



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ESTUDO ANALÍTICO DOS FENÔMENOS DE SHUFFLE E CLONK EM TRENS DE POTÊNCIA

Vinícius Gabriel Segala Simionatto, vinicius.simionatto@gmail.com¹
Hugo Heidy Miyasato, hugomiyasato@gmail.com¹
Milton Dias Jr., milton@fem.unicamp.br¹

¹Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Estadual de Campinas
Rua Mendeleev, 200
13083-860 Campinas SP

Resumo: *Trens de potência são sistemas presentes em veículos, que têm a função de transmitir a energia gerada pelo motor até as rodas do veículo. Este sistema é um sistema crítico, pois opera em um faixa de regimes muito grande, deste a condição de marcha lenta (idle condition, até situações onde o motor gira em uma velocidade próxima à sua velocidade máxima de operação, e o motorista ainda solicita torque máximo do motor, o que pode provocar os fenômenos de shuffle e clonk. Estes fenômenos são essencialmente não lineares, e inerentes a este tipo de sistema. Porém, em sistemas mal projetados, estes efeitos podem tornar-se críticos, gerando aos passageiros desconforto físico e acústico, e também a sensação de que o sistema está quebrado ou falhando. Neste trabalho, o objetivo foi fazer um estudo analítico dos efeitos de shuffle e clonk, que são observados em trens de potência, quando estes são submetidos a pulsos muito íngremes de torque, excitação esta também conhecida por tip-in/tip-out. Para esta análise foram propostos modelos lineares e não lineares de parâmetros concentrados. foram montados com base no algoritmo de montagem das matrizes globais, do método dos elementos finitos. A plataforma DTA foi desenvolvida em Java®, e possibilita, além da modelagem de sistemas físicos, o processamento de sinais com algoritmos não presentes nos softwares comerciais. Após isso, foi feita a análise modal nos sistemas linearizados e analisando os modos encontrados no sistema linearizado, nas condições de drive e pré-amortecimento da embreagem, foi possível encontrar o modo relativo ao fenômeno de Shuffle, e um modo que não é excitado pelo motor do veículo, mas sim por características da pista. Finalmente os resultados foram analisados, constatando o efeito de shuffle e o efeito de clonk, caracterizado pelos impactos simultâneos em todas as folgas presentes no trem de potência e são demonstradas as vantagens do modelo não-linear sobre o modelo linear.*

Palavras-chave: *powertrain, shuffle, clonk, trem de potência, não-linear*

1. INTRODUÇÃO

Os veículos automotores equipados com motor a combustão interna, na maioria dos casos possui um sistema chamado trem de potência, ou *powertrain*. Este sistema é responsável em transformar a energia advinda do motor em energia cinética para o veículo. Normalmente, este sistema é composto por elementos como volante de inércia, embreagem, transmissão, diferencial, rodas, e eixo cardã no caso de veículos com motor dianteiro e tração traseira.

O *powertrain* é um sistema torsional, e como na maioria dos sistemas mecânicos, as características de qualquer um de seus componentes podem influenciar no comportamento dinâmico de todo o sistema.

Para que um fornecedor projete sua peça adequadamente, o processo de variação de parâmetros do componente em desenvolvimento torna-se um processo experimental e iterativo, o que consome tempo e recursos financeiros da empresa em questão, e passa a depender muito fortemente da experiência adquirida pelos projetistas deste fornecedor.

A embreagem é um componente altamente não-linear presente no trem de potência, e têm muitos parâmetros a serem equalizados. Porém, alguns fenômenos presentes em trens de potência são insensíveis a variações de parâmetros da embreagem.

Por outro lado, o conhecimento de como o comportamento dinâmico do trem de potência varia com os parâmetros da embreagem é uma informação de extrema importância para as empresas fornecedoras deste tipo de componente. O estudo da variação dos parâmetros da embreagem faz com que o processo de desenvolvimento deste componente deixe de ser empírico, baseado na experiência pessoal dos desenvolvedores, e passe a ser científico, um processo embasado teoricamente.

A embreagem é um componente que possui rigidez estratificada e amortecimento por atrito seco diferenciado em cada um dos estágios de rigidez. Um dos estágios característicos presentes na maioria das embreagens atuais é o estágio

chamado de pré-amortecimento, caracterizado por valores de rigidez e torque de atrito seco baixos, e pela localização em torno da posição de deslocamento relativo zero entre o material de atrito e o cubo do disco de embreagem. A função principal deste estágio é a de minimizar a vibração torsional na transmissão quando esta está na posição “neutro”, ou seja, nenhuma marcha está acoplada. Porém, a presença deste estágio, apesar de minimizar este problema, dependendo dos parâmetros deste estágio, pode agravar o efeito de outros fenômenos presentes na dinâmica deste sistema, segundo Simionatto et al (2009).

Assim, o objetivo deste trabalho é compreender como a variação dos parâmetros do estágio de pré-amortecimento da embreagem influencia no comportamento dinâmico do *powertrain*.

2. FENÔMENOS ESTUDADOS

2.1. Shuffle

O shuffle, também conhecido como surging, não é um problema de ruído, mas um problema exclusivamente de vibração. Quando o motorista aplica pulsos de torque muito íngremes no sistema (excitação também conhecida como tip-in/tip-out ou tip-in/back-out), normalmente em manobras de ultrapassagem, ou reações extremas de direção, o veículo apresenta alto nível de vibração longitudinal, de 2 a 8 Hz, por até 1 segundo. Biermann (2000).

2.2. Clonk

O fenômeno de Clonk ou Clunk, também conhecido como load shift knock, aparece normalmente junto com o fenômeno de Shuffle, mas é um problema mais relacionado ao ruído do que a vibração.

Quando o trem de potência é excitado com um pulso súbito de torque, pode ocorrer o fenômeno de shuffle. Supondo que este fenômeno ocorra, então haverá um grande nível de oscilação longitudinal no veículo, o que se traduz em altos níveis de vibração torsional no trem de potência, vindo das rodas do veículo.

Na presença de folgas, o sistema girará livre, enquanto não houver toque entre os dentes das engrenagens. Porém, quando o toque ocorrer, devido à alta rigidez dos dentes das engrenagens, um ruído metálico será produzido. As características do pré-amortecimento da embreagem são fundamentais para o controle deste fenômeno. Biermann (2000).

3. METODOLOGIA

O intuito deste trabalho é desenvolver conhecimento teórico sobre como os parâmetros do estágio de pré-amortecimento da embreagem influenciam no comportamento dinâmico do trem de potência. Assim, o primeiro passo para que seja possível compreender o comportamento deste sistema é a proposição de um modelo matemático que represente este sistema.

Sabe-se que os veículos mais sensíveis aos efeitos dinâmicos indesejáveis presentes no trem de potência são picapes médias e veículos de carga em geral, por possuírem inércia elevada e motores cujo princípio de funcionamento é o ciclo Diesel, com altas flutuações de torque inerentes a este tipo de motor.

Sendo assim, para este estudo foi desenvolvido um modelo de 9 graus de liberdade que representa um trem de potência de um veículo com motor dianteiro e tração traseira. Neste caso, este sistema é composto por volante de inércia, embreagem, transmissão, eixo cardã, diferencial e rodas.

3.1. Embreagem

Neste estudo, é proposta uma embreagem com três estágios: o estágio de pré-amortecimento, apresentado na Fig.(1) como o estágio central, o estágio de *drive* que é solicitado quando o veículo está acelerando e é representado na Fig.(1) como o estágio à direita, e o estágio de *coast* que é solicitado quando o veículo opera em freio-motor, e é representado como o estágio à esquerda na Fig.(1).

Na Fig.(1) é apresentada a curva do torque do disco de embreagem com respeito ao deslocamento relativo entre o cubo da embreagem e o material de atrito do disco.

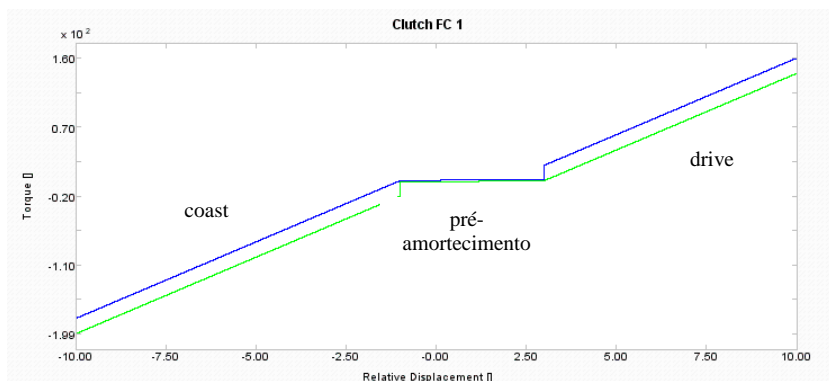


Figura 1. Modelo proposto para a embreagem.

Como visto na Fig.(1), cada um dos estágios da embreagem possui características próprias de rigidez, torque de atrito seco e localização, ou seja, o deslocamento angular necessário sobre o disco de embreagem para que um determinado estágio entre em operação.

3.2. Batimento de dentes ou *Backlash*

No trem de potência existem engrenamentos presentes principalmente na transmissão e no diferencial. Folgas são inerentes à maioria dos tipos de engrenamento, e causam vibração devido à variação das características de rigidez de acordo com o deslocamento relativo das engrenagens de um par engrenado, segundo Lechner et al (1999). Assim, um modelo de folga, utilizado para engrenagens de dentes retos é mostrado na Fig.(2).

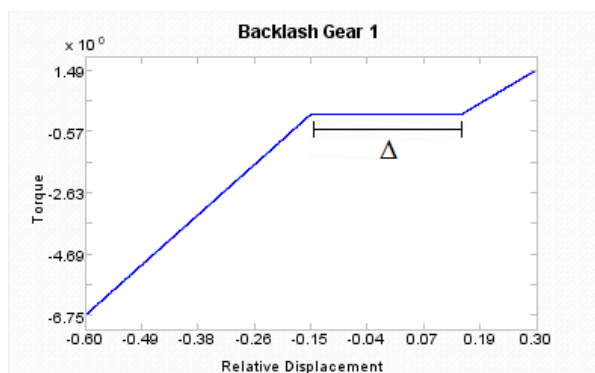


Figura 2. Modelo proposto para a o backlash.

Este gráfico representa a força de contato entre os dentes das engrenagens, com respeito ao deslocamento relativo entre eles. A lacuna central desta curva representa a folga entre os dentes, ou seja, quando não há contato entre estes a força de contato é nula.

Além disso, a excitação aplicada no sistema também é muito importante, a fim de simular alguns efeitos observados em testes práticos, segundo Krenz (1985). O teste a ser representado neste trabalho chama-se tip-in/tip-out, e consiste em aplicar no sistema um pulso íngreme de aceleração, e depois retirar esta aceleração de forma repentina. Esta excitação foi representada por dois pulsos de torque, um de 100 Nm com duração de um segundo, e um de 70 Nm com duração de 0,6 segundos.

4. MODELAGEM

Tendo conhecimento das não linearidades presentes neste sistema, um modelo de 9 graus de liberdade torsional é idealizado. Como mostrado na Fig.(3), os graus de liberdade considerados são: o deslocamento do volante de inércia, o deslocamento do eixo de entrada da transmissão, o deslocamento da primeira engrenagem acoplada ao eixo intermediário da transmissão, o deslocamento da última engrenagem acoplada ao eixo intermediário da transmissão, o deslocamento das extremidades do eixo cardã, o deslocamento da coroa do diferencial, e o deslocamento das rodas do veículo, respectivamente. A enumeração dos graus de liberdade é feita na Tabela 1.

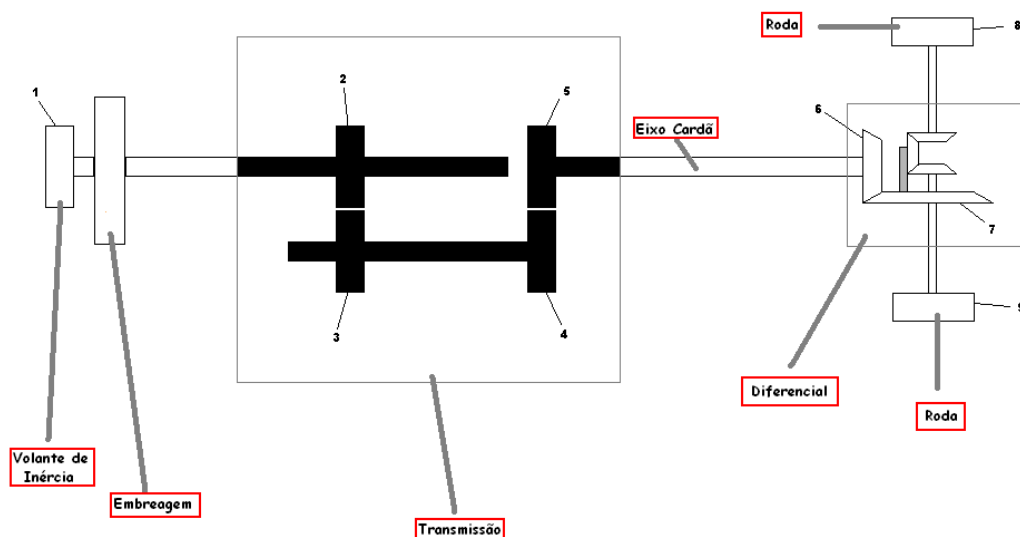


Figura 3. Modelo proposto para o trem de potência.

Tabela 1. Enumeração dos graus de liberdade do modelo não-linear.

Grau de Liberdade	Elemento Representado
1	Volante de Inércia
2	Eixo de entrada da transmissão
3	1ª engrenagem do eixo intermediário
4	2ª engrenagem do eixo intermediário
5	1ª extremidade do eixo cardã
6	2ª extremidade do eixo cardã
7	Coroa do diferencial
8	Roda traseira 1
9	Roda traseira 2

Para algumas análises uma linearização do modelo foi necessária. Neste caso, a embreagem foi considerada como uma mola linear e os engrenamentos foram representados por restrições de velocidade entre os graus de liberdade dos pares engrenados. Sendo assim, o modelo proposto passou de 9 para 6 graus de liberdade quando foram feitas as análises lineares.

Deste modo, para estas análises a enumeração dos graus de liberdade muda, passando para:

Tabela 2. Enumeração dos graus de liberdade do modelo linear.

Grau de Liberdade	Elemento Representado
1	Volante de Inércia
2	Eixo de entrada da transmissão
3	2ª Extremidade do eixo intermediário
4	2ª Extremidade do eixo cardã
5	Roda traseira 1
6	Roda traseira 2

5. VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS DO PRÉ-AMORTECIMENTO

Há basicamente quatro parâmetros a variar neste estágio da embreagem. São eles rigidez, força de atrito, largura do estágio e posicionamento do estágio.

5.1. Variação da rigidez do Pré-Amortecimento

O estudo da variação da rigidez da embreagem é muito importante não só para o estágio de pré-amortecimento mas também para os estágios de *drive* e *coast* da mesma. Sendo assim, o procedimento adotado foi o de supor o sistema linear, e variar a rigidez do elemento que representa a embreagem em uma faixa de valores dentro da qual está a maioria

das embreagens comerciais. Assim, para cada valor de rigidez foram calculados os autovalores do sistema, e deles foram extraídas as frequências naturais do mesmo.

Porém, no diagrama de frequências naturais, é possível observar que algumas delas se cruzam para determinados valores de rigidez, fazendo com que o sistema tenha raízes repetidas. A princípio, não há evidências para se afirmar se estas frequências naturais realmente se cruzam, ou se elas somente se aproximam em um determinado ponto e depois disto divergem, fenômeno também conhecido como *veering*. Para que se consiga distinguir estes fenômenos, usa-se um coeficiente chamado MAC (Modal Assurance Criterion), segundo Allemang (2003).

O MAC é muito utilizado em análise modal experimental e na análise dinâmica de rotores, pois este tipo de sistema varia de acordo com a frequência de rotação do eixo, devido a características como amortecimento interno e efeito giroscópico. Neste caso, os autovalores do sistema variam com a rotação, e para cada valor de rotação os autovalores são calculados e representados em um diagrama chamado diagrama de Campbell.

Este método visa identificar qual a direção em que seguem os autovalores do sistema em um diagrama como este, mesmo se estes autovalores aparentam se cruzar. Para tanto, ele se baseia no cálculo da correlação entre os modos do sistema calculados para condições diferentes. Os autovalores que se correspondem serão aqueles cujos autovetores forem mais correlatos.

No caso do sistema em estudo, o diagrama foi traçado variando a rigidez do elemento que representa a embreagem. Assim é possível compreender como este parâmetro influencia na dinâmica do *powertrain*.

Assim, foi possível extrair o diagrama de frequências naturais exibido na Fig.(4):

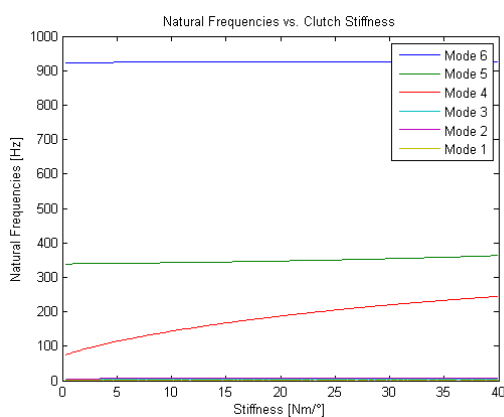


Figura 4. Diagrama de frequências naturais variando a rigidez da embreagem.

Como o sistema linearizado possui seis graus de liberdade, ele possui também seis modos de vibrar, e assim o mesmo número de frequências naturais. Porém, devido às características do próprio sistema, três das frequências naturais são baixas. Nestas frequências há o modo de corpo rígido, a 0 Hz, o modo de *shuffle* que varia de 2 a 8 Hz como sugerido por Ligier et al (2002), e um modo em 5,5 Hz que não é afetado pela rigidez da embreagem, e não é excitado se a excitação é aplicada no volante de inércia do sistema. Tais frequências naturais são vistas no mesmo diagrama, exibido abaixo:

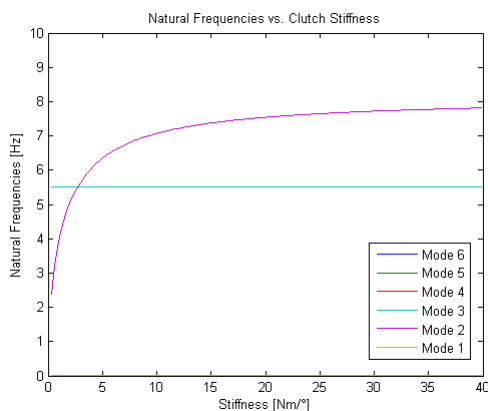


Figura 5. Diagrama de frequências naturais variando a rigidez da embreagem. Três primeiros modos.

Na Fig.(5), o “Modo 2” é o modo de *shuffle*, normalmente excitado por pulsos muito íngremes de torque, como condições bruscas de aceleração e desaceleração.

O modo 3 é um modo onde todos os graus de liberdade do veículo são nós, com exceção das rodas que se movem em oposição de fase. Como o volante de inércia é um nó deste modo, bem como qualquer outro grau de liberdade que não seja o movimento angular das rodas, uma excitação aplicada nele não excita este modo do sistema. O único modo de se excitar este modo é aplicando uma excitação sobre as rodas, ou seja, alterando as características da pista sobre a qual o veículo circula.

As características deste modo não se alteram, o que pode ser visto nos diagramas da Fig.(6):

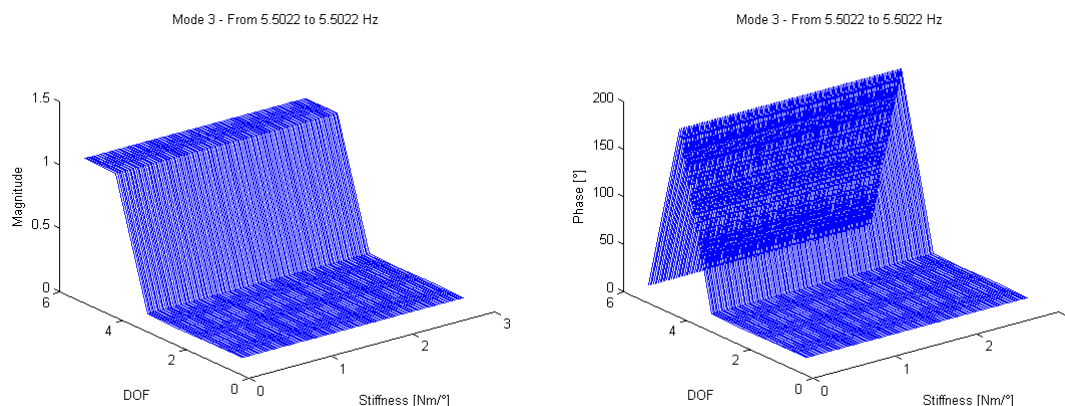


Figura 6. Magnitude e fase do modo não excitado pelo motor respectivamente.

Já para o modo de *shuffle*, as características de amplitude de vibração são pouco afetadas pela rigidez da embreagem. Porém, a fase entre os graus de liberdade deste modo sofrem uma alteração significativa, conforme a rigidez do pré-amortecimento aumenta. Os graus de liberdade 2, 3 e 4 do modelo linear, que quando a rigidez deste estágio é baixa, ficam em oposição de fase com o volante de inércia, com o aumento desta rigidez passam a ficar em fase com o volante de inércia, e portanto em oposição de fase com as rodas do veículo, como se pode verificar no gráfico da Fig.(7):

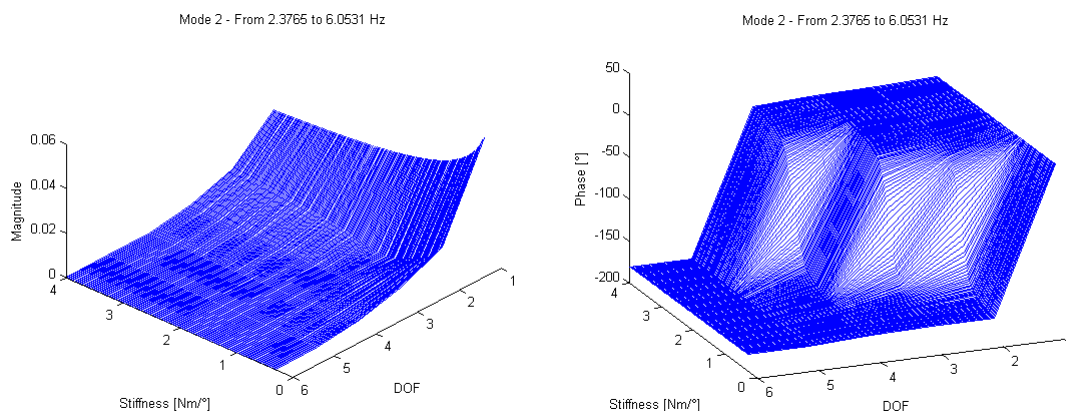


Figura 7. Magnitude e fase do modo de *Shuffle*.

Os graus de liberdade 2, 3 e 4 são exatamente as engrenagens de referência dos 3 engrenamentos presentes no modelo deste sistema. Neste caso, quando os graus de liberdade ligados a um engrenamento estão em oposição de fase entre si, este engrenamento está sujeito a batimento de dentes de alta intensidade e baixa frequência (frequência natural do modo de *shuffle*), o que caracteriza o *clonk*, segundo Biermann (2000). Modelos lineares representam o *shuffle* qualitativamente. Porém, apenas modelos não-lineares caracterizam o *clonk*.

Para o estudo dos outros parâmetros do estágio de pré-amortecimento (largura, posicionamento e força de atrito), foi feito um estudo considerando o modelo não linear exibido anteriormente.

5.2. Variação da Força de Atrito

O modelo de atrito sugerido por Couderc (1998) na modelagem da embreagem é o modelo de atrito de Coulomb, que supõe uma força intensidade constante e sentido contrário à velocidade relativa entre os graus de liberdade da embreagem, e força nula no caso de velocidade relativa nula, portanto este modelo não considera o efeito de stick-slip.

A força de atrito foi variada entre 0 Nm e 2.5 Nm. Para estes casos, como esperado, foi observado que o tempo para o decaimento do deslocamento relativo entre os graus de liberdade associados à embreagem diminuiu como se observa na Fig.(8):

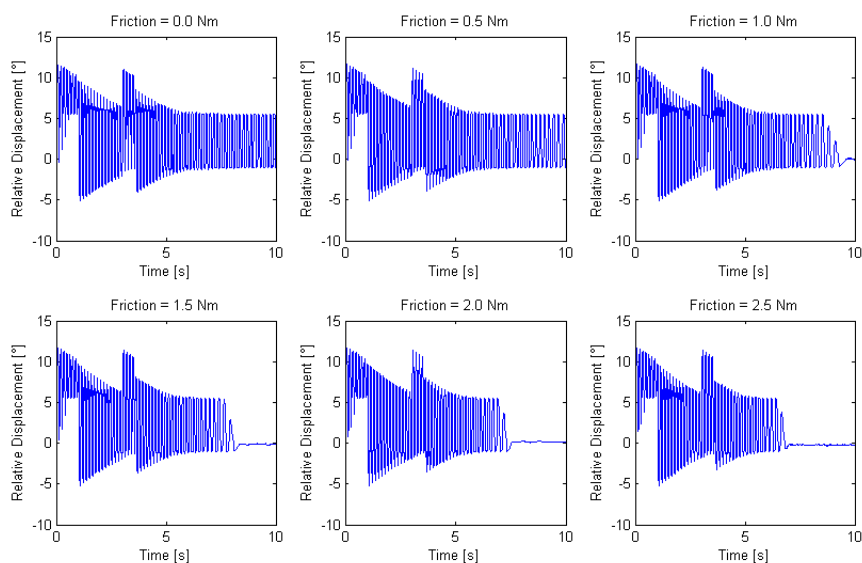


Figura 8. Deslocamento relativo dos graus de liberdade da embreagem para diferentes valores de força de atrito.

Isto se deve ao fato de o decaimento causado por uma força de atrito seco ser diretamente proporcional à própria força de atrito, e inversamente proporcional à rigidez da mola deste mecanismo, ou seja, ao reduzir a rigidez da mola, o decaimento do deslocamento relativo entre estes graus de liberdade é mais rápido.

5.3. Variação da posição do pré-amortecimento

Normalmente, o pré-amortecimento não é centrado em torno do deslocamento relativo zero entre o cubo da embreagem e seu material de atrito. Ele é sempre deslocado no sentido do deslocamento relativo positivo, pois é neste sentido que o torque é aplicado na embreagem.

Nos testes realizados, este estágio foi deslocado para a esquerda. Porém, para estes testes, nenhuma mudança significativa foi detectada. A amplitude de vibração se manteve, bem como o tempo de decaimento desta resposta. Os únicos parâmetros alterados foram os limites mínimo e máximo do deslocamento relativo entre os graus de liberdade relativos à embreagem. Os resultados desta análise são apresentados na Fig.(9):

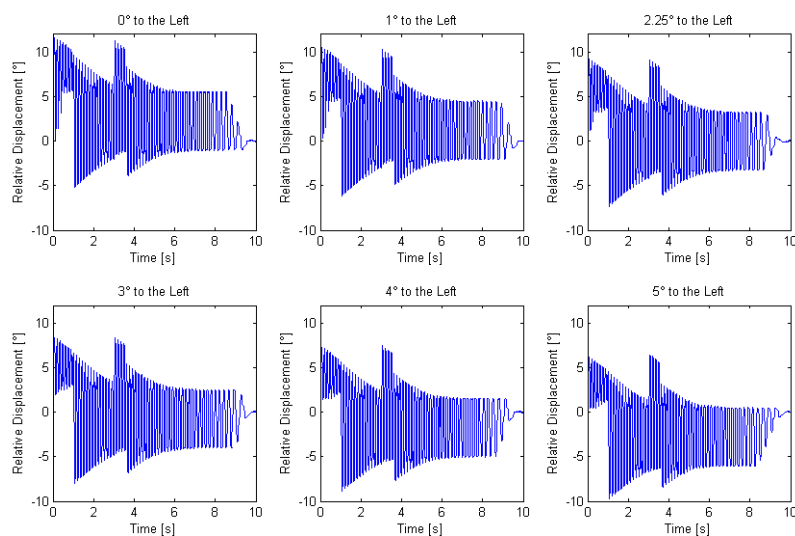


Figura 9. Deslocamento relativo entre os graus de liberdade da embreagem deslocando a posição do pré-amortecimento.

5.4. Largura do pré-amortecimento

O último parâmetro a ser variado no pré-amortecimento foi a largura deste estágio. Assim, foram feitos mais quatro testes, variando-se este parâmetro de 5.5° a 13.5° . Neste caso, observa-se que a amplitude de deslocamento relativo entre os graus de liberdade citados aumentou, mas o tempo de decaimento diminuiu significativamente, como se pode observar na Fig.(10):

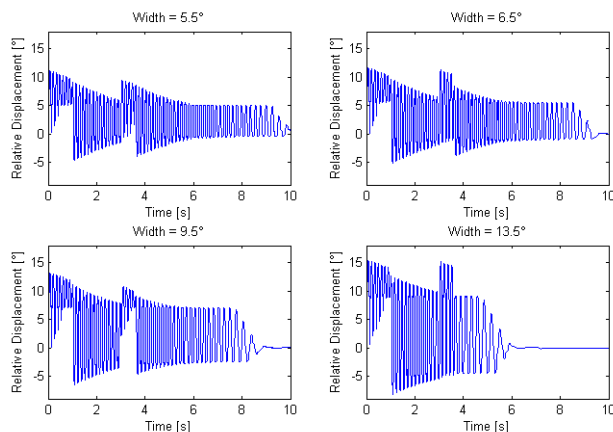


Figura 10. Deslocamento relativo entre os graus de liberdade da embreagem aumentando a largura do pré-amortecimento.

6. CONCLUSÕES

Como citado na literatura consultada, foi verificado que o fenômeno de *shuffle* ocorre de 2 a 8 Hz. A frequência natural deste modo, quando o sistema é representado por um sistema linear, depende fortemente das características de rigidez da embreagem em questão.

A variação do posicionamento do estágio de pré-amortecimento não apresentou nenhuma mudança significativa nestes testes.

Variando a força de atrito do pré-amortecimento, foi observado que o deslocamento relativo decaiu mais rapidamente quanto maior esta força, o que era esperado, pelo fato de a força de atrito ser uma força dissipativa neste caso.

A variação da largura do estágio de pré-amortecimento permitiu que a amplitude do deslocamento relativo entre as partes do disco de embreagem fossem maiores. Porém, com o aumento desta largura, este deslocamento relativo cessou mais rapidamente, o que indica que a energia inserida no sistema pelo motor foi dissipada com maior velocidade, ou foi transformada rapidamente em energia cinética.

7. AGRADECIMENTOS

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

8. REFERÊNCIAS

- Allemang, R.J., 2003. MAC – 20 Years of Use and Abuse. *Journal of Sound and Vibration*, p.14-21.
- Biermann, J.W. , 2000; Reitz, A.; Schumacher T. The clonk phenomenon – A load change reaction to be balanced in terms of comfort and engine response. *International Journal of Automotive Technology*, v.1, n.1, p.56-60.
- Couderc, P.H. et al, 1998. Vehicle Driveline Dynamic Behaviour: experimentation and simulation. *Journal of Sound and Vibration*. v.218, n.sv981808, p.133-157.
- Krenz, R. A. , 1985. Vehicle Response to Throttle Tip-in/Tip-out. SAE Technical Paper 850967.
- Lechner, G.; Naunheimer H., 1999. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin, Ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 447p.
- Ligier, J.L.; Baron, E. 2002. *Acyclisme et Vibrations*. Paris, Ed. Technip, v.2, 880p.
- Simionatto, V.G.S.; Miyasato, H. H.,2009. Numerical and experimental study of powertrains subjected to high torque fluctuation. *Pan American Congress of Applied Mechanics*, Foz do Iguaçu.

9. DIREITOS AUTORAIS

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

ANALYTICAL STUDY OF SHUFFLE AND CLONK PHENOMENA IN POWERTRAINS

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

Hugo Heidy Miyasato, hugomiyasato@gmail.com¹

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

¹Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Estadual de Campinas
Rua Mendeleev, 200
13083-860 Campinas SP

Abstract. *Powertrains are systems present in vehicles that have the function of transmitting the energy generated by the engine to the wheels of the vehicle. This is a critical system because it operates in a wide range of systems, since idle to situations in which the engine rotates closely to its maximum operating speed, and the driver still requests maximum torque from the engine. This may cause the phenomena of shuffle and clonk.*

These phenomena are essentially nonlinear, and inherent in this type of system. However, in poorly designed systems (mistuned systems) these effects may become critical, causing physical and acoustic discomfort to passengers, and also the feeling that the system is broken or has a malfunction.

In this study the goal was to make an analytical study of the effects of shuffle and clonk, which are observed in powertrains when they are subjected to sudden pulses of torque. This excitation is also known as tip-in/tip-out. For this analysis linear and nonlinear models were idealized and transcribed for the DTA software, developed by the author of this work. In this software lumped parameters models were implemented using the algorithm of assemblage of global matrices from the finite element method. DTA platform was developed in Java ®, and allows modeling of physical systems and signal processing using algorithms which are not present in commercial software. After that, modal analysis was performed on the linearized models and analyzing the modes found in the linearized system, with the drive and pre-damping stiffness, it was found a Shuffle mode, and also a mode which is not excited by the engine, but by characteristics of the road. Finally the results were analyzed, noting the effect of shuffle and the effect of clonk, characterized by the simultaneous impacts in all the gaps present in the power train.

Keywords: *powertrain, shuffle, clonk, nonlinear*

1. RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.