

CELSO APARECIDO JOAO

**CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE
VIBRAÇÃO TORCIONAL EM COMPONENTES
DE TREM DE FORÇA DE VEÍCULOS COMERCIAIS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Automotiva (Mestrado Profissionalizante)

**CONSULTA
FMP-10**

São Paulo
2002

CELSO APARECIDO JOAO

**CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE
VIBRAÇÃO TORCIONAL EM COMPONENTES
DE TREM DE FORÇA DE VEÍCULOS COMERCIAIS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Automotiva (Mestrado Profissionalizante)

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva (Mestrado
Profissionalizante)

Orientador:
Prof. Doutor
Paulo Carlos Kaminski

Recebemos
02/11/02
Secretaria do Mestrado Profissionalizante
em Engenharia Automotiva

São Paulo
2002

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Professor Doutor Paulo Carlos Kaminski pela orientação e diretrizes na elaboração deste trabalho.

Aos amigos Ricardo Brandt e Jeff Page, da Allison Transmission Divison, Walter Gil, da Daimler Chrysler, J. Batista da MWM do Brasil, Alberto Moreno da Cummins do Brasil e ao "ingeniero" Eligio Dominguez pelas suas inestimáveis colaborações na obtenção de material para elaboração deste trabalho.

RESUMO

As novas tecnologias existentes no desenvolvimento de motores de combustão interna têm criado um paradoxo na indústria automobilística. Enquanto os fabricantes de motores têm se preocupado em extrair maiores níveis de potência e torque de motores com menores cilindradas, empregando as mais avançadas tecnologias no desenvolvimento de formas mais eficientes de combustão, pouco se tem feito no sentido de desenvolver-se elementos de controle de vibração. Tradicionalmente ainda utilizam-se elementos elastoméricos desenvolvidos a mais de um século para controle de vibração torcional do eixo girabrequim. As consequências em termos de durabilidade para os demais componentes do trem de força podem ser comprometedoras se não for feita uma abordagem detalhada de como o aumento de torque e potência em motores cada vez menores podem influenciar a vida dos demais componentes do trem de força.

Este trabalho procurará fazer uma abordagem introdutória sobre o efeito vibratório torcional existente em trens de força de veículos comerciais.

ABSTRACT

The new technologies employed today in the development of the internal combustion engines have established a paradox in the auto industry.

While the internal combustion engine manufacturers have been focused to obtain more power and torque from smaller engine, taking advantage of the latest technologies to become the internal combustion more efficient, almost nothing have been developed in terms of vibration control. The industry still employs concepts developed almost one century ago, the elastometric dampers, to control crankshaft torsional vibration. The consequences for the rest of the drive train components may be catastrophic if a better understanding about how this sudden increase in engine power and torque may influence the life of the others drive train components.

This paper attempts to make an introductory approach of the torsional vibration effects over commercial vehicles drive trains.

Sumário

Resumo.....	i
Abstract.....	ii
Lista de Figuras.....	v
Lista de Tabelas.....	viii
Lista de Símbolos.....	ix
1. Introdução.....	1
2. Motor como fonte de excitação.....	3
2.1 Geração e aplicação de torque em motores alternativos de combustão interna.....	5
2.2 Mecanismo biela-manivela.....	8
2.3 Domínios tempo e ângulo na medição de vibração torcional...10	
2.4 Torque resultante no girabrequim.....	12
3. Vibração torcional no eixo girabrequim.....	15
3.1 O que é vibração torcional.....	15
3.2 Efeito sobre o eixo girabrequim de motores de combustão interna.....	16
4. Métodos de determinação de vibração torcional.....	21
4.1 Fatores que influenciam o comportamento torcional.....	21
4.2 Técnicas de simulação.....	24
4.3 Técnicas de medição.....	25
4.4 Estudo de caso e representação típica dos resultados.....	27

5. Eixos propulsores como fonte de excitação torcional.....	32
5.1 Vibrações causadas por desbalanceamento.....	33
5.2 Vibrações causadas pela angularidade das juntas universais.....	36
5.3 Sistemas de propulsão com múltiplos eixos cardans.....	46
5.4 Análise de disposição geométrica do trem de força através do cálculo de acelerações angulares.....	50
6. Amortecedores de vibração torcional.....	54
6.1 Amortecedores viscosos.....	58
6.2 Amortecedores de borracha.....	61
7. Conclusões	65
Bibliografia.....	67

Lista de Figuras

Figura 1.1	Esquemática do comportamento vibratório de um veículo.....	1
Figura 2.1	Típico conjunto motor-transmissão (Cummins 6CTAA e transmissão automática Allison B300R) utilizada em sistema de propulsão de veículo comercial.....	3
Figura 2.2	Eixo girabrequim típico.....	4
Figura 2.3	Forças atuantes em motor alternativo de combustão interna.....	5
Figura 2.4	Pressão tangencial em duas revoluções do girabrequim.....	8
Figura 2.5	Mecanismo biela-manivela.....	9
Figura 2.6	Diagrama de Campbell.....	11
Figura 2.7	Torque cíclico resultante da explosão da mistura ar-combustível.....	13
Figura 2.8	Curva de desempenho motor Detroit Diesel Serie 60.....	14
Figura 3.1	Aceleração e torção em eixo rígido.....	15
Figura 3.2	Sistemas dinâmicos equivalentes.....	16
Figura 3.3	Amortecedor de vibração e elementos periféricos do motor....	18
Figura 4.1	Representação típica dos resultados de teste de vibração torcional.....	21
Figura 4.2	Medição a laser.....	25
Figura 4.3	Medição com transdutores magnéticos.....	26
Figura 4.4	Montagem típica de transdutores de sinal.....	26
Figura 4.5	Montagem de transdutores para testes.....	27

Figura 4.6	Amplitude torcional no volante.....	28
Figura 4.7	Amplitude torcional na tomada de força.....	29
Figura 4.8	Amplitude torcional na saída da caixa de câmbio.....	30
Figura 5.1	Trem de força típico caminhão 6X4.....	33
Figura 5.2	Força gerada devido ao desbalanceamento residual.....	34
Figura 5.3	Eixo cardan típico de ônibus com motorização traseira.....	35
Figura 5.4	Resultante devido a angularidade do cardan.....	37
Figura 5.5	Não uniformidade rotacional de uma junta universal simples...39	
Figura 5.6	Angularidade admissível X velocidade angular.....	40
Figura 5.7	Excitação torcional para duas juntas com mesmo ângulo vertical.....	41
Figura 5.8	Eixo cardan com ângulos de juntas desiguais.....	42
Figura 5.9	Excitação torcional para juntas com ângulos verticais desiguais.....	43
Figura 5.10	Excitação torcional resultante.....	43
Figura 5.11	Excitação inercial no eixo cardan.....	44
Figura 5.12	Excitações torcionais e inerciais combinadas.....	44
Figura 5.13	Carga nos mancais de rolamento.....	45
Figura 5.14	Sistema de propulsão com múltiplos cardans.....	46
Figura 5.15	Comprimento máximo recomendado para o eixo cardan.....	47
Figura 5.16	Limite de angularidade vertical 1 eixo cardan.....	48
Figura 5.17	Limite de angularidade vertical 2 eixos cardan.....	49
Figura 6.1	Amortecedor torcional em transmissão automática modelo WT.....	54

Figura 6.2	Amortecedor torcional montado na saída da caixa de câmbio.....	55
Figura 6.3	Amortecedor de vibração montado na entrada do eixo traseiro.....	56
Figura 6.4	Polia amortecedora em motores.....	57
Figura 6.5	Amortecedor viscoso.....	58
Figura 6.6	Efeito da utilização de amortecedor viscoso no eixo girabrequim.....	60
Figura 6.7	Amortecimento torcional em sistema de propulsão composto de um eixo cardan.....	61
Figura 6.8	Seção transversal de um amortecedor de borracha.....	62
Figura 6.9	Efeito de amortecedores torcionais de borracha no eixo girabrequim.....	63
Figura 6.10	Efeito de amortecedor Freudenberg 171 no eixo girabrequim do motor DeutzBFM1013.....	64

Lista de Tabelas

- Tabela 1: Especificações gerais de balanceamento de eixo cardan.....36
- Tabela 2: Acelerações angulares com dois eixos cardans.....51

Lista de Símbolos

Letras Maiúsculas

A	Área transversal do cilindro (m^2)- Capítulo 2
A	Amplitude de vibração torcional (rd) – Capítulo 5
C	Constante de amortecimento – Capítulo 2 (kg/s)
C	Torque secundário na junta motriz- Capítulo 5 (Nm)
F _b	Componente radial da força resultante na biela (N)
F _r	Força resultante na biela (N)
F _t	Componente tangencial da força resultante na biela (N)
I _o	Inércia do elemento conectado à junta universal ($kg.m^2$)
IE	Excitação Inercial (Nm)
K	Constante elástica (N/m)
l	Comprimento da biela (m)
L	Distância entre os suportes dos mancais de rolamento (m)
M	Massa (kg)
P	Carga nos mancais de rolamento – Capítulo 5 (N)
P	Força resultante da mistura ar / combustível (N)
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
T	Torque tangencial – Capítulo 2 (Nm)
T	Torque de entrada na junta motriz – Capítulo 5 (Nm)
TE	Excitação torcional (Nm)

Letras Minúsculas

a ₁	Aceleração angular (rd/seg^2)
m	Massa de um cilindro do motor (kg)
n ₂	Velocidade angular do cardan (rpm)
n ₁	Velocidade angular do garfo movido (rpm)
r	Comprimento da manivela (m)
w	Velocidade angular do garfo motor (rd/seg)

Letras Gregas

θ	Ângulo do girabrequim – Capítulo 2 (rd)
θ	Ângulo vertical da junta universal – Capítulo 5 (rd)
β	Ângulo horizontal da junta universal (rd)

1. INTRODUÇÃO

O comportamento vibratório de um veículo automotor é um dos critérios mais importantes através dos quais as pessoas julgam a qualidade do produto. Veículos trafegam a altas velocidades e estão sujeitos a um espectro amplo de vibrações. Segundo Gillespie (1992), o espectro de vibrações de veículos automotores pode ser dividido em duas classes:

- (0-25Hz) é a faixa de frequência que pode ser percebida pela visão e tato humano;
- (25-20.000Hz) é a faixa de frequência denominada ruído.

As vibrações de baixas frequências são manifestações do comportamento dinâmico referente ao contato do veículo com o solo e refere-se aos veículos automotores com suspensão elástica, ou seja, composta de pneus, amortecedores e outros elementos de suspensão. Dessa forma o estudo desses modos de vibração é uma área importante dentro do desenvolvimento veicular e geralmente as avaliações funcionais são feitas através dos departamentos de "NVH" (Noise, Vibration and Harshness) das montadoras de veículos.

Uma ilustração sistemática do comportamento vibratório de um veículo pode ser esquematizada conforme *Figura 1.1*.

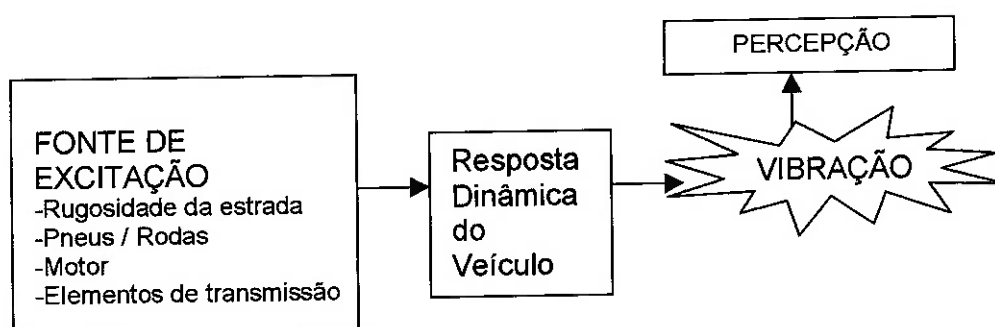


Figura 1.1: Esquematização do comportamento vibratório de um veículo

O veículo é um sistema dinâmico, porém somente apresenta vibração em resposta a alguma excitação imposta.

Existem várias fontes de excitação as quais o veículo pode estar sujeito e geralmente elas são classificadas em rugosidade do solo e fontes internas. As vibrações de fontes internas originam-se de componentes rotativos (pneus e rodas), elementos de transmissão (caixa de câmbio, eixos cardans, diferencial, semi-árvores, etc) ou alternativos (pistões do motor).

Através de uma pequena revisão bibliográfica e exposição dos tipos de respostas obtidas, este trabalho abordará as excitações originadas pelos motores e os elementos do trem de força e seus métodos de avaliações e controles em veículos comerciais médios com motorização a diesel.

2. MOTOR COMO FONTE DE EXCITAÇÃO

O motor tem como objetivo ser a fonte primária de potência em um veículo. Por conter elementos rotativos e fornecer torque ao sistema de transmissão, o motor é uma fonte de excitação vibratória no veículo. A massa do motor mais da transmissão, que geralmente são acoplados diretamente um ao outro, representa uma parte substancial da massa do chassi. Assim se dimensionado corretamente, pode ser utilizado como um amortecedor de vibração através dos coxins do motor e transmissão.

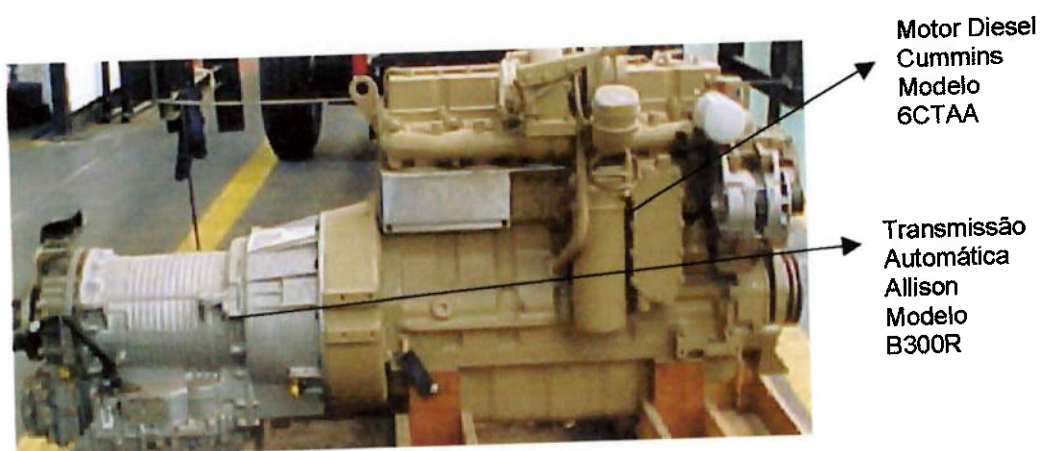


Figura 2.1: Típico conjunto motor-transmissão (Cummins 6CTAA e transmissão automática Allison B300R) utilizado em sistema de propulsão de veículo comercial [Cortesia Encava]

O pistão do motor gera potência através de um processo cíclico, sendo assim, o torque fornecido pelo motor não é constante em magnitude. No eixo girabrequim do motor, o torque fornecido consiste em uma série de pulsos correspondente a cada explosão de cada cilindro. A *Figura 2.2* mostra a posição relativa do pistão em relação ao girabrequim.

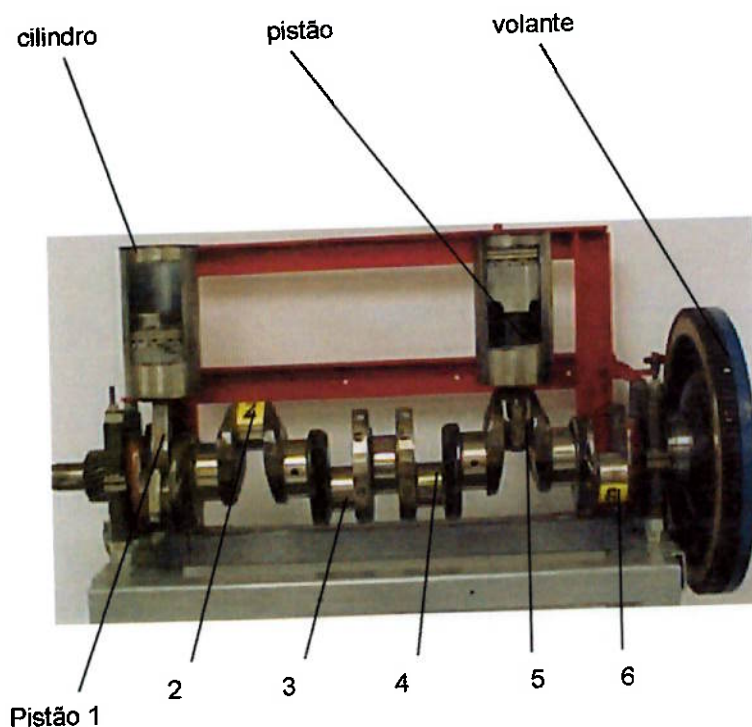


Figura 2.2: Eixo girabrequim típico- motor diesel Cummins 6CTAA – 6 cilindros em linha [Cortesia Encava]

O volante do motor atua como um amortecedor inercial juntamente com os elementos de inércia da transmissão (embreagem, eixos, engrenagens, conversores de torque, etc). Dessa forma o torque de saída no eixo da transmissão resulta em um valor médio sobreposto por variações de torque resultante da explosão cíclica que ocorre em cada cilindro.

2.1 Geração e aplicação de torque em motores alternativos de combustão

Pela concepção dos motores alternativos de combustão interna, o torque resultante da explosão de cada cilindro não é aplicado de maneira constante.

O mecanismo biela-manivela possui a propriedade de converter a pressão do cilindro em torque.

A *Figura 2.3* exemplifica quais são as forças atuantes no cilindro de um motor de combustão interna.

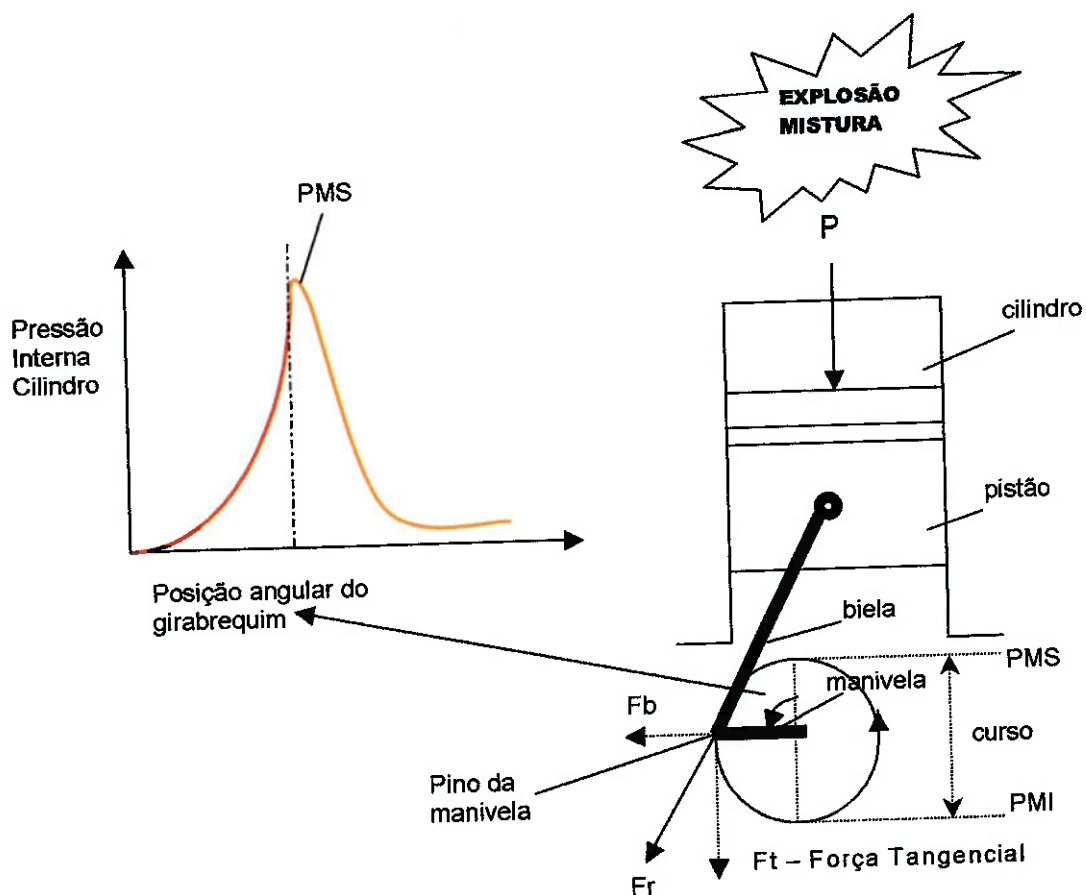


Figura 2.3: Forças atuantes em motor alternativo de combustão interna

Conforme Nestorides (1958), a pressão de ignição do cilindro é caracterizada como o aumento gradual da pressão interna do cilindro conforme o movimento rotativo do girabrequim, forçando o pistão até a PMS (ponto morto superior) causada pela compressão da mistura ar/combustível dentro do cilindro. À frente do PMS (no caso do ciclo diesel) o combustível é injetado dentro do cilindro e o aumento de pressão é fortemente acelerado pela combustão da mistura ar/combustível, gerando um pico de pressão no cilindro alguns graus além do PMS. Conforme ilustrado na *Figura 2.3*, a pressão decresce com o movimento do pistão no sentido do PMI (ponto morto inferior) quando ocorre a exaustão dos gases de escape.

Esta pressão atuando sobre o pistão resulta na força F_r transmitida à biela e aplicada sobre o pino da manivela. Decompondo a força F_r em F_b e F_t temos que a força F_t é sempre tangencial ao arco descrito pelo pino da manivela e sua direção é sempre paralela ao curso do pino da manivela. A força F_b durante o curso do pino da manivela é sempre orientada na direção radial do centro de giro da manivela. Como o sentido de F_b varia com o curso do pistão, ela estará sempre tendendo a desprender o pino da manivela enquanto que a força F_t é representativa do esforço tangencial ou torque sendo aplicado ao girabrequim como resultado da pressão P . F_b na verdade representa o esforço aplicado aos mancais de rolamento do girabrequim e é a componente da força F_r que não é utilizada na geração de trabalho pelo motor.

Nota-se também que durante um ciclo completo do pistão, ou seja quando a posição do pistão varia do PMI ao PMS, ambas componentes F_t e F_b variam seu sinal de positivo para negativo. Conforme mostrado na *Figura 2.3* a força motora (F_r) atuante na biela tende a girar a manivela do girabrequim. Imaginando um motor de 4 tempos, 180° a frente do mostrado, o pino da manivela é que empurrará a biela para cima forçando o pistão para a posição PMS.

Com base na *Figura 2.3* podemos afirmar que:

- Devido à geometria do mecanismo biela-manivela, quando o pistão aproxima-se do PMS e a pressão está próxima ao máximo de seu valor para explosão da mistura ar/combustível, o esforço tangencial F_t é zero. Na verdade todo esforço sendo transmitido através da biela resulta totalmente em esforço transmitido aos mancais de rolamento.
- Pode-se notar também que a componente F_t varia de maneira periódica.

A *Figura 2.4* representa a variação da pressão interna no cilindro em função da posição angular do pino da manivela (ou posição do girabrequim) em um motor de 4 tempos. A componente tangencial F_t da *Figura 2.3* é mostrada em linha cheia na *Figura 2.4* representada pela pressão tangencial P_t que é a divisão da força tangencial instantânea pela área transversal do pistão.

A pressão tangencial é a componente da pressão totalmente aplicada sobre o pistão que é transformada em trabalho útil pelo motor. Como se pode notar pela *Figura 2.4*, enquanto a pressão total no cilindro atinge aproximadamente 13.8 MPa (2000psi) durante a explosão da mistura, somente 4.14 MPa (600psi) é utilizado no trabalho de rotação do girabrequim. Dessa forma a relação entre a pressão tangencial

máxima e a pressão total no cilindro é uma medida de eficiência de motores alternativos de combustão interna.

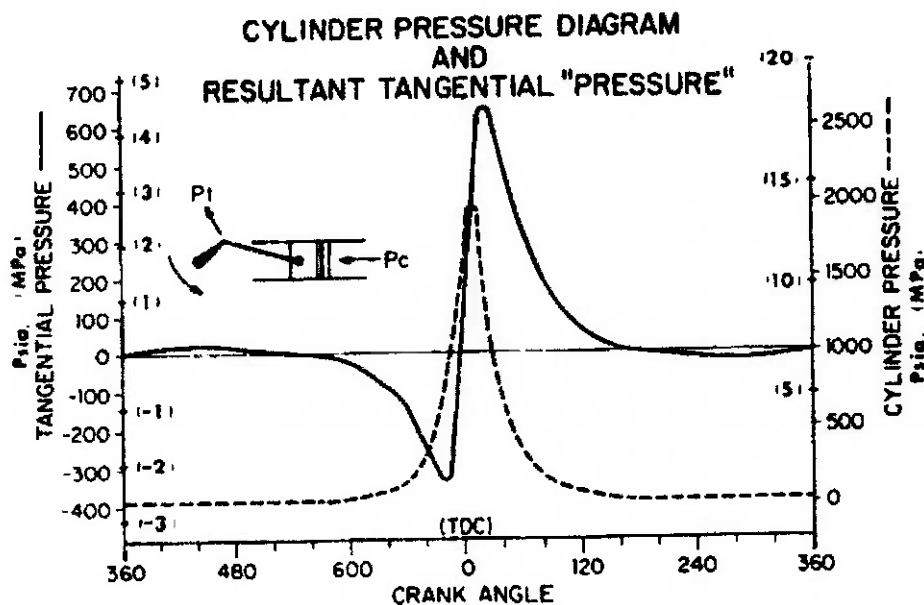


Figura 2.4 : Pressão tangencial em duas revoluções do girabrequim
[Fonte: Bremer, 1979]

2.2 Mecanismo biela- manivela

Conforme mencionado anteriormente, os motores alternativos de combustão interna convertem a pressão gerada no cilindro pela explosão da mistura ar-combustível em torque através do mecanismo biela – manivela.

Tendo por base a Figura 2.5, a equação aproximada, conforme Nestorides (1958), que relaciona as variáveis envolvidas na geração de torque é descrita como:

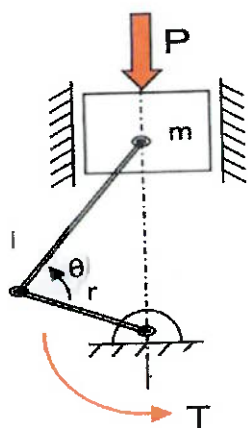


Figura 2.5: Mecanismo biela-manivela

$$T = mr^2 \dot{\theta}^2 \left[(r/l) \sin \theta - (1/2) \sin 2\theta - (3r/l) \sin 3\theta \right] + PA r \sin \theta (1 + (r/l) \cos \theta) \quad (1)$$

Com:

$\dot{\theta}$ constante

Já conforme Willians (1985), a equação exata do mecanismo biela manivela com velocidade constante é:

$$T = mr^2 \dot{\theta}^2 \left[\frac{(r/l)^4 \sin^3 \theta \cos^3 \theta}{\beta^2} + \frac{(r/l)^3 \sin^3 \theta \cos^2 \theta}{3/2 \sqrt{\beta}} \dots \right. \\ \left. + \frac{(r/l)^2 \sin \theta \cos \theta (2 \cos^2 \theta - 1)}{\beta} \dots \right. \\ \left. + \frac{(r/l) \sin \theta (3 \cos^2 \theta - 1)}{\sqrt{\beta}} + \sin \theta \cos \theta \right] \\ - PA r \left[\frac{(r/l) \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{\beta}} + \sin \theta \right] \quad (2)$$

Onde:

$$\beta = 1 - [(r/l) \sin \theta]^2 \text{ e } \dot{\theta} \text{ constante}$$

e para velocidade variável é:

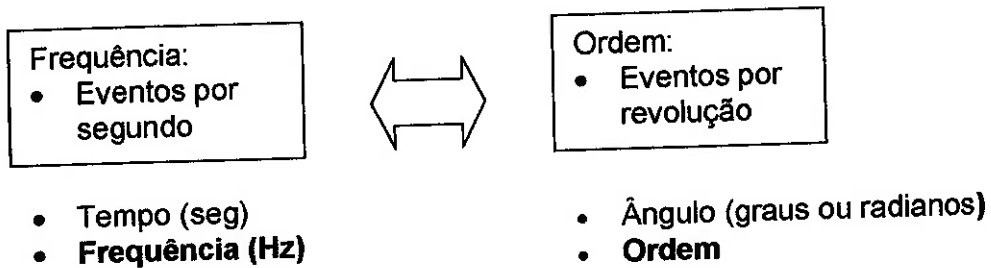
$$\begin{aligned}
 T = mr^2 \ddot{\theta} & \left[\frac{(r/l)^2 \sin^2 \theta \cos^2 \theta}{\beta} + \frac{2(r/l) \sin^2 \theta \cos \theta}{\sqrt{\beta}} + \sin^2 \theta \right] \\
 & + mr^2 \dot{\theta}^2 \left[\frac{(r/l)^4 \sin^3 \theta \cos^3 \theta}{\beta^2} + \frac{(r/l)^3 \sin^3 \theta \cos^2 \theta}{3/2\sqrt{\beta}} \dots \right. \\
 & + \frac{(r/l)^2 \sin \theta \cos \theta (2 \cos^2 \theta - 1)}{\beta} \dots \\
 & \left. + \frac{(r/l) \sin \theta (3 \cos^2 \theta - 1)}{\sqrt{\beta}} + \sin \theta \cos \theta \right] \\
 & - PAR \left[\frac{(r/l) \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{\beta}} + \sin \theta \right] \quad (3)
 \end{aligned}$$

Onde:

$$\beta = 1 - [(r/l) \sin \theta]^2, \text{ and } \dot{\theta}, \ddot{\theta} \text{ não são constantes}$$

2.3 Domínios tempo e ângulo na medição de vibração torcional

Embora o domínio tempo seja o mais comumente utilizado na medição de frequência, a indústria considera o domínio ângulo quando se trata de medições em componentes rotativos do trem de força



A conversão entre os dois domínios é expressa por:

$$\text{Ordem} = \text{Frequência (Hz)} * 60 / \text{RPM}$$

(4)

O diagrama de Campbell é uma ferramenta bastante utilizada na conversão das três unidades (Hz, ordem e rpm):

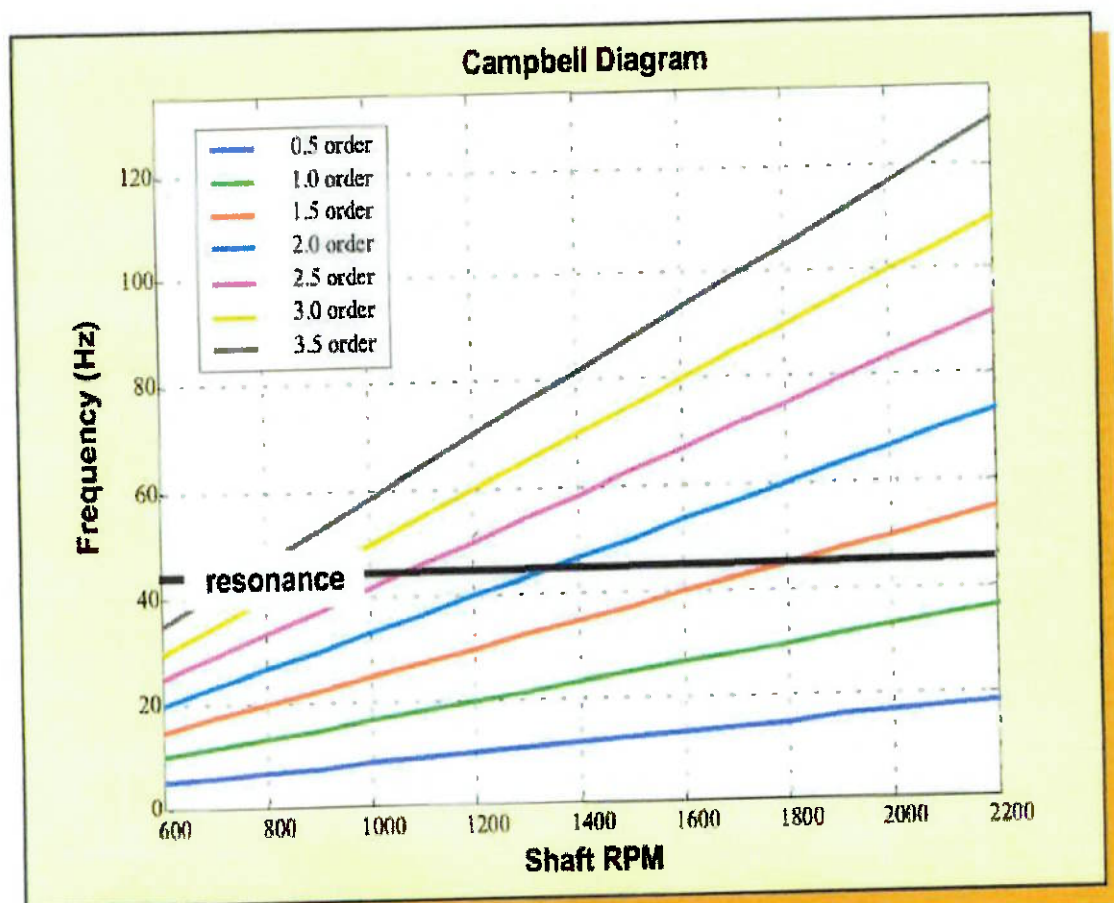


Figura 2.6: Diagrama de Campbell
[Fonte: Rítec]*

* disponível em <<http://www.ripmap.net>> acesso em 20/05/02

Lembrando que a definição de ordem é o número de eventos em 360° , ou seja:

- 1ª. ordem = 1 evento a cada 360° ;
- 2ª. ordem = 1 evento a cada 180° ; 2 eventos a cada 360° ;
- 3ª. ordem = 1 evento a cada 120° ; 3 eventos a cada 360° ;
- etc.

Segundo Bremer (1979), para motores alternativos de combustão interna as fontes de excitação geralmente encontradas ocorrem nas seguintes condições:

- Devido à combustão simples:
 - Múltiplos de 0,5 ordem para motores 4 tempos;
 - Múltiplos de 1ª ordem para motores de 2 tempos.
- Devido a frequência de ignição:
 - 3ª. ordem para motores 6 cilindros a 4 tempos;
 - 4ª. ordem para motores 8 cilindros a 4 tempos;
 - 8ª. ordem para motores 8 cilindros a 2 tempos.

2.4 Torque resultante no girabrequim

Conforme mencionado anteriormente, o torque gerado devido à combustão da mistura ar combustível não é constante em relação à posição angular do girabrequim. A *Figura 2.7* mostra a correlação entre a pressão total gerada em um cilindro de um motor 4 cilindros, 4 tempos e o torque resultante em função da posição angular do girabrequim.

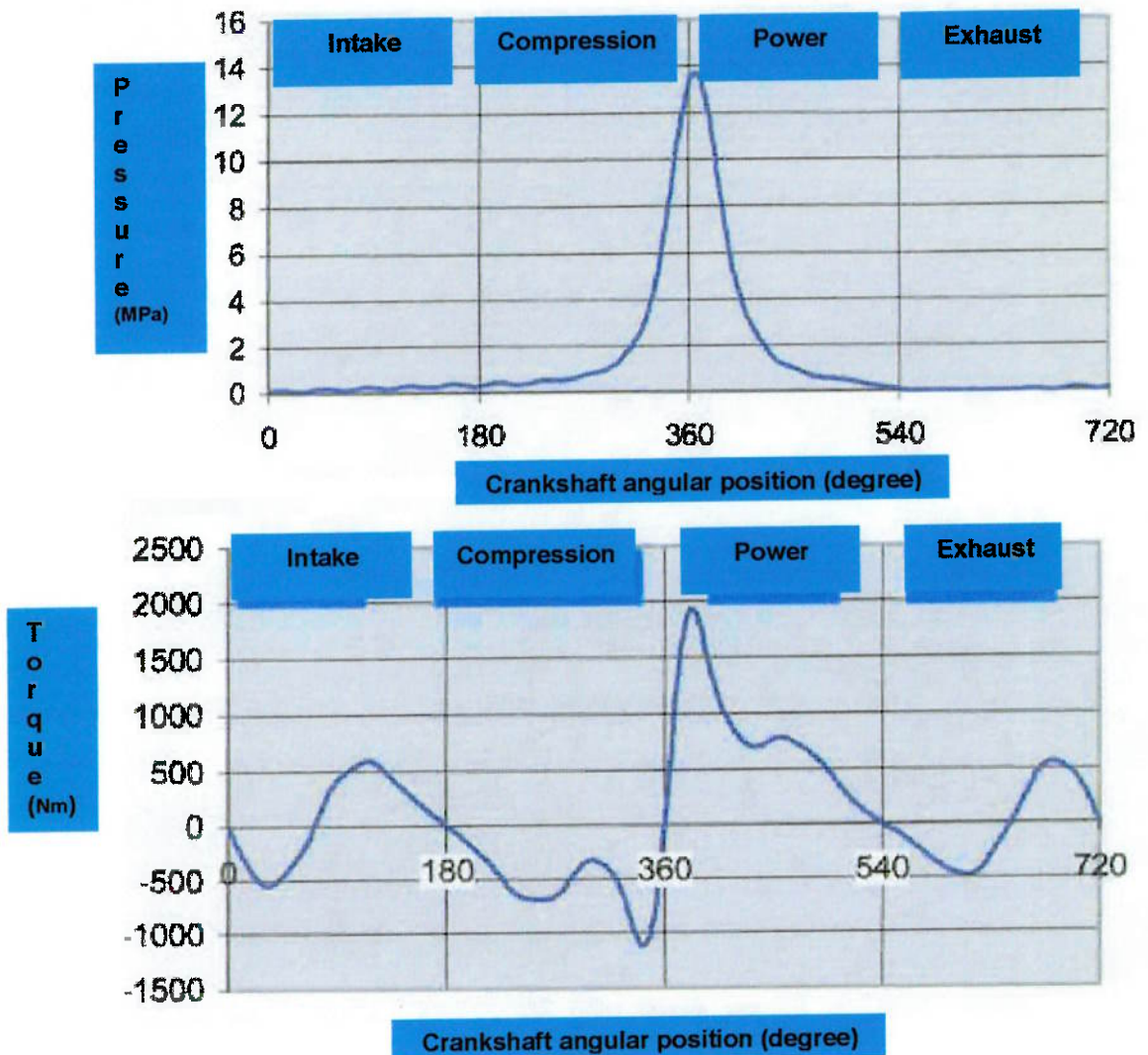


Figura 2.7: Torque cíclico resultante da explosão da mistura ar combustível [Cortesia: Dynamis Research Ltd.- EUA]

As curvas de desempenho resultante do motor, obtida através de ensaio em dinamômetro tipo freio de Pony, é mostrada na Figura 2.8.

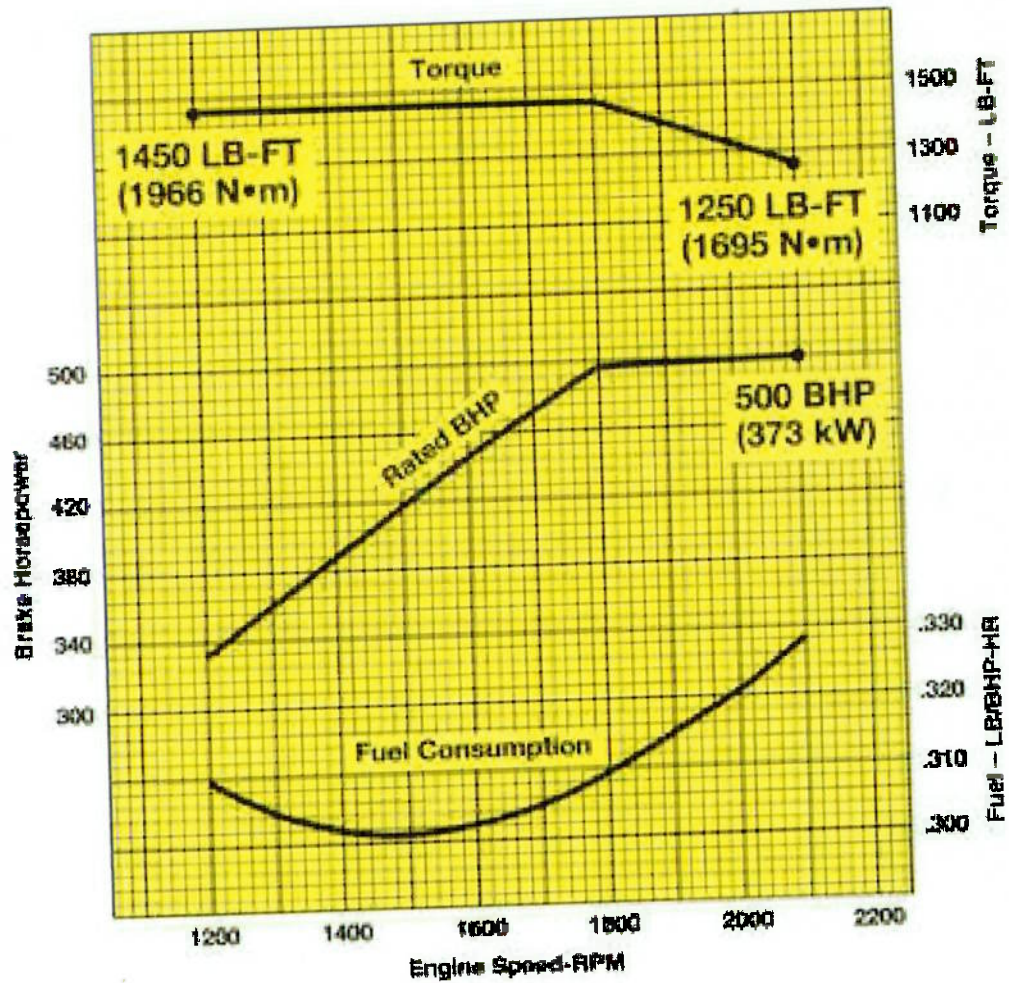


Figura 2.8: Curva de desempenho motor Detroit Diesel Serie 60
[Detroit Diesel Corporation, 1995]

O motor é a fonte primária de excitação torcional decorrente da geração de torque com pulsação, conforme visto neste capítulo. Outros fatores como seqüência de ignição, número e disposição de cilindros também terão influência direta no comportamento vibratório do trem de força. Este detalhamento está além do escopo deste trabalho, porém sugerimos Nestorides(1958), como leitura complementar sobre a influência destes fatores.

3. VIBRAÇÃO TORCIONAL NO EIXO GIRABREQUIM

3.1 O que é vibração torcional

Quando forças aplicadas em diferentes posições do eixo estão em fase com frequências de aplicação significativamente abaixo da frequência natural de torção do sistema ou quando forças são aplicadas próximas aos nós torcionais do sistema, o eixo não está sujeito a torção e simplesmente acelera.

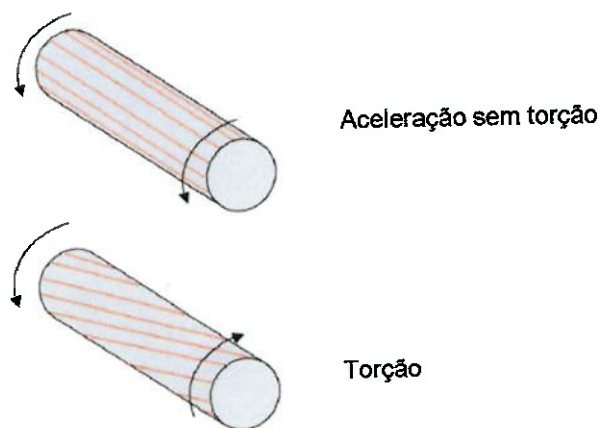


Figura 3.1: Aceleração e torção em eixo rígido

O mesmo eixo estará sujeito a torção quando forças aplicadas em diferentes posições ao longo do eixo estão fora de fase entre si, ou a frequência de aplicação está próxima da frequência natural de torção do sistema. Neste caso o eixo fica sujeito a torção com movimento oscilatório com aceleração angular.

Os sistemas dinâmicos, transversais e torcionais são matematicamente equivalentes, como pode ser observado na *Figura 3.2*.

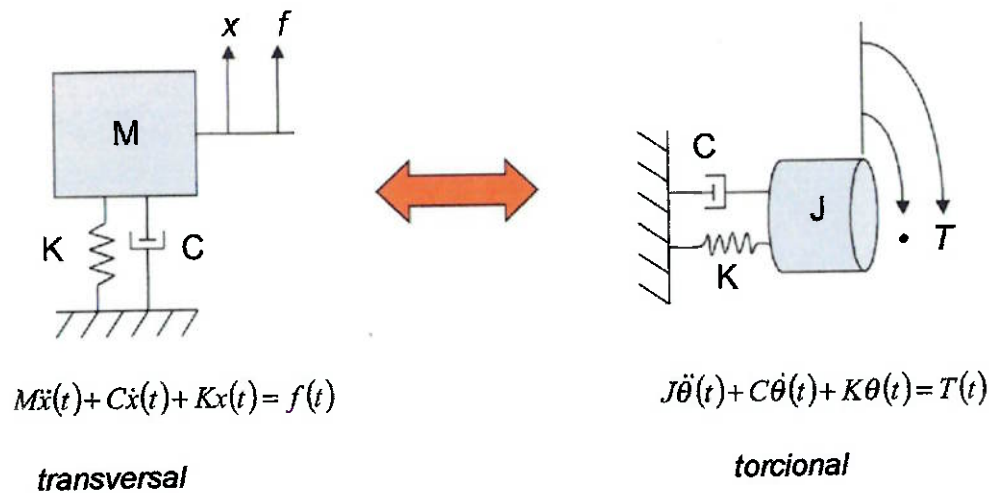


Figura 3.2: Sistemas dinâmicos equivalentes

3.2 Efeito sobre o eixo girabrequim de motores de combustão interna

Vibração torcional do eixo girabrequim é um problema inerente a qualquer motor de combustão interna. O torque aplicado ao eixo girabrequim não é constante no tempo e na verdade varia de maneira complexa como uma função da posição do girabrequim em relação a posição de cada cilindro.

Em motores multicilíndricos esta “flutuação” de torque gerado por cada cilindro faz a determinação do torque total aplicado sobre o eixo girabrequim ser mais complexa ainda.

Limitações dimensionais de projeto normalmente encontrada em motores de combustão interna resultam em frequências naturais no eixo girabrequim que quando excitadas pela aplicação do torque

resultante da explosão da mistura ar-combustível de cada cilindro causam a ocorrência de velocidades críticas severas.

Devido as amplitudes existentes nestas velocidades críticas serem elevadas, elas podem causar a ruptura do girabrequim ou comprometer seriamente os elementos periféricos do motor (polias, compressores, alternadores, suportes frontais) e componentes do trem de força (embreagem, transmissão, eixos cardans, eixos traseiros, semi-árvores, etc).

Como exemplo sobre os eventos associados aos problemas vibratórios do eixo girabrequim temos:

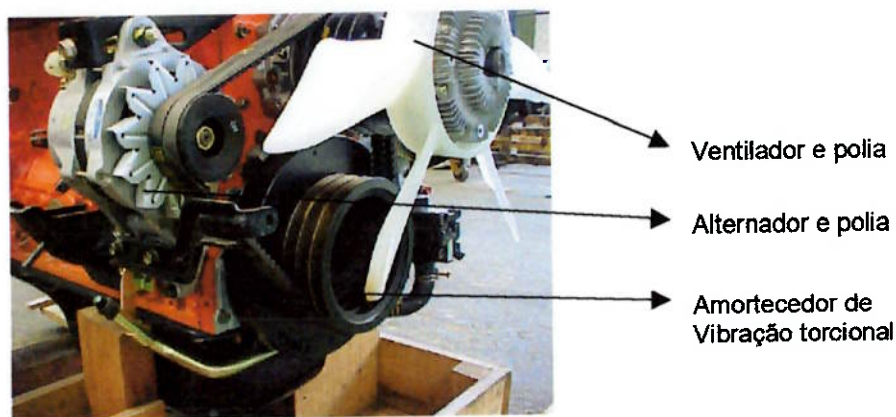
- Quebra do girabrequim próximo ao volante e nas vizinhanças do munhão;
- Desgaste dos dentes de engrenagem da transmissão pelo lado não trativo;
- Dificuldade de engate de marchas em algumas faixas de rotação do motor;
- Soltura de correias de acessórios frontais do motor (alternador, compressor, bomba direção hidráulica e ventilador);
- Falha no defletor e lâminas do ventilador;
- Perda súbita de potência em determinadas velocidades críticas de operação do motor;
- Falhas em eixos cardan;
- Falha em eixo comando de válvula;
- Flutuação de voltagem do alternador;
- Desgaste prematuro da embreagem.

E outros problemas associados diretamente ao movimento rotatório do eixo girabrequim que às vezes parecem desafiar qualquer explicação.

A determinação das amplitudes associadas ao comportamento torcional do motor será um bom indicativo da eficiência e "saúde" do sistema.

Amortecedores de vibração são dispositivos normalmente utilizados para reduzir os níveis de vibração torcional existente no eixo girabrequim do motor.

A indústria de fabricação de motores tem feito avanços significativos e têm gerado interesse para o desenvolvimento de elementos na área de controle de vibração decorrente da competência desenvolvida em projetar-se cilindros que trabalham sujeitos a altas pressões e altas taxas de compressão. Avançados sistemas de injeção de combustível, diminuição da fricção interna dos componentes rotativos do motor, sistemas de turboalimentação cada vez mais eficientes tornaram o problema do controle de vibração crítico nesta indústria.



*Figura 3.3 : Amortecedor de vibração e elementos periféricos do motor
[Fonte Isuzu Motors – Motor modelo 6HH]*

Porém a rapidez dos avanços tecnológicos verificados na fabricação de motores não é a mesma quando se fala de elementos de controle de vibração.

Se tomarmos como exemplo os motores com disposição dos cilindros em “V”, veremos que o problema torcional torna-se muito mais crítico e complexo, chegando a ponto de alguns fabricantes de transmissões, eixos traseiros e embreagem não permitirem suas aplicações com esse tipo de configuração.

Por tratar-se de um problema sistêmico em que qualquer elemento variante no trem de força pode alterar a resposta vibratória do sistema, fica indefinido de certa forma de quem é a responsabilidade de solução do problema. Do fabricante do motor, do fabricante do componente que apresenta problema em alguma(s) frequência(s) específica(s) ou do fabricante do veículo? A indústria de motores não aguarda desenvolvimento na área de elementos de controle de vibração para lançar novos produtos onde o grande apelo é custo por unidade de potência. O fabricante do veículo por sua vez está interessado na diminuição do nível de ruído do veículo. Tanto que para isso modernas instrumentações são empregadas para determinar as fontes de excitação, porém pouco se tem feito no sentido de desenvolver-se novos componentes para controle de vibração torcional.

A prática nesta área atesta que é impossível reduzir-se a zero o nível de amplitudes vibratórias em motores de combustão interna. Desta maneira o melhor dos dispositivos de controle de vibração, por limitação de peso e tamanho, podem somente minimizar o problema.

O problema de controle vibratório em motores de combustão interna ficou bem evidente nas décadas de 60 e 70 nos EUA, quando os amortecedores de vibração até então existentes mostraram-se inadequados. A solução empregada foi a aplicação de amortecedores maiores com conseqüente aumento de peso e custo e esta tem sido a solução empregada até hoje. Este problema surge no Brasil com o advento de motores a diesel de baixa cilindrada e alta potência e gerenciamento eletrônico da combustão ar/combustível.

A falta de diálogo técnico sobre a abordagem sistêmica do problema tem deixado as partes envolvidas (montadora, fabricante do motor e demais fabricantes de componentes do trem de força) sem uma base de entendimento concreta sobre as possíveis soluções de amortecimento devido a vibrações torcionais.

A caracterização do amortecimento torcional em motores de combustão interna associada à dificuldade em quantificar-se os

fenômenos associados às propriedades de amortecimento, tem feito o empirismo predominar nesta área.

Milhares de patentes requeridas nos EUA nos últimos 80 anos [US Patent Office Record – Class 74 and Sub-Class 574] dão conta do empirismo empregado nesta área de desenvolvimento.

Isto decorre fundamentalmente da complexidade em modelar-se o sistema dinamicamente.

Discussão mais detalhada sobre a utilização de amortecedores de vibração torcional será apresentada ao longo deste trabalho.

4. MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DE VIBRAÇÃO TORCIONAL

4.1 Fatores que influenciam o comportamento torcional

São inúmeras as variáveis que influenciam o modo de vibrar de um motor de combustão interna e seus periféricos associados.

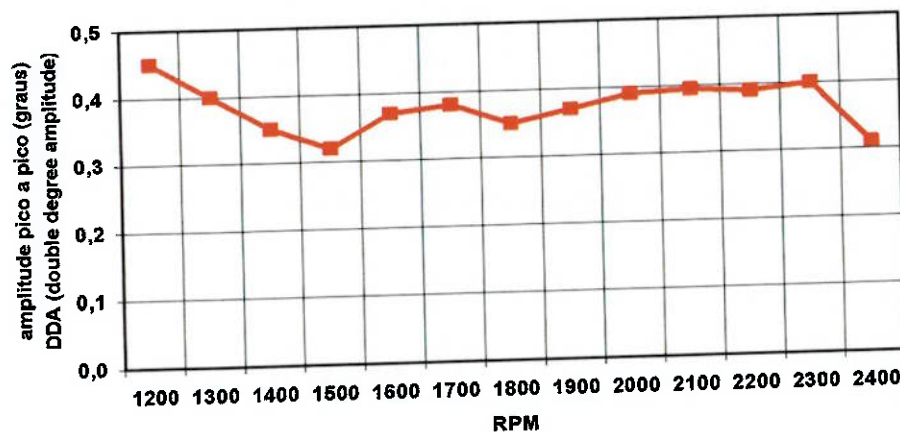


Figura 4.1: Representação típica dos resultados de um teste de vibração torcional [Fonte: Bremer, 1979]

A Figura 4.1 representa os efeitos da vibração torcional existente no eixo girabrequim de um motor a 4 tempos, 6 cilindros, com faixa de operação a plena carga entre 1200 a 2400 rpm.

No gráfico a abscissa representa a rotação do motor acelerado à plena carga e a ordenada representa a amplitude (em graus) pico a pico para cada rotação.

É possível a partir da simples observação deste gráfico ter uma primeira idéia da complexidade que envolve o fenômeno da vibração torcional e enumerar uma série de questões, sem respostas aparentes, que naturalmente aparecem ao deparar-se com uma fonte de dados como esta:

- Quais são as velocidades críticas de operação deste motor ?
- Qual a posição em que os transdutores de vibração foram montados?
- Qual é a faixa de frequência de operação do transdutor?
- Qual a curva característica de torque e potência deste motor?
- Qual tipo de volante utilizado. Qual o momento de inércia do volante?
- Quais os momentos de inércia dos demais acessórios rotativos acoplados ao motor?
- Qual o tipo de governador utilizado pelo motor?
- Qual a temperatura ambiente de teste? O comportamento dos amortecedores de vibrações, especialmente os viscosos, são afetados pela temperatura de trabalho.
- O tipo de variador de velocidade (aceleração constante, velocidade fixa ou aceleração cadenciada) do motor não foi especificado. Temperaturas internas dos amortecedores (rígidos ou viscosos) são afetadas pela forma de aceleração mesmo a temperatura ambiente constante.

Entretanto os tipos de dados comercialmente existentes (quando disponíveis), geralmente publicados através dos fabricantes de motor, são conforme o mostrado na *Figura 4.1*.

Uma lista detalhada de variáveis que influenciam os efeitos da vibração torcional deveria incluir a descrição geométrica do eixo girabrequim bem como o de todas as massas rotativas a ele acopladas, como por exemplo o compressor de ar, o alternador, a bomba da direção hidráulica, caixa de câmbio, diferencial, semi-árvores, caixa de transferência e demais componentes presentes num dado trem de força. Este tipo de informação é utilizado na elaboração do sistema massa-mola representativo do trem de força.

Determinadas secções do eixo girabrequim do motor tenderão a se comportar mais elasticamente do que outras como por exemplo nos

mancais de rolamento. Outras mais como massa como é o caso das manivelas do eixo girabrequim. Esta última devido a sua geometria específica, dificilmente tenderá a torção devido à vibração torcional e sim tenderá a comportar-se como massa rotativa devido a sua alta inércia rotacional quando comparada aos mancais de rolamento.

Uma boa aproximação para se visualizar quais regiões tenderão a comportar-se como massa rotativa e outras com comportamento elástico é imaginar uma das extremidades do girabrequim (lado do volante) fixo e aplicar torque na outra extremidade. As seções que tenderão a defletir devido à torção, são aquelas que possuem comportamento elástico devido à vibração torcional enquanto aquelas seções que não tendem a torção terão comportamento como massa rotativa. Outras características singulares deste sistema também incluirão a inércia do dinamômetro, rigidez do acoplamento, inércias do volante, embreagem e polias frontais.

Uma vez que as amplitudes de vibrações torcionais são dependentes da capacidade de geração de torque e potência do motor, variáveis independentes como a cilindrada do motor, rotação de torque máximo, rotação de máxima potência, rotação de marcha lenta, ordem de ignição e a geometria do pistão, biela, manivela irão influenciar em sua magnitude.

As características do torque aplicado por cada cilindro são descritas por curvas de posição angular do eixo girabrequim versus pressão no cilindro que são funções da taxa de compressão, comprimento da biela, peso rotativo e peso alternativo do pistão, conforme visto no capítulo 2.

A aplicação do uso do motor também deve ser considerada e deve indicar a faixa operativa de velocidade à plena carga e a descrição do tipo de utilização (aplicação industrial, veicular, etc) . As temperaturas de operação a serem consideradas no projeto também influenciarão o comportamento, por exemplo, do amortecedor de vibração caso este seja alocado juntamente com o defletor do radiador.

4.2 Técnicas de Simulação

Os métodos numéricos utilizados na análise torcional incluem:

- Método Holzer (frequências naturais e forma dos modos de vibrar)
- Método Holzer (resposta forçada)
- Matriz de Transferência
- Análise por elementos finitos

Na prática, existem vários programas computacionais disponíveis através dos fabricantes de motores, transmissão e eixos traseiros para análise inicial do comportamento torcional de determinado componente.

Entre eles destacam-se o TEK016 da Allison Transmission, que utiliza o método Holzer na determinação das velocidades angulares críticas de operação do motor.

O Toran da Dana Corporation, segundo Szadkowski; Naganata (1986) pode analisar não só comportamento torcional do eixo girabrequim como também de todos os elementos do trem de força, incluindo transmissão, eixos cardans e eixos traseiros.

Keeney; Shih (1992) descreve o modelo utilizado para elaboração de programas computacionais utilizado na previsão de vibração torcional em veículos "heavy duty".

O tratamento prático porém não dispensa a medição experimental.

4.3 Técnicas de Medição

A medição experimental de vibração torcional, devido à complexidade na modelação do sistema, tem sido amplamente utilizada na determinação de frequências críticas que possam comprometer a confiabilidade e durabilidade de componentes do trem de força.

A medição é feita através de transdutores que podem ser:

- Laser (*Figura 4.2*);
- "Pick-up" magnético (*Figura 4.3*).

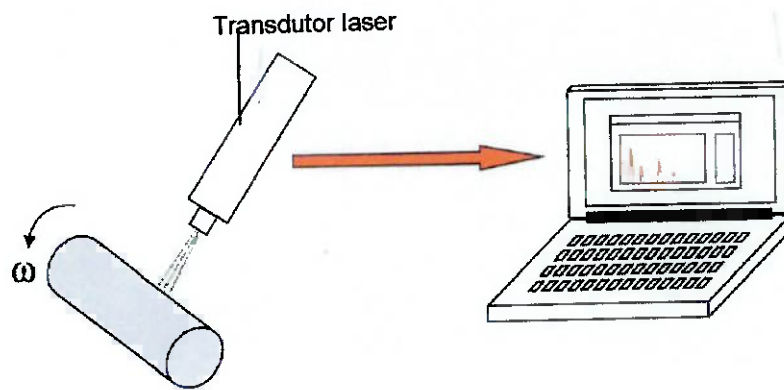


Figura 4.2 : Medição a laser

A medição através de transdutores magnéticos é o método mais econômico, prático e amplamente utilizado. Os transdutores interpretam um sinal de rotação gerado através de engrenagens alocadas ao longo do trem de força. A diferença de fase entre rotações é então interpretada em frequência e amplitude.

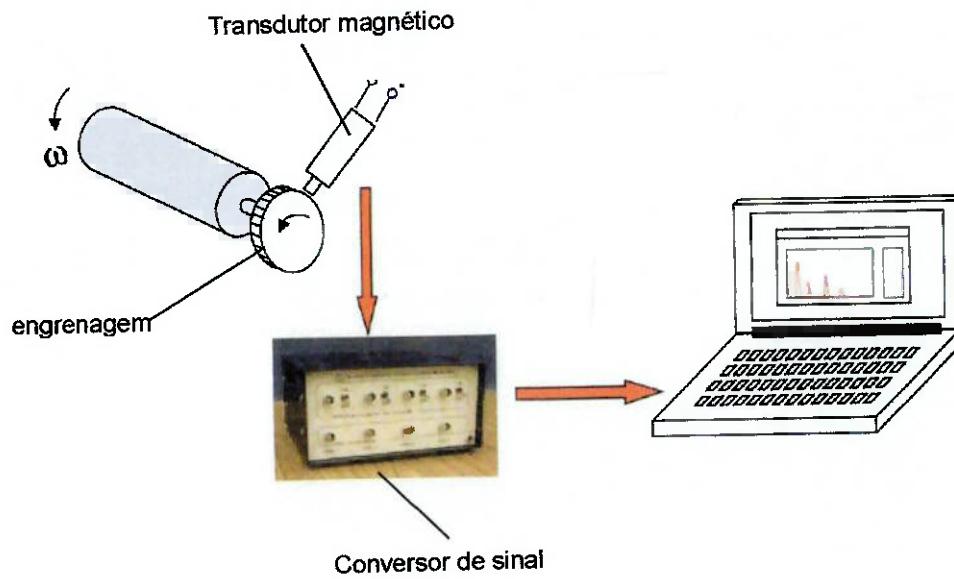
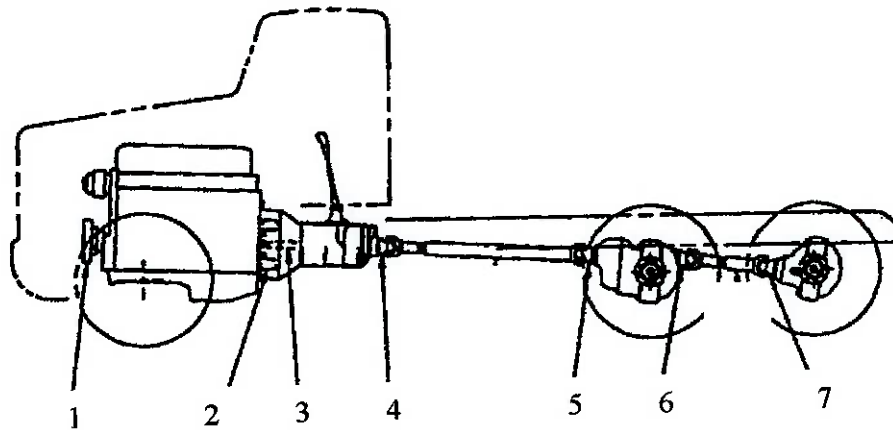


Figura 4.3: Medição com transdutores magnéticos

Tomando, por exemplo, o trem de força completo de um caminhão, as posições típicas para montagem dos transdutores (laser ou magnéticos) são conforme mostrado na *Figura 4.4*.



1- amortecedor de vibração ; 2- volante ; 3- embreagem ; 4- saída caixa câmbio
5- entrada eixo traseiro ; 6- saída eixo traseiro ; 7- entrada eixo traseiro

Figura 4.4: Montagem típica de transdutores de sinais

4.4 Estudo de caso e representação típica de resultados

Os resultados abaixo mostrados referem-se a medições de amplitudes torcionais medidas em um caminhão categoria pesado, peso bruto total de 45 toneladas, e equipado com motor a diesel de 224kW a 2200 rpm de potência e 1694 Nm entre 1400-1900rpm de torque. Os transdutores de sinal foram montados no volante do motor, na engrenagem de tomada de força da caixa de câmbio e na saída da caixa de câmbio, conforme a *Figura 4.5*.

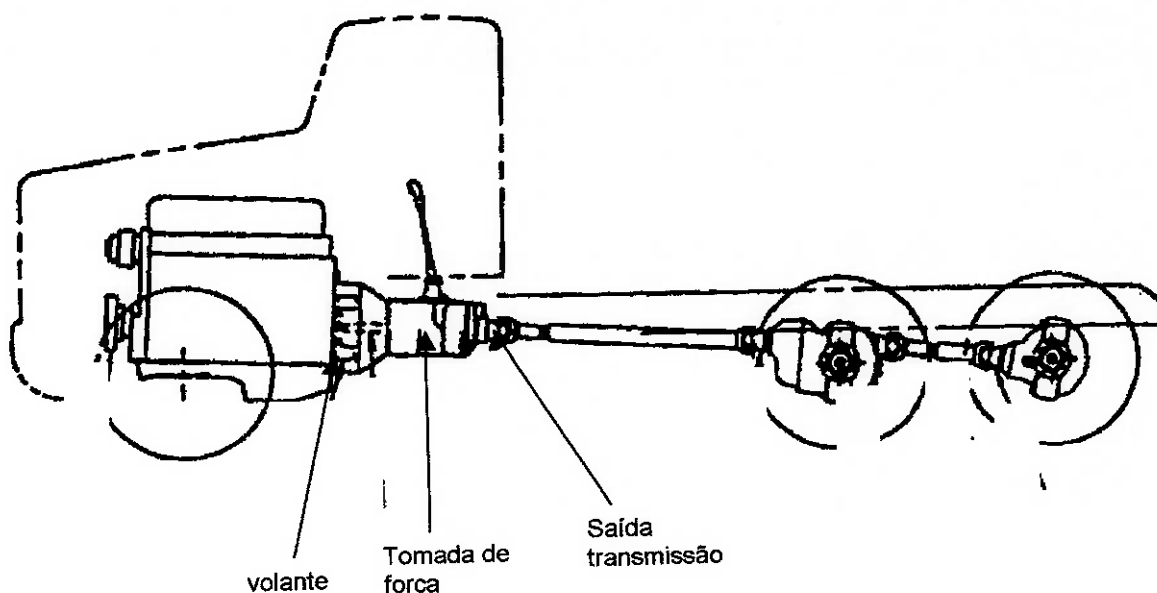


Figura 4.5: Montagem de transdutores para testes

Foram utilizados transdutores magnéticos e conversor de sinais. A engrenagem do volante possui 143 dentes, a engrenagem da tomada de força da transmissão possui 46 dentes e a engrenagem montada na saída da transmissão possui 46 dentes.

O teste consiste em acelerar o veículo até a rotação de máxima potência, mantê-lo em plena carga e subitamente freá-lo sem aliviar o

acelerador, ou seja, mantendo a carga máxima do motor nas condições de aceleração e desaceleração. Nestas condições foram medidas as amplitudes torcionais nas três posições mostradas.

As Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 tem por objetivo ilustrar o tipo de resposta com este ensaio. Os dados foram obtidos através da empresa Dynamis Research Laboratories Ltd.- EUA

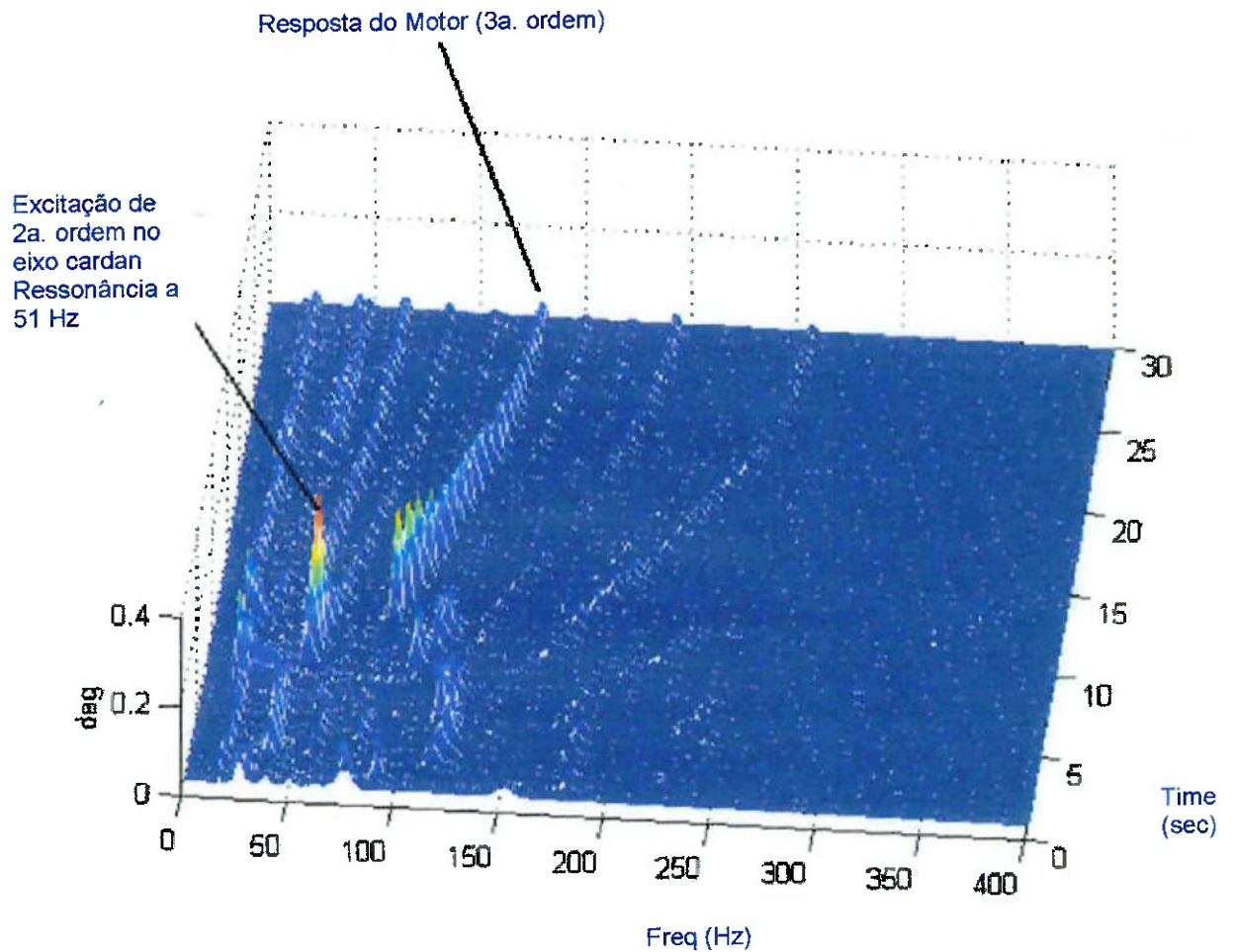


Figura 4.6: Amplitude torcional no volante
[Cortesia: Dynamis Research]

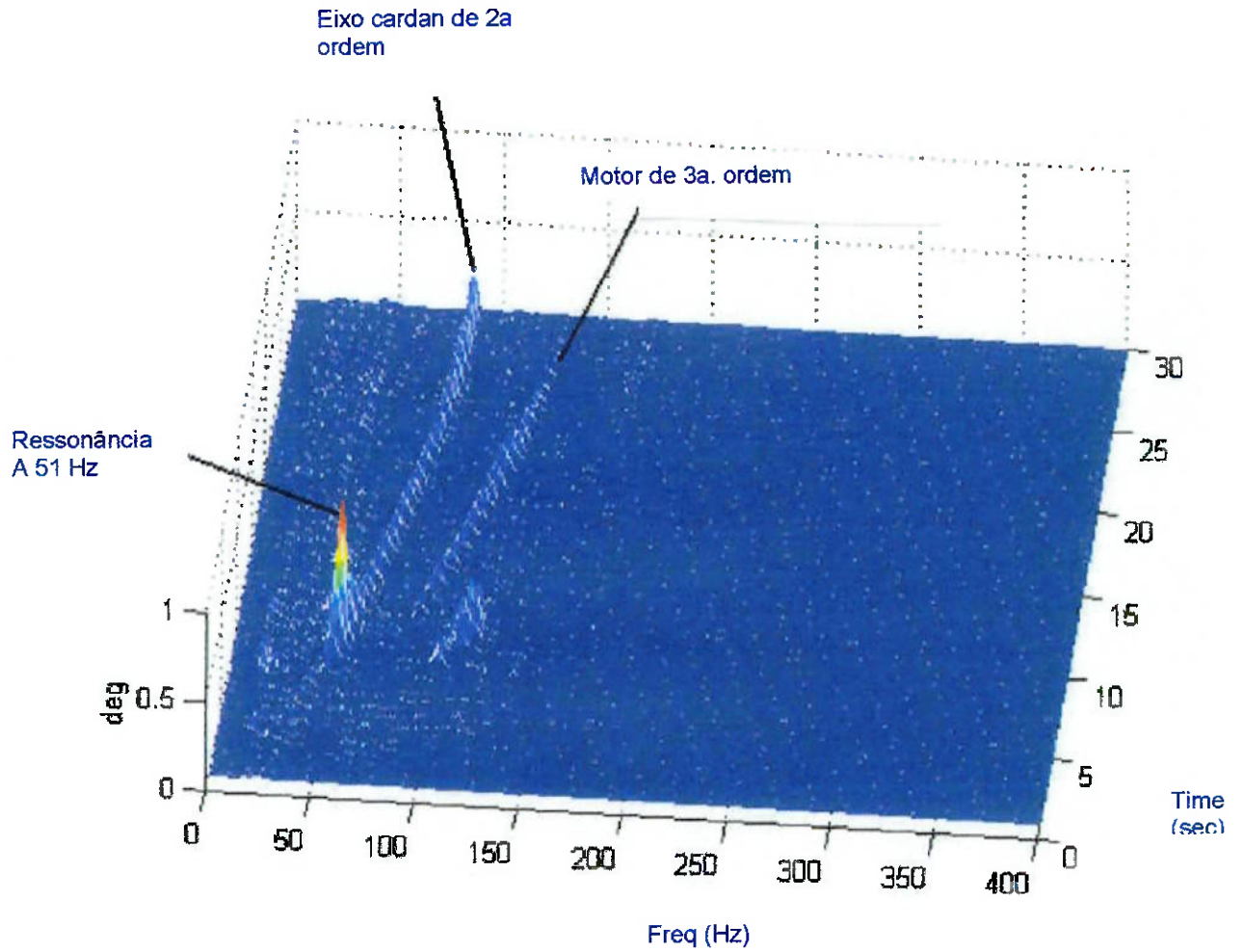


Figura 4.7: Amplitude torcional na tomada de força da caixa de câmbio
[Cortesia: Dynamis Research]

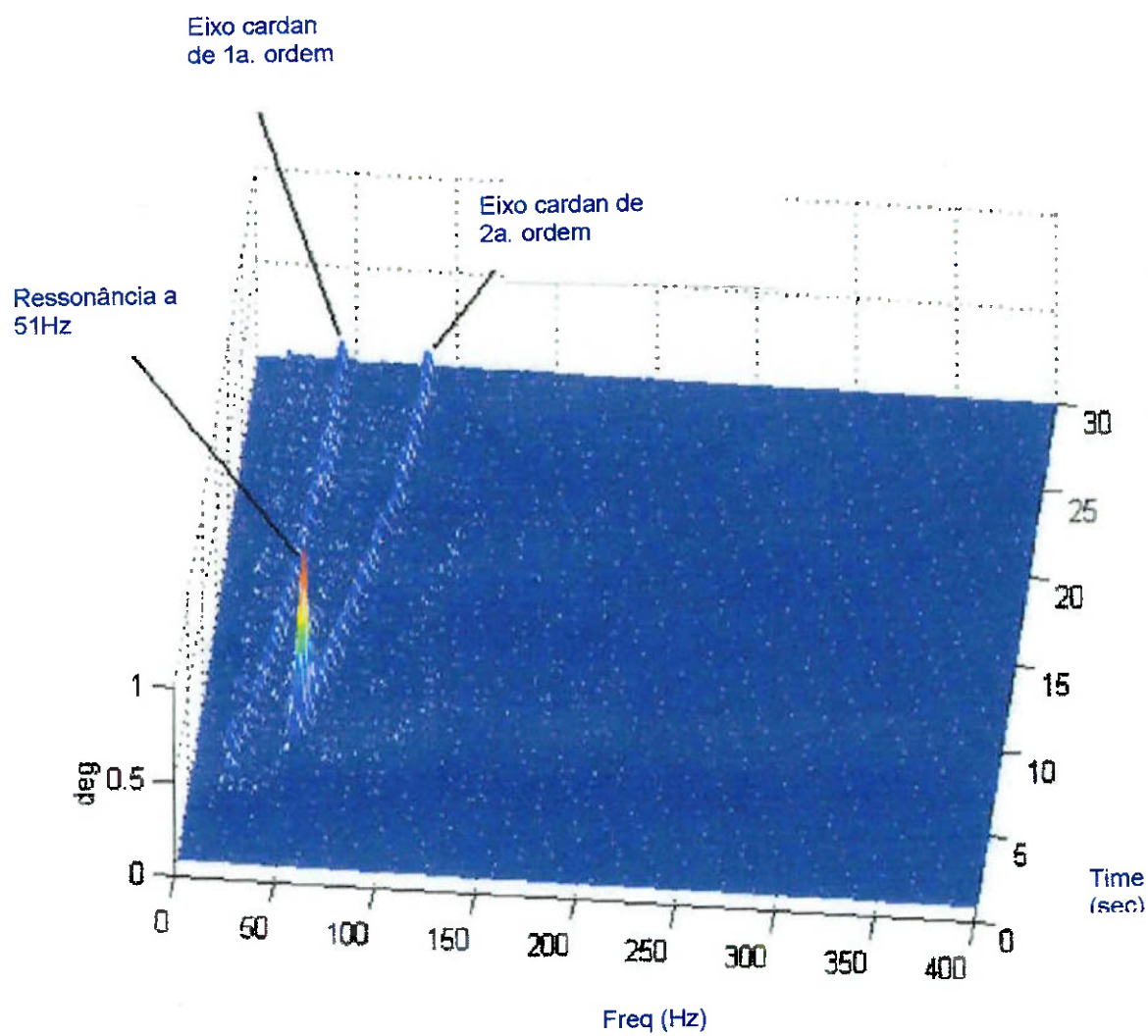


Figura 4.8: Amplitude torcional na saída da caixa de câmbio
[Cortesia: Dynamis Research]

Todas as três posições (volante, tomada de força e saída da caixa de câmbio) exibiram resposta torcional a 51 Hz com amplitudes pico a pico de 0,4° para o volante, 1,0° para a tomada de força e 1,0° para a saída da transmissão para excitações de 2ª ordem do eixo cardan. Lembrando a expressão (4) que relaciona ordem, frequência (Hz) e rotação:

$$\text{Ordem} = \text{Freq (Hz)} * 60 / \text{RPM}$$

Temos que a rotação crítica neste caso ocorre a 1530 rpm. Este evento deu-se devido à mudança de marcha na caixa de câmbio ocorrer nas vizinhanças desta rotação durante a aceleração do veículo. A solução foi alterar o momento da mudança de marcha onde a faixa de rotação do motor se elevou para 1800 a 2000 rpm

As respostas apresentadas por este tipo de ensaio tem por objetivo mapear o comportamento vibratório torcional do sistema de propulsão, identificando em quais ordens e frequências ocorrem as amplitudes torcionais mais comprometedoras.

A partir destas respostas é possível localizar as regiões que estarão sujeitas a torção e desenvolver sistemas de amortecimento apropriados a fim de reduzir a amplitude torcional.

Exemplos de tipos e aplicações de amortecedores torcionais serão abordados ao longo deste trabalho.

5. EIXOS PROPULSORES COMO FONTE DE EXCITAÇÃO TORCIONAL.

A segunda maior fonte de excitação torcional de um veículo provém dos elementos rotativos do sistema de transmissão depois da caixa de câmbio até o eixo traseiro que são os eixos propulsores, árvores de transmissão ou simplesmente cardans.

Se tomarmos um trem de força de um caminhão por exemplo, a linha de transmissão, ou "driveline" tem a função de transmitir o torque produzido pelo motor em diferentes rotações. O torque na saída do eixo girabrequim é multiplicado pela transmissão nas diversas relações de marchas e transmitido através dos eixos propulsores (cardans) para o eixo traseiro e este por sua vez multiplica o torque através do conjunto coroa-pinhão até as rodas do veículo.

Dentre os elementos do sistema de propulsão pós caixa de câmbio, os eixos cardans são os elementos com maior potencial de excitação torcional devido a sua característica construtiva e disposição geométrica de montagem normalmente utilizada em trens de força de veículos comerciais.

Os elementos rotativos do eixo traseiro (par coroa-pinhão e diferencial) e semi-árvores também são capazes de gerar vibrações devido a reações dos dentes de engrenagem ou simplesmente devido à vibração torcional existente em todo trem de força. Entretanto, conforme Gillespie (1992), essas vibrações ocorrem em rotações acima das normalmente encontradas na operação de veículos comerciais (acima de 10.000 rpm)

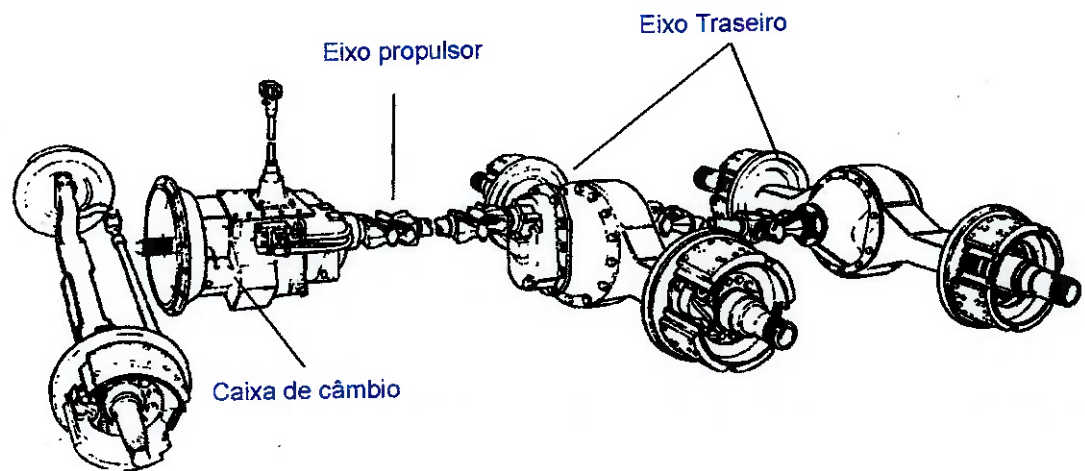


Figura 5.1: Trem de Força Típico Caminhão 6X4 [Fonte: Fitch, 1993]

Excitações para veículo provêm de duas fontes. Desbalanceamento do eixo cardan e momento secundário imposto ao eixo cardan devido a angularidade das juntas universais.

5.1 Vibrações causadas por desbalanceamento

Conforme Joyner (1976), o desbalanceamento do eixo cardan resulta da combinação dos seguintes fatores:

- Assimetria de elementos rotativos;
- Desconcentricidade do eixo cardan com a flange ou garfo da transmissão e/ou eixo traseiro;
- Não retiniedade do eixo cardan;
- Tolerâncias rotativas permitindo que o eixo cardan gire fora de centro;
- Deflexão elástica do eixo cardan.

A magnitude da força gerada devido ao desbalanceamento residual aumenta com o quadrado da velocidade angular (rpm) do eixo cardan. Conforme *Figura 5.2* esta força torna-se substancialmente elevada a altas rotações.

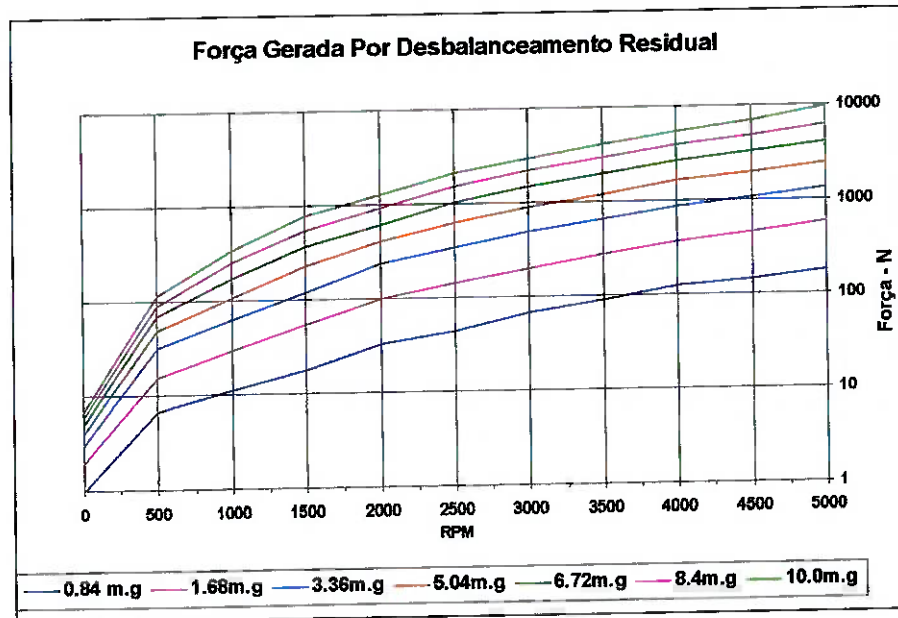


Figura 5.2: Força gerada devido ao desbalanceamento residual
[Fonte: Joyner, 1976]

O desbalanceamento do eixo cardan tem como consequência imediata a redução de vida útil dos mancais de rolamento do eixo principal da transmissão e do pinhão do eixo traseiro.

O balanceamento dinâmico do eixo cardan normalmente ocorre na fábrica antes de ser instalado no veículo. Porém em algumas situações especiais, onde a angularidade do trem de força afeta sensivelmente as acelerações torcionais, o balanceamento é feito diretamente no veículo. É um processo de alto custo porém o mais eficiente.

A *Figura 5.3* mostra um eixo cardan típico utilizado em chassi de ônibus médio e a região onde são alocadas as massas de balanceamento.

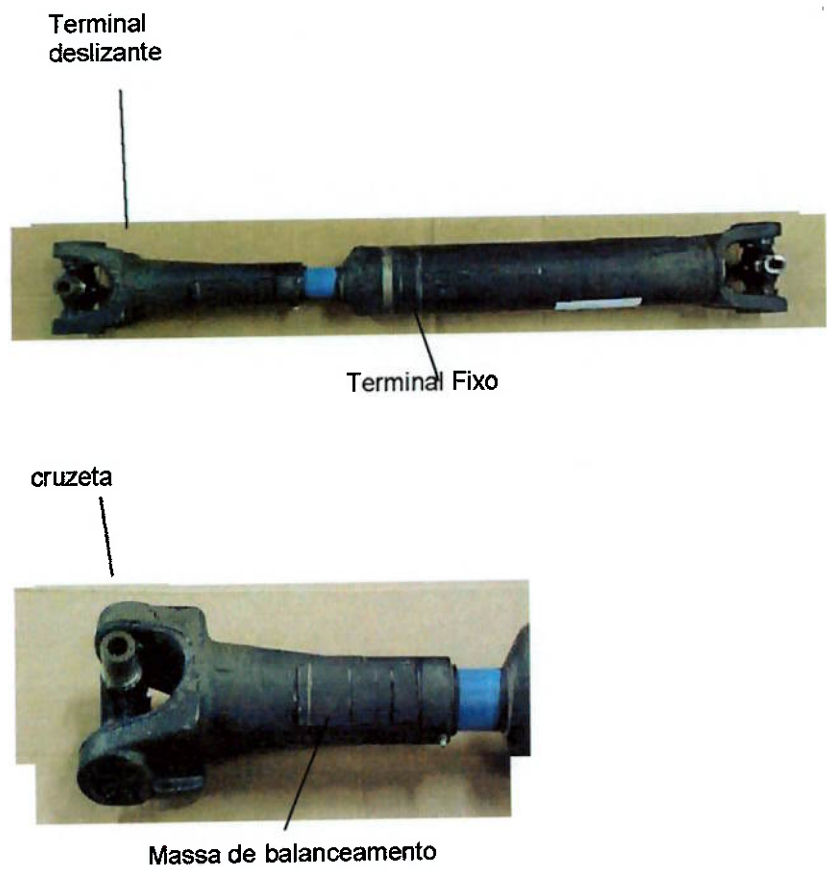


Figura 5.3: Eixo cardan típico

Conforme Joyner, (1976) as especificações típicas de balanceamento de um eixo cardan aplicado em caminhão ou ônibus com motorização a Diesel seguem a *Tabela 1*.

Tabela 1: Especificações gerais de balanceamento de eixo cardan

Pot. Motor (Kw)	Compr. Cardan (mm) centro - centro	Terminal Deslizante		Terminal Fixo	
		Peso (Kg)	Admissível (mm.g.)	Peso (Kg)	Admissível (mm.g.)
Até 260	760	15	4,3	12	3,4
	1270	18	5,1	13	3,8
	1780	20	5,8	15	4,2
Acima 260	760	21	6,0	17	4,8
	1270	25	7,2	18	5,1
	1780	28	8,0	19	5,6

5.2 Vibrações causadas pela angularidade das juntas universais

Existem três tipos de vibrações que são decorrentes da transmissão de torque quando duas juntas universais (cruzetas) operam em ângulo:

- Efeito torque secundário;
- Excitações torcionais;
- Excitações inerciais.

Estes três tipos de vibração são o resultado da não-uniformidade rotacional de um eixo cardan simples operando em ângulo.

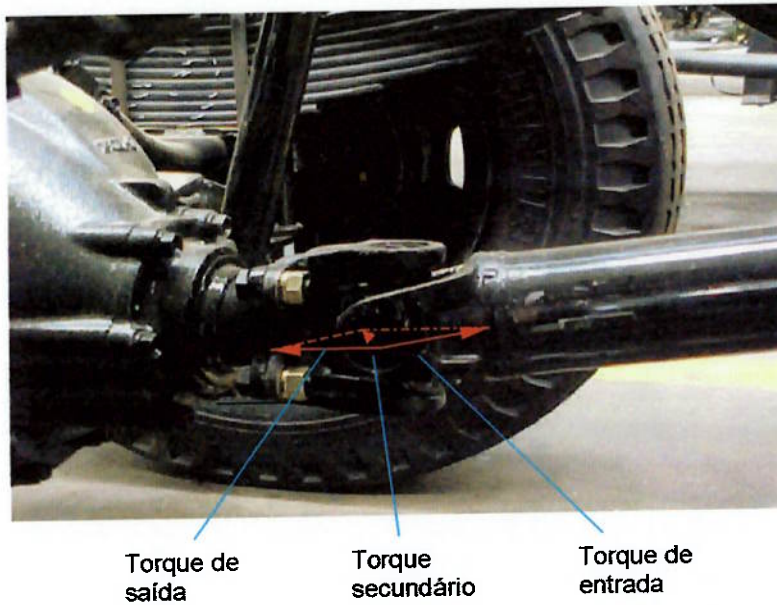


Figura 5.4: Resultante devido a angularidade do cardan

A determinação da magnitude e direção do torque secundário resultante pode ser determinado pela somatória vetorial dos torques de entrada e saída na cruzeta conforme ilustrado na *Figura 5.4*.

A magnitude é proporcional ao torque aplicado (de entrada) e ao ângulo da junta universal. Um cardan simples possui uniformidade rotacional somente quando o ângulo da junta universal for 0° .

As variações de torque durante a rotação do cardan devido ao "efeito pulsante" da geração deste no motor e/ou devido a velocidades não constantes na cruzeta faz o torque secundário resultante variar proporcionalmente.

O torque secundário causa reação nos pontos de sustentação do cardan na transmissão, nos mancais intermediários e no eixo traseiro causando excitação no trem de força e no veículo.

Considerando a *Figura 5.4*, a flutuação de velocidade angular no garfo do eixo traseiro pode ser calculada pela seguinte expressão, conforme Joyner (1976):

$$n_1 = n_2 - 2A n_2 \cos 2\beta \quad (5)$$

sendo:

n_1 = velocidade angular do garfo movido (rpm)

n_2 = velocidade angular do cardan (rpm)

$A = \frac{\theta^2}{4}$ = amplitude da vibração torcional (rd)

θ = ângulo vertical da junta universal (rd)

β = ângulo horizontal da junta universal (rd)

Esta formulação vale para qualquer par de juntas universais, seja na junção com a transmissão, caixa de transferência, eixo traseiro ou simplesmente outro cardan.

Se o ângulo vertical e horizontal da junta universal for zero não há variação da velocidade angular. Esta é condição ideal de projeto que deve ser levada em consideração quando a disposição do trem de força está sendo definida.

O ângulo vertical é diretamente afetado pela carga imposta na suspensão do veículo. Em determinados veículos, especialmente os chassis de ônibus, onde longos percursos são feitos sem a carroceria do veículo, ângulo vertical do eixo cardan chega a atingir valores entre 10° a 15° que combinados com rotações acima de 3000rpm podem causar a ruptura dos mancais de rolamento do eixo cardan, desgaste prematuro dos dentes das engrenagens da caixa de câmbio e dos dentes de engrenagem do conjunto coroa e pinhão do eixo traseiro.

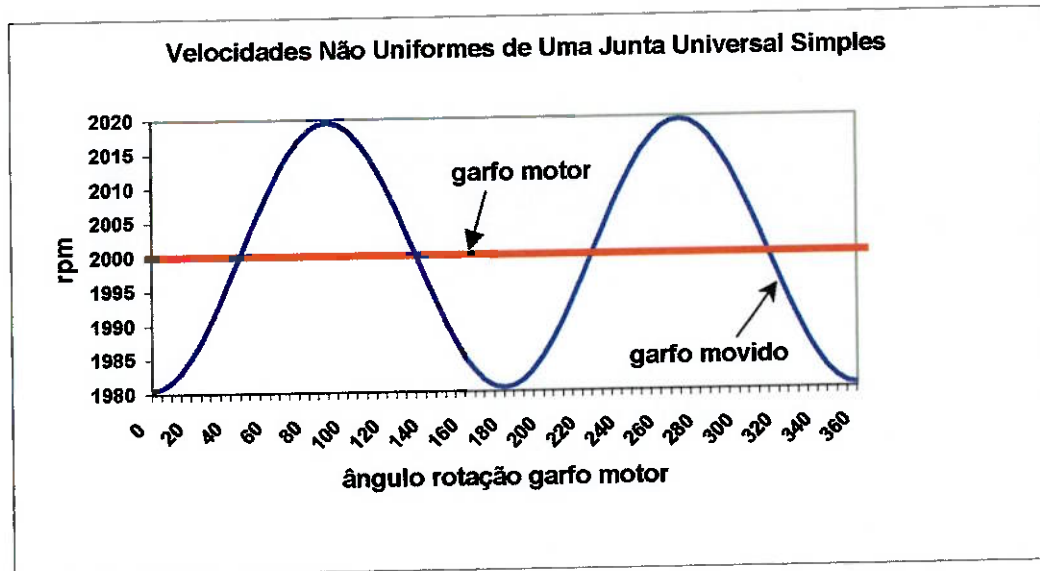


Figura 5.5: Não uniformidade rotacional de uma junta universal simples

A Figura 5.5 representa a aceleração e desaceleração do terminal de cardan (garfo) movido onde o ângulo vertical da junta universal é 8° . A magnitude máxima e mínima varia com o quadrado do ângulo vertical e a velocidade angular aumenta e diminui duas vezes por revolução. Conforme Joyner (1976), a aceleração angular, para o mesmo par de garfos operando em ângulo, pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$a_1 = (w \theta)^2 \text{ sen } 2\beta \quad (6)$$

a_1 = aceleração angular (rd/seg²)

w = velocidade angular do garfo motor (rd / seg)

θ = ângulo vertical da junta universal

β = ângulo de rotação do garfo movido medido da posição onde ele é normal ao plano do ângulo vertical da junta

Conforme Allison SA2236 (1985), a recomendação prática para aceleração angular máxima em chassis de caminhão e ônibus é de 1000 rd/seg^2 .

A Figura 5.6 mostra a relação entre a inclinação vertical das juntas universais de um eixo cardan e a velocidade angular máxima recomendada:

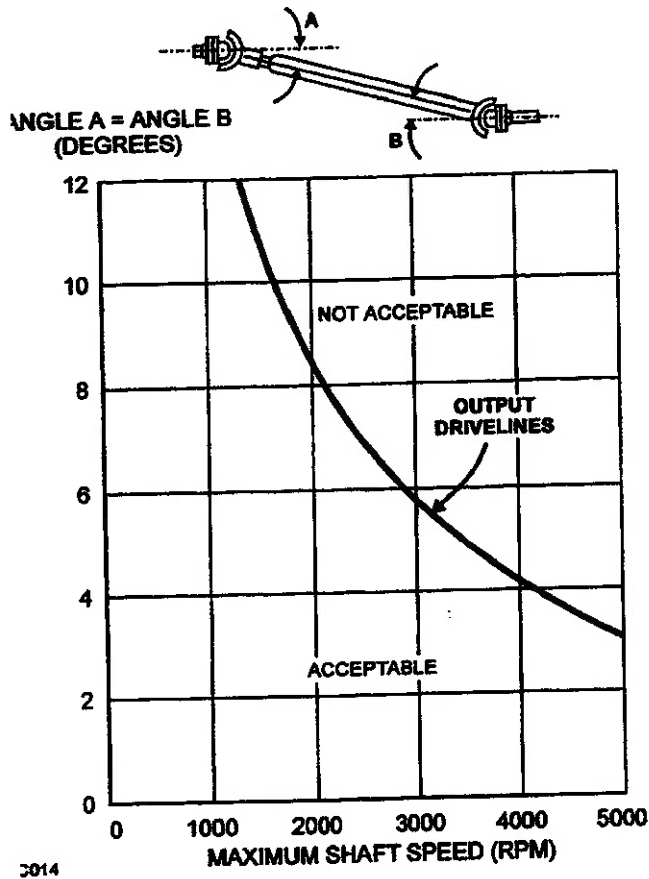


Figura 5.6: Angularidade admissível X velocidade angular
[Fonte Allison Transmission Division: SA3018]

Nota-se que os ângulos A e B representados na figura são iguais. Conforme Joyner (1976), isto garante que a excitação torcional residual neste caso seja zero, ou seja, elas se anulam. Porém caso os ângulos A

e B não sejam os mesmos, a excitação torcional residual é capaz de excitar a menor inércia no sistema.

A excitação torcional na junta universal pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$TE = a_1 I_0 \quad (7)$$

Sendo:

TE = excitação torcional (N.m)

a_1 = aceleração angular (rd / seg²)

I_0 = inércia do elemento externo conectado à junta universal (kg.m²)

Se fizermos o ângulo A e B da *Figura 5.6* igual a 8° e a inércia acopladas as duas extremidades como $I_A = I_B = 0.263 \text{ kg.m}^2$, teremos que a excitação torcional resultante será conforme a *Figura 5.7*.

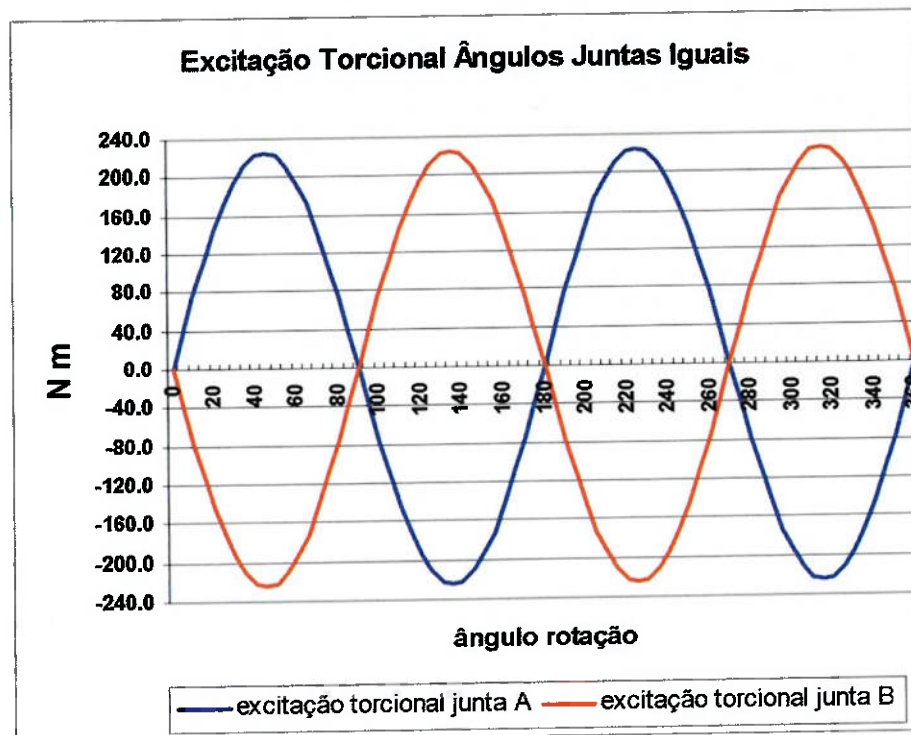


Figura 5.7: Excitação torcional para duas juntas com mesmo ângulo vertical

A excitação inercial causada pela própria massa do eixo cardan é calculada pela expressão:

$$IE = a_1 I_c \quad (8)$$

Sendo:

IE = excitação torcional (Nm).

a_1 = aceleração angular (rd / seg^2).

I_c = inércia do eixo cardan ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

Consideremos a situação em que um eixo cardan opera com ângulos de juntas desiguais conforme ilustrado na *Figura 5.8*.

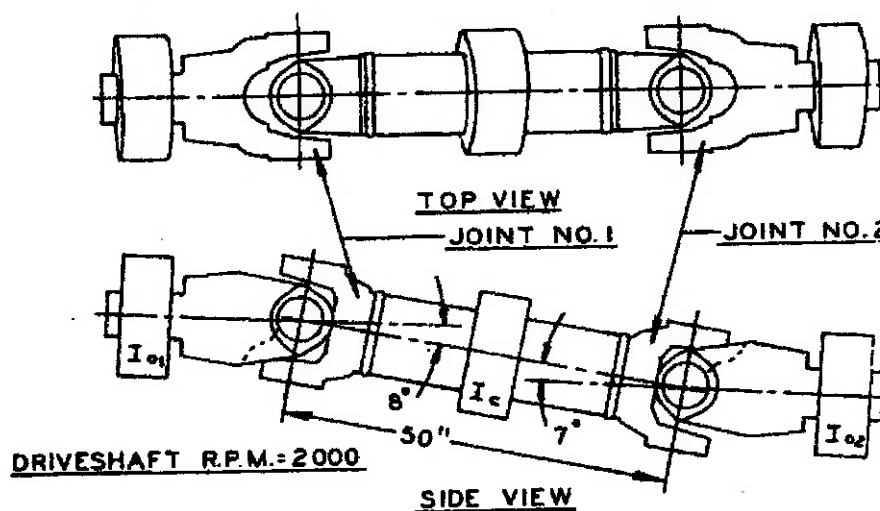


Figura 5.8: Eixo cardan com ângulos de juntas desiguais
[Fonte: Joyner, 1976]

Com os seguintes dados complementares:

$I_{o1} = 0.263 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ = inércia do elemento conectado à junta 1.

$I_{o2} = 0.286 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ = inércia do elemento conectado à junta 2.

$I_c = 0.1038 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ = inércia do eixo cardan de 1.27m de comprimento.

Ângulo vertical junta 1 = 8°

Ângulo vertical junta 2 = 7°

Rotação do eixo cardan = 2000rpm

As excitações torcionais (TE) e inerciais (Ic) são mostradas nas Figuras 5.9, 5.10, 5.11 e 5.12:

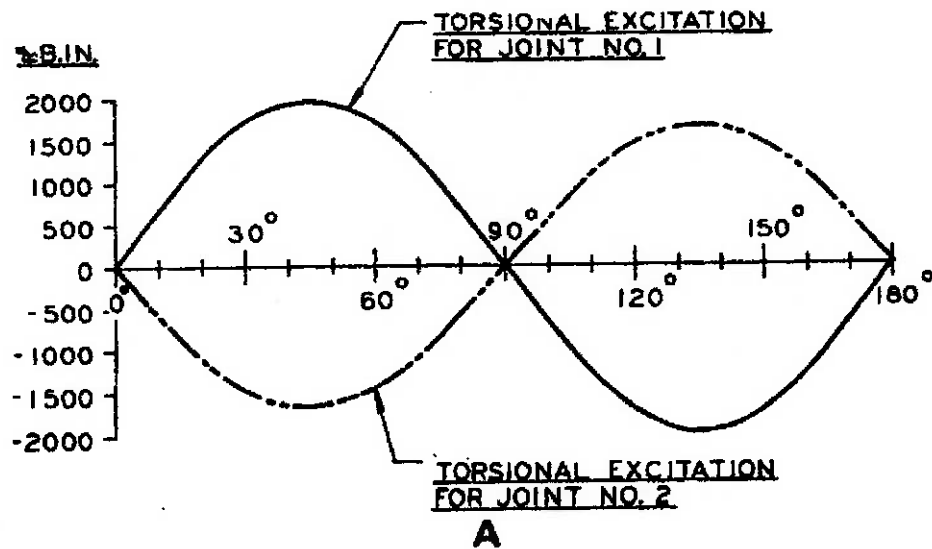


Figura 5.9: Excitação torcional para juntas com ângulos verticais desiguais [Fonte:Joyner, 1976]

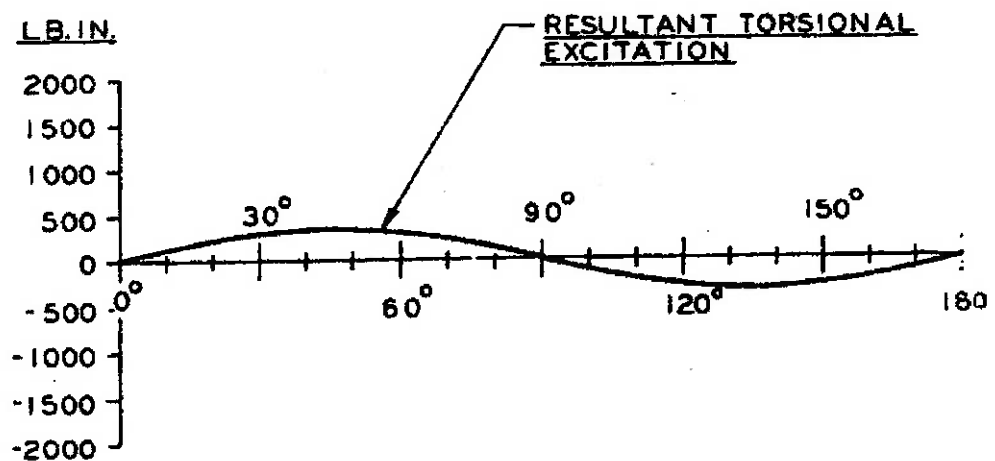


Figura 5.10: Excitação torcional resultante [Fonte:Joyner,1976]

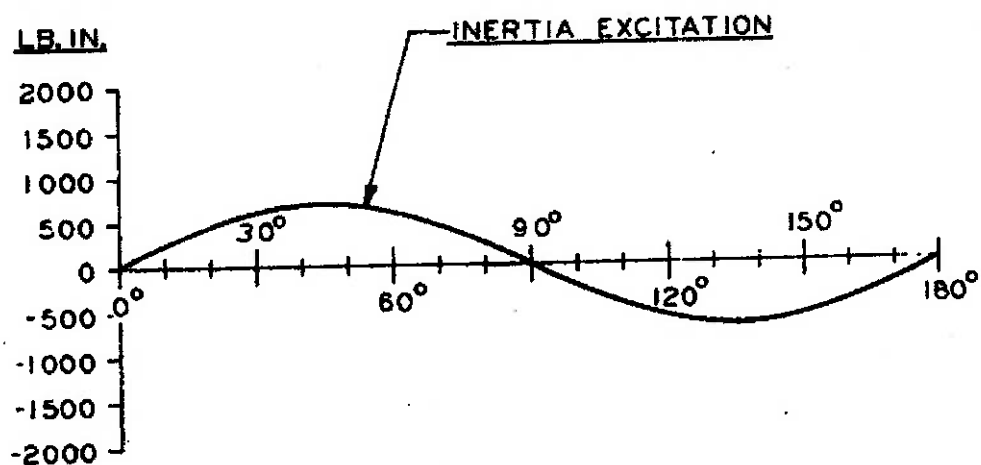


Figura 5.11 : Excitação inercial do eixo cardan
[Fonte:Joyner, 1976]

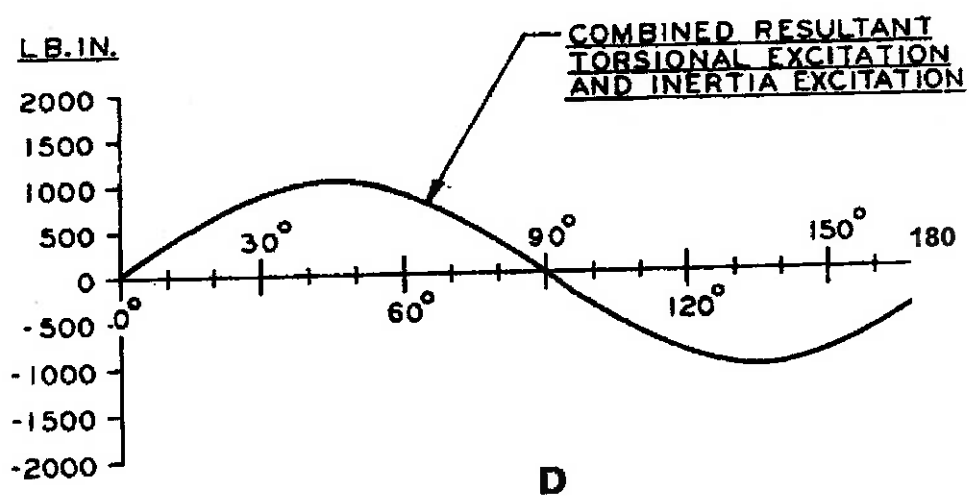


Figura 5.12: Excitações torcionais e inercias combinadas
[Fonte:Joyner, 1976]

O torque secundário resultante devido à operação das juntas universais em ângulo pode ser calculado pela seguinte expressão:

Junta motriz:

$$C = T \text{Tang } \theta \text{ Cos } \beta \quad (9)$$

Sendo:

C = Torque secundário na junta motriz (N.m).

T = Torque de entrada (assumido como uniforme, porém é uma carga pulsante) (N.m).

θ = Ângulo vertical da junta universal.

β = Ângulo de rotação da junta universal.

Junta motora:

$$C_1 = T \text{ Sen } \theta \text{ Sen } \beta \quad (10)$$

Onde:

C_1 = Torque secundário na junta movida (N.m).

Para cálculo da carga (P) nos mancais de rolamento :

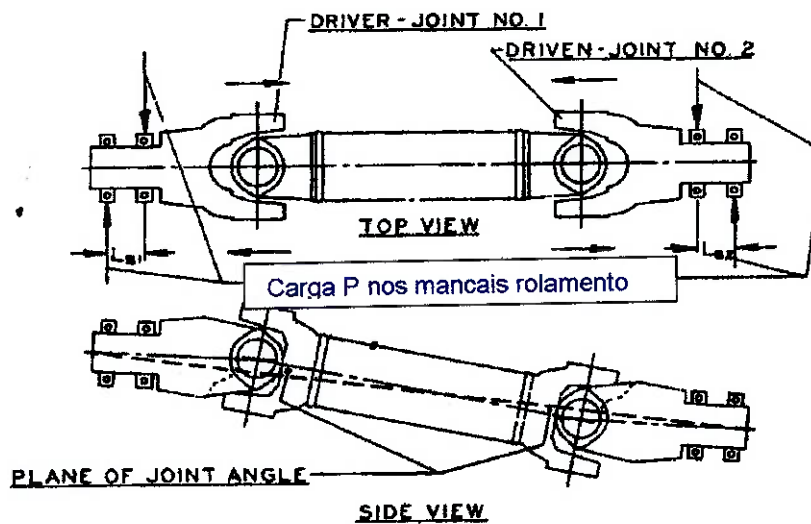


Figura 5.13: Carga nos mancais de rolamento [Joyner, 1976]

$$P = \frac{C}{L} \quad (11)$$

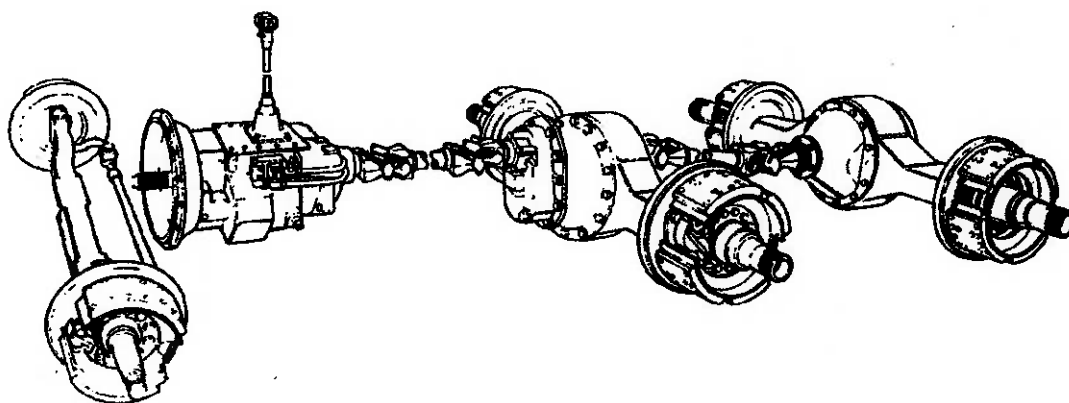
Sendo:

C = Torque secundário na junta universal (N.m).

L = Distância entre os suportes dos mancais de rolamento.

5.3 Sistemas de propulsão com múltiplos eixos cardans

É comum a utilização de sistemas de propulsão que utilizam mais do que um eixo cardan propulsor. Neste caso a abordagem mostrada no item 5.2 deverá ser individualizada para cada eixo .



*Figura 5.14: Sistema de propulsão com múltiplos cardans
[Fonte: Fitch, 1993]*

Porém algumas recomendações práticas com respeito ao comprimento máximo do eixo cardan em função da rotação devem ser observadas.

A *Figura 5.15* mostra os valores práticos para determinação do comprimento máximo do eixo cardan considerando tubos com diâmetro externo mínimos de 90mm (típicos para caminhões e ônibus).

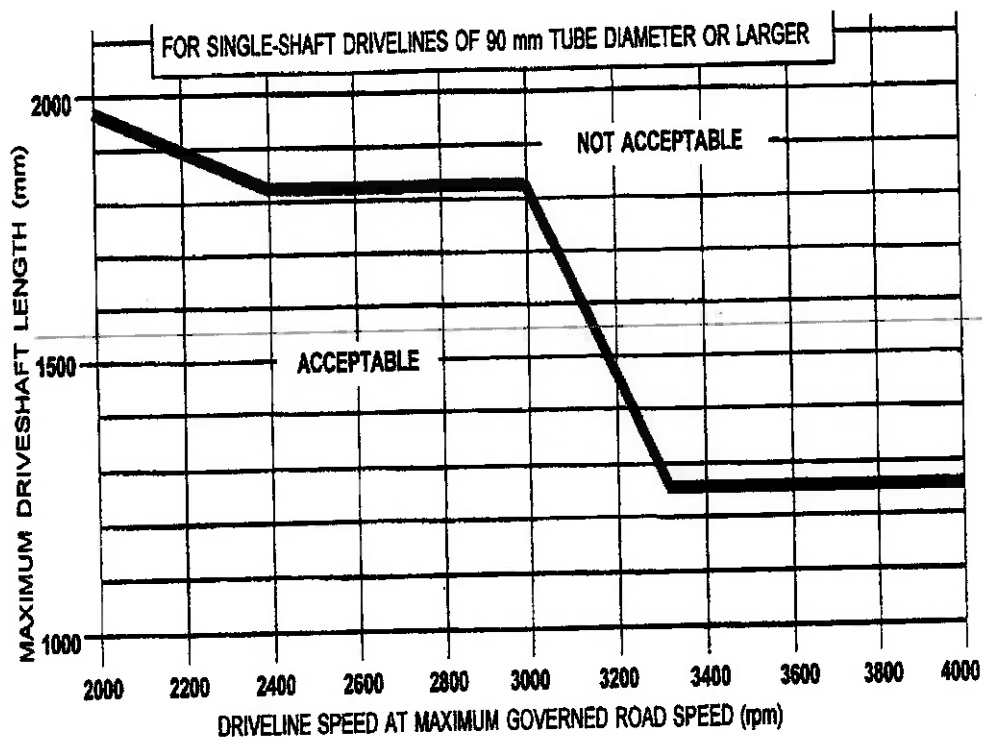
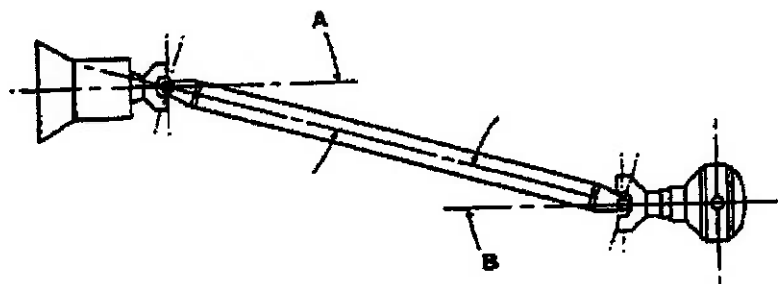
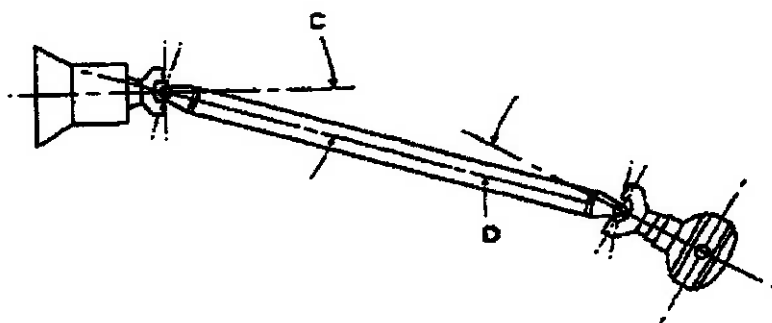


Figura 5.15: Comprimento máximo recomendado para o eixo cardan
[Fonte: Allison Transmission Division SA2404]

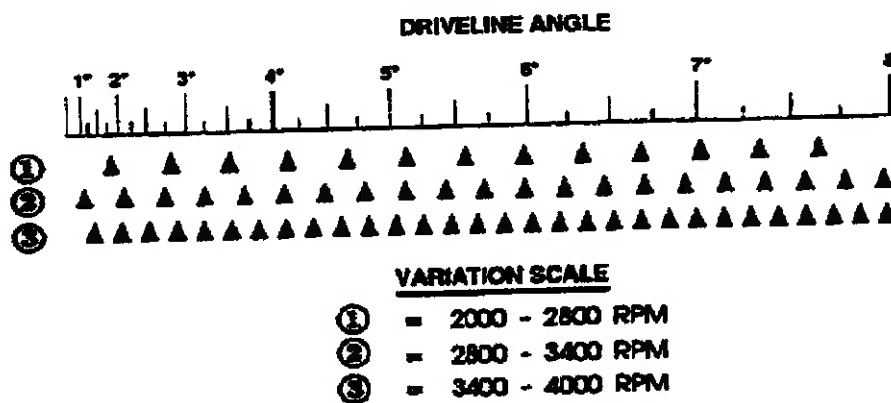
As Figuras 5.16 e 5.17 fornecem referências em relação a angularidade máxima permitida para sistemas com 1 ou 2 cardans em função da velocidade angular.



PARALLEL OR NEARLY-PARALLEL FLANGES - ANGLES A AND B WILL BE EQUAL OR NEARLY EQUAL. FIND ANGLE A AND SHAFT SPEED ON VARIATION SCALE. ANGLE B MUST BE WITHIN PLUS OR MINUS THREE SCALE INCREMENTS FROM ANGLE A.



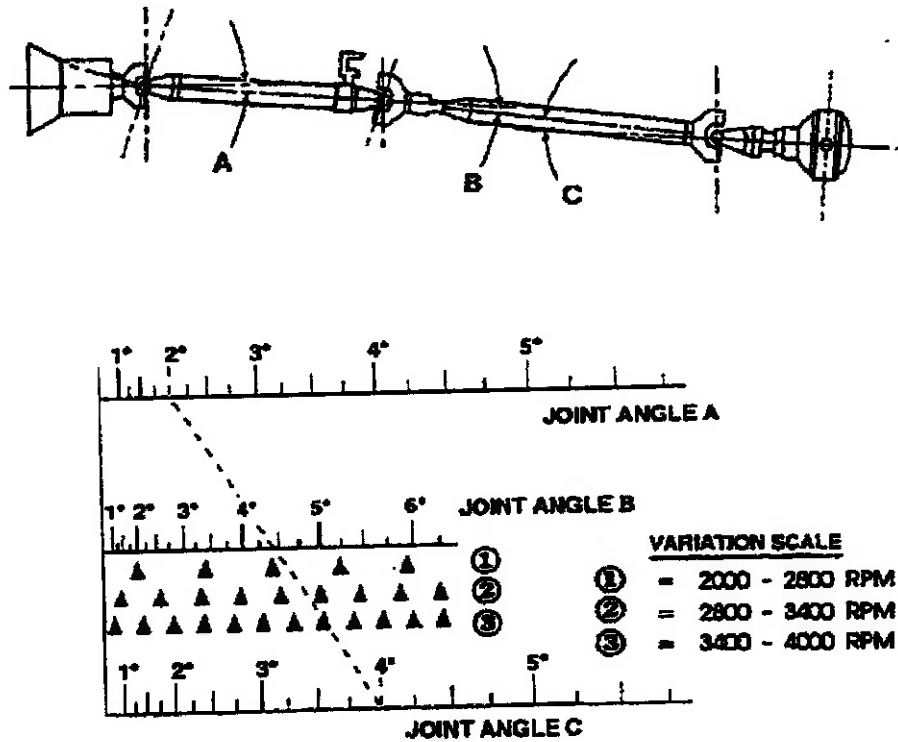
NON-PARALLEL FLANGES - ANGLES C AND D MUST BE EQUAL OR NEARLY EQUAL. FIND ANGLE C AND SHAFT SPEED ON VARIATION SCALE. ANGLE D MUST BE WITHIN PLUS OR MINUS THREE SCALE INCREMENTS FROM ANGLE C.



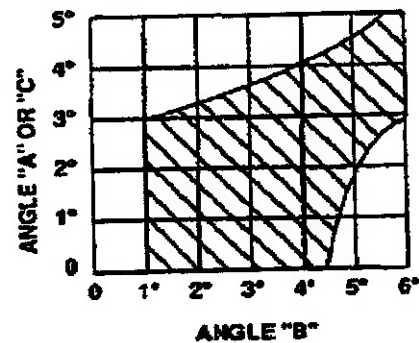
T2669A

Figura 5.16: Limite de angularidade vertical – 1 eixo cardan

[Fonte Allison Transmission Division SA1800]



1. Locate joint angle "A" and "C" on chart and connect with straight line.
2. Intersection of line in step 1 with "Joint Angle B" scale on chart is ideal angle for joint "B".
3. Maximum deviation of angle "B" from ideal is dependent upon driveline speed (Scales 1, 2, or 3). Angle "B" must be within +/- three Δ increments on the appropriate speed chart.
4. Verify that "A" and "C" fall within the shaded area for angle "B".



T2668A

Figura 5.17: Limite de angularidade vertical – 2 eixos cardan

[Fonte: Allison Transmission Division SA1800]

5.4 Análise de disposição geométrica do trem de força através do cálculo de acelerações angulares

Vários fabricantes - principalmente de transmissões, eixos cardans e eixos traseiros - se utilizam do critério de determinação das acelerações angulares.

As acelerações calculadas são:

- Aceleração inercial em "drive" ou "coast" (rd/seg^2): é a medida da aceleração máxima individual de cada eixo cardan contido entre duas juntas universais operando em ângulo. Aceleração no modo "drive" é quando o motor está operando a plena carga e a rotação do motor é máxima. Nesta condição o torque flui da saída da transmissão para o(s) eixo(s) cardan e para o(s) eixo(s) traseiro. A aceleração no modo "coast" é quando o motor está desacelerado, porém a velocidade angular dos elementos rotativos do trem de força é mantida pelo movimento do veículo, como por exemplo quando o veículo trafega em declives prolongados. Nesta situação o movimento flui do eixo traseiro para o cardan, depois para a transmissão até chegar ao motor. Em ambas as situações consideram-se que o(s) eixo(s) cardans girem uniformemente. Os valores práticos máximos para as acelerações inercias são $1000 \text{ rd}/\text{seg}^2$ ("drive" e "coast"), conforme Joyner (1976).
- Aceleração torcional (rd/seg^2): é a medida da movimentação não uniforme que existe na entrada do eixo traseiro se o eixo de saída da caixa de câmbio está girando uniformemente e vice-versa. Isto para quando o veículo acelera ou desacelera. Esta movimentação não uniforme ocorre devido a angularidade das juntas universais. O valor prático máximo é de $500 \text{ rd}/\text{seg}^2$, conforme Allison Transmission Division SA2236(1985).

A fim de assegurar a instalação correta de seus produtos, vários programas para cálculo das acelerações angulares são disponíveis principalmente pelos fabricantes de caixas de câmbio e eixos cardans. A maioria destes programas ignora o efeito da massa do sistema e se concentra mais no efeito da angularidade dos componentes do trem de força e das velocidades angulares críticas.

A Tabela 2 representa a análise da disposição geométrica do trem de força de um micro-ônibus urbano [Marcopolo Volare A8]. Três situações são analisadas: acelerações dentro dos limites recomendados; aceleração inercial acima de 1000 rd/seg² e aceleração torcional acima de 500rd/seg².

Foi utilizado o programa ATDcalc 6.15 desenvolvido pela Allison Transmission Division of General Motors Corp.

Tabela 2: Acelerações angulares com dois eixos cardans

Disposição Geométrica do Trem de Força	Condição Ideal	Acel.Inercial Excessiva	Acel.Torc Excessiva
Rotação máxima de saída transmissão (rpm)	3600	3600	3600
Ângulo vertical do motor-transmissão (°)	4	4	7
Ângulo horizontal motor-transmissão (°)	0	0	0
Ângulo vertical eixo traseiro (°)	4	4	4
Ângulo horizontal eixo traseiro (°)	0	0	0
Ângulo vertical 1º cardan (°)	4	4	9
Ângulo vertical 2º cardan (°)	4	12	12
Deslocamento horizontal 1ª junta (mm)	0	0	0
Deslocamento horizontal 2ª junta (mm)	0	0	0
Fase de indexação 1º cardan (°)	0	0	0
Fase de indexação 2º cardan (°)	0	0	0
Comprimento 1º cardan (mm)	650	650	650
Comprimento 2º cardan (mm)	1100	1100	1100
Aceleração Torcional - max 500 rd/seg ²	0	0	2554
Aceleração Inercial "drive" - max 1000 rd/seg ²	0	2771	43
Aceleração Inercial "Coast" - max 1000 rd/seg ²	0	2771	5152

Analisando a terceira coluna, aceleração inercial excessiva, nota-se que a alteração no ângulo vertical do segundo eixo cardan para 12°,

criando uma diferença angular de 8° entre o primeiro e segundo cardan, resultou em aceleração inercial "drive" e "coast" de 2771 rd/seg^2 enquanto que a aceleração torcional permaneceu inalterada. Isto devido a uniformidade angular vertical entre o conjunto motor/transmissão, primeiro cardan e eixo traseiro (4°).

A quarta coluna, aceleração torcional excessiva, indica que o desalinhamento vertical do conjunto motor/transmissão (7°), o primeiro eixo cardan (9°) e o eixo traseiro (4°) resulta em aceleração torcional de 2554 rd/seg^2 . As diferença angular entre o primeiro e segundo cardan (3°) resultou em aceleração inercial "drive" de 43 rd/seg^2 , porém em modo "coast" o desalinhamento angular do eixo traseiro à transmissão resultou em aceleração inercial de 5152 rd/seg^2 .

Esta avaliação geométrica aplica-se como requisito de projeto para determinação da disposição angular do trem de força em veículos comerciais e invariavelmente atendem os requisitos para os fabricantes de transmissões, eixos cardans, embreagens e eixos traseiros.

Disposições de trem de força em que as acelerações angulares excedam os limites especificados geralmente resultam em ruído excessivo a altas rotações, desgaste prematuro das juntas universais (cruzetas), desgastes prematuros dos dentes das engrenagens geralmente da quarta e quinta marcha por estarem sujeitas a maiores rotações e desgaste prematuro do par coroa-pinhão do eixo traseiro.

A abordagem preliminar pela análise da disposição geométrica e da velocidade angular nos elementos que compõe o trem de força, utilizando como parâmetro de avaliação as acelerações angulares, tem-se mostrado uma ferramenta eficiente para os engenheiros e projetistas de veículos para determinação da posição do trem de força no chassi do veículo. É fundamental que esta abordagem seja

feita na fase de concepção do projeto pois outras variáveis como altura da suspensão, localização do eixo traseiro e distância entre eixos (dianteiro e traseiro) estão intrinsecamente relacionadas as acelerações angulares resultantes.

6. AMORTECEDORES DE VIBRAÇÃO TORCIONAL

Conforme mencionado nos capítulos anteriores, os amortecedores de vibração são os elementos responsáveis para minimizar os efeitos da vibração torcional resultante do trabalho realizado pelo motor na geração de torque, porém sua aplicação não se limita somente ao eixo girabrequim.

Muitas transmissões, principalmente as automáticas, incorporam este elemento na entrada da caixa de câmbio a fim de permitir sua aplicação com os mais variados tipos de motor.

A *Figura 6.1* mostra utilização de um amortecedor torcional, popularmente chamado de “damper”, em transmissão automática.

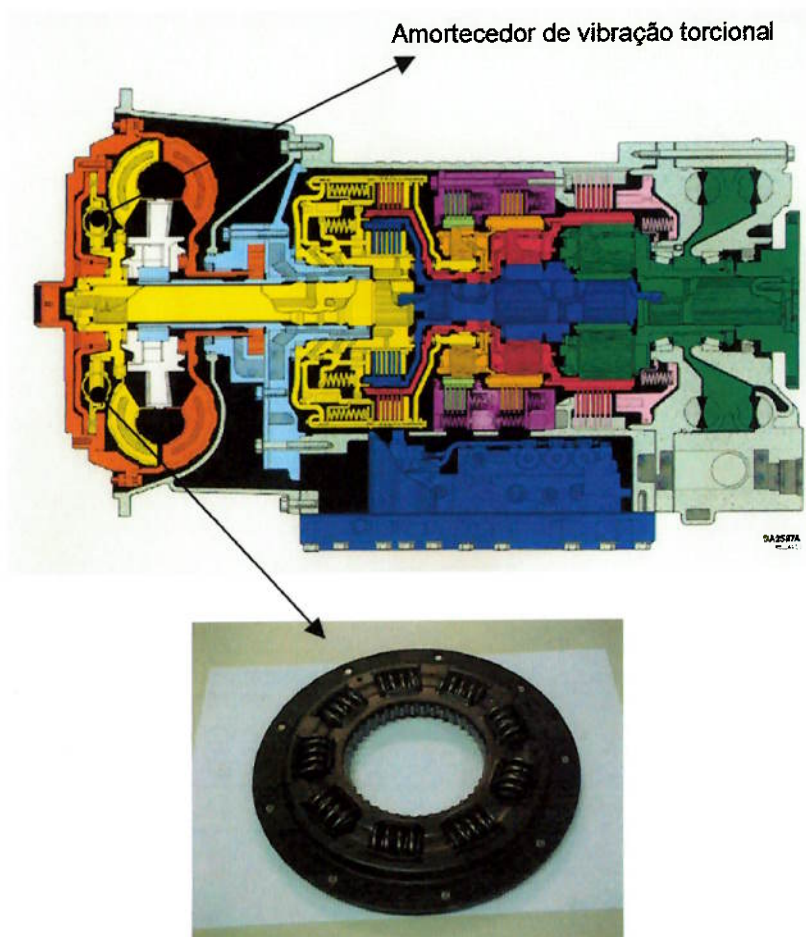
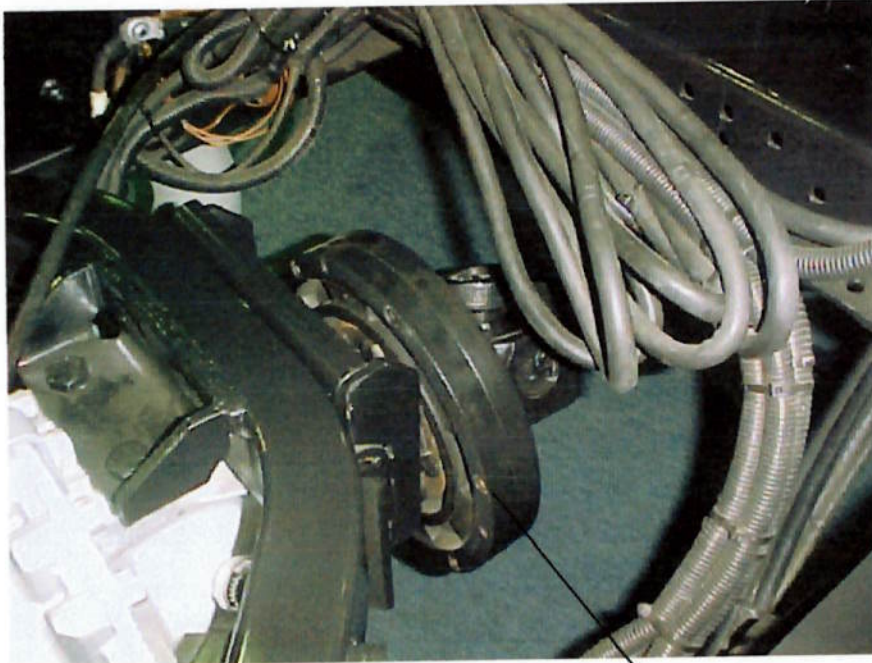


Figura 6.1 : Amortecedor torcional em transmissão automática modelo WT [Cortesia Allison Transmission]

Outra aplicação típica é a utilização dos amortecedores na saída da caixa de câmbio ao longo da linha da árvore de transmissão.



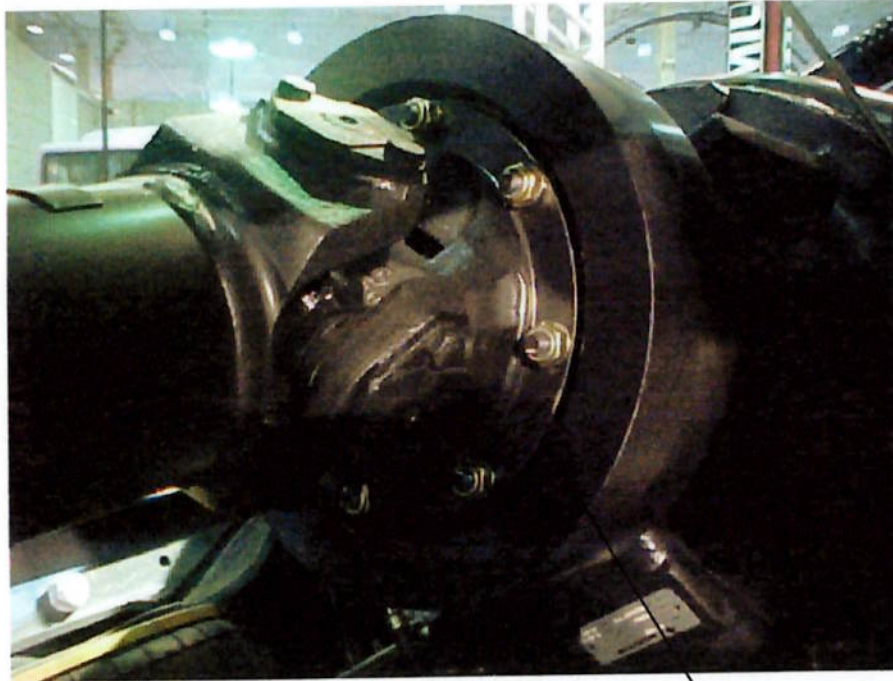
Amortecedor torcional

Figura 6.2: Amortecedor torcional montado na saída da caixa de câmbio [Cortesia DaimlerChrysler]

A *Figura 6.2* mostra a utilização de um amortecedor de vibração na saída da caixa de câmbio de um chassi de ônibus urbano (DaimlerChrysler OH1417) onde o nível de vibração torcional, após o motor, mostrou-se excessivo para os demais componentes do trem de força. Neste caso específico trata-se de um motor de 4 cilindros, 4 tempos onde os níveis de vibração no eixo girabrequim foram devidamente controlados pelo amortecedor de vibração do motor, porém este se mostrou insuficiente para todo o trem de força.

A *Figura 6.3* mostra a montagem de um amortecedor de vibração na entrada do eixo traseiro em um chassi de ônibus urbano (Volkswagen 17240) onde o nível de ruído detectado no trem de força, em rotações

acima de 1800 rpm, mostrou-se excessivo. Este veículo estava equipado com motor diesel 6 cilindros, 4 tempos em linha com rotação de máxima potência de 2600rpm.



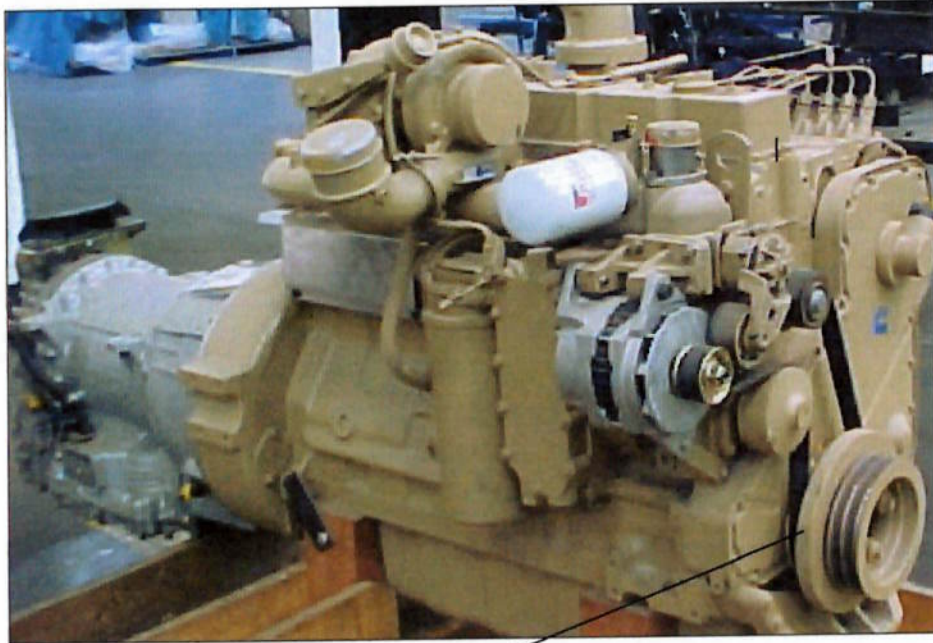
Amortecedor torcional

Figura 6.3 : Amortecedor de vibração montado na entrada do eixo traseiro [Cortesia Volkswagen do Brasil]

Novamente nesta situação somente o amortecedor de vibração do girabrequim não foi suficiente para controlar os níveis de vibração de todo trem de força.

Em motores, independente de sua configuração em termos de número e disposição de cilindros e número de ciclos, os amortecedores de vibração são elementos mandatórios para reduzir a vibração resultante do trabalho realizado pelo eixo girabrequim, conforme visto anteriormente neste trabalho.

Eles são montados na extremidade do girabrequim, opostos a caixa de câmbio e geralmente são utilizados também como polia principal a partir de onde os acessórios do motor (ventilador, alternador, bomba da direção hidráulica, compressores de ar e compressores de ar condicionado) são movidos.



*Figura 6.4: Polia amortecedora em motores
[Cortesia Encava]*

Existem duas concepções de amortecedores de vibração disponíveis no mercado que são os tradicionais amortecedores com elastômero, também popularmente chamado de “amortecedor de borracha” e os amortecedores viscosos.

Conforme Bremer(1979), os amortecedores de elastômero são aplicáveis a motores de baixa e média potência (até 200kW) enquanto que os amortecedores viscosos são utilizados em motores de alta potência (acima de 230kW).

Devido principalmente as suas características construtivas, o amortecedor viscoso representa considerável aumento de custo quando comparado ao amortecedor tradicional de borracha.

6.1 Amortecedores viscosos

A *Figura 6.5* representa a seção transversal de um amortecedor viscoso.

Os elementos básicos são o anel de inércia interno, carcaça externa, fluido viscoso e rolamento de agulha.

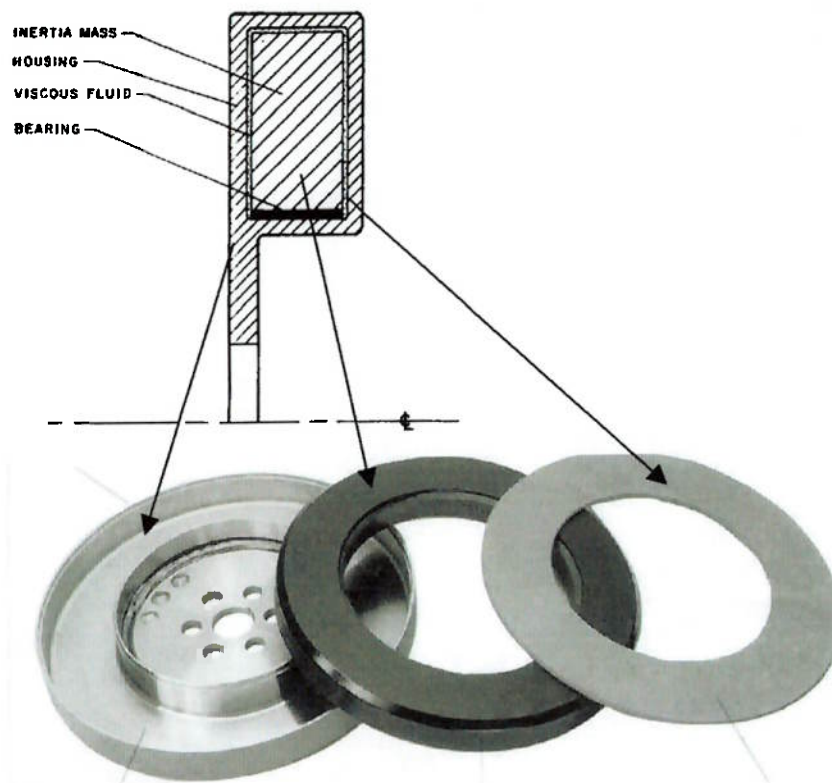


Figura 6.5: Amortecedor Viscoso
[Fonte: Vibratec, 1997]

O anel de inércia é circundado por um fluido viscoso, geralmente silicone, devido a sua estabilidade em ampla faixa de temperatura. Ele gira livremente dentro da carcaça externa. O rolamento, opcional em alguns fabricantes, facilita a rotação relativa entre o anel de inércia e a carcaça externa.

O eixo propulsor (girabrequim, eixo cardan, etc) é conectado a carcaça externa. Quando ocorre vibração torcional, a carcaça externa reage junto com o elemento propulsor, enquanto o anel de inércia gira internamente fora de fase com a carcaça. Este movimento relativo entre os componentes resulta no surgimento de tensões de cisalhamento no fluido causado pelo anel de inércia, reduzindo efetivamente o nível de vibração através da dissipação de energia em forma de calor.

A eficácia de controle de vibração de um amortecedor viscoso é função da viscosidade do fluido, da inércia do anel interno e da folga entre o anel de inércia e a carcaça interna.

Para aplicações no eixo girabrequim, a viscosidade do fluido é da ordem de 60.000 cst. ou acima, enquanto que para aplicações na linha de propulsão pós caixa de câmbio (cardans e eixo traseiro) a viscosidade do fluido é da ordem de 10.000 cst.

A *Figura 6.6* mostra o resultado de um teste de vibração torcional publicado por Yorio e Papaj (1990) em um motor de seis cilindros em linha, quatro tempos com rotação de máxima potência de 2100 rpm em duas situações, com e sem amortecedor de vibração.

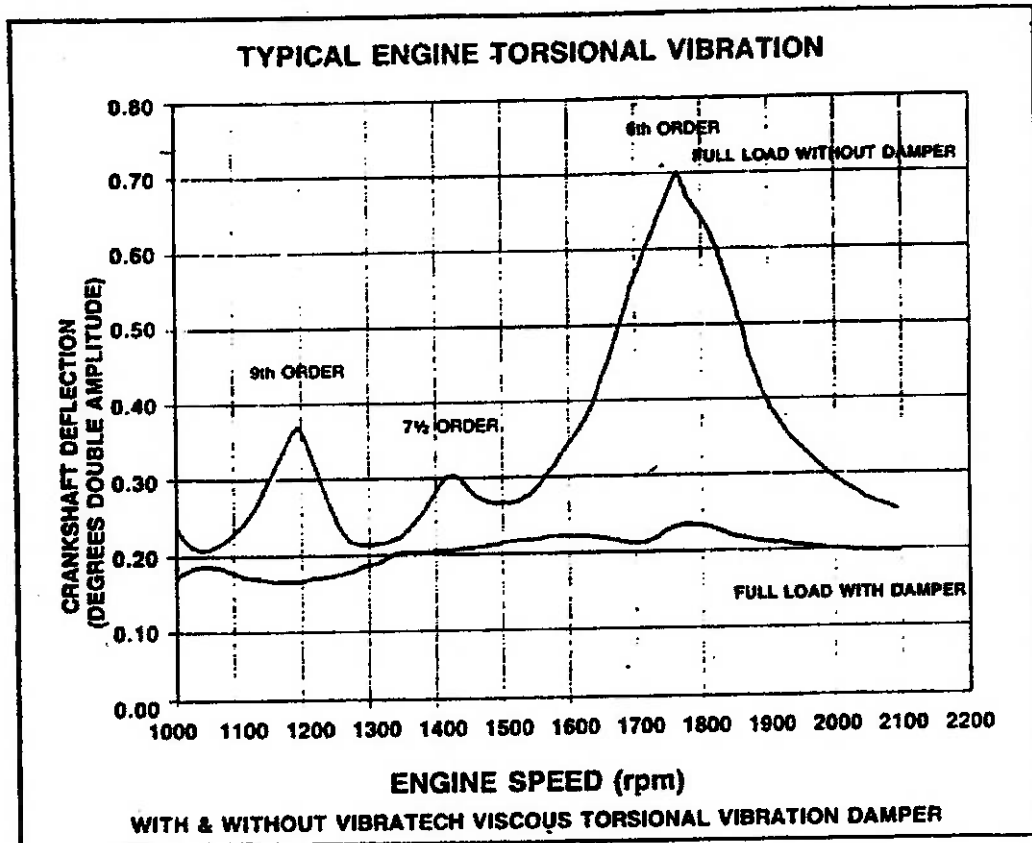


Figura 6.6: Efeito da utilização de amortecedor viscoso no eixo girabrequim

Nesta mesma publicação Yorio e Papaj (1990) mostram o efeito da utilização de amortecedores, viscoso e de borracha, em um sistema de propulsão composto de um eixo cardan ligando a saída da caixa de câmbio ao eixo traseiro. Os amortecedores foram montados na saída da caixa de câmbio. A *Figura 6.7* mostra os resultados obtidos.

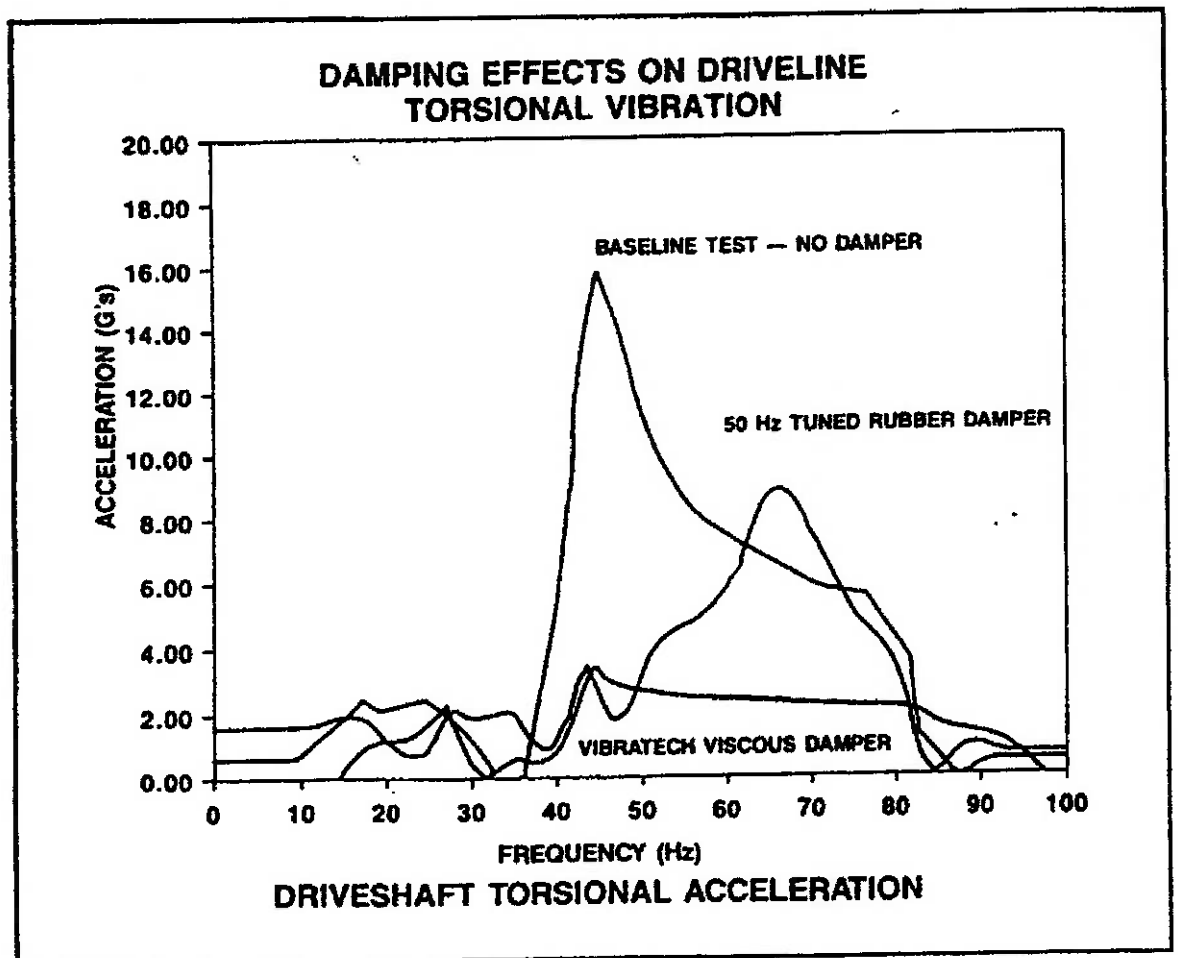


Figura 6.7: Amortecimento torcional em sistema de propulsão composto de um eixo cardan

6.2 Amortecedores de Borracha (elastômero)

A *Figura 6.8* representa a seção transversal de um amortecedor de borracha. Ele é composto de um elemento rígido, também chamado de disco de inércia, interligado por um elemento elástico (elastômero) a

um cubo. O cubo é acoplado ao elemento motor. Sugerimos Bremer (1979) para melhor detalhamento sobre a modelação e equacionamento de amortecedores com elastômero.

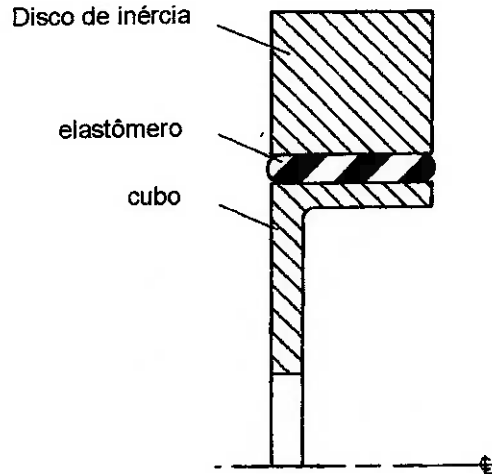


Figura 6.8: Seção transversal de um amortecedor de borracha

O elastômero possui a propriedade de reduzir a amplitude torcional em frequências próximas a ressonância através da deformação do elemento elástico. Devido ao comportamento não linear deste elemento (tensão x deformação), invariavelmente a seleção da melhor combinação dos três elementos que compõe o amortecedor requer testes.

A *Figura 6.9* representa a influência da utilização de vários amortecedores de borracha no eixo girabrequim do motor. O motor testado é da empresa Deutz modelo BFM1013 a diesel de 4 tempos, 6 cilindros em linha com potência máxima de 145kW a 2300 rpm e torque de 660Nm entre 1200 e 1600 rpm.

A *Figura 6.10* representa o mesmo motor com amortecedor de vibração da empresa Freudenberg (homologado para produção) e seu comportamento em diferentes harmônicos do motor.

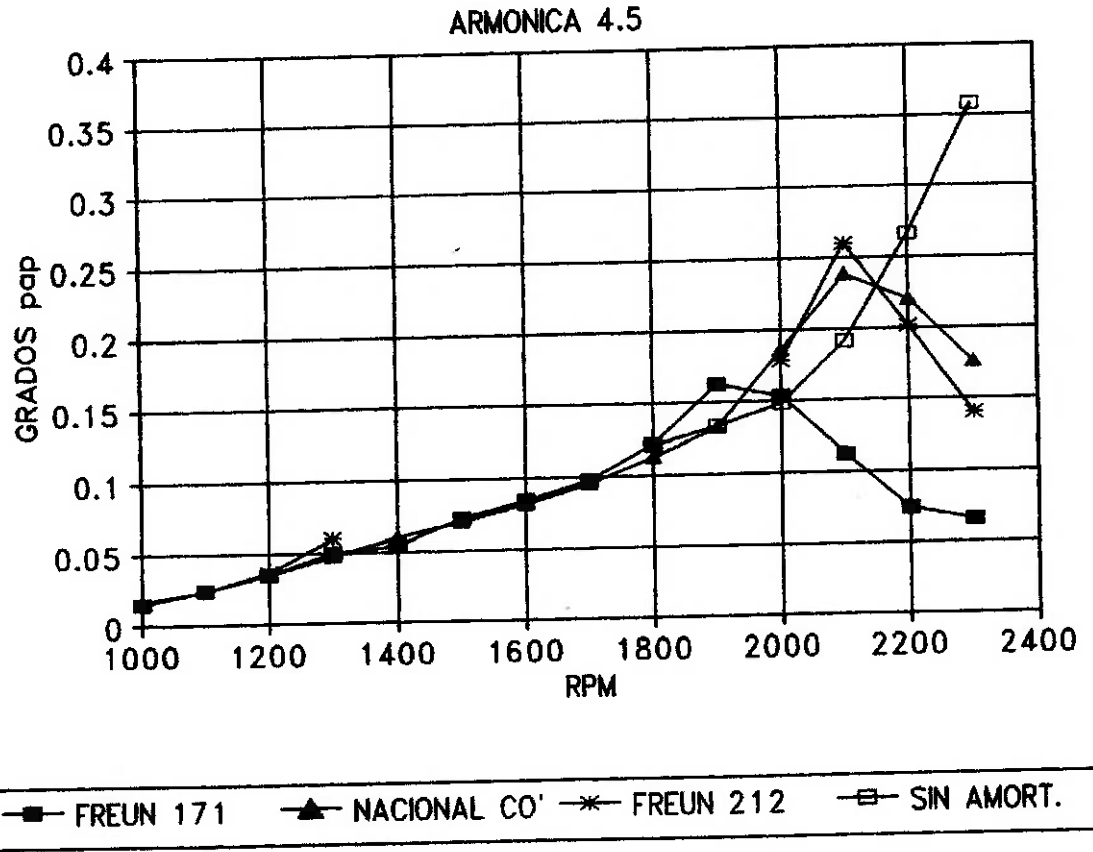


Figura 6.9: Efeito de amortecedores torcionais de borracha no eixo girabrequim do motor Deutz BFM1013 [Cortesia Deutz Motor]

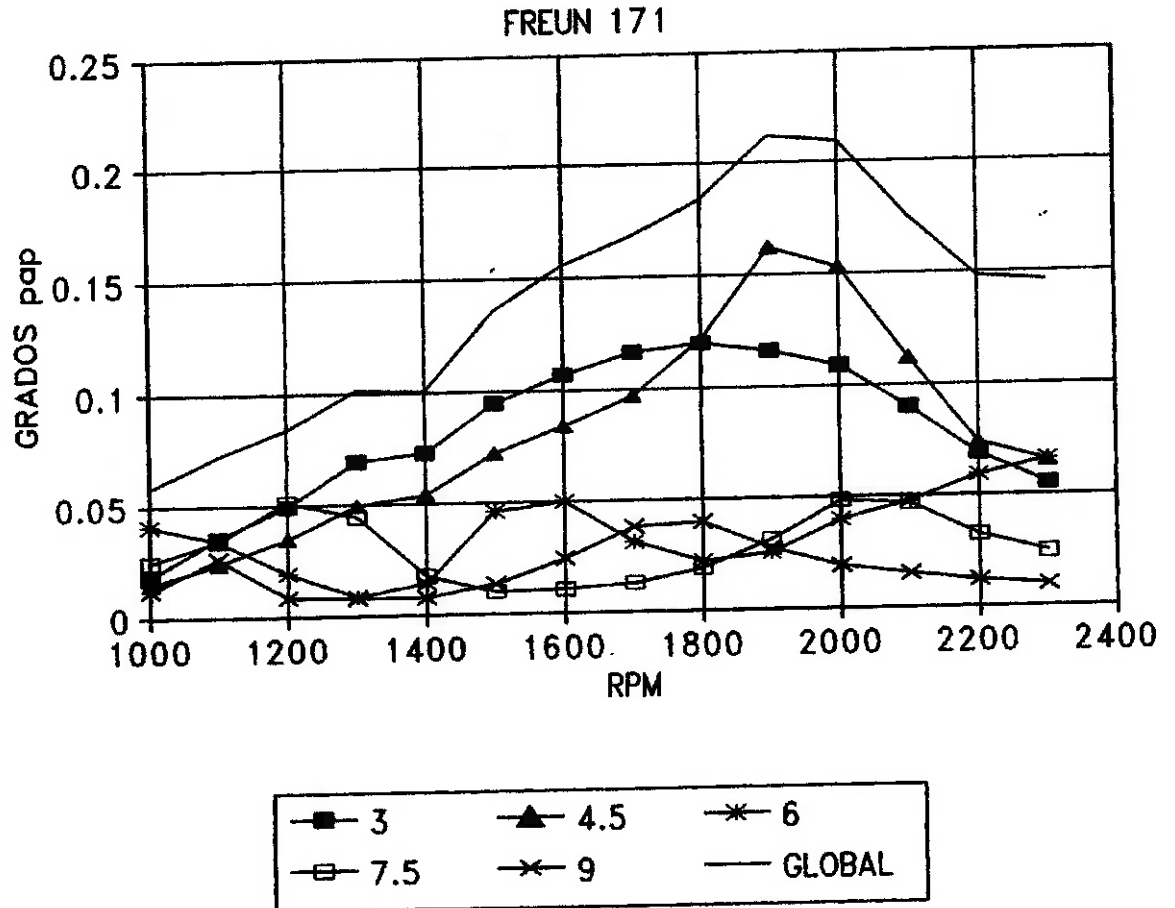


Figura 6.10: Efeito do amortecedor Freudenberg 171 no eixo girabrequim do motor Deutz BFM1013 [Cortesia Deutz Motor]

Este capítulo procurou mostrar os tipos de amortecedores de vibração torcional existentes e empregados na indústria automobilística, suas formas construtivas básicas e suas contribuições em aplicações no eixo girabrequim de motores de combustão interna e em eixos cardans. Eles são elementos indispensáveis no projeto de motores e tem-se tornado cada vez mais freqüente sua utilização em linhas de propulsão especialmente em veículos comerciais.

7. CONCLUSÕES

O tema vibração na indústria automobilística, é um dos assuntos mais complexos e extensos que requer fortes fundamentações matemáticas e físicas para seu entendimento satisfatório.

Os problemas decorrentes das vibrações não torcionais, causados na maioria dos casos por desbalanceamento de algum componente rotativo, são facilmente identificáveis, geralmente pelos sentidos humanos, e são de solução mais direta.

As vibrações torcionais, inerentes a qualquer motor de combustão interna e também presentes em linhas de propulsão com geometria "desequilibrada", são questões críticas, muitas vezes negligenciadas na elaboração do projeto do trem de força por simples desconhecimento de sua existência.

Qualquer mudança das características críticas do sistema de propulsão que afetam o comportamento vibratório torcional, como por exemplo a configuração interna do motor em função da disposição e número de cilindros, a pressão de combustão, a seqüência de ignição dos cilindros do motor, a inércia e capacidade de amortecimento dos elementos rotativos, a angularidade e as velocidades angulares críticas para os eixos cardans e os demais parâmetros abordados neste trabalho, tenderão a excitar todo o sistema em determinadas ordens de vibração que coincidirão com a faixa operativa do sistema.

Vários fabricantes de equipamentos, especialmente de sistemas de transmissão, têm incorporado os elementos de controle de vibração dentro de seus produtos, permitindo diversificar as vocações de utilização.

Esta tendência aumentará com o advento dos motores a diesel de baixa cilindrada, alta potência e gerenciamento eletrônico de combustível que passará a dominar o mercado de veículos comerciais a partir de 2005 devido à legislação de controle de emissões.

Neste cenário o problema vibratório torcional tenderá a ser mais bem explorado pelas montadoras de veículos e fabricantes de componentes do trem de força.

Para futuros trabalhos nesta área, sugerimos que seja feita uma abordagem sobre a substituição dos métodos experimentais, empregados atualmente na determinação do mais apropriado tipo de amortecedor de vibração, por simulações numéricas, onde poderiam ser previstas as dimensões gerais do amortecedor, as características de amortecimento do elastômero, no caso de amortecedores de borracha, ou as características do fluido interno, no caso de amortecedores viscosos, bem como a determinação da melhor posição de montagem ao longo do trem de força.

Os fabricantes de amortecedores de vibração, a exemplo dos fabricantes de transmissões e eixos cardans que já incorporam estes métodos de simulação no estabelecimento das fronteiras de utilização de seus produtos, deveriam ser os mais interessados em desenvolver esta metodologia em forma de programas computacionais não só para a divulgação e aplicação seus produtos mas também como uma contribuição para redução no tempo de desenvolvimento do projeto.

BIBLIOGRAFIA

Allison Transmission Division. **Driveline design recommendation, SA2236**. Indianápolis, 1985.

Allison Transmission Division. **Sales Tech Data Book, Installation Manuals SA 3018; SA2404; SA 1800**. Indianápolis, 1992.

Birkett, C.A.; Tecco, T. C.; Grohnke, D.A. **Computer Simulation of Driveline Vibration Due to Universal Joints in Heavy and Medium Duty Trucks**. SAE Paper 912700 , International Truck and Bus Meeting and Exposition, Illinois, November 18-21, 1991.

Bremer Jr, R.C. **A Pratical Treatise on Engine Crankshaft Torsional Vibration Control**. SAE SP445, 1979.

Detroit Diesel Corporation. **Performance Curves Series 60 Engines**. Detroit , 1995.

Dynamis Research Laboratories Ltd. **Torsional Vibration In T Trucks Driveline**. Ohio, 2001.

Fitch, J.W. **Motor Truck Engineering Handbook**. 4.ed. Warrendale, PA: publicado por SAE, 1993.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: publicado por SAE, 1992.

Joyner, R.G. **Truck Driveline as a Source of Vibration**. SAE paper 760843, Truck Meeting Indianapolis, Indiana, November 1-4, 1976.

Keeney, C.S.; Shih, S. **Prediction and control of heavy duty powertrain torsional vibration**. SAE Paper 922481, International truck and bus exposition, Toledo, 1992.

Nestorides, E.J. **A Handbook on Torsional Vibration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1958.

RITEC. **Research, Industrial Training and Engineering Services**. Rotordynamics software; disponível em <<<http://www.ripmap.net>>> acesso em 20 de maio 2002.

Szadkowski, A. ; Naganathan, N.G. **A Comprehensive Simulation Tool for Driveline Torsionals**. SAE Paper 942322, 1986

TEK016. **Torsional Vibration Analysis Program**, Allison Transmission Division, Indiana, 1984.

Vibratec. **Heavy Duty Vibration Dumpers Application Catalog VIB515**. New York, 1997

Willians, J. **Evaluation of constant speed assumption for determining cylinder excitation torque**. SAE Paper 960041, 1995.

Yorio, R.; Papaj, M. **Damping torsional vibration in engines and drivelines**. Diesel Progress Engines and Drives, Bufalo, 1990.