

ESTUDO DO FENÔMENO DE RATTLE EM TRENS DE POTÊNCIA

Hugo Heid Miyasato, hugomiyasato@ gmail.com¹

Vinicius Gabriel Segala Simionatto, vinicius.simionatto@gmail.com¹

Milton Dias Jr., milton@fem.unicamp.br¹

¹Departamento de Projeto Mecânico, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas
Rua Mendeleyev, 200,13083-860, Campinas, SP

Resumo: *O trem de potência (powertrain) de veículos compreende o sistema que transfere potência do motor até as rodas. Em funcionamento, este conjunto apresenta comportamento vibratório predominantemente torsional e fortemente não-linear, devido às características de alguns dos seus elementos como, por exemplo, a folga (backlash) entre os dentes dos pares engrenados da caixa de câmbio e a rigidez estratificada com histerese da embreagem. A seleção dos componentes ou projeto inadequado deste conjunto pode resultar em níveis excessivos de vibração, proporcionando ruídos em níveis desconfortáveis para os ocupantes do veículo. Nesse trabalho será estudado o fenômeno de gear rattle, caracterizado por um ruído proveniente da caixa de câmbio, decorrente do choque entre dentes de pares engrenados helicoidais. Ele será verificado em modelos torsionais não-lineares na situação de ponto morto (idle rattle). A influência de parâmetros de projeto do sistema, tais como torque de arraste da transmissão, volante de inércia do motor e características da embreagem será verificada. O espectro do sinal simulado será analisado, a fim de identificar características do fenômeno não-linear resultante.*

Palavras-chave: *vibrações, trem de potência, gear rattle, sistema não-linear*

1. INTRODUÇÃO

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

O fenômeno é ocasionado principalmente pelas flutuações no torque fornecido pelo motor, decorrentes da seqüência de explosão dos cilindros e tipo de combustível. Essas irregularidades ocasionam a separação dos dentes dos pares engrenados da transmissão, que possuem folgas de montagem, originando impacto entre os mesmos na situação de reaproximação. Esses impactos são mais acentuados em veículos com motor diesel, que possuem maior flutuação de torque.

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. A partir da vibração dessa estrutura, é gerada a pressão sonora que torna possível o ruído ser ouvido pelos ocupantes do veículo.

Nesse artigo também é definido que o *rattle* é um fenômeno de sistema, e não somente um problema dos dentes dos pares engrenados, decorrente da grande complexidade do sistema de trem de potência e de seus elementos não lineares. Isto significa dizer que a mesma transmissão utilizada em um outro trem de potência pode não apresentar problemas de *rattle*.

Theodossiades et al. (2007) ressaltam a relevância da temperatura do lubrificante para a ocorrência do fenômeno, uma vez que a sua viscosidade diminui com uma temperatura mais elevada. O ruído é identificado mais facilmente em dias quentes. No trabalho é analisado o efeito de *oil squeeze*, decorrente do aprisionamento de fluido entre os flancos dos dentes, que amortece o impacto entre as superfícies dos dentes. Os autores afirmam que, sem a inclusão desse efeito, as simulações podem ter os resultados de *rattle* superestimados.

No trabalho de Kim et al. (2001) é citada a importância do torque de arraste decorrente do filme de óleo formado entre a engrenagem sem transmissão de carga e o eixo intermediário da transmissão. Ele é decisivo para que ocorra a separação dos dentes do par engrenado, pois origina a única força externa na engrenagem oposta à originada do contato dos dentes.

Poucos artigos utilizam na modelagem de parâmetros para a simulação de sistemas com engrenagens de dentes helicoidais, utilizadas comumente em transmissões de veículos de passeio e foco do presente trabalho. Comparado aos engrenamentos de dentes retos, estes sistemas resultam num menor nível de vibração e ruído para os passageiros, pois o

contato entre os dentes é realizado de maneira gradual ao longo da linha de ação. Nesse caso, a rigidez ao longo dessa linha é variável, dependendo da quantidade de dentes em contato e das suas posições. Cai (1995) baseou-se em estudos experimentais desenvolvidos por Umezawa et al. (1986) sobre o levantamento da rigidez de flexão dos dentes do par engrenado, incorporando parâmetros de projeto ao equacionamento (ângulo de hélice, largura do dente, módulo, fator de encobrimento, etc.).

Trabalhos anteriores (Courdec et al. (1998)) utilizam uma modelagem de impacto baseada na formulação de Kelvin-Voigt. No trabalho de Hunt et al. (1975) é verificado que esta modelagem não representa adequadamente o início do contato entre corpos de prova e a fase de separação dos mesmos. Nesse estudo, o modelo de par engrenado helicoidal proposto por Cai (1995) é utilizado juntamente com esse modelo alternativo de impacto.

Segundo Theodossiades et al. (2007), dentre as principais soluções práticas encontradas para reduzir o efeito de flutuações do torque fornecido pelo motor são a otimização dos componentes de atrito da embreagem para aumentar o amortecimento do sistema e 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. Para impedir a separação dos dentes e aumentar o amortecimento na transmissão, é 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 em longo prazo. Neste trabalho, partes dessas soluções serão aplicadas em simulações em um modelo de ponto morto.

2. MODELAGEM TEÓRICA DOS ELEMENTOS NÃO-LINEARES

2.1. Modelo de embreagem

A embreagem é um elemento não-linear do trem de potência que combina atrito seco, devido aos elementos que acoplam a embreagem ao volante de inércia do veículo em situações de funcionamento, e uma rigidez estratificada. Essa rigidez não-linear varia de acordo com o deslocamento angular relativo θ entre o cubo da embreagem e o volante. Para baixos valores de deslocamento angular relativo, é acionada uma mola de rigidez baixa k_1 , conhecida comumente por “pré-amortecimento” (Fig. (1)). Dependendo das características do veículo pode haver mais de um estágio de pré-amortecimento. A partir um certo ângulo e_1 , uma rigidez de maior valor k_2 é acionada. A função de histerese devido ao atrito é função tanto do deslocamento quanto da velocidade relativa, podendo ser expressa pela Eq. (1) (adaptado de Brancati et al., 2007), onde H_1 e H_2 são, respectivamente, as histereses no estágio de “pré-amortecimento” e de maior valor de rigidez:

$$H(\theta, \dot{\theta}) = \left(\frac{H_2}{2}\right) \text{sign}(\dot{\theta}) + \left(\frac{H_2 - H_1}{2}\right) \text{sign}(\theta - \text{sign}(\theta)e_1) \quad (1)$$

O torque total transmitido pela embreagem é dado pela soma da força das molas solicitadas e do atrito dos elementos e, para uma embreagem com somente um estágio de pré-amortecimento, podendo ser escrito como (adaptado de Brancati et al., 2007):

$$T(\theta, \dot{\theta}) = \begin{cases} k_1\theta + H(\theta, \dot{\theta}), & |\theta| \leq e_1 \\ k_1\theta \text{sign}(\theta) + k_2(\theta - \text{sign}(\theta)e_1) + H(\theta, \dot{\theta}), & |\theta| > e_1 \end{cases} \quad (2)$$

O modelo de embreagem não-linear utilizado nas simulações é ilustrado na Fig. (1). A região de *drive* atua para mover o restante do *powertrain* no sentido de rotação do virabrequim e do volante do motor, enquanto que a região de *coast* atua quando o torque proveniente do restante do *powertrain* supera o fornecido pelo volante de inércia.

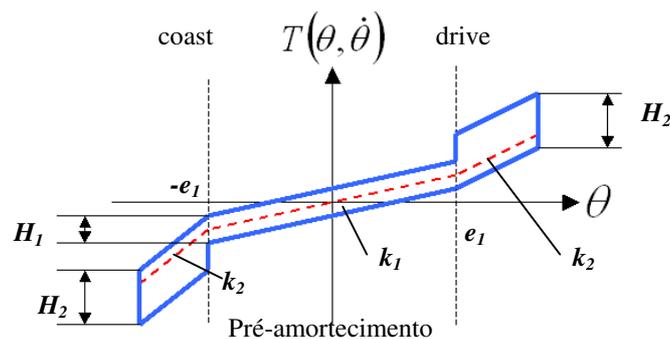


Figura 1. Modelo de embreagem não-linear utilizado nas simulações (adaptado de Brancati et al., 2007).

2.2. Perdas de energia nos dentes de engrenagem em situação de impacto

O modelo da força de impacto F utilizado em muitos trabalhos prevê uma função *backlash* representativa da folga de tamanho total b , com uma região de contato do tipo Kelvin-Voigt, formada pela associação em paralelo da rigidez de flexão do dente k e um elemento de amortecimento viscoso c , segundo um deslocamento x , a fim de se levar em conta o efeito dissipativo no contato e deformação do dente, dado pela expressão da Eq. (3) (Courdec et al., 1975):

$$F = \begin{cases} 0, & |x| < \frac{b}{2} \\ k\left(x - \frac{b}{2} \text{sign}(x)\right) + c\dot{x}, & |x| \geq \frac{b}{2} \end{cases} \quad (3)$$

No trabalho de Hunt et al. (1975) é verificado que esta modelagem não representa adequadamente o início do contato entre corpos de prova, por gerar uma descontinuidade instantânea da força na região de início de contato (ponto A do modelo Kelvin-Voigt da Fig. (2a)) e na fase de separação dos elementos (ponto C), pois somente o amortecimento viscoso atua sobre o corpo, não havendo deformação no elemento de rigidez. A força resultante do contato entre os pontos B e C (Kelvin-Voigt da Fig. (2a)) é oposta ao movimento do corpo, implicando em prejuízo na representação física do comportamento de separação das superfícies em contato.

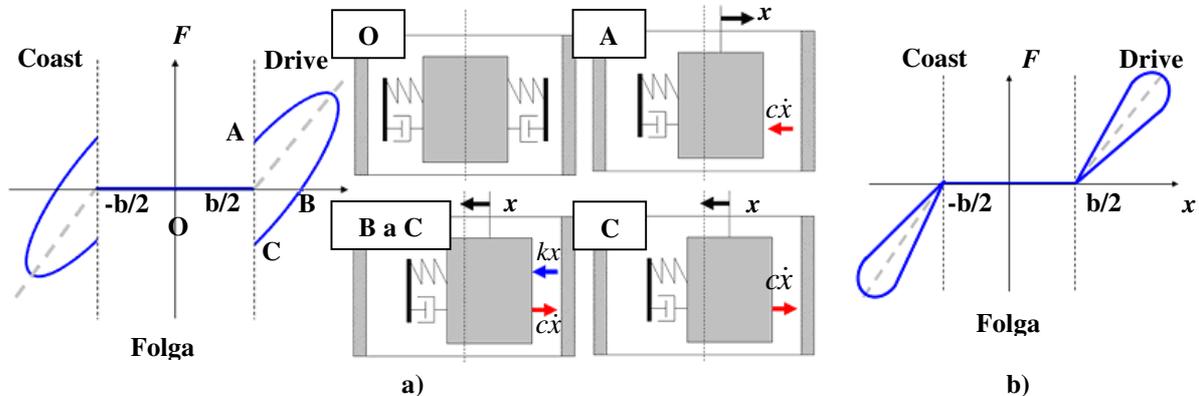


Figura 2. Modelos de dissipação para impactos. Em a, temos a força de contato segundo o modelo Kelvin-Voigt com representação da força de contato predominantemente devido ao amortecimento viscoso nos pontos A e C. Em b, Força de contato proposta por Hunt et al. (1975).

A força dissipativa para o caso de deformação proposta por Hunt et al. (1975) é obtida em função do deslocamento e da velocidade relativa entre os corpos. No caso dos impactos que originam *rattle*, os dentes absorvem pouca energia, tornando o efeito dissipativo no contato baixo produzindo um coeficiente de restituição próximo ao de choques elásticos. Com essa concepção, a força de contato no corpo nunca é oposta ao movimento de separação. A Fig. (2b) na situação b ilustra a força de contato proposta por Hunt et al. (1975), calculada pela Eq. (4). O parâmetro α indica a relação entre a força de rigidez e a força de dissipação.

$$F = \begin{cases} 0, & |x| < \frac{b}{2} \\ k\left(x - \frac{b}{2} \text{sign}(x)\right)(1 + \alpha\dot{x}), & |x| \geq \frac{b}{2} \end{cases} \quad (4)$$

2.3. Rigidez para engrenamento de dentes helicoidais

Cai (1995), a partir de parâmetros experimentais, obteve uma função para a rigidez do dente de engrenagem helicoidal que leva em conta parâmetros de projeto, tais como a razão de contato transversal ε_w , a razão total de contato ε , o passo de base transversal X_z e a rigidez máxima no *pitch point* K_p , apresentada mais detalhadamente no trabalho do autor (Cai, 1995). A função rigidez é calculada ao longo da linha de ação equivalente X , localizada no plano de ação formado entre os dois cilindros base dos engrenamentos, apresentada na Fig. (3), é calculada pela Eq. (5):

$$K(X) = K_p \exp\left(C_a \left| \frac{X - (\varepsilon X_z)/2}{1,125 \varepsilon_\alpha X_z} \right|^3\right) \quad (5)$$

O parâmetro C_a , resultante do trabalho de Umezawa et al. (1986), incorpora a influência do ângulo de hélice β , da altura H e da largura do dente w , sendo expressa pela Eq. (6):

$$C_a = 0,322(\beta - 5) + \left\{ 0,23 \left(\frac{w}{H} \right) - 23,26 \right\} \quad (6)$$

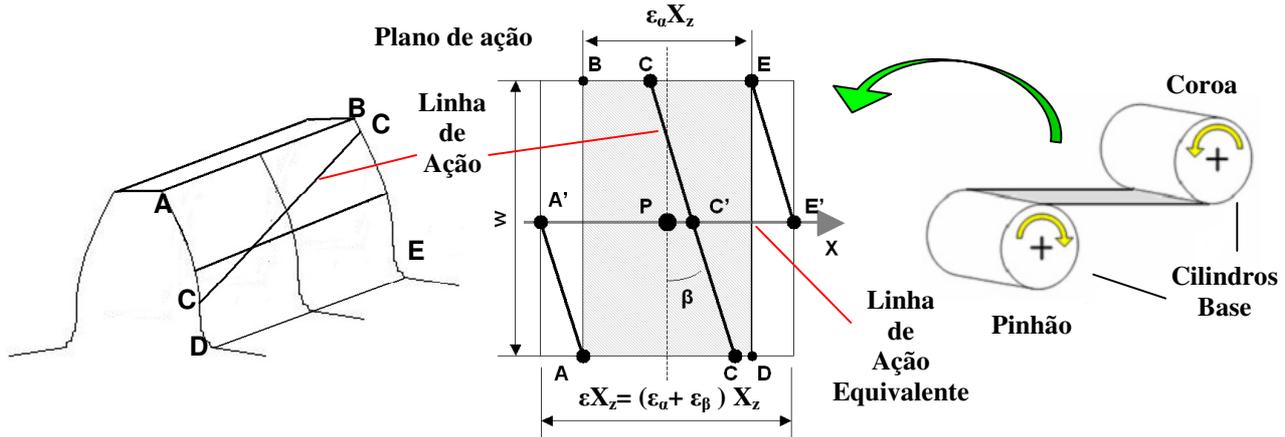


Figura 3. Plano de ação e comprimento total de engrenamento ao longo da linha de ação equivalente, adaptado de Cai (1995).

A rigidez total de engrenamento é dada pela soma da rigidez dos N pares de dentes, deslocados segundo X_z , calculados ao longo do comprimento total de engrenamento εX_z (Cai, 1995):

$$K_{Total} = \sum_{n=1}^N K(X + nX_z) \quad (7)$$

Essa formulação permite a verificação da flutuação da rigidez do engrenamento resultante da soma das contribuições dos pares, sendo mostrada na Fig. (4). Nesse gráfico é possível ver que a função adotada prevê a separações dos dentes no caso de o fator de encobrimento de valor 1,881, no intervalo $1 < \varepsilon < 2$. Para fator de encobrimento igual a 2,336, no intervalo $2 < \varepsilon < 3$, não ocorre separação nos dentes e a rigidez total de engrenamento possui o aspecto de uma função senoidal.

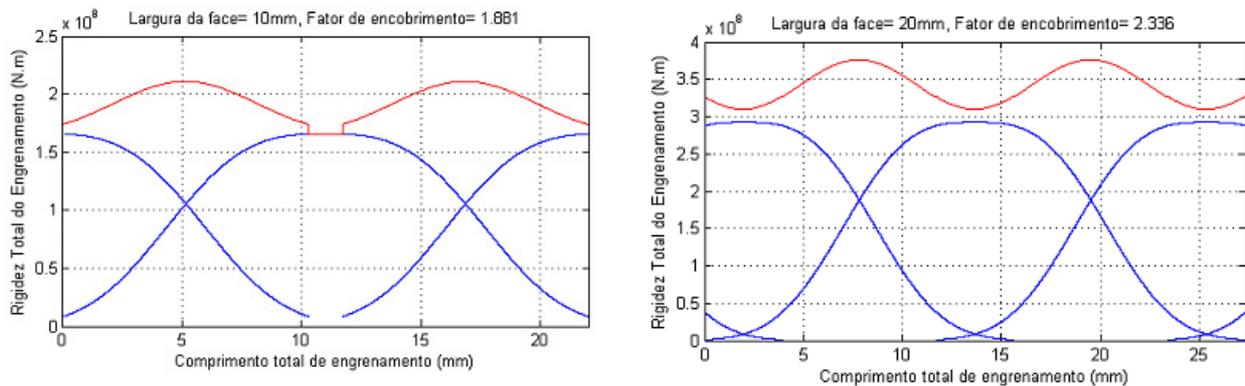


Figura 4. Variação da largura da face do dente e do fator de encobrimento, baseado em dados de Cai (1995).

Variando-se os parâmetros da fórmula de rigidez, pode-se observar que quanto maior a largura do dente maior será a rigidez total média do engrenamento, conforme ilustra a Fig. (5). Porém, para fatores de encobrimento incluídos na região $1 < \varepsilon < 2$, esta decresce devido ao fenômeno previsto de separação dos dentes. Relacionando a largura do dente

com o ângulo de hélice, pode-se observar que, quanto menor o ângulo, maior o valor médio da rigidez, porém com menor influência que uma alteração na largura, mostrada na Fig. (5).

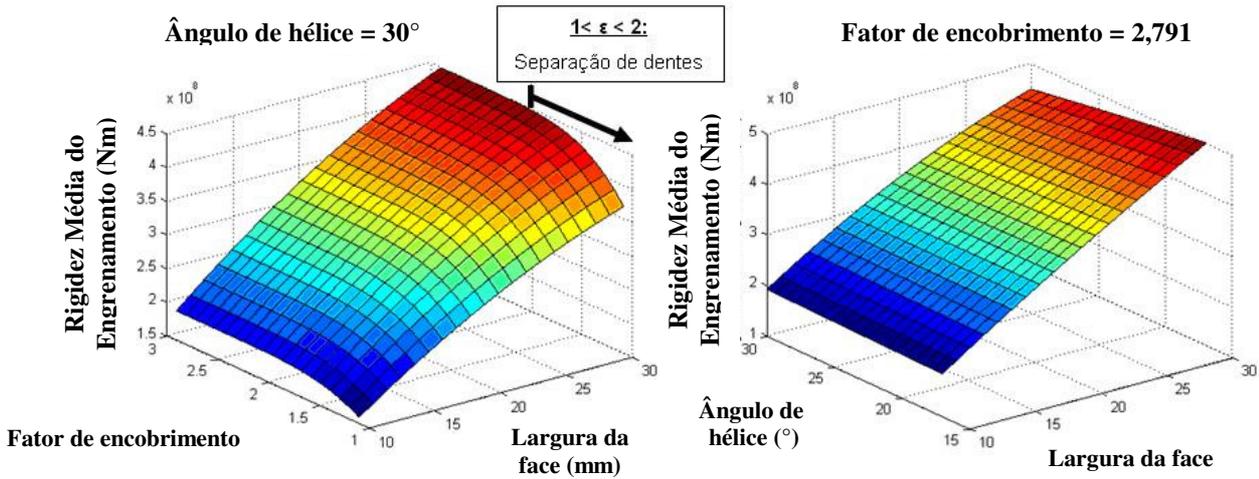


Figura 5. Visualização da variação da rigidez do dente em função do fator de encobrimento e da largura da face, e, ao lado, em função do ângulo de hélice e da largura da face.

2.4. Torque de arraste entre engrenagem e eixo

A força de arraste 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 de Petrov (Hamrock et al., 2004):

$$F_d = \frac{\eta_0 A_c v_g}{b_o} \quad (8)$$

Na Eq. (8) η_0 é a viscosidade dinâmica do lubrificante a pressão atmosférica, A_c a área de contato, b_o a espessura do filme de óleo e v_g a velocidade linear da engrenagem. O parâmetro r_s é o raio do eixo e w a espessura da engrenagem.

Essa formulação pode ser utilizada assumindo que a engrenagem está submetida a baixos esforços, o escoamento entre as superfícies é laminar, a espessura do filme de óleo é constante e desprezível se comparado ao raio do eixo e a excentricidade relativa entre eixo e engrenagem é desprezível.

3. MODELO DE TREM DE POTÊNCIA EM PONTO MORTO

O modelo de trem de potência para *rattle* em marcha lenta é baseado no apresentado no trabalho de Gaillard et al. (2000), alterado para incorporar a rigidez para engrenamento helicoidal de Cai (1995), o modelo de impacto proposto por Hunt et al. (1975) e o torque de arraste obtido pela equação de Petrov. O modelo de trem de potência estudado, representado na Fig. (6) e cujos parâmetros estão detalhados na Tab. (1), consiste no volante de inércia ligado ao cubo da embreagem pela representação não linear da embreagem, com histerese e rigidez estratificada. O cubo conectado à árvore primária da transmissão por meio de uma rigidez representativa do eixo de entrada. Por sua vez, a inércia desse eixo transmite força para a engrenagem livre, por meio de uma função de rigidez variável, representativa do engrenamento helicoidal com folga. O torque de entrada no volante de inércia representa as flutuações de torque geradas pela excitação do motor.

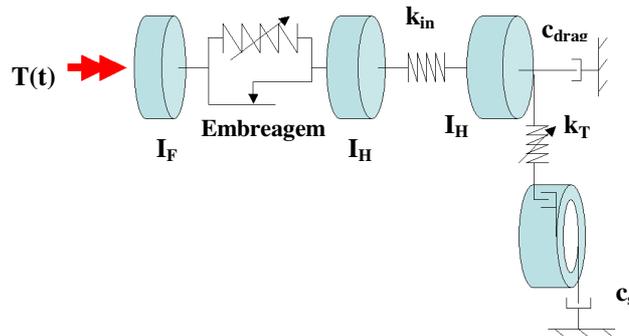


Figura 6. Modelo simulado baseado no trabalho de Gaillard et al. (2000).

Parâmetro	Descrição
I_F, I_H, I_S, I_G	Inércias do volante, cubo da embreagem, árvore da transmissão e da engrenagem
k_{in}	Rigidez do eixo de entrada da transmissão
k_T	Rigidez variável do par engrenado helicoidal, com folga
c_{drag}	Amortecimento para o torque de arraste na engrenagem
c_s	Amortecimento para perdas na árvore da transmissão
Embreagem	Rigidez estratificada e atrito seco
$T(t)$	Torque de excitação

Tabela 1. Descrição dos parâmetros do modelo.

4. SIMULAÇÕES

A seguir, apresentam-se quatro simulações com o intuito de ressaltar as características das condições de impacto entre os dentes do par engrenado em função do torque de arraste na engrenagem, da histerese na embreagem e da inércia do volante. Com isso, algumas soluções apresentadas em trabalhos anteriores (Theodossiades, (2007)) poderão ser testadas no modelo proposto.

Simulação	Descrição
1	Ausência de torque de arraste na engrenagem e histerese na embreagem
2	Pequeno torque de arraste na engrenagem e ausência de histerese na embreagem
3	Alto valor de torque de arraste na engrenagem e pequeno valor de histerese na embreagem
4	Alto valor de torque de arraste na engrenagem, pequeno valor de histerese e aumento da inércia do volante

Tabela 2. Descrição das simulações realizadas.

Em todos os casos, foi aplicado um torque de excitação senoidal com 2 Nm de amplitude e 12,5 Hz de frequência, representando um motor à combustão em situação de ponto morto em rotação de 750 RPM. A simulação 1 visa testar o comportamento do modelo na ausência de qualquer componente de amortecimento, pela ausência de lubrificante e atrito na embreagem, obtendo-se dessa maneira a situação na qual o fenômeno é agravado, com maior intensidade e quantidade de impactos. O aumento do torque de arraste na engrenagem, elevando o valor dos coeficientes de amortecimento c_{drag} e c_s na simulação 2, verifica isoladamente a influência do lubrificante da transmissão na separação dos dentes do par engrenado e nos impactos resultantes. A inclusão de histerese na embreagem, acrescentando valores de histereses H_1 e H_2 na Eq. (1), é feita na simulação 3, juntamente com pequeno torque de arraste para verificar meios de atenuar os impactos sem que ocorram alterações de parâmetros na transmissão veicular, reduzindo as flutuações de torque provenientes da excitação no elemento de embreagem. Na simulação 4, é testada uma solução no elemento de saída do motor, com o aumento da inércia I_F do volante de inércia, visando reduzir as flutuações de torque antes do elemento de embreagem do trem de potência.

4.1. Simulação 1: Ausência de torque de arraste na engrenagem e histerese na embreagem

Pode-se observar, na Fig. (7a) o caráter oscilatório da rigidez do dente ao longo da simulação. Nesse caso, o movimento relativo entre os dentes ao longo da folga inicia com impactos entre os limites positivos e negativo da folga, para, em torno de 1,2s, adquirir o comportamento tipo *double sided impacts*, no qual ocorre impacto de ambos os lados do dente.

O retrato de fase é obtido pelo gráfico de velocidade relativa x posição relativa, expressando uma relação entre a energia cinética e potencial do sistema ao longo da simulação. Pode-se observar na Fig. (7f) que os impactos predominantes são do tipo *double sided*, ocorrendo impactos alternadamente entre os limites da folga. No espectro apresentado na Fig. (7c), tem-se a presença de altas frequências com intensidade muito maiores que a da componente associada à frequência de excitação de 12,5 Hz.

4.2. Simulação 2: Acrescentando pequeno torque de arraste na engrenagem

Analisando a Fig. (8c), pode-se observar que os choques representados pelo deslocamento relativo adquiriram caráter alternado de impactos nos limites positivo e negativo da folga. Os impactos são caracterizados pela força de contato negativa ao se alcançar o limite positivo da folga assumindo valor positivo, no caso de impactos no seu limite negativo (Fig. (8e)). Na Fig. (8d) e Fig. (8f) é reduzido o módulo da velocidade relativa máxima de, aproximadamente, 0,07 m/s na simulação 1, para 0,02 m/s. A força de contato atua no sentido de reduzir a velocidade relativa do par engrenado para zero. Nesse caso, é possível verificar na Fig. (8c), que a frequência 12,5 Hz, na qual o sistema é excitado, passa a ser significativa nesses impactos alternados e, além disso, o engrenamento possui resposta nas ordens 2, 3 e 4.

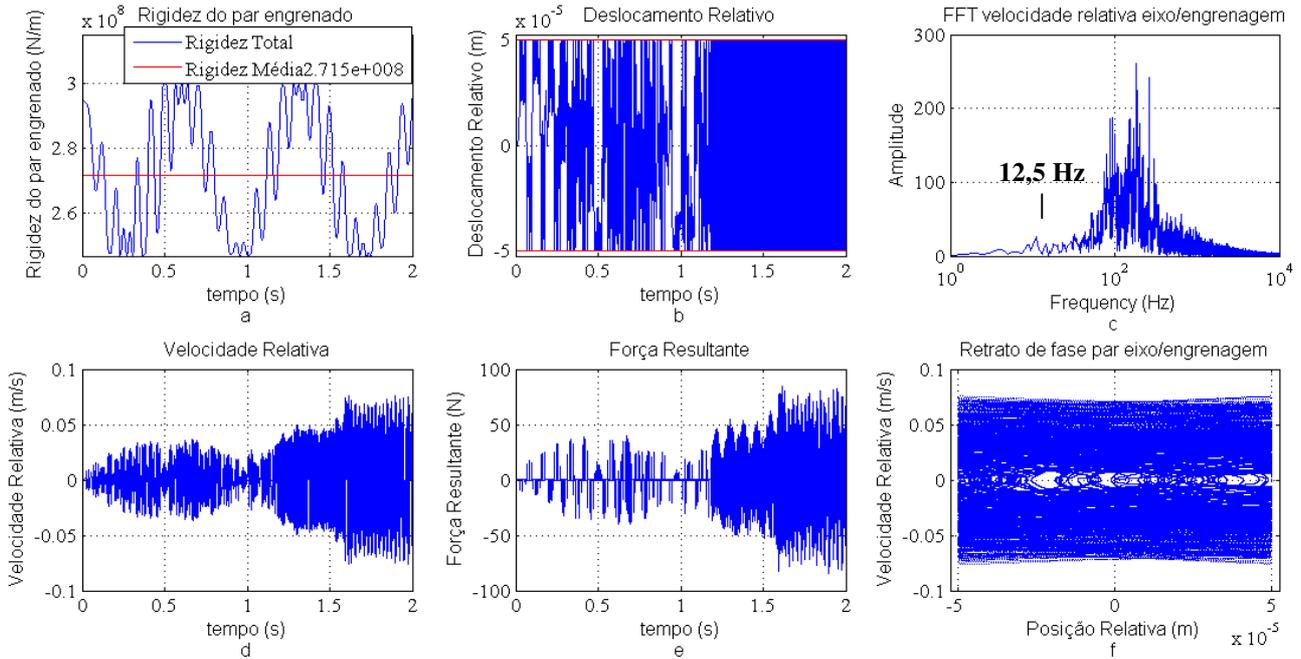


Figura 7. Simulação 1: Rigidez total, deslocamento relativo, FFT da velocidade relativa eixo/engrenagem, velocidade, força resultante entre os dentes do par engrenado, e retrato de fase do par eixo/engrenagem.

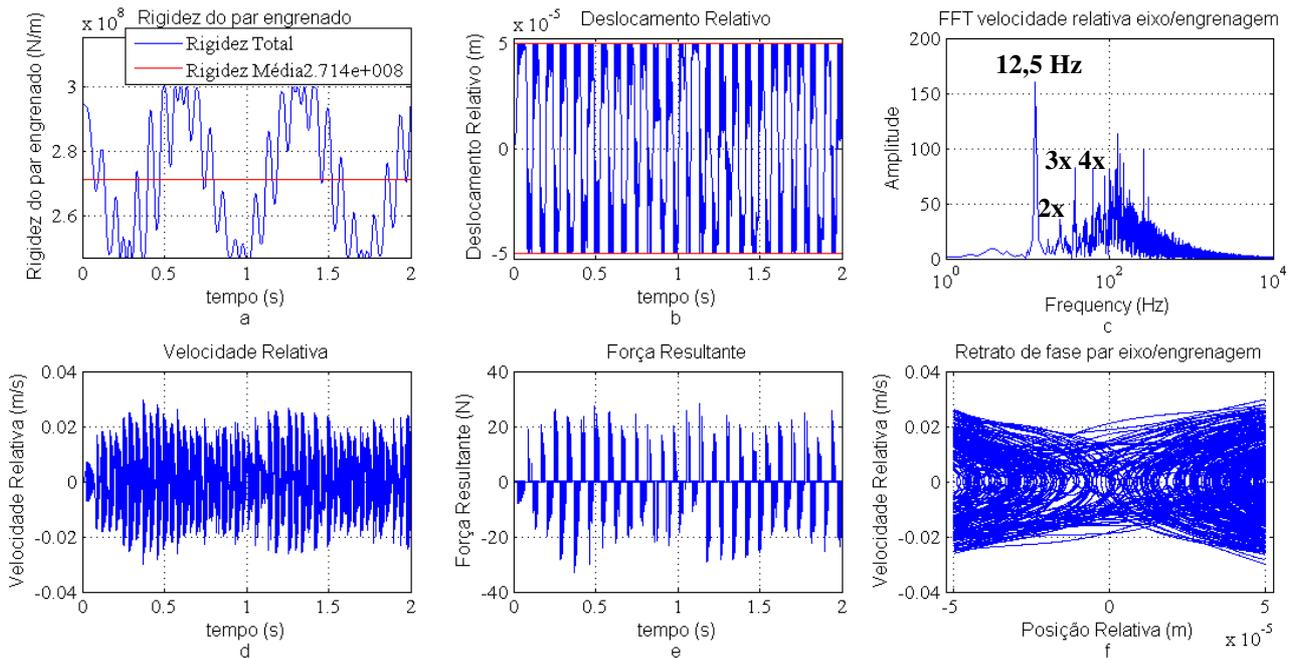


Figura 8. Simulação 2: Rigidez total, deslocamento relativo, FFT da velocidade relativa eixo/engrenagem, velocidade, força resultante entre os dentes do par engrenado, e retrato de fase do par eixo/engrenagem.

4.3. Simulação 3: Alto valor de torque de arraste na engrenagem e pequeno valor de histerese na embreagem

Nesse caso, é obtida uma curva de variação de rigidez do par engrenado mais suave, na figura Fig. (9a), com menores oscilações. Com isso, a característica alternante de choques nas regiões de limite da folga reduzindo a quantidade de impactos e o tempo em permanência no limite negativo da folga, como é possível observar na Fig. (9b). Este fato é corroborado pela redução de picos de força de contato positivos, no sentido de impulsionar o par engrenado para o limite positivo da folga (Fig. (9e)). Pela Fig. (9f), observa-se que é reduzido o módulo da velocidade relativa máxima para 0,01 m/s. O aumento do amortecimento no sistema ocasiona uma redução na quantidade de raias em alta frequência, apresentando as ordens de 1 a 9. Nesse caso, a ordem 4 passa a ser mais representativa que a componente da excitação (Fig. (9c)).

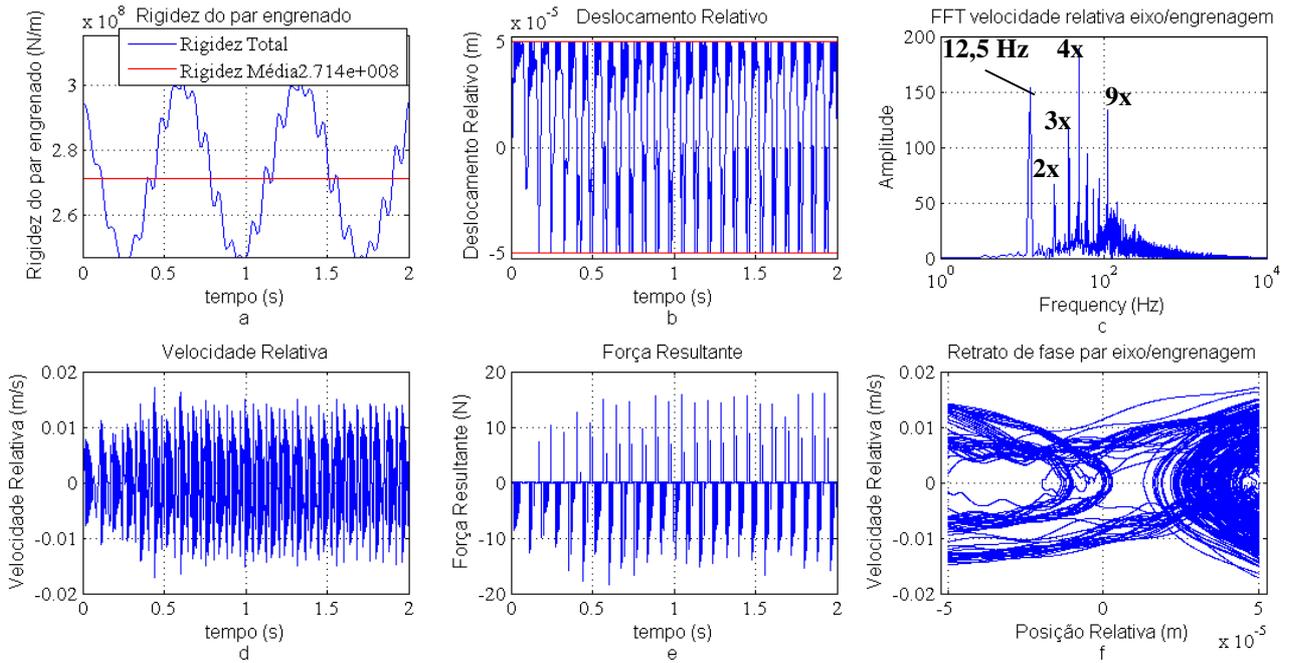


Figura 9. Simulação 3: Rigidez total, deslocamento relativo, FFT da velocidade relativa eixo/engrenagem, velocidade, força resultante entre os dentes do par engrenado, e retrato de fase do par eixo/engrenagem.

4.3. Simulação 4: Alto valor de torque de arraste na engrenagem, pequeno valor de histerese e aumento da inércia do volante

Com o aumento da inércia I_F de 0.1 kg/m^2 , pode-se observar uma menor oscilação no gráfico de rigidez ao longo do tempo, como nota-se na Fig. (10a). Nesse caso, a separação entre os dentes até o limite inferior da folga é reduzida ou inexistente. Ocorrem predominantemente impactos sucessivos na região positiva da folga, denominados como *single sided impacts*. Na força resultante dos impactos (Fig. (10e)), nota-se a existência de valores negativos, representando os choques no sentido de reduzir a velocidade do par engrenado. Apesar de serem impactos unilaterais, neste sinal existem diversas ordens a partir da primeira, sendo que, nesse caso, a segunda ordem passa a ser bastante significativa na resposta do par engrenado (Fig. (10c)).

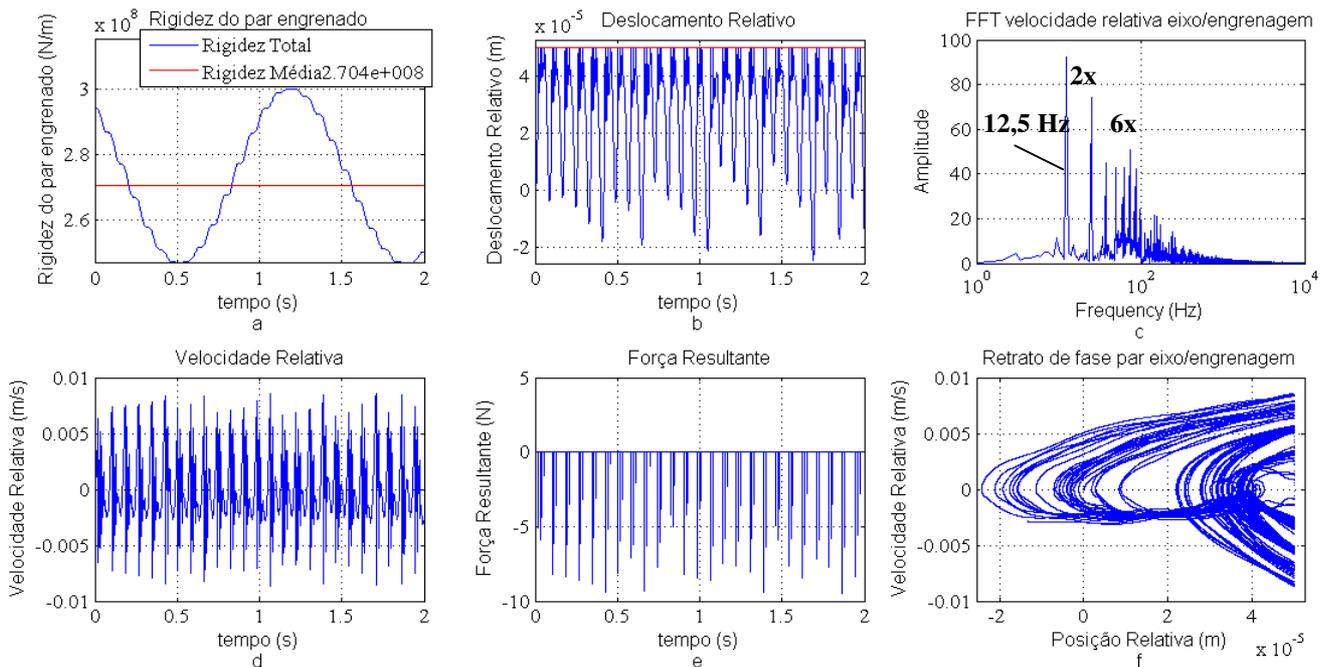


Figura 10. Simulação 4: Rigidez total, deslocamento relativo, FFT da velocidade relativa eixo/engrenagem, velocidade, força resultante entre os dentes do par engrenado, e retrato de fase do par eixo/engrenagem.

4.5. Gear Index

Uma forma de quantificar os níveis de *rattle*, a fim de permitir uma comparação entre os resultados das diversas simulações, é através de um índice chamado de *Gear Index* (GI), determinado a partir da divisão entre os níveis RMS da aceleração angular da engrenagem e da aceleração do volante de inércia do modelo. Ele é apresentado no trabalho de Wang et al. (2001) como:

$$GI = \frac{\ddot{\theta}_{GearRMS}}{\ddot{\theta}_{FlywheelRMS}} \quad (9)$$

Wang et al. (2001) utilizaram a Eq. (9) para comparar diferentes pares engrenados de uma transmissão veicular em condição de *rattle*, enquanto que neste trabalho foi utilizado para verificar um par engrenado específico em diferentes condições. Os valores dos índices para os testes realizados encontram-se na Fig. (9), normalizados pelo maior valor RMS obtido. A partir dos resultados das simulações pode-se ver que a simulação 1, caso sem histerese, arraste ou torque médio, o índice atingiu o maior valor dentre os testes. Para a simulação 2, com baixo *drag torque* e histerese, esse índice foi reduzido em 70%. O aumento para um alto fator de *drag torque* no caso da simulação 3, diminuiu pouco o valor do GI. Já no caso em que, além do arraste e a histerese, houve aumento do volante de inércia, estudado na simulação 4, a redução no índice é maior que 80% em relação ao valor obtido para a simulação 1.

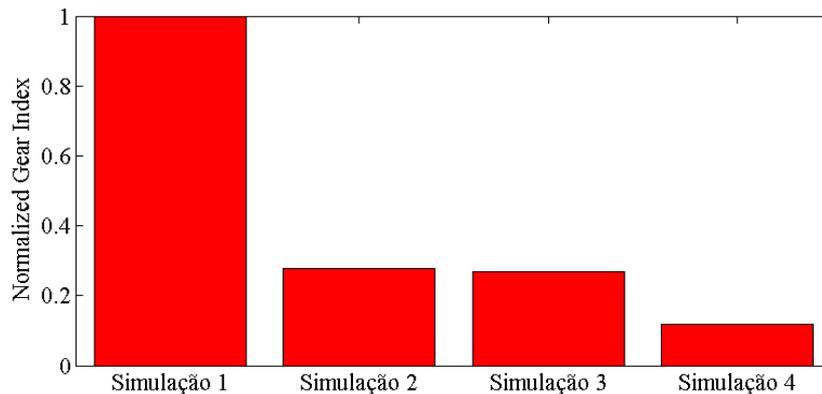


Figura 11. *Gear Index* normalizado para os testes realizados.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi simulado um modelo de quatro graus de liberdade para o estudo do fenômeno de *rattle*, com funções não-lineares representativas dos seus componentes reais – embreagem, modelo de impacto para a folga, rigidez variável no tempo para engrenagem helicoidal e torque de arraste do filme de óleo. Através das simulações foi possível testar algumas possíveis soluções encontradas na prática (Theodossiades et al. (2007)) e verificar as alterações do comportamento do par engrenado no tempo e na frequência. Os choques foram constatados para impactos do tipo *single sided* ou *double sided*, demonstrando também a força resultante sobre o par engrenado nos instantes nos quais ocorre contato. As alterações propostas geraram dados com diagramas de fase e componentes em frequência ou ordens diversos. A partir dos resultados, quanto maior foi o amortecimento do sistema em termos de atrito na embreagem ou de arrasto na transmissão, menor foi a quantidade de impactos entre os limites positivos e negativos da folga, representados por menores níveis do *Gear Index*. Porém, a maior redução no índice ocorreu quando foram consideradas alterações aumentando o amortecimento do par engrenado, o valor da histerese da embreagem e no valor da inércia do volante do motor. Isso reforça a proposta de Wang et al. (2001) de que o *rattle* é um fenômeno de sistema, pois, a partir dos resultados simulados, uma abordagem mais efetiva para a atenuação do problema envolve alterações em parâmetros dos demais elementos do trem de potência, não somente do par engrenado.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores Miyasato e Simionatto agradecem à ZF Sachs do Brasil pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Brancati, R., Rocca, E., Russo, R., 2007, "An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 2007, pp. 858-872.
- Cai, Y., 1995, "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*, Vol. 177, pp. 460-469.
- Courdec, P.H., Callenaere, J., Der Hagopian, J.; Ferraris, G., 1998, "Vehicle driveline dynamic behaviour: experimentation and simulation", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 218, pp. 133-157.]
- Gaillard, C.L, Singh, R., 2000, "Dynamic analysis of automotive clutch dampers", *Journal of Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 399-424.
- Hamrock, B., Schmid, S., Jacobson, B., 2004, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", Marcel Dekker Inc., New York, 699 p.
- Hunt, K.H., Crossley, F.R.E., 1975, "Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 97, pp. 440-445.
- Kim, T.C., Singh, R., 2001, "Dynamic interactions between loaded and unloaded gear pairs under rattle conditions", *SAE Technical Paper 2001-01-1553*, 2001, pp. 1934-1943.
- Tangasawi, O., Theodossiades, S., Rahnejat, H., Kelly, P., 2008, "Non-linear vibro-impact phenomenon belying transmission idle rattle". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 222, No.10, pp. 1909-1923.
- Theodossiades, S., Tangasawi, O., Rahnejat, H., 2007, "Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 303, pp. 632-658.
- Umezawa, K., Suzuki, T., Sato, T., 1986, "Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness)", *Bulletin of JSME*, Vol. 28, No. 238, pp. 694-700.
- Wang, M.Y., Manoj, R., Zhao, W., 2001, "Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 215, No. 8, pp. 241-258.

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

STUDY OF THE RATTLE PHENOMENA IN POWERTRAINS

Hugo Heidy Miyasato, hugomiyasato@ gmail.com¹

Vinicius Gabriel Segala Simionatto, vinicius.simionatto@gmail.com¹

Milton Dias Jr., milton@fem.unicamp.br¹

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas
Rua Mendeleev, 200, 13083-860, Campinas, SP

Abstract. *The powertrain of automotive vehicles is the system which transfers power from the engine to the wheels. In operation, this set has a prevailing and strongly nonlinear torsional vibrational behavior, due to the characteristics of some of its elements, such as the backlash between the meshed teeth in the gearbox and the stratified stiffness with hysteresis of the clutch. The selection of its components or the inadequate project of this system may result in excessive vibration levels, providing uncomfortable noise levels to the vehicle's passengers. The gear rattle phenomena, characterized by a gearbox noise resulting from the chock of the unloaded gear mesh teeth, will be studied in this work. It will be simulated in nonlinear torsional models in neutral position (idle rattle). The influence of some system design parameters such as drag torque of the transmission, the engine flywheel and clutch characteristics will be verified. The simulated signal spectrum will be analysed, in order to identify characteristics of the nonlinear phenomenon.*

Keywords: *vibrations, powertrain, gear rattle, nonlinear system*