o caso com ângulo de transição de $3,9^\circ$, no qual foi verificado o maior valor de IR, a posição relativa entre o volante e o cubo mostra uma operação entre os estágios, com maior deformação no pré-amortecimento do que em tração, graficados na Figura 8.20. Essa condição produziu um movimento com uma maior contribuição da ordem 2. No gráfico de aceleração relativa, estão indicados por D os picos ocasionados pela solicitação da rigidez *d-drive*.

Associados aos picos de aceleração relativa, o deslocamento entre o cubo e o eixo primário aumenta e a sua velocidade relativa diminui no instante anterior aos impactos no limite positivo da folga, vistos na Figura 8.21. A excitação do modo 3 no modelo volante+embreagem+eixo primário, em torno de 690 Hz é evidenciada no espectro da velocidade relativa. Essa condição mostra que a utilização do estágio de *drive*, nesse caso, acarreta numa movimentação conjunta do cubo e do eixo primário, propiciando os impactos, que, ocasionam na engrenagem de quinta marcha acelerações de 5000 rad/s^2 após o contato. O tempo entre os impactos no limite positivo e relativo da folga é alterada, se comparada com a que utiliza ângulo de $3,6^\circ$ (Figuras 8.19 e 8.22).

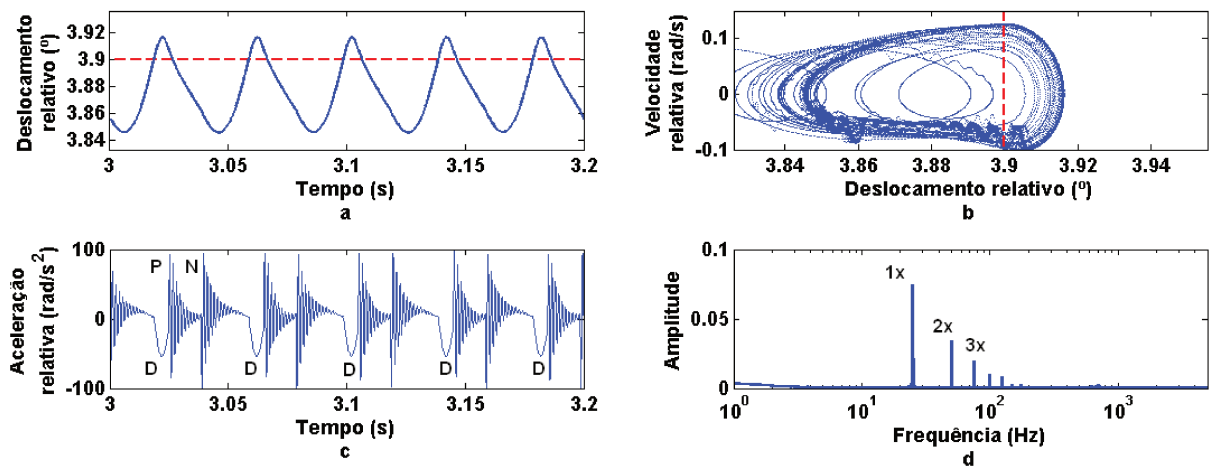


Figura 8.20: Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

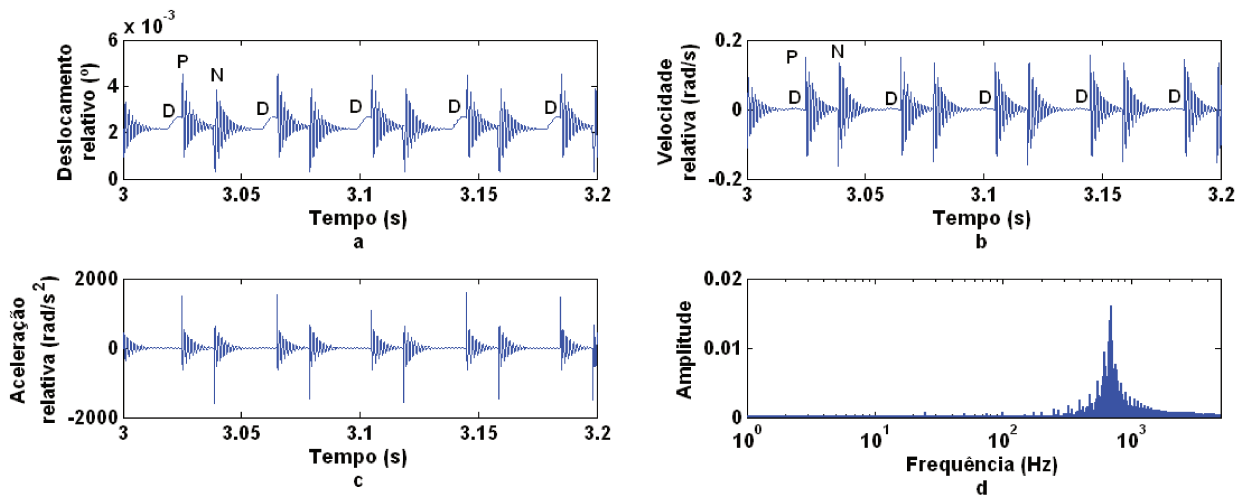


Figura 8.21: Em a e b estão representados, respectivamente, a posição e velocidade relativa para o movimento entre cubo e eixo primário, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

Com o aumento do ângulo de transição, pouco a pouco, a solicitação no estágio de maior rigidez é reduzida, até a embreagem ser requisitada somente no seu pré amortecimento. Isso foi detectado para um ângulo de transição de $4,2^\circ$. Na Figura 8.23, é possível observar que o movimento relativo entre o volante e a embreagem situa-se num ponto de operação menor que o de transição de estágios, com acelerações relativas menores que 20 rad/s^2 .

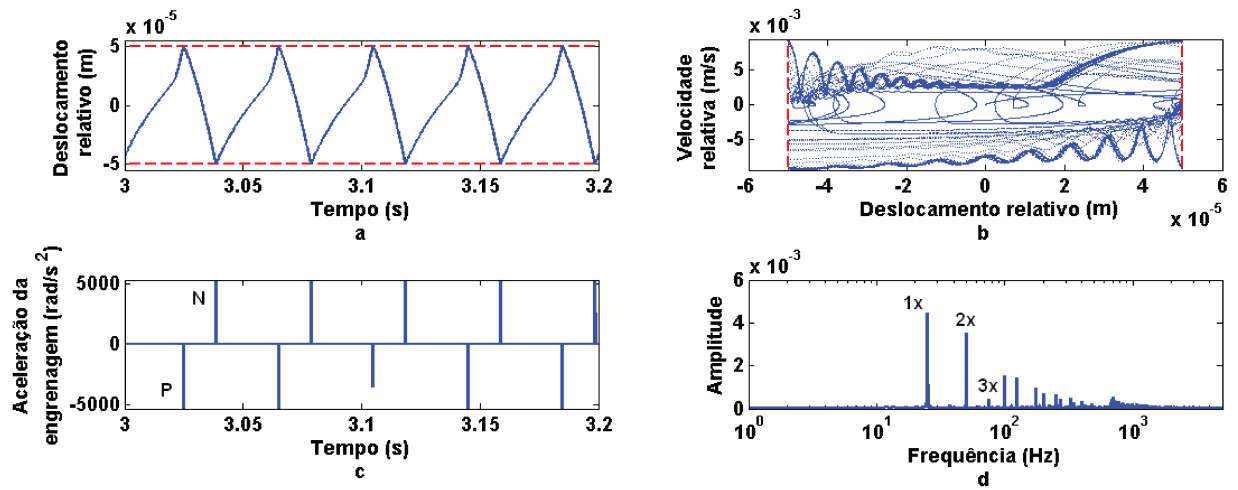


Figura 8.22: Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

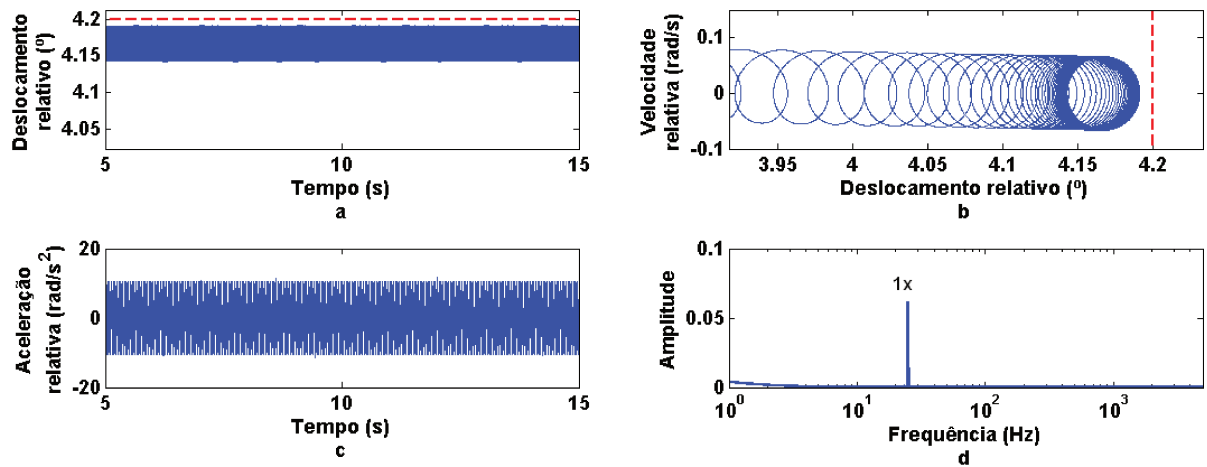


Figura 8.23: Em a e b estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $4,2^\circ$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

Nos engrenamentos, na Figura 8.24, ocorre menor quantidade de impactos nos engrenamentos e, na sua ocorrência, as acelerações são menores que 200 rad/s^2 . A componente de frequência vigente no movimento relativo cubro/eixo e eixo/engrenamento é a primeira ordem.

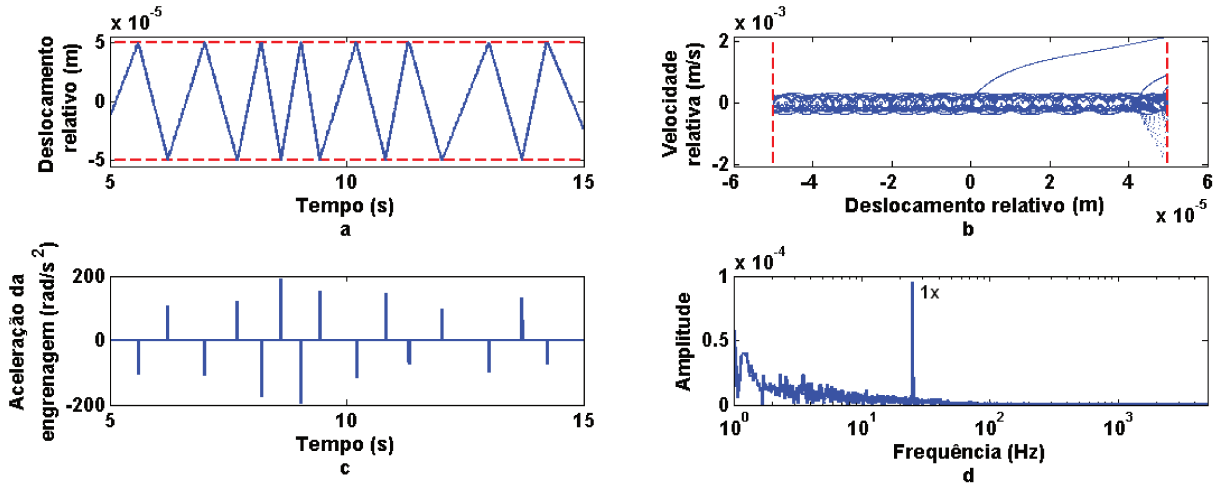


Figura 8.24: Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $4,2^\circ$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

8.3 Histerese de *drive* na região de transição

No caso não-amortecido, o índice de *rattle* apresentou valores de, aproximadamente, 40 no caso com um ângulo de $3,8^\circ$ para valores abaixo de 10 para uma simulação que utilizou somente o pré-amortecimento, com $4,2^\circ$. Simulando uma embreagem possuindo somente histerese de *drive* entre 0 e 0,3 Nm ocorreu uma diminuição dos níveis de IR em todos os casos simulados, principalmente em $3,9^\circ$ e $4,1^\circ$, apresentados na Figura 8.25. Entre as simulações com histerese, a diminuição do IR foi sutil com o seu aumento. Quanto maior esse parâmetro, menor foram as deformações máximas ao redor da transição (Figura 8.26), e, para um ângulo de $4,2^\circ$, sem a solicitação do estágio de *drive*, o IR alcançou valores próximos a 0,44.

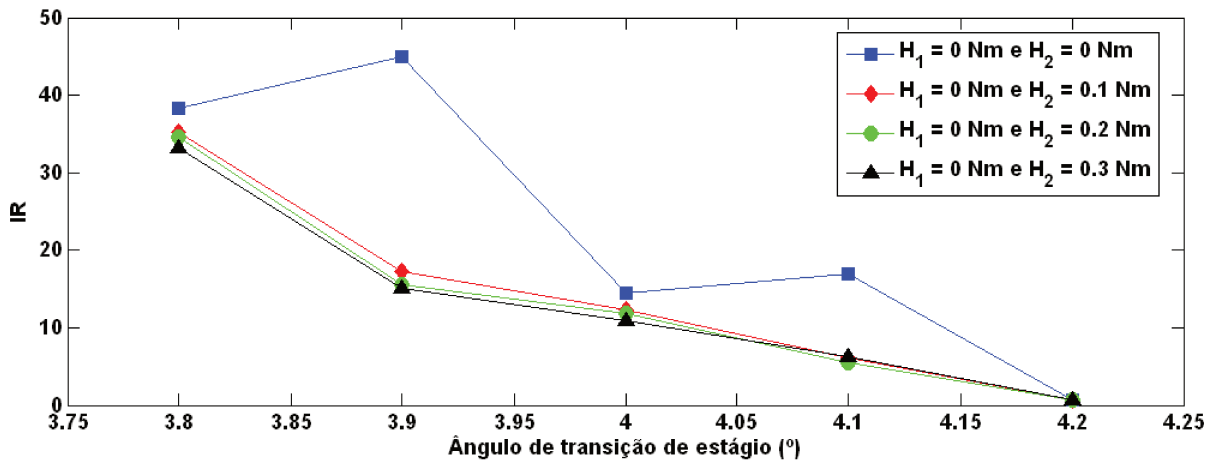


Figura 8.25: Índice de *rattle* obtido na transição de estágios contando somente com a histerese de tração.

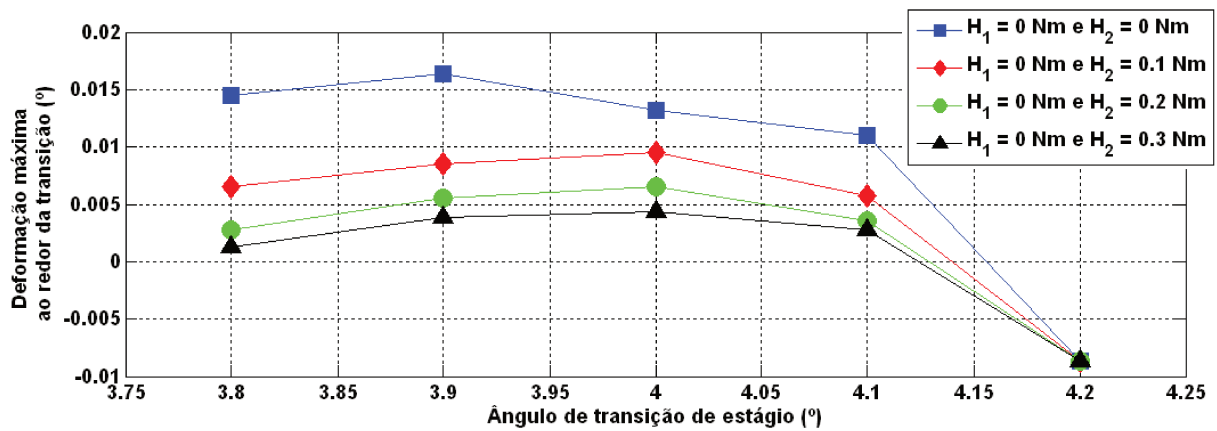


Figura 8.26: Deformação máxima ao redor da transição de estágio.

Na Figura 8.27, é mostrado o movimento relativo entre o volante e o cubo da embreagem para o caso de $H_2 = 0,1 \text{ Nm}$. Nessa situação, ocorrem menores deformações no estágio de *drive* e pré-amortecimento se comparado ao caso sem histerese (Figura 8.20). Com dissipação de energia, o retrato de fase é alterado, uma vez que, ao solicitar o estágio de tração, com velocidade relativa positiva e deslocamento relativo maior que $3,9^\circ$, o par volante e cubo estão, na transição para o estágio de menor rigidez, com velocidade relativa próxima a zero. Assim, a aceleração na passagem de estágios é reduzida.

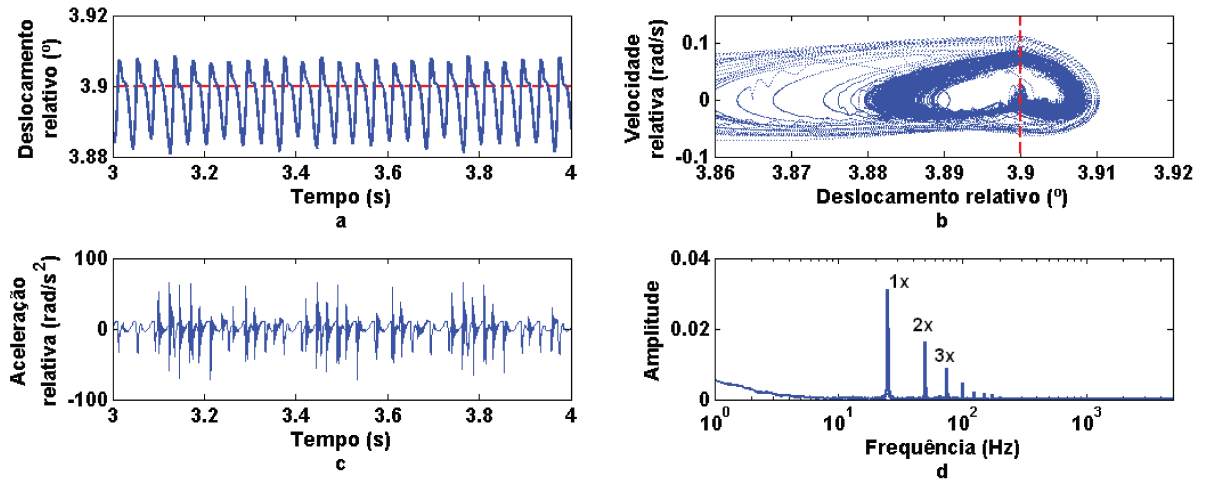


Figura 8.27: Em a e b estão representados, respectivamente, a posição e velocidade relativa para o movimento entre o volante e o cubo da embreagem, com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$ e $H_2 = 0,1 \text{ Nm}$. Em c, a aceleração relativa entre esses componentes é destacada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

Indo de acordo com o IR obtido, ocorre menos impacto no engrenamento (Figura 8.28) e as acelerações máximas impostas à engrenagem são reduzidas para 2000 rad/s^2 , com uma componente principal da velocidade relativa de primeira ordem.

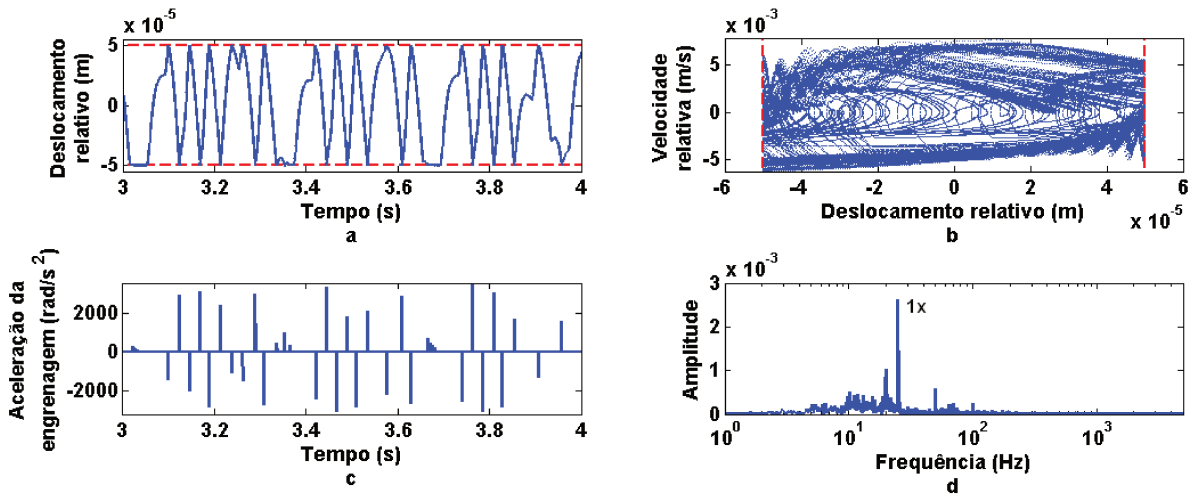


Figura 8.28: Em a e c estão representados, respectivamente, a posição relativa e o retrato de fase para o movimento entre a engrenagem e o eixo primário, para embreagem com ângulo de transição de estágios de $3,9^\circ$ e $H_2 = 0,1 \text{ Nm}$. Em c, a aceleração da engrenagem de quinta marcha é mostrada. As componentes em frequência da velocidade relativa são mostradas em d.

8.3 Histerese de pré-amortecimento na região de transição

Na Figura 8.29, com a utilização de histerese somente no pré-amortecimento, ocorreu para os valores de 0,2 e 0,3 Nm deslocamentos máximos na região de menor rigidez de, aproximadamente, $3,85^\circ$ e $3,41^\circ$. Já a histerese de 0,1 Nm seguiu padrão de deslocamento relativo máximo crescente com o ângulo de transição adotado. Visto com maior detalhe, ao redor do ponto de transição, que a deformação máxima é da ordem de $0,015^\circ$ até $4,1^\circ$. Para $4,2^\circ$ ambas as simulações apresentaram deformações fora da região de tração da embreagem.

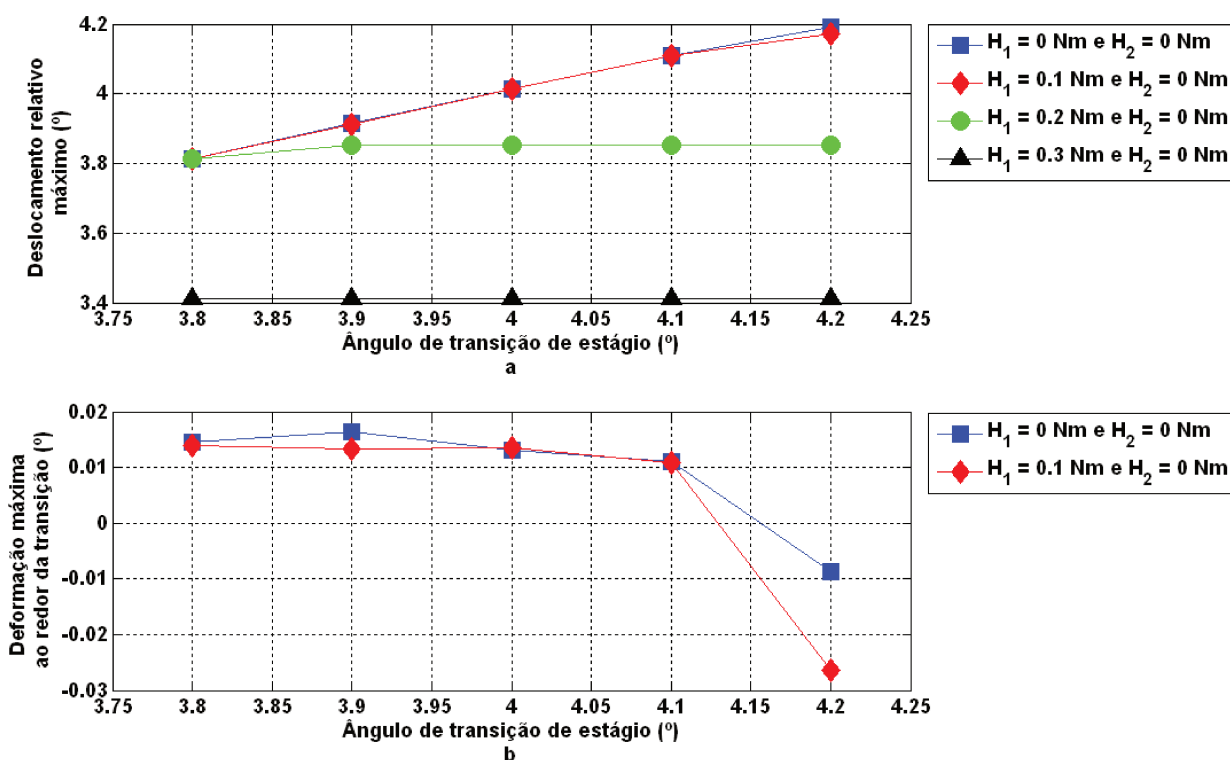


Figura 8.29: Em a, o valor do deslocamento relativo máximo entre volante e cubo. Na Figura b, está representada a deformação máxima ao redor da transição de estágio.

Observando a Figura 8.30, ocorreu diminuição do IR para valores de 0,2 e 0,3 Nm até ângulo de transição de $4,1^\circ$. A utilização de uma histerese de 0,1 Nm apresentou IR maior que o apresentado por um disco sem elementos dissipativos para $3,8^\circ$ e 4° . Um fato importante a ser observado é que, para todas as simulações com histerese, ocorreu IR próximo de 10 para o ângulo de $4,2^\circ$ que, no disco sem essas características, foi de 0,44.

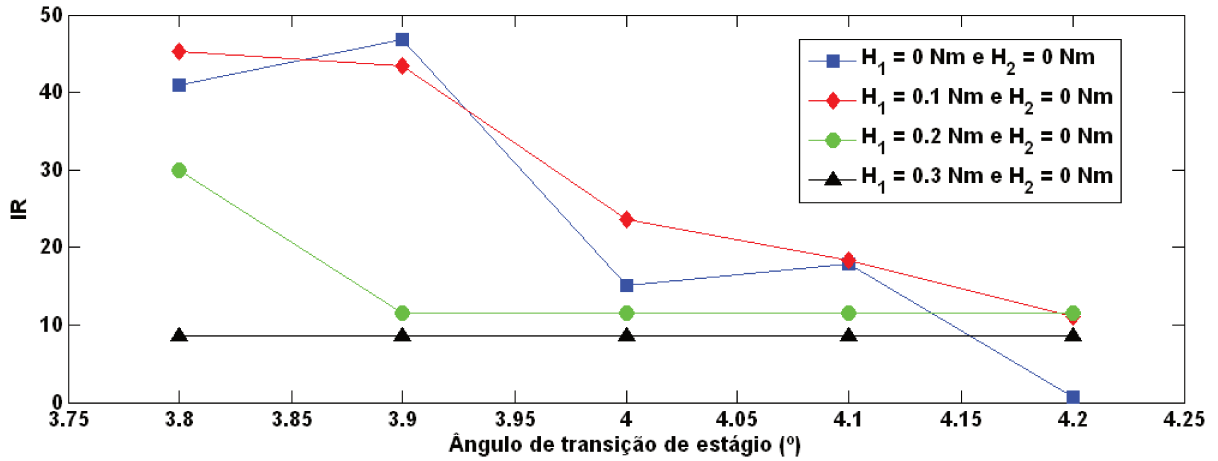


Figura 8.30: Índice de *rattle* obtido na transição de estágios contando somente com a histerese de pré-amortecimento.

Nesse caso estudado, para uma embreagem que esteja com a sua operação próxima a região de transição, a utilização de histerese de pré-amortecimento redefiniu um novo ponto de operação para valores acima de 0,2 Nm, permitindo ao sistema operar numa região com deslocamentos menores que a transição para o estágio de tração.

8.4 Alterações em parâmetros dos engrenamentos

Nesta seção, serão avaliadas simulações realizadas segundo alterações em parâmetros dos engrenamentos, sendo eles a alteração do ângulo de hélice, largura do dente e o efeito da folga entre os engrenamentos do modelo em ponto morto.

8.4 Folga entre os dentes do engrenamento

As simulações variando a folga dos engrenamentos de 0,00001 m até 0,001 m apresentaram significativas alterações segundo este parâmetro. O sistema foi considerado como não-amortecido e a embreagem foi mantida com a rigidez de pré-amortecimento, sem histerese. Com o aumento da folga entre os dentes ocorreram menor quantidade de impactos no limite positivo (Figura 8.31).

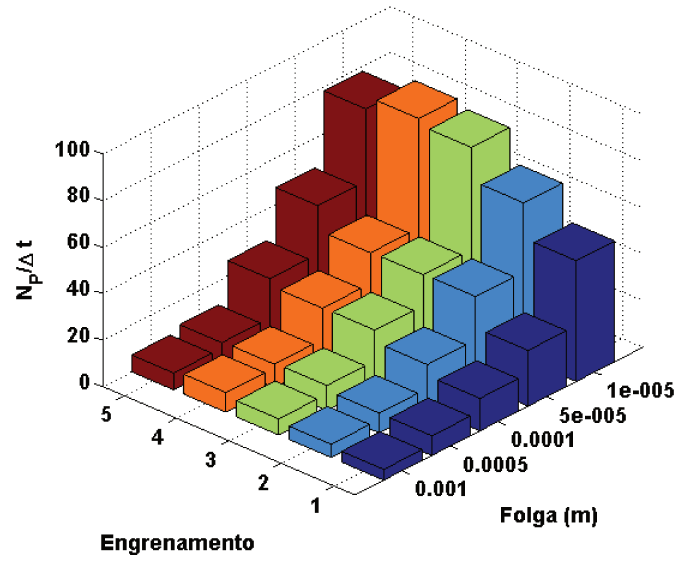


Figura 8.31: Total de impactos no limite positivo da folga dividido pelo tempo total de simulação.

Observando a razão entre os impactos (Figura 8.32), para 0,001 m de folga, ocorreram proporcionalmente menos impactos no limite negativo, indicando uma característica de impactos unilateral dos dentes. Com 0,0005 m, os impactos bilaterais aumentam em ordem crescente do engrenamento simulado. Para os demais valores, a quantidade de impactos no limite negativo da folga corresponderam a mais de 35% do total ocorrido no positivo, com valores máximos ao redor de 80% para a quinta, terceira e segunda marcha.

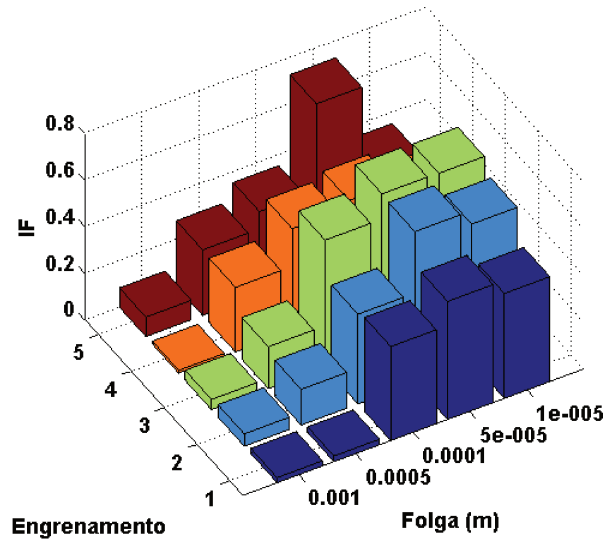


Figura 8.32: Razão entre o total de impactos no limite positivo e negativo da folga.

O índice de *rattle* calculado para os engrenamentos (Figura 8.33) indicou o aumento da intensidade dos impactos com a marcha adotada, porém sem apresentar significativa mudança com a folga simulada.

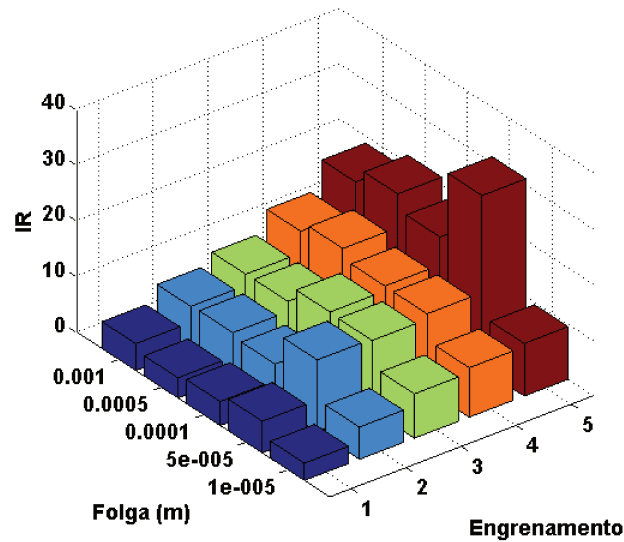


Figura 8.33: Índice de *rattle* calculado para alterações na folga entre os dentes engrenados.

Por isso, foi calculada a média das acelerações no engrenamento em caso de impacto, no limite positivo e negativo. Assim, é possível observar, na Figura 8.34, que o valor de AP possui uma elevação no seu valor com o aumento da folga, enquanto que a média dos impactos no limite negativo (Figura 8.35) não demonstra esse padrão.

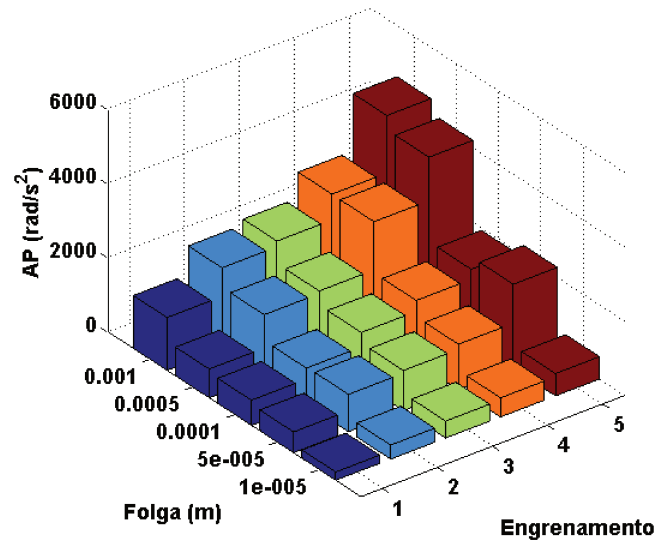


Figura 8.34: Módulo da média das acelerações das engrenagens em situação de impacto no limite positivo da folga.

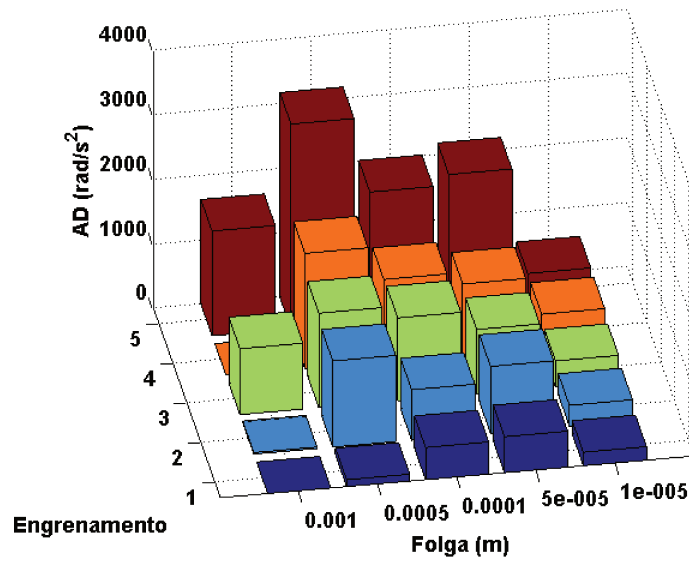


Figura 8.35: Módulo da média das acelerações das engrenagens em situação de impacto no limite negativo da folga.

Confrontando esses resultados com a contagem de impactos nas Figuras 8.31 e 8.32, conclui-se que, para valores de folga maiores, entre 0,001 e 0,0005 m, ocorreram impactos em menor quantidade no limite positivo, fazendo com que a engrenagem fosse submetida a maiores acelerações.

8.4 Ângulo de hélice

A transmissão estudada possui ângulos de hélice segundo os dados do grupo 4 da Tabela 8.2. Nesse conjunto de simulações, ocorreram alterações de 1° para cada par engrenado de primeira à quinta marcha. Com a mudança desse parâmetro, todos os outros parâmetros dos engrenamentos tiveram que ser recalculados, resultando nas razões de contato mostradas na Tabela 8.3.

Em todos os casos, houve aumento da razão de contato com o aumento do ângulo de hélice. Consultando a rigidez média do par engrenado na Tabela 8.4, é possível observar que houve diminuição da rigidez média do engrenamento com o aumento do ângulo de hélice para todos os casos estudados.

Tabela 8.2: Ângulos de hélice utilizados em cada marcha nas simulações.

Ângulos de hélice					
Grupo	β_1 (°)	β_2 (°)	β_3 (°)	β_4 (°)	β_5 (°)
1	28	28,183	27	27	27
2	30	29,183	28	28	28
3	31	30,183	29	29	29
4	32	31,183	30	30	30
5	33	32,183	31	31	31
6	34	33,183	32	32	32

Tabela 8.3: Razões de contato utilizadas nas simulações, obtidas a partir da alteração do ângulo de hélice.

Razões de contato obtidas					
Simulação	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4	ε_5
1	2,6891	2,7782	2,7042	2,7523	2,6813
2	2,7420	2,8037	2,7226	2,7754	2,7023
3	2,7671	2,8283	2,7401	2,7974	2,7224
4	2,7913	2,8519	2,7565	2,8186	2,7415
5	2,8147	2,8746	2,7721	2,8387	2,7597
6	2,8371	2,8964	2,7867	2,8580	2,7769

Tabela 8.4: Rigidez média dos engrenamentos para alterações no ângulo de hélice.

Rigidez Média dos Engrenamentos ($\times 10^8$ N/m)					
Simulação	k_{tm1}	k_{tm2}	k_{tm3}	k_{tm4}	k_{tm5}
1	2,2183	2,2425	2,5960	2,7223	2,5557
2	2,1521	2,1905	2,5455	2,6643	2,5049
3	2,1161	2,1375	2,4941	2,6054	2,4533
4	2,0780	2,0838	2,4419	2,5456	2,4008
5	2,0380	2,0294	2,3889	2,4850	2,3476
6	1,9960	1,9742	2,3351	2,4236	2,2936

Na Figura 8.36, é possível observar com mais detalhe que a maior rigidez média foi calculada para o engrenamento de quarta marcha e os menores valores se alternam entre a primeira e segunda marcha. Engrenamentos com valores de rigidez semelhantes, como da terceira e quinta marcha, não apresentaram valores de IR semelhantes (Figura 8.37). Não houve um padrão significativo de alteração de IR com o valor de hélice, pois ocorreram valores ao redor de 20 e 30 nos engrenamentos de segunda, terceira e quinta marcha para valores ao longo de todas os testes realizados. Ocorrem atenuações no nível de *rattle*, porém não é possível generalizar essa proposta de solução segundo os testes realizados.

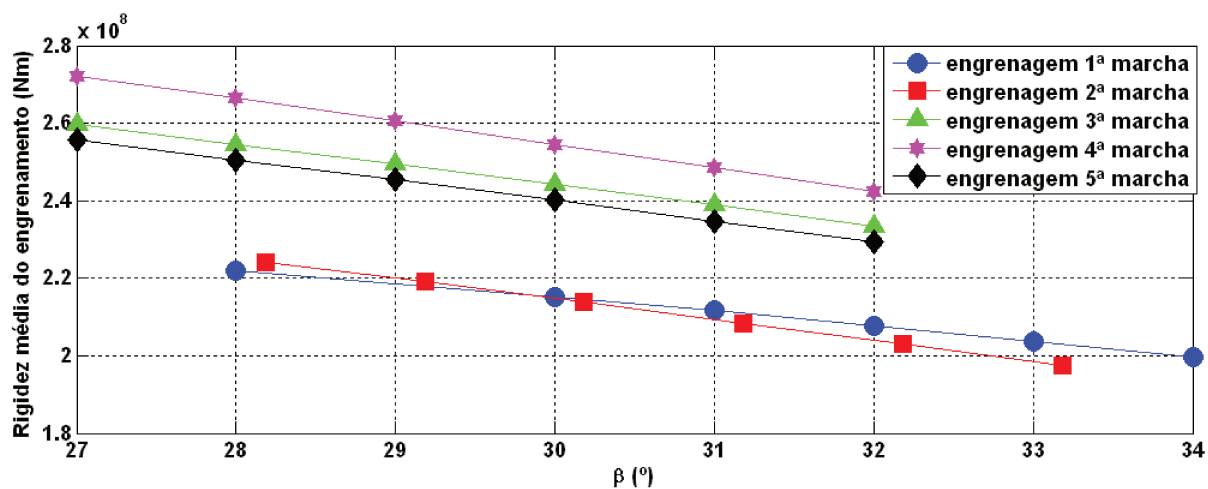


Figura 8.36: Rigidez média dos engrenamentos, obtidas a partir da alteração do ângulo de hélice.

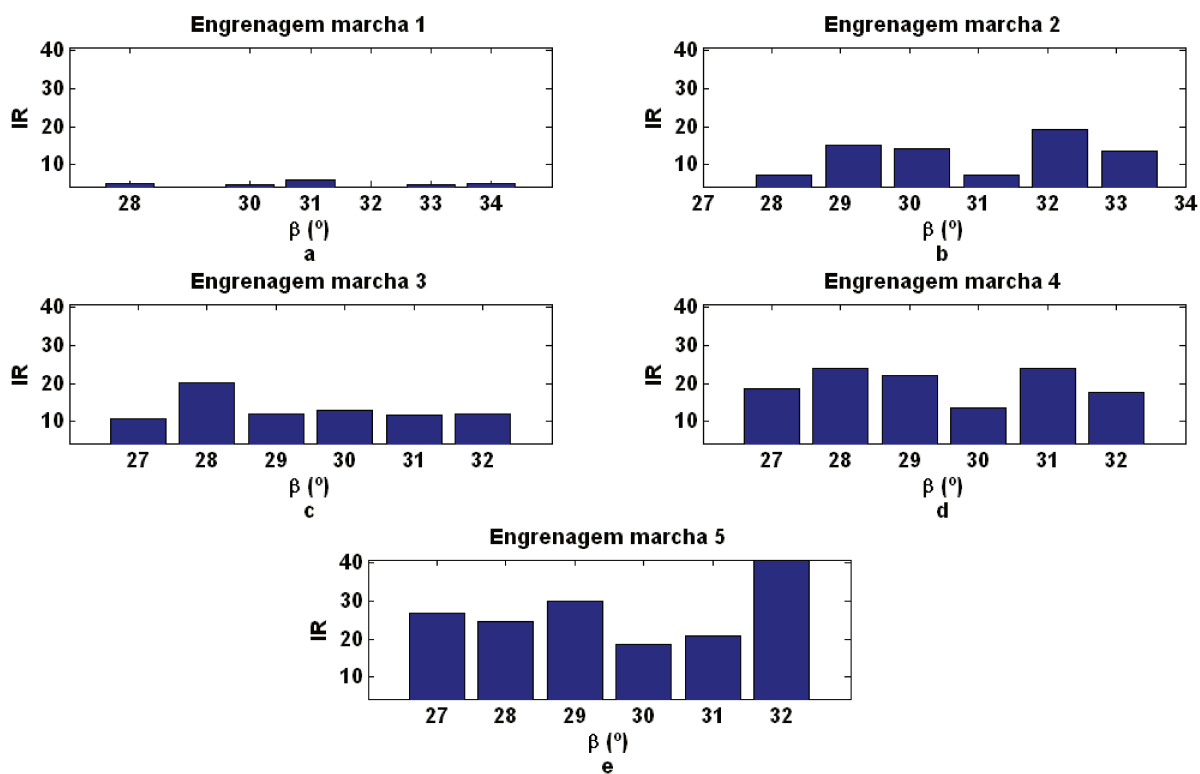


Figura 8.37: Índice de *rattle* obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5 variando o seu ângulo de hélice.

8.4 Largura do dente

Nessa etapa, a largura do dente foi reduzida dos valores padrão da transmissão, apresentados no conjunto 4 da tabela 8.5. O aumento da largura do dente resultou em razões de contato acima de 3, maior que o limite máximo validado por CAI (1995), para $1 < \varepsilon < 3$ e, por isso, os dentes dos pares engrenados foram reduzidos de 90 a 70% dos valores padrão.

Tabela 8.5: Razões de contato utilizadas nas simulações, obtidas a partir da diminuição da largura do dente.

Largura dos dentes (mm)					
Grupo	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
1	12,2500	10,5700	10,1850	11,4800	10,6400
2	14,0000	12,0800	11,6400	13,1200	12,1600
3	15,7500	13,5900	13,0950	14,7600	13,6800
4	17,5000	15,1000	14,5500	16,4000	15,2000

Com as alterações na largura do dente, ocorreram maiores mudanças na razão de contato, mostradas na Tabela 8.6, proporcionando alterações significativas na rigidez média do engrenamento que na variação do ângulo de hélice (Tabela 8.7).

Tabela 8.6: Razões de contato utilizadas nas simulações.

Razões de contato obtidas					
Simulação	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4	ε_5
1	2,3283	2,3948	2,3741	2,4008	2,3451
2	2,4827	2,5472	2,5016	2,5401	2,4772
3	2,6370	2,6996	2,6291	2,6793	2,6093
4	2,7913	2,8519	2,7565	2,8186	2,7415

Tabela 8.7: Rigidez média do engrenamentos para alterações na largura do dente.

Rigidez Média dos Engrenamentos ($\times 10^8$ N/m)					
Simulação	k_{tm1}	k_{tm2}	k_{tm3}	k_{tm4}	k_{tm5}
1	1,6887	1,7043	1,9226	2,0348	1,9049
2	1,8412	1,8523	2,1130	2,2260	2,0885
3	1,9711	1,9790	2,2861	2,3965	2,2538
4	2,0780	2,0838	2,4419	2,5456	2,4008

Na Figura 8.38 é visível que a quarta marcha apresentou os maiores valores de rigidez segundo as alterações, enquanto que as engrenagens de primeira e segunda marcha apresentaram valores menores.

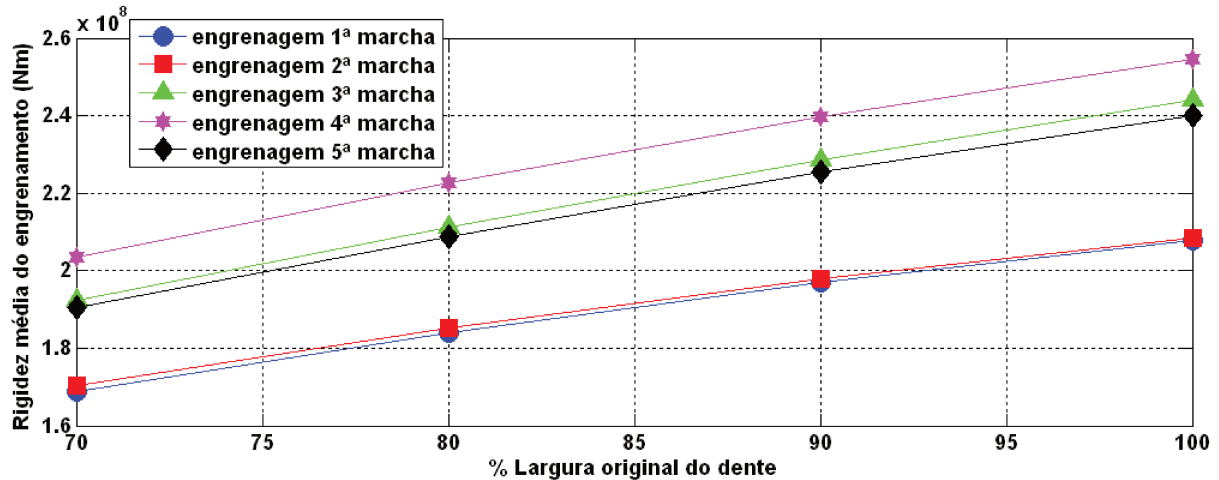


Figura 8.38: Rigidez média de engrenamento, obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5 variando a largura do dente.

Com as alterações propostas, os engrenamentos de marchas 1, 2 e 3 tiveram o índice de *rattle* pouco alterado, mas com um valor máximo de 20 para a engrenagem 3. Os engrenamentos das marchas 4 e 5 tiveram uma aumento do IR com a redução da largura, alcançando valores acima de 30 quando a engrenagem 4 foi reduzida 80% e a 5 em 70%.

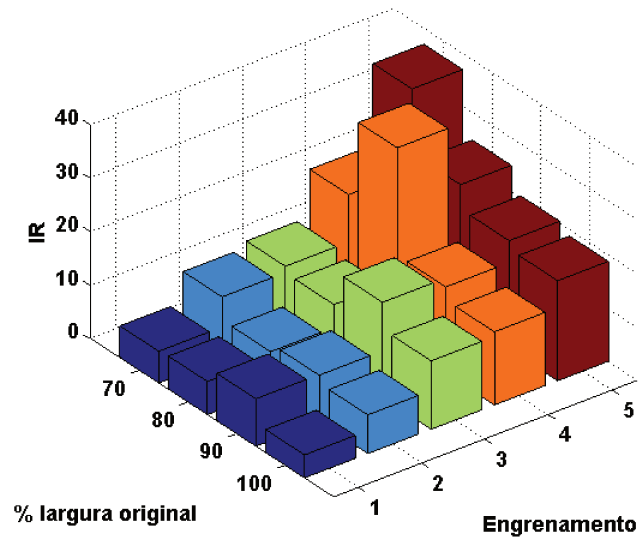


Figura 8.39: Índice de *rattle* obtido para os engrenamentos de marcha 1 a 5, com 80 a 120 % da largura original.

8.5 Alteração em inércias do sistema

Nessa seção, são mostrados resultados de simulações obtidas a partir de alterações em parâmetros de inércia do sistema, com modificações no volante e no cubo, representando a inércia da embreagem.

8.5 Inércia do volante

As simulações foram realizadas com a alteração da inércia do volante de 0,05 a 0,3 kgm^2 . Neste caso, a embreagem permaneceu com uma rigidez de pré-amortecimento de 0,12 $kg\ Nm/^\circ$ e sem histerese. O amortecimento no eixo e engrenamento foram desconsiderados. Segundo a Figura 8.40, os valores de IR foram reduzidos de grandezas próximas a 70 com o menor valor simulado, para valores abaixo de 20 para a quinta marcha e valores para um volante de 0,3 kgm^2 .

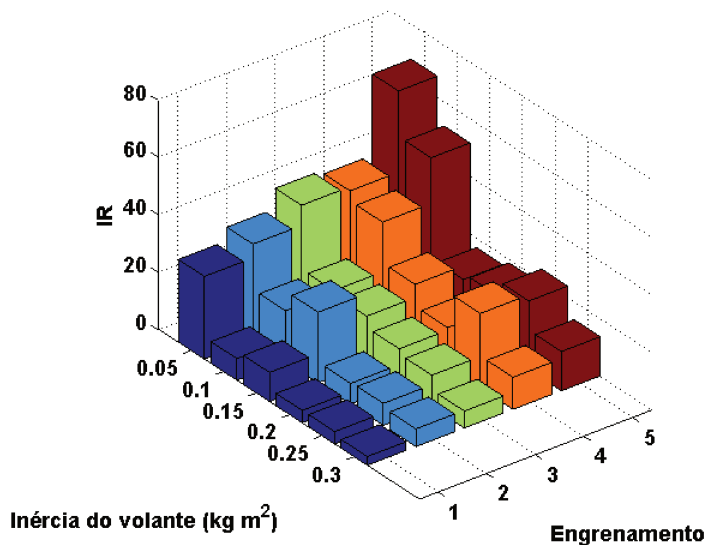


Figura 8.40: Índice de *rattle* calculado para alterações no volante de inércia.

Com inércias maiores que 0,1 kgm^2 , não foram obtidas reduções drásticas no valor de IR. Como foi visto anteriormente na etapa de estudo linear com o modelo de três graus de liberdade, no caso de um veículo em tração operando segundo a rigidez do amortecimento principal, ocorrem a diminuição das frequências de *surging* e *drive rattle*. Pensando somente no modo de *rattle*, esse procedimento não iria contra a recomendação de diminuir ao máximo

essa frequência (DREXL (1988)), mas, nesse trabalho, não foi levada em conta a condição de vibração do motor, para averiguar a observação de SEAMAN *et al* (1984), que esse procedimento causa o aumento dos esforços no virabrequim.

8.5 Inércia da embreagem

A inércia do disco de embreagem teve sua inércia aumentada de $0,005 \text{ kgm}^2$, valor próximo ao de um disco simples, até $0,1 \text{ kgm}^2$, equivalente a inércia secundária de um DMF. Se acordo com a Figura 8.41, ocorreram impactos na região positiva da não- linearidade para todas as simulações, com uma menor densidade de impactos para uma inércia de valor elevado de $0,5 \text{ kgm}^2$.

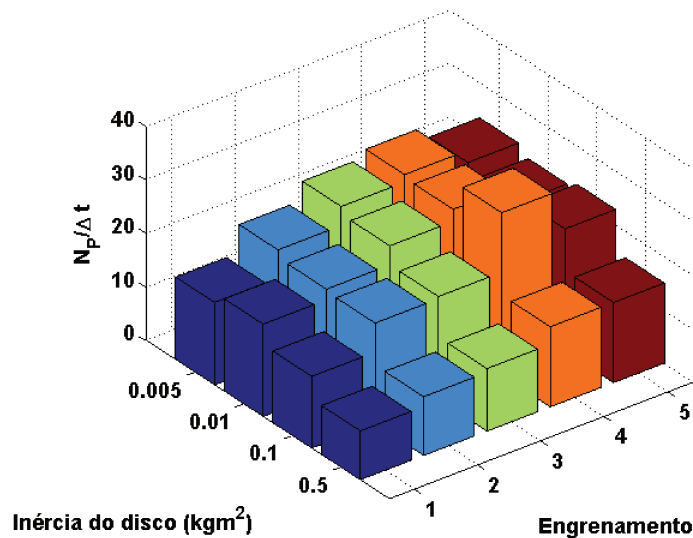


Figura 8.41: Média de impactos no limite positivo alterando a inércia do disco.

A razão de impactos da Figura 8.42 mostra que, para uma inércia de $0,1 \text{ kgm}^2$, a quantidade de impactos no limite negativo foi menor que 20% dos ocorridos no positivo. O índice de *rattle* (Figura 8.43) para a engrenagem de quinta marcha foi reduzido de valores próximos a 20 com a menor inércia testada, para 10, com a inércia de $0,1 \text{ kgm}^2$.

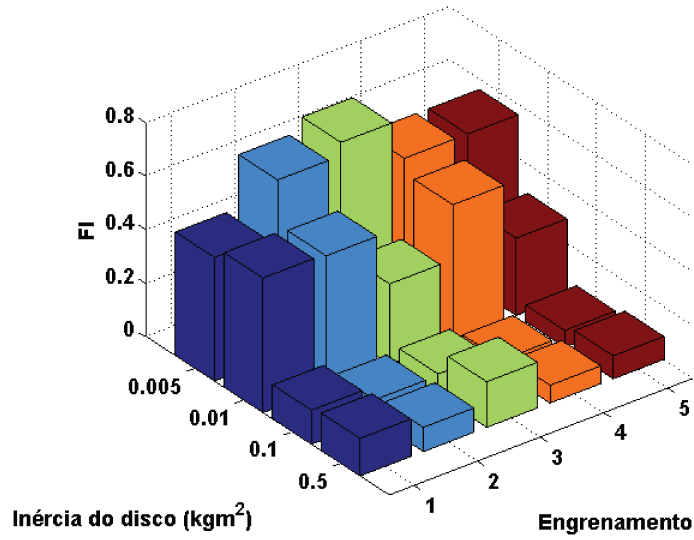


Figura 8.42: Fração entre os impactos com a alteração da inércia do disco.

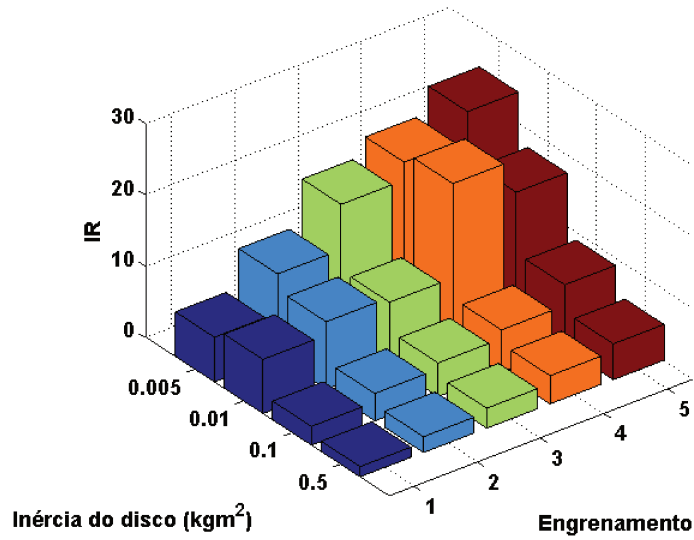


Figura 8.43: Índice de *rattle* calculado para alterações na inércia do disco de embreagem.

Esse procedimento, além de atenuar os impactos no caso de *idle rattle*, também fornece uma solução para a redução da frequência de ocorrência do modo de *rattle* no sistema linearizado visto na etapa linear do trabalho. Assim, essa seria a proposta mais genérica encontrada, atenuando os impactos em marcha lenta e fazendo com que, em caso da utilização de inércia de 0,1 kgm^2 , a frequência natural do *rattle* seja deslocada para valores que não poderiam ser excitados pelas componentes harmônicas do motor em marcha lenta.

9 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

9.1 Conclusões

O modelo simplificado com três graus de liberdade apresentou frequências naturais relacionadas aos fenômenos de *surging* e *clonk* coerentes com as verificadas na literatura. Foi mostrado que a diminuição da rigidez da embreagem de disco simples promoveu a redução na frequência relacionada ao *rattle* de forma muito mais efetiva que alterações inerciais ou modificações em outros elementos de rigidez do sistema. O modelo com maior número de graus de liberdade apresentou valores no máximo 10% menores para o modo linearizado de *rattle* e 2,5% para o de *surging*. Além disso, os modelos reproduziram as características de vibração do sistema segundo a marcha selecionada.

Na etapa de simulações não-lineares, as engrenagens de quarta e quinta marcha apresentaram, em geral, os maiores valores de aceleração em todos os testes realizados, sendo também as mais sensíveis com relação à alterações no sistema. Essa verificação vai de encontro à resposta em aceleração no modelo de ponto morto linear, que já indicava maiores acelerações relativas ao eixo nesses elementos. Nos impactos, pôde ser observada a excitação de um modo do conjunto volante+cubo+eixo primário verificado na etapa linear do trabalho. As propostas de atenuação do fenômeno indicadas na literatura, em grande maioria, foram efetivas na redução do nível das acelerações dos engrenamentos em impacto. Foi verificado que valores reduzidos de rigidez de pré-amortecimento produziram resultados com baixos níveis de IR. Já a histerese desse estágio necessita ser escolhida com cuidado, uma vez que atenuou o nível das acelerações *rattle* até um valor limite que, se ultrapassado, resultou em vibrações equivalentes às do sistema com embreagem sem esse dispositivo. O efeito do torque de arraste na transmissão foi obtido com a utilização de um amortecimento viscoso, alterando o ponto de operação da embreagem. A compreensão desse efeito não foi plenamente representada pelo índice de *rattle* necessitando do apoio de indicadores criados nesse trabalho e da literatura para a caracterização da vibração resultante no sistema. As simulações realizadas indicaram que o sistema sem histerese operando ao redor do ângulo de transição, nos testes realizados com frequência constante, tornou-se extremamente sensível à pequenas modificações nesse parâmetro, podendo produzir elevados níveis de IR. Nesse caso, a histerese de

pré-amortecimento foi importante para redefinir o ponto de operação da embreagem distante da transição, mas com um nível de *rattle* maior que o apresentado pelo sistema sem histerese no pré-amortecimento.

Alterações na folga dos engrenamentos, citadas na literatura como possíveis soluções para o fenômeno, não produziram significativas alterações no índice de *rattle*. Para compreender que, com folgas maiores, ocorrem menor quantidade de impactos causando maior intensidade de aceleração na engrenagem, foi necessário utilizar indicadores como a média das acelerações em situações de impacto. Para a modelagem do engrenamento, com a diminuição do ângulo de hélice, ocorreu a diminuição da razão de contato entre as engrenagens, resultando numa menor rigidez média. Porém, como ocorreram sutis variações na rigidez, o valor de IR foi pouco alterado nas simulações. Com a diminuição da largura do dente, ocorreram também a diminuição da razão de contato, causando reduções mais significativas na rigidez média do engrenamento. Nesse caso, com a diminuição da largura do dente as engrenagens de quarta e quinta marcha apresentaram aumento no valor de IR.

A inércia do volante, se reduzida dos valores comerciais, produziu altos níveis de aceleração nos engrenamentos, porém, com o seu aumento a partir de valores reais proporcionou pouca alteração no valor do IR, bastante reduzidos. Alterando a inércia do cubo da embreagem foi obtida grande atenuação dos impactos ao se utilizar valor semelhante ao de um disco secundário de volante dupla-massa. Sendo assim, essa solução se mostrou bastante efetiva também na redução da frequência natural do sistema linearizado na condição de tração. Isso indica que o fenômeno de *rattle*, no caso da utilização de um disco de embreagem simples, deve ser tratado com diferentes abordagens para a sua atenuação, tornando-se dois problemas distintos, com necessidade da adequação do estágio de pré-amortecimento para o *rattle* em ponto morto e do amortecimento principal em caso de *rattle* em tração. Com a elevação do valor da inércia ligada ao eixo de entrada da transmissão, por exemplo, através do uso do DMF, o fenômeno é abordado de maneira global, provendo alterações no desempenho do sistema em ambos os casos de ocorrência.

9.2 Trabalhos Futuros

Uma melhor descrição da vibração em situação da tração é necessária, verificando o efeito da histerese do estágio de maior rigidez para a atenuação do fenômeno de *drive rattle*,

a fim de compará-las com as simulações do sistema linearizado. Para isso, será necessária a utilização de torque do motor mais representativo, podendo ser obtido a partir de dados reais. O comportamento de outras configurações de *powertrain*, como o de tração traseira também deve ser verificado, além do tipo de veículo analisado (carros de passeio, utilitários, caminhões, etc.). É necessário confrontar os resultados das simulações com medições reais de trem de potência, identificando possíveis discrepâncias nos resultados e propondo ajustes nesses modelos.

Em estudos futuros, será necessário estudar o processo de conversão da vibração torsional originária dos impactos dos dentes em ruído. Nesse trabalho, os impactos foram avaliados segundo a intensidade da aceleração, porém, não é possível afirmar que, em casos onde a aceleração foi reduzida, o som produzido foi alterado significativamente, pois o ouvido humano comporta-se de maneira não-linear, sendo sujeito também aos aspectos cognitivos. A criação de algum indicador correlacionado a resultados experimentais, distinguindo o nível de ruído proporcionado a partir dos resultados das simulações torsionais poderia ser extremamente útil no projeto do *powertrain*. Nesse sentido, a iteração entre o sistema torsional e a carcaça do trem de potência também deve ser investigada, pois o ruído transmitido por ar depende fortemente da resposta da característica de irradiação sonora da carcaça.

Referências

ALBERS, A. Advanced Development of Dual Mass Flywheel (DMFW) Design. **5th LuK Symposium, Bühl, Germany**, p.1-38, 1994.

ALBERS, A., HERBST, D.; Chatter Causes and Solutions. **6th LuK Colloquium**, 1998.

BARTHOD, M.; HAYNE, B.; TEBEC, J.L. Auditory Perception of Noise Known as "Rattle" in Gearboxes. **Acta Acustica united with Acustica**, v.91, n.1, p.180-191, 2005.

BARTHOD, M.; HAYNE, B.; TÉBEC, J.-L.; PIN, J.-C. Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation. **Applied Acoustics**, v.68, p.1003-1025, 2007.

BOZCA, M. Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission. **Mechanism and Machine Theory**, v.45, n.11, p.1583-1598, 2010.

BRANCATI, R.; ROCCA, E.; RUSSO, R. A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth. **Journal Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v.219, n.9, p.1075-1083, 2005.

CAI, Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (a new stiffness function of helical involute tooth pair). **Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design**, v.117, p. 460-469, 1995.

CHANDRIKA, U.K.; KIM, J.H. Development of an algorithm for automatic detection and rating of squeak and rattle events. **Journal of Sound and Vibration**, v.329, p.45674577, 2010.

CHIKATANI, Y.; SUEHIRO, A. Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks. **SAE Technical Paper** 911044, 1991.

COUDERC, PH.; CALLENAERE, J.; DER HAGOPIAN, J.; FERRARIS, G.; KASSAI, A.; BORJESSON, Y.; VERDILLON, Y; GAIMARD, S. Vehicle Driveline Dynamics Behaviour: Experimentation and Simulation. **Journal of Sound and Vibration**, v.218, n.1, p.133-157, 1998.

CROWTHER, A.R.; HALSE, C.; ZHANG, Z. Nonlinear Responses in Loaded Driveline Rattle. **SAE Noise and Vibration Conference, St. Charles, Illinois, May 2009, SAE Technical Paper** 09 NVC 0229, 2009.

DE COCK, J.; Prognosis of the starting behaviour of a Dual Mass Flywheel. Traineeship report, Technische Universiteit Eindhoven, 2003.

DE SOUZA, S.L.T.; CALDAS, I.L. Basins of Attraction and Transient Chaos in a Gear-Rattling Model. **Journal of Vibration and Control**, v.7, n.6, p.849-862, 2001.

DOĞAN, S.N.; Loose part vibration in vehicle transmissions - Gear rattle. **Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences**, v.23, n.6, p.439-454, 1999.

DREXL, H.J. Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations. **SAE Technical Paper** 870393, p.2.87-2.88, 1988.

FUDALA, G.J.; ENGLE, T.C.; KARVELIS, A.V. A Systems Approach to Reducing Gear Rattle. **SAE Technical Paper** 870396, p.2.110-2.120, 1984.

FUJIMOTO, T.; CHIKATANI, Y.; KOJIMA, J. Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission. **SAE Technical Paper** 870395, p.2.99-2.109, 1987.

HAMROCK, B.; SCHMID, S.; JACOBSON, B., **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**, Marcel Dekker Inc., New York, 2004, 699 p.

HE, S.; GUNDA, R.; SINGH, R. Effect of sliding friction on the dynamics of spur gear pair with realistic time-varying stiffness. **Journal of Sound and Vibration**, v.301, p.997-949, 2007.

HEINRICHS, R.; BODDEN, M. Perceptual and instrumental description of the gear-rattle phenomenon. **Proc. Int. Congress on Sound and Vibration, Copenhagen, Denmark**, p.3103-3112, 1999.

HOUSER, D.R.; HARIANTO, J.; UEDA, Y. Determining the source of gear whine noise. **Gear Solutions**, p.1722, 2004.

HUNT, K.H.; CROSSLEY, F.R.E. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v.97, p.440-445, 1975.

KAVARANA, F.; REDIERS, B. Squeak and Rattle State of the Art and Beyond. **Sound and Vibration**, april, 2001.

KRENZ, R.A. Vehicle Response to Throttle Tip-In/Tip-Out. **SAE Technical Paper** 850967, 1985.

KIM, T.C.; SINGH, R. Dynamic Interactions Between Loaded and Unloaded Gear Pairs Under Rattle Conditions. **SAE Technical Paper** 2001-01-1553, 2001.

KIM, T.C.; ROOK, T.E; SINGH, R. Effect of nonlinear impact damping on the frequency response of a torsional system with clearance. **Journal of Sound and Vibration**, v.281, n.3-5, p.995-1021, 2005

LIGIER, J.-L, BARON, E., **Acyclisme et vibrations. Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions**, Paris: Editions Technip, 2002. 875p.

MAITRA, G. M. **Handbook of Gear Design**. New Delhi, Tata McGraw- Hill, 1994. 536p.

OHNUMA, S.; YAHATA, S.; FUJIMOTO, T. Research of Idling Rattle of Manual Transmission. **SAE Technical Paper** 850979, p.4.858-4.866, 1986.

OTTEWILL, J.R.; NEILD, S.A.; WILSON, R.E. An investigation into the effect of tooth profile errors on gear rattle. **Journal of Sound and Vibration**, v.329, n.17, p.3495-3506, 2010.

PADMANABHAM, C.; ROOK, T.E.; SINGH, R. Modeling of Automotive Gear Rattle Phenomenon: State of The Art. **SAE Technical Paper**, 951316, 1995.

REIK, W. Torsional vibrations in the drive train of motor vehiclesprinciple considerations. **Proceedings of the 4th LuK Clutch Symposium on Torsional Vibrations in the Drivetrain Baden-Baden, Germany, 20 April (1990).**

ROOK, T.E.; SINGH, R. Dynamic analysis of a reverse-idler gear pair with concurrent clearances. **Journal of Sound and Vibration**, v.182, n.2, p.303-322, 1995.

RUSSO, R.; BRANCATI, R.; ROCCA, E. Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon. **Journal of Sound and Vibration**, v.321, n.3-5, p.647-661, 2009.

SARKAR, N.; ELLIS, R.E.; MOORE, T.N. Backlash Detection in Geared Mechanisms: Modeling, Simulation and Experimentation. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.11, n.3, p.391-408, 1997.

SEAMAN, R.L.; JOHNSON, C.E.; Hamilton, R.F. Component Inertial Effects on Transmission Design. **SAE Technical Paper** 841686, 1984.

SEBULKE, A.; The Two-Mass Flywheel - A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars - State of the Art and Further. **SAE Technical Paper** 870394, p. 2.89-2.98, 1988.

SELLGREN, U.; ÅKERBLÖM, M. A model-based design study of gearbox-induced noise. **International Design Conference, Dubrovnik, Maio 2004**.

SHAPER, U.; SAWODNY, O.; MAHL, T. BLESSING, U. Modeling and torque estimation of an automotive Dual Mass Flywheel. **American Control Conference, USA, 10-12 June, 2009**.

SINGH, R.; XIE, H.; COMPARIN, R.J. Analysis of automotive neutral gear rattle. **Journal of Sound and Vibration**, v.131, n.2, p.177-196, 1989.

THEODOSSIADIS, S.; TANGASAWI, O.; RAHNEJAT, H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. **Journal of Sound and Vibration**, v.303, n.3-5, p.632-658, 2007.

UMEZAWA, K.; SUZUKI, T.; SATO, T. Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness). **Bulletin of JSME**, v.29, n.251, 1986.

WANG, M.Y.; MANOJ, R.; ZHAO, W. Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v.215, n.2, p. 241-258, 2001.

WANG, M.Y.; MANOJ, R.; ZHAO, W. Numerical Modelling and Analysis of Automotive Transmission Rattle. **Journal of Vibration and Control**, v.8, n.7, p.921-943, 2002.