

EDSON LUCIANO DUQUE

**EFEITO DAS VIBRAÇÕES TORCIONAIS DO VOLANTE
DE MOTORES NA DETERMINAÇÃO DO SISTEMA DE
EMBREAGEM VEICULAR**

Trabalho final apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do Título de Mestre em
Engenharia Automotiva.

**São Paulo
2005**

EDSON LUCIANO DUQUE

**EFEITO DAS VIBRAÇÕES TORCIONAIS DO VOLANTE
DE MOTORES NA DETERMINAÇÃO DO SISTEMA DE
EMBREAGEM VEICULAR**

Trabalho final apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do Título de Mestre em
Engenharia Automotiva.

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

São Paulo

2005

FICHA CATALOGRÁFICA

Duque, Edson Luciano

**Efeito das vibrações torcionais do volante de motores na
determinação do sistema de embreagem veicular / E.L. Duque. --
São Paulo, 2005.**

p. 174

**Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em
Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo.**

**1.Vibrações de máquinas 2.Embreagem 3.Veículos automotores
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica II.t.**

Aos meus familiares, esposa e amigos, que tem sido minha base e grande razão e incentivo para a realização deste trabalho. Agradeço a todos vocês por mais esta conquista.

AGRADECIMENTOS

Ao meu mestre, Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro, que compartilhou parte do seu tempo, seu conhecimento e sua precisa orientação.

Aos meus amigos da SACHS AUTOMOTIVE DO BRASIL, VALEO EMBREAGENS DO BRASIL, LUK EMBREAGENS DO BRASIL e da GM POWERTRAIN DO BRASIL que tanto me auxiliaram na elaboração deste trabalho.

Aos meus pais e esposa pelo eterno suporte e infinita paciência.

E a Deus, por me proporcionar muita vida, saúde e condições para vencer mais este desafio.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:	Grau de Irregularidade x Número de Cilindros	20
Tabela 2:	Características Construtivas e de Performance do Motor	100
Tabela 3:	Inércias Equivalentes para Transm. "A"	107
Tabela 4:	Rigidez dos Semi-Eixos.....	108
Tabela 5:	Rigidez Equivalente dos Semi-Eixos por Marcha da Transmissão "A"	109
Tabela 6:	Dados do Veículo	109
Tabela 7:	Inércias Equivalentes do Veículo por Marcha com Transmissão "A"	110
Tabela 8:	Dados do Dinamômetro.....	114
Tabela 9:	Inércias Equivalentes para Transm. "B" (Fonte: GETRAG)	124
Tabela 10:	Inércias Equivalentes do Veículo por Marcha com Transmissão "B"	124

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fig. 1.1	Curvas Esquemáticas de Flutuações de um Virabrequim.....	1
Fig. 1.2	Gráfico da Evolução do Torque Específico	2
Fig. 1.3	Representação Detalhada de Carro x Modelo	4
Fig. 3.1	Curva de Variação de Rotação – Veículo em Aceleração à Plena Carga.....	10
Fig. 3.2	Curva de Variação de Rotação – Veículo em Desaceleração	10
Fig. 3.3	Representação de um Diagrama p–V para um Processo de 4 Tempos	14
Fig. 3.4	Esquema dos Mecanismos do Conjunto Biela/Pistão	14
Fig. 3.5	Relação entre o Ângulo do Virabrequim e sua Flutuação	16
Fig. 3.6	Gráfico Variação de Torque x Ângulo do Virabrequim	19
Fig. 3.7	Diagrama de CAMPBELL para um Motor de 4 Cilindros	23
Fig. 3.8	Modelo de Vibração	24
Fig. 3.9	Esquema de Amortecimento de um Disco de Embreagem.....	27
Fig. 3.10	Espectro de Vibração de Motor – Medido no Volante do Motor..	28
Fig. 3.11	Simplificação do Modelo de Vibração.....	29
Fig. 3.12	Efeito do Surging.....	30
Fig. 3.13	Representação de um Gráfico de Isolação	31
Fig. 3.14	Disco de Embreagem em Corte.....	33
Fig. 3.15	Rampas de Rigidez de um Disco de Embreagem.....	35
Fig. 3.16	Gráficos da Influência da Rigidez e do Atrito.....	37
Fig. 3.17	Transmissão em Corte na Condição de Tração	38
Fig. 3.18	Modelo Simplificado para a Condição de Tração/Retração	39
Fig. 3.19	Representação da Influência do Disco de Embreagem na Resposta da Transmissão em Tração	40

Fig. 3.20	Transmissão em Corte na Condição de Neutro e Veículo Parado (Marcha Lenta).....	43
Fig. 3.21	Modelo Simplificado para a Condição de Marcha Lenta	44
Fig. 3.22	Variação de Rotação de Marcha Lenta Sem Carga.....	45
Fig. 3.23	Variação da Rotação de Marcha Lenta Com Consumidores Elétricos, Ar-Condicionado e Direção Hidráulica.....	46
Fig. 3.24	Variação da Rigidez Decorrente da mudança da Região de Trabalho com a Temperatura do Lubrificante da Transmissão...	47
Fig. 3.25	Resposta da Transmissão com “Batidas” no Estágio Principal...	48
Fig. 3.26	Representação de Curva Linear x Não-Linear	48
Fig. 3.27	Comparativo entre o Ponto 1 x Ponto 2.....	49
Fig. 3.28	Comparação de Discos Sem x Com Comando de Atrito	50
Fig. 3.29	Desenho Esquemático de um VDM de Molas Helicoidais	51
Fig. 3.30	Desenho Esquemático de um VDM de Planetárias	52
Fig. 3.31	Desenho Esquemático de um MTD	53
Fig. 3.32	Desenho Esquemático de um VDM Radial	54
Fig. 3.33	Modelo Simplificado de um Driveline com VDM.....	56
Fig. 3.34	Rampas de Rigidez de um VDM em Tração	57
Fig. 3.35	Curvas Típicas de Resposta de um VDM com a Variação da Inércia Secundária	58
Fig. 3.36	Curvas de Irregularidade da Massa Primária de um VDM x Volante Rígido (Convencional)	59
Fig. 3.37a	Comportamento da Variação Angular, Rotação e Aceleração durante a Partida de um Motor com VDM	60
Fig. 3.37b	Comportamento da Variação Angular, Rotação e Aceleração na Desaceleração de um Motor com VDM.....	61
Fig. 3.38	Curvas Típicas de Resposta de um VDM com a Variação de Rigidez do Amortecedor.....	62
Fig. 3.39	Comparativo de Rigidez do Amortecedor entre Gerações de VDM x Torque Máximo do Motor	63

Fig. 3.40	Exemplo de Montagem de um Absorvedor de Vibrações	64
Fig. 3.41	Combinação de um VDM com um Disco de Embreagem com Amortecedor Torcional em Série	65
Fig. 3.42	Modelo de Engrenamento Detalhado com 10 Graus de Liberdade	69
Fig. 3.43	Ruído de um Motor e uma Transmissão em Plena Carga em 5ª Marcha	70
Fig. 3.44	Gráfico da Vibração na Carcaça	72
Fig. 3.45	Representação da Folga	76
Fig. 3.46	Influência da Folga (Simulação)	77
Fig. 3.47	Gráfico de Torque de Arraste x Viscosidade do Lubrificante	78
Fig. 3.48	Gráfico de Torque de Arraste x Aumento de Carga pelo Sincronizador	79
Fig. 3.49	Efeitos das Mudanças das Características Torcionais de Operação	81
Fig. 3.50	Característica Torcional de Ressonância do Driveline – Volante Original	83
Fig. 3.51	Característica Torcional de Ressonância do Driveline – Mudança de Parâmetros	85
Fig. 3.52	Característica Torcional de Ressonância do Driveline – Volante Original	87
Fig. 3.53	Simulação da influência da Diminuição da Inércia da Roda Livre de 2ª Marcha	89
Fig. 3.54	Adição de Nervuras na Carcaça da Transmissão	91
Fig. 3.55	Gráfico do Efeito Sonoro x Modificações na Carcaça	92
Fig. 3.56	Comportamento do Ruído com Mudanças nos Parâmetros	93
Fig. 4.1	Representação Detalhada do Modelo de Vibração	94
Fig. 4.2	Representação do Modelo de Vibração Simplificado	99
Fig. 4.3	Inércia dos Componentes do Disco de Embreagem	106

Fig. 4.4	Representação do Modelo de Vibração Simplificado	112
Fig. 5.1	Detalhes da Instrumentação no Dinamômetro	114
Fig. 5.2	Esquema da Montagem do Equipamento em Veículo	115
Fig. 5.3	Curva Rotação do Motor x Tempo de Aquisição em Veículo	116
Fig. 5.4	Comparativo entre Marchas x Comportamento do Motor	117
Fig. 5.5	Comparativo entre Marchas x Comportamento do Motor	118
Fig. 5.6	Comparativo de Irregularidade Medida em Dinamômetro x Carro	119
Fig. 5.7	Comparativo entre Marchas x Resposta da Transmissão.....	120
Fig. 5.8	Resposta do Modelo da Transmissão “A”	120
Fig. 6.1	Comparativo de Inércias dos Volantes	121
Fig. 6.2	Comparativo de Irregularidade com Inércia Diminuída	122
Fig. 6.3	Resposta da Transmissão no Veículo com Volante Original	123
Fig. 6.4	Modelo Simplificado Completo	124
Fig. 6.5	Resposta Simulada da Transmissão com Inércia do Motor Original	125
Fig. 6.6	Resposta Simulada da Transmissão com Inércia do Motor Modificada	126

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

C.G.	Centro de Gravidade
GI	Grau de Irregularidade
PMS	Ponto Morto Superior
VDM	Volante de Dupla Massa
MTD	Mechanical Torsional Damper

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

F_p	Forças de pressão (N)
A_p	Área do pistão (m^2)
L	Comprimento da biela (m)
F_a	Força alternativa de inércia (N)
$M(t)$	Torque total do motor ($N.m$)
N	Ordem do motor
GI	Grau de irregularidade
\overline{M}	Torque médio do motor ($N.m$)
$M_{máx}$	Torque instantâneo médio ($N.m$)
J_{eqR}	Momento de inércia rotativa equivalente ($kg.m^2$)
T_{ext}	Torque medido ($N.m$)
K'	Rigidez do sistema ($N.m/rad$)
I'	Inércia do sistema ($kg.m^2$)
M_{atrito}	Momento de atrito no cubo da embreagem ($N.m$)
I_T	Inércia equivalente da transmissão ($kg.m^2$)
I_R	Inércia equivalente das rodas ($kg.m^2$)
I_V	Inércia equivalente do veículo ($kg.m^2$)
I_{Dif}	Inércia equivalente do diferencial ($kg.m^2$)
C_e	Coefficiente de amortecimento viscoso equivalente do trecho principal da embreagem ($N.m.s$)
K_e	Rigidez do trecho principal da embreagem ($N.m/rad$)

I_{pri}	Inércia primária do VDM ($kg.m^2$)
I_{sec}	Inércia secundária do VDM ($kg.m^2$)
C_{VDM}	Coefficiente de amortecimento equivalente do VDM ($N.m.s$)
K_{VDM}	Rigidez do VDM ($N.m/rad$)
E_{pot}	Energia potencial da mola do VDM ($N.m.rad$)
M_{VDM}	Torque no VDM ($N.m$)
I_x	Inércia de uma roda livre ($kg.m^2$)
$T_{arraste}$	Torque de arrastada transmissão ($N.m.rad$)
$M(J_{eq_R})$	Torque inercial rotativo ($N.m$)
J_P	Momento polar de inércia (m^4)
D_{SE}	Diâmetro do semi-eixo (m)
L_x	Comprimento do semi-eixo (m)
R	Raio dinâmico do pneu (m)

Letras Minúsculas

p	Pressão de combustão (Pa)
p_0	Pressão de admissão no motor (Pa)
y	Distância entre a linha de centro do virabrequim e o PMS (m)
r	Comprimento da manivela (m)
x	Posição do pistão (m)
m_a	Massa alternativa equivalente (kg)
t	Tempo (s)
i_T	Inércia da transmissão em neutro ($kg.m^2$)

c_e	Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do trecho do pré-amortecedor da embreagem ($N.m.s$)
c_D	Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do driveline ($N.m.s$)
c_P	Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente do pneu ($N.m.s$)
k_e	Rigidez do trecho de pré-amortecedor da embreagem ($N.m/rad$)
k_D	Rigidez equivalente do driveline ($N.m/rad$)
k_P	Rigidez equivalente do pneu ($N.m/rad$)
k_{SE}	Rigidez combinada dos semi-eixos ($N.m/rad$)
k_{SEx}	Rigidez do semi-eixo ($N.m/rad$)
i_{Dif}	Relação de transmissão do diferencial
I_X	Relação de transmissão

Letras Gregas

A	Ângulo de giro do virabrequim (rad)
β	Ângulo entre a linha de centro do pistão e a biela (rad)
λ	Relação entre r e L
η_M	Rendimento do motor
Ω	Velocidade angular média do motor (rad/s)
$\ddot{\alpha}(t)$	Varição de aceleração angular (rad/s^2)
$\dot{\alpha}(t)$	Varição de velocidade angular (rad/s)
$\alpha(t)$	Varição de posição angular (rad)
ω_f	Frequência forçada (rad/s)

ω_n	Frequência natural (rad/s)
$\ddot{\theta}_T$	Varição de aceleração angular do eixo do entrada da transmissão (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_V$	Varição de aceleração angular do eixo do veículo (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_R$	Varição de aceleração angular do eixo das rodas (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_{Dif}$	Varição de aceleração angular do eixo do diferencial (rad/s^2)
$\dot{\theta}_T$	Varição de velocidade angular do eixo de entrada da transmissão (rad/s)
$\dot{\theta}_V$	Varição de velocidade angular do eixo de entrada do veículo (rad/s)
$\dot{\theta}_R$	Varição de velocidade angular do eixo de entrada das rodas (rad/s)
$\dot{\theta}_{Dif}$	Varição de velocidade angular do eixo de entrada do diferencial (rad/s)
θ_T	Varição de posição angular do eixo de entrada da transmissão (rad)
θ_V	Varição de posição angular do eixo do veículo (rad)
θ_R	Varição de posição angular do eixo das rodas (rad)
θ_{Dif}	Varição de posição angular do eixo do diferencial (rad)
κ	Relação das inércias do VDM
φ	Ângulo de deflexão do VDM (rad)
$\ddot{\theta}$	Aceleração local (rad/s^2)
$\ddot{\theta}_{crit}$	Aceleração local crítica (rad/s^2)
\ominus	Amplitude da posição da resposta (rad)
\odot	Amplitude da velocidade angular da resposta (rad/s)
\odot	Amplitude da posição da resposta (rad/s^2)
Λ	Amplitude da excitação (rad/s^2)

RESUMO

O motor de combustão interna, embreagem, transmissão, diferencial, eixo Cardan, semi-eixos e rodas motrizes compõem o trem de potência de um veículo que, por diversas razões de refinamento e peso, oferecem baixa “resistência” aos ruídos decorrentes da irregularidade de rotação do motor.

O presente trabalho reúne elementos para analisar os efeitos das flutuações de rotação (vibrações torcionais) presentes nos volantes de motores de quatro tempos, medidas em dinamômetro, no desenvolvimento de sistemas de embreagem.

O uso de simulação matemática computacional permite amenizar ou eliminar os ruídos provenientes da transmissão no veículo protótipo, possibilitando assim ganhos significativos no tempo de desenvolvimento de discos de embreagem e/ou volantes de dupla massa.

ABSTRACT

The internal combustion engine, clutch, transmission, differential, propeller shaft, half shafts and driven wheels compose the powerline of a vehicle which, due to several reasons of refinement and weight, offer low noise "counter resistance" to engine irregularity.

This report is a collection of elements to analyze the effects of the engine revolution irregularity (torsional vibration) present on flywheels of 4-stroke engines, as measured in dynamometer, in the development of clutch systems.

The use of computer simulation allows to soften or to eliminate the noise deriving from the transmission of prototype vehicles with new powertrain combination (clutch discs and/or dual-mass-flywheels), bringing considerable development time gains.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

1.) INTRODUÇÃO	1
2.) OBJETIVO.....	5
3.) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
3.1) ESTUDO DA NECESSIDADE.....	6
3.2) OS AMORTECEDORES TORCIONAIS	26
3.2.1) O DISCO DE EMBREAGEM	34
3.2.1.1) AMORTECIMENTO PRINCIPAL	38
3.2.1.2) PRÉ-AMORTECIMENTO	42
3.2.2) VOLANTE DE DUPLA MASSA (VDM)	50
3.3) O RUÍDO DE CHOCALHO OU RATTLE.....	67
3.3.1) PARÂMETROS PRINCIPAIS	74
3.3.2) INFLUÊNCIA DAS FOLGAS.....	76
3.3.3) TORQUE DE ARRASTE.....	78
3.3.4) ACELERAÇÃO ANGULAR	83
3.3.5) INÉRCIA DAS ENGRENAGENS LIVRES.....	88

3.3.6) TRANSFERÊNCIA DA VIBRAÇÃO	90
4.) MODELAMENTO DO SISTEMA	94
4.1) MODELO DO MOTOR	100
4.2) MODELO DA EMBREAGEM	101
4.3) MODELO DA TRANSMISSÃO	105
4.4) MODELO DO TREM DE FORÇA.....	107
4.5) MODELO DO VEÍCULO.....	109
4.6) MODELO COMPLETO.....	110
5.) DETERMINAÇÕES EXPERIMENTAIS	112
5.1) PLANO DE INVESTIGAÇÃO.....	113
5.1.1) COMPARATIVO DO COMPORTAMENTO DO MOTOR.....	113
5.1.2) RESPOSTA DO TREM DE FORÇA EM VEÍCULO	118
5.2) RESPOSTA DO MODELO PROPOSTO	119
6) ESTUDO DE CASO	121
7.) CONCLUSÕES	127
8.) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	129
8.1) LIVROS.....	129
8.2) PAPERS	132
8.3) PERIÓDICOS E RELATÓRIOS	136
8.4) CONGRESSOS E SEMINÁRIOS.....	137
8.5) SITES NA INTERNET	139
ANEXOS	142

1.) INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna podem ser considerados como geradores de flutuações rotacionais, uma vez que a cada ignição da mistura de combustível em um cilindro, uma aceleração angular é gerada no virabrequim devido à pressão dos gases, que é seguida por uma desaceleração causada pela compressão no próximo cilindro, originando as variações de rotação no motor. Os movimentos alternativos de massas também contribuem com uma parcela considerável de irregularidade.

Na Fig. 1.1 temos as curvas (esquemáticas) típicas de medição de irregularidade de um motor de quatro cilindros com duas ignições por rotação.

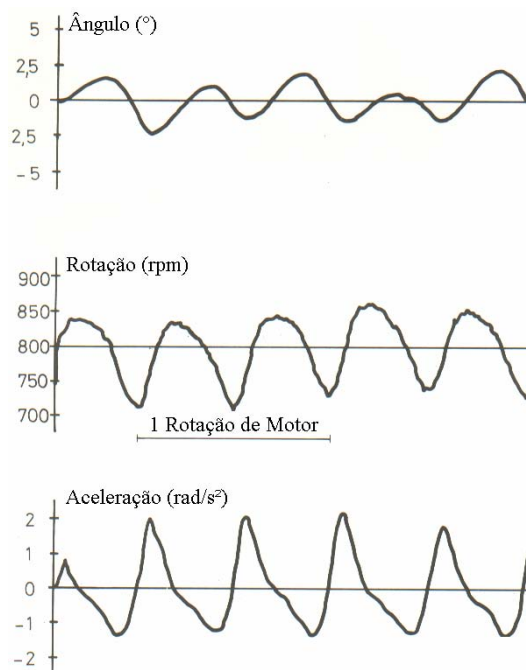


Fig. 1.1 – Curvas Esquemáticas de Flutuações de um Virabrequim

Estas vibrações, quando aplicadas na transmissão de um veículo, podem produzir ruídos indesejáveis ao usuário do mesmo. Com isso, os engenheiros de embreagem buscam minimizar a transferência destas vibrações do motor para a transmissão, sendo este um grande desafio para todos os envolvidos no projeto de transmissões e embreagens.

Podemos verificar que esta excitação gerada pelo motor vem crescendo continuamente nos últimos anos, enquanto que as transmissões vem se tornando muito mais sensíveis a esta excitação.

SHAVER [18] demonstra através da Fig. 1.2 que, no início dos anos 70, a pressão média efetiva da câmara de combustão dos motores da época vinha crescendo continuamente, o que acarretou em um aumento considerável no torque específico em toda a faixa de utilização dos modernos motores.

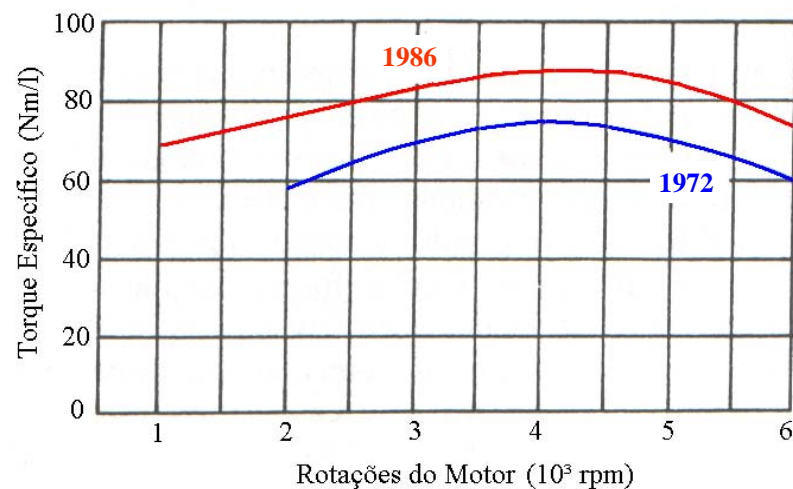


Fig. 1.2 – Gráfico da Evolução do Torque Específico

Estudos realizados pela **RICARDO CONSULTING ENGINEERS [63]** mostram que durante o período de 1981 a 2001 os veículos aumentaram a potência de seus motores (+84%), ganharam massa (+22%), melhoraram o consumo de combustível (-0,5%) e se tornaram mais “ágeis” (acelerações 27% mais rápidas).

Para o lado das transmissões, **RIEDEL et al [37]** apontam para o fato de que as transmissões também evoluíram aumentando sua capacidade de torque e diminuindo tamanho/massa de seus componentes. Isso acarreta em diminuição de sua inércia, elevando a faixa de rotações onde ocorrem as freqüências naturais do *driveline*.

Podemos ainda verificar esta situação com o aparecimento de transmissões de três eixos. Uma das formas encontradas de aumentar a capacidade de torque das transmissões é a utilização cada vez mais freqüente de três eixos para efetuar a transmissão do torque do motor. Mas, esta disposição acarreta um problema: os eixos têm pouca inércia e são mais sensíveis às flutuações de rotação e, conseqüentemente, são mais ruidosos, tanto em marcha lenta como em condições de carga.

No que se refere aos combustíveis, entre os motores de ciclo Otto os a álcool são os que apresentam o maior grau de irregularidade. Os carros equipados com motores à gasolina também vêm apresentando níveis cada vez maiores de flutuação de rotação uma vez que temos constantemente aumentos da porcentagem de etanol na gasolina, o que possibilita maiores ângulos de avanço, com aumentos significativos na pressão de combustão nos cilindros. Esta situação tende a piorar com o surgimento dos motores

chamados “flexíveis” que funcionam com qualquer proporção na mistura de álcool e gasolina.

Por causa desta intensa e permanente busca por melhor desempenho e consumo, existem estudos em andamento para o desenvolvimento de técnicas analíticas para melhor entender o mecanismo do *rattle* ou *chocalho*, sendo largamente dedicados à modelagem de complexos processos não-lineares.

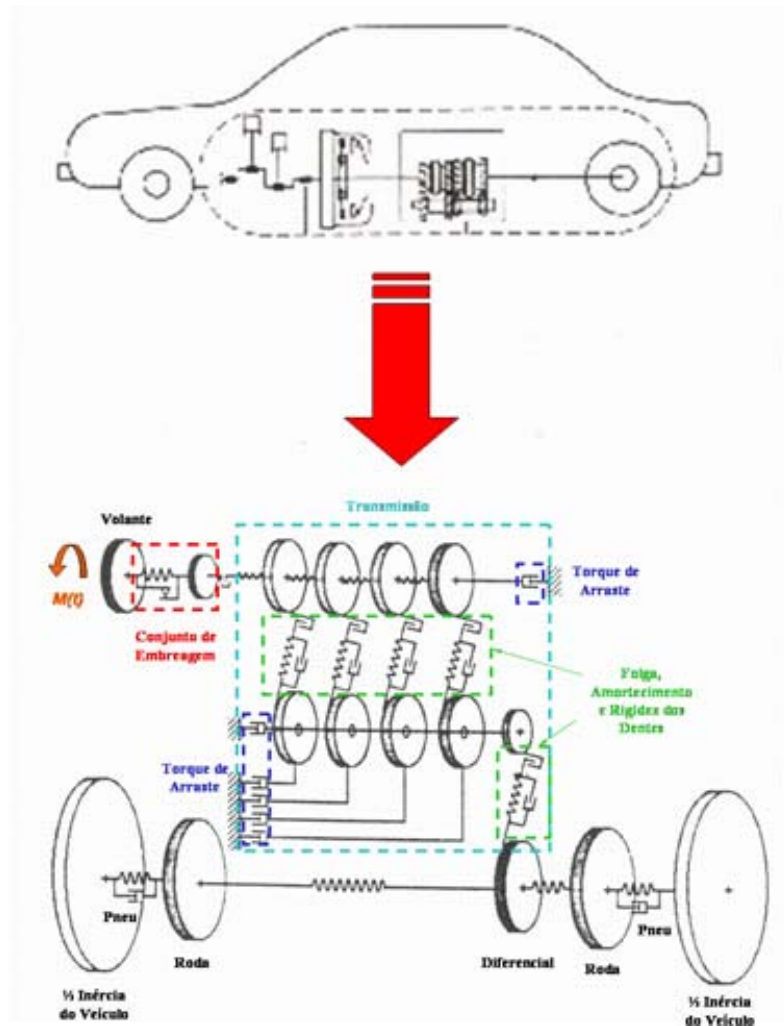


Fig. 1.3 – Representação Detalhada de Carro x Modelo

Estas técnicas já estão razoavelmente desenvolvidas e comprovadas, mas sua aplicação no processo de desenvolvimento na “vida real” é ainda limitada ([26]).

Algumas razões para isso são as dificuldades em se obter valores precisos dos parâmetros dos modelos durante o estágio de projeto do sistema, custos proibitivos e também pelo fato de, em alguns casos, não darem a total certeza se um determinado **rattle** será eliminado a contento ([36]). Como resultado, na maioria das vezes a solução de um problema deste tipo é obtida em um estágio do desenvolvimento do veículo onde grandes mudanças não são mais possíveis.

Logo, este trabalho tem como objetivo principal desenvolver uma forma de anteciparmos o comportamento vibratório de um motor já nos bancos de teste, e fazendo uso de um **software** específico de aquisição e simulação de vibração saberemos com boa antecedência os possíveis impactos de um determinado amortecedor torcional.

2.) OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é desenvolver um método de cálculo e um procedimento de análise que permita prever o comportamento de vibração torcional na transmissão de automóveis, de modo a reduzir o tempo de desenvolvimento de sistemas de embreagem em veículos protótipos.

Como foi exposto no item anterior, os tempos de desenvolvimento de motores estão ficando cada vez mais curtos, impactando diretamente o desenvolvimento do sistema de embreagem.

Atualmente, para se iniciar a calibração do sistema de embreagem se espera um longo tempo pela disponibilização do veículo protótipo, e também até que a calibração do motor no veículo esteja em um nível mais avançado.

No sentido de reduzir o tempo e facilitar essa calibração, será apresentado um modelo dinâmico simplificado de trem de força que, após haver sido ajustado a um trem de força existente, permite estimar o comportamento desse trem de força quando submetido a um novo motor e a diferentes amortecedores torcionais. Usando como excitação a vibração torcional medida no volante do motor instalado em dinamômetro, o modelo deve simular o efeito dos parâmetros do amortecedor da embreagem e permitir estimar a ocorrência de **rattle** na transmissão no caso de mudanças no combustível, inércias de componentes do motor, e outros aspectos do motor.

3.) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1) ESTUDO DA NECESSIDADE

O primeiro ponto que devemos avaliar é a real necessidade de se desenvolver o estudo deste trabalho. Para isso devemos avaliar qual é a

expectativa de mercado para as transmissões manuais, que está diretamente ligada a necessidade do uso de um sistema de embreagem.

Um relatório consolidado por **DANIELS [51]** prevê que a demanda anual por transmissões manuais de veículos de passageiros e comerciais leves irá aumentar levemente até um pico de aproximadamente 30 milhões de unidades em 2007. Após 2007, a demanda irá diminuir, lentamente, até um patamar de 29 milhões de unidades em 2012.

Embora a maior parte desta demanda virá da Europa Ocidental, mercados de pelo menos 1 milhão de unidades por ano irão existir na Europa Oriental, Ásia, América Latina e das operações de montadoras em países em desenvolvimento.

E, mesmo que nos mercados da América do Norte, onde temos uma pequena demanda em termos de participação, a demanda continuará significativa em termos de números.

Para os mercados asiáticos, observa-se que mesmo com o aumento do uso de transmissões automáticas, o rápido crescimento destes mercados manterão a demanda por transmissões manuais em um nível bem alto. **DANIELS [51]** estima que fique em um patamar por volta de 6,3 – 6,7 milhões de unidades por ano entre 2006 e 2012.

Estes números nos levam a concluir que existe uma grande expectativa de que, pelo menos em números absolutos, o uso de transmissões manuais continuará alto, e conseqüentemente precisaremos continuar utilizando um sistema de embreagem para efetuar a conexão entre motor e transmissão.

Uma vez verificada a projeção do mercado de transmissões manuais e embreagens, vamos analisar os acontecimentos e fatos que vem afetando diretamente nos últimos anos o desenvolvimento dos motores de ciclo **Otto** e **Diesel**.

Outro fator a ser avaliado é que com a abertura do mercado em 1992, que foi considerada muito brusca pelas quatro grandes montadoras brasileiras (**General Motors, Volkswagen, FIAT e Ford**), houve um aumento abrupto da competitividade interna. Este aumento forçou as empresas automobilísticas locais, assim como os seus respectivos fornecedores, a mudarem, rapidamente, sua visão e estratégias de negócios, adaptando-se a esta nova realidade.

O aumento do número de opções à disposição fez com que os clientes começassem a comparar os veículos em termos de qualidade, tecnologia, serviços pós-venda, entre outros.

Com relação à tecnologia de motores, os consumidores estão buscando veículos cada vez com mais “potência”, com o menor consumo por quilometro rodado, menor nível de ruídos e melhor dirigibilidade. Para atender estes requisitos as montadoras estão desenvolvendo incansavelmente soluções de engenharia, fazendo uso de sistemas de controle de motor cada vez mais modernos, velozes e precisos.

Essas melhorias possibilitaram o aumento da taxa de compressão dos motores, bem como a utilização de valores cada vez maiores de avanço da faísca (**Otto**) e o uso de sistemas de injeção de combustível (**Otto/Diesel**). Além disso, com o desenvolvimento de peças cujos desenhos

visam a diminuição de massa e o uso de ligas metálicas mais leves e robustas na fabricação de seus componentes internos ([37]), os motores sofreram um aumento significativo nas vibrações torcionais dos virabrequins, bem como suas flutuações de rotação passaram a ser maiores.

Segundo **JOAO [9]** a função principal dos motores de combustão é ser fonte de potência para veículos, Esta geração de potência é um processo cíclico, onde temos um torque fornecido em forma de uma série de pulsos, que correspondem a cada explosão de cada cilindro.

Os motores de combustão interna a pistões têm uma cinemática que parte de um movimento de translação alternativo para gerar movimento rotativo, através de um eixo de manivelas. A geração de potência nesses motores é intermitente e os regimes de trabalho são variáveis, não somente devido à variação de pressão e à ordem de ignição, mas também devido às forças inerciais geradas pelos movimentos alternativos de virabrequim, bielas, pistões, etc.

O comportamento da variação de rotação durante aceleração de um veículo versus o valor da rotação instantânea de um motor pode ser vista na figura abaixo:

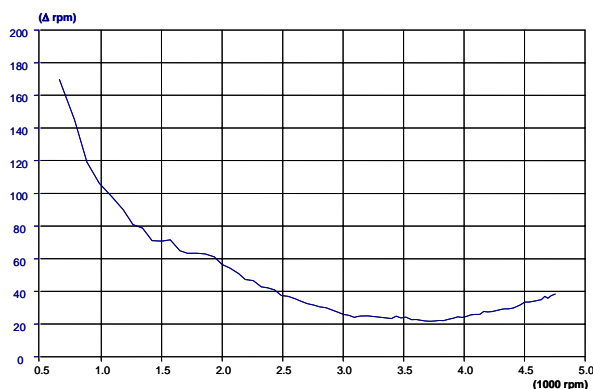


Fig. 3.1 – Curva de Variação de Rotação – Veículo em Aceleração à Plena Carga

Durante a desaceleração o comportamento da variação de rotação se mostra da seguinte forma:

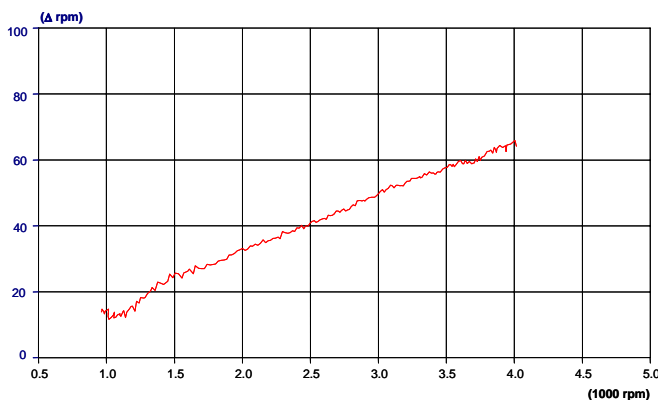


Fig. 3.2 – Curva de Variação de Rotação – Veículo em Desaceleração

Segundo **TARAZA, HENEIN e BRYZIK [45]** a variação de velocidade do virabrequim é influenciada pela ação da pressão nos cilindros do motor que contribuem para a performance total do motor. Ao mesmo tempo, a variação de velocidade é influenciada pela rigidez torcional do

virabrequim, momentos de inércia dos diversos mecanismos do motor, carga dos acessórios, etc. Logo, como observamos, a determinação da variação angular do virabrequim através de um modelo matemático também é muito complexa, onde a mudança de apenas um dos itens acima provoca alterações da mesma.

LUK [12] aponta que esta variação é fruto, principalmente, do ciclo de combustão do motor, sendo função da frequência de ignição do mesmo. Já **SZADKOWSKI [42]** mostra que, além dos pulsos de torque gerado pela combustão, temos também que considerar as forças de inércia geradas pelas massas alternativas que estão em movimento dentro do motor (e. g. pistão, biela, anéis, etc.).

TAYLOR [19] lembra que as forças inerciais variam com o quadrado da velocidade angular, não proporcionando um grande impacto na “geração” de vibrações torcionais em baixas rotações.

Uma das forças que é responsável por uma parcela desta irregularidade é a força F_p devida à pressão dos gases. Esta força é dada por:

$$F_p = (p - p_0) \cdot A_p \quad (1)$$

Onde p é a pressão na câmara de combustão, p_0 a pressão no carter e A_p a área do pistão. Conhecendo-se o diagrama $p - V$ (Fig. 3.3) é possível se obter F_p em função do ângulo do virabrequim.

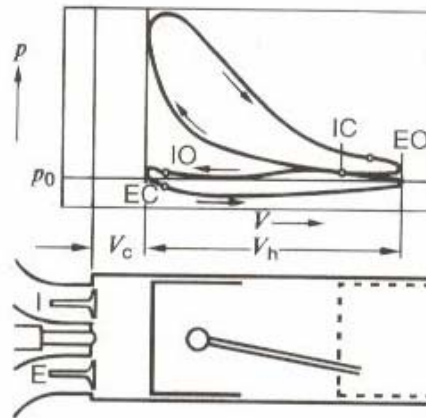


Fig. 3.3 – Representação de um Diagrama p - V para um Processo de 4 Tempos

A outra parcela é a gerada pelas forças inerciais dos componentes rotativos e alternativos que temos no motor. A Fig. 3.4 mostra esquematicamente o mecanismo biela/virabrequim/pistão:

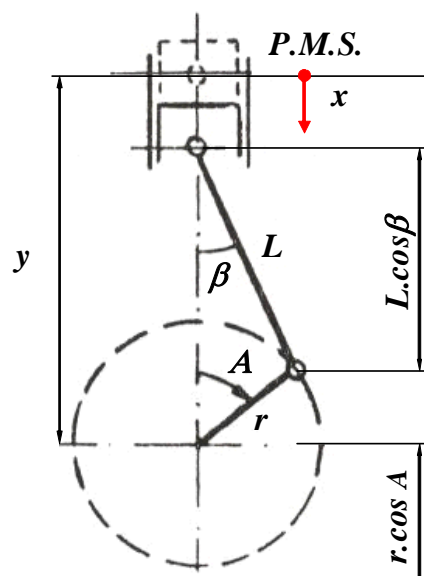


Fig. 3.4 – Esquema dos Mecanismos do Conjunto Biela/Pistão

O objetivo do equacionamento a seguir é a determinação da variação da aceleração angular no virabrequim do motor.

Utilizando o esquema do mecanismo biela-manivela-mostrado na Fig. 3.4, desenvolveremos os equacionamentos para a determinação da posição instantânea do pistão, a partir do **PMS**, e através de derivação no tempo obtemos sua velocidade e aceleração instantâneas.

$$x = r + L - y \quad (2)$$

e

$$y = r \cdot \cos A + L \cdot \cos \beta$$

E, tiramos que:

$$L \cdot \sin \beta = r \cdot \cos A$$

$$\therefore \sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \cos A = \lambda \cdot \cos A$$

Portanto, temos que:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 A} \quad (3)$$

Substituindo (3) em (2):

$$x = r.(1 - \cos A) + L.\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 A}\right) \quad (4)$$

Esta expressão pode ser decomposta em uma série de Fourier em função de A , com harmônicos de ordem 2, 4, 6, etc. Segundo **TAYLOR [19]** as razões pelas quais se exprime a aceleração do pistão nessa forma são: em primeiro lugar, a facilidade de adição das forças com variação das relações de fase, tal como nos motores de múltiplos cilindros, e, em segundo lugar, essa forma ajuda a solução dos problemas de vibração do motor em geral.

Depois de multiplicadas pela massa do pistão, essas expressões de velocidade e aceleração passam a representar a quantidade de movimento vertical e a força vertical de inércia. Estas forças são compostas principalmente por dois termos: um que varia com a mesma freqüência de rotação do virabrequim, conhecido como termo **primário**, e outro variando com o dobro dessa freqüência, conhecido como termo **secundário**. Se a biela tiver comprimento infinito, o termo secundário desaparecerá e o pistão executaria movimento harmônico. Agora analisaremos as forças de inércias geradas pelas massas de biela e pistão. Estas forças podem ser divididas em dois tipos: a alternativa e a centrífuga.

Na Fig. **3.4** podemos verificar que o ponto superior da biela descreve uma linha reta, enquanto o ponto inferior move-se em círculo, enquanto que todos os outros pontos descrevem elipses, de forma que a determinação, e subsequente integração das forças de inércia de todos esses pontos, resultaria em grande trabalho.

Mas, **DEN HARTOG [3]** define as características da biela substituindo a mesma por outra estrutura possuindo a mesma massa e o mesmo centro de gravidade, de forma que a trajetória do seu centro de gravidade (C.G.) não seja alterada; então a força total de inércia da biela será aproximadamente igual àquela da nova estrutura.

Utilizando a relação da lei de **NEWTON** de que a componente da força de inércia de um corpo em uma determinada direção é igual ao produto de sua massa pela aceleração de seu C.G. nessa direção, a massa da biela é substituída por duas massas concentradas, uma em cada extremidade, de forma que a posição do C.G. não se altere e de tal forma que a soma das duas massas concentradas seja igual à massa total da biela original.

Com isso o resultado da aceleração do movimento alternativo das massas de biela e pistão é definido por:

$$F_a = -m_a \cdot \ddot{x} \quad (5)$$

Agora, pelo método dos trabalhos virtuais, considerando que o trabalho da força de pressão na cabeça do pistão mais o trabalho das forças de inércia alternativas é igual ao trabalho do torque de inércia das partes rotativas mais o torque externo. Desta forma, podemos escrever a seguinte equação já considerando também o rendimento do motor η_M :

$$[(p - p_0) \cdot A_P - m_a \cdot \ddot{x}] \cdot \eta_M \cdot dx = M(t) \cdot dA \quad (6)$$

Como $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$, então podemos escrever:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dA} \cdot \frac{dA}{dt} \cdot \left(\frac{dx}{dA} \cdot \frac{dA}{dt} \right) \quad (7)$$

Considerando que o comportamento do ângulo A e sua respectiva primeira e segunda derivadas estão representadas no gráfico abaixo:

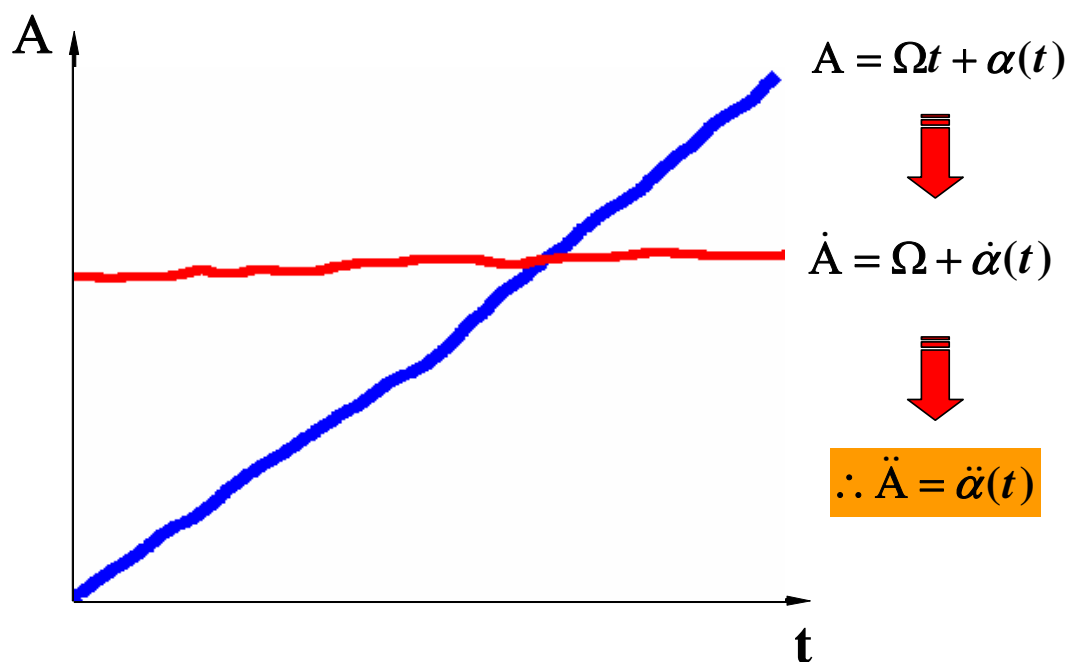


Fig. 3.5 – Relação entre o Ângulo do Virabrequim e sua Flutuação

Verificamos também que, em valores absolutos, o valor de Ω é muito maior que a variação de velocidade angular $\dot{\alpha}(t)$. Logo, podemos definir que:

$$\frac{dA}{dt} \cong \Omega$$

Substituindo em (7), temos:

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dA} \cdot \frac{dA}{dt} \cdot \left(\frac{dx}{dA} \cdot \frac{dA}{dt} \right) = \frac{d^2x}{dA^2} \cdot \Omega^2 \quad (8)$$

Desta forma temos:

$$[(p - p_0) \cdot A_p - m_a \cdot \frac{d^2x}{dA^2} \cdot \Omega^2] \cdot \eta_M \cdot dx = M(t) \cdot dA$$

Desta forma obtemos o valor de torque instantâneo em função do ângulo do virabrequim (Fig. 3.5):

$$M(t) = \eta_M \cdot [(p - p_0) \cdot A_p - m_a \cdot \frac{d^2x}{dA^2} \cdot \Omega^2] \cdot \frac{dx}{dA} \quad (9)$$

DEN HARTOG [3] indica que “nas quatro posições de ponto morto durante as duas revoluções de um ciclo de combustão, o conjugado é nulo”. E, quando o motor opera em condições parciais de carga, a curva de torque instantâneo muda apenas no trecho da queima da mistura.

As linhas pontilhadas **1** e **2** da figura abaixo indicam as curvas de conjugado para carga zero e meia carga respectivamente, sendo que, com carga nula, a pressão durante o período de combustão é igual àquela durante o período de compressão. Isso nos indica que, mesmo sem carga, temos momentos alternados de amplitude considerável.

Fazendo uso das séries de **Fourier** podemos ainda decompor a curva do momento instantâneo em suas componentes harmônicas ([2]).

Desta forma a Eq. (9) poderia também ser escrita como:

$$M(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{N=1}^{\infty} (a_n \cdot \cos N\omega t + b_n \cdot \sin N\omega t) \quad (10)$$

Para os motores de 4 tempos temos harmônicas de meia-ordem devido ao fato de que o ciclo completo ocorre em duas rotações, enquanto que para motores de 2 tempos e à vapor teremos apenas harmônicos de ordem inteira.

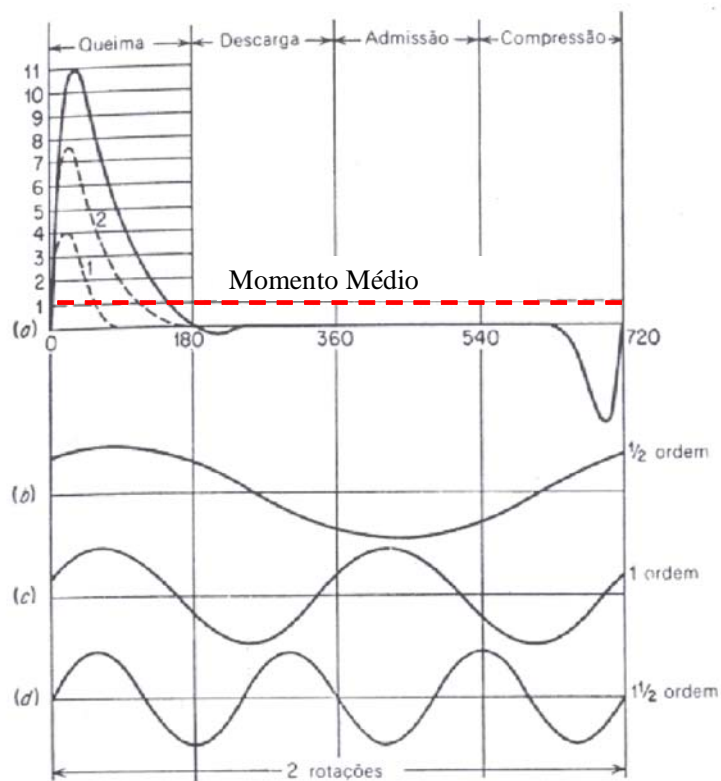


Fig. 3.6 – Gráfico Variação de Torque x Ângulo do Virabrequim

DEN HARTOG [3] também mostra que se somarmos as três curvas indicadas na Fig. 3.6 nos aproximamos “grosseiramente” da curva de momento (a). Logo, inúmeras outras harmônicas devem ser somadas às curvas (b), (c) e (d) para termos a curva (a) devidamente representada.

Com isso, sendo a excitação mencionada uma função periódica, a qual está longe de ter o comportamento de uma senóide, obrigatoriamente teremos componentes de altas frequências.

O desvio em cada instante do momento instantâneo do valor médio produz irregularidades na rotação que provocam vibrações. A

intensidade dessas irregularidades pode ser medida através de um fator chamado grau de irregularidade GI , que é definido como:

$$GI = \frac{M_{max}}{\bar{M}}$$

Motores com grande número de cilindros possuem diversas vantagens em termos de grau de irregularidade. Uma vez que a cilindrada total é distribuída por diversos cilindros temos uma diminuição da cilindrada dos pistões e um aumento da frequência de ignição. Logo, teremos um aumento das irregularidades apenas em alta frequência devido às forças inerciais.

Logo, com a adoção de motores multicilíndricos, onde o intervalo de ignição é igualmente espaçado ao longo de um ciclo do motor, temos uma diminuição de GI , como podemos ver na tabela abaixo.

z	1	2	3	4	6	8	...	∞
GI	10,3	4,5	3,5	2,0	1,7	1,5	...	1

Tabela 1 – Grau de Irregularidade x Número de Cilindros

Mas, esta relação entre o momento máximo M_{max} e o momento médio \bar{M} sozinha não consegue representar de forma prática a irregularidade de um motor.

A variável que utilizaremos na excitação de nosso modelo será a aceleração angular no virabrequim.

Em primeiro lugar temos que o momento $M(t)$ pode ser escrito conforme segue:

$$M(t) = J_{eqR} \frac{d^2 A}{dt^2} + T_{ext} \quad (11)$$

Nesta equação temos que o momento $M(t)$ é a soma do momento inercial rotativo mais o torque externo que está disponível no volante. Enquanto o torque inercial representa a variação angular no volante, o torque externo T_{ext} representa o valor lido no dinamômetro.

Agora, substituindo a Eq. (11) na Eq. (9), temos que:

$$\eta_M \cdot [(p - p_0) \cdot A_p - m_a \cdot \frac{d^2 x}{dA^2} \cdot \Omega^2] \cdot \frac{dx}{dA} = J_{eqR} \frac{d^2 A}{dt^2} + T_{ext}$$

E, através da Fig. 3.5 consideramos que:

$$\frac{d^2 A}{dt^2} = \ddot{\alpha}(t)$$

Portanto, definimos que a variação da aceleração angular $\ddot{\alpha}(t)$ pode ser escrita como:

$$\therefore \ddot{\alpha}(t) = \frac{\eta_M \cdot [(p - p_0) \cdot A_p - m_a \cdot \frac{d^2 x}{dA^2} \cdot \Omega^2] \cdot \frac{dx}{dA} - T_{ext}}{J_{eq_R}} \quad (12)$$

E, para se traçar as curvas de velocidade angular e de posição relativa da Fig. 1.1, integramos a Eq. (12) conforme segue:

$$\dot{\alpha}(t) = \int \ddot{\alpha}(t) \cdot dt$$

$$\alpha(t) = \int \dot{\alpha}(t) \cdot dt$$

Nas análises que faremos nos próximos itens, utilizaremos a aceleração angular $\ddot{\alpha}(t)$ da Eq. (12) como variável de entrada de excitação do motor para os sistemas vibratórios tipo **suporte oscilante** que apresentaremos daqui para frente.

Para efeitos de análise iremos utilizar a seguinte equação para representar o comportamento de $\ddot{\alpha}(t)$:

$$\ddot{\alpha}(t) = \Lambda \cdot \text{sen } \varpi_f t$$

Na Fig. 3.7 (um exemplo de diagrama de **CAMPBELL**), é analisado um motor de 4 cilindros e 4 tempos acionando um veículo cuja transmissão apresenta uma frequência natural que varia entre 45 e 67Hz conforme a marcha utilizada. Mesmo a 2ª ordem sendo a principal excitação devido ao ciclo de combustão (a cada volta temos 2 explosões), vemos harmônicas de 4ª e 6ª ordens com possibilidade de provocarem

ressonâncias. E, no caso de termos falhas durante a ignição da mistura, as excitações de ordem 1 e 0,5 poderão aparecer em rotações mais elevadas.

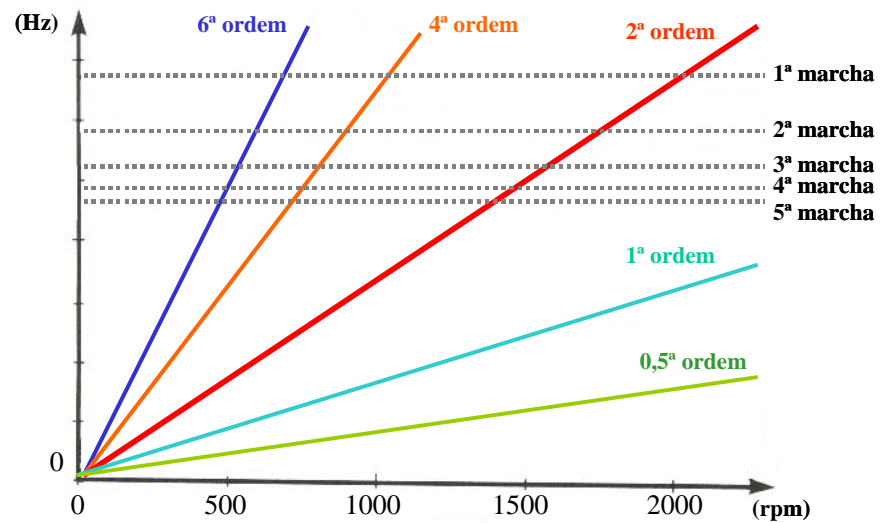


Fig. 3.7 – Diagrama de CAMPBELL para um Motor de 4 Cilindros

As acelerações angulares provenientes do motor é que farão com que o trem de força do veículo, representado pelo modelo simplificado da Fig. 3.8, seja excitado.

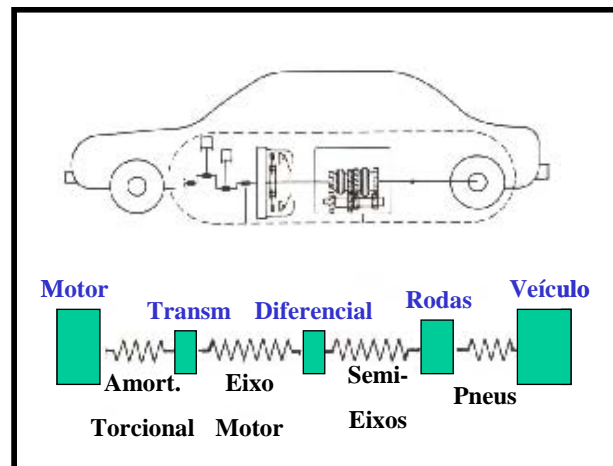


Fig. 3.8 – Modelo de Vibração

Este sistema possui, dentro de seus modos de vibrar, freqüências naturais de **rattle** que dependem da marcha engatada, como mostrado na Fig. 3.7.

Do lado das transmissões, **SHAVER [18]** aponta para o fato de que nos anos 90 tivemos o início do uso de transmissões de cinco e seis marchas, onde as relações de transmissão eram selecionadas de tal forma que com o veículo rodando entre 90 e 110 km/h a rotação do motor estaria entre 1500 e 2200 rotações por minuto (rpm). Como as freqüências naturais destas transmissões estão entre 1000 e 2000 rpm, os ruídos são facilmente ouvidos pelo motorista.

Outro agravante que podemos citar é que quando um veículo é desenvolvido normalmente os principais componentes do trem de potência como motor, transmissão, diferenciais, etc., são desenvolvidos separadamente e otimizados para atender seus respectivos requisitos. O comportamento do conjunto completo só é avaliado após os estágios iniciais

do projeto, quando grandes mudanças no motor ou na transmissão não são mais possíveis. Então, fica a cargo do disco de embreagem, por ser um item de pequeno *lead-time*, a tarefa de eliminar ou, ao menos, reduzir os ruídos provenientes da transmissão, sendo necessário, em casos mais extremos, o uso de um *Volante Dupla Massa (VDM)* ou *Dual Mass Flywheel* ([6], [11], [12], [18], [25]).

Para transmissões longitudinais, temos ainda a possibilidade da montagem de amortecedores de vibração na união da saída da transmissão com o cardan e/ou na junção entre o cardan e o diferencial como uma alternativa muito utilizada ([58]).

Logo, como podemos observar, a velocidade de desenvolvimento dos motores é muito maior do que a de desenvolvimento de soluções para amenizar as vibrações diversas que são frutos de uma constante busca de alta performance e baixo consumo ([7], [10], [19]).

Muitos trabalhos ([44], [45], [46], etc.) podem ser encontrados sobre maneiras de prever a influência das variações de pressões dentro da câmara de combustão na variação da velocidade angular do volante, mas sempre objetivando o desenvolvimento da calibração do motor e/ou do absorvedor dinâmico de vibrações do virabrequim, não sendo, em um primeiro momento, destinados ao desenvolvimento de discos de embreagem.

Mediante todos os fatos e previsões apresentadas, para que não tenhamos grandes surpresas, principalmente financeiras, no fim de um determinado desenvolvimento, avaliaremos a possibilidade de analisarmos a

“assinatura vibratória” de um dado motor já em dinamômetro, ou seja, durante o projeto básico, antecipando o que teremos quando montarmos o protótipo do veículo.

Com esta informação avançada do comportamento vibratório do motor, será apresentado um método de auxílio para os calibradores de embreagem.

3.2) OS AMORTECEDORES TORCIONAIS

Em teoria, existem diversas opções para modificarmos o comportamento vibratório de um dado trem de potência para reduzirmos as indesejáveis vibrações torcionais. Infelizmente, com exceção do volante (e dependendo do estágio de desenvolvimento), é extremamente complicado mudar os momentos de inércia do sistema motor/transmissão. E, igualmente difícil, é alterar a rigidez de pneus, semi-eixos, cardans, etc., bem como seus valores de amortecimento.

Segundo **DREXL [6]**, por volta dos anos 30, ficou estabelecido que a vibração torcional, e conseqüentemente os ruídos de transmissões, podem ser reduzidos efetivamente diminuindo a rigidez entre o motor e a transmissão. Isso levou ao desenvolvimento dos amortecedores de vibração torcional, que podem ser integrados tanto em discos de embreagem (vide item **3.2.1**) ou em um **VDM** (vide item **3.2.2**).

Estes amortecedores de vibrações permitem um limitado movimento rotacional entre o volante do motor e o eixo de entrada da transmissão.

Logo, podemos definir que primeiramente a função de um amortecedor torcional é atenuar os choques no sistema de transmissão causados pelas bruscas mudanças de torque. **SHAVER [18]** indica que mesmo veículos que não necessitam de calibração utilizam amortecedores torcionais para poder lidar com estes picos de torque. O segundo objetivo do amortecedor é diminuir os picos nas frequências de ressonâncias o máximo possível.

Esta segunda função será abordada neste trabalho, onde iremos verificar quais são as características dos amortecedores torcionais que podem influenciar na resposta do trem de força, objetivando avaliar o seu impacto na geração de ruídos.

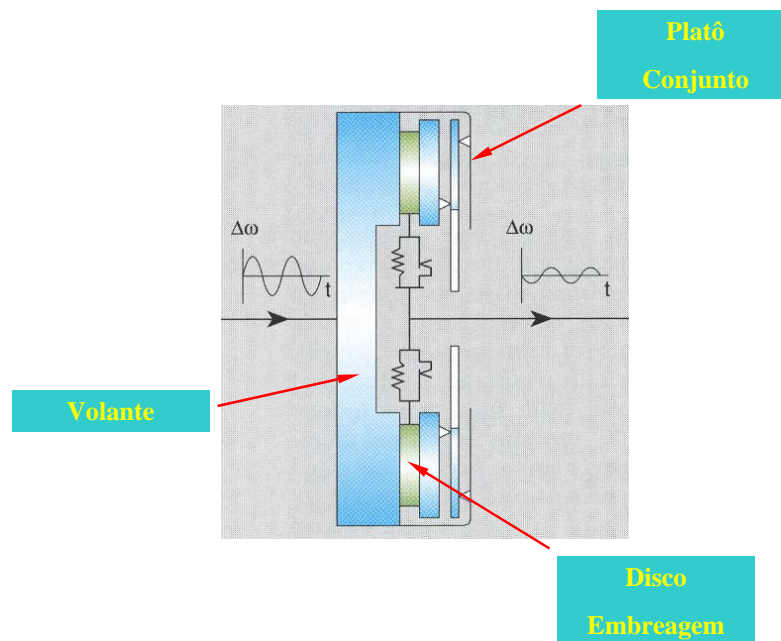


Fig. 3.9 – Esquema de Amortecimento de um Disco de Embreagem

De acordo com **DREXL [6]**, uma vez que as pressões de combustão continuarão a subir e as rotações de marcha lenta a diminuir, a necessidade do refino destes amortecedores crescerá cada vez mais.

Com o objetivo de otimizar o padrão destas vibrações, as frequências naturais e formas de vibrar são determinadas e/ou estimadas utilizando métodos de cálculo, medições em veículo e avaliações subjetivas das vibrações e ruídos. Este conjunto de atividades representa hoje o ferramental utilizado para a otimização de um dado amortecedor torcional.

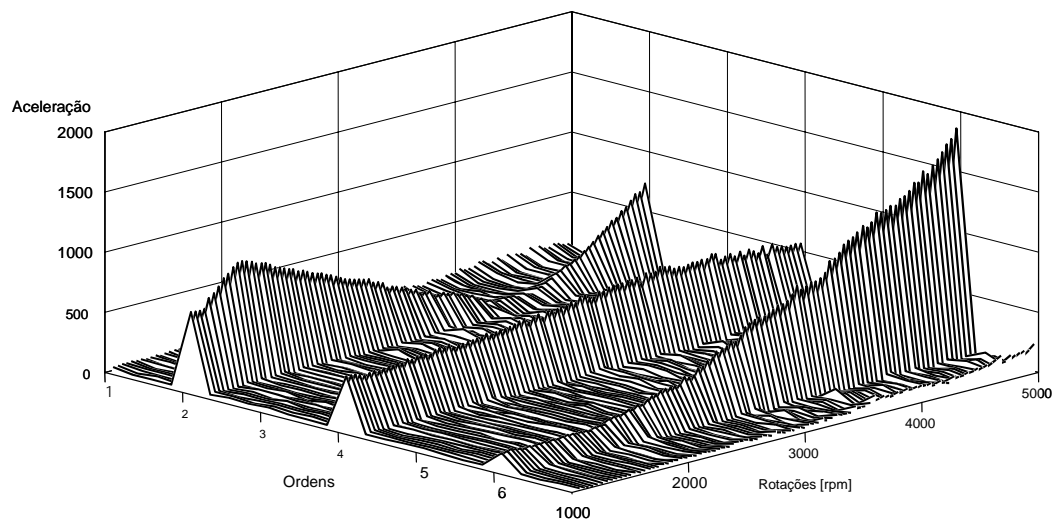


Fig. 3.10 – Espectro de Vibração de Motor – Medido no Volante do Motor

Como foi comentado anteriormente, na prática é quase impossível levar em consideração todos os detalhes do trem de força de um veículo, uma vez que as montadoras em geral não possuem todas as inércias, elasticidades e folgas de transmissões, diferenciais, juntas universais, eixos,

etc. Com isso, complexos modelos analíticos são usados somente em casos extremamente excepcionais.

Geralmente os fabricantes de embreagem utilizam sua experiência na otimização dos ruídos fazendo uso de um modelo simplificado.

Na Fig. 3.11 temos a representação do trem de potência como sendo um sistema simplificado de cinco massas vibratórias, onde ruídos e vibrações indesejáveis atingem seu máximo quando passamos pelas freqüências de ressonância do sistema vibratório.

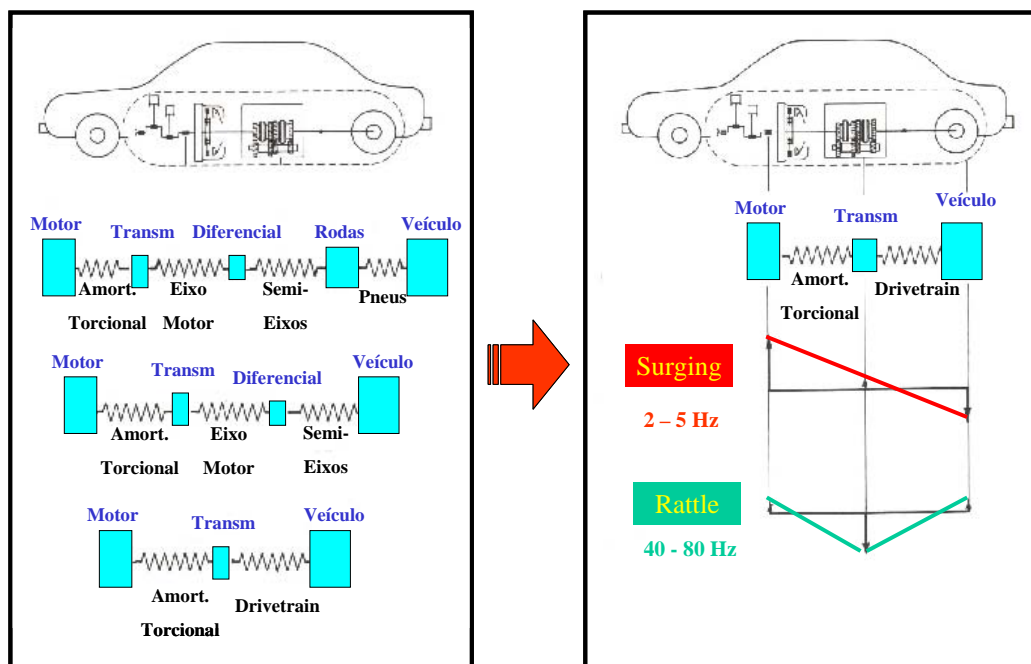


Fig. 3.11 – Simplificação do Modelo de Vibração

Segundo **DREXL [6]** o sistema simplificado na Fig. 3.11 apresenta dois modos de vibração sendo que apenas um tem influência na geração de

ruídos. O primeiro modo que deve ser considerado possui uma frequência natural entre **2 a 10 Hz** e é conhecido como reação de ***surging***, que é normalmente gerada pela variação de carga no motor induzida pelo usuário através do pedal do acelerador.

Este modo apresenta grandes amplitudes, mas como podemos ver na Fig. **3.11** motor e transmissão estão em fase, quase não gerando ruídos, embora provoque um certo desconforto para os ocupantes devido as oscilações na carroceria do veículo.

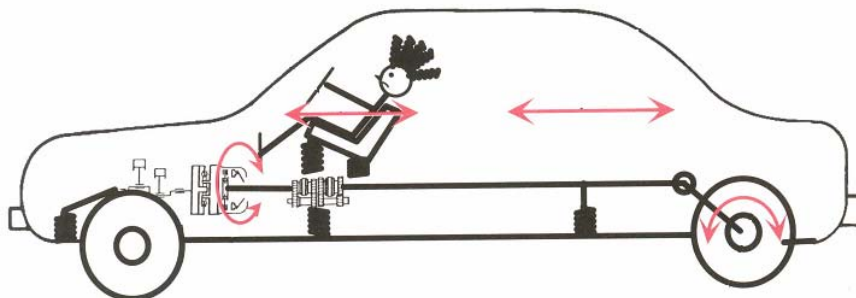


Fig. 3.12 – Efeito do Surging

O segundo modo, onde as inércias da transmissão vibram em oposição de fase às oscilações do motor e veículo, e são basicamente geradas pelas grandes excitações, por exemplo, aquelas nas frequências de ignição dos motores (p. ex. 2ª ordem para motores 4 cilindros, 2 ½ ordem para 5 cilindros, 3ª ordem para 6 cilindros, etc.). Este modo de vibrar possui uma frequência natural entre **40 a 80 Hz**.

Este último modo é o causador do ruído conhecido como **rattle**, sendo função também do tipo do veículo e da marcha que está engatada. Iremos abordar este ruído e os fatores que tem influência no seu comportamento no item 3.3, mas DREXL [6] aponta que para não termos o **rattle** esta freqüência deve ser deslocada para as mais baixas rotações do motor ficando preferencialmente abaixo da marcha lenta.

Para esse mesmo autor, a característica ideal da vibração é aquela onde temos o início da faixa de isolamento abaixo das rotações de operação do motor, ou seja, a freqüência de ressonância deve estar abaixo por um fator $\sqrt{2}$ da rotação de marcha lenta.

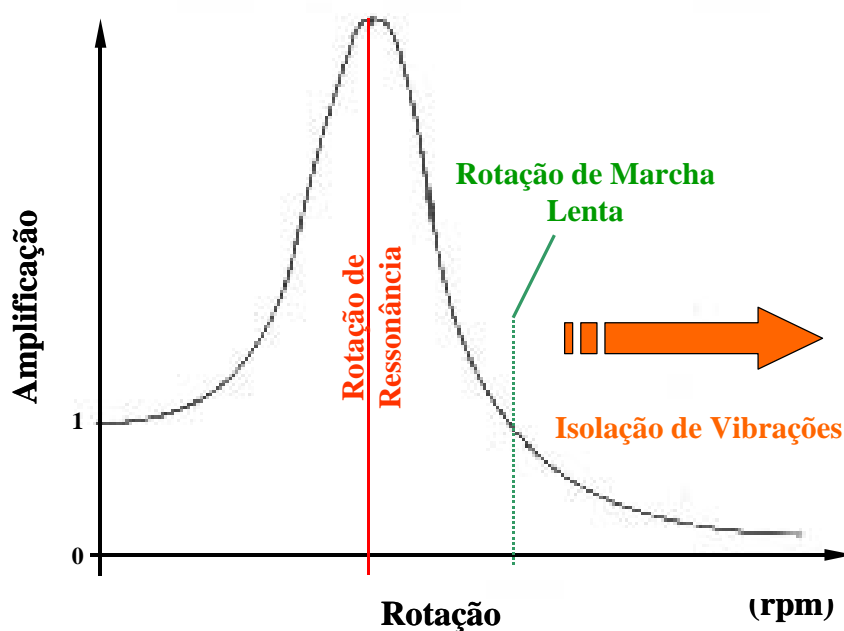


Fig. 3.13 – Representação de um Gráfico de Isolação

Algumas literaturas ([39], [20]) indicam que, embora a relação funcional entre inércias, rigidezes, etc. de um sistema de múltiplos graus de liberdade seja muito mais complexa, a relação entre a frequência natural deste sistema e seus parâmetros de rigidez e inércia seguem a mesma tendência de um sistema com um grau de liberdade. Logo, a seguinte equação é apresentada:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K'}{I'}} \quad (13)$$

Como podemos ver na Eq. (13), a frequência natural ω_n é diretamente proporcional à rigidez torcional K' do sistema em estudo. Logo, quanto maior for K' maior será ω_n , ou seja, a ressonância do sistema estará presente em rotações mais elevadas. Isto pode ser confirmado através da Fig. 3.14, onde apenas reduzindo o valor de K' obtemos uma queda na frequência de ressonância do sistema.

Isto vem de encontro com o que objetivamos para amenizar as oscilações oriundas dos motores modernos: utilizamos a mais baixa rigidez possível para deslocar o pico de irregularidade para fora do trecho de uso do motor.

Entretanto, atualmente este desejo se torna cada vez mais difícil, uma vez que os motores estão gerando valores de torque máximo cada vez maiores, e conseqüentemente exigindo valores de rigidez dos amortecedores torcionais cada vez mais elevadas, indo contra a nossa necessidade de deslocarmos a ressonância para frequências inferiores. Isso

nos leva a concluir que toda calibração realizada em discos de embreagem para um dado tipo de motor deve ser considerada como um compromisso.

Caso tenhamos a faixa de operação perto da área de ressonância, ocasionando níveis de ruído inaceitáveis, mesmo se utilizando um disco de embreagem com molas, o atenuador de vibrações pode ser então incorporado no volante, passando a ser conhecido como **VDM**.

Na Fig. 3.14 podemos verificar a influência de várias combinações de rigidez e atrito seco M_{atrito} , para uma dada excitação genérica proveniente de alguns tipos de motores:

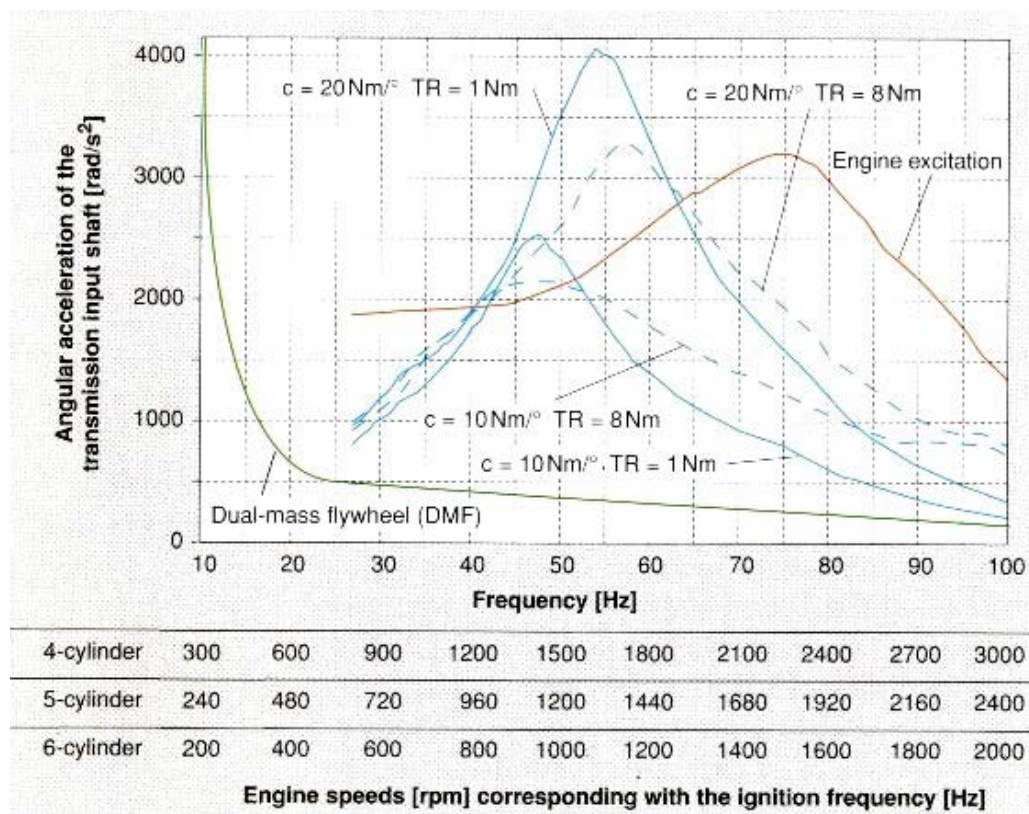


Fig. 3.14 – Gráficos da Influência da Rigidez e da Histerese

Podemos ver na figura **3.14**, que com mudanças nos valores do trecho linear da rigidez, da histerese e da máxima deflexão angular de um disco de embreagem (dentro de seus requisitos físicos) obtemos diferentes “respostas” do trem de força.

Temos também na Fig. **3.13** a representação da resposta de um **VDM**. Como veremos no item **3.2.2**, esta configuração de amortecedor torcional pode deslocar a frequência natural de **rattle** para uma faixa entre **6** e **20** Hz, mas, em contrapartida, traz um aumento considerável no custo do projeto do motor devido à sua complexidade.

3.2.1) O DISCO DE EMBREAGEM

Neste estudo não estaremos avaliando os comportamentos vibratórios de caminhões e ônibus. Logo, vamos estudar somente as embreagens de monodisco seco.

Embreagens de monodisco seco para transmissões manuais são geralmente produzidas em larga escala por companhias especializadas ou divisões de grandes grupos de engenharia.

No final do século 20 era padrão que cada grande montadora no mundo tivesse pelo menos um fornecedor de embreagem local (p. ex. **Valeo** na França, **LuK** e **ZF Sachs** na Alemanha, **AP Borg & Beck** no Reino Unido e **Daikin** no Japão).

Todos estes grandes fornecedores tinham suas respectivas divisões, ou empresas associadas, especializadas em materiais de atrito;

essa situação sofreu algumas mudanças com a absorção de algumas empresas e/ou a criação de **joint-ventures** entre elas.

Como foi comentado anteriormente, os modernos discos de embreagem têm como função, além de transmitir o torque do motor para a transmissão, filtrar ou até mesmo eliminar por completo as flutuações de rotação oriundas do motor, fazendo uso de amortecedores torcionais com atrito.

Basicamente, as peças que compõem o sistema de amortecimento de um disco de embreagem estão mostradas na Fig. 3.15:

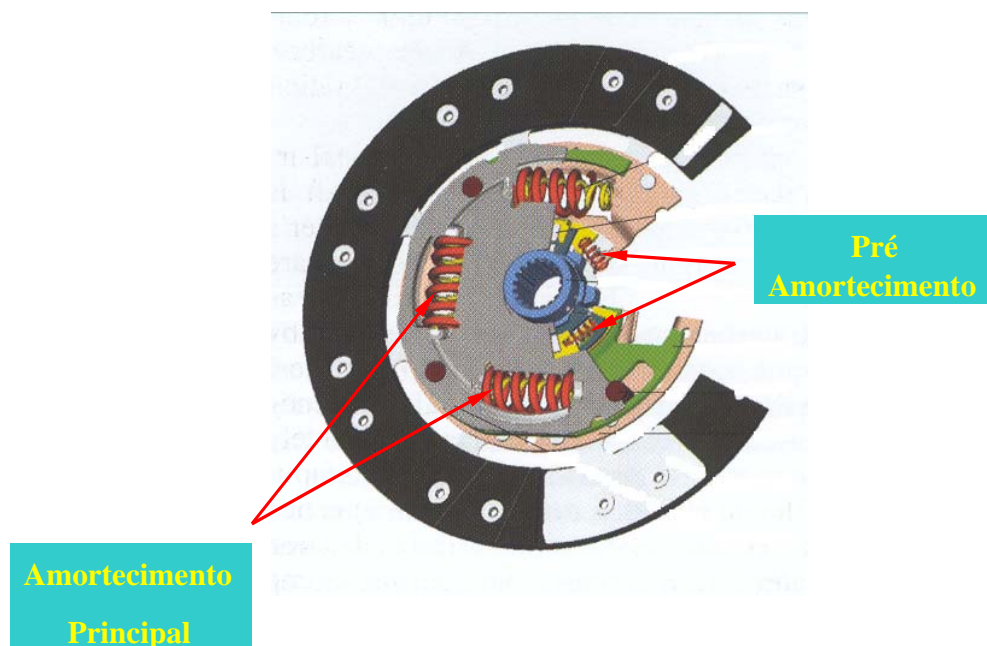


Fig. 3.15 – Disco de Embreagem em Corte

As molas e os componentes de atrito formam o amortecedor torcional do disco de embreagem, o qual conecta o motor à transmissão do

veículo. Esta combinação de mola/atrito é que altera as características dos sistemas de transmissão.

No caso de amortecedores torcionais para carros de passageiros, o disco de arraste (onde o material de atrito e as molas **cushion** são montadas) e a placa de retenção do amortecedor são conectadas através de rebites que limitam o máximo ângulo de torção do sistema. O cubo é composto por um elemento interno e outro externo, onde o pré-amortecedor é montado.

O disco possui um trecho para a condição em que o veículo está acelerando, chamado de **tração**, e um trecho de **retração** que é utilizado durante a desaceleração do veículo, ou seja, quando o motor é “arrastado” pela transmissão. Ambos trechos de rigidez tem sua liberdade limitada pelos rebites.

As peças que servem como guia para as molas são temperadas e as molas são do mesmo material usado para mola de válvulas: sua máxima tensão permitida chega a 1000 N/mm^2 .

Os sistemas de atrito consistem de arruelas e anéis de atrito que acionados por formas de atuação diferenciada (**Controle de Atrito**) propiciam diferentes valores de torque tanto em tração como em retração e até valores diferentes para cada trecho de funcionamento do amortecedor.

A torção máxima de um disco está limitada pelas dimensões físicas das molas e pelo máximo esforço mecânico no flange. Ela é controlada pelos rebites e normalmente é calibrada para que o disco suporte entre 10 a 30% acima do torque máximo do motor, para o caso de se ter

picos de torque. Ou seja, se temos um motor que desenvolve **145 Nm** de torque máximo, então o disco poderá ser dimensionado para suportar um torque de até **189 Nm**.

As “rampas” da Fig. 3.16 representam a rigidez das molas de pré-amortecimento e do amortecimento principal. No trecho **A** temos a curva de rigidez do amortecedor principal, enquanto que no trecho **B** a do pré-amortecimento. Também temos representado nesta figura os valores de torque máximo gerado por um determinado motor (145 Nm) e o máximo limite de torque de um disco de embreagem (189 Nm) para ele dimensionado.

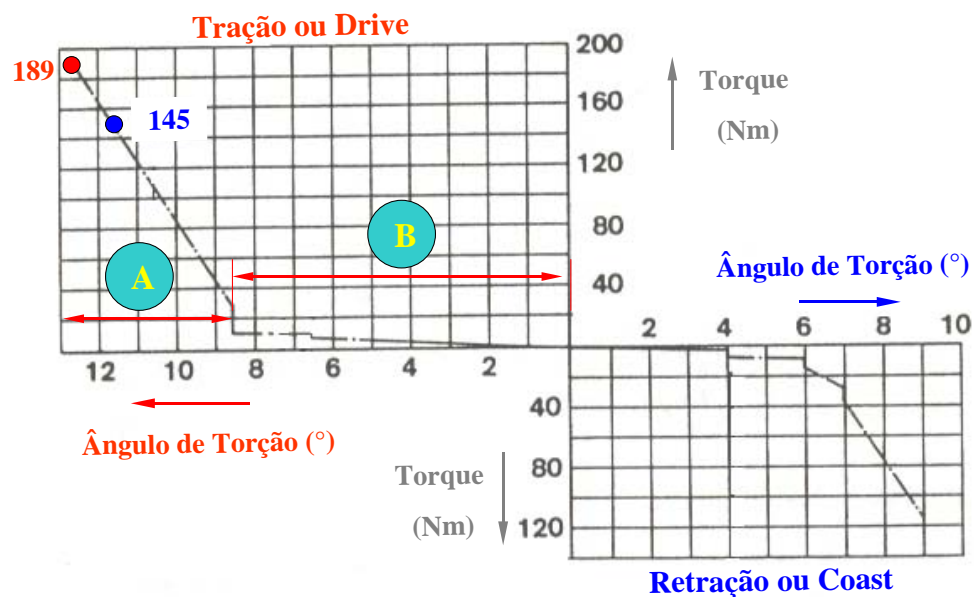


Fig. 3.16 – Rampas de Rigidez de um Disco de Embreagem

Outra informação que tiramos da Fig. 3.16 é que a rigidez do disco não se comporta linearmente, tanto para tração como retração. Isto também vale para a histerese, que apresenta diferentes valores em tração ou retração, no pré-amortecimento ou no principal.

3.2.1.1) AMORTECIMENTO PRINCIPAL

A função do amortecedor principal é transmitir o torque do motor em aceleração (tração), “arrastar” o motor durante a desaceleração do veículo (retração), amortecendo os picos de ressonância nestas condições.

Na condição de tração, temos uma dada engrenagem engatada transmitindo o torque do motor para as rodas do veículo. Na Fig. 3.17 podemos ver o fluxo de torque através do disco de embreagem, engrenamento, luva e diferencial para os semi-eixos.

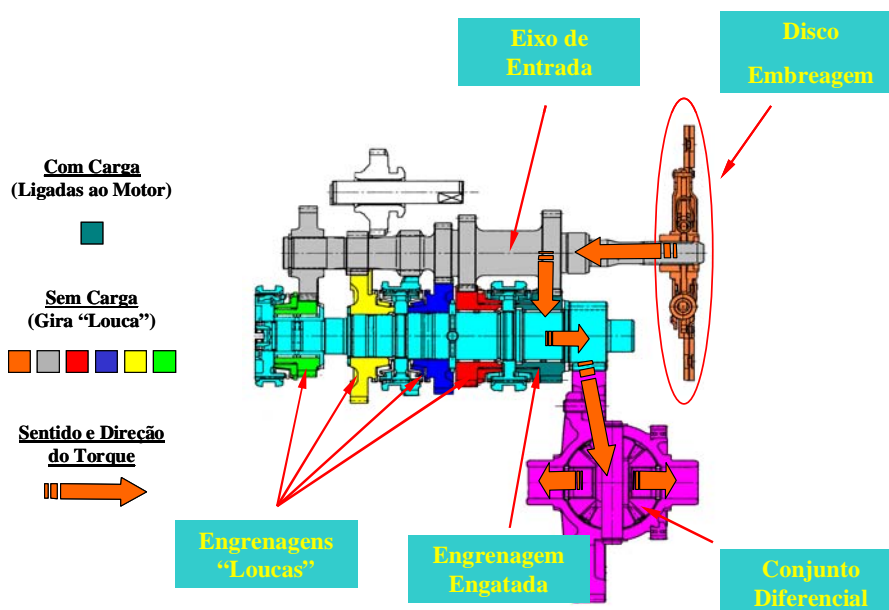


Fig. 3.17 – Transmissão em Corte na Condição de Tração

Na condição de retração, apenas o sentido do torque é o inverso da Fig. 3.17, ou seja, nesta situação o veículo “arrasta” o motor por meio da transmissão. Para analisarmos o comportamento dinâmico da transmissão na condição de tração/retração, o modelo básico da Fig. 3.18 pode ser usado.

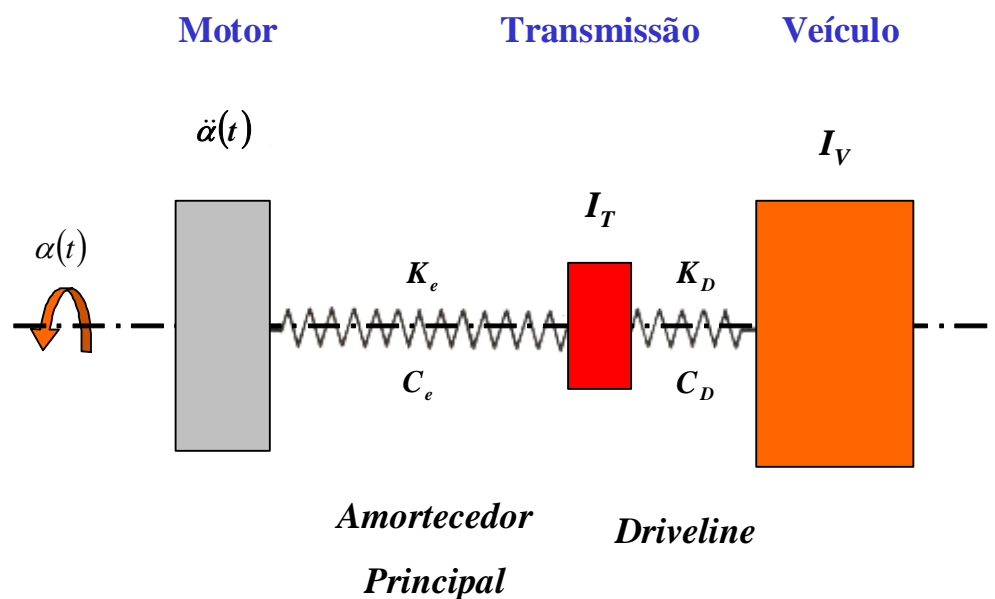


Fig. 3.18 – Modelo Simplificado para a Condição de Tração/Retração

Na figura acima o amortecedor torcional compreende a rigidez das molas e a histerese na região de tração e/ou retração do disco.

Com isso, temos a seguinte equação de movimento para o sistema simplificado da Fig. 3.18:

$$\begin{bmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_e \cdot \Lambda \cdot \sin \omega_f t + C_e \cdot \Lambda \cdot \omega_f \cdot \cos \omega_f t \\ 0 \end{bmatrix}$$

As modernas técnicas de calibração de discos de embreagem estudam todo o campo de rotações, objetivando uma combinação otimizada de rigidez das molas e histerese. Na Fig. 3.19 temos as respostas em um eixo de entrada de uma transmissão com a combinação de vários valores de rigidez e atrito seco.

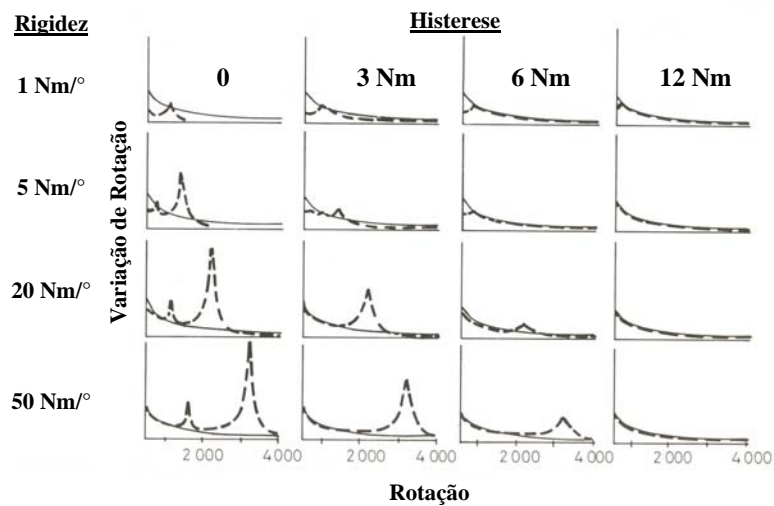


Fig. 3.19 – Representação da Influência do Disco de Embreagem na Resposta da Transmissão em Tração

Como podemos ver na figura acima, quanto menor a rigidez das molas e maior o atrito, menor será o pico da amplitude na condição de ressonância.

Também observamos que, para altos valores de atrito, o pico de ressonância diminui de altura, mas fica mais largo, fazendo com que os valores de amplitude diminuam mais lentamente.

Em condição de tração, é praticamente impossível baixar a frequência de ressonância do sistema para rotações abaixo da marcha lenta, devido aos altos valores de torque dos motores atuais. Teríamos que ter valores de rigidez abaixo de 1 Nm/° o que requereria um ângulo máximo de trabalho impraticável para os fabricantes de embreagem.

No caso de momento de atrito pequeno, observam-se nitidamente as rotações de ressonância, que, para todos os valores de rigidez, encontram-se entre 1000 e 4000 rpm. Observamos que não é possível na prática deslocar as ressonâncias para fora da região de operação.

Quando se aumenta o atrito, as amplificações das ressonâncias desaparecem, mas por outro lado, a vibração de torção da transmissão se aproxima da do motor após a rotação de isolamento. Segundo a **LUK [53]**, em muitos casos esta pode ser a melhor situação possível para a condição de tração.

Se o momento de atrito for aumentado para valores muito elevados, a vibração na transmissão tende a reproduzir a vibração do motor, até que um sistema essencialmente rígido seja alcançado.

Este comportamento quase rígido pode levar à falsa impressão da não-necessidade de um amortecedor torcional. Um sistema montado com uma embreagem com momento de atrito elevado geralmente apresenta sua frequência de ressonância em altas rotações, causando fortes ruídos de **rattle** nesta condição.

Durante a retração, ao contrário da tração, os níveis elevados de ruído ocorrem normalmente bem acima de 2000 rpm, mesmo que a rotação de ressonância seja igual para as duas condições.

Logo, de acordo com **LUK [61]**, para se evitar o **rattle** utilizam-se gradientes de torque de aproximadamente 10 Nm/°. Como não temos torques elevados nesta condição, esta alternativa normalmente é suficiente para se eliminar os ruídos.

3.2.1.2) PRÉ-AMORTECIMENTO

De acordo com **SHAYER [18]**, a combinação de motores com ciclos de combustão mais eficientes e leis mais severas com respeito às emissões de gases poluentes causaram nos motores do fim da década de 70 e início da década de 80 um aumento da oscilação de rotação em marcha lenta. Isso resultou no surgimento de um novo problema: o aumento do **rattle** na condição de marcha lenta (**idle rattle**).

A solução para este problema requeria baixos valores de rigidez e atrito, muito diferentes dos valores usados para a condição de tração ou até mesmo de retração. Foi a partir desta necessidade que à partir de 1983 começaram a surgir os primeiros pré-amortecedores ([18]).

O sistema de pré-amortecimento de um disco de embreagem tem como função isolar a flutuação do motor quando este está em regime de marcha lenta.

Normalmente, os problemas encontrados na marcha lenta são resolvidos através da diminuição da rotação de ressonância, até que esta fique abaixo da rotação de marcha lenta. Isto é possível com valores de rigidez entre 0,1 à 0,6 Nm/°.

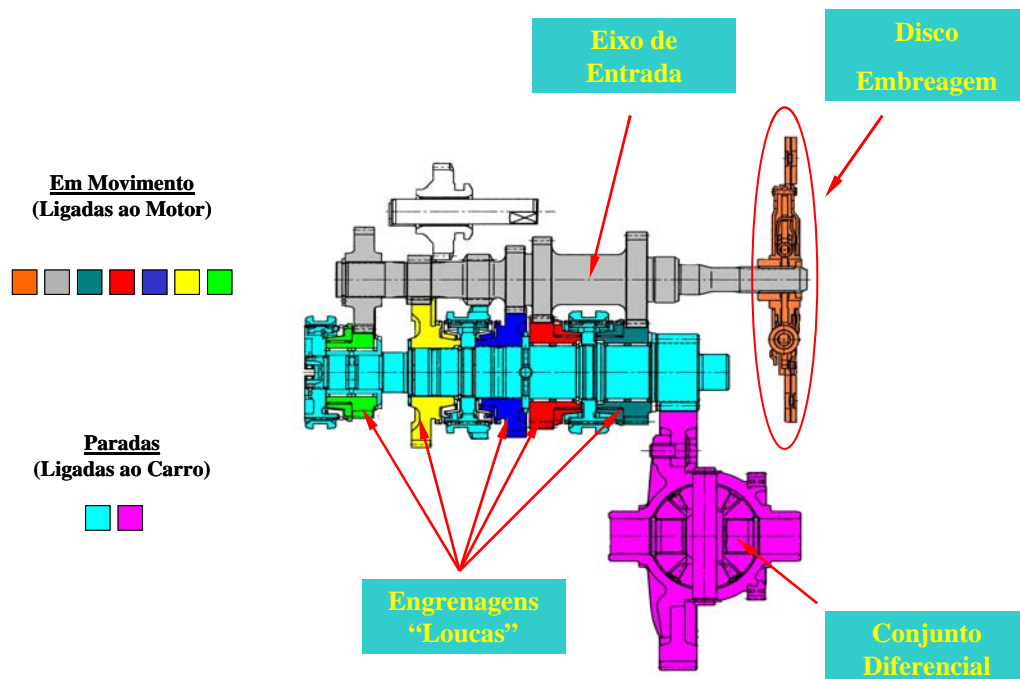


Fig. 3.20 – Transmissão em Corte na Condição de Neutro e Veículo Parado (Marcha Lenta)

Em estudos realizados para a validação de um modelo matemático para a simulação do *rattle* em marcha lenta, **SZADKOWSKI**

[42] indica que nesta condição a transmissão está em neutro e todas as engrenagens e entalhados estão livres e são potenciais fontes de **rattle**.

Segundo DREXL [6], quando o motor está em marcha lenta, o sistema vibratório simplificado consiste basicamente de duas massas: o motor e as partes da transmissão que giram junto dele. Com o pré-amortecedor o sistema pode ser calibrado de tal forma que a frequência de ressonância fique entre 7 a 15 Hz, ou seja, abaixo da marcha lenta.

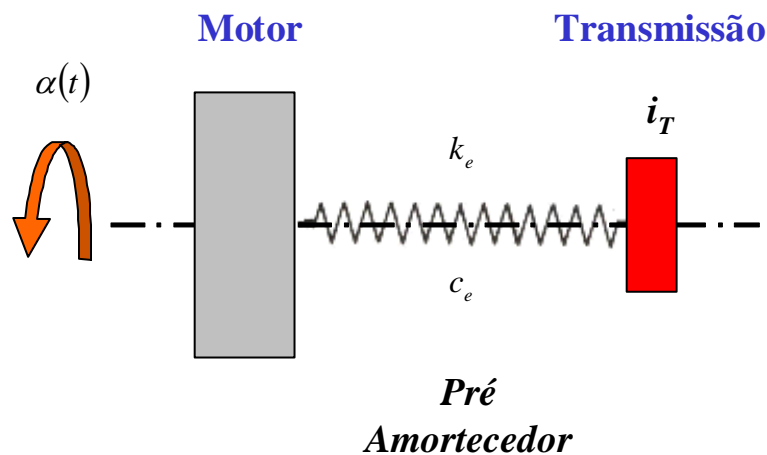


Fig. 3.21 – Modelo Simplificado para a Condição de Marcha Lenta

Para esta condição, teremos o seguinte equacionamento:

$$i_T \cdot \ddot{\theta}_T + c_e \cdot \dot{\theta}_T + k_e \cdot \theta_T = k_e \cdot \Lambda \cdot \text{sen} \omega_f t + c_e \cdot \Lambda \cdot \omega_f \cdot \text{cos} \omega_f t$$

O ângulo máximo de torção deste amortecedor é determinado pelo máximo valor de torque de arraste da transmissão mais a variação de rotação do virabrequim na condição de marcha lenta. Na Fig. 3.22 vemos o

comportamento da marcha lenta de um motor 2.0l 16 válvulas medido na cremalheira do volante (sem carga de acessórios).

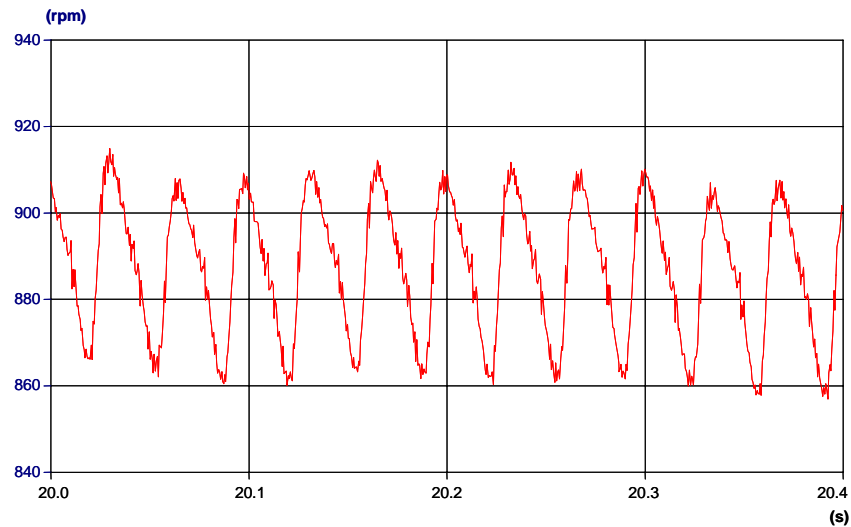


Fig. 3.22 – Variação de Rotação de Marcha Lenta Sem Carga

A derivada segunda desta curva nos dá a aceleração angular no virabrequim deste motor, conforme mostrado na Fig. 1.1. Esta curva foi levantada na condição de compressor de ar-condicionado desligado e rodas dianteiras com ângulo de esterçamento zero, ou seja, com baixa carga na bomba hidráulica da direção assistida. Tínhamos somente o consumo do alternador na condição de marcha lenta, com os consumidores elétricos (faróis, compressor, ventiladores, etc.) desligados.

A calibração do curso deste amortecedor deve levar em consideração o máximo valor de torque de arraste da transmissão, além das variações de rotação possíveis do virabrequim na condição de marcha lenta.

A Fig. 3.23 apresenta o mesmo tipo de gráfico da Fig. 3.22, com a influência dos consumidores elétricos, compressor de ar-condicionado e carga máxima na bomba hidráulica (rodas no máximo ângulo de esterçamento).

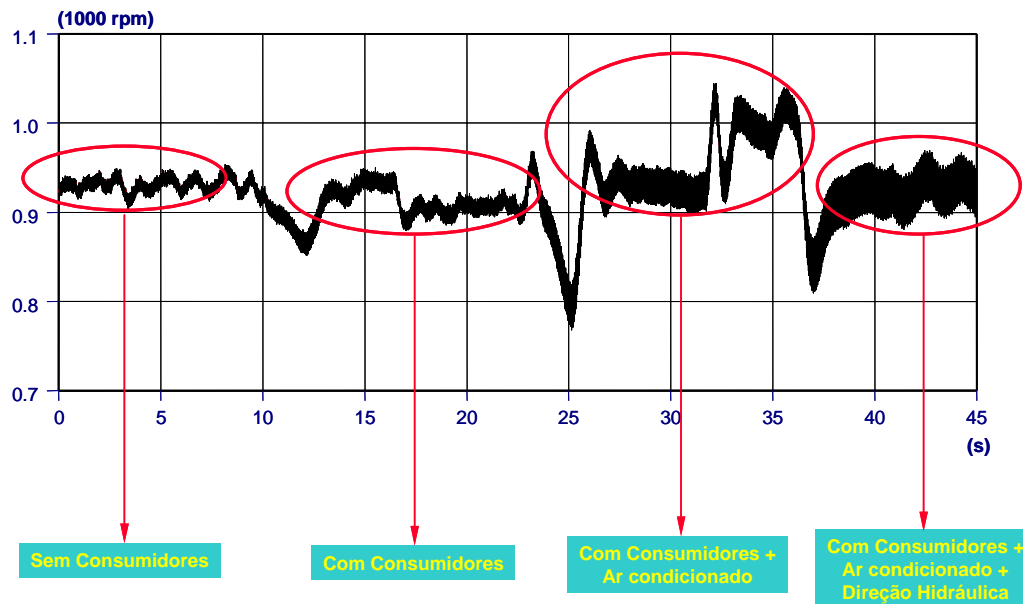


Fig. 3.23 – Variação da Rotação de Marcha Lenta Com Consumidores Elétricos, Ar-Condicionado e Direção Hidráulica

Como vimos no item 3.2, quanto menor for a rigidez melhor será o comportamento do ruído de *rattle*. Mas, enquanto esta baixa rigidez melhora o *rattle* na condição de marcha lenta, temos uma piora do ruído de *clunk* (ruído decorrente da região de folga aparente entre as rampas de rigidez principal apresentadas na Fig 3.16). Logo, um compromisso deve ser alcançado durante a calibração deste sistema.

Os primeiros discos de embreagem montados com pré-amortecedor apresentavam somente um estágio. Com o passar dos anos

este amortecedor evoluiu para dois ou mais estágios, uma vez que valores muito baixos de rigidez para um pré-amortecedor podem aumentar o nível de *rattle*, porque há a passagem direta do estágio do pré-amortecedor para um estágio superior.

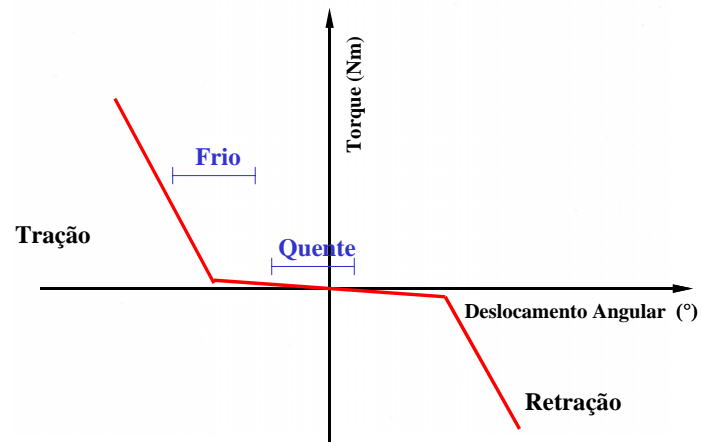


Fig. 3.24 – Variação da Rigidez Decorrente da mudança da Região de Trabalho com a Temperatura do Lubrificante da Transmissão

Como temos uma variação dos valores de torque de arraste com a variação de temperatura do óleo lubrificante, podemos ter os problemas de “batidas” no amortecedor principal ou até problemas de não-linearidades quando temos duplo estágio no pré-amortecedor ([28], [34]).

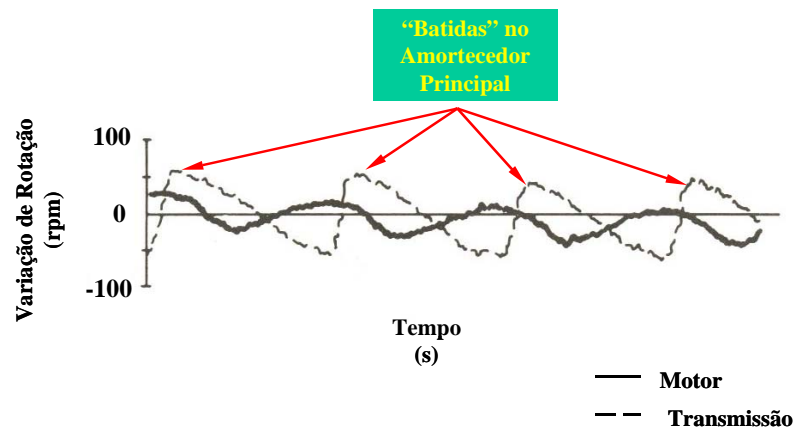


Fig. 3.25 – Resposta da Transmissão com “Batidas” no Estágio Principal

No caso de uma curva não-linear, podemos ter duas situações estáveis de vibração ([61]), conforme indicado na Fig. 3.26, sendo uma com amplitude menor que a da excitação, e outra muito maior.

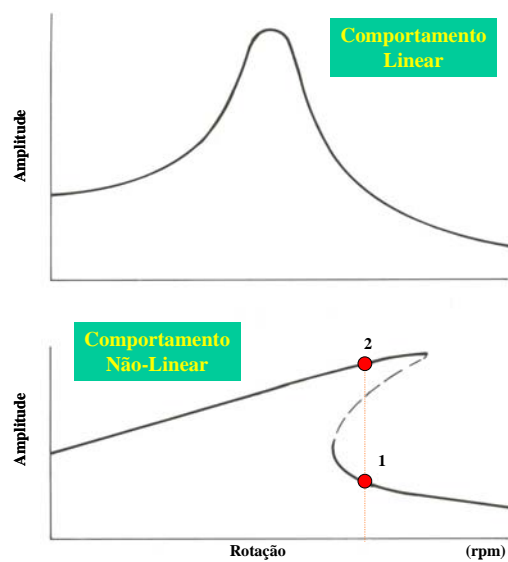


Fig. 3.26 – Representação de Curva Linear x Não-Linear

O ponto 1 é o resultado de um acoplamento suave com amplitudes de vibração pequenas no sistema de transmissão, enquanto que no ponto 2 o acoplamento ocorre bruscamente e acarreta vibrações com amplitudes muito grandes. Estas duas situações podem ser comparadas na Fig. 3.27, onde temos que no ponto 1 as flutuações de rotação na entrada da transmissão são visivelmente menores que a variação no volante, enquanto que no ponto 2 as flutuações no eixo de entrada são muito maiores, gerando altos níveis de *rattle*.

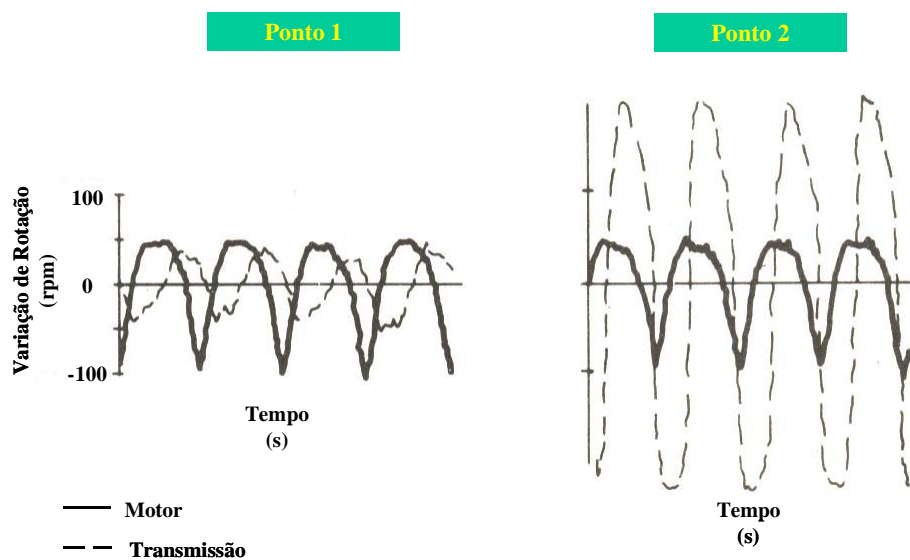


Fig. 3.27 – Comparativo entre o Ponto 1 x Ponto 2

Esta situação desfavorável do ponto 2 pode ser evitada com a adoção de valores diferenciados de atrito. Estes entram em ação somente para amplitudes grandes de vibração.

Nos amortecedores modernos temos um sistema de controle de atrito, o que evita a situação do ponto 2 (Fig. 3.28).

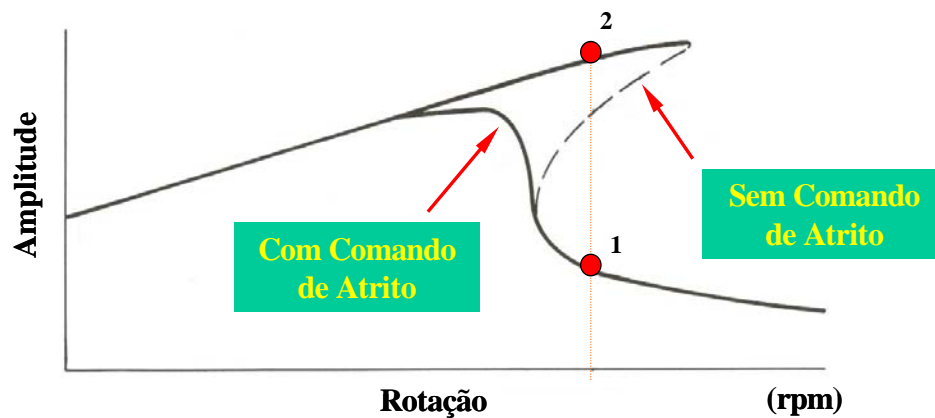


Fig. 3.28 – Comparação de Discos Sem x Com Comando de Atrito

Os efeitos desta condição indesejável serão conhecidos mais adiante, com a apresentação do item **3.3.3**.

3.2.2) VOLANTE DE DUPLA MASSA (VDM)

O torque disponibilizado pelos motores de última geração já é alto suficiente para garantir uma boa dirigibilidade em baixas rotações. Nestas condições temos uma condição crítica do motor no que se refere à flutuação de rotação e vibração torcional, o que requer valores de rigidez de somente 1 Nm/° . Na prática isso não é possível uma vez que não há espaço suficiente para a dimensão necessária para um amortecedor deste tipo nos discos de embreagem convencionais ([26]).

Em meados dos anos 80, o limite de desenvolvimento dos discos de embreagem estava sendo alcançado, impedindo assim que maiores ganhos fossem alcançados com o uso deste tipo de amortecedor torcional.

Como vimos anteriormente, o objetivo de um amortecedor torcional é filtrar as vibrações torcionais produzidas pelo motor na transmissão do veículo. Os sistemas convencionais somente satisfazem este requisito para altas rotações, uma vez que a rigidez das molas dos amortecedores dos discos convencionais tendem a levar as freqüências de ressonância para o início da faixa normal de utilização dos motores ([12]).

Esta situação não-satisfatória levou os fabricantes de embreagens a desenvolver um novo conceito de amortecedores torcionais: o **VDM**.

Segundo a **LUK** [12], o primeiro **VDM** de mola em arco para produção em massa para uso automotivo nasceu por volta de 1985. No início, amortecedores sem lubrificação eram utilizados, empregando pesadas molas que apresentavam altos níveis de desgaste. Somente em 1987, com o uso de **VDM** montados com graxa é que se teve uma melhora considerável na vida útil deste componente.

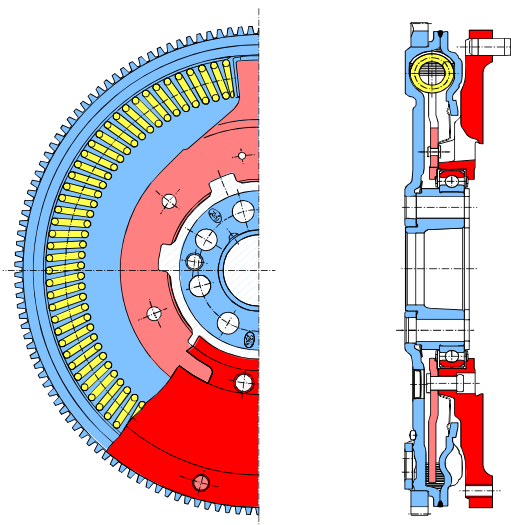


Fig. 3.29 – Desenho Esquemático de um VDM com Molas Helicoidais

Além do **VDM** de mola em arco, **DREXL [6]** cita também o **VDM** de planetárias que foi desenvolvido pela **SACHS GmbH**. Este tipo de construção é composto por 8 a 12 molas guiadas por sapatas deslizantes montadas na circunferência do volante, sendo devidamente projetadas para que as molas não sejam completamente comprimidas.



Fig. 3.30 – Desenho Esquemático de um VDM de Planetárias

Outro tipo de **VDM** que podemos citar desenvolvido também pela **SACHS** em conjunto com a empresa alemã **GATANTRIEBSTECHNIK (GAT)** é o **Mechanical Torsion Damper (MTD)**. Este **VDM** foi desenvolvido basicamente para ser um produto de baixo custo, chegando a ser empregado em motores entre 200 à 320 Nm.

Este **VDM** consiste de uma massa primária, composta por uma capa traseira, a cremalheira e o cubo, e a massa secundária. A superfície de

atrito do disco de embreagem também esta localizada na massa secundária, enquanto que a transmissão de torque do motor para a transmissão é realizada através de 6 conjuntos de molas conectadas igualmente espaçadas à volta do diâmetro do volante.

A função de amortecimento é propiciada por atrito entre as capas das molas e a capa traseira. E, de acordo com a disposição geométrica das molas e o atrito aplicado, a curva característica do amortecimento e rigidez tem uma influência por uma faixa bem larga.

Outra vantagem desta proposta é que também possui a divisão da massa do volante em duas massas, o que proporciona uma condição de decoupling muito efetiva. Em experimentos apresentados, esta montagem se mostrou bem efetiva para a eliminação do **rattle** em condição de marcha-lenta.



Fig. 3.31 – Desenho Esquemático de um *MTD*

O fabricante **VALEO** desenvolveu um modelo de **VDM** do tipo **radial**:

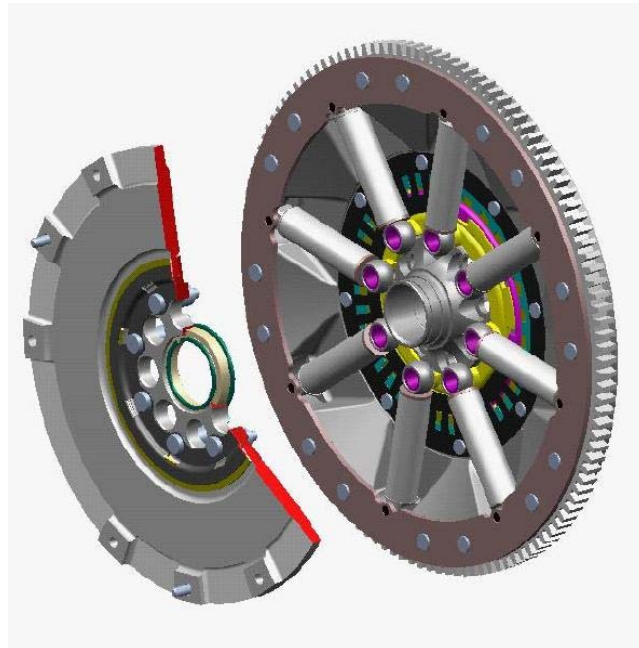


Fig. 3.32 – Desenho Esquemático de um VDM Radial

BEECHAM [49] analisou que o **VDM** possui várias vantagens quando comparado com o disco convencional, independentemente da configuração disponível.

Consegue eliminar o **rattle** tanto em marcha lenta como em condições de carga em baixas rotações; seu amortecimento mais eficaz possibilita a diminuição das rotações de marcha lenta assim como as rotações de utilização do motor, tendo como consequência direta uma melhora no consumo de combustível e também nos níveis de emissões de poluentes.

Como um amortecedor torcional, o propósito de um **VDM** é baixar a frequência de ressonância do trem de força através de um aumento de inércia da transmissão com a adição de massa no seu eixo de entrada e redução da rigidez do amortecedor torcional, pela utilização de uma geometria mais favorável. Este aumento de inércia diminuirá a frequência de ressonância para uma faixa abaixo da frequência mínima de excitação do motor.

No **VDM**, o amortecedor torcional é integrado no volante, que é dividido em uma massa primária e outra secundária; ambas são conectadas através do amortecedor, que é lubrificado com graxa. A massa secundária, onde o pacote platô e disco são montados, é uma das faces de contato do disco de embreagem.

Enquanto a massa primária está convencionalmente fixada ao virabrequim do motor, fazendo o papel de volante, a massa secundária está “ligada” ao eixo piloto da transmissão, aumentando sua inércia. Esta inércia, combinada com um amortecedor torcional de alta flexibilidade, proporciona um melhor isolamento das vibrações oriundas do motor.

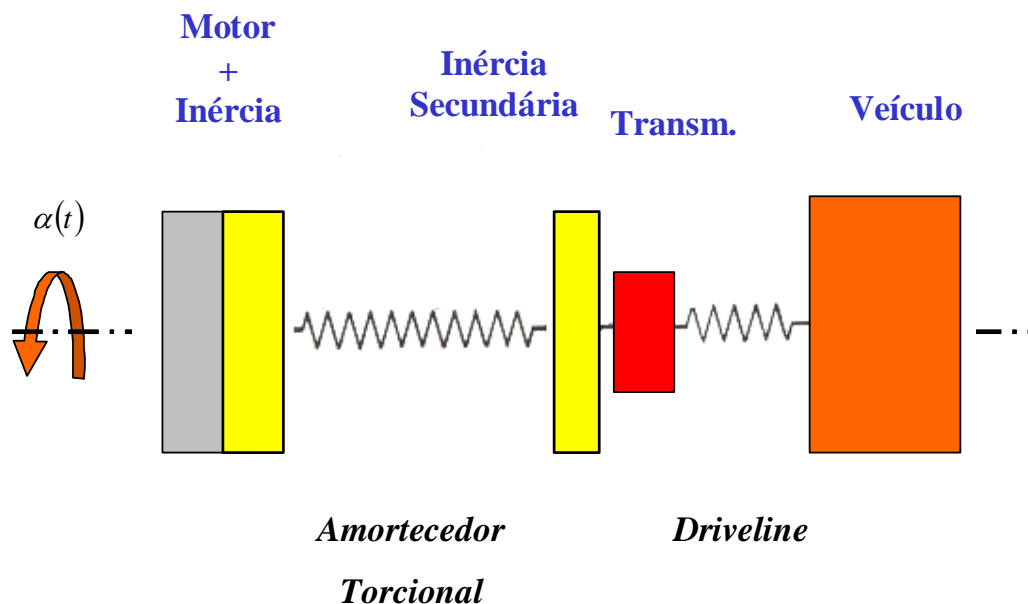


Fig. 3.33 – Modelo Simplificado do Driveline com VDM

Este modelo simplificado nos leva a uma equação de movimento similar à equação com amortecimento somente no disco, exceto pela adição da inércia secundária à inércia da transmissão:

$$\begin{bmatrix} I_T + I_{SEC} & 0 \\ 0 & I_V \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{VDM} + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{VDM} + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{VDM} \cdot \Lambda \cdot \text{sen } \omega_f t + C_{VDM} \cdot \Lambda \cdot \omega_f \cdot \text{cos } \omega_f t \\ 0 \end{bmatrix}$$

A maior flexibilidade é decorrência das molas serem montadas em um diâmetro muito maior do que o disponível em um disco convencional, e à possibilidade de se utilizar um maior deslocamento angular. Logo, uma

rigidez muito baixa desloca a rotação de ressonância para fora (abaixo) da região de operação, como temos na Eq. (13).

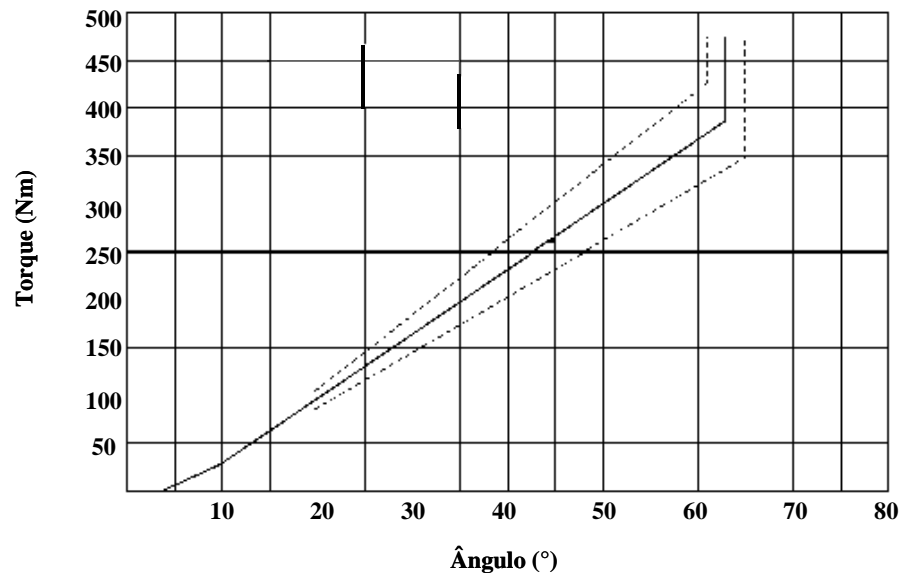


Fig. 3.34 – Rampas de Rigidez de um VDM em Tração

Este tipo de amortecedor chega, em alguns casos, a substituir o amortecedor do disco de embreagem, permitindo que um disco rígido possa ser utilizado.

Agora vamos analisar as respostas de um **VDM**. Na figura abaixo, vemos as variações de respostas devido ao aumento da inércia secundária. O aumento do valor deste parâmetro move o ponto de ressonância para rotações mais baixas, mas faz aumentar consideravelmente a amplitude de vibração.

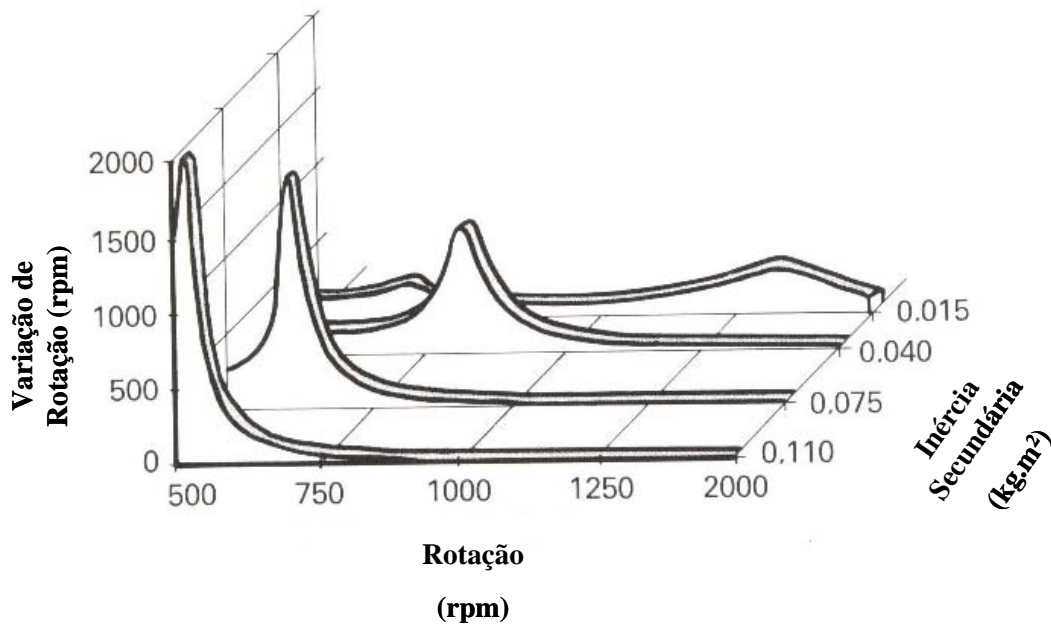


Fig. 3.35 – Curvas Típicas de Resposta de um VDM com a Variação da Inércia Secundária

No que se refere à relação de inércias entre as massas primária e secundária, com o objetivo de se obter as mais baixas frequências de ressonância para uma dada inércia total de um **VDM**, LUK [12] indica a seguinte distribuição:

$$\kappa = \frac{I_{PRI}}{I_{SEC}} \leq 1$$

Onde I_{PRI} é a somatória das inércias ligadas à massa primária, o virabrequim e os componentes ligados à ele. E, I_{SEC} inclui as inércias da massa secundária, o platô, o disco e a transmissão.

Mas, por diversas razões, esta relação é desviada deste valor ideal devido à falta de espaço e à constante necessidade de redução de peso. Sendo todas as peças limitadas quanto ao tamanho, podem ocorrer dificuldades na calibração do sistema.

A primeira é que, quanto menor a massa primária, maior será a irregularidade do motor como vemos na Fig. 3.35. Isto pode resultar em ruídos e/ou vibrações excessivas no sistema de sincronismo e acionamento de acessórios do motor.

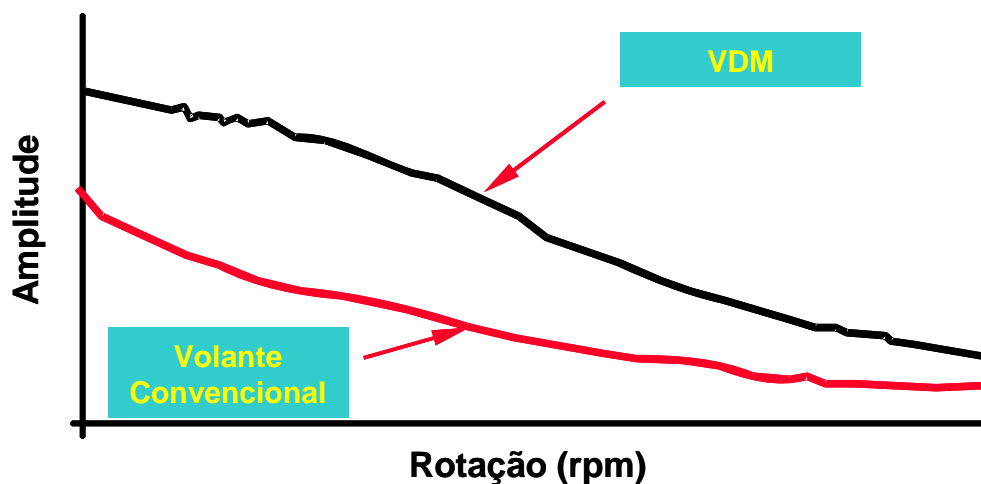


Fig. 3.36 – Curvas de Irregularidade da Massa Primária de um VDM x Volante Rígido (Convencional)

Por outro lado, quanto menor a massa secundária, maior as chances de termos problemas de patinação do disco por *fading*.

Outro ponto a ser avaliado é que, além do ruído de *rattle* que pode se apresentar em marcha-lenta, na tração e na retração, o VDM

apresenta uma condição muito crítica que é a passagem pela ressonância do sistema durante a partida ou quando o motor é desligado.

Este tipo de passagem pela ressonância é caracterizada por vibrações de baixas frequências, mas com grandes amplitudes. Como podemos observar nas Fig. 3.37a e 3.37b, durante estas operações o comportamento da rotação, e conseqüentemente da aceleração e do movimento angular, se tornam altamente irregulares.

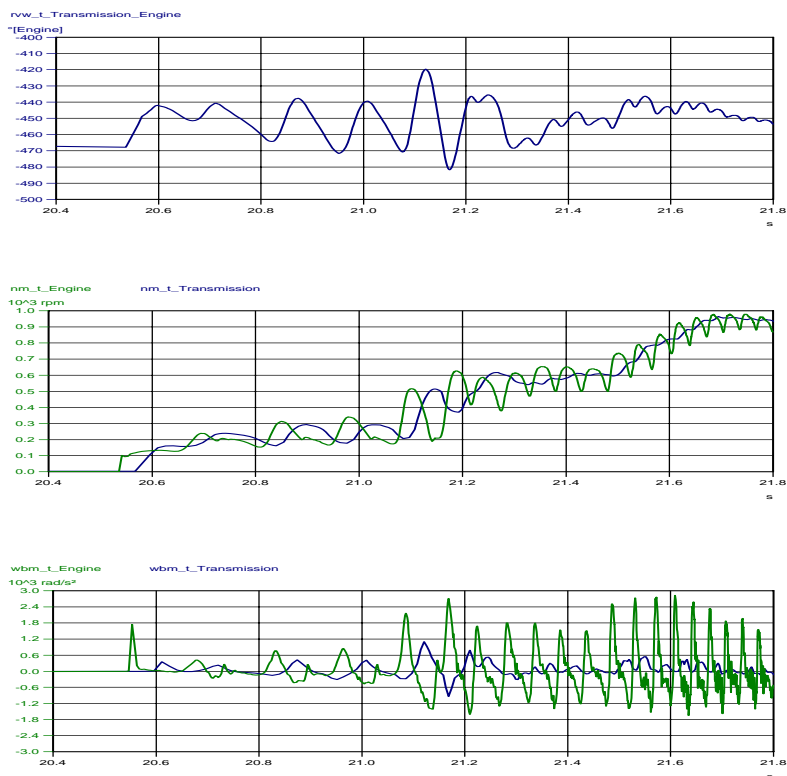


Fig. 3.37a – Comportamento da Variação Angular, Rotação e Aceleração durante a Partida de um Motor com VDM

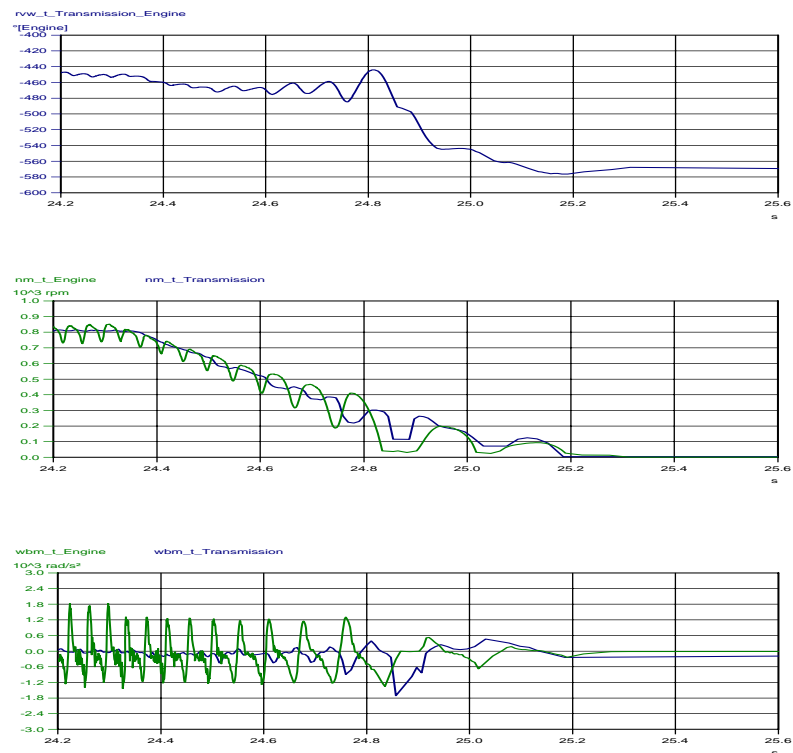


Fig. 3.37b – Comportamento da Variação Angular, Rotação e Aceleração na Desaceleração de um Motor com VDM

A medição da Fig. 3.37a mostra a curva de irregularidade de um motor diesel e a resposta da transmissão durante a partida. Esta curva mostra as conseqüências indesejáveis que podem ocorrer quando o sistema passa por sua frequência de ressonância.

Nesta condição extrema, cargas dinâmicas elevadas podem ocorrer superando muito o torque máximo do motor e gerando ruídos como “*coin noise*” ou causando sérios danos aos componentes do **VDM** ([10]).

Segundo a **LUK** [10], uma forma de diminuirmos esta amplitude é a adoção de molas com rigidez baixa. Isso elimina a sobrecarga sobre o **VDM** durante a partida/desaceleração do motor.

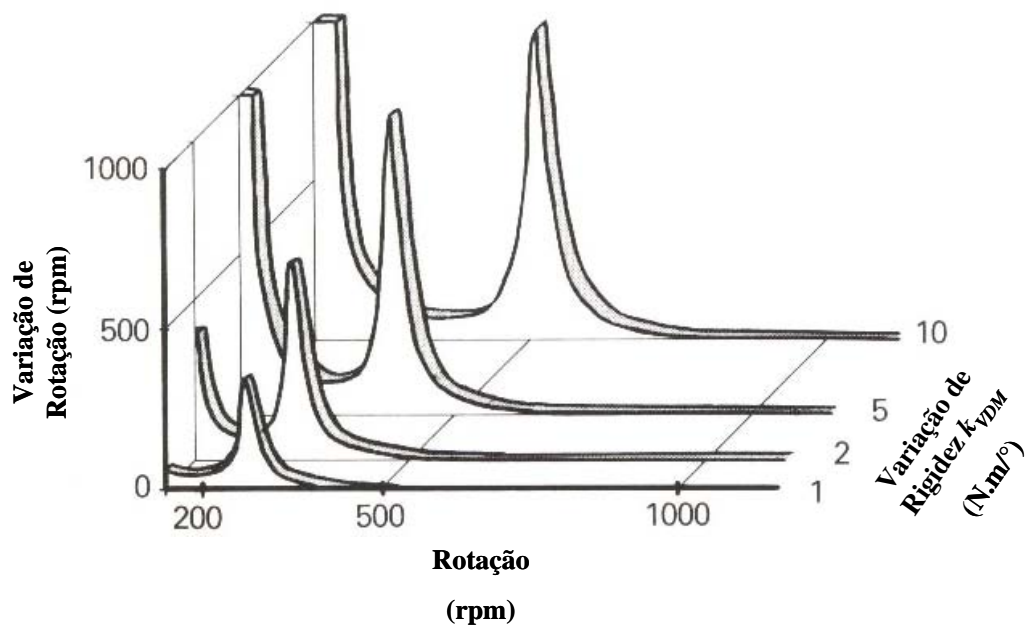


Fig. 3.38 – Curvas Típicas de Resposta de um VDM com a Variação de Rigidez do Amortecedor

Mas, não podemos esquecer que o mesmo coeficiente de segurança utilizado para os discos de embreagem vale para o **VDM**. Com isso, temos um limite mínimo na definição da rigidez de suas molas, que é função do torque máximo do motor.

A máxima energia potencial que pode ser armazenada em um **VDM** é considerada como a variável principal no projeto. Logo, **LUK [10]**, define que a energia no amortecedor do **VDM** pode ser calculada para uma rigidez de mola linear usando a equação:

$$E_{pot} = \frac{K_{VDM} \cdot \phi^2}{2}$$

$$E_{pot} = \frac{M_{max} \cdot \varphi}{2} \quad (14)$$

A Eq. (14) mostra que a máxima capacidade do amortecedor é proporcional ao produto de M_{max} com o máximo ângulo de deflexão φ do **VDM**.

A Fig. 3.39 mostra um comparativo da evolução dos valores de rigidez entre as gerações destes amortecedores:

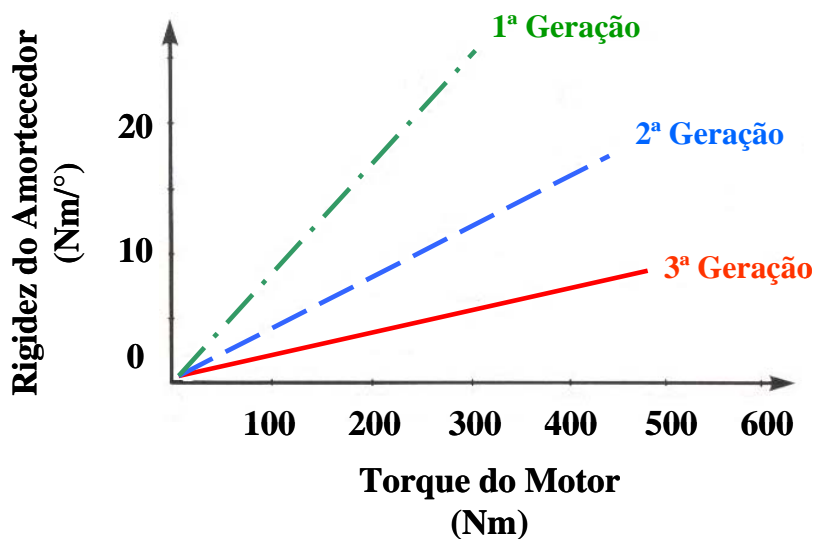


Fig. 3.39 – Comparativo de Rigidez do Amortecedor entre Gerações de VDM x Torque Máximo do Motor

De acordo com LUK [10], as diferenças entre as três gerações de **VDM** são bem claras. A 1ª geração se baseava na massa como sendo o principal parâmetro em seu projeto. Com isso, este tipo de **VDM** estava limitado para uma faixa muito pequena de aplicações, não podendo ser

utilizado em motores de alto torque devido aos seus altos valores de rigidez e baixa deflexão.

Um ponto que temos que verificar com a adoção do **VDM** em veículos com tração traseira é o aparecimento do pico de ressonância devido à inércia do diferencial.

Uma forma de se amenizar este problema é termos novamente um disco com um amortecedor torcional ou de um **absorvedor de vibrações** entre a transmissão e o **cardan**.

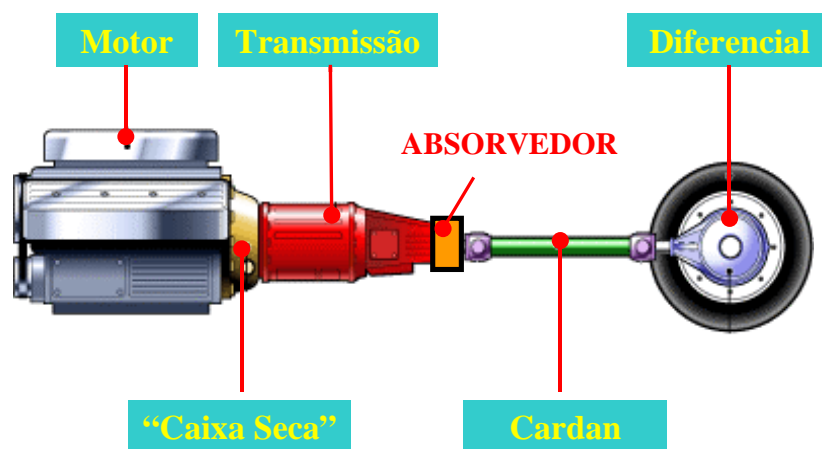


Fig. 3.40 – Exemplo de Montagem de um Absorvedor de Vibrações

Estes absorvedores de vibração são capazes de diminuir a amplitude da vibração torcional na transmissão, mas, infelizmente, sua eficiência esta limitada a uma faixa muito estreita de rotações.

Mas, uma forma possível e que se mostrou muito eficiente foi a montagem de um disco de embreagem com amortecimento torcional em

série com o **VDM**. Desta forma, é possível se atingir, subjetivamente, uma condição mais do que aceitável durante a calibração do sistema ([11]).

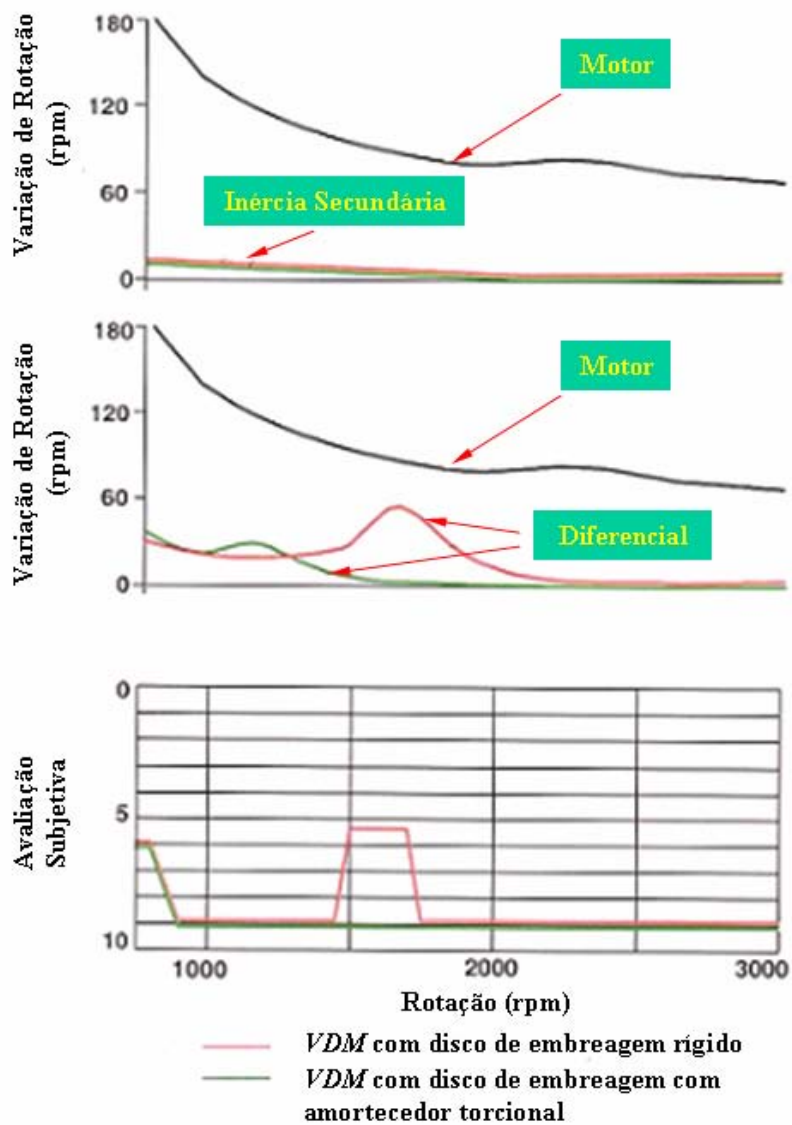


Fig. 3.41 – Combinação de um **VDM** com um Disco de Embreagem com Amortecedor Torcional em Série

Outras situações a analisar são as condições de ***tip-in/back-out*** (alterações rápidas na posição do pedal de aceleração) e ***surging*** (vide capítulo 2).

Estas condições de operação são descritas pela 1ª forma de vibração do modelo básico. Isso se aplica particularmente para 3ª, 4ª e 5ª velocidades, uma vez que a rigidez do trem de força é diretamente proporcional ao quadrado das relações de transmissão, sendo significativamente maior para as marchas mais altas. Devemos considerar a condição crítica na performance de ***tip-in/back-out*** para as marchas menores.

Até agora, a única influência da rigidez do amortecedor na rotação de ressonância foi no modo natural de ***surging***. Se for usada uma baixa rigidez correspondente, é possível se deslocar esta rotação, o que significa que podemos mudar a frequência onde temos o aparecimento do ***surging*** no veículo durante ***tip-in/back-out***.

Entretanto, somente este fator não propicia nenhuma melhoria na condição de ***tip-in/back-out***. De fato, teoricamente, quanto mais baixa for a rigidez do amortecedor pior será a performance nesta situação.

Logo, vemos que apesar de possibilitar um enorme ganho nos níveis como um todo (principalmente de ***rattle***) tanto em motores a gasolina como em motores a Diesel, a calibração de um ***VDM*** não é das mais simples.

Além disso, não podemos esquecer que mesmo com o desenvolvimento dos ***VDMs*** de última geração ([12]), a decisão para sua

utilização é ainda muito dispendiosa para as montadoras, principalmente em países em desenvolvimento: o custo de um **VDM** é de aproximadamente R\$ 160,00 superior ao custo de um volante rígido e disco de embreagem convencional, sem contar que o aumento da irregularidade no sistema de acessórios do motor pode requerer a utilização de um desacoplador no alternador. o que aumentaria ainda mais o custo adicional.

3.3) O RUÍDO DE CHOCALHO OU RATTLE

Conforme comentado anteriormente, o estudo do ruído de **rattle** nos sistemas de transmissão dos veículos modernos se tornou um assunto muito importante devido às crescentes pressões de competitividade para a redução de desconfortos devido a vibrações e ruídos perceptíveis pelo usuário.

Além disso, as pressões para redução do consumo de combustível, com o conseqüente aumento de torque e redução de rotação dos motores, resultaram em aplicações cada vez mais exigentes tanto para motores de ciclo **Otto** quanto para **Diesel**.

Este tipo de ruído não é somente objeccionável, mas em muitos casos pode ser considerado pelo usuário do veículo como uma falha no sistema de transmissão, o que pode levar, em alguns casos, a custos de garantia desnecessários.

Estes ruídos de chocalho ou **rattle** são gerados por vibrações torcionais do motor. E, como também foi apresentado, essas vibrações estão presentes na maioria dos sistemas de transmissão existentes no mundo e são também a principal fonte desse tipo de ruído.

De acordo com **SHAVER [18]**, os dentes das engrenagens de uma transmissão são os responsáveis pela geração de **rattle**: o ruído é produzido pelos impactos entre os dentes através das folgas.

Os dentados estão constantemente engrenados e cada engrenagem, engatada ou não engatada, esta sujeita às flutuações de rotação oriundas do motor devido a irregularidade na combustão, forças de inércia, etc. Como as rodas dentadas movidas que não estão transmitindo torque possuem inércia, elas mantêm seu movimento angular durante a desaceleração das rodas motoras, gerando a perda de contato entre os dentes devido à existência de folgas. Quando a roda motora é acelerada novamente e ocorre o contato entre os dentes, o impacto produz ruído; a ocorrência repetida destes distúrbios gera o **rattle**.

RUST, BRANDL e THIEN [64] também indicam que a origem do **rattle** é o impacto dos dentados das engrenagens sem carga. Mas, como podemos verificar nos estudos de **SZADKOWSKI [42]** esta afirmação não esta totalmente correta uma vez que o **rattle** pode ser gerado por toda e qualquer peça interna ou externa da transmissão que apresente **folga**, como, por exemplo, sincronizadores contra luvas de engate, engrenamentos, entalhado do eixo de entrada no cubo da embreagem, etc.

Esta consideração também é reforçada por **BELLOMO et al [25]** após estudos realizados para identificar as fontes geradoras de **rattle** em veículos equipados com motores diesel turbinados.

Para se analisar melhor o comportamento do **rattle**, estudos analíticos deste fenômeno são realizados através de modelamento

computacional. Os modelos desenvolvidos para esta finalidade, na sua grande maioria, consideram sistemas torcionais de vários graus de liberdade incorporando componentes não-lineares em suas equações.

Um modelo detalhado e complexo que representa o dentado de uma engrenagem é apresentado por **BUGARU e MOTOMANCEA [59]** conforme segue:

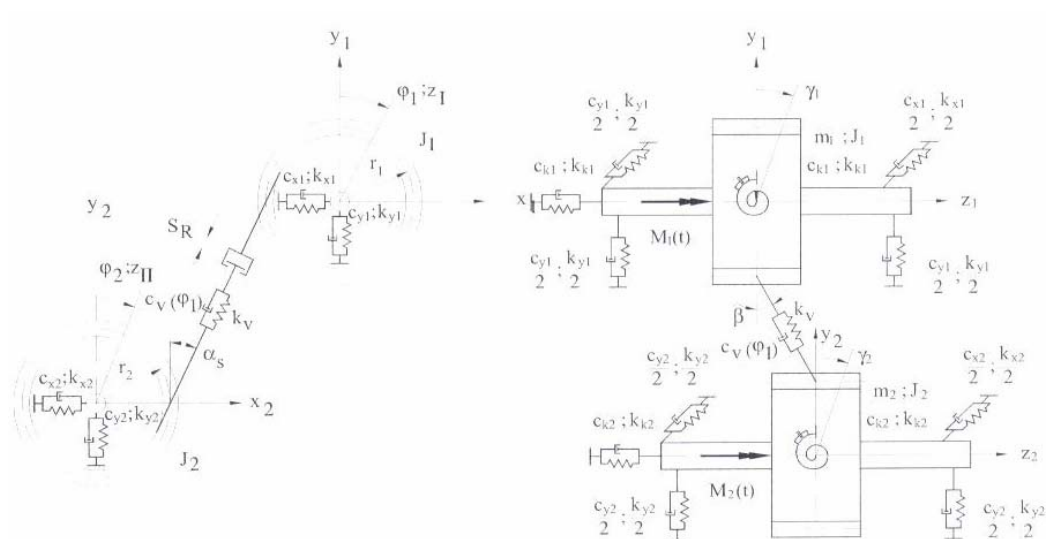


Fig. 3.42 – Modelo de Engrenamento Detalhado com Dez Graus de Liberdade

Apesar de existirem muitos estudos que apresentam boa correlação entre os modelos analíticos e os resultados experimentais, a complexidade destes modelos torna extremamente difícil o uso destes resultados para mudanças no desenho dos componentes do trem de força ([6], [10], [29], [38], etc.).

Outra característica do **rattle** é que este ocorre tanto em marcha lenta, em tração ou freio-motor, em condições em que os ruídos da transmissão são claramente audíveis, e dificilmente são mascarados pelo ruído do motor.

Estudos feitos por **RUST, BRANDL e THIEN [64]** com um motor 1.0l mostram que os ruídos provenientes de uma transmissão são completamente mascarados pelo ruído do motor, quando este está operando em rotações acima de 2500 rpm. Os resultados na Fig. **3.43** foram obtidos através do levantamento dos ruídos naturais do trem de força em questão e depois somente do motor isolado. O ruído da transmissão foi calculado como a diferença entre os resultados obtidos. Entretanto, em rotações acima de 2500 rpm a diferença fica muito pequena para uma determinação precisa do nível do ruído da transmissão, exigindo uma extrapolação da curva do ruído da transmissão.

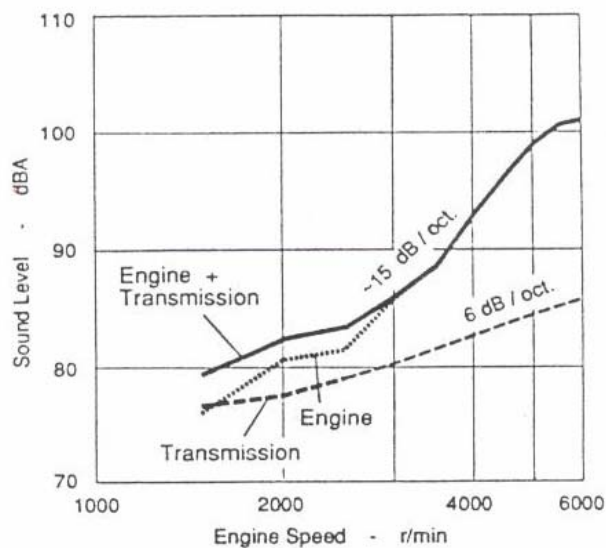


Fig. 3.43 – Ruído de um Motor e uma Transmissão em Plena Carga em 5ª Marcha

Para **RUST, BRANDL e THIEN [64]** os impactos nos dentados ocorrem sempre que a aceleração angular é suficientemente alta, fazendo com que o “torque de inércia” das rodas dentadas “livres” sem torque seja maior que o torque de arraste das mesmas; isso faz com que haja o “descolamento” dos dentes, e quando o torque é re-estabelecido um impacto ocorre e a repetição deste impacto gera uma energia vibratória que é transmitida para fora da transmissão.

$$I_X \cdot \ddot{\theta} > T_{arraste} \quad (15)$$

Usando a relação da Eq. (15), o limite para termos o ruído de **rattle** pode ser definido em termos de sua aceleração angular crítica $\ddot{\theta}_{crit}$, sendo esta a aceleração onde o **rattle** começará a aparecer. Esta aceleração crítica pode ser escrita como:

$$\ddot{\theta}_{crit} = \frac{T_{arraste}}{I_X} \quad (16)$$

A severidade do **rattle** aumenta com a amplitude da vibração no local do engrenamento e o aumento da aceleração angular entre os dentes. Esta amplitude da oscilação torcional no ponto de engrenamento é função da resposta de todo o trem de força.

Por conseguinte, o **rattle** ocorre quando temos altos valores de acelerações angulares. Vemos este fato na Fig. 3.44, onde **RUST, BRANDL e THIEN [64]** gravaram a aceleração da vibração simultaneamente no eixo

de entrada e de saída de uma transmissão e no virabrequim do motor onde a transmissão estava montada.

Uma vez que a aceleração angular é a primeira derivada da flutuação da velocidade angular, e sendo a forma da curva desta flutuação similar a uma senóide, a máxima aceleração angular ocorre quando a velocidade angular for zero. Entre os períodos, notamos altos picos de vibração estrutural medidos na carcaça da transmissão que indicam a ocorrência de *rattle*.

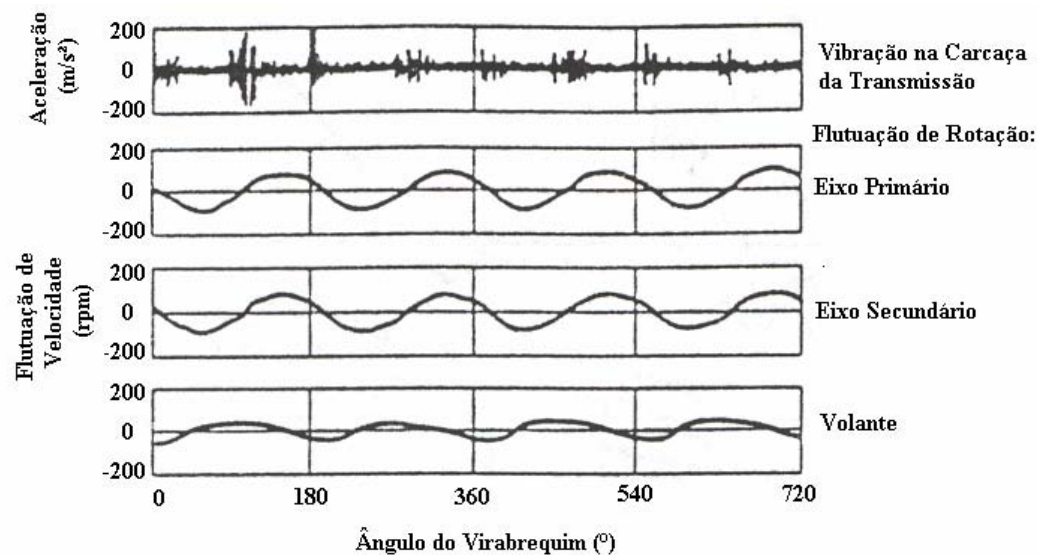


Fig. 3.44 – Gráfico da Vibração na Carcaça

Outros aspectos podem ser observados na Fig. 3.44. Primeiramente, como temos aqui um motor de 4 tempos e 4 cilindros, a flutuação de velocidade ocorre com uma frequência predominantemente de segunda ordem, coerente com as características das principais componentes das forças de combustão e de inércia nesses motores. Por

essa razão, os impactos ocorrem oito vezes por período de operação, ou seja, a cada duas voltas do virabrequim. Em segundo lugar, verificamos que as flutuações de velocidade do eixo primário e do eixo secundário são maiores do que aquelas encontradas no virabrequim e elas se apresentam em fase. Esta ressonância é função da rigidez torcional e do atrito no amortecedor do disco de embreagem conforme foi analisado no item 3.

Para finalizar, **RUST, BRANDL e THIEN [64]** demonstram com a Fig. 3.44 que no ponto de contato mais de um impacto ocorre para uma mesma aceleração angular.

A transmissão analisada está apenas com uma engrenagem engatada enquanto a outra está livre; logo, neste caso, os impactos medidos eram somente da engrenagem livre. A simulação computacional realizada pelos autores confirmou este fato e indicou que estes diversos impactos caracterizavam colisões elásticas entre os dentados.

Esta teoria de limite de **rattle** é muito útil para entendermos a natureza do ruído, mas não nos fornece informações práticas de como eliminá-lo.

Para **SZADKOWSKI [42]** a Eq. (15) nos leva a tirar algumas conclusões não muito corretas e/ou práticas. Primeiro, ela indica aos projetistas de transmissões que um alto torque de arraste ou um pequeno momento de inércia nas rodas movidas levaria à uma diminuição do **rattle**, ignorando a aceleração angular $\ddot{\theta}$. Este termo é essencial no estudo de um sistema não-linear. Além disso, as recomendações não são práticas no que se refere aos requisitos de qualidade de troca de marchas (torque de

arraste) e também no que se refere ao dimensionamento de engrenagens (inércia).

Além disso, **SZADKOWSKI [42]** também aponta para o que seja a maior deficiência da Eq. (15): esta não propicia nenhuma indicação direta quanto aos parâmetros de calibração para os engenheiros de embreagem.

Levando todos estes problemas em consideração **SZADKOWSKI [42]** desenvolveu um novo conceito para se calcular o limite de ocorrência de **rattle** em uma determinada transmissão. Para este autor, o ruído não se manifestará se:

$$T_S > T_p - \frac{J_p}{J_g} \cdot T_g = T_{sep} \quad (17)$$

Esta fórmula determina o mínimo torque T_S desenvolvido no amortecedor do disco de embreagem para a eliminação do **rattle**.

Este critério de limite de **rattle** determina o ângulo de trabalho do disco de embreagem e, conseqüentemente, relaciona suas características de elasticidade e amortecimento.

Desta forma, o limite de **rattle** pode ser expresso diretamente em termos dos parâmetros do disco de embreagem.

3.3.1) PARÂMETROS PRINCIPAIS

Em sua publicação, **RUST, BRANDL e THIEN [64]** dividem os parâmetros que tem influência em dois tipos: os **primários** e os **secundários**.

Os autores definem como parâmetros **primários** os que possuem influência direta na geração de **rattle**, e podem ser encontrados na Eq. (15). Estes são os momentos de inércia de uma engrenagem livre, a aceleração angular e o momento de arraste que está agindo na engrenagem.

Um quarto parâmetro é ainda indicado, apesar de não aparecer na Eq. (15), mas representa a condição fundamental na geração do ruído de **rattle**, que é a **folga** das peças, uma vez que “folga zero não produz **rattle**”.

Outros aspectos do **rattle** são relacionados aos parâmetros **secundários** que agem na propagação do ruído para fora da transmissão.

Uma questão que surge, por exemplo, é se o ruído é transportado diretamente pelo ar ou pela vibração estrutural dos componentes da transmissão, onde a carcaça é o fator mais significativo ([55]).

ALFONSO e **SILVA** [55] também demonstraram que, utilizando um modelo matemático de uma carcaça, é possível estudar vários tipos de reforços estruturais em sua superfície externa levando a ganhos quanto ao nível do **rattle**.

Por estas razões, é de grande valia considerar os parâmetros secundários que tenham influência tanto na transferência de vibração proveniente dos dentados para a superfície externa da transmissão ou na radiação do som por via aérea da superfície da transmissão.

3.3.2) INFLUÊNCIA DAS FOLGAS

Como apresentado anteriormente, a vibração torcional que passa pelo disco de embreagem faz com que os dentados, entalhados, etc. se choquem entre si causando o *rattle*.

Logo, uma vez que a folga esta presente em todas as transmissões, todos os componentes acima são fontes de geração do *rattle*.

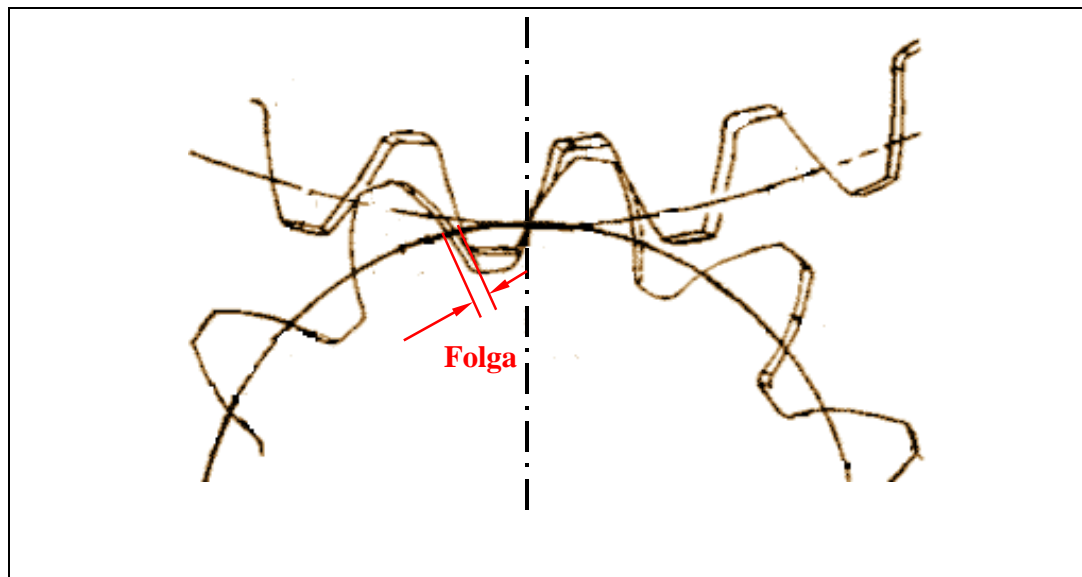


Fig. 3.45 – Representação da Folga

Segundo simulações por computador realizadas por **RUST**, **BRANDL** e **THIEN** [64], vemos na Fig. 3.45 que a folga possui muito pouca influência na diminuição do *rattle*. Entretanto, folga zero elimina o *rattle*, uma vez que os flancos dos dentes nunca perdem contato e, com isso, não batem em outros flancos. Infelizmente ter folga zero é uma situação irreal.

SZADKOWSKI [42] também verificou em seus estudos que o fenômeno de *rattle* não parece ser sensível à variação do valor da folga,

quando este está dentro dos limites das tolerâncias de construção dos dentes utilizadas hoje em dia, tendo assim uma importância prática muito limitada.

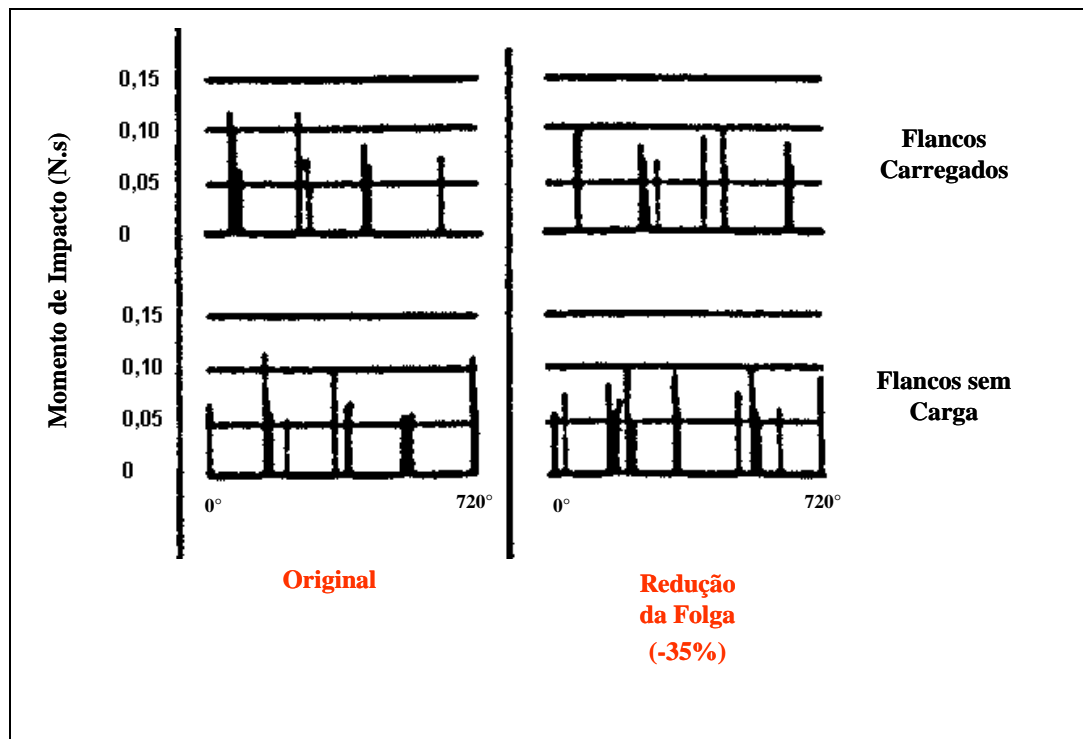


Fig. 3.46 – Influência da Folga (Simulação)

SZADKOWSKI [42], assim como RUST, BRANDL e THIEN [64], também conclui que são totalmente questionáveis mudanças nas *folgas* das engrenagens visando a diminuição do nível de *rattle*.

3.3.3) TORQUE DE ARRASTE

A Eq. (22) nos mostra que para aumentarmos a aceleração angular crítica, ou seja, a aceleração crítica onde o **rattle** começa a aparecer, temos de aumentar o torque de arraste das engrenagens livres.

Dois aspectos importantes influenciam no valor do torque de arraste:

- O atrito com o lubrificante da transmissão, que é função direta da viscosidade do mesmo;
- Atrito nos rolamentos das engrenagens livres e eixos;

RUST, BRANDL e THIEN [64] fizeram estudos com relação ao torque de arraste gerado em rolamentos e mancais de transmissões. Nestes estudos, a folga axial entre rodas livres e eixo foi reduzida em 40% para todas as engrenagens, não havendo qualquer mudança no **rattle**.

Outra análise que devemos fazer sobre o arraste é sua influência no amortecimento do sistema.

O torque de arraste da transmissão varia com o aumento da temperatura do óleo e, como vimos anteriormente, influi no ângulo de trabalho do pré-amortecedor do disco:

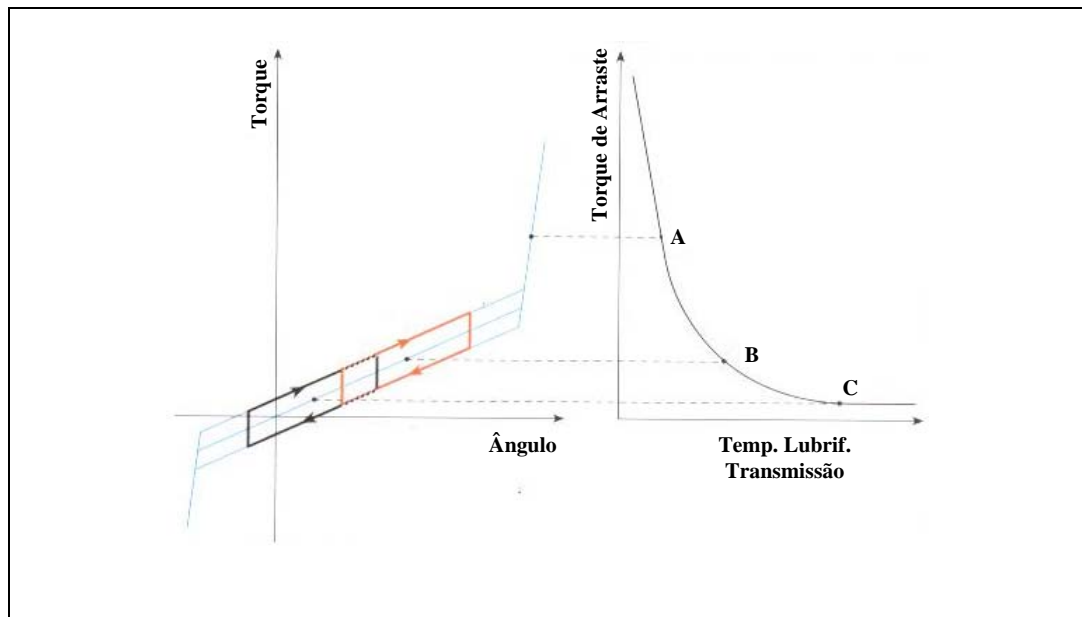


Fig. 3.47 – Gráfico de Torque de Arraste x Viscosidade do Lubrificante

Na representação da Fig. 3.48 foi simulado um aumento do torque de arraste onde o motorista acionava a alavanca de transmissão forçando um engate sem pressionar o pedal de embreagem. Desta forma o motor aumenta o torque disponível, fazendo com que o ponto de trabalho migre do pré-amortecedor para o principal ou fique vibrando entre esses amortecedores causando uma não-linearidade de rigidez, que já foi comentada no item 3.2.1.2.

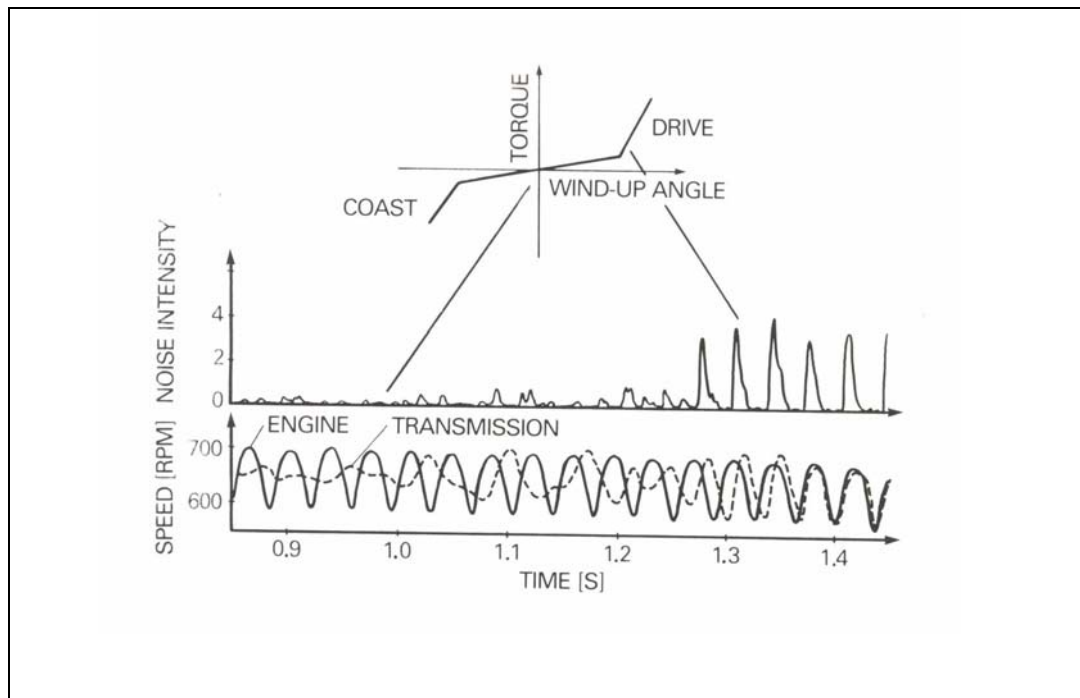


Fig. 3.48 – Gráfico de Torque de Arraste x Aumento de Carga pelo Sincronizador

FUJIMOTO e **KIZUKA** [30] estudaram a relação entre o aumento da temperatura do óleo de uma transmissão longitudinal e o nível de *rattle* gerado. O veículo testado foi um **Mitsubishi FE538** (caminhão leve de 2 toneladas) motorizado com um motor diesel 4,56 litros de 4 cilindros em linha com aspiração natural. A transmissão analisada foi uma **Mitsubishi M035S5** com *overdrive* (sobre-marcha). O teste foi realizado com o veículo parado em marcha lenta (650 rpm) e com a transmissão em neutro; como vimos no item 3.1.1 e uma vez em marcha lenta o sistema de pré-amortecimento do disco de embreagem é quem será responsável por absorver as irregularidades do motor.

FUJIMOTO e **KIZUKA** [30] apontam para o fato de que com o aumento de temperatura do óleo o torque das molas do pré-amortecedor,

que está diretamente ligado ao torque de arraste, diminui. Conseqüentemente, a faixa de operação do disco muda, saindo do segundo para o primeiro estágio (menos rígido). Como podemos ver na Fig. 3.49, no trecho de **A** a **B** as características torcionais dinâmicas do disco estão no segundo e primeiro estágio, e a constante aparente de mola é maior do que se estivesse no primeiro estágio, aumentando assim o *rattle*. Quando a magnitude localizada no segundo estágio diminui, a constante aparente de mola cai e como resultado o *rattle* também.

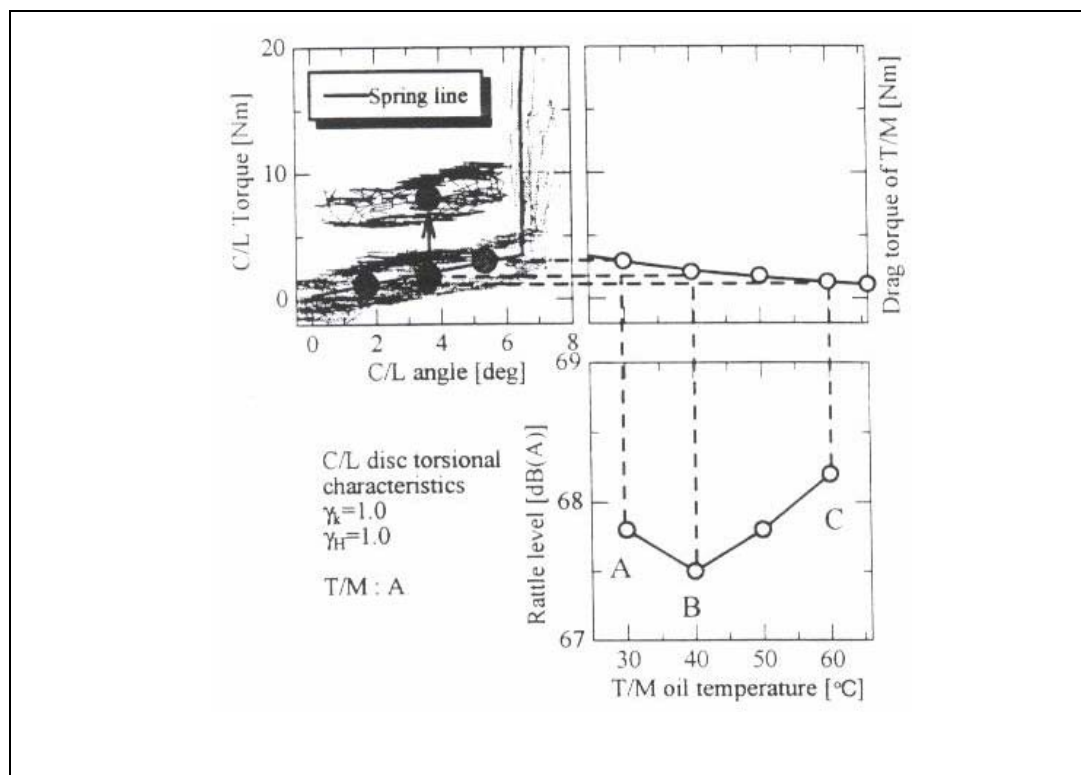


Fig. 3.49 – Efeitos das Mudanças das Características Torcionais de Operação

No ponto **B**, a faixa de operação está somente no primeiro estágio, e um mínimo valor de *rattle* é produzido.

Na porção de **B** para **C**, temos um aumento do nível de *rattle* apesar de estarmos nas mesmas características de mola. Segundo **FUJIMOTO** e **KIZUKA [30]** este resultado é devido ao aumento da “facilidade” de movimento entre as partes móveis da transmissão com a diminuição da viscosidade do lubrificante, ou seja, diminuição do amortecimento do sistema.

Estas variações do nível de *rattle* são muito críticas, uma vez que o resultado é a variação no nível acústico para o usuário. Esta condição segundo **GERGES [8]** é pior em termos de sensibilidade do ouvido humano, que é muito mais sensível à variação do nível de ruído do que ao próprio nível de ruído.

Logo, pelo que foi apresentado, tiramos duas conclusões. Primeiramente, vemos que, durante o desenvolvimento do pré-amortecedor, é de grande importância conhecermos o valor do torque de arraste da transmissão que estamos trabalhando, mas mais importante ainda é o conhecimento do comportamento do torque de arraste com relação à variação de temperatura do lubrificante em todo seu campo de utilização: desde a condição de primeira partida do dia (p. ex. pela manhã) e em plena condição de uso para o correto dimensionamento do trecho do pré-amortecedor.

Em segundo lugar, apesar de um aumento do valor do torque de arraste provocar um aumento do valor da aceleração crítica $\ddot{\theta}_{crit}$, como verificamos na Eq. (16), podemos ter um deslocamento da faixa de operação do amortecedor do disco de embreagens para um trecho mais rígido,

fazendo com que diminua a filtragem do amortecedor, ou até causando indesejáveis não-linearidades no sistema (vide item **3.2.1.2**).

3.3.4) ACELERAÇÃO ANGULAR

Como vimos nos itens anteriores, melhorias nos níveis de **rattle** podem ser obtidos reduzindo a aceleração angular nas engrenagens livres. De acordo com **RUST, BRANDL e THIEN [64]**, existem algumas formas para se diminuir esta aceleração.

Primeiro, a flutuação de rotação do motor depende, entre outras coisas, do momento de inércia do volante do motor. Em seguida, as características do disco de embreagem influenciam na flutuação que passa para dentro da transmissão. E, finalmente, o arranjo da transmissão, como por exemplo a geometria e relações de marcha, determinam a aceleração angular de cada engrenagem livre.

A ressonância torcional da transmissão foi determinada como sendo a característica chave dos efeitos sobre o **rattle**. A Fig. **3.50** mostra a ressonância em condições de plena carga.

A flutuação de velocidade no limite de **rattle** foi traçada para verificarmos os limites de sua ocorrência. A flutuação é definida como a porcentagem da diferença entre as velocidades instantâneas máxima e mínima da velocidade média.

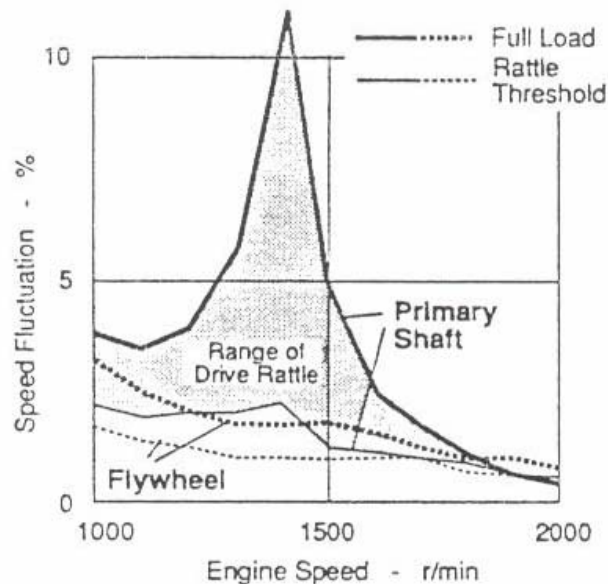


Fig. 3.50 – Característica Torcional de Ressonância do *Driveline*

A Fig. 3.50 ilustra claramente o procedimento para a eliminação de *rattle*. O objetivo é aumentar o limite de *rattle* acima da flutuação de velocidade máxima ou baixar esta flutuação para baixo do limite ou mover ambos os limites simultaneamente.

Na Fig. 3.50, o limite de *rattle* está próximo da flutuação do volante e o *rattle* diminui em velocidades mais altas devido ao efeito de “isolação de vibração” entre volante e o eixo de entrada da transmissão, que no caso de um sistema simples de massa-mola ocorre após um valor de $\sqrt{2}$ da rotação de ressonância.

Na Fig. 3.51, o efeito de uma flutuação de rotação menor proveniente do motor é devido a um aumento de 30% da inércia do volante. O resultado mostra uma clara redução na flutuação em toda a faixa de rotação, mas especialmente na rotação de ressonância.

A possibilidade de mover a rotação de ressonância para rotações abaixo da faixa de utilização foi investigada através da diminuição da rigidez do sistema de amortecimento do disco de embreagem (aproximadamente 27%), comparando com o uso de outro disco mais rígido e com maior valor de histerese. Ambos os discos foram testados combinados com o volante de maior inércia resultando nas curvas da Fig. 3.51.

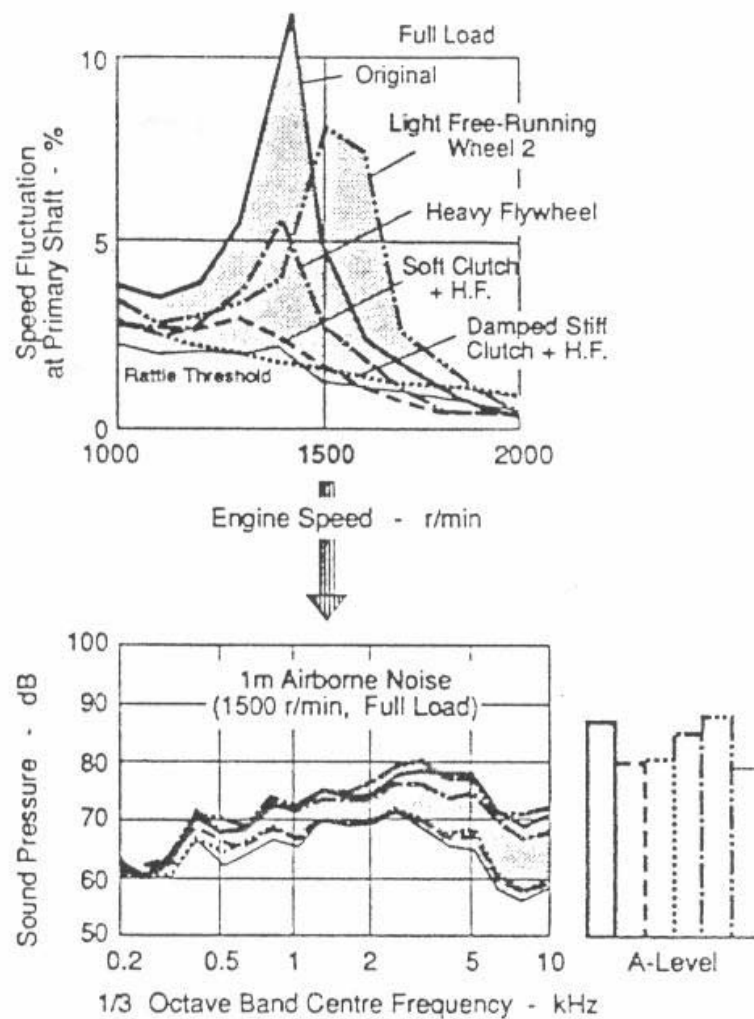


Fig. 3.51 – Característica Torcional de Ressonância do *Driveline* – Mudança de Parâmetros

Esta figura nos mostra que é praticamente impossível com o sistema de amortecimento de um disco de embreagem convencional deslocar a rotação de ressonância do *driveline* para baixo da faixa de utilização do motor.

Por outro lado, vemos que a embreagem mais rígida com mais histerese reduziu drasticamente a irregularidade na entrada da transmissão se aproximando do limite de *rattle*, mas condicionando a presença do mesmo até rotações mais elevadas, não proporcionando uma isolamento adequada entre volante e eixo de entrada na faixa média de rotações do motor.

Os efeitos desta condição podem ser verificados no gráfico de pressão sonora da Fig. 3.51. O gráfico indica que os verdadeiros ganhos só são obtidos com a diminuição dos valores de aceleração angular do eixo de entrada da transmissão.

Outro ponto que os autores analisaram foi à influência do arranjo das rodas livres de uma transmissão versus a aceleração angular “local” em cada engrenagem.

Atualmente, com o objetivo de se diminuir os esforços de engates os engenheiros de sincronizadores dão preferência para a montagem dos mesmos no eixo de entrada da transmissão, diminuindo assim a inércia dos componentes “vista” pelos anéis, o que diminui a energia necessária para a sincronização, resultando assim em esforços menores durante a troca de marchas. No entanto, para efeito de *rattle*, esta é uma condição de projeto desfavorável.

Como mostrado na Fig. 3.52, o arranjo original com as rodas livres de 3ª e 4ª montadas no eixo de entrada resultaram em uma distribuição não-uniforme em termos de aceleração angular local nestas rodas dentadas, favorecendo a ocorrência de *rattle* devido às altas acelerações angulares que ocorrem nestas rodas.

Uma redistribuição das rodas livres, com a realocação das rodas livres de 3ª e 4ª no eixo de saída, como demonstrado a direita da Fig. 3.52, pode proporcionar uma condição muito mais favorável em termos de *rattle*.

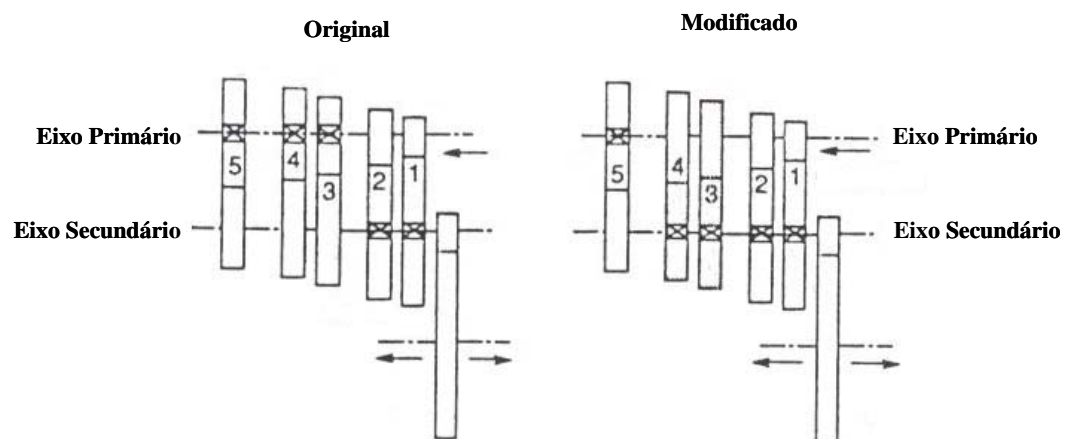


Fig. 3.52 – Característica Torcional de Ressonância do *Driveline* – Volante Original

Os autores não possuíam uma transmissão física para testar esta condição redistribuída, mas estes indicam que os ganhos podem ser vistos na figura acima onde temos uma redução significativa nos valores de aceleração angular local para as rodas em análise.

Logo, com a atual tendência de se montar os sistemas de sincronização nos eixos de entrada das transmissões modernas, temos uma condição não ideal para a geração de *rattle*.

Se por um lado estes tipos de transmissão trazem um ganho considerável nos esforços de engate devido às menores inércias equivalentes que o sincronizador precisa lidar, também serão consideravelmente mais críticas em termos de *rattle* devido aos valores de acelerações locais mais elevados por causa deste tipo de construção.

3.3.5) INÉRCIA DAS ENGRENAGENS LIVRES

RUST, BRANDL e THIEN [64] indicam em seus estudos a existência de três efeitos que são influenciados quando aumentamos o momento de inércia das engrenagens livres.

O primeiro e mais importante é a influência no limite do *rattle*. De acordo com a Eq. (16) o limite do início do aparecimento do *rattle* será alto se o “torque de inércia” e, conseqüentemente, a inércia de cada engrenagem livre for baixa. O segundo efeito é sua influência nas características dos impactos dos dentes, e a terceira é o seu efeito na ressonância torcional da transmissão.

Para avaliar estes efeitos, **RUST, BRANDL e THIEN [64]** escolheram a roda dentada livre de 2ª marcha, devido as suas dimensões serem mais favoráveis para esta análise; sua inércia original é até três vezes o valor das rodas livre de 3ª e 4ª. Para o teste foram preparadas duas amostras: uma teve a sua inércia reduzida em 38% e foi utilizada em testes

de bancada, e uma segunda amostra, que foi utilizada nos testes em veículos, foi construída de tal forma que sua inércia sofresse uma diminuição de 15%.

Na Fig. 3.51 verificamos os efeitos da roda livre de menor inércia na ressonância no sistema de transmissão. Como consequência da diminuição da inércia, vemos na Fig. 3.51 um aumento da rotação onde temos a ressonância da transmissão.

Este aumento, entretanto, não se deu somente com a diminuição da inércia da roda livre, mas também pela remoção da luva de sincronização devido a razões técnicas para sua montagem.

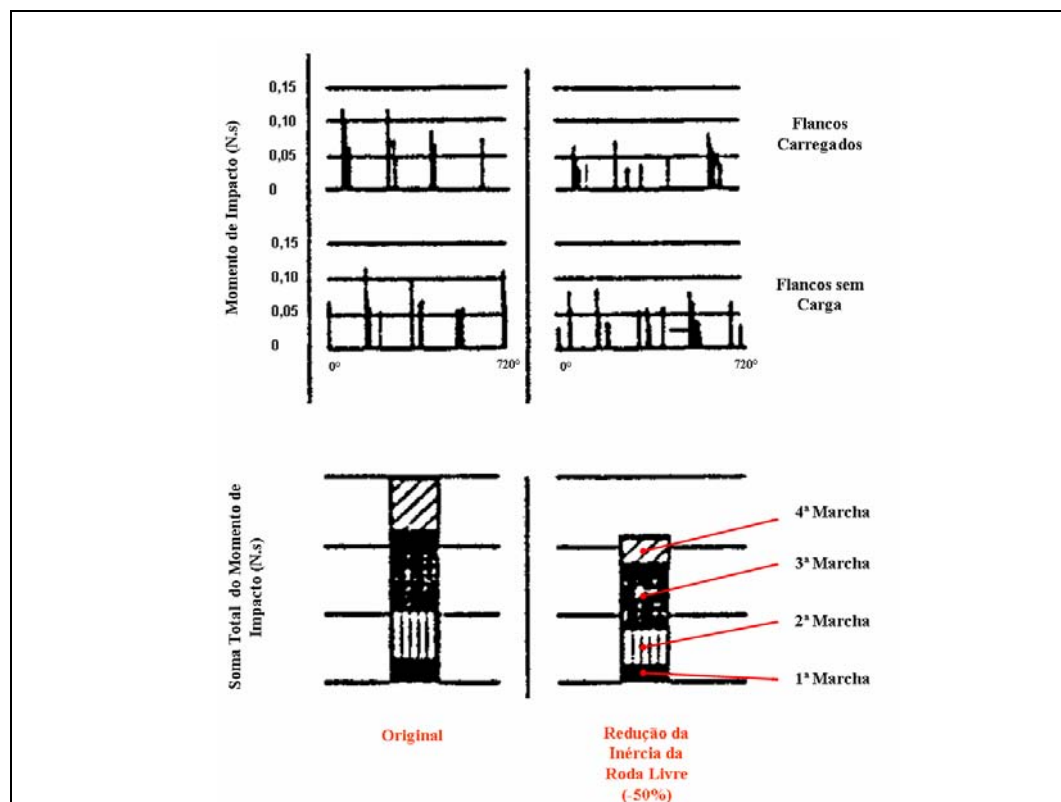


Fig. 3.53 – Simulação da Influência da Diminuição da Inércia da Roda Livre de 2ª Marcha

A combinação do amortecedor mais rígido com o aumento da inércia do volante propiciaram um efeito no ruído que podemos ver no gráfico de pressão sonora da Fig. 3.51, onde temos um espectro mais baixo definindo o limite para o aparecimento do *rattle*.

Apesar deste aumento, uma simulação computacional feita pelos autores (Fig. 3.53) mostra que temos uma diminuição no nível do ruído devido aos impactos entre os dentes.

Esta simulação mostra que a redução de 50% na inércia da roda de 2ª marcha confirmou a redução no ruído. Entretanto, também pode ser verificado, na figura acima, que os impactos diminuíram em magnitude e aumentaram em número, mas ainda assim produziram um efeito geral melhorado

3.3.6) TRANSFERÊNCIA DA VIBRAÇÃO

Outro método que podemos aplicar para a diminuição do ruído de *rattle* de uma determinada aplicação é diminuir sua transmissão para o meio externo.

De acordo com algumas publicações ([25], [52], [59]), podemos atenuar os efeitos do *rattle* através de modificações na carcaça da transmissão ou pela aplicação um tipo de isolamento acústico na sua superfície.

ALFONSO e SILVA [59] concluíram após a análise de alguns dos parâmetros de influência que a solução mais viável economicamente seria a diminuição da transmissibilidade do ruído pela carcaça da transmissão.

Esta diminuição da transmissibilidade foi alcançada através do enrijecimento das paredes da carcaça através do aumento da espessura da mesma e com a adição de nervuras (Fig. 3.54).

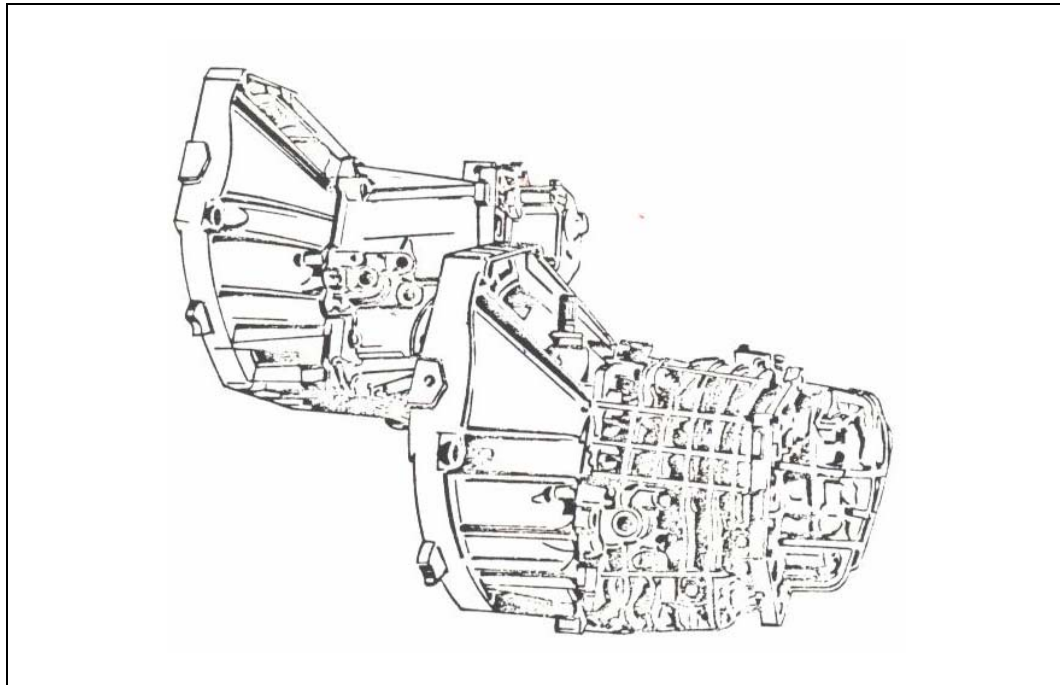


Fig. 3.54 – Adição de Nervuras na Carcaça da Transmissão

Utilizando um modelo simulado em **NASTRAN**, os autores concluíram que é possível diminuir a transmissibilidade de ruído através do enrijecimento da carcaça, tendo elevado os modos de vibração para frequências mais elevadas.

RUST, BRANDL e THIEN [64] consideram que a transmissão do ruído gerado dentro da transmissão é realizada através dos mancais de rolamento e pela estrutura da carcaça.

Por meio de medições objetivas, os autores identificaram que as possíveis mudanças na superfície da carcaça deveriam trazer ganhos em termos de ruído.

Para determinar o potencial de redução de **rattle** executando modificações na carcaça da transmissão, dois experimentos foram montados.

No primeiro as paredes da carcaça foram cobertas por um tipo de camada amortecedora, enquanto que no segundo as paredes foram enrijecidas por meio da adição de nervuras pela superfície da peça.

A figura abaixo nos mostra que a adição de nervuras na carcaça demonstrou bons resultados, enquanto que a aplicação da camada externa também melhorou a situação, mas com um menor efeito.

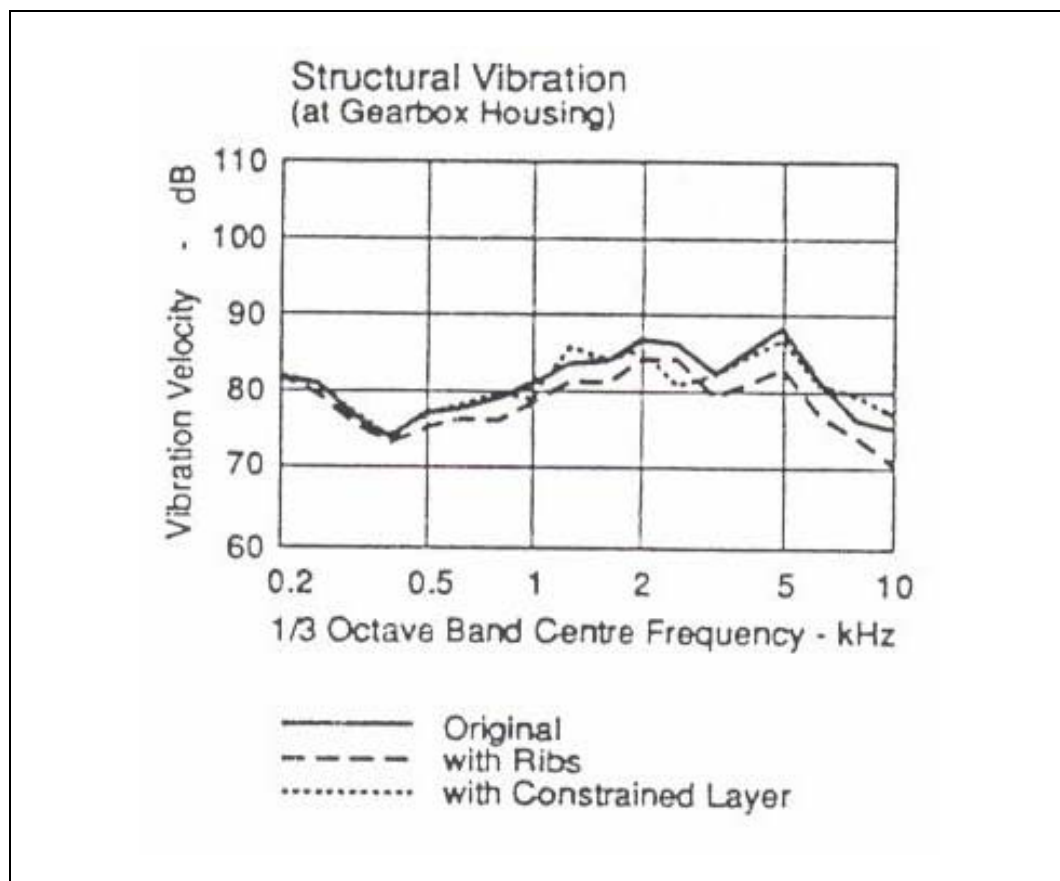


Fig. 3.55 – Gráfico do Efeito Sonoro x Modificações na Carcaça

Mas, a grande conclusão do estudo foi que o efeito combinado de várias modificações no trem de força é que levaram ao melhor resultado.

Como podemos ver na Fig. 3.56, a combinação de uma carcaça mais rígida, com nervuras, um volante com inércia aumentada e uma roda livre com inércia reduzida apresentou os melhores resultados, a ponto de que o ruído não poderia mais ser ouvido de dentro do veículo.

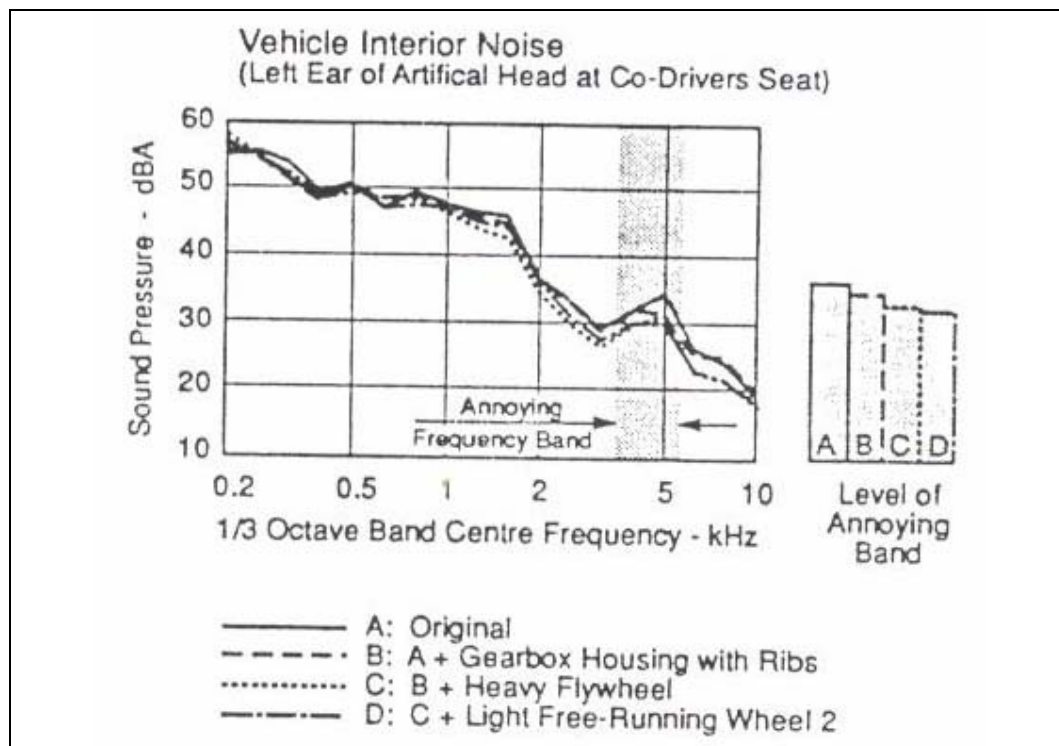


Fig. 3.56 – Comportamento do Ruído com Mudanças nos Parâmetros

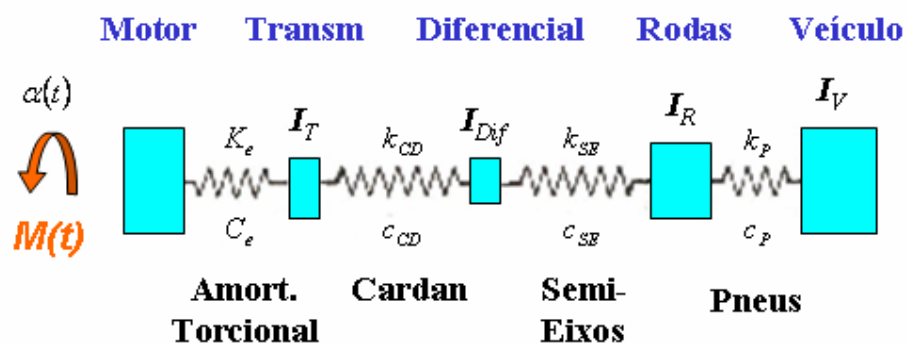
Logo, vemos que a grande influência da ressonância do driveline pede um tratamento muito cuidadoso por parte da embreagem e da distribuição das inércias de todo o sistema. Como a condição de ressonância dificilmente pode ser evitada, então a solução será sempre um compromisso entre vários fatores.

Também podemos verificar que, uma vez que a transmissão de vibração desde os dentados até a superfície externa da transmissão tem uma grande influência no nível de ruído emitido, sua atenuação estrutural deve ser bem explorada. Quando esta atenuação está bem projetada e trabalhando em conjunto com mudanças em outras características do driveline, pode-se obter uma atenuação de ruídos em toda a faixa de trabalho do motor.

4.) MODELAMENTO DO SISTEMA

Conforme descrito no capítulo 3, o modelo do trem de força de um veículo com tração traseira pode ser representado como quatro inércias rotativas ligadas por elementos com elasticidade e amortecimento, excitadas por um movimento torcional de base.

Detalhando o modelo de quatro inércias da Fig. 4.1 temos:



4.1 – Representação Detalhada do Modelo de Vibração

Considerando este sistema sob a ação de uma excitação angular periódica harmônica $\alpha(t)$:

$$\{M(J_{eq_R})\} = \{K_e \ 0 \ 0 \ 0\}^T \cdot \alpha(t) + \{C_e \ 0 \ 0 \ 0\}^T \cdot \dot{\alpha}(t)$$

Logo, temos a seguinte equação de movimento:

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{M(J_{eq_R})\} \quad (18)$$

Onde:

$$[I] = \begin{bmatrix} I_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_V \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_e + c_{CD} & -c_{CD} & 0 & 0 \\ -c_{CD} & c_{CD} + c_{SE} & -c_{SE} & 0 \\ 0 & -c_{SE} & c_{SE} + c_P & -c_P \\ 0 & 0 & -c_P & c_P \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_e + k_{CD} & -k_{CD} & 0 & 0 \\ -k_{CD} & k_{CD} + k_{SE} & -k_{SE} & 0 \\ 0 & -k_{SE} & k_{SE} + k_P & -k_P \\ 0 & 0 & -k_P & k_P \end{bmatrix}$$

Substituindo as matrizes na equação de movimento temos:

$$\begin{bmatrix} I_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_V \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_D \\ \ddot{\theta}_R \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e + c_{CD} & -c_{CD} & 0 & 0 \\ -c_{CD} & c_{CD} + c_{SE} & -c_{SE} & 0 \\ 0 & -c_{SE} & c_{SE} + c_P & -c_P \\ 0 & 0 & -c_P & c_P \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_D \\ \dot{\theta}_R \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} K_e + k_{CD} & -k_{CD} & 0 & 0 \\ -k_{CD} & k_{CD} + k_{SE} & -k_{SE} & 0 \\ 0 & -k_{SE} & k_{SE} + k_P & -k_P \\ 0 & 0 & -k_P & k_P \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_T \\ \theta_D \\ \theta_R \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_e \cdot \alpha(t) + C_e \dot{\alpha}(t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

Para obtermos as frequências naturais e os modos fundamentais de vibrar do sistema físico, é usual considerar-se inicialmente o sistema homogêneo não amortecido e buscar soluções do tipo:

$$\{\theta(t)\} = \{\Theta\} \cdot \text{sen}(\omega \cdot t + \phi)$$

E suas respectivas primeira e segunda derivadas:

$$\{\dot{\theta}(t)\} = \omega \cdot \{\Theta\} \cdot \text{cos}(\omega \cdot t + \phi)$$

e

$$\{\ddot{\theta}(t)\} = -\omega^2 \cdot \{\Theta\} \cdot \text{sen}(\omega \cdot t + \phi)$$

Substituindo na equação homogênea do sistema não amortecido, obtemos:

$$[[K] - [I] \cdot \omega^2] \{\Theta\} = \{0\}$$

A solução do problema de auto-valores e auto-vetores permite calcular os valores de ω_n (frequências naturais) e os modos de vibrar do sistema.

Podemos, também, obter a solução vibratória em regime permanente do sistema completo de equações diferenciais [Eq. (19)].

Para tanto, é usual supor-se uma excitação $\alpha(t)$ complexa conforme:

$$\alpha(t) = \Lambda \cdot e^{i\omega_f t} \quad (20)$$

Desta forma, obtém-se a solução particular $\{\theta_p(t)\}$ cuja amplitude representa a resposta em frequência do sistema:

$$\{\theta_p(t)\} = \{\Theta_p\} e^{i\omega_f t} \quad (21)$$

E, escrevemos a primeira e a segunda derivadas da Eq. (20):

$$\dot{\alpha}(t) = i\omega_f \cdot \Lambda \cdot e^{i\omega_f t}$$

e

$$\ddot{\alpha}(t) = -\omega_f^2 \cdot \Lambda \cdot e^{i\omega_f t}$$

E, fazendo o mesmo com a Eq. (21), temos:

$$\{\dot{\theta}(t)_p\} = i\omega_f \cdot \{\Theta_p\} e^{i\omega_f t}$$

e

$$\{\ddot{\theta}(t)_p\} = -\omega_f^2 \cdot \{\Theta_p\} \cdot e^{i\omega_f t}$$

Logo, substituindo a Eq. (20) e (21) e suas respectivas diferenciais na Eq. (19), temos que:

$$\begin{bmatrix} (K_r + k_{cd}) - I_r \omega_f^2 + (C_r + c_{cd}) i \omega_f & -(k_{cd} + c_{cd} i \omega_f) & 0 & 0 \\ -(k_{cd} + c_{cd} i \omega_f) & (k_{cd} + k_{se}) - I_{Df} \omega_f^2 + (c_{cd} + c_{se}) i \omega_f & -(k_{se} + c_{se} i \omega_f) & 0 \\ 0 & -(k_{se} + c_{se} i \omega_f) & (k_{se} + k_p) - I_r \omega_f^2 + (c_{se} + c_p) i \omega_f & -(k_p + c_p i \omega_f) \\ 0 & 0 & -(k_p + c_p i \omega_f) & k_p - I_r \omega_f^2 + c_p i \omega_f \end{bmatrix} \{\Theta_p\} = \begin{bmatrix} K_r + C_r i \omega_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Lambda \quad (22)$$

A solução da equação acima permite calcular $\{\Theta_p\}$ como função de ω_f , ou seja, a resposta em frequência do sistema.

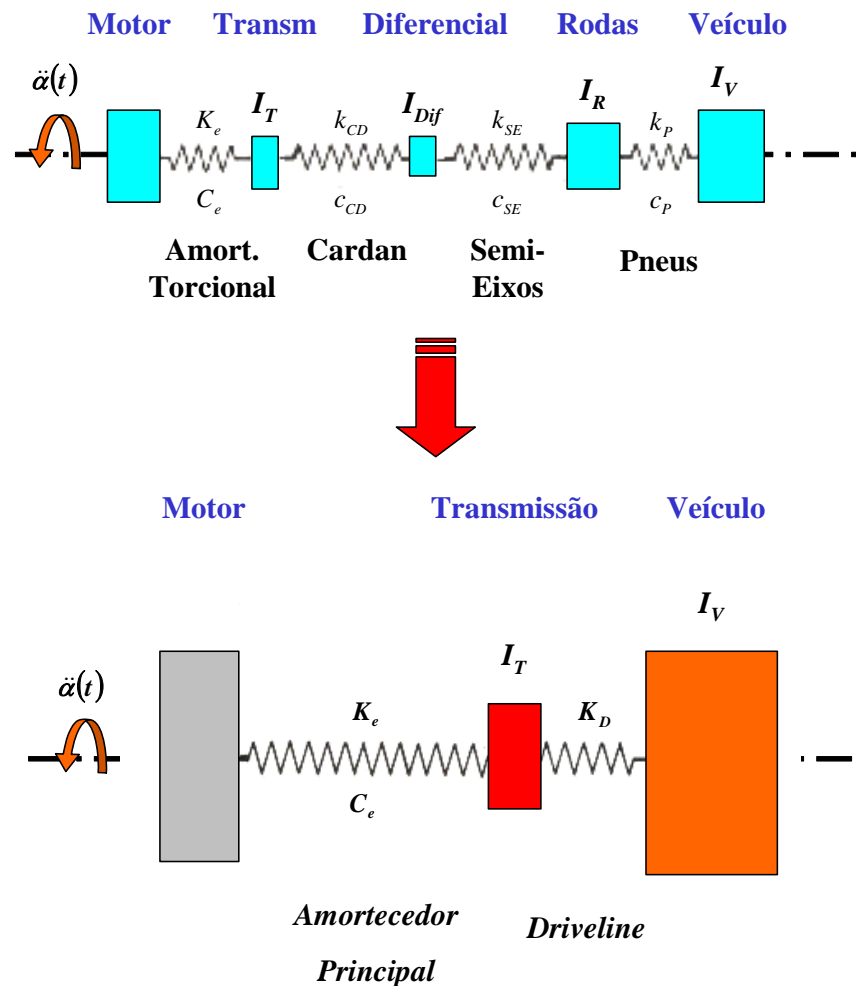
Como podemos apreciar, este equacionamento para múltiplos graus de liberdade é complexo, e envolve um número grande de valores de parâmetros, usualmente não conhecidos, a serem introduzidos no modelo.

No desenvolvimento cotidiano de calibrações de sistemas de embreagem, são utilizados **softwares** específicos de análise, com um número menor de graus de liberdade. Logo, como foi explicado no capítulo 3, iremos adotar um sistema simplificado de dois graus de liberdade.

De acordo com várias literaturas pesquisadas ([6], [10], [11], [18], etc.) a simplificação abaixo é muito utilizada e apresenta respostas de boa qualidade em termos de frequência e amplitude de resposta.

Como as medições foram feitas em um veículo com tração dianteira, os valores de rigidez k_{CD} e amortecimento c_{CD} do cardan serão cancelados, e o valor da inércia do diferencial I_{Dif} será considerado integrado na inércia total da transmissão I_T .

Logo, nosso modelo de base oscilante com 4 massas é simplificado para um modelo de base oscilante, mas com apenas duas massas.



4.2 – Representação do Modelo de Vibração Simplificado

Cada parâmetro do modelo simplificado acima será discutido nos itens subseqüentes.

4.1) MODELO DO MOTOR

O motor utilizado para os estudos possui as seguintes configurações construtivas e de performance:

Deslocamento	2000 cm ³
Número de Cilindros	4
Número de Válvulas	16
Comprimento da biela	mm
Potência Máxima	100 kW à 5200 rpm
Torque Máximo	185 Nm à 4000 rpm

Tabela 2 – Características Construtivas e de Performance do Motor

De acordo com as literaturas pesquisadas ([6], [10], [25], [28], [42]), o modelo representado na Fig. 4.2 pode ser considerado como **SUPORTE OSCILANTE**, uma vez que o motor não sofre qualquer influência em seu comportamento torcional devido a mudanças de marchas, peso do veículo, etc. Esta condição será medida e comprovada experimentalmente no capítulo 5.

A característica fundamental do motor, no que diz respeito ao efeito no comportamento vibratório da transmissão, é a aceleração angular do volante do motor $\ddot{\alpha}(t)$ medida no dinamômetro ou no veículo propôsto. Esta variação de aceleração é que irá excitar o modelo simplificado considerado na Fig. 4.2.

4.2) MODELO DA EMBREAGEM

No capítulo 3, o parâmetro de amortecimento na embreagem C_e é realizado através de discos de atrito seco. Esta característica está relacionada com o momento de atrito seco, que no jargão técnico dos fabricantes é denominado de “histerese” do disco de embreagem em estudo.

Por definição, o amortecimento por atrito de **COULOMB** “não é proporcional à velocidade, mas possui uma magnitude constante diretamente oposta ao movimento” ([16]).

Logo, esta característica do disco de embreagem proporciona um comportamento não-linear ao sistema. Entretanto, para permitir o uso de equações lineares, uma aproximação é feita aproximando o amortecimento de **COULOMB** de um amortecimento linear viscoso C_e .

Segundo **VIERCK** [22], em qualquer sistema que contenha amortecimento, energia será dissipada nos elementos correspondentes pelo trabalho negativo realizado a cada ciclo. Quando o movimento é forçado, e a vibração se mantém em regime permanente, a energia é introduzida por meio de trabalho positivo realizado pelas forças externas agindo no sistema. Nesta condição de regime permanente, estas energias são iguais.

Para calcularmos um amortecimento viscoso que aproxime o efeito do atrito de Coulomb no sistema, determinamos um valor de C_e que faça o amortecedor viscoso dissipar a mesma energia por ciclo que o amortecimento de Coulomb. A esse valor da constante de amortecimento viscoso C_e denominamos amortecimento equivalente. No que segue, calculamos o amortecimento equivalente para um movimento torcional, como apresentado nas embreagens.

Sendo $\theta(t)$ o ângulo de torção entre os dois lados do elemento dissipador, e supondo que esse movimento seja harmônico com uma única componente de frequência ω_f , podemos escrever:

$$\theta(t) = \Theta \cdot \text{sen}(\omega_f t - \varphi) \quad (23)$$

Derivando esta equação temos que:

$$d\theta = \Theta \cdot \omega_f \cdot \cos(\omega_f t - \varphi) dt \quad (24)$$

A energia dissipada pelo amortecimento viscoso em um ciclo de oscilação de um determinado sistema vibratório é dada por:

$$\therefore \Delta D_v = \int_{\text{ciclo}} M_{\text{amort}} \cdot d\theta = \int_{\text{ciclo}} C_e \cdot \dot{\theta} \cdot d\theta \quad (25)$$

Como $d\theta = \dot{\theta} \cdot dt$, então:

$$\begin{aligned}\Delta D_v &= \int_0^T C_e \cdot \dot{\theta}^2 \cdot dt = \\ &= C_e \cdot (\omega_f \cdot \Theta)^2 \int_0^{2\pi/\omega_f} \cos^2(\omega_f t - \varphi) dt = C_e \cdot (\omega_f \cdot \Theta)^2 \left[\frac{t}{2} - \frac{\sin(\omega_f t - \varphi) \cos(\omega_f t - \varphi)}{2\omega_f} \right]_0^{2\pi/\omega_f} =\end{aligned}$$

$$\therefore \Delta D_v = \pi \cdot C_e \cdot \omega_f \cdot \Theta^2 \quad (26)$$

Agora, para expressar a energia dissipada pelo momento de atrito seco M_{atrito} no cubo de embreagem, em um ciclo completo, basta calcularmos o trabalho realizado pelo momento de atrito constante M_{atrito} quando a deflexão vai de $-\Theta$ a $+\Theta$ e volta de $+\Theta$ a $-\Theta$. Portanto:

$$\Delta D_s = 4 \cdot M_{atrito} \cdot \Theta \quad (27)$$

Igualando as equações (16) e (17):

$$\Delta D_v = \Delta D_s$$

$$\pi \cdot C_e \cdot \omega_f \cdot \Theta^2 = 4 \cdot M_{atrito} \cdot \Theta$$

E assim chegamos a Eq. (18) abaixo que corresponde ao valor do amortecimento viscoso equivalente:

$$C_e = \frac{4 \cdot M_{atrito}}{\pi \cdot \omega_f \cdot \Theta} \quad (28)$$

Esta equação nos mostra que C_e é dependente tanto da frequência de excitação ω_f quanto da amplitude Θ do movimento.

Quando o movimento é formado por vários componentes de frequência, essa expressão necessita de um fator de correção que possibilite separar a energia dissipada por atrito seco em parcelas viscosas diferentes para cada componente de frequência.

Como utilizaremos somente algumas ordens da excitação principal, a resposta de um modelo baseado na Eq. (28) não seria a mais apropriada.

Outra forma de se representar matematicamente o efeito de dissipação de energia na embreagem é considerando esta característica não como atrito de **COULOMB**, mas como atrito estrutural, representado por um coeficiente de histerese B_e .

Para esta condição, **VIERCK [22]** indica que, para um elemento elástico de rigidez K_e e coeficiente de histerese B_e submetido a uma vibração harmônica, a energia dissipada por ciclo é:

$$\therefore \Delta D_H = \pi B_e K_e \Theta^2 \quad (29)$$

Igualando as equações (26) e (29):

$$\pi B_e K_e \Theta^2 = \pi C_e \omega_f \Theta^2$$

$$C_e = \frac{B_e K_e}{\omega_f} \quad (30)$$

Esta equação nos mostra que o amortecimento equivalente C_e é dependente somente da frequência do sistema, e não mais da amplitude do movimento.

Como vamos utilizar somente algumas ordens da excitação principal, esta forma de modelamento da parcela do amortecimento se mostra como mais adequada.

4.3) MODELO DA TRANSMISSÃO

O modelo da transmissão será representado por sua inércia. No valor de inércia da transmissão I_T , além das inércias dos eixos, luvas, sincronizadores, etc. está também considerada a inércia do diferencial I_{Dif} , todas devidamente transportadas para o eixo de entrada da transmissão quando necessário. Além das inércias da transmissão, no eixo de entrada deve ser adicionada a inércia dos componentes do disco de embreagem.

Os componentes que devemos considerar é o disco de arraste e o cubo da embreagem:



$$I_e = 0,0035 \text{ kg.m}^2$$

4.3 – Inércia dos Componentes do Disco de Embreagem

Para o nosso primeiro estudo, vamos utilizar uma transmissão que chamaremos de “A”. As características construtivas desta transmissão podem ser conferidas no **ANEXO “A”**.

Considerando as características construtivas desta transmissão montamos a seguinte equação para o cálculo das inércias equivalentes por marcha:

$$\begin{aligned}
 I_{Tx} = & I_e + I_{IS} + (I_{\frac{1}{2}S} + I_{\frac{1}{2}IR} \cdot 2 + I_{\frac{1}{2}IntR} \cdot 2 + I_{\frac{1}{2}OR} \cdot 2 + I_{\frac{3}{4}S} + I_{\frac{3}{4}R} \cdot 2 + I_{MS} \\
 & + I_{5S} + I_{5R}) \cdot \frac{1}{i_X^2} + I_{1R} \cdot \frac{1}{i_1^2} + I_{2R} \cdot \frac{1}{i_2^2} + I_{3R} \cdot \frac{1}{i_3^2} + I_{4R} \cdot \frac{1}{i_4^2} + I_{Dif} \cdot \frac{1}{i_1^2 \cdot i_{Dif}^2} + I_{5IS}
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

Com os valores de inércia de cada componente (vide **ANEXO “B”**) obtidos através dos modelos matemáticos dos mesmos, calculamos os

valores de inércia equivalente da transmissão para cada marcha engatada transportados para o eixo de entrada:

<i>Marcha Engatada</i>	<i>Inércia Equivalente (kg.m²)</i>
2 ^a	2,19.10 ⁻³
3 ^a	3,95.10 ⁻³
4 ^a	7,06.10 ⁻³
5 ^a	1,06.10 ⁻²
Tabela 3 – Inércias Equivalentes para Transm. “A”	

4.4) MODELO DO TREM DE FORÇA

Como estamos usando o modelo de 2 massas em nosso estudo, para o trem de força consideramos apenas os valores de rigidez dos semi-eixos combinados em paralelo e transportados para o eixo de entrada da transmissão.

Os dois semi-eixos do carro em estudo são similares, diferentes apenas no seu comprimento, uma vez que a transmissão esta montada mais para o lado esquerdo do carro.

Como vamos considerar somente a rigidez para estes componentes utilizamos o seguinte equacionamento para a sua determinação:

$$k_{SEx} = \frac{J_p \cdot G}{L_x}$$

Onde:

$$J_p = \frac{\pi \cdot D_{SE}^4}{32}$$

Logo, obtemos a seguinte tabela:

<i>Lado</i>	<i>D_{SE}</i> (m)	<i>J_p</i> (m ⁴)	<i>G</i> (N.m ²)	<i>L</i> (mm)	<i>k_{SE}</i> (N.m/rad)
Direito	0,028	6,03.10 ⁻⁸	7,9.10 ¹⁰	482,85	10900
Esquerdo				438,85	9870
Tabela 4 – Rigidez dos Semi-Eixos					

Considerando que os dois semi-eixos tem o mesmo deslocamento, temos:

$$k_{SE} = k_{SEd} + k_{SEe} = 10900 + 9870 = 20770 \text{ Nm / rad}$$

Para o transporte da rigidez para o eixo de entrada da transmissão, temos que:

$$K_D = \frac{k_{SE}}{(i_x \cdot i_{Dif})^2} \quad (32)$$

Logo, os valores de rigidez equivalente para cada marcha ficam conforme tabela abaixo:

<i>Marcha</i>	<i>Rigidez Equivalente (N.m/rad)</i>
1 ^a	85,03
2 ^a	307,96
3 ^a	678,99
4 ^a	1310,87
5 ^a	2048,24

Tabela 5 – Rigidez Equivalente dos Semi-Eixos por Marcha da Transmissão “A”

4.5) MODELO DO VEÍCULO

O veículo será representado no modelo através de sua inércia transportada para o eixo de entrada da transmissão, levando em consideração as relações de marcha, diferencial e o raio dinâmico do pneu.

Os dados do veículo em estudo estão representados na tabela abaixo:

Peso em Ordem de Marcha	1240 kg
Pneu	195/60 R15
Raio Dinâmico do Pneu (R_D)	298 mm

Tabela 6 – Dados do Veículo

A transmissão montada neste veículo possuía as características: apresentadas no **ANEXO “A”**, sendo utilizada a seguinte equação para referenciar a inércia do veículo ao eixo de entrada da transmissão:

$$I_{V_x} = m_v \cdot R^2 \cdot \frac{1}{(i_x \cdot i_{Dif})^2} \quad (33)$$

Sendo que para cada marcha temos os seguintes valores de inércia equivalente do veículo:

Marcha Engatada	Inércia Equivalente do Veículo (kg.m ²)
2 ^a	1,63
3 ^a	3,60
4 ^a	6,95
5 ^a	10,86

Tabela 7 – Inércias Equivalentes do Veículo por Marcha com Transmissão “A”

4.6) MODELO COMPLETO

Como vamos utilizar o modelo simplificado da Fig. 4.2, então temos que desenvolver a equação de movimento para esta condição:

$$\begin{cases} \mathbf{I}_T \cdot \ddot{\boldsymbol{\theta}}_T + \mathbf{C}_e \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}}_T + \mathbf{K}_e \cdot \boldsymbol{\theta}_T + \mathbf{K}_D \cdot \boldsymbol{\theta}_T - \mathbf{K}_D \cdot \boldsymbol{\theta}_V = \mathbf{K}_e \cdot \boldsymbol{\alpha}(t) + \mathbf{C}_e \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}}(t) \\ \mathbf{I}_V \cdot \ddot{\boldsymbol{\theta}}_V - \mathbf{K}_D \cdot \boldsymbol{\theta}_T + \mathbf{K}_D \cdot \boldsymbol{\theta}_V = 0 \end{cases}$$

Substituindo a Eq. (20) e (21) e suas respectivas diferenciais na equação acima, temos que:

$$\begin{bmatrix} (\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_D) + \mathbf{C}_e \cdot \boldsymbol{\omega}_f \mathbf{i} - \mathbf{I}_T \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 & -\mathbf{K}_D \\ -\mathbf{K}_D & \mathbf{K}_D - \mathbf{I}_V \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 \end{bmatrix} \cdot \{\boldsymbol{\Theta}\} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e + \mathbf{C}_e \cdot \boldsymbol{\omega}_f \mathbf{i} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Lambda$$

Substituindo a equação acima pela Eq. (30), temos:

$$\begin{bmatrix} (\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_D) + \mathbf{K}_e \cdot \mathbf{B}_e \mathbf{i} - \mathbf{I}_T \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 & -\mathbf{K}_D \\ -\mathbf{K}_D & \mathbf{K}_D - \mathbf{I}_V \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 \end{bmatrix} \cdot \{\boldsymbol{\Theta}\} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e \cdot (1 + \mathbf{B}_e \mathbf{i}) \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Lambda \quad (34)$$

Chamando:

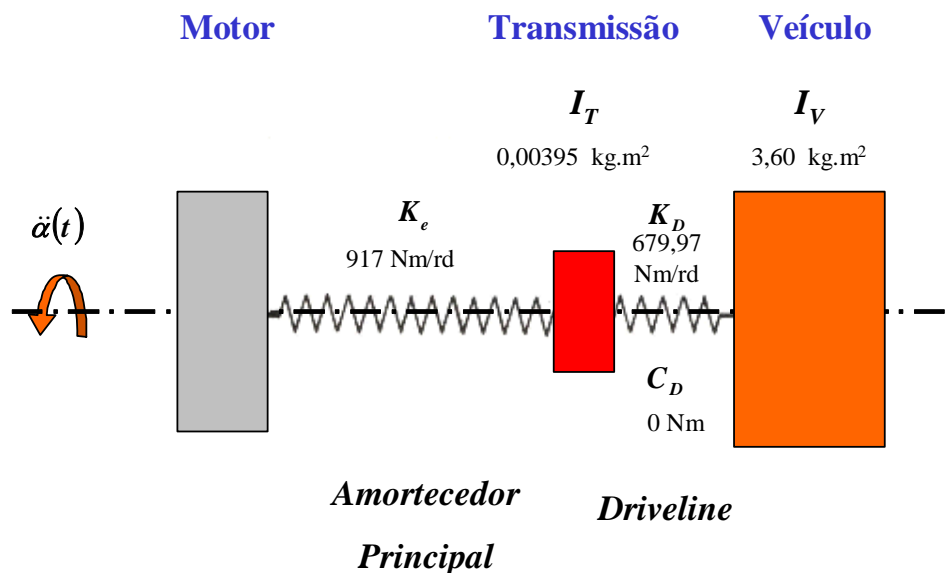
$$\mathbf{A}(\boldsymbol{\omega}_f) = \begin{bmatrix} (\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_D) + \mathbf{K}_e \cdot \mathbf{B}_e \mathbf{i} - \mathbf{I}_T \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 & -\mathbf{K}_D \\ -\mathbf{K}_D & \mathbf{K}_D - \mathbf{I}_V \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 \end{bmatrix}$$

E, multiplicando os dois lados da Eq. (34) por $\boldsymbol{\omega}_f^2$, obtemos os valores de aceleração para a transmissão e para o veículo:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{\theta}}_T \\ \ddot{\boldsymbol{\theta}}_V \end{Bmatrix} = \mathbf{A}(\boldsymbol{\omega}_f)^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e \cdot (1 + \mathbf{B}_e \mathbf{i}) \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Lambda \cdot \boldsymbol{\omega}_f^2 \quad (35)$$

Todo este equacionamento foi escrito no **MATCAD**, e está demonstrado no **ANEXO “E”**.

Logo, com o equacionamento definido e com os parâmetros calculados, temos o seguinte modelo:



4.4 – Representação do Modelo de Vibração Simplificado

5.) DETERMINAÇÕES EXPERIMENTAIS

Para realizarmos a aquisição e a análise do comportamento torcional de um dado motor, utilizamos um equipamento para a aquisição e análise chamado de **ROTEC RAS 4.0** da **Rotec GmbH**.

Este sistema foi desenvolvido em conjunto com a indústria automotiva com o objetivo de executar medições e analisar vibrações

torcionais lineares emitidas por máquinas rotativas. Os analisadores são portáteis, baseados em computadores tipo de mesa e possuem vários canais de aquisição, podendo processar tanto sinais digitais quanto analógicos ([16]).

Outro **software** que iremos utilizar é o **MATCAD 12.1** para a montagem de nossos modelos, análise das respostas da transmissão e geração dos gráficos.

Os demais equipamentos serão descritos nos itens seguintes de acordo com o seu uso.

5.1) PLANO DE INVESTIGAÇÃO

5.1.1) COMPARATIVO DO COMPORTAMENTO DO MOTOR

Inicialmente, temos que verificar se a vibração torcional do volante de um motor instalado em um dinamômetro representa seu comportamento quando está montado em um veículo.

O dinamômetro elétrico utilizado tem as seguintes características técnicas:

Marca	Zöllner
Tipo	Alpha 240 AF
Potência	240 kW
Rotação Máxima	10000 rpm
Momento de Inércia	0,24 kg.m ²

Tabela 8 – Dados do Dinamômetro

Após a instalação do motor no dinamômetro, um sensor tipo *pick-up* magnético foi também montado na carcaça da transmissão, alinhado com a cremalheira do volante:

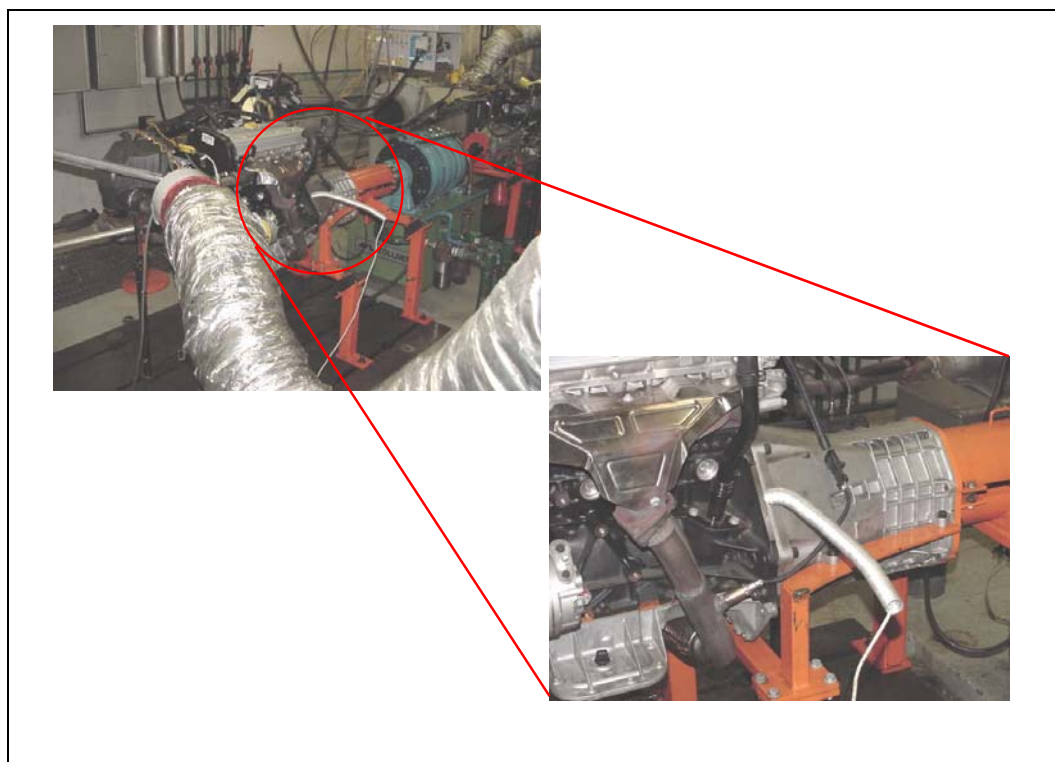


Fig. 5.1 – Detalhes da Instrumentação no Dinamômetro

A rotação do motor à plena carga foi aumentada desde a rotação de marcha-lenta (850 rpm) até a sua rotação máxima (6400 rpm), sendo medida a variação de rotação durante o período de aquisição no volante do virabrequim.

Para a medição em veículo, além do sensor alinhado com a cremalheira do volante do motor, mais um sensor do mesmo tipo foi montado alinhado com a engrenagem da primeira marcha no eixo de entrada da transmissão, conforme exemplificado no esquema da figura abaixo:

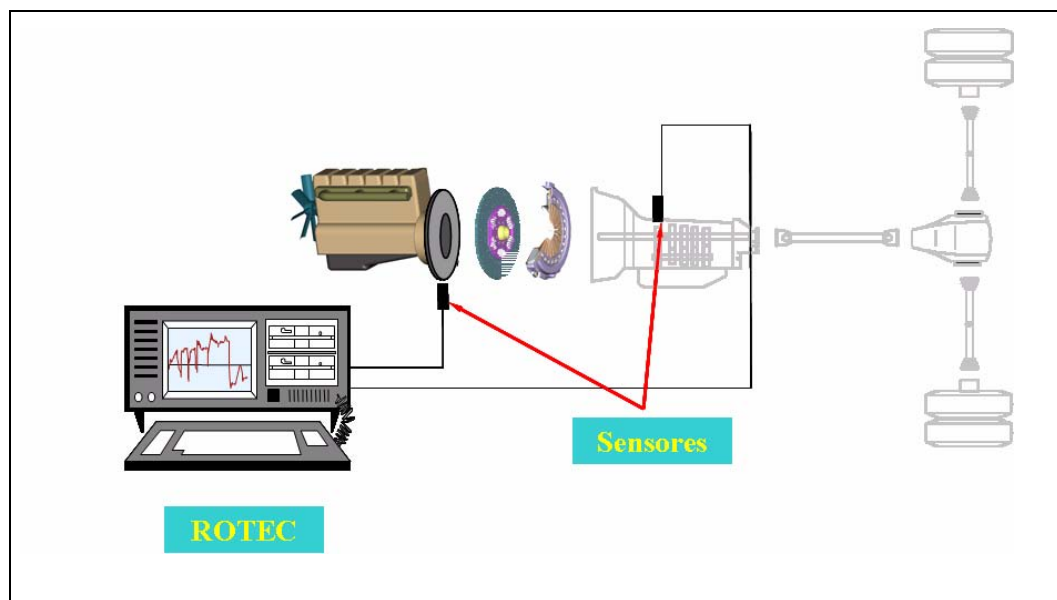


Fig. 5.2 – Esquema da Montagem do Equipamento em Veículo

Como havia acontecido no dinamômetro, a aquisição foi realizada com o motor sendo acelerado à plena carga, com a transmissão engatada, desde a rotação de marcha-lenta até pouco mais de 6000 rpm, obtendo-se

os valores de variação de rotação tanto no virabrequim como no eixo de entrada da transmissão.

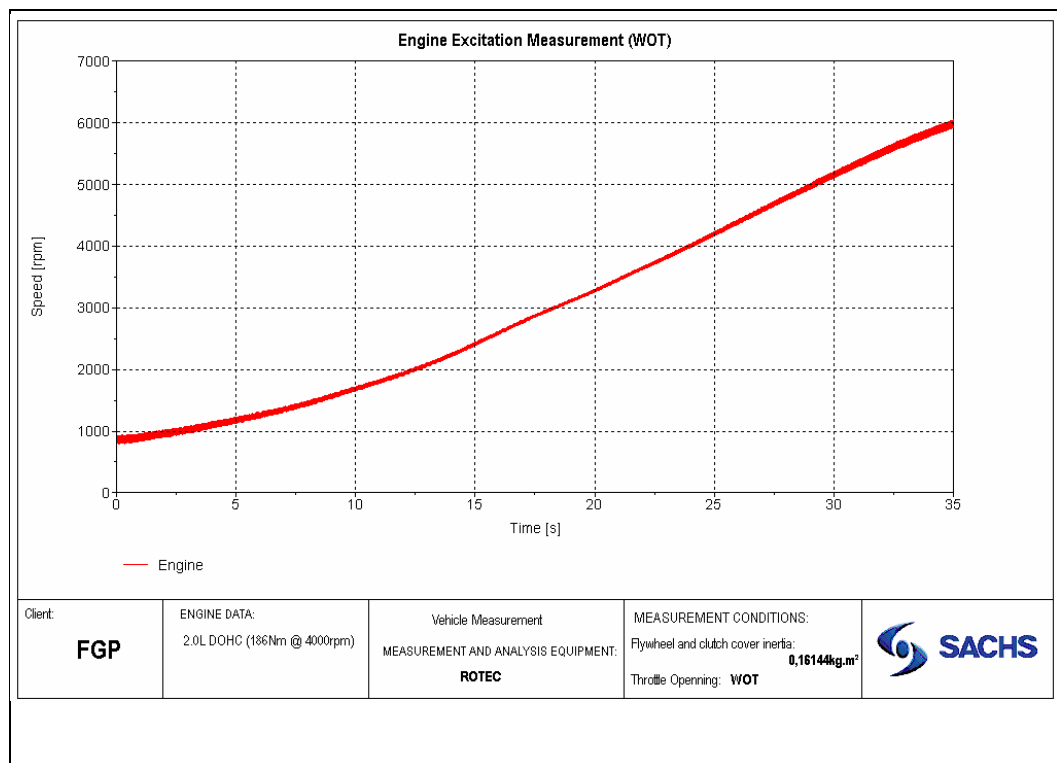


Fig. 5.3 – Curva Rotação do Motor x Tempo de Aquisição em Veículo

Uma das questões a ser respondida é se a vibração torcional é afetada pelas diferentes inércias que ele enxerga, conforme a marcha engatada.

Conforme os resultados da Fig. 5.4, podemos verificar que a vibração torcional no volante do motor não é afetada pela marcha utilizada, para toda a faixa de rotações do motor.

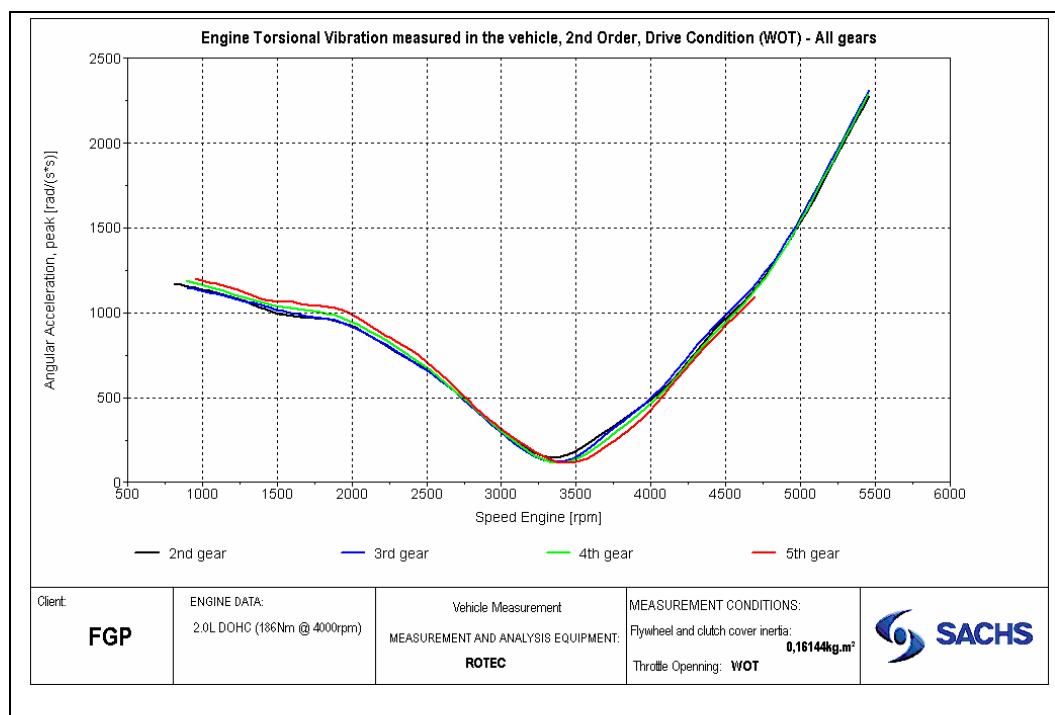


Fig. 5.4 – Comparativo entre Marchas x Comportamento do Motor

Desta forma podemos concluir que, em virtude da inércia do volante ser muito maior que a inércia da transmissão e da rigidez combinada do disco de embreagem e do trem de força desacoplarem a inércia do veículo, a vibração torcional do volante não é afetada pela marcha engatada, na faixa de rotações que vai desde a marcha lenta até acima de sua rotação de corte.

A outra questão que se pretendia responder era se as acelerações angulares medidas no volante do motor instalado no dinamômetro da maneira usual, por meio de um acoplamento elástico, eram semelhantes às obtidas quando o motor está sendo utilizado no veículo.

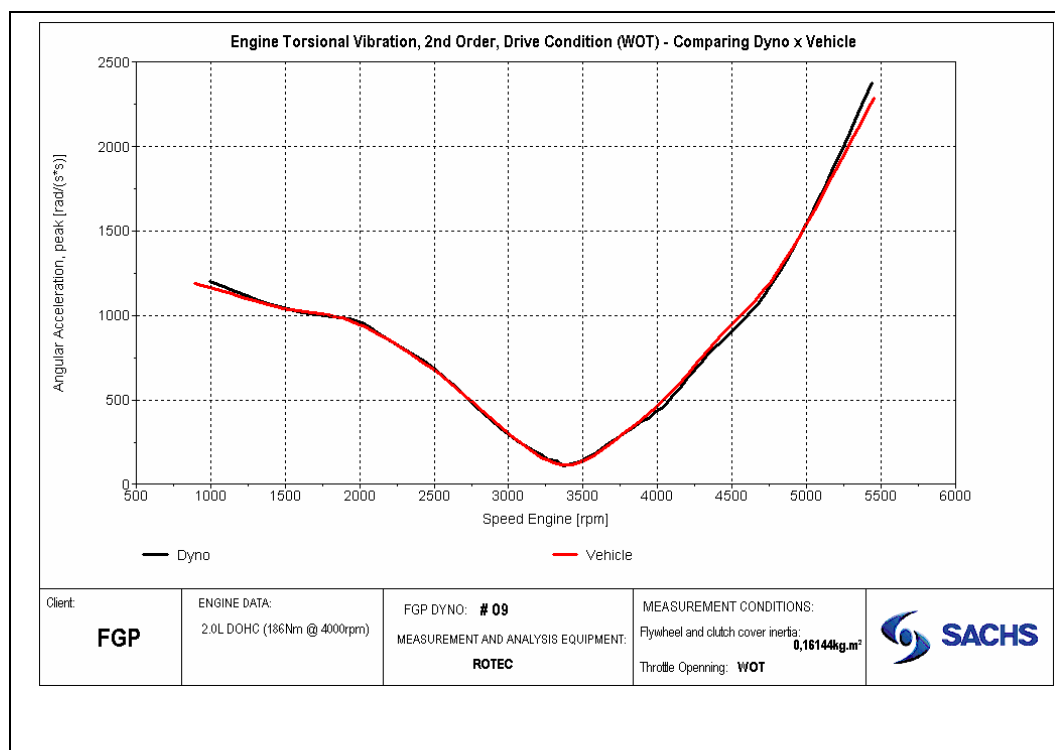


Fig. 5.5 – Comparativo de Irregularidade Medida em Dinamômetro x Carro

A Fig. 5.5, na condição de borboleta de aceleração completamente aberta, tanto a leitura vibracional do motor em dinamômetro quanto no veículo são muito similares, ou tem diferenças mínimas.

Assim sendo, podemos considerar as acelerações angulares medidas no volante como independentes dos valores de inércia e rigidez acopladas (para os parâmetros usuais em automóveis) e justificar o desenvolvimento do modelo simplificado como de **SUPORTE OSCILANTE**.

5.1.2) RESPOSTA DO TREM DE FORÇA EM VEÍCULO

O comportamento da resposta do trem de força deve ser medida para servir de base para ajustar o modelo de cálculo.

O veículo foi medido com a terceira marcha engatada e com o motor em máxima aceleração. As curvas de 2ª e 4ª ordens para motor e transmissão foram:

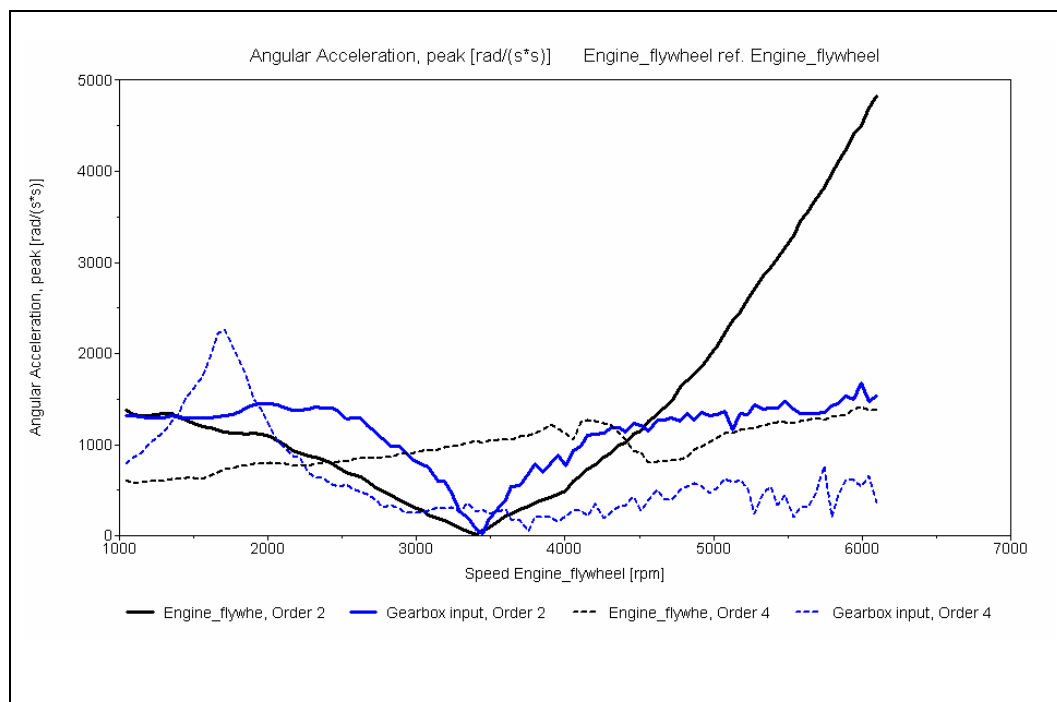


Fig. 5.6 – Comparativo entre Marchas x Resposta da Transmissão

5.2) RESPOSTA DO MODELO PROPOSTO

O modelo proposto, com todos os parâmetros calculados conforme apresentado no capítulo 4, exceto pelo coeficiente de histerese B_e , que foi ajustado para fornecer a mesma amplitude na ressonância, é apresentado na Fig. 5.7.

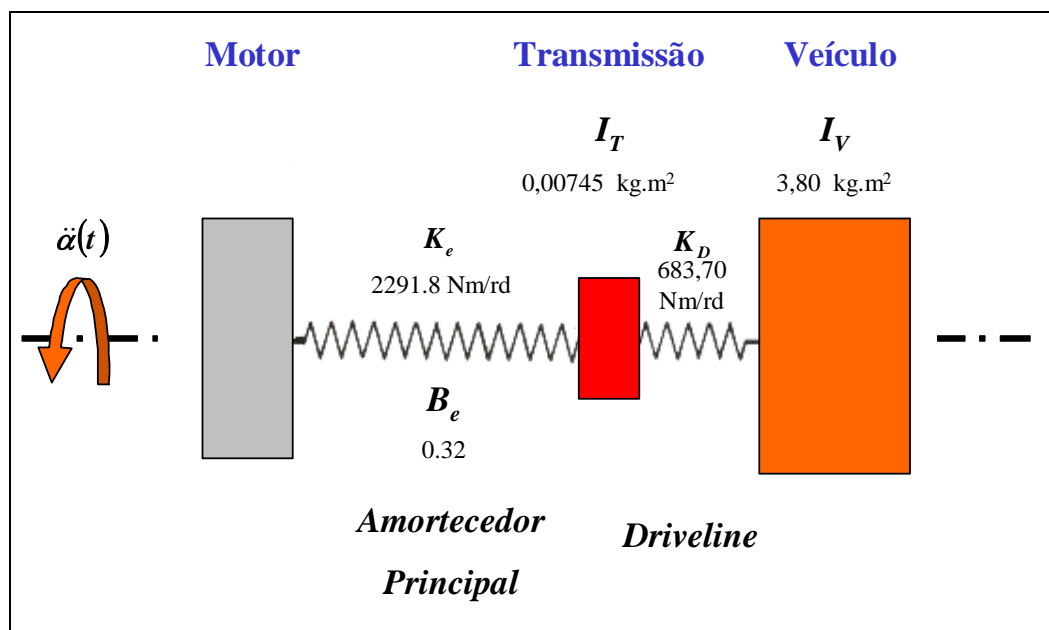


Fig. 5.7 – Resposta do Modelo da Transmissão “A”

A resposta em frequência do modelo acima (vide Anexo “E”), comparada com a resposta medida, é apresentada na Fig. 5.8:

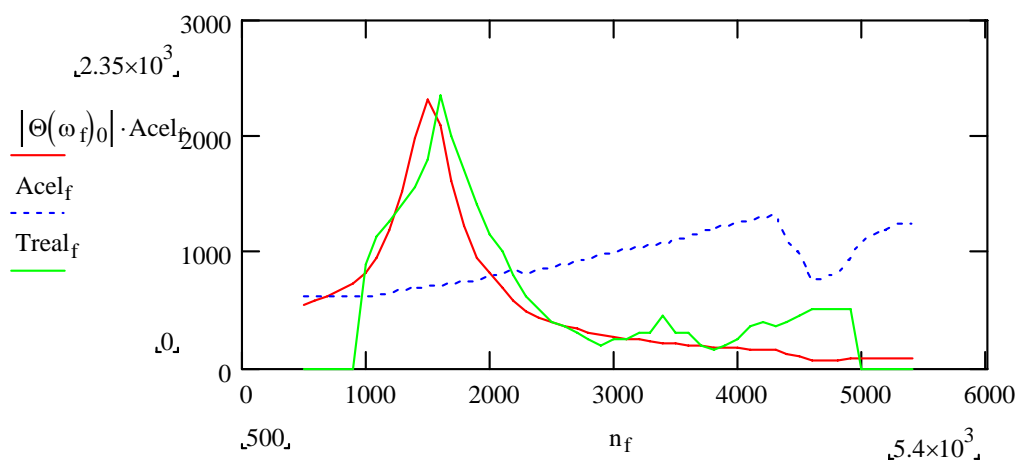


Fig. 5.8 – Resposta do Modelo da Transmissão “A”

Podemos verificar que o modelo ajustado proposto apresentou resultados de resposta de vibração da transmissão muito próximos dos valores encontrados durante as medições em veículo.

6) ESTUDO DE CASO

Para verificarmos a eficácia do método e do procedimento desenvolvido, realizaremos um estudo de caso onde, devido a uma proposta de redução de custo, um motor teria seu volante tipo **pote** substituído por um tipo **plano**.

Peças-chave do motor como pistões, bielas, virabrequim entre outras não foram alteradas, com exceção da inércia do conjunto **volante-platô-disco** que foi consideravelmente reduzida conforme a figura abaixo:

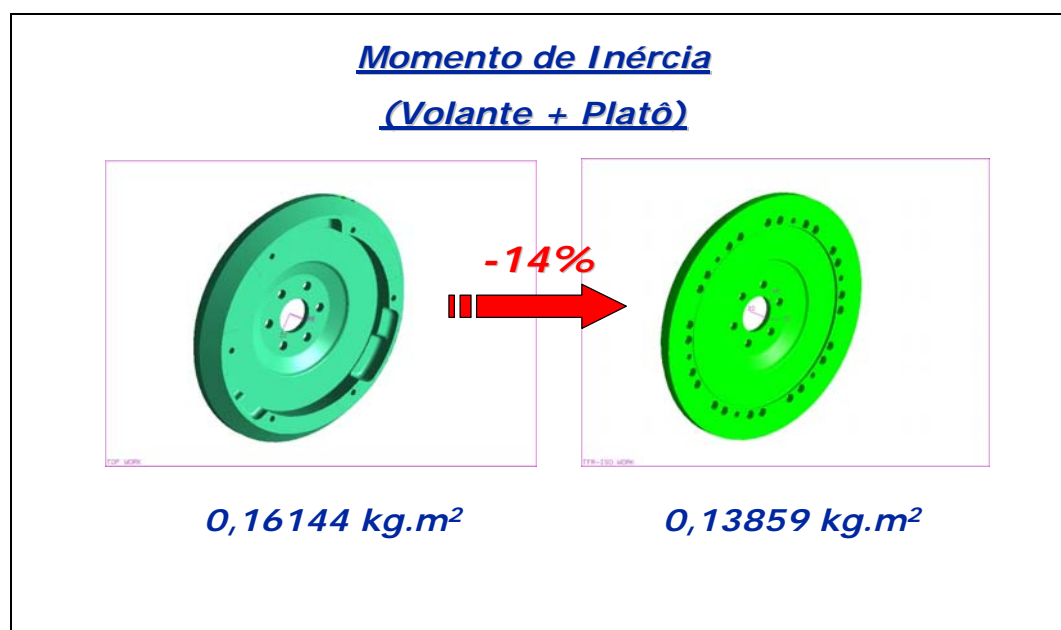


Fig. 6.1 – Comparativo de Inércias dos Volantes

Conforme explicado nos itens anteriores, um aumento na irregularidade do motor era esperado, devido a diminuição de inércia total do motor.

Como podemos verificar na figura abaixo, esta diminuição de inércia aumentou os valores de aceleração angular do motor:

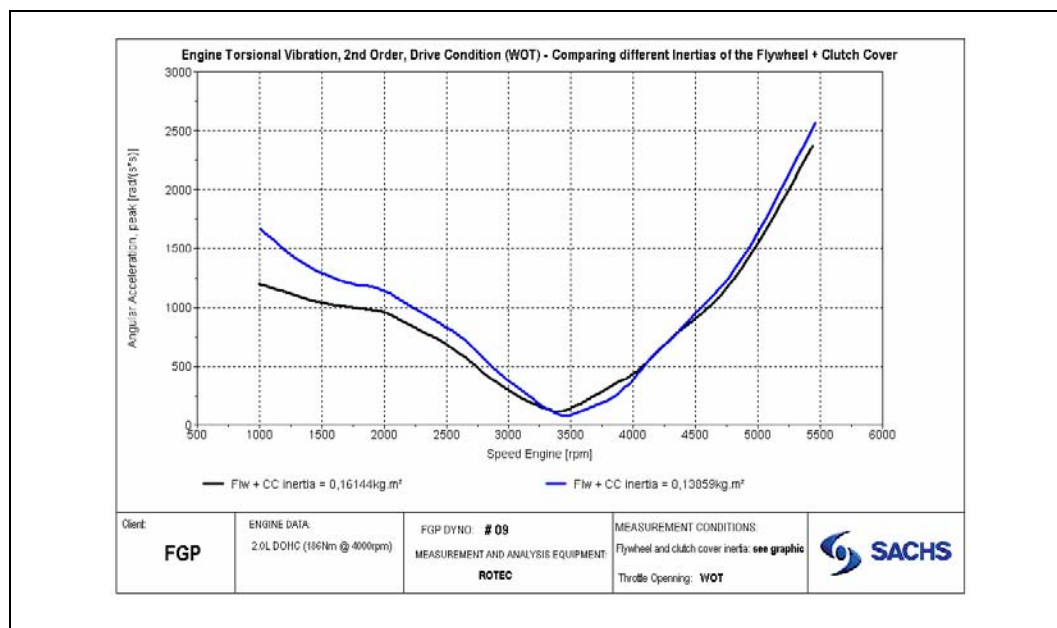


Fig. 6.2 – Comparativo de Irregularidade com Inércia Diminuída

A curva de resposta obtida em terceira marcha com o volante original é apresentada na Fig. 6.3:

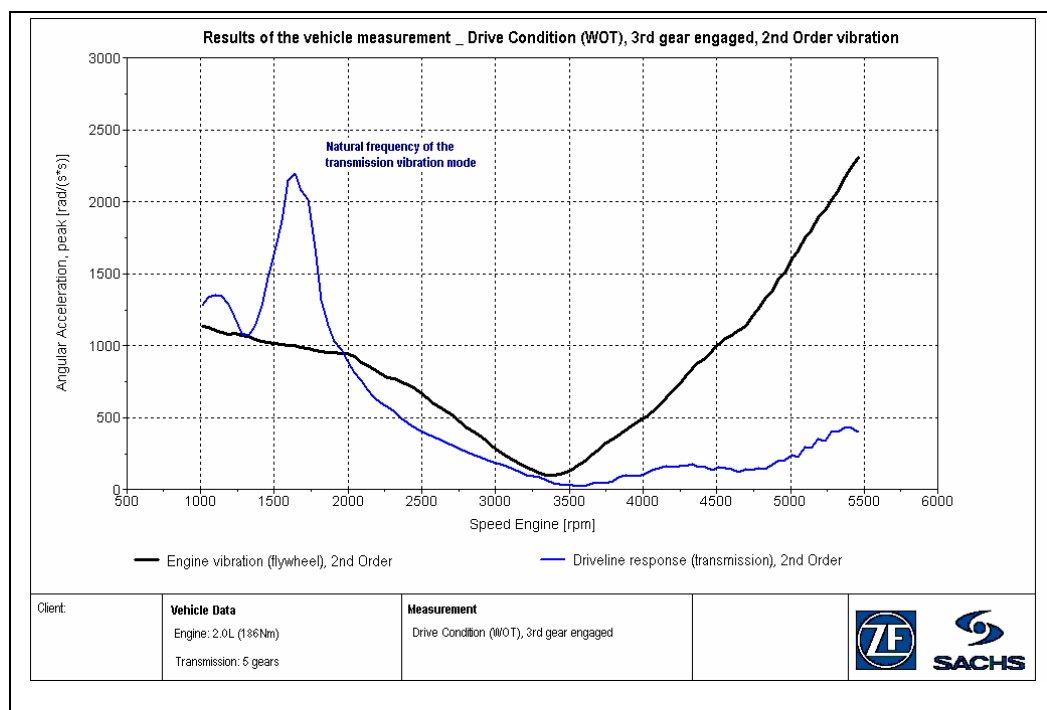


Fig. 6.3 – Resposta da Transmissão no Veículo com Volante Original

A transmissão utilizada neste estudo de caso foi denominada “B” (vide ANEXO “D”).

Nosso próximo passo foi montar o modelo no **MATCAD** utilizando os parâmetro de inércia e rigidez conforme apresentado no ANEXO “F”. Este modelo teve seu coeficiente de histerese B_e ajustado de tal forma a reproduzir a amplitude na ressonância.

O motor do veículo utilizado é de mesma configuração do motor previamente medido no dinamômetro. Os dados de inércia equivalente dos componentes rotativos por marcha da transmissão “B” estão apresentados abaixo:

Marcha Engatada	Inércia Equivalente ($kg.m^2$)
2 ^a	$5,73.10^{-3}$
3 ^a	$8,10.10^{-3}$
4 ^a	$12,53.10^{-3}$
5 ^a	$16,82.10^{-3}$

**Tabela 9 – Inércias Equivalentes para Transm. “B”
(Fonte: GETRAG)**

Como as relações de transmissão são diferentes da versão “A”, recalculamos os valores de inércia equivalente.

Utilizando a Eq. (33) para cada marcha temos os seguintes valores de inércia equivalente do veículo:

Marcha Engatada	Inércia Equivalente do Veículo ($kg.m^2$)
2 ^a	1,55
3 ^a	3,47
4 ^a	6,59
5 ^a	9,65

**Tabela 10 – Inércias Equivalentes do Veículo por Marcha
com Transmissão “B”**

Os novos parâmetros do modelo, com o coeficiente B_e ajustado com base na curva de resposta medida da Fig. 6.4, é:

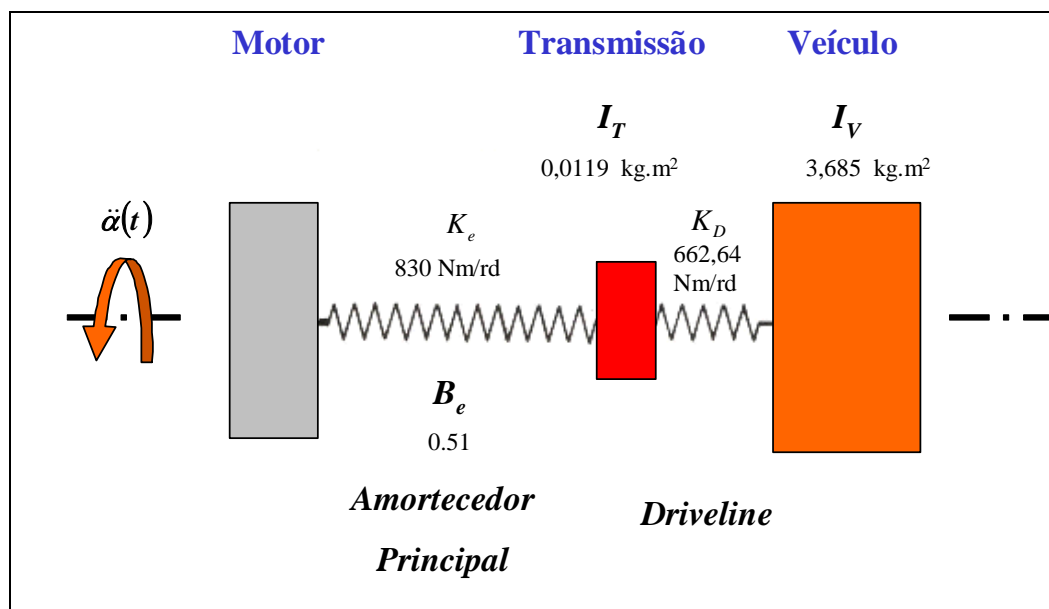


Fig. 6.4 – Modelo Simplificado Completo

A resposta simulada em comparação com a medida é apresentada a seguir:

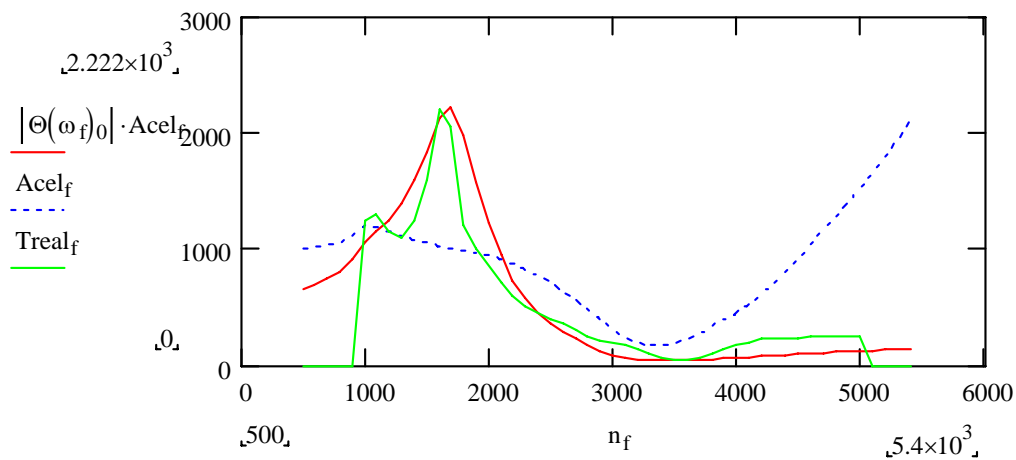


Fig. 6.5 – Resposta Simulada da Transmissão com Inércia do Motor Original

Uma vez ajustado o modelo de cálculo para a excitação do motor original (vide **ANEXO “F1”**), estimamos a nova amplitude de vibração com a nova excitação (vide **ANEXO “F2”**).

Devido à nova e maior amplitude da vibração torcional do motor, a resposta de vibração do trem de força será proporcionalmente maior

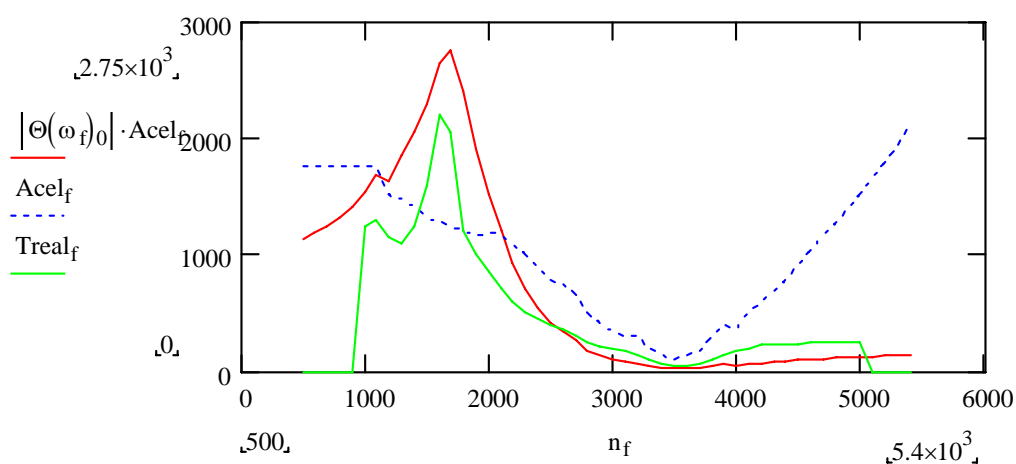


Fig. 6.6 – Resposta Simulada da Transmissão com Inércia do Motor Modificada

No levantamento experimental com o motor original e a transmissão em questão observou-se a ocorrência de **rattle** para acelerações maiores que **1600 rad/s²**, portanto em uma faixa estreita de rotações. Com o novo volante, observa-se uma faixa de rotações muito mais larga, que seria facilmente detetada pelo usuário. Portanto, a modificação de projeto proposta é crítica, a menos que se utilizem outros sistemas de embreagem (p. ex. **VDM**) que reduzam a resposta em frequência de vibração da transmissão.

Podemos verificar que, sabendo previamente a tendência de atingirmos melhores ou piores valores de ruído devido a um novo motor ou uma aplicação recalibrada, o time de desenvolvimento tem a chance de prever as devidas modificações nos sistemas de amortecimento torcionais ou adotar novas soluções.

7.) CONCLUSÕES

Nas aplicações de automóveis de passeio, a vibração torcional observada no volante do motor instalado em dinamômetro com acoplamento elástico, é muito semelhante àquela medida com o motor instalado em veículo. Tal fato permite utilizar um modelo tipo **SUPORTE OSCILANTE** para representar o comportamento dinâmico do trem de força, no qual a aceleração do volante é imposta como excitação do sistema.

Usando um modelo de vibração torcional relativamente simples, com parâmetros concentrados de inércia e rigidez calculados a partir dos dados de projeto, e coeficiente de histerese ajustado pela resposta da transmissão medida, é possível prever o efeito da alteração dos diversos parâmetros de inércia e rigidez. O uso de transmissões com nível de rattle previamente conhecido, permite estimar a ocorrência de rattle após a alteração destes parâmetros.

Baseado nas conclusões expostas acima, o time de desenvolvimento de transmissões, em associação com seus fornecedores de embreagem, pode estar mais preparado e antecipar efeitos de possíveis mudanças de **design** em parâmetros que afetem o trem de força.

Entretanto, é importante considerar que esse modelamento não elimina a necessidade de avaliações em veículo, que são ainda extremamente necessárias para confirmar os valores obtidos nas simulações e para determinar o ajuste fino do amortecedor torcional para todas as condições de dirigibilidade do veículo, ou seja, nas condições de marcha-lenta, aceleração, desaceleração, creeping, tip-in/tip-out, etc.

8.) REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

8.1) LIVROS

- [1] BRANCO, G. M.; SZWARC, A. **Etanol: fonte de energia para a sociedade auto-sustentável**. Trabalho apresentado a Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento (Rio-92). Rio de Janeiro: s. n., 1992;

- [2] CARTMELL, M. **Introduction to linear, parametric and nonlinear vibrations**. 1ª ed. Londres: Chapman and Hall, 1990;

- [3] DEN HARTOG, J. P. **Vibrações nos sistemas mecânicos**. 27ª ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1972;

- [4] DOMSCHKE, A. G. **Cinemática e dinâmica do motor**. São Paulo: s. n., 2000;

- [5] DOMSCHKE, A. G. **Motores de Combustão Interna de Êmbolo**. 4ª ed. São Paulo: Grêmio Politécnico, 1966;

- [6] DREXL, H. J. **Motor vehicle clutches: function and design**. 2ª ed. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 1998;

- [7] GASPAROTTO, A. D. **Estudo para aplicação da tecnologia multi combustível no mercado automobilístico brasileiro**. São Paulo, 2002. 96p. Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo;
- [8] GERGES, S. N. **Ruído: fundamentos e controle**. 1ª ed. Santa Catarina: s.n.,1992;
- [9] JOAO, C. A. **Considerações gerais sobre vibração torcional em componentes de trem de força de veículos comerciais**. São Paulo, 2002. 67p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo;
- [10] LUK GMBH & CO. **4º Luk Symposium 1990: torcional vibrations in the drive train**. Bühl/Baden: s. n., 1990;
- [11] LUK GMBH & CO. **5º Luk Symposium 1994: comfort and economy**. Bühl/Baden: s. n., 1994;
- [12] LUK GMBH & CO. **6º Luk Symposium 1998: Luk for the best connection in comfort and economy**. Bühl/Baden: s. n., 1998;

- [13] LUK GMBH & CO. **7º Luk Symposium 2002: gearing up for tomorrow.** Bühl/Baden: s. n., 2002;
- [14] MEYER, A. **Balanceamento e forças nos motores alternativos.** São Paulo: s.n., 1966;
- [15] PENIDO FILHO, PAULO. **O álcool combustível: obtenção e aplicação nos motores.** São Paulo: Nobel, 1981;
- [16] ROTEC GMBH. **User's Guide to Ras 4.0.** Munique: rotec GmbH, 2001;
- [17] RUPCIC, J. R. **Processo de análise e direcionamento de projeto de powertrain para o melhor consumo de combustível veicular.** São Paulo, 2002. 98p. Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo;
- [18] SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems.** Warrendale: SAE, 1997;
- [19] TAYLOR, C. F. **The internal-combustion engine in theory and practice.** Cambridge: M.I.T. Press, 1968;

- [20] THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978;
- [21] THIMOTEO, T. **Projeto de um absorvedor dinâmico de vibrações torcionais**. São Paulo, 2000. 112p. Trabalho de formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo;
- [22] VIERCK, R. K. **Vibration analysis**. Pennsylvania: International Textbook Company, 1967;
- [23] WILSON, W. K. **Practical solution of torsional vibration problems – frequency calculations**. Vol. 1. Birkenhead: Willmer Brothers Limited, 1968;
- [24] WILSON, W. K. **Practical solution of torsional vibration problems – devices for controlling vibration**. Vol. 4. Birkenhead: Willmer Brothers Limited, 1968.

8.2) PAPERS

- [25] BELLOMO, P.; DE VITO, N. LANG, C.-H.; SCAMARDI, L. **In depth study of vehicle powertrains to identify causes of loose components rattle in transmissions**. SAE, 2002-01-0702;

- [26] BEUSCHEL, M.; SCHRÖDER, D. **Identification and compensation of combustion torque pulsation using a harmonic activation neural network.** Technische Universität München: Munique, 1999;
- [27] CAPITANI, R.; DELOGU, M.; PILO, L. **Analysis of the influence of a vehicle's driveline dynamic behaviour regarding the performance perception at low frequencies.** SAE, 2001-01-3333;
- [28] DUQUE, E. L.; GALVANI, S.; LEMES, V.; NIGRO, F. B. **Analysis of the influence of a vehicle's driveline dynamic behaviour regarding the performance perception at low frequencies.** SAE, 2004-01-3247;
- [29] FARSHIDIANFAR, A.; EBRAHIMI, M. **Optimization of vehicle driveline vibrations using genetic algorithm (GA).** SAE, 2001-01-1502;
- [30] FUJIMOTO, T.; KIZUKA, T. **An improvement of the prediction method of idling rattle in manual transmission.** SAE, 2001-01-1164;
- [31] HOFFMAN, D. M. W.; DOWLING, D. R. **Modeling fully-coupled rigid engine dynamics and vibrations.** SAE, 1999-01-1749;

- [32] HOUSER, D. R.; VAISHYA, M.; SORENSON J. D. **Vibro-acoustic effects of friction in gears: an experimental investigation.** SAE, 2001-01-1516;
- [33] HWANG, S. J.; STOUT, J. L.; LING, C. C. **Modeling and analysis of powertrain torsional response.** SAE, 980276;
- [34] JUNG, J.; RYU, D. J.; JEONG, K. S.; CHANG, K. **Development of a clutch disk torque sensor for an automobile.** SAE, 2001-01-0869;
- [35] KIMURA, J.; KAI, R.; SHIBATA, S. **Six-cylinder-in-line turbo-charged diesel engine crankshaft torsional vibration characteristics.** SAE, 2001-01-2719;
- [36] OHNUMA, S.; YAHATA, S.; INAGAWA, M.; FUJIMOTO, T. **Research on idling rattle of manual transmission.** SAE, 850979;
- [37] RIEDEL, L. H.; DUQUE, E. L.; HOROWITZ, R. O.; VETTORAZZO NETO, D.; ALMEIDA, J. R.; CERONE, C. R. T. **Optimization of a clutch disc torsional damping system design.** SAE, 2002-01-3389;
- [38] RIVIN, E. I. **Analysis and reduction of rattling in power transmission systems.** SAE, 2000-01-0032;

- [39] SHIH, S.; YRUMA, J.; KITTREDGE, P. **Drivetrain noise and vibration troubleshooting**. SAE, 2001-01-2809;
- [40] SAKAI, T et al. **Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox**. SAE, 810773;
- [41] SZADKOWSKI, A.; MORFORD, R. B. **Clutch engagement simulation: engagement without throttle**. SAE, 920766;
- [42] SZADKOWSKI, A. **Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle**. SAE, 910641;
- [43] SZADKOWSKI, A.; BOSTWICK, C. C.; **Self-excited vibrations during engagements of dry friction clutches**. SAE, 982846;
- [44] TARAZA, D.; HENEIN, N. A. **Determination of the gas-pressure torque of a multicylinder engine from measurements of the crankshaft's speed variation**. SAE, 980164;
- [45] TARAZA, D.; HENEIN, N. A. **Diesel engine diagnosis based on analysis of the crankshaft's speed variation**. SAE, 982540;
- [46] TARAZA, D. **Quantifying relationships between the crankshaft's speed variation and the gas pressure torque**. SAE, 2001-01-1007;

- [47] YAMASHITA, K.; YAMASHITA, H.; NAKANO, M.; OKAMURA, H. **Prediction technique for vibration of power plant with elastic crankshaft system.** SAE, 2001-01-1420;
- [48] YAO, D. Y.; YUAN, Q. K.; WANG, W. G. **Multi-branch torsional vibration in geared rotating systems.** SAE, 1999-01-3746;

8.3) PERIÓDICOS E RELATÓRIOS

- [49] BEECHAM, M. **The global market for vehicle gearbox clutches: forecasts to 2006.** Inglaterra: Aroq Limited, Agosto 2002;
- [50] BIRCH, S. **Automotive Engineering International.** Brimfield: SAE International, 2005;
- [51] DANIELS, J. **A global market review of automotive transmissions – forecasts to 2012 – 3rd edition.** Inglaterra: Aroq Limited, Novembro 2004;
- [52] THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. **1st Mech E conference publications.** Londres: Mechanical Engineering Publications, 1979;

- [53] WEBER, C.; BEISMANN, D.; ADAMSON, S.; PREM, M. **Torsional vibration analysis of internal combustion engines**. MTZ Worldwide: 2001;
- [54] SMITH, J. G. **Emissions control technology**. Nova Iorque: Corning Incorporated, 2005;

8.4) CONGRESSOS E SEMINÁRIOS

- [55] ALFONSO, M. R.; SILVA FILHO, J. A. **Otimização estrutural de carcaça de câmbio para redução de ruído tipo “rattle noise”**. 2º Encontro de Embreagens, São Paulo, 1994;
- [56] ARAÚJO, N. S.; COELHO, S. L.; STRUBE, A. **Development of a improved 5 speed manual transmission to increase the maximum torque capacity**. Trabalho apresentado no XI Congresso SAE, São Paulo, Brasil, 2003;
- [57] BOCZKO, M.; MORINAGA, R.; MENDONÇA, C. M. **“Active mass absorber” at a 4x4 transmission system**. Trabalho apresentado no XI Congresso SAE, São Paulo, Brasil, 2003;

- [58] BOCZKO, M.; MORINAGA, R.; MENDONÇA, C. M. **“Rubber coupling” at a 4x4 transmittion system**. Trabalho apresentado no XI Congresso SAE, São Paulo, Brasil, 2003;
- [59] BUGARU, M.; MOTOMANCEA, A. **Parametric vibrations of the geared systems**. Trabalho apresentado no VIIth International Conference Car 2000, Pitesti, Romenia, 2000;
- [60] JOAO, C. A.; KAMINSKI, P. C. **Considerações gerais sobre vibração torcional induzida por motores de combustão interna e pela disposição geométrica dos elementos do sistema de propulsão em trens de força de veículos comerciais**. Trabalho apresentado no XI Congresso SAE, São Paulo, Brasil, 2003;
- [61] LUK EMBREAGENS DO BRASIL. **1º Simpósio sobre embreagens no Brasil**. São Paulo: s. n., 1987;
- [62] MINGGAO, Y.; JIANQIU, L. **Analysis of the influence of crankshaft vibration upon the instantaneous flywheel speed**. Trabalho apresentado no Seoul 2000 Fisita World Automotive Congress, Seul, Coreia, 2000;
- [63] RICARDO CONSULTING ENGINEERS. **Transmissions – technologies and trends**. Trabalho apresentado em Fevereiro, 2003;

- [64] RUST, A.; BRANDL, F. K.; THIEN, G. E. **Investigation into gear rattle phenomena: key parameters and their influence on gearbox noise**. Trabalho apresentado a 1º International Conference on Gearbox Noise and Vibration, Cambridge, 1990.

8.5) SITES NA INTERNET

- [65] Pesquisa sobre embreagens e volantes de dupla-massa.
Disponível em: <www.luk.com.br>. Acesso em: Maio/04.
- [66] Pesquisa sobre embreagens e volantes de dupla-massa.
Disponível em: <www.sachs.com.br>. Acesso em: Janeiro/05.
- [67] Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa.
Disponível em: <<http://car.eng.ohio-state.edu>>. Acesso em:
Março/03
- [68] Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa.
Disponível em: < <http://arc.engin.umich.edu> >. Acesso em: Março/03
- [69] Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa.
Disponível em: <www.autonvh.org>. Acesso em: Dezembro/04

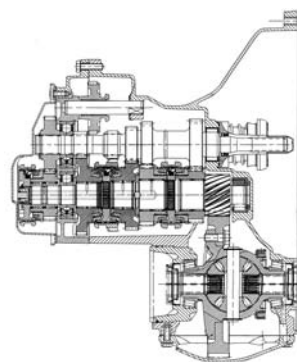
- [70] Pesquisa a papers técnicos.
Disponível em: <www.sae.org>. Acesso em: Novembro/01 a Julho/04.
- [71] TRANSMISSION NEWS.
Disponível em: <www.ricardo.com>. Acesso em: Fevereiro/03.
- [72] Pesquisa sobre informações sobre engrenagens.
Disponível em: <www.efunda.com>. Acesso em: Maio/04
- [73] Pesquisa sobre informações sobre mercado automotivo.
Disponível em: <www.just-auto.com>. Acesso em: Dezembro/04
- [74] Pesquisa sobre figuras, animações e filmes.
Disponível em: <www.howstuffworks.com>. Acesso em: Março/05
- [75] Pesquisa sobre Mechanical Torsional Damper.
Disponível em: <www.inderscience.com>. Acesso em: Agosto/04
- [76] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos brasileiros.
Disponível em: <www.quatrorodas.com.br>. Acesso em: Março/04
- [77] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Volkswagen.
Disponível em: <www.volkswagen.com.br>. Acesso em: Junho/04

- [78] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Peugeot.
Disponível em: <www.peugeot.com.br>. Acesso em: Julho/04
- [79] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Chevrolet.
Disponível em: <www.chevrolet.com.br>. Acesso em: Março/04
- [80] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Renault.
Disponível em: <www.renault.com.br>. Acesso em: Maio/04
- [81] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Ford.
Disponível em: <www.ford.com.br>. Acesso em: Maio/04
- [82] Pesquisa sobre dados técnicos de veículos Toyota.
Disponível em: <www.toyota.com.br>. Acesso em: Maio/04

ANEXOS

ANEXO A

CONFIGURAÇÃO DA TRANSMISSÃO “A”

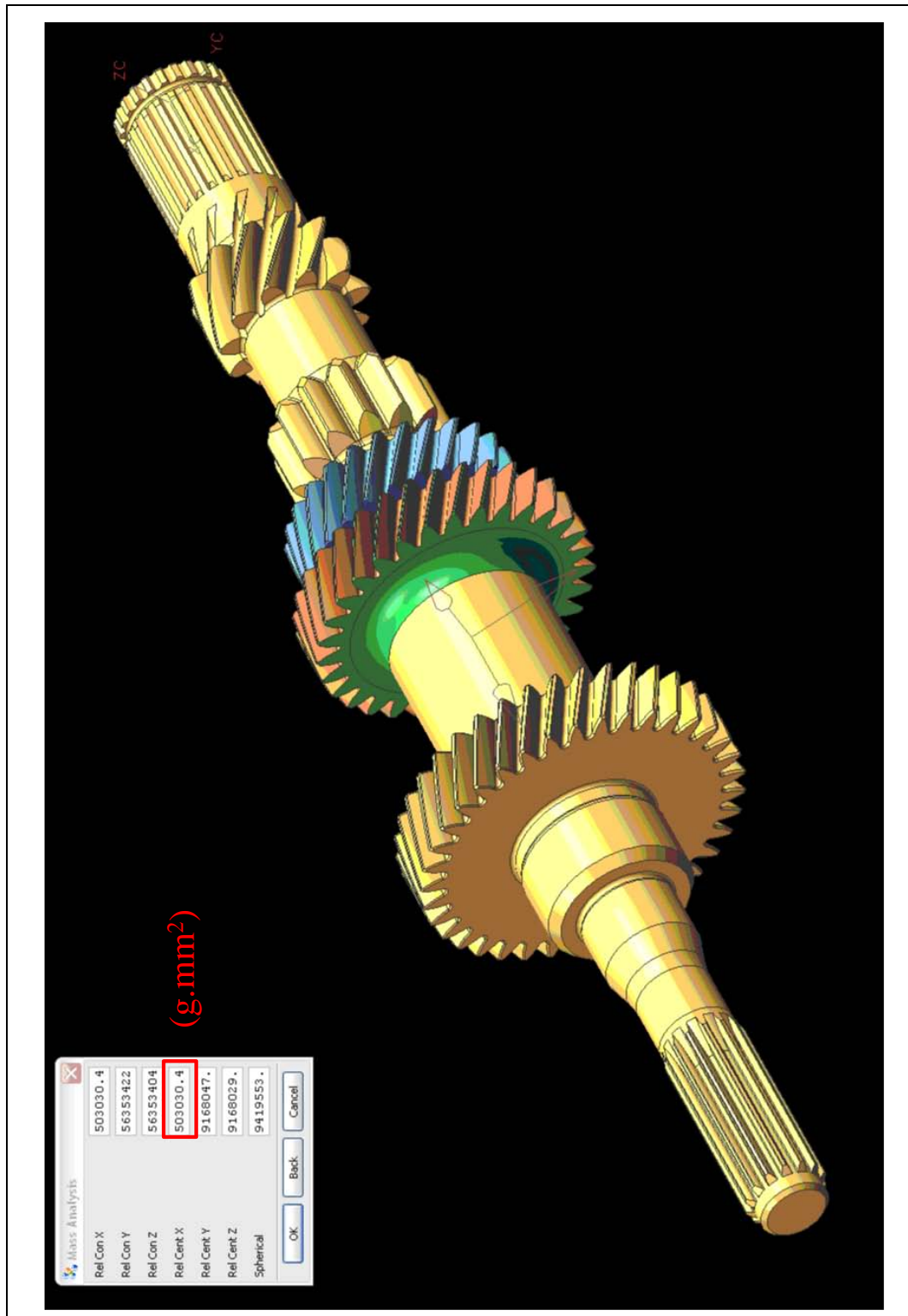


Número de Marchas	5 + Ré
Relações de Transmissão	<u>1ª Marcha</u> 3,73 <u>2ª Marcha</u> 1,96 <u>3ª Marcha</u> 1,32 <u>4ª Marcha</u> 0,95 <u>5ª Marcha</u> 0,76 <u>Marcha a Ré</u> 3,31
Sincronização	<u>1ª e 2ª</u> Tripla Cone <u>3ª, 4ª e 5ª</u> Cone Simples
Sistema de Mudanças	À Cabo
Acionamento da Embreagem	Hidráulico com Cilindro Concêntrico
Peso (sem óleo)	34 kg
Tipo de Lubrificante	Sintético

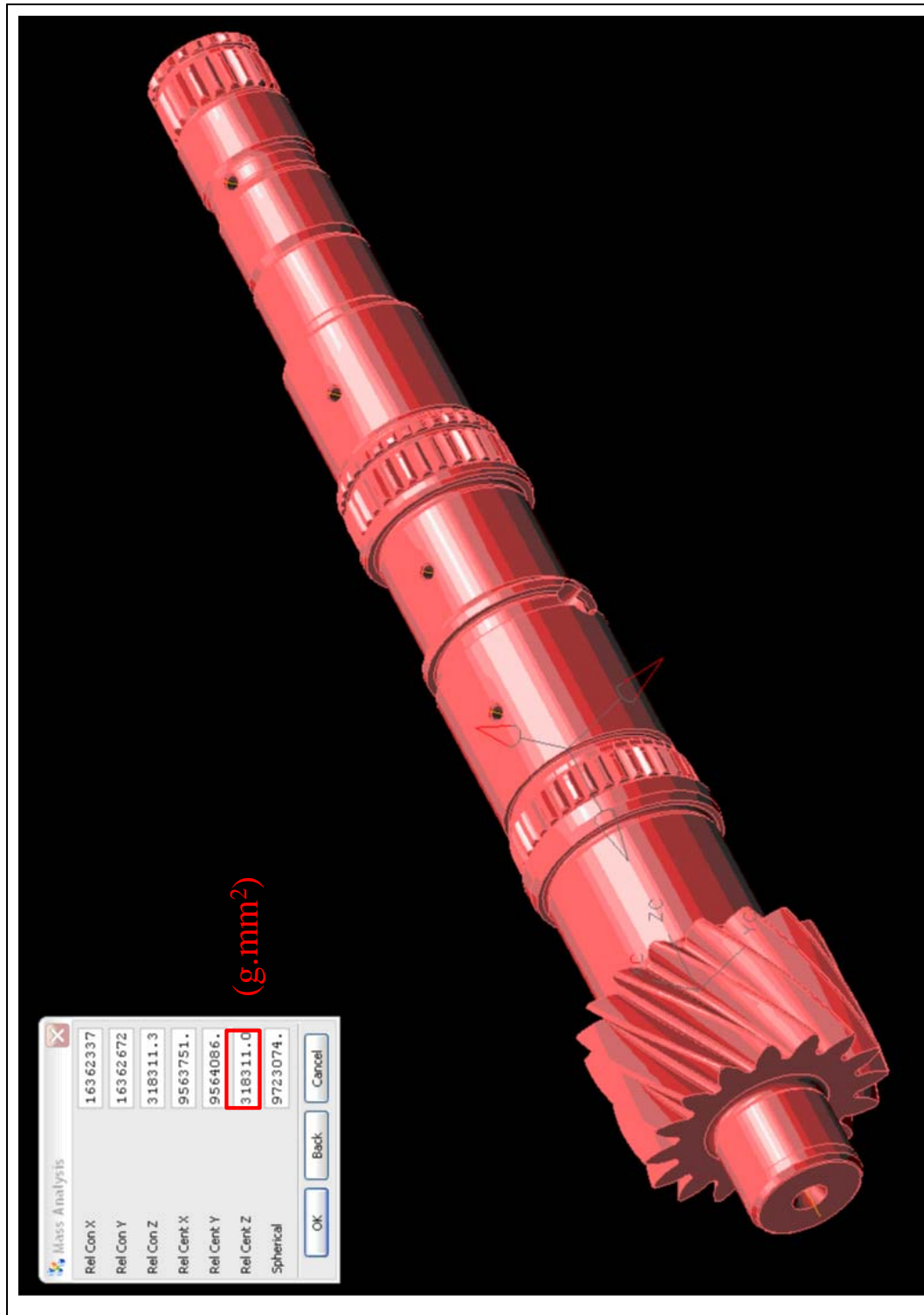
ANEXO B

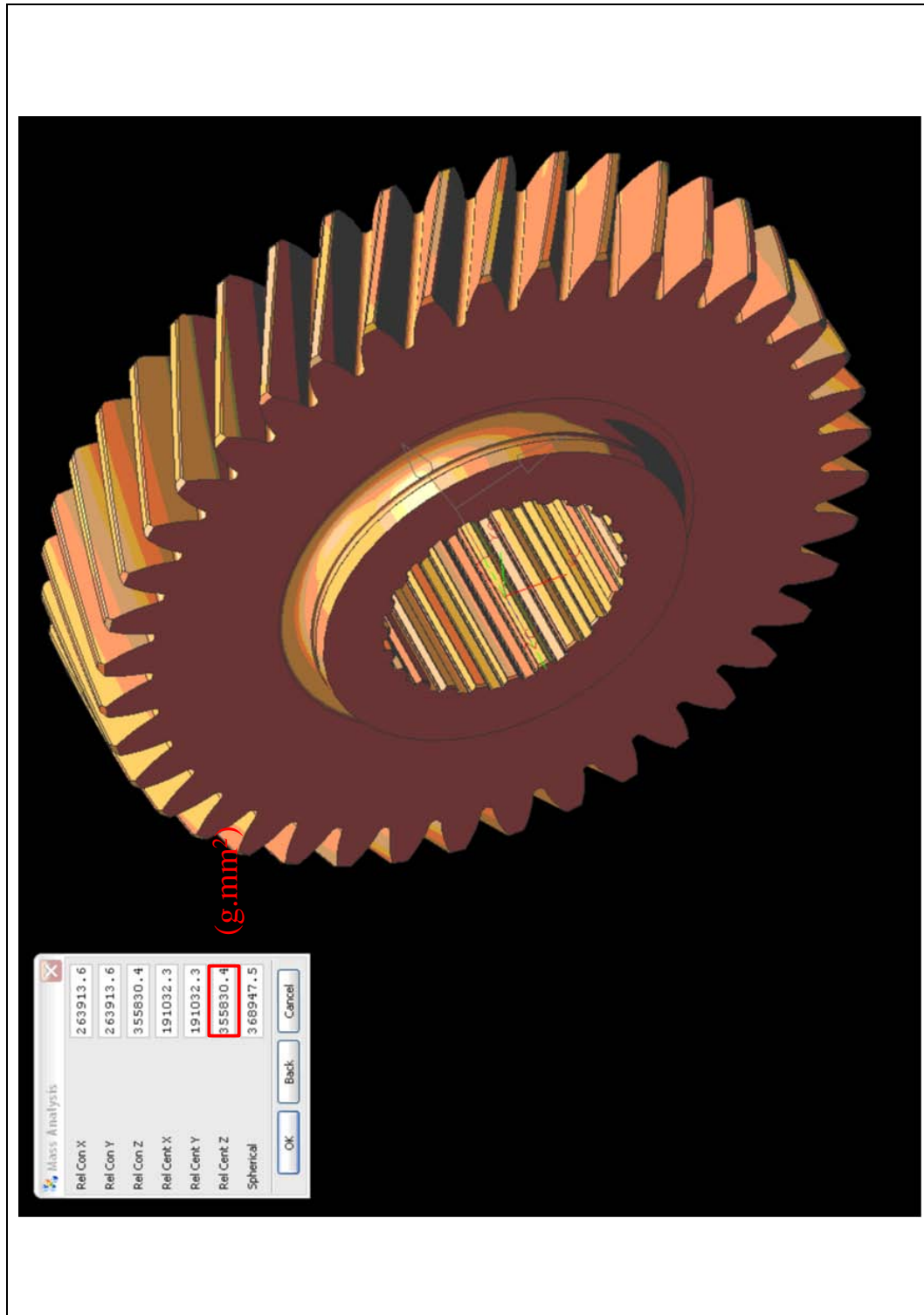
INÉRCIAS DOS COMPONENTES DA TRANSMISSÃO “A”

ANEXO B1 – Inércia do Eixo de Entrada

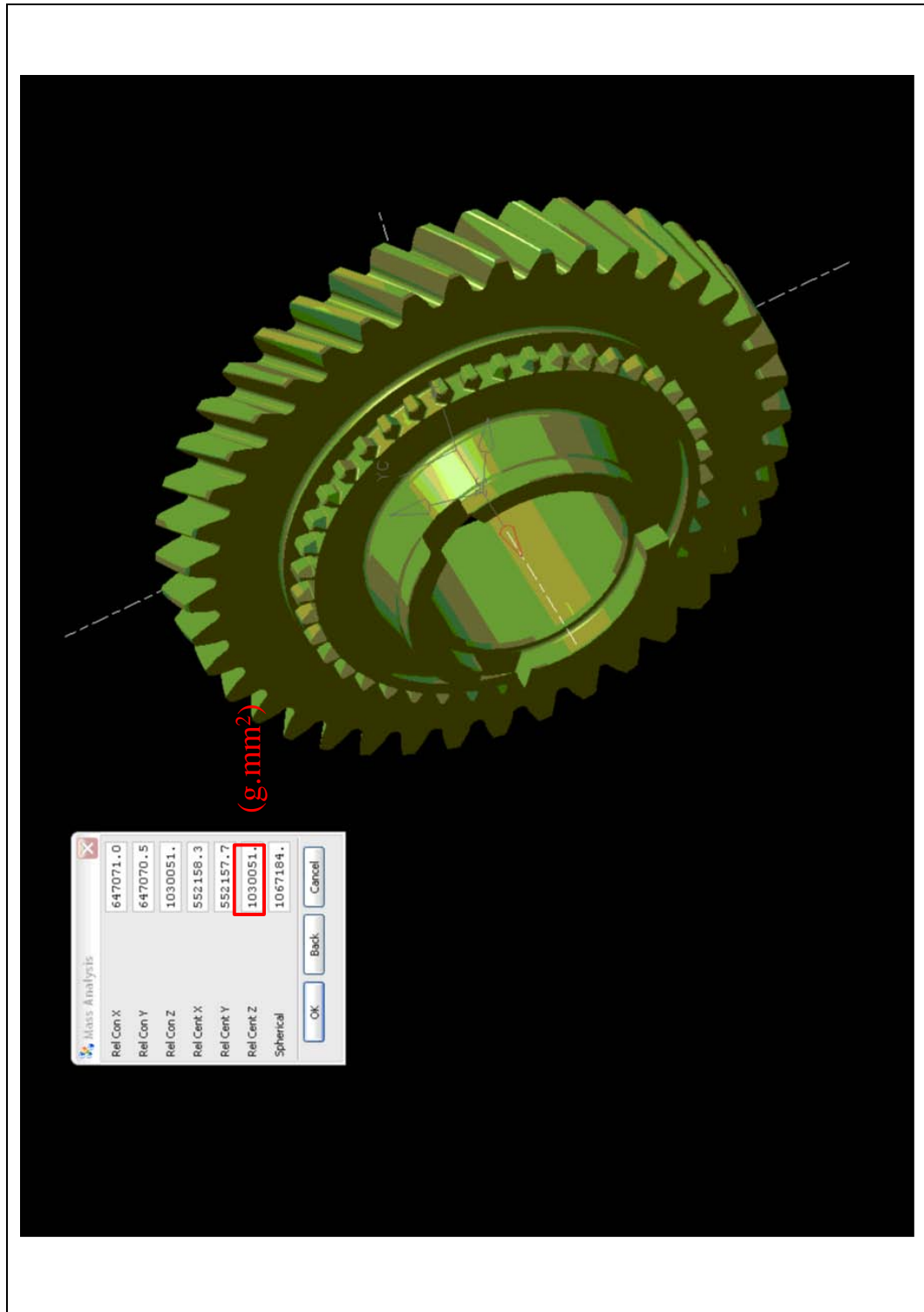


ANEXO B2 – Inércia do Eixo Principal

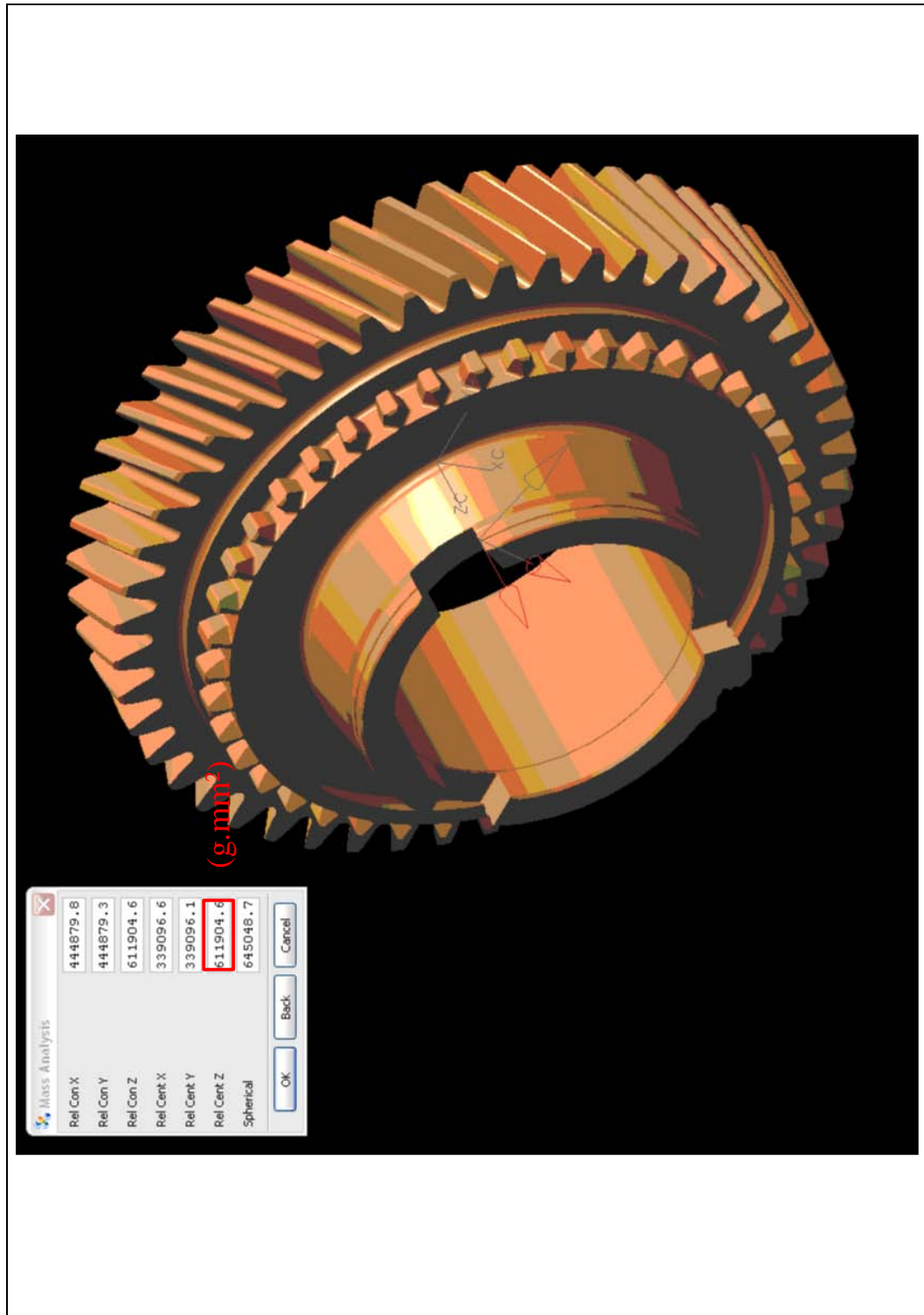


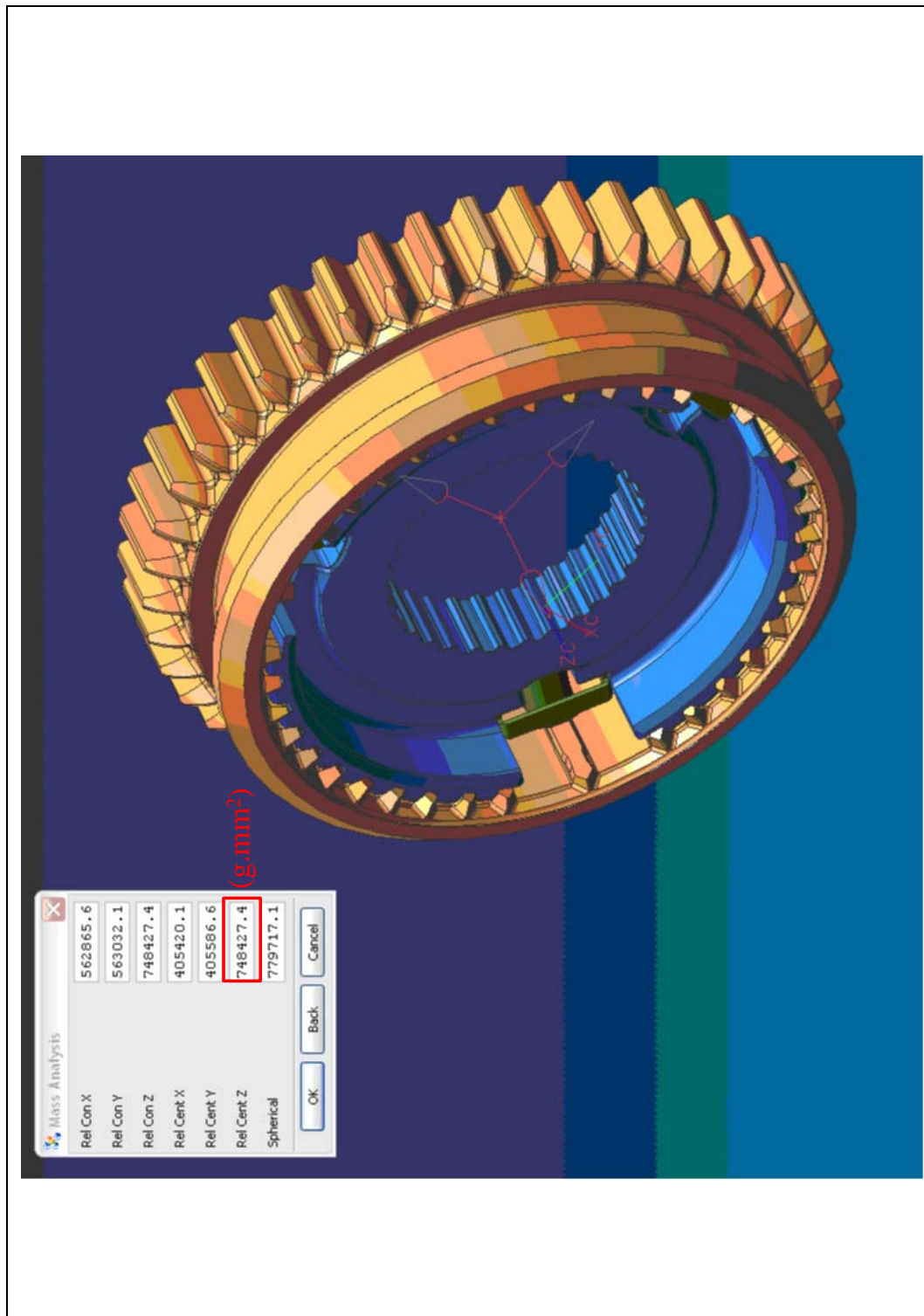
ANEXO B3 – Inércia do Pinhão da Engrenagem de 5ª marcha

ANEXO B4 – Inércia da Engrenagem Louca de 1ª marcha

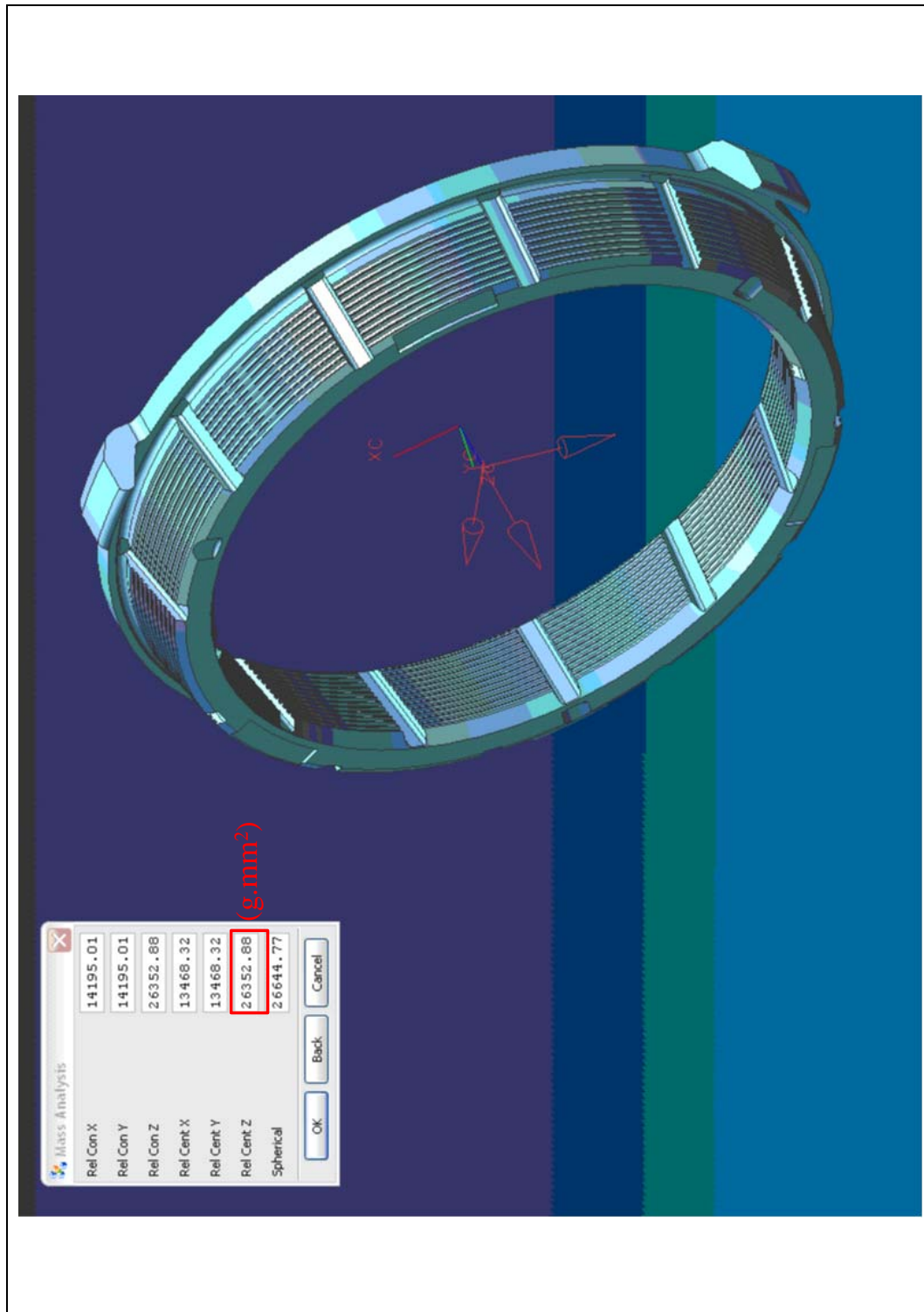


ANEXO B5 – Inércia da Engrenagem Louca de 2ª marcha



ANEXO B6 – Inércia da Luva de Engate de 1ª e 2ª marchas

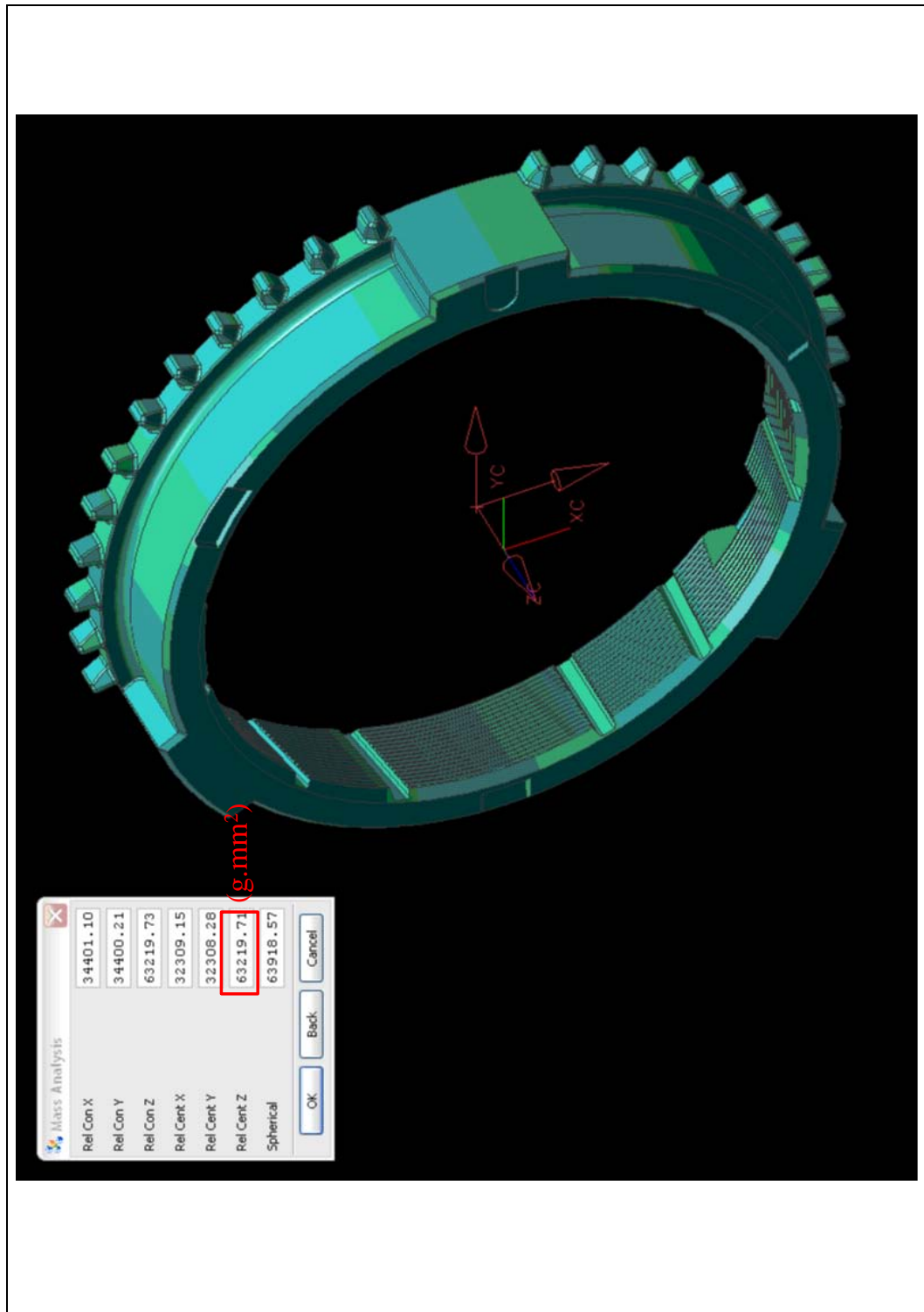
ANEXO B7 – Inércia do Anel Interno de Sincronização de 1ª e 2ª marchas



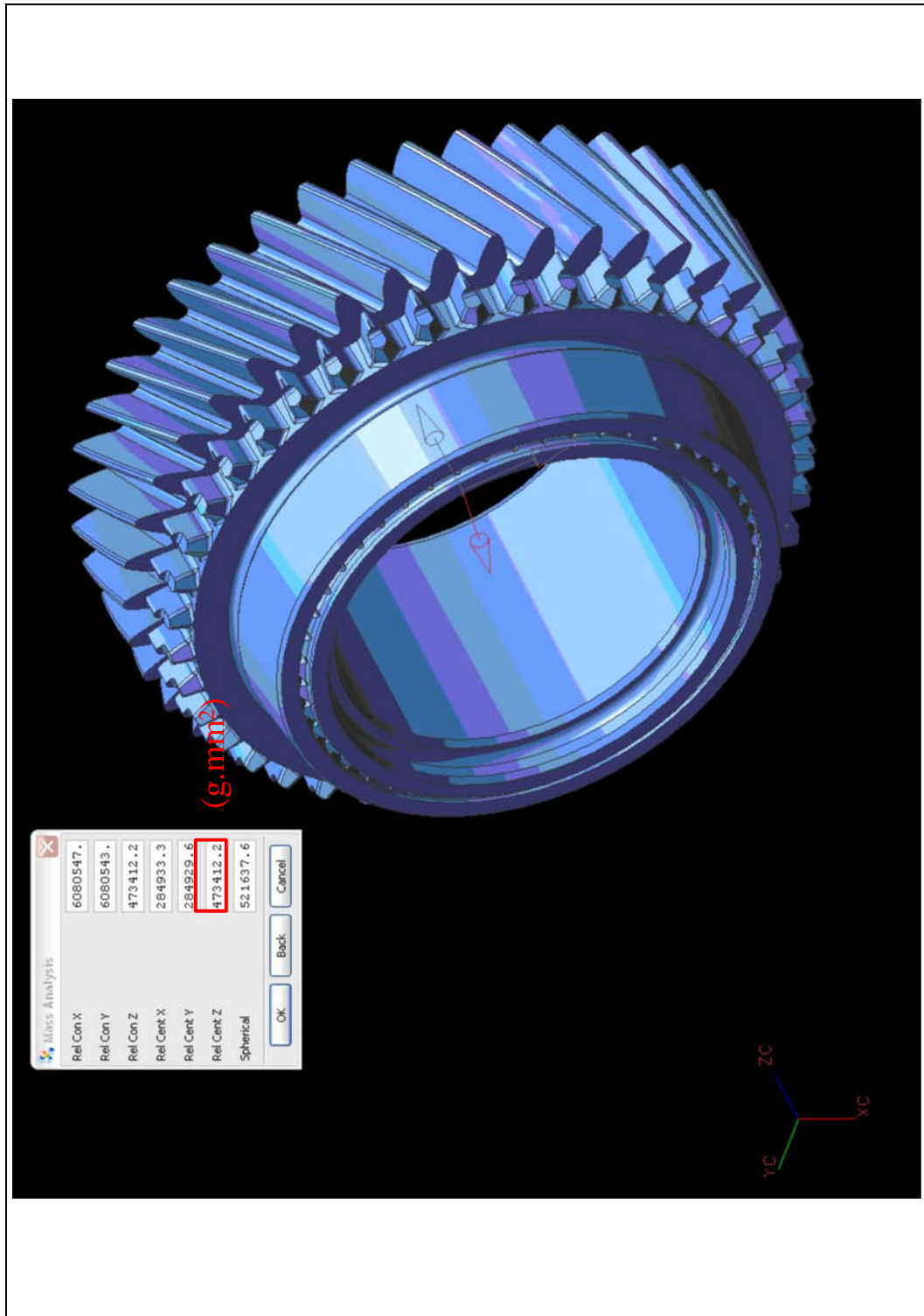
ANEXO B8 – Inércia do Anel Intermediário de Sincronização de 1ª e 2ª marchas



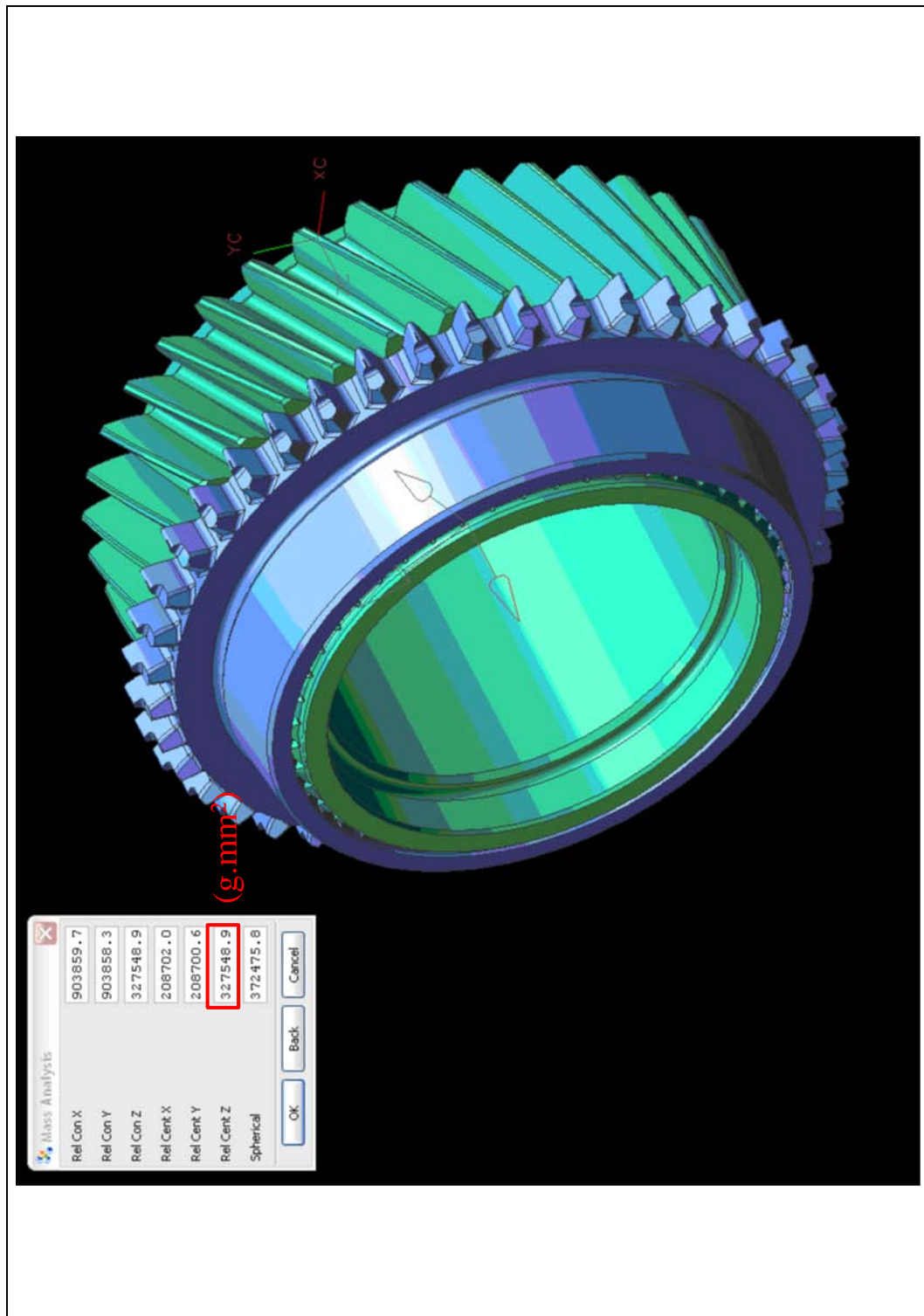
ANEXO B9 – Inércia do Anel Externo de Sincronização de 1ª e 2ª marchas

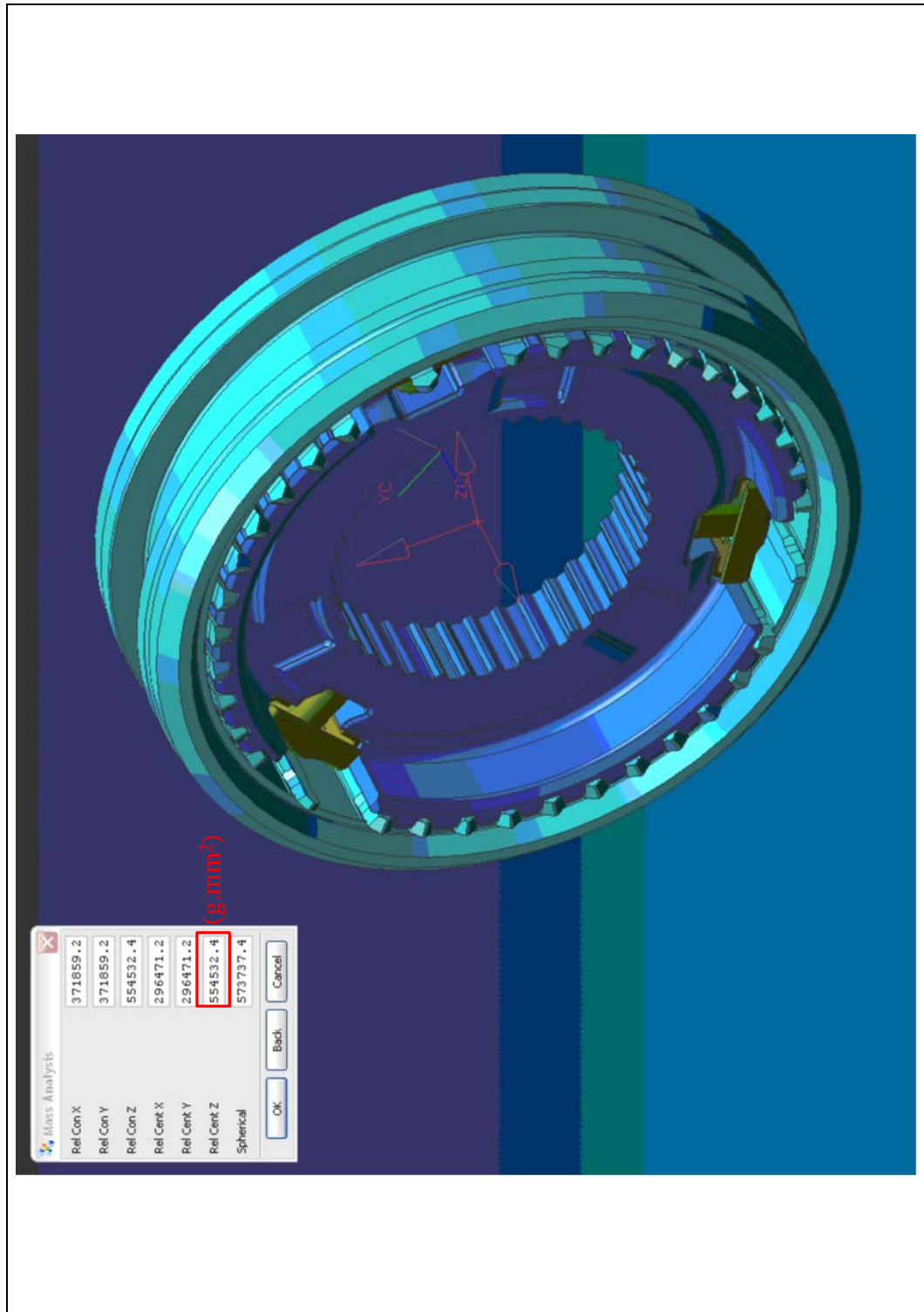


ANEXO B10 – Inércia Engrenagem Louca de 3ª marcha

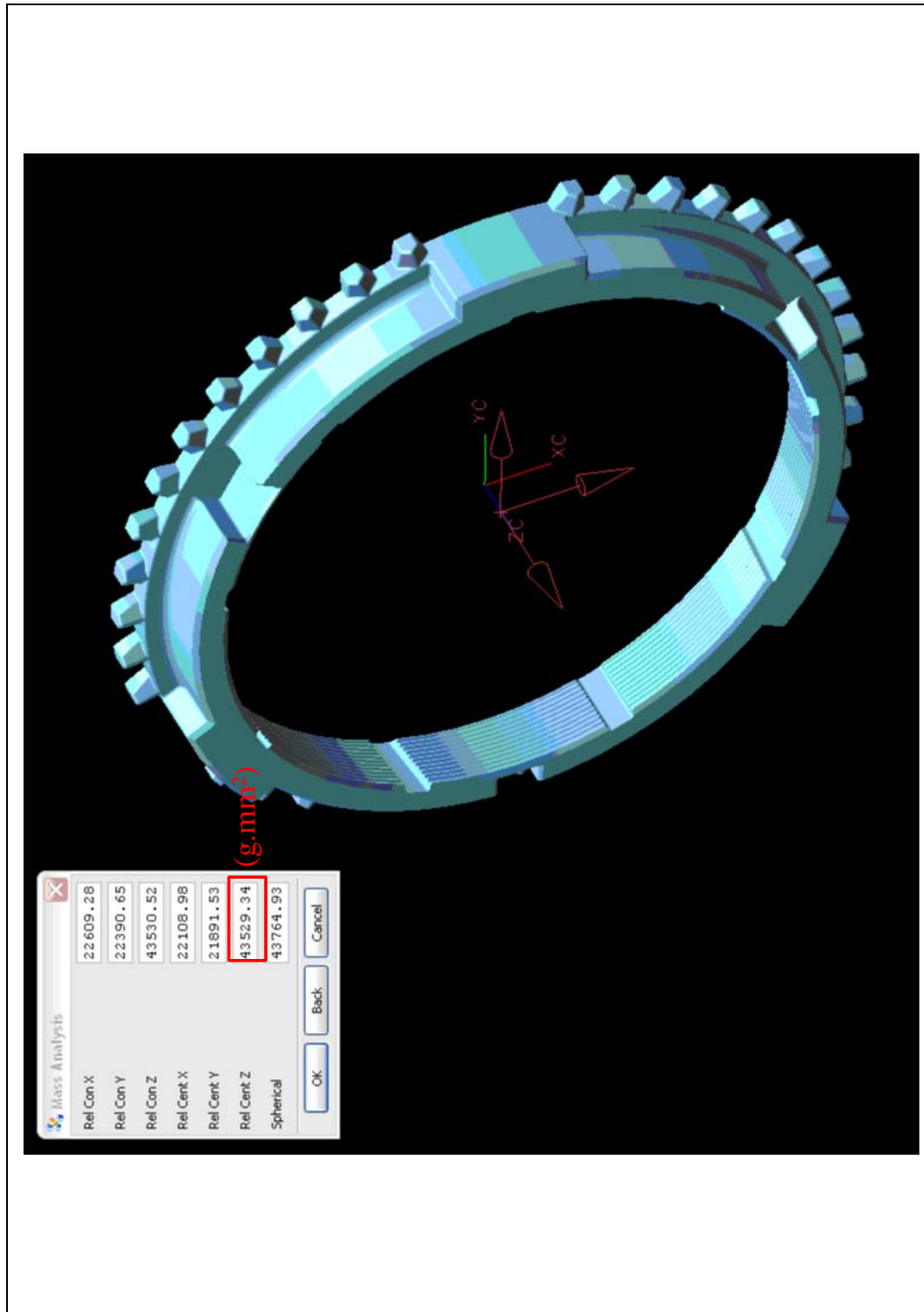


ANEXO B11 – Inércia Engrenagem Louca de 4ª marcha

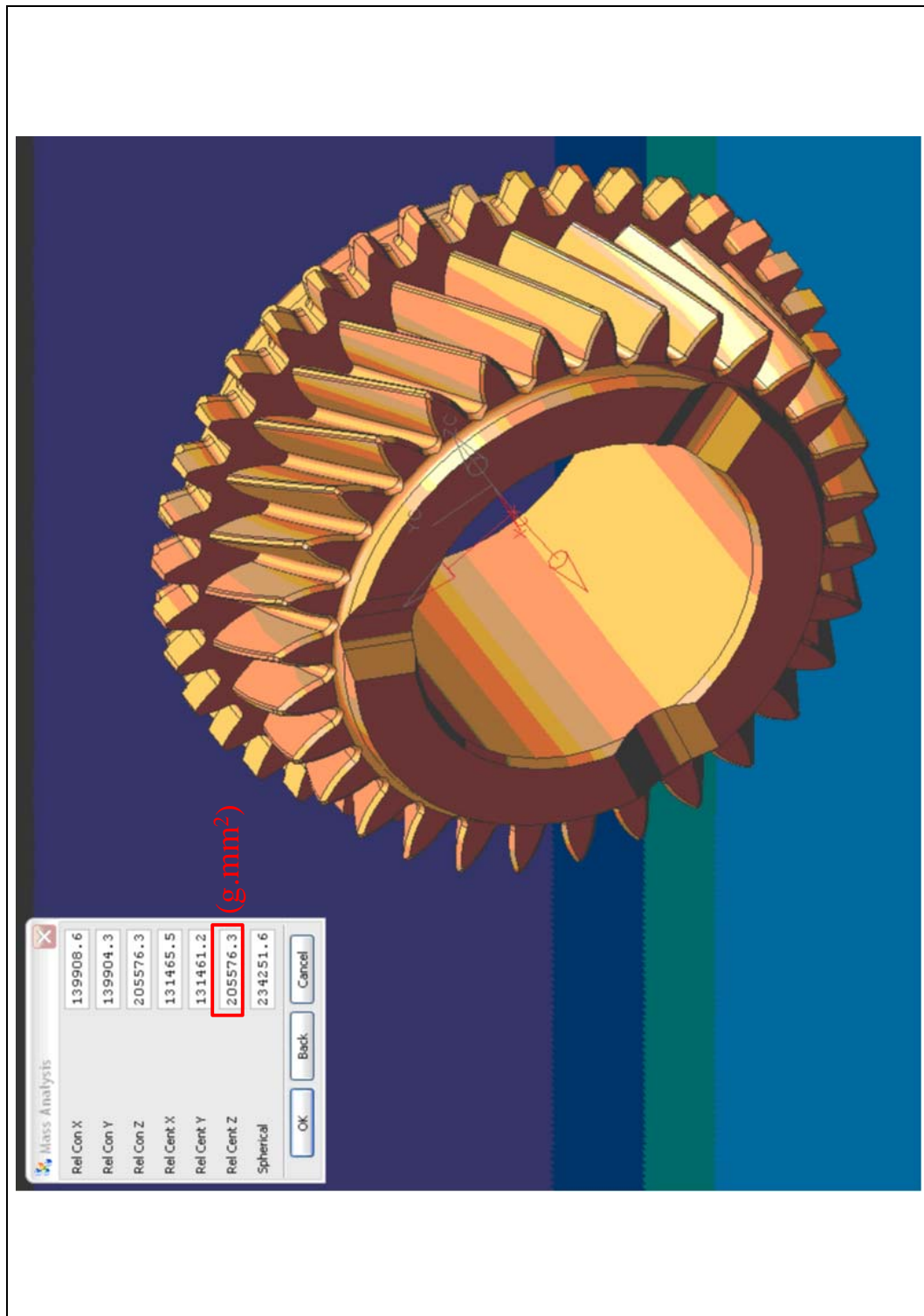


ANEXO B12 – Inércia da Luva de Sincronização de 3ª e 4ª marchas

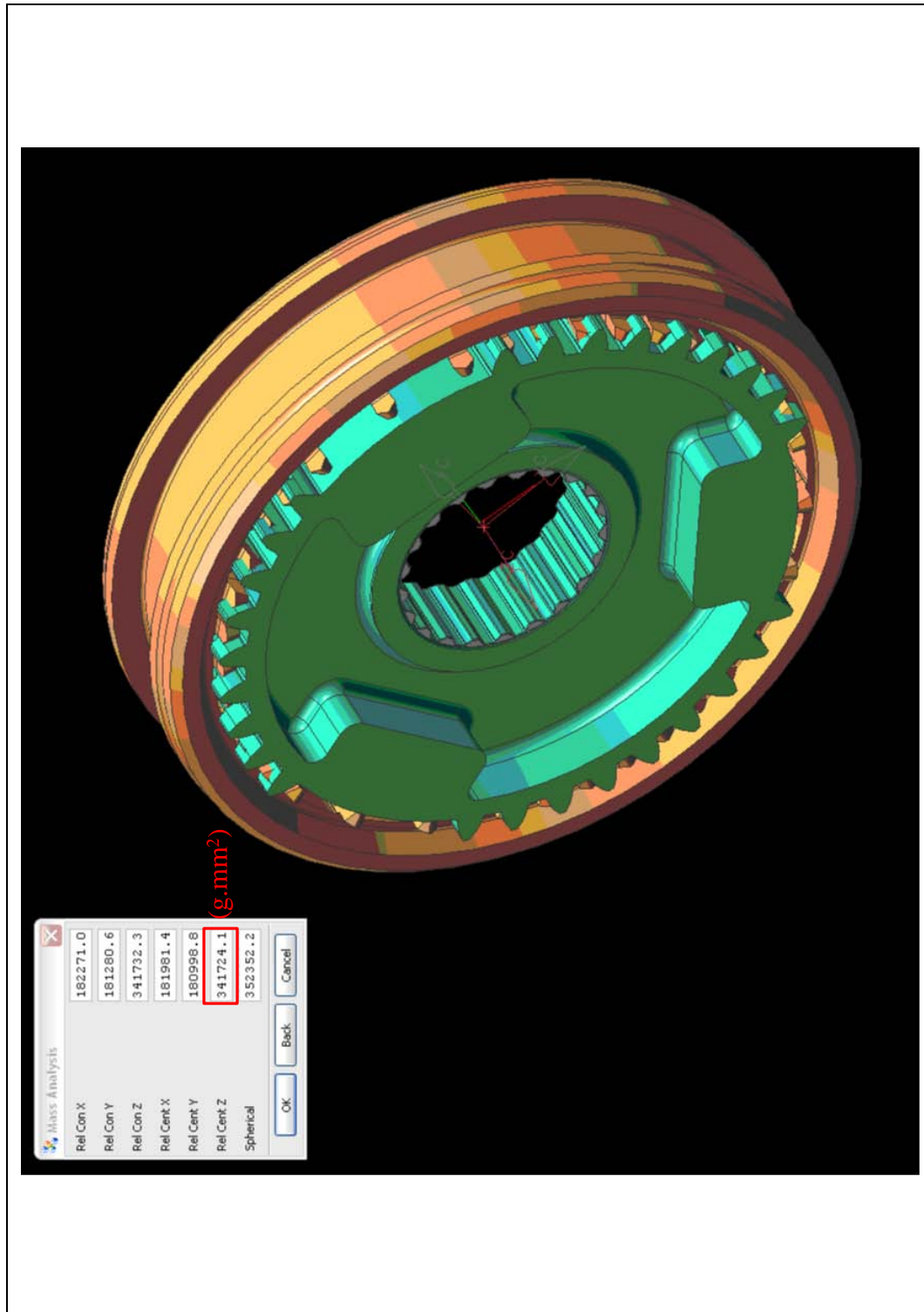
ANEXO B13 – Inércia do Anel de Sincronização de 3ª e 4ª marchas



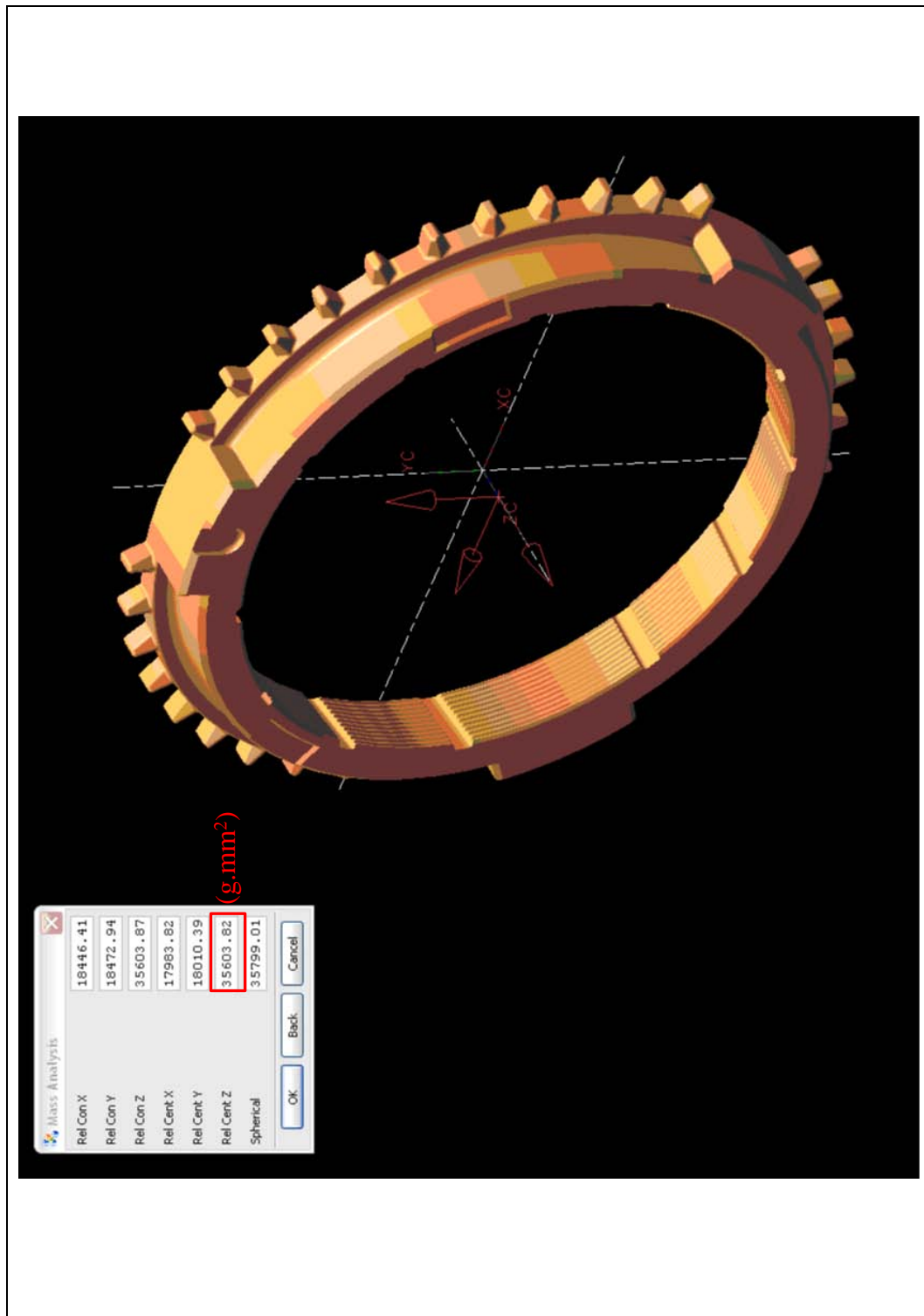
ANEXO B14 – Inércia Engrenagem Louca de 5ª marcha



ANEXO B15 – Inércia da Luva de Sincronização da 5ª marcha



ANEXO B16 – Inércia do Anel de Sincronização da 5ª marcha

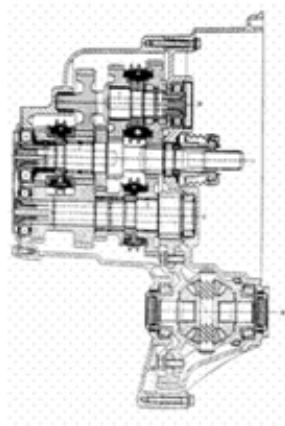


ANEXO C

TABELA DE CÁLCULO DE INÉRCIAS
EQUIVALENTES DA TRANSMISSÃO “A”
POR MARCHA

ANEXO D

CONFIGURAÇÃO DA TRANSMISSÃO “B”



Número de Marchas	5 + Ré
Relações de Transmissão	<p><u>1ª Marcha</u> 3,58</p> <p><u>2ª Marcha</u> 2,02</p> <p><u>3ª Marcha</u> 1,35</p> <p><u>4ª Marcha</u> 0,98</p> <p><u>5ª Marcha</u> 0,81</p> <p><u>Marcha a Ré</u> 3,31</p>
Relação do Diferencial	4,17
Sistema de Mudanças	À Cabo
Acionamento da Embreagem	Hidráulico com Cilindro Concêntrico
Peso (sem óleo)	42 kg
Tipo de Lubrificante	Sintético

ANEXO E

PROGRAMAÇÃO EM MATCHCAD PARA
TRANSMISSÃO “A”

$$f := 1..50 \quad n_f := 100f + 400$$

$$\omega_f := 8 \cdot \pi \cdot \frac{n_f}{60}$$

$$K_e := 2291.8 \quad B_e := 0.32 \quad C_e := 0$$

referidos ao eixo de entrada da transmissão.

As relações da transmissão são:

$$1a \text{ marcha - } i_1 := 3.727 \quad j_2 := 1.96$$

$$2a \text{ marcha - } j_3 := 1.323 \quad r_4 := 0.946$$

$$3a \text{ marcha - } j_4 := 0.756 \quad j := 3$$

$$4a \text{ marcha - } j_5 := 0.756$$

$$5a \text{ marcha - } j_6 := 0.756$$

A redução no diferencial é: $i_{Dif} := 4.19$

e o raio dinâmico do pneu $R_p := 0.298$

sendo a massa do veículo $M := 1240 + 75$

o momento de inércia das rodas $J_{rodas} := 0.0$ $J_{pneus} := 0.0$

a rigidez torcional dos pneus $k_p := 120000000000$

a rigidez torcional dos semi eixos $k_{SE} := 21000$

a rigidez torcional do câmbio e diferencial referida ao eixo de saída do câmbio

$$K_T := 10000000000$$

Referindo todos os dados ao eixo da embreagem, e juntando partes para reduzir a dois graus de liberdade, vem:

$$I_V := \frac{M \cdot R^2 + J_{rodas} + J_{pneus}}{i_{Dif}^2 \cdot (j)^2} \quad I_V = 3.8$$

sendo a rigidez do câmbio e diferencial bastante elevada,

$$I_T := 0.00395 + 0.0035 \quad I_T = 7.45 \times 10^{-3}$$

$$K_D := \frac{1}{\left(\frac{1}{k_{SE}} + \frac{1}{k_p}\right) \cdot (j)^2 \cdot i_{Dif}^2} \quad K_D = 683.395$$

O coeficiente de amortecimento da transmissão sem embreagem, incluindo câmbio, diferencial, semi eixos e pneus, referido ao eixo da embreagem é:

$$C_D := 0$$

$$k := \sqrt{-1}$$

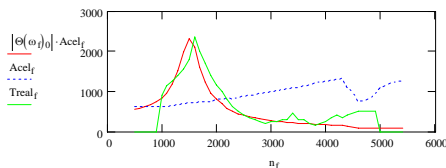
$n_f =$	$Accel_f :=$	$Treal_f :=$
500	625	0
600	625	0
700	625	0
800	625	0
900	625	900
1.000	625	1130
1.100	650	1260
1.200	670	1400
1.300	690	1550
1.400	705	1800
1.500	715	2350
1.600	730	2000
1.700	740	1700
1.800	750	1400
1.900	800	1150
2.000	820	1000
2.100	830	800
2.200	820	625
2.300	845	500
2.400	870	400
2.500	895	350
2.600	910	300
2.700	940	250
2.800	970	200
2.900	1000	250
3.000	1020	250
3.100	1040	300
3.200	1060	300
3.300	1080	450
3.400	1100	300
3.500	1130	300
3.600	1170	200
3.700	1200	150
3.800	1230	200
3.900	1250	250
4.000	1270	350
4.100	1300	400
4.200	1320	350
4.300	1100	400
4.400	980	450
4.500	750	500
4.600	780	500
4.700	810	500
4.800	950	500
4.900	1100	500
5.000	1150	
5.100	1200	
5.200	1250	
5.300	1250	

$$\begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_e + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_e + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_e \cdot A \cdot \cos(\omega_f t) - C_e \cdot A \cdot \omega_f \sin(\omega_f t) \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$A(\omega) := \begin{bmatrix} K_e(1 + B_e \cdot i) + K_D - I_T \cdot \omega^2 + (C_D + C_e) \cdot \omega \cdot i & -K_D - C_D \cdot \omega \cdot i \\ -K_D - C_D \cdot \omega \cdot i & K_D - I_V \cdot \omega^2 + C_D \cdot \omega \cdot i \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} K_e(1 + B_e \cdot i) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\theta(\omega) := A(\omega)^{-1} \cdot B$$



$$K_w = \begin{pmatrix} K_e + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \quad I := \begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix}$$

$$\sqrt{\text{eigenvals}(I^{-1} \cdot K)} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = \begin{pmatrix} 100.582 \\ 1.873 \end{pmatrix}$$

ANEXO F

PROGRAMAÇÃO EM MATCHCAD PARA
TRANSMISSÃO “B”

ANEXO F1 – Progração em MATHCAD para o CASO 1

$f := 1..50$ $n_f := 100f + 400$ $n_f :=$ $Accel_f :=$ $Treal_f :=$
 $\omega_f := 4 \cdot \pi \cdot \frac{n_f}{60}$

$K_c := 830$ $B_c := 0.51$ $C_c := 0$

referidos ao eixo de entrada da transmissão.

As relações da transmissão são:

1a marcha - $i_1 := 3.58$ $i_2 := 2.02$
 2a marcha - $i_2 := 1.35$ $i_3 := 1.35$
 3a marcha - $i_3 := 0.81$ $i_4 := 0.98$
 4a marcha - $i_4 := 0.81$ $i_5 := 0.81$
 5a marcha - $i_5 := 0.81$ $j := 3$

A redução no diferencial é: $i_{Dif} := 4.17$

e o raio dinâmico do pneu $R_j := 0.298$

Sendo a massa do veículo $M := 1240 + 75$

o momento de inércia do eixo de entrada da transmissão $J_{entr} := 0.00361 + 0.0035$

o momento de inércia do eixo de saída do câmbio é: $J_{saida} := 0.00793$

o momento de inércia do eixo de saída do diferencial $I_{Dif} := 0.0128$

o momento de inércia das rodas $J_{rodas} := 0.0$ $J_{pneus} := 0.0$

a rigidez torcional dos pneus $k_p := 120000000000$

a rigidez torcional dos semi eixos $k_{SE} := 21000$

a rigidez torcional do câmbio e diferencial referida ao eixo de saída do câmbio

$K_T := 10000000000$

Referindo todos os dados ao eixo da embreagem, e juntando partes para reduzir a dois graus de liberdade, vem:

$$I_V := \frac{M \cdot R^2 + J_{rodas} + J_{pneus}}{i_{Dif}^2 \cdot (i_j)^2} \quad I_V = 3.685$$

Sendo a rigidez do câmbio e diferencial bastante elevada,

$$I_T := J_{entr} + \frac{J_{saida}}{(i_j)^2} + \frac{I_{Dif}}{(i_j)^2 \cdot i_{Dif}^2} \quad I_T = 0.0119$$

$$K_D := \frac{1}{\left(\frac{1}{k_{SE}} + \frac{1}{k_p}\right) \cdot (i_j)^2 \cdot i_{Dif}^2} \quad K_D = 662.643$$

O coeficiente de amortecimento do transmissão sem embreagem, incluindo câmbio, diferencial, semi eixos e pneus, referido ao eixo da embreagem é:

$$C_D := 0$$

$\lambda := \sqrt{-1}$

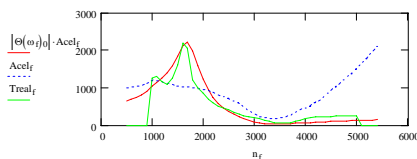
500	1000	0
600	1020	0
700	1040	0
800	1060	0
900	1120	0
1200	1200	1250
1180	1180	1300
1150	1150	1150
1120	1110	1100
1080	1080	1250
1050	1050	1600
1030	1030	2200
1010	1010	2050
990	990	1200
970	970	1000
950	950	850
920	920	700
870	870	600
820	820	500
760	760	450
700	700	400
640	640	350
570	570	300
490	490	250
390	390	220
300	300	200
230	230	170
190	190	130
180	180	100
180	180	70
200	200	50
230	230	50
270	270	70
340	340	100
400	400	130
460	460	170
530	530	200
610	610	230
700	700	230
800	800	230
920	920	230
1040	1040	240
1160	1160	240
1280	1280	240
1400	1400	240
1520	1520	240
1650	1650	250
1790	1790	
1950	1950	
2120	2120	

$$\begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_c + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_c + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_c \cdot A \cdot \cos(\omega_f t) - C_c \cdot A \cdot \omega_f \cdot \sin(\omega_f t) \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbb{A}(\omega) := \begin{bmatrix} K_c(1 + B_c \cdot i) + K_D - I_T \omega^2 + (C_D + C_c) \omega \cdot i & -K_D - C_D \omega \cdot i \\ -K_D - C_D \omega \cdot i & K_D - I_V \omega^2 + C_D \omega \cdot i \end{bmatrix}$$

$$B := \begin{bmatrix} K_c(1 + B_c \cdot i) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\theta(\omega) := \mathbb{A}(\omega)^{-1} \cdot B$$



$$\mathbb{K} := \begin{pmatrix} K_c + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \quad I := \begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix}$$

$$\sqrt{\text{eigenvals}(\Gamma^{-1} \cdot \mathbb{K})} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = \begin{pmatrix} 56.468 \\ 1.591 \end{pmatrix}$$

ANEXO F2 – Progração em MATHCAD para o CASO 2

$f := 1..50$ $n_f := 100f + 400$ $n_f =$ $Acel_f :=$ $Treal_f :=$ $Apote_f :=$
 $\omega_f := 4\pi \frac{n_f}{60}$

$K_c := 830$ $B_c := 0.51$ $C_c := 0$

referidos ao eixo de entrada da transmissão.

As relações da transmissão são:

1a marcha - $i_1 := 3.58$ $i_2 := 2.02$
 2a marcha - $i_3 := 1.35$ $i_4 := 0.98$
 3a marcha - $i_5 := 0.81$ $j := 3$
 4a marcha - $i_6 := 0.81$ $i_7 := 0.98$
 5a marcha - $i_8 := 0.81$ $i_9 := 0.98$

A redução no diferencial é: $i_{Dif} := 4.17$

e o raio dinâmico do pneu $R_p := 0.298$

sendo a massa do veículo $M := 1240 + 75$

o momento de inércia do eixo de entrada da transmissão $J_{entr} := 0.00361 + 0.0035$

o momento de inércia do eixo de saída do câmbio é: $J_{saida} := 0.00793$

o momento de inércia do eixo de saída do diferencial $I_{Dif} := 0.0128$

o momento de inércia das rodas $J_{rodas} := 0.0$ $J_{pneus} := 0.0$

a rigidez torcional dos pneus $k_p := 120000000000$

a rigidez torcional dos semi eixos $k_{SE} := 21000$

a rigidez torcional do câmbio e diferencial referida ao eixo de saída do câmbio $K_T := 100000000000$

Referindo todos os dados ao eixo da embreagem, e juntando partes para reduzir a dois graus de liberdade, vem:

$$I_V := \frac{M \cdot R_p^2 + J_{rodas} + J_{pneus}}{i_{Dif}^2 (i_j)^2} \quad I_V = 3.685$$

sendo a rigidez do câmbio e diferencial bastante elevada,

$$I_T := J_{entr} + \frac{J_{saida}}{(i_j)^2} + \frac{I_{Dif}}{(i_j)^2 \cdot i_{Dif}^2} \quad I_T = 0.0119$$

$$K_D := \frac{1}{\left(\frac{1}{k_{SE}} + \frac{1}{k_p}\right) (i_j)^2 \cdot i_{Dif}^2} \quad K_D = 662.643$$

O coeficiente de amortecimento da transmissão sem embreagem, incluindo câmbio, diferencial, semi eixos e pneus, referido ao eixo da embreagem é:

$$C_D := 0$$

$\lambda := \sqrt{-1}$

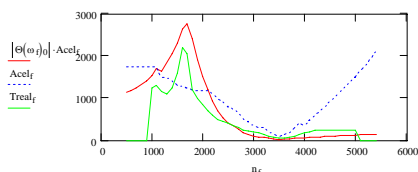
500	1750	0	1000
600	1750	0	1020
700	1750	0	1040
800	1750	0	1060
900	1750	0	1120
1.1-10 ³	1750	1250	1200
1.1-10 ³	1750	1300	1180
1.1-10 ³	1500	1150	1150
1.2-10 ³	1480	1100	1110
1.3-10 ³	1400	1250	1080
1.4-10 ³	1310	1600	1050
1.5-10 ³	1280	2200	1030
1.6-10 ³	1250	2050	1010
1.7-10 ³	1200	1200	990
1.8-10 ³	1170	1000	970
1.9-10 ³	1180	850	950
2-10 ³	1170	700	920
	1100	600	870
	1000	500	820
	900	450	760
	790	400	700
	750	350	640
	660	300	570
	510	250	490
	420	220	390
	340	200	300
	300	170	230
	300	130	190
	200	100	180
	140	70	180
	100	50	200
	140	50	230
	180	70	270
	300	100	340
	400	130	400
	400	130	400
	350	170	460
	500	200	530
	600	230	610
	690	230	700
	790	230	800
	920	230	920
	1040	240	1040
	1160	240	1160
	1280	240	1280
	1400	240	1400
	1520	250	1520
	1650		1650
	1790		1790
	1950		1950
	2120		2120

$$\begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_c + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \theta_T \\ \frac{d}{dt} \theta_V \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_c + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_T \\ \theta_V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_c \cdot A \cdot \cos(\omega_f t) - C_c \cdot A \cdot \omega_f \sin(\omega_f t) \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbb{A}(\omega) := \begin{bmatrix} K_c(1 + B_c i) + K_D - I_T \omega^2 + (C_D + C_c) \omega i & -K_D - C_D \omega i \\ -K_D - C_D \omega i & K_D - I_V \omega^2 + C_D \omega i \end{bmatrix}$$

$$B := \begin{bmatrix} K_c(1 + B_c i) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\theta(\omega) := A(\omega)^{-1} \cdot B$$

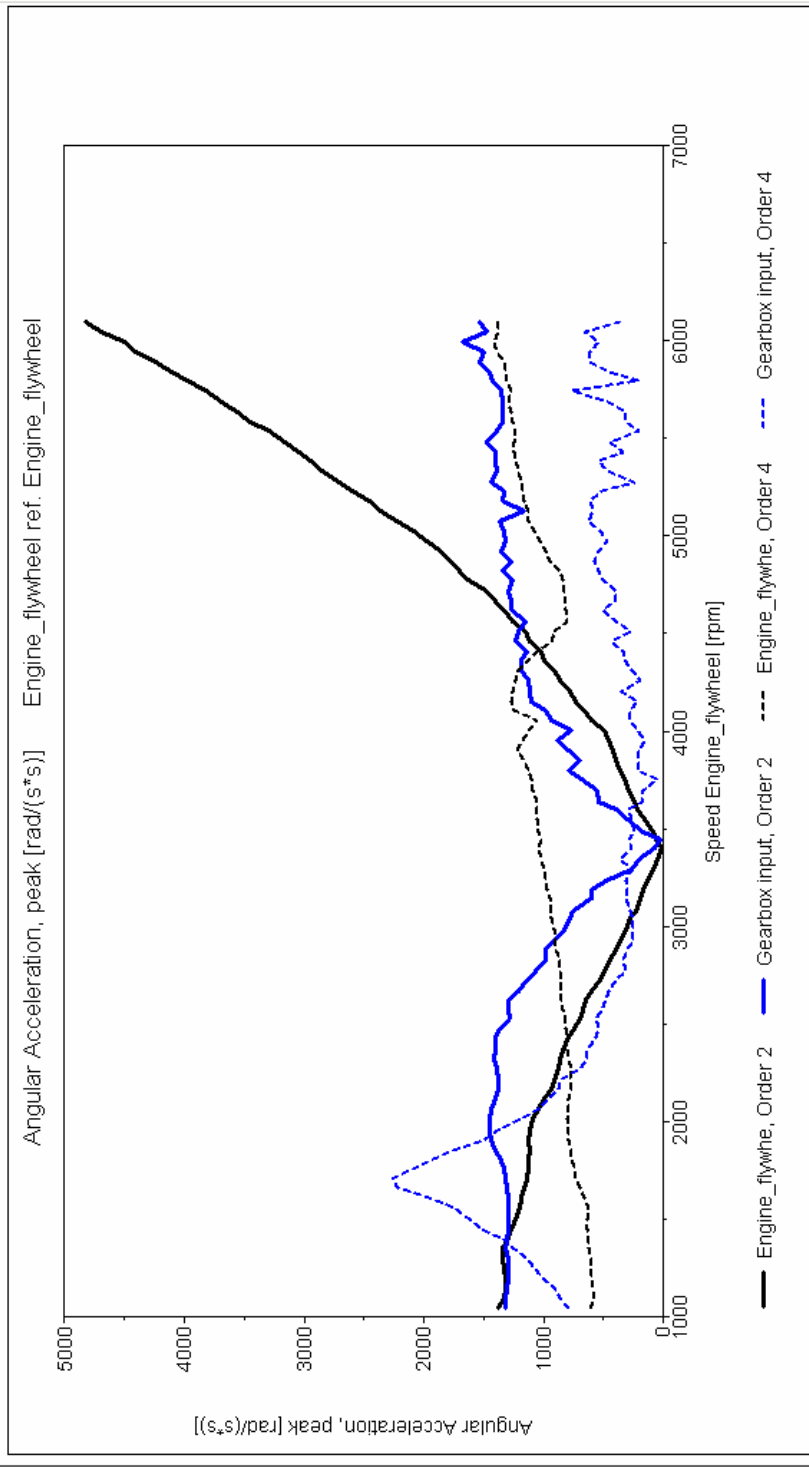


$$\mathbb{K} := \begin{pmatrix} K_c + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{pmatrix} \quad I := \begin{pmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_V \end{pmatrix}$$

$$\sqrt{\text{eigenvals}(\Gamma^{-1} \cdot \mathbb{K})} \cdot \frac{1}{2\pi} = \begin{pmatrix} 56.468 \\ 1.591 \end{pmatrix}$$

ANEXO G

GRÁFICOS DE MEDIÇÕES DO ROTEC



rotec		Prüfsysteme für den Maschinenbau		Joseph-Dollinger-Bogen 18 80807 München	
Customer:	Operator:	Test Specimen: drive_3gear_disco_sachs_s/ atrito Engine_flywheel	Measurement: rotec\user\SRIP\KlMastrags\fortdata\003304E-AS.3 07022006 07.02.06 V5.10	Range: 6085.04 0 4829.96 0	

