

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE DTV, BTV E BPV NA VIBRAÇÃO DO TIPO
Judder EM SISTEMAS DE FREIO A DISCO

por

Francisco Bisotto Jardim

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2009.

ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE DTV, BTV E BPV NA VIBRAÇÃO DO TIPO
JUDDER EM SISTEMAS DE FREIO A DISCO

por

Francisco Bisotto Jardim

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Aprovada por:

Prof. Dr. José Antônio Esmério Mazzaferro

Prof^a. Dr^a. Leticia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Marcos Roberto Farias Soares

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 22 de Maio de 2009.

RESUMO

Vibrações de baixa frequência, conhecidas por *judder*, figuram entre as maiores reclamações de consumidores para problemas originados pelos sistemas de freio automotivos, uma vez que penalizam o conforto do veículo. Em freios a disco, o *judder* procede de divergências dimensionais que resultem na variação da espessura do disco ao longo de sua circunferência, o chamado *DTV* (*disc thickness variation*). Como consequência deste fenômeno são observadas variações no torque de frenagem (*BTV* ou *brake torque variation*) e flutuações na pressão do fluido de freio (*BPV* ou *brake pressure variation*), ambas induzindo vibrações em frequências proporcionais à rotação das rodas e que são percebidas principalmente no volante, no pedal de freio ou no assoalho do veículo.

Durante o desenvolvimento de sistemas de freio, ensaios em bancada e em veículo monitoram o desenvolvimento do *DTV* ao longo de sucessivas frenagens. A medição do *DTV*, que não passa de algumas dezenas de micra, exige a utilização de sistemas de precisão que, por sua vez, estão sujeitos a erros inerentes ao procedimento de montagem e desmontagem ou ainda da própria vibração das bancadas de ensaio onde são instalados. Por outro lado, as medições de torque e pressão estão menos sujeitas a estas interferências, podendo servir como parâmetros de avaliação do freio.

No presente trabalho, discos em diferentes níveis de *DTV* foram preparados e montados em um veículo instrumentado para a medição de vibrações. Um procedimento de frenagens em diferentes pressões foi executado com cada disco, de forma a determinar a condição a partir da qual o *judder* se torna crítico. Em continuação, ensaios em um dinamômetro inercial simularam o mesmo procedimento, de onde se buscou medir o *BTV* e o *BPV* nos diferentes níveis de variação de espessura de disco.

Como resultado foi observado que a medição do BTV_{Relativo} , bem como a do $BPV_{\text{Máximo}}$, em frenagens com pressão entre 30 e 50 bar, demarcam patamares que permitem determinar se o disco de freio se encontra com um *DTV* acima do limite admissível para a não-ocorrência de vibrações consideradas desconfortáveis. Desta observação, conclui-se que os procedimentos de ensaio em bancada podem ser incrementados de frenagens em pressão da ordem de 40 bar, em etapas estratégicas do teste, onde a medição do BTV_{Relativo} e/ou do $BPV_{\text{Máximo}}$ podem fazer parte dos critérios de aprovação para o freio em avaliação.

ABSTRACT

“STUDY OF THE RELATIONSHIP BETWEEN DTV, BTV AND BPV OVER JUDDER-TYPE VIBRATION IN DISC BRAKE SYSTEMS”

Low frequency vibrations, also known as judder, are one of the major customer complains on brake system issues, since they bring a penalty for vehicle comfort. Regarding disc brakes, judder is originated by dimensional faults resulting in the disc thickness variation (DTV) along its circumference. As a consequence of this phenomenon, brake torque variations (BTV) and brake pressure variations (BPV) are observed, both resulting in vibrations that can be felt in the steering wheel, brake pedal and vehicle floor, at frequencies proportional to the wheel speed.

When developing a new brake system, vehicle and bench tests are performed in order to monitor the DTV growth along successive snubs. In measuring DTV, which in most cases does not overcome several tens of micron, high precision measuring devices are required which, by the way, are subjected to measurement errors due to assembly/disassembly of sensors or affected by the vibration of the test bench itself. On the other hand, the brake torque and pressure measurements are less influenced by these interferences and might be useful parameters on brake evaluation.

As part of this study, discs in different levels of DTV were prepared and assembled in a vehicle instrumented to the measurement of the vibrations. A test procedure with snubs at different pressures was performed over each disc, as a way to access the condition for critical judder. After that, a inertia dynamometer was employed to simulate the same test procedure, where the BTV and DTV were measured against the different levels of DTV.

As a result it was observed that the $BTV_{Relative}$ measurement, as well as the $BPV_{Maximum}$ measurement, in snubs with pressure between 30 and 50 bar, present well defined levels which permit to identify if a brake disc DTV is above the acceptable limit for non-generation of vibrations classified as uncomfortable. From this observation, the conclusion is that brake test procedures can incorporate additional snubs with pressure of around 40 bar, in strategically defined stages, where the $BTV_{Relative}$ and/or $BPV_{Maximum}$ measurements may figure as part of the criteria for brake approval.

ÍNDICE

1. Introdução.....	01
2. Revisão Bibliográfica	
2.1. Sistema de freio a disco.....	04
2.2. Vibração tipo <i>Judder</i> em freios a disco, <i>DTV</i> , <i>BTV</i> e <i>BPV</i>	09
2.3. Percepção e conforto do ser humano quando sujeito a vibrações.....	21
3. Metodologia	
3.1. Procedimentos de medição de <i>DTV</i>	26
3.2. Preparação de amostras – discos.....	28
3.3. Preparação de amostras – pastilhas.....	31
3.4. Instrumentação do veículo.....	35
3.5. Procedimento de teste em veículo.....	39
3.6. Procedimento de teste em dinamômetro.....	43
4. Análises de Resultados	
4.1. Resultados de medições em veículo.....	47
4.2. Resultados de medições em dinamômetro.....	54
5. Conclusões.....	61
6. Sugestões para trabalhos futuros.....	63
Referências Bibliográficas.....	64
Anexo I – Medições de <i>DTV</i> em bancada para os discos testados.....	67

LISTA DE SÍMBOLOS

DTV	<i>Disc thickness variation</i> , ou variação da espessura do disco [μm]
BTV	<i>Brake torque variation</i> , ou variação do torque do freio [Nm]
BPV	<i>Brake pressure variation</i> , ou variação da pressão do freio [Pa]
C^*	Fator de freio [adimensional]
$M_{veiculo}$	Massa do veículo [kg];
a	Aceleração (ou desaceleração) produzida ao frear [m/s^2];
a_0	Desaceleração produzida pelo arrasto aerodinâmico [m/s^2];
R_{din}	Raio dinâmico do pneu [mm];
R_{ef}	Raio efetivo do freio [mm];
A_p	Área do pistão do cavalete [m^2];
p	Pressão hidráulica aplicada ao freio [Pa];
p_0	Pressão pré-operativa do freio, ou seja, a pressão necessária para deslocar as pastilhas até iniciar o seu contato com o disco [Pa];
μ	Coefficiente de atrito entre pastilha e disco de freio [adimensional].
F_x	Força gerada entre pneu-solo [N];
η_p	Eficiência de aplicação de pressão pelo pistão do cavalete (em geral próximo a 100%).
LRO	<i>Lateral runnout</i> ou batimento das pistas do disco de freio [μm]
S	Batimento inicial [μm]
e_0	Espessura inicial do disco [mm]
e_1	Espessura do disco à medida que o desgaste se desenvolve [mm]
e_2	Espessura final do disco [mm]
D_s	Profundidade do rasgo [mm]
R_{in}	Raio interno das pistas do disco de freio [mm]
R_{out}	Raio externo das pistas do disco de freio [mm]
T_{out}	Espessura da pista externa do disco de freio [mm]
T_{in}	Espessura da pista interna de um disco de freio ventilado [mm]
T_f	Espessura de aletas de um disco ventilado [mm]
W_k, W_d, W_f, W_e, W_h	diferentes escalas de ponderação para vibração
I	Inércia [kg m^2]

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	TÍTULO	Pág.
2.1.1	Módulo do sistema de freio a disco: montante e cubo de roda (<i>Hub/Knucl</i>), disco (<i>Disc Rotor</i>), pastilha de freio (<i>Pad</i>) e cavalete (<i>caliper</i>). Fonte: http://www.hitachi.co.jp/Div/apd/en/products/dcs/dcs_003.html	05
2.1.2	Exemplo de sistema hidráulico de freio automotivo. Fonte: http://www.ststire.com/sts/brake-service.html	05
2.1.3	Exemplos de diferentes designs de discos de freios. Fonte: http://www.carbibles.com/brake_bible.html	06
2.1.4	Exemplo de <i>cáliper</i> fixo com 4 pistões.	07
2.1.5	Exemplo de <i>cáliper</i> flutuante de pistão único.	07
2.2.1	Magnificação do erro de perpendicularismo do disco e consequente geração de batimento e <i>DTV</i> .	10
2.2.2	Vibração transmitida pelas barras e coluna de direção ao volante (adaptado de <i>Eurac Tech Bulletin Cold Judder</i>).	11
2.2.3	Vibração transmitida pela flutuação de pressão do fluido de freio (adaptado de: http://hdabob.com/Brakes.htm).	11
2.2.4	Diagrama “espinha de peixe”: possíveis causadores de <i>judder</i> de freio.	12
2.2.5	Avaliação da progressão do <i>DTV</i> em teste de bancada.	13
2.2.6	Desenvolvimento do <i>DTV</i> por desgaste uniforme de ambas as pistas do disco de freio.	14

2.2.7	Desenvolvimento do <i>DTV</i> para diferentes taxas de desgaste entre as pistas interna e externa do disco de freio.	15
2.2.8	Desenvolvimento do <i>DTV</i> pelo desgaste em apenas umas das pistas do disco de freio.	16
2.2.9	Desgaste do disco sem a geração de <i>DTV</i> .	16
2.2.10	Exemplos de deformações térmicas do disco.	17
2.2.11	Exemplo da evolução da temperatura do disco no decorrer de uma frenagem, e aparecimento de pontos quentes (<i>hot spots</i>). Fonte: http://tp.zcu.cz/en/applications/measurement-systems/brake-disk-behavior	18
2.2.12	Disco apresentando pontos de endurecimento devido à mudança da microestrutura do ferro fundido.	18
2.2.13	Variáveis na otimização de projeto de disco de freio ventilado.	19
2.3.1	Sistema de coordenadas basicêntrico para pessoa sentada (ISO 2631-1).	22
2.3.2	Sistema de coordenadas basicêntrico para a mão (ISO 5349-1).	22
2.3.3	Curvas de ponderação para vibrações no corpo humano W_k (conforme ISO 2631-1).	23
2.3.4	Curvas de ponderação para vibrações no corpo humano W_d (conforme ISO 2631-1).	24
2.3.5	Curvas de ponderação para vibrações nas mãos e braços (ISO 5349-1).	24
3.1.1	Representação do sensor capacitivo de medição de <i>DTV</i> .	26

3.1.2	Bancada de medição de <i>DTV</i> .	27
3.2.1	Equipamento utilizado na usinagem das pistas dos discos.	28
3.2.2	Representação do procedimento de usinagem para produção de discos com diferentes níveis de <i>DTV</i> .	29
3.2.3	Representação do procedimento de usinagem para produção de discos com diferentes níveis de <i>DTV</i> .	29
3.3.1	Pastilhas produzidas para testes.	31
3.3.2	Máquina <i>Chase</i> para ensaio SAE J661.	32
3.3.3	Máquina <i>Chase</i> para ensaio SAE J661.	32
3.3.4	Resultados do primeiro ensaio SAE J661.	32
3.3.5	Resultados do segundo ensaio SAE J661.	33
3.4.1	Sistema de coordenadas do veículo.	35
3.4.2	Sistema de freio do lado direito do veículo.	36
3.4.3	Cavalete instrumentado com acelerômetros.	36
3.4.4	Acelerômetros posicionados no interior do veículo: volante.	37
3.4.5	Acelerômetros posicionados no interior do veículo: pedal de freio.	37
3.4.6	Acelerômetros posicionados no interior do veículo: trilho do banco do motorista (assoalho).	37
3.4.7	Instrumentação com tacômetro no semi-eixo homocinético.	37

3.4.8	Instrumentação com tacômetro no semi-eixo homocinético.	37
3.4.9	Sensor ótico utilizado como tacômetro.	38
3.4.10	Equipamento de aquisição de dados B&K Pulse 3560C e computador.	38
3.5.1	Amostragem por intervalo de tempo e por intervalo de posição.	41
3.5.2	Configuração do sistema de aquisição de dados.	42
3.6.1	Exemplo da aplicação de filtro passa-alta no pós-processamento das curvas de torque.	45
3.6.2	Sistema de freio montado em dinamômetro, com detalhe para os acelerômetros posicionados no cavalete.	46
3.6.3	Visão geral do dinamômetro e instrumentação para análise de vibrações.	46
4.1.1	Análise de ordem do sinal dos diferentes acelerômetros durante uma frenagem – em destaque, valores máximos de aceleração em primeira e segunda ordens.	47
4.1.2	Comportamento da vibração em primeira ordem no cavalete de freio, direção <i>Y</i> .	47
4.1.3	Comportamento da vibração em segunda ordem no cavalete de freio, direção <i>Y</i> .	48
4.1.4	Comportamento da vibração em primeira ordem no cavalete de freio, direção <i>Z</i> .	49
4.1.5	Comportamento da vibração em segunda ordem no cavalete de freio, direção <i>Z</i> .	49
4.1.6	Comportamento da vibração em primeira ordem no volante.	49
4.1.7	Comportamento da vibração em segunda ordem no volante.	49
4.1.8	Comportamento da vibração em primeira ordem no pedal de freio.	50

4.1.9	Comportamento da vibração em segunda ordem no pedal de freio.	50
4.1.10	Comportamento da vibração em primeira ordem no assoalho.	50
4.1.11	Comportamento da vibração em segunda ordem no assoalho.	50
4.2.1	Variação do torque do freio (<i>BTV</i>) em função da pressão hidráulica nominal em diferentes níveis de <i>DTV</i> .	54
4.2.2	Variação da pressão do sistema de freio (<i>BPV</i>) em função da pressão hidráulica nominal em diferentes níveis de <i>DTV</i> .	54
4.2.3	Variação relativa do <i>BTV</i> em função da pressão nominal de frenagem, para diferentes níveis de <i>DTV</i> .	55
4.2.4	Variação relativa do <i>BPV</i> em função da pressão nominal de frenagem, para diferentes níveis de <i>DTV</i> .	56
4.2.5	Análise de ordem dos sinais de vibração nas direções <i>Y</i> e <i>Z</i> do cavalete, para uma frenagem simulada em dinamômetro.	57
4.2.6	Gráficos da máxima magnitude de vibração em primeira ordem na direção <i>Y</i> , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de <i>DTV</i> .	57
4.2.7	Gráficos da máxima magnitude de vibração em segunda ordem na direção <i>Y</i> , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de <i>DTV</i> .	58
4.2.8	Gráficos da máxima magnitude de vibração em primeira ordem na direção <i>Z</i> , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de <i>DTV</i> .	58
4.2.9	Gráficos da máxima magnitude de vibração em segunda ordem na direção <i>Z</i> , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de <i>DTV</i> .	58
4.2.10	$BPV_{\text{Máximo}}$ em função do <i>DTV</i> , para pressões de 30 a 50 bar.	59

4.2.11	BTV_{Relativo} em função do DTV , para pressões de 30 a 50 bar.	60
A.1	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco A – DTV próximo a 0 μm .	67
A.2	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco B – DTV próximo a 10 μm .	67
A.3	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco C – DTV próximo a 20 μm .	68
A.4	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco D – DTV próximo a 30 μm .	68
A.5	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco E – DTV próximo a 40 μm .	69
A.6	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco F – DTV próximo a 50 μm .	69
A.7	Resultado da medição do DTV em bancada – Disco G – DTV próximo a 0 μm .	70

ÍNDICE DE TABELAS

Tab.	TÍTULO	Pág.
2.3.1	Curvas de ponderação para diferentes posturas (conforme ISO 2631-1).	22
2.3.2	Magnitude de vibração e reação esperada (conforme ISO 2631-1).	25
2.3.3	Magnitude de vibração para mãos e braços e reação esperada (Maeda e Shibata, 2007).	25
3.2.1	Valores de DTV de disco obtidos em corpos de prova.	30
3.3.1	Classificação do coeficiente de atrito conforme SAE J661.	34
3.6.1	Valores calculados para força de frenagem, torque de frenagem e desaceleração do veículo.	44
4.1.1	Correlação entre as magnitudes de vibração do cavalete de freio e as magnitudes de vibração nos pontos de medição dentro do veículo.	53
4.2.1	Estudo de correlação linear entre <i>BTV</i> e <i>BPV</i> .	56
4.2.2	Estudo de correlação linear entre as magnitudes de vibração do cavalete, <i>BTV</i> e <i>BPV</i> .	59

1. INTRODUÇÃO

A principal função do automóvel é o transporte de passageiros e cargas. Entretanto, as características de conforto que o veículo oferece ao seu condutor e passageiros já se tornaram exigências do mercado consumidor. Motores mais potentes, maior número de equipamentos opcionais e interiores mais ergonômicos são exemplos das propostas dos fabricantes para atender a esta demanda.

Os níveis de ruído e vibração apresentados pelo automóvel também são itens associados ao conforto, uma vez que menores níveis vibro-acústicos são preferidos pelos usuários. Primordialmente, os estudos para a diminuição das vibrações e ruídos dos automóveis concentraram-se no motor e na suspensão, por serem estas as principais fontes de excitação. Nas últimas três décadas, entretanto, os diversos sistemas do veículo vêm sendo trabalhados para melhoria destas características.

Os sistemas de freio estão incluídos nestes trabalhos. A vibração e o ruído nos freios podem denunciar problemas em seu funcionamento, exigindo manutenção. Porém, uma significativa parcela destas ocorrências tem se tornado item de reclamação de consumidores apesar de não representarem degradação do desempenho de frenagem do veículo. Estas reclamações, portanto, podem ser entendidas como o alcance de níveis de vibração ou ruído considerados perturbadores. A energia dissipada pelo sistema de freio durante a frenagem pode se tornar fonte de excitação de vibrações e ruídos, o mesmo podendo ocorrer em função de divergências dimensionais de componentes do freio (decorrentes de falhas de projeto, fabricação, montagem ou desgaste inerente ao uso, entre outras possíveis causas). Nestes casos, a solução do problema pode ser complexa e exigir o re-projeto de um ou mais componentes do freio para tornar o sistema mais robusto e menos susceptível a fenômenos vibro-acústicos.

O desenvolvimento de novos veículos prevê em seu escopo a avaliação de vibrações e ruídos provenientes de freios e, se necessário, o estudo de modificações para abolir ou reduzir a sua ocorrência até níveis em que não sejam mais percebidas. Contudo, não existem métodos de avaliação normatizados e unanimemente reconhecidos que possam garantir que um modelo de veículo esteja imune a estes problemas durante a sua produção em série. Montadoras e fabricantes de freios trabalham com procedimentos próprios, avaliando os sistemas em bancada e realizando rodagens com veículos representativos com a finalidade de minimizar os riscos de colocar no mercado um veículo que não atenda às expectativas do consumidor. Mesmo assim, devido ao grande número de variáveis capazes de incitar a ocorrência de ruídos e vibrações, o problema ainda pode ser encontrado em uma parcela dos veículos produzidos.

Vibrações de baixa frequência, conhecidas como *judder*, podem ocorrer em sistemas de freio e, ao lado de ruídos como *squeal* e *groan*, são as maiores fontes de reclamação de freios quanto à NVH (Dante e Navire, 2005). O *Judder* é uma vibração excitada mecanicamente e, em freios, está associada a divergências dimensionais do disco de freio como o não paralelismo entre as pistas interna e externa do disco, resultando em regiões onde o disco é mais espesso, intercaladas por regiões de menor espessura. Esta variação na espessura do disco dá origem à sigla *DTV* (do inglês, *disc thickness variation*). A variação na espessura do disco acarreta, durante a frenagem, uma flutuação do torque gerado pelo freio (conhecida por *brake torque variation*, ou *BTV*) e, da mesma forma, uma flutuação na pressão do sistema hidráulico (por vezes citada como *BPV* ou *brake pressure variation*). Como consequência, surgem vibrações que podem ser sentidas no volante, no pedal de freio e, caso o veículo apresente ressonâncias na mesma frequência do fenômeno, vibrações no assoalho também podem ser percebidas.

Impedir o aparecimento do *DTV* é fundamental para que o *judder* seja evitado, e a validação de sistemas de freio inclui ensaios que monitoram o desenvolvimento do *DTV* ao longo de extensas rodagens com o carro ou simulações em dinamômetro. Para a verificação do nível de *DTV* são normalmente utilizados sensores capacitivos, que apresentam resolução inferiores a 1 μm e que, em etapas específicas de um ensaio, fazem uma varredura das pistas do disco para determinar a sua variação de espessura. Todavia, o ato de montar e desmontar os sensores para inspeções periódicas de um veículo, ou então a vibração proveniente de motores e presente em um dinamômetro, são exemplos de fonte de erro na medição do *DTV*.

Por outro lado, um ensaio de freio em dinamômetro realiza, em todas as frenagens, a medição do torque e da pressão aplicada ao sistema de freios. Considerando que o grau de *DTV* apresentado pelo disco esteja associado às oscilações percebidas no torque e na pressão hidráulica do freio, o monitoramento destas variáveis pode ser uma maneira prática de verificar o desenvolvimento do *DTV* ao longo de um ensaio.

O presente trabalho tem por objetivo analisar diferentes níveis de *DTV* em discos de freio em um automóvel modelo Ford Focus, a fim de determinar o comportamento das vibrações neste carro e o limite a partir do qual o *DTV* se torna crítico para o conforto do condutor. Além disto, são propostas simulações destas mesmas condições em um dinamômetro de ensaios, de onde se pretende verificar a existência de correlação entre o *DTV* do disco de freio e as flutuações resultantes no torque de frenagem e a pressão hidráulica do sistema.

A dissertação encontra-se organizada da seguinte forma:

No capítulo 2 é feita uma revisão dos assuntos que serão estudados. No item 2.1 o sistema de freio a disco veicular é descrito. O item 2.2 discorre sobre influência do *DTV* em

vibrações do tipo *judder* em sistemas de freio, sua origem e consequências. Já no item 2.3, normas para avaliação da percepção e conforto humano quando sujeito a vibrações são examinadas.

No capítulo 3 está apresentada a metodologia aplicada na experimentação. O procedimento de medição do *DTV* está descrito no item 3.1. Os itens 3.2 e 3.3 tratam da preparação de amostras de discos e de pastilhas de freio para testes. A instrumentação do veículo é abordada no item 3.4, e os procedimentos de ensaio em veículo e em dinamômetro são descritos nos itens 3.5 e 3.6.

No capítulo 4 é feita a análise dos dados obtidos experimentalmente. O item 4.1 expõe as análises sobre os dados obtidos dos ensaios em veículo, enquanto que no item 4.2 a análise se concentra sobre os dados de testes em dinamômetro. Em ambos os itens são apresentados estudos de correlação entre *DTV*, *BTV* e *BPV*.

Por fim, as conclusões dos estudos são apresentadas no capítulo 5, e no capítulo 6 são enumeradas sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. SISTEMA DE FREIO A DISCO

Qualquer sistema de freio que equipa veículos automotores é responsável por três funções básicas: desacelerar o veículo (incluindo o caso de uma parada completa), controlar a velocidade do veículo quando em descidas (considerando também as situações em que se deseja manter uma velocidade constante, em descidas) e manter o veículo parado em aclives ou declives. Para realizar tais funções, a grande maioria dos veículos produzidos atualmente contam com sistemas de freio que utilizam a fricção de dois materiais como princípio para transformar a energia cinética do veículo em energia térmica, e então dissipá-la no ambiente.

Os sistemas de freio a disco são enquadrados na categoria de freios por fricção. Seu desenvolvimento teve início no final do século 19, sendo que o primeiro sistema de freio a disco com cavalete foi patenteado em 1902, na Inglaterra, por Frederick William Lanchester. Entretanto, a utilização de freios a disco em maior escala só teve início a partir de meados do século 20, tomando o lugar de freios a tambor devido ao melhor desempenho de frenagem e maior estabilidade do torque gerado quando em altas temperaturas (Wikipedia, 2008). Estas características tornaram o freio a disco mais popular, sendo que este tipo de sistema está presente em praticamente todos os veículos de passageiros, dividindo espaço com freios a tambor, que por sua vez ainda podem ser encontrados no eixo traseiro de automóveis por serem sistemas de mais baixo custo.

O funcionamento do freio a disco ocorre através da fricção de duas pastilhas de freio contra as faces interna e externa do disco (pistas planas e paralelas), produzindo o torque necessário para desacelerar o veículo. O freio normalmente encontra-se montado nas extremidades de cada eixo do veículo, junto às rodas. O disco de freio é montado solidário ao eixo e acompanha a sua rotação. As pastilhas ficam alojadas dentro de um cavalete (ou *cáliber*) que, por sua vez, encontra-se fixado ao montante, peça componente da suspensão. A Figura 2.1.1 apresenta os principais componentes de um sistema de freio a disco convencional.

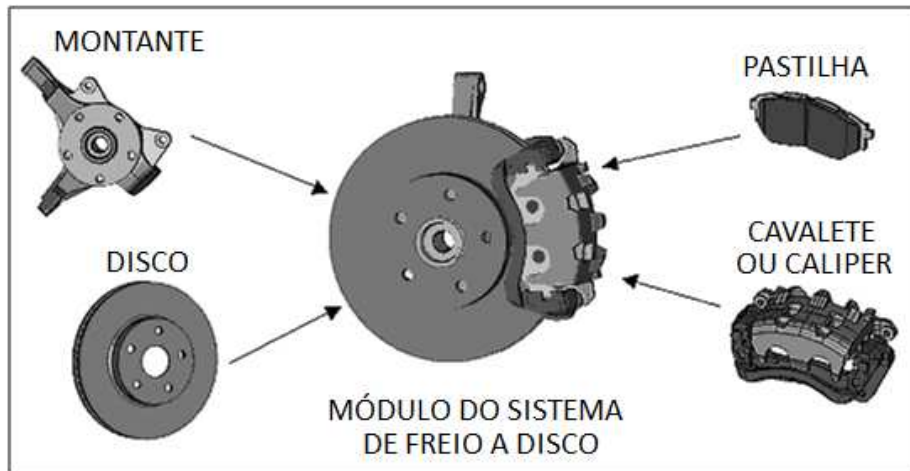


Figura 2.1.1 – Módulo do sistema de freio a disco: montante e cubo de roda, disco, pastilha de freio e cavalete (*caliper*).

Veículos leves, em geral, têm o acionamento dos freios através de um fluido hidráulico. Quando acionado o pedal do freio o êmbolo do cilindro mestre atua sobre o fluido de freio. Este fluido é deslocado, percorrendo um circuito hidráulico que segue até o cavalete, conforme exemplifica a Figura 2.1.2. No cavalete, a pressão exercida pelo fluido desloca um pistão que força as pastilhas contra o disco, gerando o atrito. Ao ser liberado o pedal, a pressão sobre o pistão cessa e, pela atuação de um anel de vedação, o pistão retorna à sua posição inicial, trazendo consigo a pastilha e permitindo que o disco volte a girar livremente. O sistema de acionamento do freio pode ser servo-assistido (*booster*) onde, com o auxílio de vácuo gerado pelo motor do veículo, o motorista exerce menor esforço sobre o pedal para produzir a mesma desaceleração.

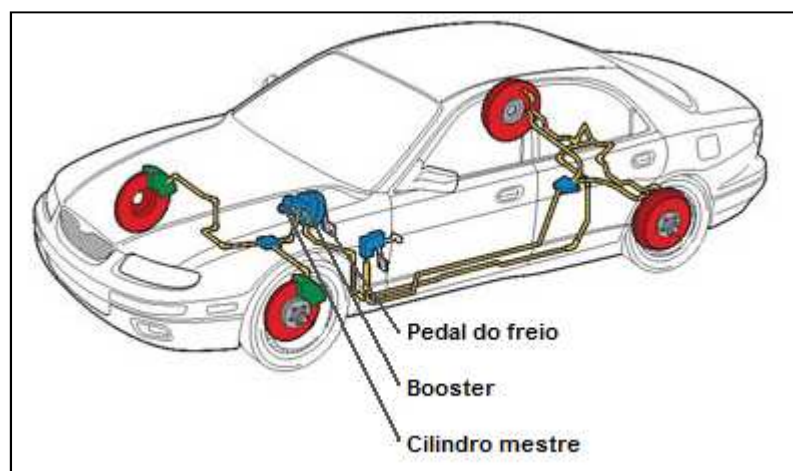


Figura 2.1.2 – Exemplo de sistema hidráulico de freio automotivo.

Inúmeras configurações de freios a disco podem ser encontradas, sendo que alguns exemplos estão apresentados na Figura 2.1.3. Os discos, normalmente produzidos em ferro fundido, podem ser maciços ou ventilados (com aletas entre as pistas interna e externa que permitem um resfriamento mais rápido), podem ter furações nas pistas para permitir a saída de gases gerados no aquecimento do material de fricção ou ainda ranhuras ao longo das pistas, para realizar esta mesma função.



Figura 2.1.3 – Exemplos de diferentes configurações de discos de freios.

As pastilhas de freio são compostas basicamente por uma chapa metálica (também denominada plaqueta), sobre a qual se fixa o material de fricção. Possuem variações em seu formato, específicas para montagem em cada cavalete. Da mesma forma, podem contar com diferentes acessórios como indicadores de desgaste, molas de montagem, chapas anti-ruído, entre outros. Entretanto, as variações mais relevantes entre pastilhas estão relacionadas ao material de atrito utilizado. O material de atrito é um composto particulado de matriz polimérica, composto por fibras curtas, atritantes, lubrificantes e cargas. É um composto que, em sua grande maioria, utiliza a resina fenólica como matriz. Tem como funções principais: atritar contra as pistas do disco, resistir aos esforços e altas temperaturas de frenagem, fornecer um coeficiente de atrito e durabilidade compatíveis com o sistema de freio e o veículo do qual faz parte.

Da mesma forma, os cavaletes de freio possuem diferentes configurações. Uma diferença significativa é o número de pistões utilizados em cada *cáliper*, sendo necessário no mínimo um pistão. Também podem ser classificados como de *cáliper* fixo ou flutuante, conforme descrito a seguir.

O *cáliper* fixo possui no mínimo dois pistões em seu arranjo, sendo um para o acionamento da pastilha interna e outro para a externa, mas existem configurações com mais do que um pistão por pastilha. Nele, a carcaça encontra-se fixa à suspensão do automóvel, sendo

que somente pistões e pastilhas se deslocam ao encontro do disco. O *cáliper* fixo, quando comparado ao flutuante, promove um desgaste mais equilibrado entre as pastilhas internas e externas e possui menor número de componentes em sua montagem. A Figura 2.1.4 mostra uma configuração de *cáliper* fixo de 4 pistões.



Figura 2.1.4 – Exemplo de *cáliper* fixo com 4 pistões.

O *cáliper* flutuante pode ter um pistão somente, utilizado normalmente para atuar sobre a pastilha interna. Parte da carcaça é fixa à suspensão, porém a parte que envolve a pastilha externa (também chamada de punho) pode deslizar em relação à parte fixa. Desta forma, a pressão hidráulica sobre o pistão desloca a pastilha interna ao encontro do disco e, ao mesmo tempo, atua sobre o punho, que desliza em sentido contrário e traz consigo a pastilha externa. Se comparado ao *cáliper* fixo, o flutuante tem a vantagem de ser mais compacto, mais leve e mais fácil de montar, uma vez que possui pistões somente de um dos lados. Por este motivo, também apresenta menos pontos potenciais para vazamentos de fluido de freio. Na Figura 2.1.5 está apresentado um sistema de *cáliper* flutuante de 1 pistão, com as pastilhas posicionadas.



Figura 2.1.5 – Exemplo de *cáliper* flutuante de pistão único.

“A maior desvantagem do freio a disco com *cáliber* flutuante é o potencial de ocorrência de torque residual devido ao retorno insuficiente das pastilhas, uma vez que o anel de vedação de somente um pistão deve promover o retorno de ambas as pastilhas”, (Limpert, 1999). Além do torque residual, este leve contato das pastilhas com o disco pode reduzir a durabilidade das pastilhas e promover desgaste desigual do disco de freio.

O torque produzido pelo freio é transmitido para as rodas e pneus, e o esforço gerado entre pneu e solo desacelera o automóvel. Esta relação entre o torque no freio e no contato pneu-solo define o fator de freio como sendo (Limpert, 1999):

$$C^* = \frac{(M_{veiculo}/2) \cdot (a - a_0) \cdot R_{din} \cdot \%}{A_p \cdot (p - p_0) \cdot R_{ef}} = 2 \cdot \mu \quad (2.1.1)$$

onde $M_{veiculo}$ é a massa do veículo [kg]; a é a aceleração (ou desaceleração) produzida ao frear [m/s^2]; a_0 é a desaceleração produzida pelo arrasto aerodinâmico [m/s^2]; R_{din} é o raio dinâmico do pneu [mm]; % corresponde à participação do freio dianteiro em relação ao traseiro [%]; A_p é a área do pistão do cavalete [m^2]; p é a pressão hidráulica aplicada [Pa]; p_0 é a pressão pré-operativa do freio ou a pressão necessária para iniciar o contato entre pastilha e disco [Pa]; R_{ef} é o raio efetivo do freio [mm]; e μ é o coeficiente de atrito entre pastilha e disco de freio [adimensional].

Esta equação é normalmente aplicada considerando-se valores médios de pressão e desaceleração. Eventuais flutuações nestas variáveis não são consideradas, assim como a oscilação do torque do freio decorrente da variação do coeficiente de atrito em função de sua sensibilidade ao aumento de temperatura no decorrer de uma frenagem.

De maneira semelhante, o esforço de desaceleração do veículo produzido na interface pneu-solo pode ser calculado para cada um dos freios através da equação (Limpert, 1999):

$$F_x = (p - p_0) \cdot A_p \cdot \eta_p \cdot C^* \cdot \left(\frac{R_{ef}}{R_{din}} \right) \quad (2.1.2)$$

onde F_x é a força gerada entre pneu-solo [N]; e η_p é a eficiência de aplicação de pressão pelo pistão do cavalete (em geral próximo a 100%).

2.2. VIBRAÇÃO DO TIPO *JUDDER* EM FREIOS A DISCO, *DTV*, *BTV* e *BPV*

Judder (ou *shudder*) é o nome dado a um tipo específico de vibração que pode ocorrer em veículos. A palavra *judder* vem do inglês e pode ser traduzida como “vibração violenta” (Cambridge Advanced Learner's Dictionary). O *judder* pode se originar em diferentes sistemas do veículo, como no caso de freios a disco ou a tambor, transmissões (embreagem ou semi-eixos), entre outros, e provocar vibrações ou asperezas sensíveis aos ocupantes do veículo e passíveis de reclamação.

No caso de sistemas de freio a disco, a vibração tem origem em divergências dimensionais do disco, como a falta de paralelismo entre as pistas de atrito interna e externa, o que resulta na não-uniformidade da espessura do disco ao longo de sua circunferência. Esta variação na espessura do disco é conhecida como *DTV – Disc Thickness Variation*. Quando da aplicação do freio, as pastilhas comprimem o disco produzindo atrito e o torque necessário para desacelerar o veículo. Entretanto, as regiões mais espessas do disco têm maior dificuldade de passar entre as pastilhas, enquanto que as regiões mais estreitas passam com maior facilidade. Este fenômeno, acontecendo sucessivamente com a rotação do disco, culmina em uma oscilação no torque gerado pelo freio (*BTV – Brake Torque Variation*), causando a vibração. Somado a isto, durante a aplicação do freio as pastilhas são forçadas a se movimentarem para acompanhar as oscilações das superfícies do disco, de forma que seu movimento contribui com a vibração mecânica e introduz flutuações na pressão do sistema hidráulico (*BPV – Brake Pressure Variation*).

A vibração tipo *judder* é, portanto, decorrente de uma excitação mecânica forçada e é classificada como um fenômeno de baixa frequência. Em geral, não tem por característica a excitação de frequências naturais, mas caso o veículo apresente ressonâncias em baixas frequências estas podem ser excitadas pelo *judder*, amplificando a vibração. Em sistemas de freio, segundo Dante e Navire (2005), o *judder* pode chegar a 500 Hz, mas normalmente ocorre abaixo de 100 Hz ou em frequências ainda mais baixas, da ordem de 10 a 20 Hz. A maior parte dos autores, porém, descrevem como mais significativas as vibrações de primeira e segunda ordem, até 50 Hz (Eggleston, 1999; Schumann, 2006; Okamura et al., 2005). Portanto, apesar de seu efeito poder ser detectado pelo usuário do veículo, somente em frequências mais altas resulta em vibrações audíveis.

De fato, como *judder* ocorre em sincronia com a rotação da roda, sua frequência é proporcional a esta rotação. Será máxima quando o veículo estiver em alta velocidade e o acionamento do freio for iniciado, e diminuirá gradualmente à medida que o veículo desacelera durante a frenagem (Pompon, 1997). Se o disco de freio possuir apenas uma região de maior

espessura, o fenômeno é dito de primeira ordem, ou seja, ocorre uma vez por revolução. Todavia, normalmente existem duas regiões de maior espessura, intercaladas por duas regiões de menor espessura, dando origem a vibrações de segunda ordem. Alguns autores citam a ocorrência de *judder* em ordens maiores, podendo atingir até a vigésima ordem (Eggleston, 2000). Nestes casos, porém, a origem do *DTV* estaria mais relacionada a distorções térmicas do disco por problemas de projeto ou uso indevido.

Considere um veículo se deslocando a 130 km/h e cujo raio de rolamento do pneu seja de 300 mm. Considere ainda que os freios deste veículo apresentem problema de *judder* em segunda ordem e que sejam exigidos nesta velocidade. Nesta situação, a frequência inicial da vibração será de aproximadamente 38 Hz, e decairá progressivamente até zero à medida que o veículo desacelerar para uma parada completa.

A condição de segunda ordem é mais comum de ser encontrada, pois pode ser decorrente do desgaste desigual do disco causado por um erro de montagem. Por exemplo, se o disco for montado de forma que não fique paralelo ao cubo de roda (erro de batimento), a face interna do disco terá contato com a pastilha interna e, após um giro de 180°, a face externa do disco terá contato com a pastilha externa. Estes pontos de contato poderão existir mesmo quando o freio não é aplicado, gerando um desgaste maior do disco nestas áreas e culminando em *DTV* de segunda ordem.

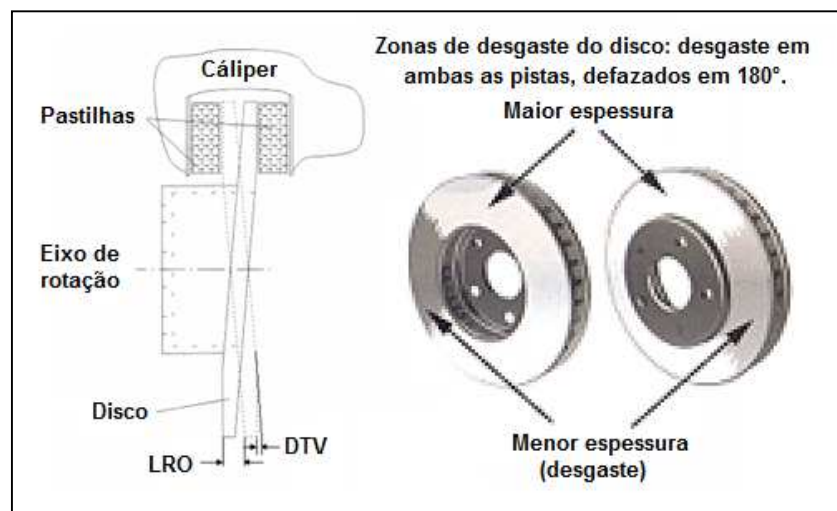


Figura 2.2.1 – Magnificação do erro de perpendicularidade do disco e consequente geração de batimento e *DTV*.

O efeito do *judder* pode ser percebido de diferentes formas. A Figura 2.2.2 exemplifica como a vibração é transmitida dos freios através das barras e coluna de direção, chegando até o volante e por fim ao motorista. Outro caminho ocorre através da flutuação da pressão do fluido

hidráulico do freio, refletindo na vibração do pedal de freio, como apresentado na Figura 2.2.3. Com menor intensidade, a vibração pode ser transmitida pela suspensão e chassis do veículo até o assoalho, de forma que pode ser sentida não somente pelo condutor, mas também pelos passageiros do veículo. Esta condição pode ser agravada caso a frequência de vibração do *judder* seja coincidente com alguma ressonância do chassis ou carroceria. Quando ocorre em frequências mais baixas, o movimento de oscilação do volante pode ser detectado inclusive visualmente, uma vez que vibrações de mais baixa frequência normalmente produzem descolamentos maiores. Em frequências mais altas, o *judder* pode resultar em ruído.

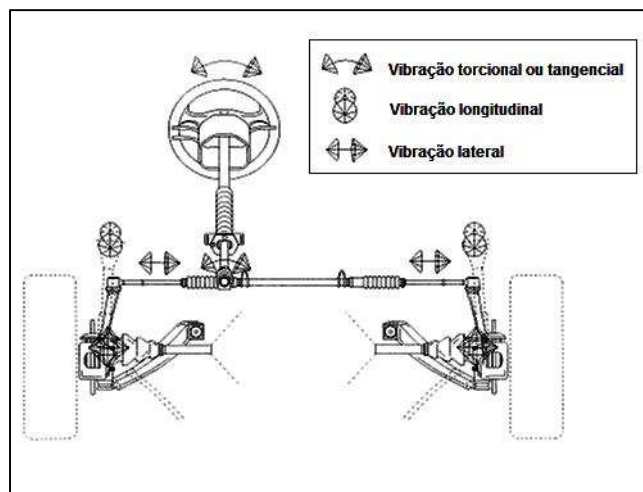


Figura 2.2.2 – Vibração transmitida pelas barras e colunas de direção ao volante

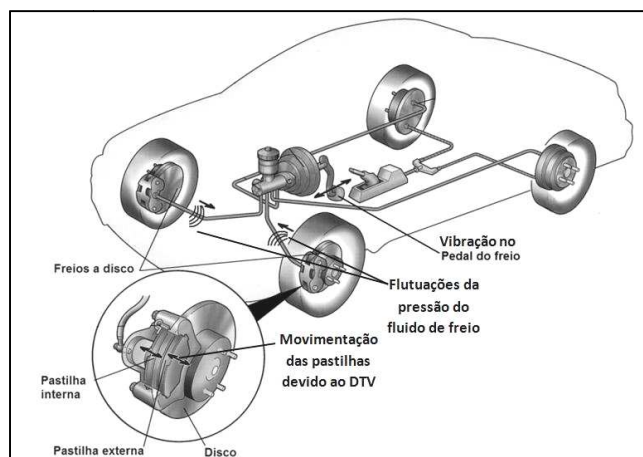


Figura 2.2.3 – Vibração transmitida pela flutuação de pressão do fluido de freio

Os diversos trabalhos pesquisados sugerem valores-limite para o *DTV* a partir dos quais a vibração passaria a ser percebida no veículo. Em geral, a maioria considera que um *DTV* entre 25 e 30 μm seja o suficiente para originar vibrações inaceitáveis (Pompon, 1997; Eggleston, 1999; Liu e Pfeifer, 2007), uma vez a maior parte dos veículos que retornam à concessionária por

reclamações de *judder* de freio apresentam discos com *DTV* nestes níveis. Eggleston (1999) destaca que não existe um critério definitivo para o valor mínimo de *DTV* capaz de gerar o *judder*, uma vez que cada modelo de veículo possui particular sensibilidade ao fenômeno. Entretanto, cita estudos onde um *DTV* da ordem de 10 μm já seria o suficiente para tal. Liu e Pfeifer (2007) descrevem que um *DTV* entre 15 e 20 μm já seria o suficiente para provocar um *BTV* em torno de 50 Nm e assim nuclear o problema.

Existe uma relação de causa e efeito entre a existência de *DTV* e a ocorrência de *judder*; contudo, inúmeras podem ser os agentes para a geração de *DTV* (Dante e Navire, 2005). O *DTV* é afetado por tolerâncias de projeto do disco, alto batimento do disco em sua manufatura, distorções térmicas do disco, formação de filme do material de atrito sobre o disco, entre outras. Além disto, estes problemas podem ocorrer isoladamente ou em conjunto, e um mesmo modelo de veículo pode apresentar hora uma causa raiz, hora outra, o que torna bastante difícil a identificação precisa e uma solução sistemática para o *judder*. A Figura 2.2.4 a seguir apresenta muitos dos possíveis contribuintes para a ocorrência de *judder* em sistemas de freio:

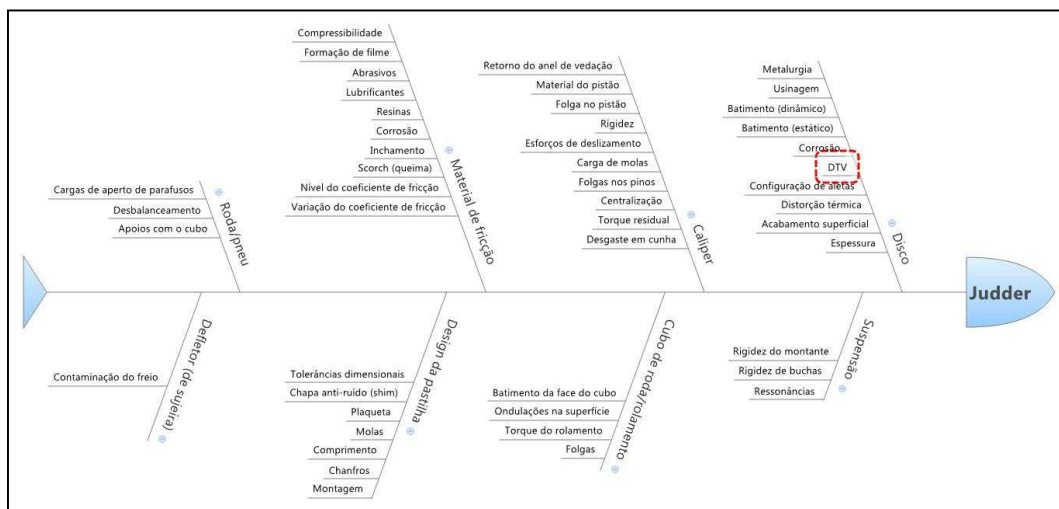


Figura 2.2.4 – Diagrama “espinha de peixe”: possíveis causadores de *judder* de freio.

O mecanismo que origina o *judder* de freios permite classificá-lo em, pelo menos, três categorias: *judder* frio (*cold judder*), *judder* quente (*thermal judder* ou *hot judder*) e *judder* químico (*chemical judder*). O primeiro abrange as ocorrências de *judder* onde o *DTV* tem origem de um desgaste desigual do disco provocado durante a utilização do veículo, mas em rodagens onde se faz pouco uso do freio, como em auto-estradas. Nestas condições o sistema de freio não recebe significativa carga térmica e, portanto, a causa raiz do *DTV* estaria relacionada principalmente a divergências dimensionais do disco ou de outros componentes do sistema de freio, ou ainda a problemas de montagem. A segunda classificação engloba os casos onde o disco

de freio sofre pelo efeito da temperatura. Aquecimento desigual do disco pode provocar distorções térmicas ou mudança da microestrutura do ferro fundido, levando à formação de pontos duros (hot spots) e mais resistentes ao desgaste. O próprio projeto dimensional do disco pode torná-lo mais ou menos suscetível a deformações térmicas. Por fim, o terceiro mecanismo está relacionado a processos químicos, como a formação de um filme desigual sobre as pistas do disco à partir da transferência de material de atrito ou então efeitos relacionados à corrosão. Os três mecanismos serão discutidos mais profundamente a seguir.

2.2.1. Judder Frio (Cold Judder)

Nesta modalidade de *judder*, a geração do *DTV* tem origem em alguma inadequação do sistema de freio, seja de fabricação de um ou mais componentes ou de montagem do conjunto, que permita o intermitente contato entre o disco e a pastilha de freio quando o sistema não está acionado (condição *off-brake*), gerando o desgaste desigual. Ou seja, o sistema de freio conforme montado no veículo permite que as pistas de atrito do disco não estejam perfeitamente perpendiculares ao eixo de rotação, dando origem a um batimento lateral nestas superfícies (*LRO* – *lateral runnout*), conforme exemplificado na Figura 2.2.1.

No caso do *cold judder*, o batimento lateral da superfície do disco sendo superior ao espaçamento entre disco e pastilha quando rodando com os freios não-aplicados é a condição que pode levar ao desenvolvimento e crescimento do *DTV* (Breuer e Bill, 2008). A aplicação dos freios no momento da frenagem tem menor contribuição para a geração do *DTV* e, em alguns casos, pode ter o efeito corretivo, ou seja, reduzir o *DTV* do disco. A Figura 2.2.5 apresenta sucessivas medições do *DTV* do disco no decorrer de um ensaio, onde etapas com e sem a aplicação dos freios são intercaladas. Pode-se observar um incremento do *DTV* na condição *off-brake* e uma redução do *DTV* (ou correção do disco) nas etapas com frenagens.

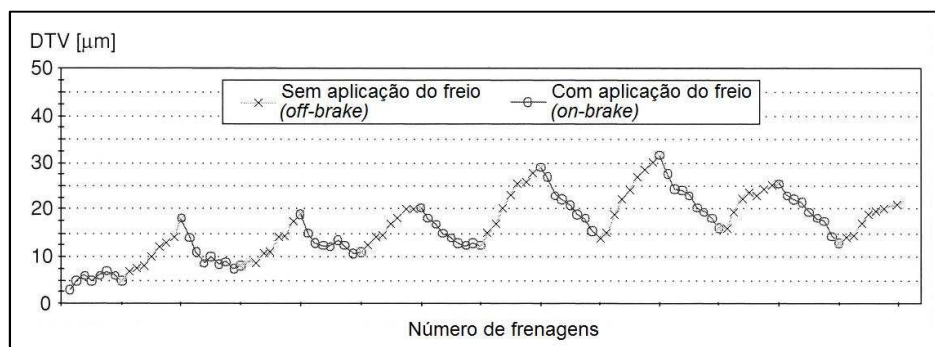


Figura 2.2.5 – Avaliação da progressão do *DTV* em teste de bancada.

Conforme Schumann (2006), este modelo de geração de *DTV* é proposto por Engel (1998). O estudo de Schumann é exposto a seguir, onde o modelo de Engel é analisado em diferentes situações de desgaste de disco.

- Desgaste igual e uniforme em ambas as pistas do disco de freio

Nesta situação, Schumann (2006) considera que o desgaste ocorra paralelo ao plano de rotação do disco, em uma taxa de 6,5 μm para cada 1000 km rodados. À medida que o desgaste se desenvolve, o disco atinge um *DTV* máximo após 7700 km rodados, ponto a partir do qual o *DTV* passa a diminuir. Somente *DTV* em 2ª ordem é observado. O batimento do disco nas superfícies interna e externa decresce progressivamente e em igual proporção. Após aproximadamente 15000 km rodados o disco esta livre de *DTV* e batimento.

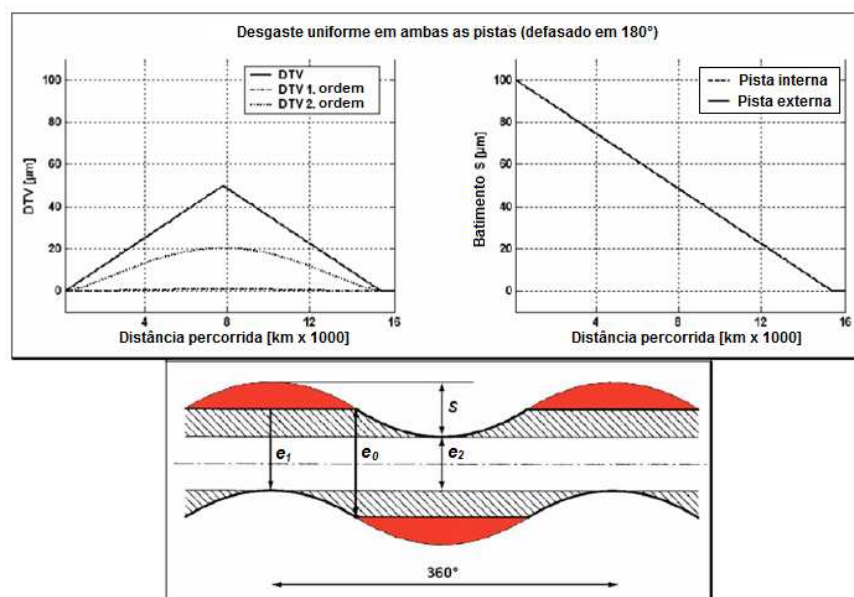


Figura 2.2.6 – Desenvolvimento do *DTV* por desgaste uniforme de ambas as pistas do disco de freio.

Onde:

S = batimento inicial [μm];

e_0 = espessura inicial do disco [mm];

e_1 = espessura à medida que o desgaste se desenvolve [mm];

e_2 = espessura final do disco [mm].

- Desgaste uniforme em ambas as pistas, mas em diferentes taxas de desgaste

Neste caso, o desgaste das pistas do disco ocorre paralelo ao plano de rotação, porém o desgaste na pista interna ocorre em uma taxa três vezes menor que na pista externa. O *DTV* atinge seu valor máximo após 11500 km rodados, sendo que o *DTV* de 1ª ordem é máximo após 15000 km enquanto que o de 2ª ordem é máximo muito antes, em torno de 9000 km. Após 15000 km o desgaste da pista externa eliminou o batimento desta e, portanto, apenas o *DTV* em primeira ordem permanece, correspondente à pista externa.

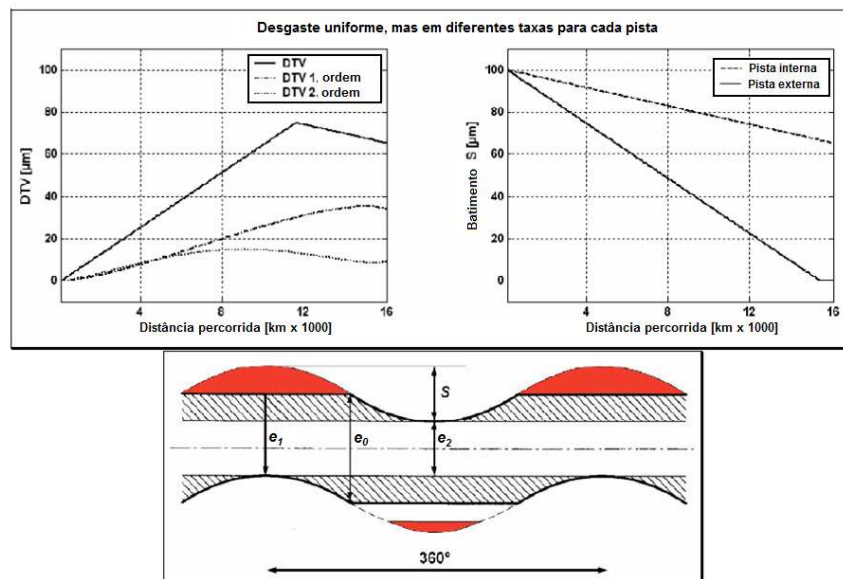


Figura 2.2.7 – Desenvolvimento do *DTV* para diferentes taxas de desgaste entre as pistas interna e externa do disco de freio.

- Desgaste em apenas uma das pistas

Nesta circunstância, o desgaste de uma das pistas se procede enquanto a outra permanece inalterada. Uma vez que o batimento de uma das faces é completamente eliminado, o batimento da face oposta será igual ao *DTV* do disco, que permanece sem decrescer. O *DTV* de primeira ordem é dominante, e alcança amplitudes maiores que nos casos anteriores, de forma que esta pode ser considerada a pior situação.

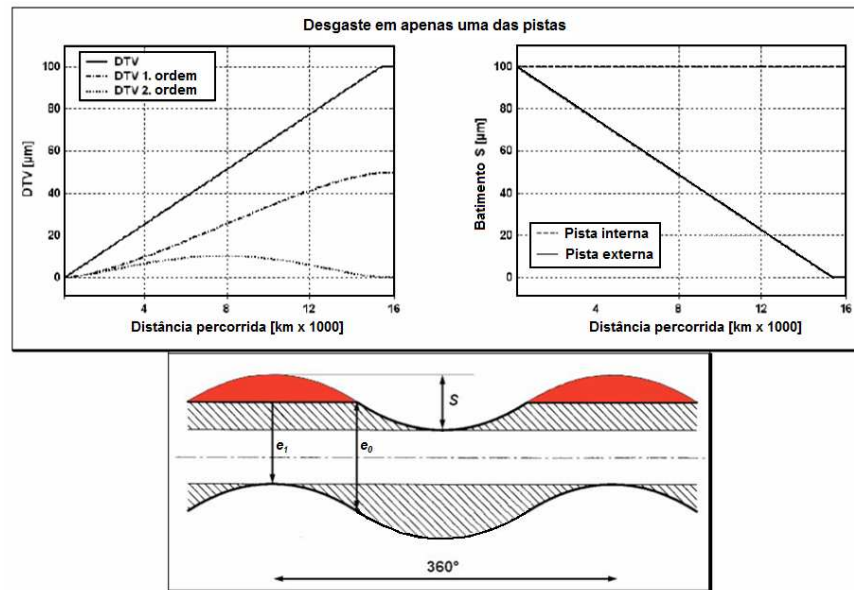


Figura 2.2.8 – Desenvolvimento do *DTV* pelo desgaste em apenas umas das pistas do disco de freio.

- Desgaste do disco sem a geração de *DTV*

Existe a possibilidade de desgaste do batimento das pistas do disco sem que se desenvolva o *DTV*. Porém, neste caso particular, o desgaste não é considerado como ocorrendo paralelo ao plano de rotação do disco.

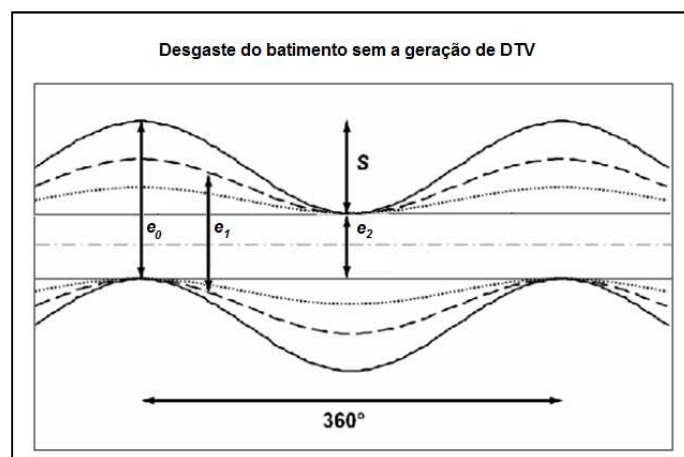


Figura 2.2.9 – Desgaste do disco sem a geração de *DTV*.

2.2.2. Judder Quente (*Thermal* ou *Hot Judder*)

Uma das funções do disco de freio é a dissipação do calor gerado durante as frenagens do veículo. Em função dos veículos modernos atingirem velocidades mais altas, existe a

necessidade de dissipar ainda mais calor através dos freios. Um contraponto a isto é a crescente demanda por veículos mais leves, o que leva os fabricantes a diminuírem a massa dos discos, diminuindo também sua capacidade de dissipação térmica. Existe, portanto, a necessidade de otimização do projeto do disco considerando sua massa, resistência estrutural e capacidade de dissipação de calor.

Ao contrário do caso de *judder* frio, onde o *DTV* do disco é gerado mesmo sem a aplicação do freio, no *judder* quente o *DTV* é provocado devido à grande energia térmica entregue ao disco em frenagens mais fortes. Como a frenagem do veículo é um evento de curta duração, não há tempo suficiente para que o disco seja aquecido uniformemente, de forma que a temperatura da superfície das pistas é consideravelmente maior que a temperatura média do volume (Yevtushenko e Ivanyk, 1995). A rápida elevação da temperatura do disco pode provocar efeitos não desejados, como o aquecimento desigual do disco ao longo de sua circunferência (pontos quentes ou *hot spots*), induzindo deformações térmicas (Fieldhouse e Beveridge, 2001) ou a mudança da microestrutura do ferro fundido (Eggleston, 2000).

No caso de ocorrência de deformações térmicas, o disco pode assumir diferentes formas. As mais comumente encontradas são o empenamento das pistas do disco em forma de cone ou então formando ondulações e, em consequência, um erro de batimento de superfície. A partir deste ponto, o *DTV* se desenvolve da mesma maneira que no caso frio, através do desgaste do batimento das pistas.

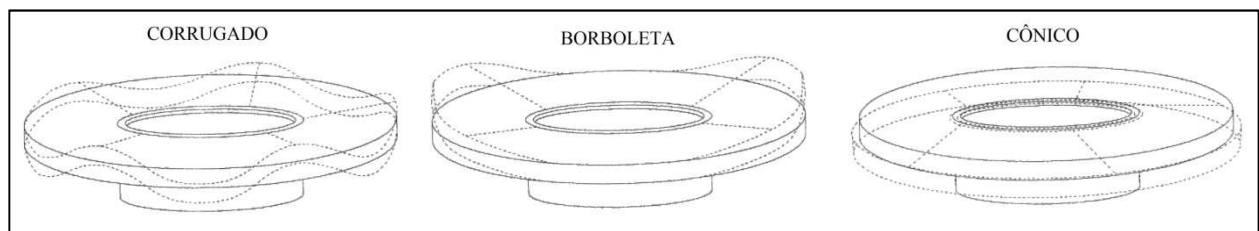


Figura 2.2.10 – Exemplos de deformações térmicas do disco.

Frenagens fortes e repetidas com o automóvel podem facilmente elevar a temperatura dos discos de freio a 800°C ou mais. Conforme observado anteriormente, a temperatura do disco não é uniforme e, portanto, determinadas regiões estão sujeitas a aquecer mais que outras. Caso estas altas temperaturas sejam alcançadas, regiões isoladas do disco de freio podem sofrer mudanças em sua microestrutura, com a formação de cementita ou até martensita (Eggleston, 2000; Panier et al., 2003; Ripley e Kirstein, 2006). Estes tipos de microestruturas se caracterizam por apresentarem maior dureza e maior resistência ao desgaste do que a estrutura de ferro fundido

lamelar, comum dos discos de freio. Portanto, uma vez que estas regiões passam a sofrer desgaste em taxas menores que o restante do disco, o desenvolvimento do *DTV* se procede.

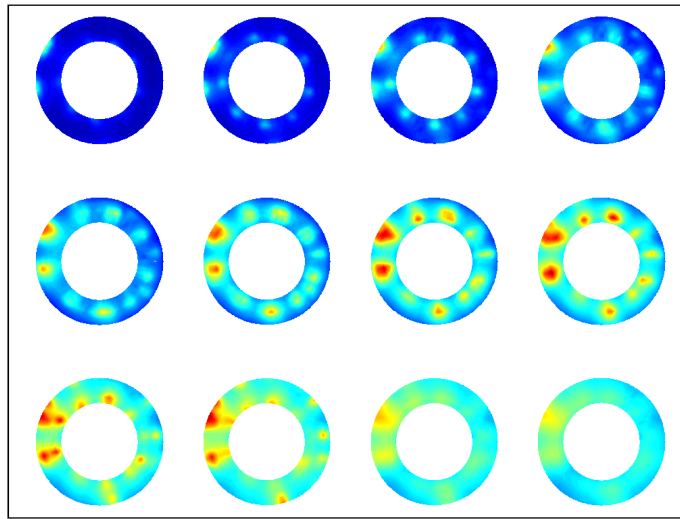


Figura 2.2.11 – Exemplo da evolução da temperatura do disco no decorrer de uma frenagem, e aparecimento de pontos quentes (*hot spots*).



Figura 2.2.12 – Disco apresentando pontos de endurecimento devido à mudança da microestrutura do ferro fundido.

Um estudo em relação ao projeto do disco foi desenvolvido por Kubota et al. (2000), buscando a otimização do design quanto à redução de massa, comportamento térmico e vibratório. Segundo este autor, a deformação do disco em forma de cone ocorre à medida que o disco aquece, retornando à sua forma original conforme o mesmo resfria. Entretanto, a ocorrência deste fenômeno faz com que o espaçamento entre a pista interna do disco e a pastilha seja menor que o da pista externa, de forma que a primeira estará sujeita a um contato

intermitente com a pastilha mesmo na situação *off-brake*, acentuando o seu desgaste e gerando uma condição propícia à ocorrência do *DTV*.

Em sua análise, Kubota et al. (2000) sugerem alterações no projeto de discos ventilados visando reduzir a deformação térmica sofrida pelos mesmos. Entre as medidas propostas, podem-se citar:

- O aumento da profundidade do rasgo D_s (ver figura 2.2.13), que permite a maior expansão térmica do disco no sentido radial e, desta forma, reduz as deformações na direção normal à superfície das pistas;
- A redução do raio interno da pista interna do disco (R_{in}) reduz a temperatura do disco como um todo pelo aumento da capacidade térmica (aumento da massa), reduzindo as deformações térmicas;
- A redução da espessura da pista interna e o aumento da espessura da pista externa (T_{out}/T_{in}) apresenta os mesmos resultados das ações anteriores.

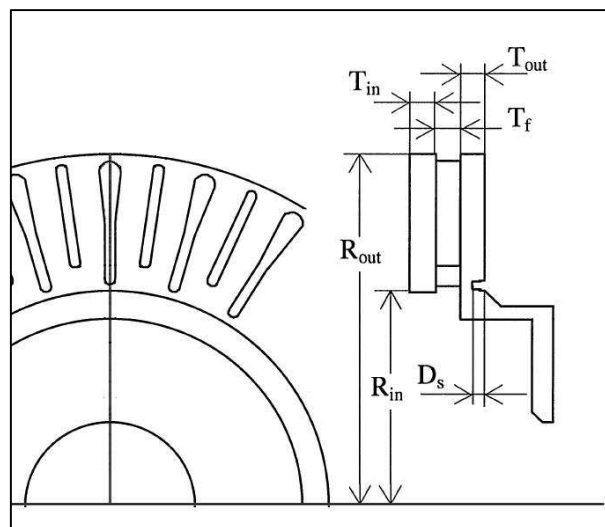


Figura 2.2.13 – Variáveis na otimização de projeto de disco de freio ventilado.

2.2.3. *Judder* Químico (*Chemical Judder*)

O *Judder* químico, como o nome já diz, ocorre quando as vibrações no freio são induzidas devido a alterações químicas sofridas pelas superfícies de atrito do disco. Estas alterações podem ser induzidas pelo material de atrito através de transferência de material (formação de filme sobre o disco) ou por corrosão (Okamura et al, 2005).

Muitas formulações de materiais de atrito utilizados em pastilhas de freio tem seu princípio de manutenção do coeficiente de atrito baseado na transferência de componentes de sua

composição para a superfície do disco, formando um filme sobre esta superfície. Entretanto, quando o freio é submetido a elevadas temperaturas (acima de 330°C) uma degradação do filme pode ocorrer, deixando regiões do disco descobertas. Como o coeficiente de atrito gerado entre disco e pastilha é dependente de características do filme, um filme não uniforme resulta em variações no coeficiente de atrito ao longo do disco. A consequência disto é uma oscilação do torque de frenagem (*BTV*) semelhante ao que ocorre quando o disco apresenta *DTV*.

Outra fonte para o *judder* químico é a susceptibilidade dos discos à corrosão. Quando o veículo é mantido parado por longos períodos de tempo, a superfície dos discos sofre corrosão, porém em menor intensidade na área sob as pastilhas. Num primeiro momento, a corrosão dos discos interfere no coeficiente de atrito do freio, causando *BTV*. Num segundo estágio, a corrosão da superfície pode culminar em variação de espessura do disco (*DTV*) mesmo após ter sido removida durante a utilização do veículo.

2.3. PERCEPÇÃO E CONFORTO DO SER HUMANO QUANDO SUJEITO A VIBRAÇÕES

Vibrações sempre estão presentes em veículos automotores. Elas são intrínsecas ao funcionamento do motor, do engrenamento da transmissão, ao trabalho da suspensão e dos mais diversos sistemas presentes no veículo, além da própria vibração inerente ao pavimento. Entretanto, por muitas vezes, estas vibrações se apresentam em amplitudes bastante baixas, tornando-se de difícil percepção. Para muitos condutores, certo nível de vibração pode ser imperceptível ou considerado normal, enquanto que para outros este mesmo nível pode ser considerado perturbador ou inaceitável. Além disto, vibrações ocorrendo em diferentes frequências são percebidas de forma diferente pelo ser humano.

Muitas pesquisas já foram desenvolvidas com o objetivo de melhor entender a percepção do ser humano em relação à vibração. Grande parte destes estudos serviu de base para a elaboração da norma ISO 2631, intitulada “Vibração mecânica e choque – Avaliação da exposição humana a vibrações de corpo-inteiro”, que foi criada no intuito de orientar o estudo da vibração quanto à percepção humana. Em sua última versão, de 1997, a norma busca definir métodos para quantificar as vibrações em três aspectos: conforto e saúde humana; probabilidade de percepção da vibração; e ocorrência de enjoo. A norma é aplicável para a caracterização de vibrações transmitidas para o corpo humano como um todo, seja através dos pés de uma pessoa que esteja em pé, através dos pés e das costas de uma pessoa sentada ou ainda através da área de suporte de uma pessoa deitada. Estes tipos de vibrações podem ocorrer em veículos, máquinas, edificações ou nos arredores de máquinas em trabalho.

A norma ISO 2631:1997 encontra-se dividida em cinco partes, cada uma com a sua aplicabilidade. A primeira parte da norma – Requisitos Gerais – descreve o escopo e a aplicabilidade da mesma, orienta as formas de instrumentação e avaliação da vibração medida e define séries de curvas de ponderação a serem utilizadas de acordo com cada caso em estudo. A aplicabilidade da norma abrange desde vibrações em frequências abaixo de 1 Hz até frequências da ordem de 100 Hz. Choques de extrema magnitude, como em acidentes com o veículo, não estão considerados.

Com relação à instrumentação para medição, a norma orienta para o posicionamento dos sensores na superfície que transmite a vibração ao corpo humano, mais especificamente entre esta superfície e a região do corpo que recebe a vibração. Entretanto, como esta instrumentação nem sempre é possível, a norma também prevê a utilização dos sensores até 100 mm distante do centro desta região, quando em se tratando de superfícies rígidas.

As curvas de ponderação descritas pela norma foram elaboradas conforme estudos da percepção humana considerando a pessoa em diferentes posturas: de pé, sentado ou deitado. Um

sistema de coordenadas basicêntrico, para a situação de postura sentada, está apresentado na figura 2.3.1, enquanto que a tabela 2.3.1 relaciona a curva de ponderação recomendada para as diferentes posturas consideradas pela norma.

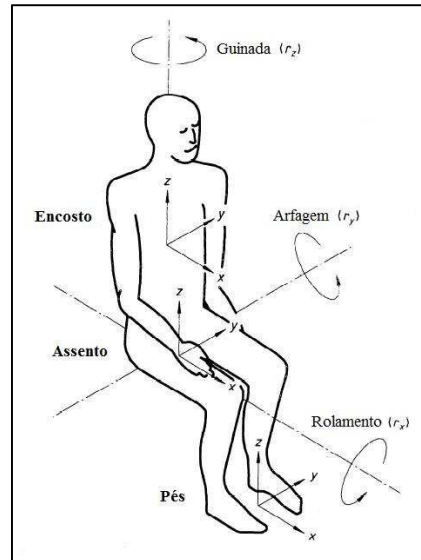


Figura 2.3.1 – Sistema de coordenadas basicêntrico para pessoa sentada (ISO 2631-1).

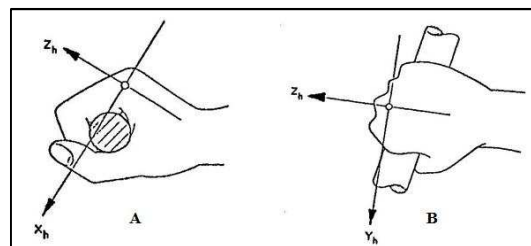


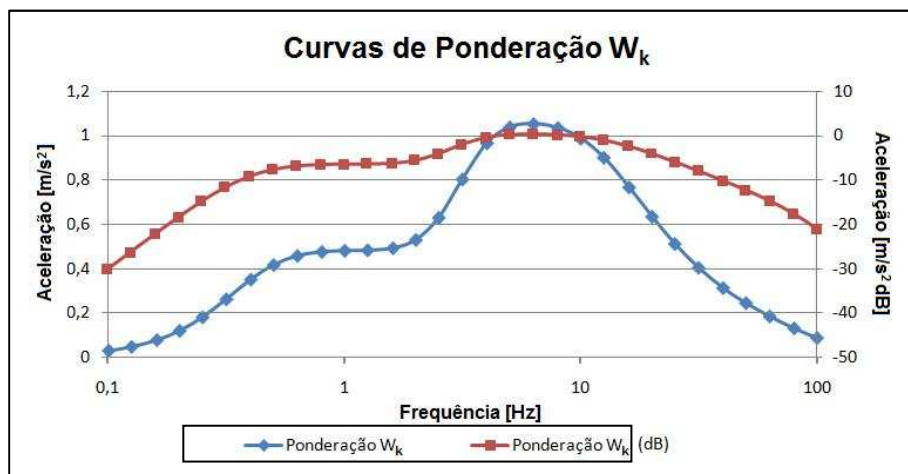
Figura 2.3.2 – Sistema de coordenadas basicêntrico para a mão (ISO 5349-1).

Tabela 2.3.1 – Curvas de ponderação para diferentes posturas (conforme ISO 2631-1).

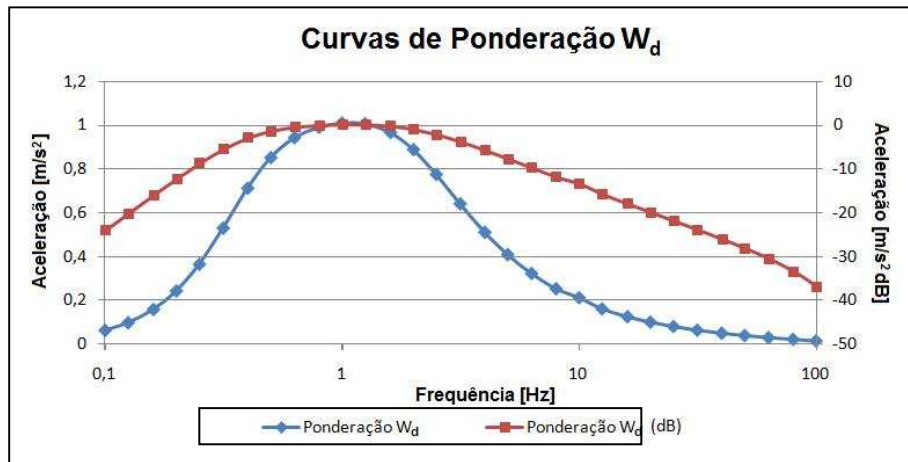
Curva de ponderação em frequência	Saúde	Conforto	Percepção	Enjoo
W_k	Eixo z, superfície do assento.	Eixo z, superfície do assento; Eixo z, em pé; Eixo vertical, postura deitada (exceto cabeça); Eixos x, y e z, para os pés (postura sentada).	Eixo z, superfície do assento; Eixo z, em pé; Eixo vertical, postura deitada (exceto cabeça).	–

W_d	Eixos x e y, superfície do assento;	Eixos x e y, superfície do assento; Eixos x e y, postura em pé; Eixo horizontal, postura deitada; Eixos y e z, encosto (postura sentada).	Eixos x e y, superfície do assento; Eixos x e y, postura em pé; Eixo horizontal, postura deitada.	–
W_f	–	–	–	Vertical
W_c	Eixo x, encosto (postura sentada).	Eixo x, encosto (postura sentada).	Eixo x, encosto (postura sentada).	–
W_e	–	Eixos r_x , r_y e r_z , superfície do assento.	Eixos r_x , r_y e r_z , superfície do assento.	–
W_j	–	Eixo vertical, postura deitada (cabeça).	Eixo vertical, postura deitada (cabeça).	–

Em se tratando de automóveis, motorista e passageiros são considerados na postura sentada. Assumindo-se esta postura, e que se deseja avaliar a vibração quanto a conforto e percepção, as curvas de ponderação W_k e W_d são as mais utilizadas, conforme a posição onde a vibração está sendo medida. As curvas de ponderação W_k e W_d estão apresentadas nos gráficos 2.3.3 e 2.3.4, respectivamente.



Figuras 2.3.3 – Curvas de ponderação para vibrações no corpo humano W_k (conforme ISO 2631-1).



Figuras 2.3.4 – Curvas de ponderação para vibrações no corpo humano W_d (conforme ISO 2631-1).

De forma semelhante ao encontrado na norma ISO 2631-1 para vibrações de corpo todo, existem normas específicas para orientar a análise de vibrações das quais mãos e braços estão sujeitos. A norma ISO 5349-1 estabelece um sistema de coordenadas basicêntrico a partir da mão, representado na figura 2.3.2. Somado a isto, para medições da vibração nestas regiões do corpo humano, uma escala de ponderação W_h é definida, conforme apresentada no gráfico 2.3.5 a seguir:

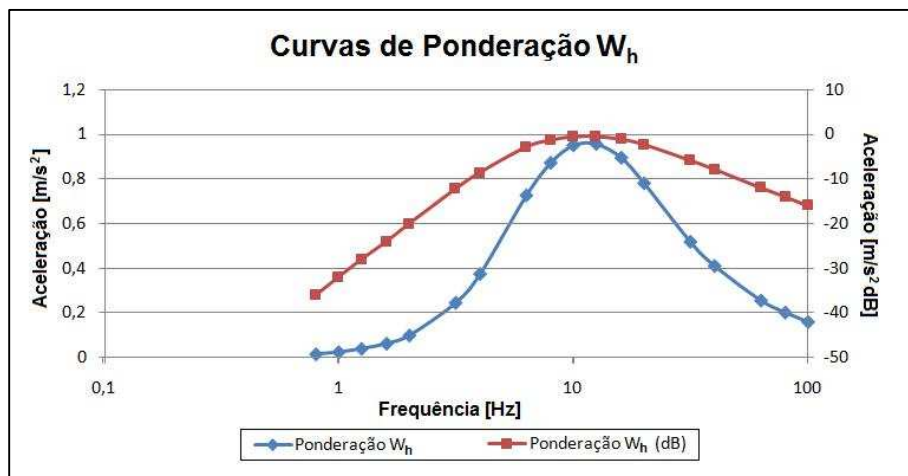


Figura 2.3.5 – Curvas de ponderação para vibrações nas mãos e braços (conforme ISO 5349-1).

A norma ISO 2631-1 não estabelece um limite para a magnitude de vibrações, quando em consideração a sua influência no conforto humano. A aceitação de um determinado nível de vibração é entendida como sendo dependente de muitos outros fatores além da vibração em si, como por exemplo, o tempo de duração de uma viagem, a temperatura, o ruído acústico e a

atividade que a pessoa desempenha (como leitura, escrita, alimentação, entre outros). Entretanto, a tabela 2.3.2, integrante do anexo C.2.3 da ISO 2631-1, apresenta valores indicativos para reações em diferentes magnitudes de vibração.

Tabela 2.3.2 – Magnitude de vibração e reação esperada (conforme ISO 2631-1).

Magnitude da vibração	Reação esperada
Inferior a 0,315 m/s ²	Não-desconfortável.
0,315 a 0,63 m/s ²	Um pouco desconfortável
0,5 a 1 m/s ²	Razoavelmente desconfortável
0,8 a 1,6 m/s ²	Desconfortável
1,25 a 2,5 m/s ²	Muito desconfortável
Superior a 2 m/s ²	Extremamente desconfortável

Com relação ao limite de percepção humana a vibração, a norma ISO 2631 cita que 50% das pessoas alertas são capazes de detectar vibrações com pico de magnitude em 0,015 m/s², ponderado conforme W_k . Existe, portanto, uma grande variação entre o limite de percepção de um indivíduo e outro, de forma que se pode considerar uma faixa para o limite de percepção humana entre as magnitudes de 0,01 e 0,02 m/s² (pico). Este limite tende a sofrer uma pequena diminuição com o aumento do tempo de exposição até 1 segundo, e continua a diminuir, porém em menor quantidade, para tempos de exposição maiores.

Ao contrario da norma ISO 2631-1, as magnitudes de vibrações para mãos e braços não estão classificadas na ISO 5349-1 quanto à reação do ser humano em relação à percepção e conforto. A inexistência deste parâmetro motivou o trabalho de Maeda e Shibata (2007), na definição de uma escala subjetiva para a classificação do nível de conforto para vibrações sentidas pela mão. A escala foi desenvolvida para ser utilizada a partir de valores de vibração medidos e ponderados conforme a ponderação W_h da ISO 5349-1.

Tabela 2.3.3 – Magnitude de vibração para mãos e braços e reação esperada (Maeda e Shibata, 2007).

Magnitude da vibração	Reação esperada
Inferior a 0,747 m/s ²	Não-desconfortável.
0,747 a 1,73 m/s ²	Um pouco desconfortável
1,73 a 3,06 m/s ²	Razoavelmente desconfortável
3,06 a 6,59 m/s ²	Desconfortável
Superior a 6,59 m/s ²	Muito desconfortável

3. METODOLOGIA

3.1. PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÃO DE *DTV*

Conforme abordado no Capítulo 2, item 2.2, discos de freio com variações de espessura da ordem de 30 μm ou mesmo menores já podem ser o suficiente para provocar vibrações no veículo. Estas variações normalmente são provocadas por um elevado batimento do disco, que acaba proporcionando o desgaste desigual. Um baixo valor de batimento no disco pode ser benéfico ao freio, por promover o retorno do pistão do cavalete quando o freio deixa de ser acionado. Entretanto, batimentos da ordem de 50 a 60 μm já podem ser críticos quanto à geração do *DTV*.

O batimento do disco não necessariamente é uma característica intrínseca desta peça – uma vez que pode ser influenciado por outros componentes do freio ou condições de montagem. Por este motivo, a medição mais importante do batimento do disco deve ser realizada quando do freio montado no veículo. O batimento das superfícies interna e externa do disco pode ser avaliado com a utilização de um relógio comparador posicionado nestas superfícies. Após uma rotação completa do disco, a diferença entre o menor e o maior valor registrado pelo relógio corresponde ao batimento. Esta medição também pode ser realizada através de sensores capacitivos (Figura 3.1.1) em substituição ao relógio comparador, sensores nos quais a capacitância muda proporcionalmente à distância entre este e a superfície do disco. Estes sensores apresentam resolução de 0,5 μm , realizando medições mais precisas do que com o relógio comparador.

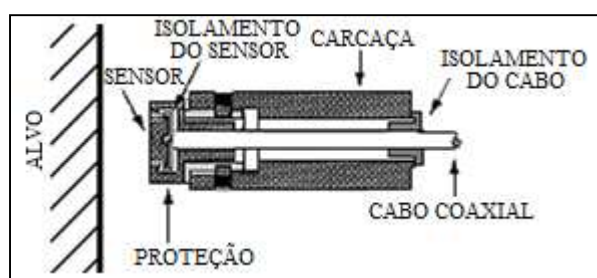


Figura 3.1.1 – Representação do sensor capacitivo de medição de *DTV*.

O *DTV* do disco é determinado a partir de sucessivas medidas de espessura do mesmo em torno de sua circunferência, onde a diferença entre a maior e a menor espessura representa o *DTV*. Esta medição pode ser realizada com um micrômetro ou, assim como no caso do batimento, com sensores capacitivos. Como não depende de condições de montagem, o *DTV*

pode ser medido em bancada, posicionando-se o disco sobre uma base rotatória e utilizando dois sensores capacitivos, sendo um para cada face do disco. O batimento de cada uma das faces é medido e a curva de variação da espessura do disco é obtida pela diferença entre as duas medições de batimento. O *DTV* do disco corresponde à diferença entre o pico e o vale desta última.

A medição realizada em bancada utiliza um equipamento semelhante ao apresentado na Figura 3.1.2, que realiza a aquisição de sucessivos pontos em intervalos angulares equidistantes, permitindo traçar o perfil de cada superfície do disco. Desta forma é possível determinar a ordem em que o *DTV* se faz presente no disco. Testes realizados na bancada, entretanto, mostraram que este perfil pode ser influenciado pelo batimento inerente ao disco somado à sua condição de montagem na bancada, de forma que o valor do batimento medido em bancada não necessariamente representa a condição do veículo. Da mesma forma, porém em menor nível, observou-se que esta variação do batimento medido pode ter pequena influência sobre o valor medido para o *DTV*. Por este motivo, durante a preparação de amostras para este trabalho foram realizadas medições de *DTV* tanto em bancada quanto com o micrômetro, e os valores obtidos com este último foram considerados como o real *DTV* dos discos.

Apesar disto, a medição em bancada não deve ser desconsiderada. A informação de ordem do *DTV* é um dado importante, pois possui relação direta com a frequência de vibração do *judder*. A medição em bancada também permite determinar as posições angulares das regiões de maior e menor espessura do disco, podendo servir de orientação para a confirmação dos valores de variação de espessura com o auxílio do micrômetro.



Figura 3.1.2 – Bancada de medição de *DTV*.

3.2. PREPARAÇÃO DE AMOSTRAS – DISCOS

O veículo utilizado nas avaliações de vibração foi um Ford Focus, motorização 1.6 litros. O mesmo foi escolhido porque, além de sua disponibilidade, é representativo de um segmento de veículos de passageiros de uma classe intermediária a veículos populares e veículos de luxo, trazendo consigo características destas duas classes. Com o objetivo de permitir a avaliação do *judder* em freios a disco, discos de freio foram preparados em diferentes níveis de *DTV*. Para tanto, discos novos e originais do veículo Ford Focus passaram por processo de usinagem de suas pistas de forma a forçar erros de batimento, dando origem ao *DTV*.

A usinagem dos discos foi realizada em um equipamento específico para esta finalidade, apresentado na Figura 3.2.1. A máquina permite o acoplamento do disco em um eixo ligado a um motor elétrico, e conta com duas ferramentas de corte de metal duro, para executar a usinagem simultânea das duas pistas do disco. A rotação do disco e o avanço dos insertos são fixos, mas o espaçamento entre as ferramentas de corte é ajustável conforme a espessura de cada disco que se deseja usar. O torneamento é realizado do diâmetro interno para o externo.

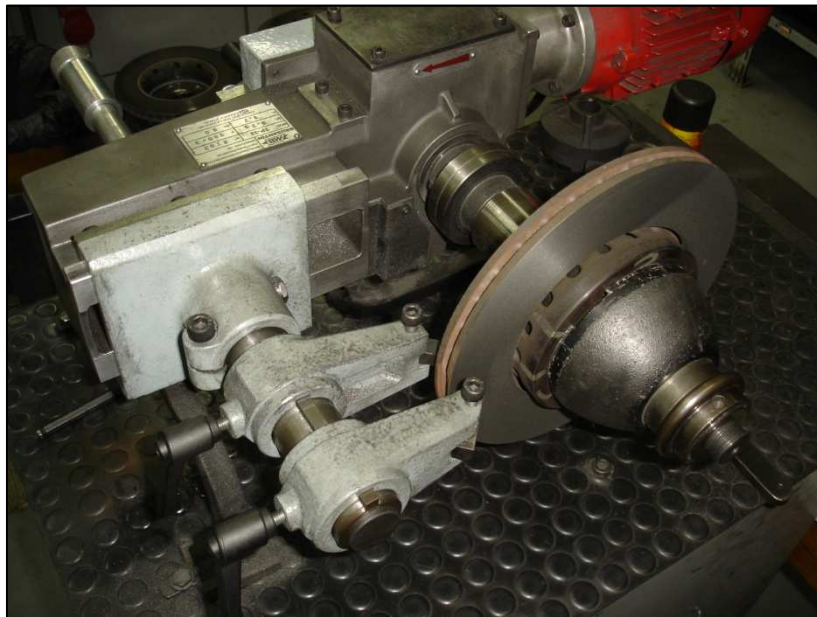


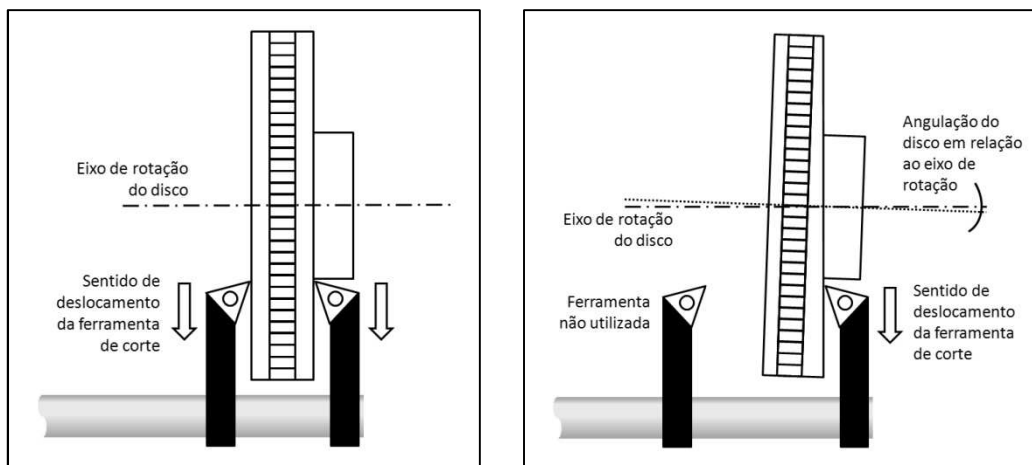
Figura 3.2.1 – Equipamento utilizado na usinagem das pistas dos discos.

A usinagem simultânea das duas faces não permite que o disco apresente variação de espessura, uma vez que o espaçamento entre as ferramentas não se altera durante a operação. Entretanto, é possível utilizar a máquina para realizar o torneamento de uma face de cada vez.

Para a preparação das amostras, cada disco passou pelo processo de usinagem convencional do equipamento, simultâneo para as duas pistas, para a eliminação de eventuais

erros de variação de espessura que pudessem estar presentes. Após esta operação, o erro típico de variação de espessura apresentado pelos discos é inferior a 5 μm .

A etapa seguinte consistiu em utilizar uma fita adesiva como calço em um dos lados do disco, na região onde o mesmo se acopla na máquina. Este procedimento fez com que as pistas do disco apresentassem um pequeno erro de perpendicularismo em relação ao eixo de rotação. A partir daí, procedeu-se com a usinagem de apenas uma das faces do disco, o que resultou em um erro de batimento desta face e, conseqüentemente, erro de variação de espessura do disco ou *DTV*. As figuras a seguir ilustram as etapas de usinagem dos discos.



Figuras 3.2.2 e 3.2.3 – Representação do procedimento de usinagem para produção de discos com diferentes níveis de *DTV*.

Através da alteração da espessura da fita utilizada como calço foi possível obter discos com diferentes níveis de *DTV*. Como objetivo para os estudos, discos com *DTV* de 10, 20, 30, 40 e 50 μm deveriam ser produzidos, uma vez que este conjunto apresenta valores acima e abaixo de 30 μm , que foi citado pela maioria das referências bibliográficas como limite a partir do qual ocorrem vibrações em níveis perceptíveis e passíveis de reclamação. Para que os valores de *DTV* ficassem próximos a estes valores-alvo, após a usinagem e medição foi realizado um ajuste manual por meio de uma lixa em cada um dos discos. A prévia medição do *DTV* permitiu identificar sua região de menor espessura, na qual se procedeu com o lixamento. Dois discos foram mantidos com *DTV* próximo a zero, sendo estes considerados como referência para as análises.

A Tabela 3.2.1 apresenta os corpos de prova preparados, identificados com letras, os valores objetivos para o *DTV* e os valores obtidos após o procedimento de usinagem e ajuste (medições realizadas com micrômetro).

Tabela 3.2.1 – Valores de *DTV* de disco obtidos em corpos de prova.

Identificação do disco	Espessura máxima do disco (mm)	Espessura mínima do disco (mm)	Variação de espessura - <i>DTV</i> (µm)	<i>DTV</i> Objetivo (µm)
Disco A	22,014	22,013	1	0
Disco B	21,748	21,737	11	10
Disco C	21,074	21,052	22	20
Disco D	21,691	21,658	33	30
Disco E	21,451	21,410	41	40
Disco F	21,532	21,481	51	50
Disco G	22,974	22,973	1	0

Os mesmos discos também foram medidos em bancada. Os resultados destas medições encontram-se no Anexo I.

3.3. PREPARAÇÃO DE AMOSTRAS – PASTILHAS

As pastilhas de freio originais do veículo não foram utilizadas neste trabalho. Em seu lugar, pastilhas para o cavalete do Ford Focus foram produzidas em laboratório, com a utilização de material de atrito normalmente utilizado em peças para o mercado de reposição (Figura 3.3.1). Este material caracteriza-se por apresentar um nível de atrito, em geral, inferior ao do material original, o que contribui com a inibição de ocorrência de ruído de freio. Em relação ao material original, é esperado que o material de reposição reduza o fator de freio C^* do sistema, ou em outras palavras, maior pressão hidráulica é necessária para que o veículo obtenha uma mesma desaceleração. Assim, uma faixa maior de pressão pode ser obtida antes do travamento das rodas.



Figura 3.3.1 – Pastilhas produzidas para testes.

As pastilhas produzidas em laboratório foram avaliadas quanto ao seu nível de atrito através do procedimento de teste SAE J661 (rev. E, 1997). Este procedimento utiliza um corpo de prova de uma polegada quadrada retirado de uma pastilha e um equipamento de testes padronizado (conhecido como *Chase*, Figuras 3.3.2 e 3.3.3) para verificação do nível de atrito do material. O corpo de prova é fixado na bancada de testes e, durante o ensaio, é friccionado contra a pista de um tambor padrão de ferro fundido (de diâmetro interno 277,4 a 279,9 mm), sendo submetido a sucessivas aplicações com variações no tempo e temperatura. O tambor, que é impulsionado por um motor elétrico em rotação constante de 417 rpm (exceto etapas de preparação), é envolvido por uma resistência elétrica para atingir temperaturas mais altas de trabalho controladas por três termopares instalados na pista do disco (até 341°C). A força aplicada para submeter o corpo de prova em contato com o tambor é controlada por válvulas de

ar-comprimido, e a força de fricção é medida através de uma célula de carga. O ensaio fornece dados para o atrito normal e a alta temperatura, além de informações sobre o comportamento do material quanto ao seu desgaste.



Figuras 3.3.2 e 3.3.3 – Máquina Chase para ensaio SAE J661.

Dois ensaios foram realizados com corpos de prova extraídos de pastilhas do lote produzido, sendo seus resultados apresentados a seguir:

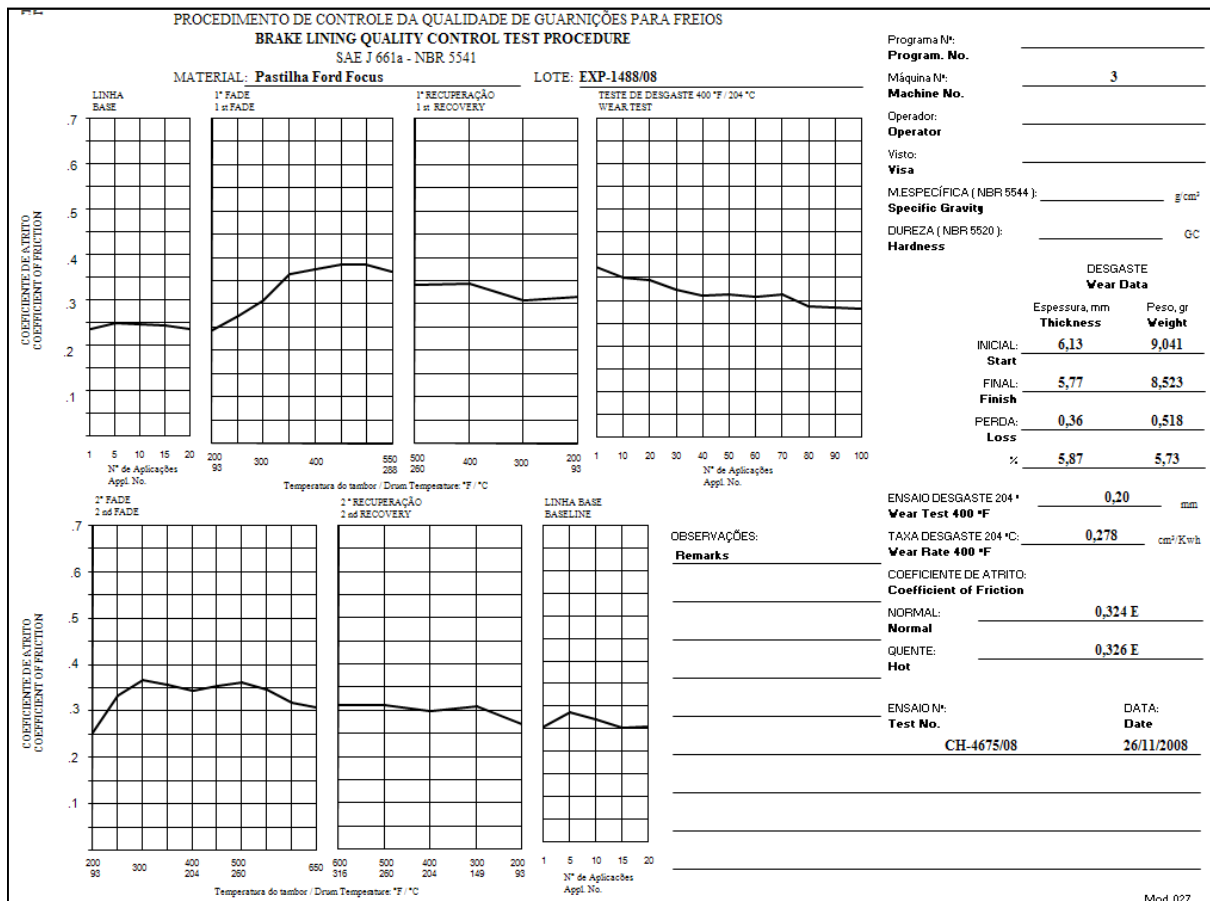
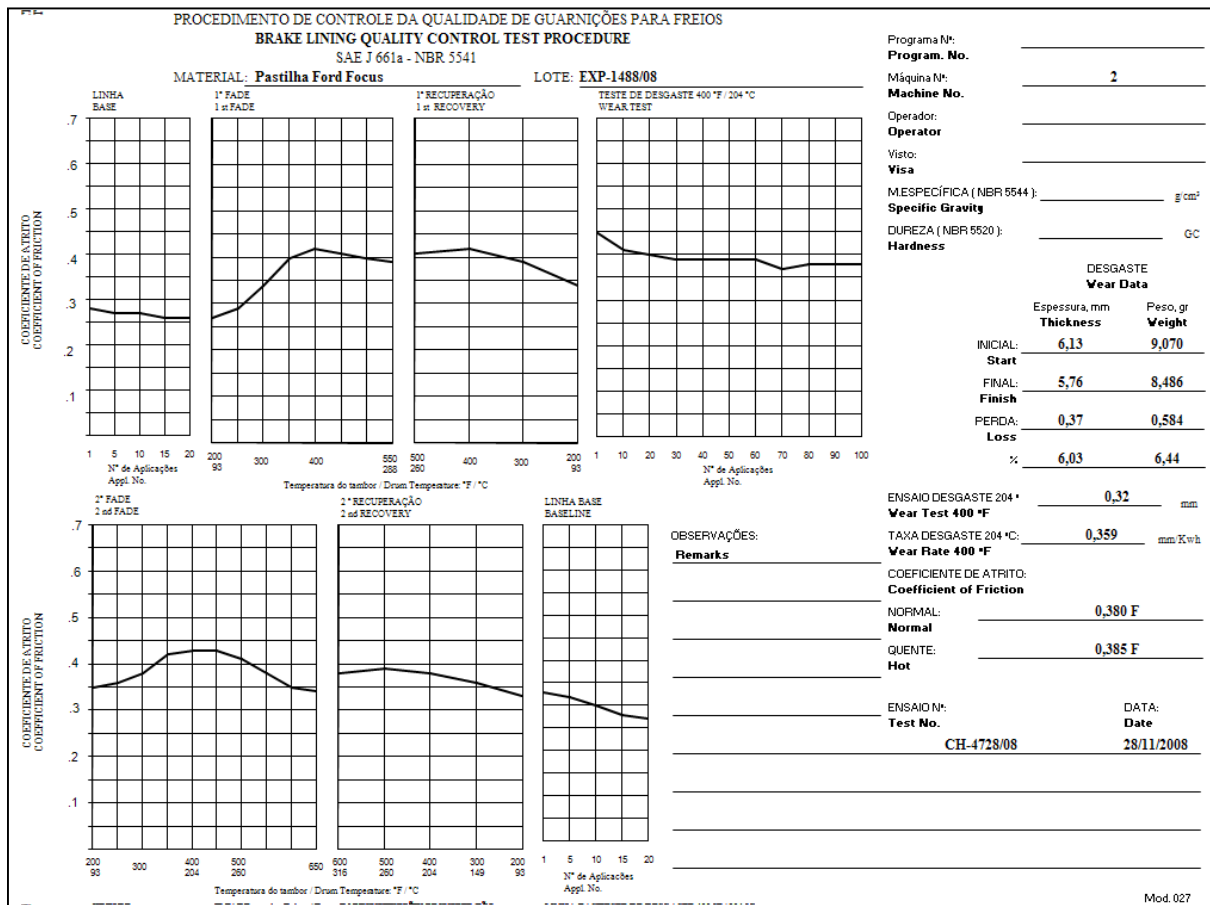


Figura 3.3.4 – Resultados do primeiro ensaio SAE J661.



Figuras 3.3.5 – Resultados do segundo ensaio SAE J661.

As curvas dos gráficos representam o comportamento do coeficiente de atrito no decorrer do ensaio, onde o corpo de prova é submetido a etapas intituladas Linha Base (medição do atrito inicial / final), 1º e 2º *Fade* (comportamento com aumento da temperatura), recuperação após *Fade*, e desgaste. O primeiro teste apresentou coeficientes de atrito normal e quente em 0,324 e 0,326, respectivamente. O segundo, coeficientes de atrito normal e quente em 0,380 e 0,385, respectivamente. Variações como estas são comumente encontradas em avaliações de coeficiente de atrito no ensaio SAE J661, podendo ser decorrentes do tamanho reduzido do corpo de prova (quando comparado com o tamanho e homogeneidade da granulometria do material de fricção) e de erros inerentes ao equipamento e ao método. Calculando-se a média dos valores dos dois ensaios, obtém-se 0,352 para o coeficiente de atrito normal e 0,356 para o coeficiente de atrito quente, sendo que este nível de atrito recebe classificação FF conforme a norma SAE J866 (2002), estando próximos ao limite mínimo desta faixa de classificação.

Tabela 3.3.1 – Classificação do coeficiente de atrito conforme SAE J661.

Coeficiente de atrito	Classificação conforme SAE J661
Abaixo de 0,15	C
Entre 0,15 e 0,25	D
Entre 0,25 e 0,35	E
Entre 0,35 e 0,45	F
Entre 0,45 e 0,55	G
Acima de 0,55	H
Sem classificação	Z

Além do coeficiente de atrito, a compressibilidade e dureza das amostras foram verificadas. A compressibilidade foi medida conforme a norma ATE N 543.27 (2002), sobre 10 amostras de pastilhas da batelada produzida. Para esta característica foi encontrado um valor médio de 100 μm , mínimo de 89 μm e máximo de 117 μm . A dureza, medida na escala Rockwell R conforme norma ISO 2039-2 (E, 1987), apresentou resultado médio de 87 HRR, com máximo em 90 e mínimo em 84.

Um conjunto de pastilhas composto por quatro peças – duas para o cavalete da roda direita e duas para o da roda esquerda – foi utilizado durante os ensaios veiculares, permanecendo o mesmo para o teste de todos os discos. Um novo conjunto de pastilhas, da mesma batelada das utilizadas no automóvel, foi empregado nos ensaios em dinamômetro.

3.4. INSTRUMENTAÇÃO DO VEÍCULO

As amostras de discos e pastilhas de freio foram inicialmente utilizadas para testes em veículo. Estes testes tiveram como objetivos:

- Determinar o limite a partir do qual o *DTV* do disco pode produzir vibrações sensíveis ou perturbadoras ao ocupante do veículo;
- Conhecer as amplitudes de aceleração do cavalete de freio e das regiões do veículo onde a vibração é mais facilmente percebida pelo condutor: no pedal de freio, no volante e no assoalho;
- Verificar o comportamento do fenômeno de *judder* em relação à pressão hidráulica aplicada no freio;
- Correlacionar as magnitudes de vibração registradas no cavalete de freio com as encontradas no pedal de freio, no volante ou no assoalho do veículo, levando em consideração o *DTV* do disco testado e a pressão hidráulica aplicada;
- Comparar as vibrações do cavalete em veículo e em dinamômetro.

Para a medição das amplitudes de vibração do veículo, cinco pontos foram considerados relevantes para a medição e foram eleitos para receberem acelerômetros. Foram utilizados acelerômetros piezelétricos uniaxiais *Bruel & Kjaer 4393V*, posicionados conforme o sistema de coordenadas do veículo: eixo *X* horizontal e determinado da traseira para a dianteira; eixo *Y* também horizontal, da direita para a esquerda (considerando a posição do motorista); e eixo *Z* vertical, de baixo para cima. O sistema de coordenadas está exemplificado na Figura 3.4.1.

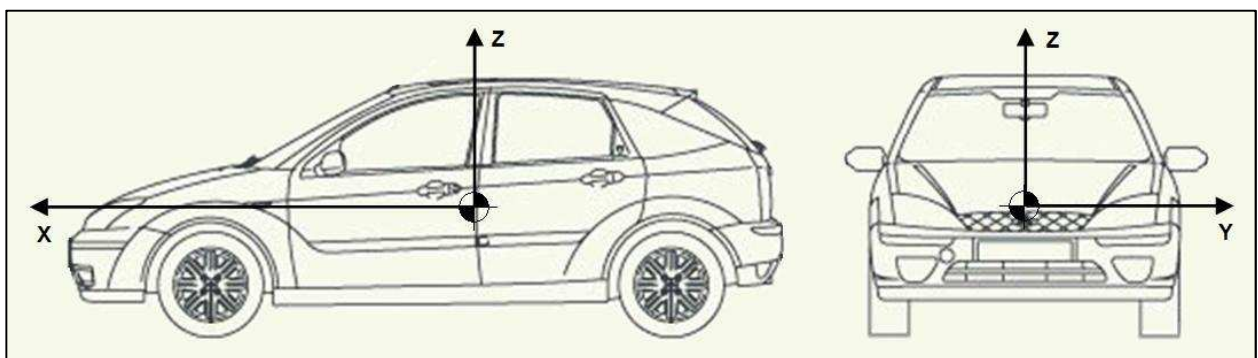


Figura 3.4.1 – Sistema de coordenadas do veículo.

Dois acelerômetros foram posicionados no cavalete do freio direito, sendo um na direção *Y* (paralela ao eixo de rotação do disco de freio) e outro na direção *Z* (tangencial ao disco de

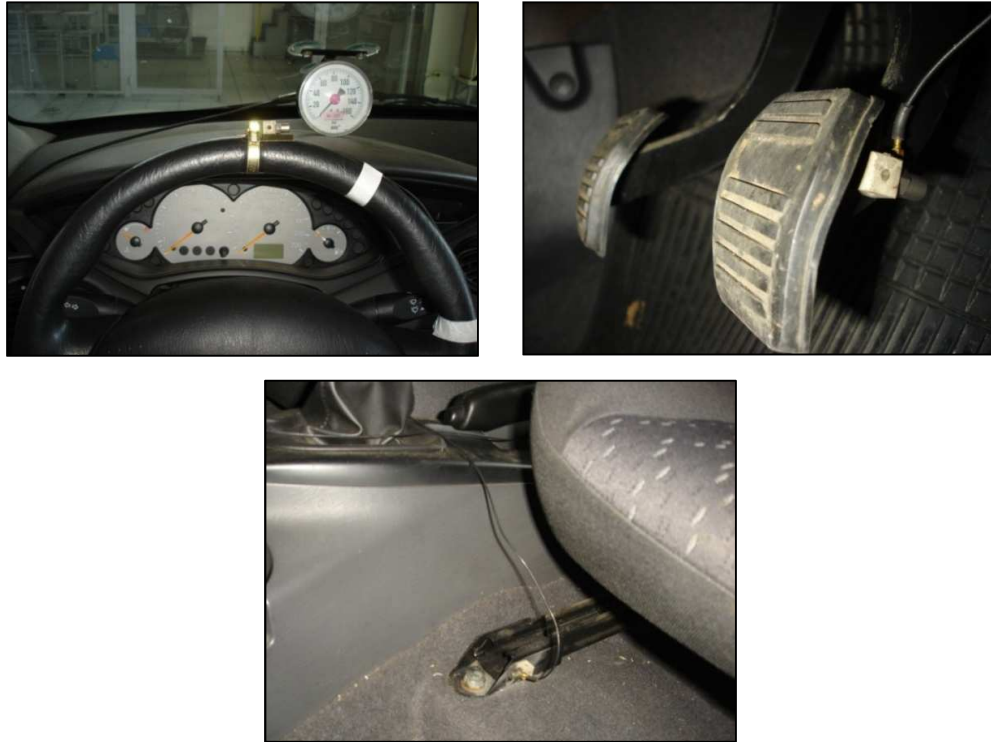
freio). O posicionamento dos acelerômetros pode ser visualizado na Figura 3.4.3. O primeiro acelerômetro tem por objetivo verificar o movimento realizado pelo cavalete no sentido da compressão das pastilhas contra o disco, acompanhando a variação de espessura do mesmo. O segundo acelerômetro busca verificar a movimentação do cavalete em função da flutuação do torque de frenagem gerada pelo *DTV*.

Os discos a serem testados foram todos montados no cavalete do lado direito do veículo, sendo que no cavalete do lado esquerdo foi montado o disco G, de *DTV* próximo a zero, que acompanhou todos os testes. É sabido que o *judder* pode ser proveniente do *DTV* dos dois discos de freio ao mesmo tempo, porém neste caso pode ser relevante observar se os dois discos estão ou não em fase quanto ao *DTV*. Os discos em fase ou anti-fase podem ampliar as vibrações no automóvel, bem como discos fora de fase podem ter influência sobre a frequência em que ocorre o *judder*. Contudo, não se fazem disponíveis estudos sobre o *judder* a partir do *DTV* nos dois discos, nem análises de dois discos com *DTV* considerando frenagens em fase, anti-fase ou fora de fase. Logo, buscou-se eliminar esta variável das análises realizadas. O cavalete do freio esquerdo, conseqüentemente, não recebeu instrumentação.



Figuras 3.4.2 e 3.4.3 – Sistema de freio do lado direito do veículo. Cavalete instrumentado com acelerômetros.

Outros três acelerômetros foram utilizados no interior do veículo: um deles foi posicionado no topo do volante, na direção *Y*, para a medição da aceleração no sentido tangencial (acompanhando a rotação do volante); outro foi posicionado na haste do pedal de freio, orientado na direção *X*, próximo a superfície na qual o motorista aplica o esforço de frenagem; e o terceiro foi posicionado junto ao trilho do banco do motorista, também orientado na direção *X*, para verificação de vibrações no assoalho. As Figuras 3.4.4, 3.4.5 e 3.4.6 ilustram o posicionamento destes acelerômetros.



Figuras 3.4.4, 3.4.5 e 3.4.6 – Acelerômetros posicionados no interior do veículo: volante, pedal de freio e trilho do banco do motorista (assoalho).

Como a frequência de ocorrência do *judder* é proporcional à rotação da roda, um tacômetro foi utilizado para permitir a análise de ordem do fenômeno. Com esta finalidade, um sensor ótico foi instalado junto ao semi-eixo homocinético do lado direito, cuja rotação é a mesma da roda. O sensor é alimentado pela bateria do carro e emite um feixe luminoso contra o semi-eixo. Uma tarja refletiva foi colada ao semi-eixo, sendo que toda vez que o feixe luminoso é refletido de volta para o sensor, o mesmo emite um sinal de 12V para o analisador. Com a rotação do semi-eixo, um trem de pulsos em forma de onda quadrada de 0 a 12V é enviado para o analisador, permitindo calcular a rotação do eixo. As figuras a seguir apresentam o sensor e a instrumentação para medição da rotação do eixo.

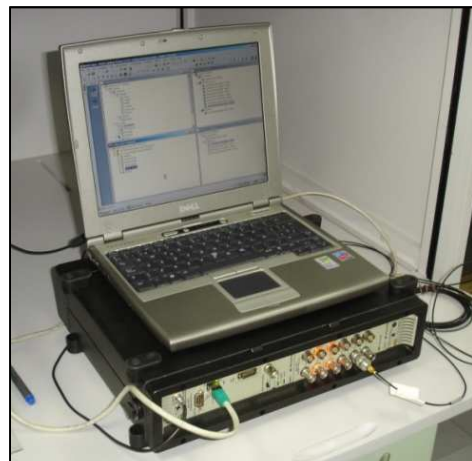


Figuras 3.4.7 e 3.4.8 – Instrumentação com tacômetro no semi-eixo homocinético.



Figura 3.4.9 – Sensor óptico utilizado como tacômetro.

O sinal do tacômetro, bem como dos cinco acelerômetros, foram coletados por um analisador de sinais *Bruel & Kjaer Pulse 3560C*, em uma taxa de aquisição de 800 Hz, que permite a análise em tempo real. O pós-processamento foi realizado com o software *Bruel & Kjaer Pulse* versão 12. Este sistema está apresentado na Figura 3.4.10.



Figuras 3.4.10 – Equipamento de aquisição de dados B&K Pulse 3560C e computador.

Somado ao tacômetro e aos acelerômetros, um manômetro foi instalado no painel do automóvel e conectado a linha de pressão hidráulica do freio dianteiro. Este equipamento permitiu a leitura da pressão aplicada ao freio, sendo que o controle da pressão pode ser feito pela modulação da força aplicada no pedal.

Um sistema de válvulas controladas por solenóide foi instalado no circuito hidráulico do freio, permitindo cortar o fluxo de fluido de cada um dos quatro freios do veículo, independentemente. Durante os testes, os freios traseiros foram desligados para que estes não interferissem nos sinais de aceleração.

3.5. PROCEDIMENTO DE TESTE EM VEÍCULO

Cada um dos seis discos de freio (discos A a F) foram submetidos ao mesmo procedimento de teste veicular. Os testes buscavam realizar a análise de ordem de vibrações no veículo, conforme instrumentação descrita anteriormente, em varreduras por pressão.

Para cada disco de freio foram realizadas 10 frenagens, todas em pressão constante, em uma varredura a partir de 5 bar (0,5 MPa) até 50 bar (5 MPa), em intervalos de 5 bar. A frenagem com pressão de 5 bar é considerada uma frenagem de baixa pressão, onde as pastilhas exercem pouco esforço sobre os discos de freio. A frenagem a 50 bar é considerada uma frenagem brusca, ou de emergência, e adotou-se 50 bar como o limite do ensaio por ser uma pressão próxima ao limite de travamento das rodas.

As frenagens foram realizadas em um pavimento de asfalto de boa qualidade, plano e em linha reta. No *software* de aquisição de dados foram configurados gatilhos atrelados à rotação do semi-eixo (mesma rotação das rodas) para início de gravação dos sinais e para início da análise por transformada de Fourier. Como o *judder* é mais facilmente percebido em velocidades altas, o gatilho para início de gravação foi ajustado para 1100 rpm de rotação da roda (aproximadamente 124,8 km/h) e para início do processamento foi adotado o gatilho em 1000 rpm (aproximadamente 113,5 km/h). O registro de dados foi interrompido em 100 rpm (11,3 km/h), uma vez que abaixo desta rotação a resolução do tacômetro fica prejudicada, e também considerando que as vibrações nesta velocidade já possuem magnitudes mais baixas.

O procedimento de ensaio consistiu nos seguintes passos:

1. Configurar o software para o registro dos dados de aceleração e do tacômetro;
2. Desativar o freio traseiro pelo acionamento das válvulas solenóides;
3. Iniciar a aquisição de dados;
4. Acelerar o veículo até aproximadamente 130 km/h (ou acima de 1100 rpm)
5. Colocar o veículo em neutro, para evitar que a desaceleração por freio motor interfira nos sinais adquiridos;
6. Iniciar a frenagem, modulando o esforço aplicado no pedal de freio para a correta pressão hidráulica, controlando pelo manômetro;
7. Aguardar a parada completa do veículo (ou até a rotação do eixo estar abaixo de 100 rpm).

Durante as frenagens as mãos eram retiradas do volante, deixando o mesmo livre para girar (e para vibrar). Manter as mãos no volante poderia amortecer a vibração, adicionando mais

uma variável aos dados, uma vez que não seria possível garantir que o esforço das mãos sobre o volante fosse sempre o mesmo em todos os testes.

Antes de iniciar a varredura por pressão, o procedimento de ensaio era executado uma vez, porém sem a aplicação dos freios. Neste, permitia-se que o veículo desacelerasse puramente pela ação do arrasto aerodinâmico e por atrito de rolamentos e pneu-solo, sem a atuação dos freios e, portanto, sem a ocorrência de *judder*. Esta verificação, que passou a ser identificada como frenagem em pressão de 0 bar, serviu para balizar os níveis de vibração normais do veículo, inerentes ao funcionamento do motor e outros sistemas, somados às vibrações adicionadas pelas imperfeições do pavimento. Desta forma, para cada disco de freio testado foram realizados 11 registros.

Durante cada frenagem, o software de aquisição de dados possibilitou a visualização dos seis canais (acelerômetros e tacômetro) em tempo real, permitindo acompanhar instantaneamente velocidade de rotação da roda e verificar os sinais dos acelerômetros. Na identificação de qualquer problema nos dados adquiridos ou falha de algum dos sensores, a frenagem era repetida. O tacômetro montado no semi-eixo do veículo permitiu que a análise dos sinais de vibração fosse feita com relação à rotação do eixo, ou seja, uma análise de ordem.

A técnica de análise de ordem é recomendada para examinar o comportamento vibratório ou acústico de máquinas rotativas ou de movimento recíprocante, como motores, turbinas, compressores ou bombas. Estes equipamentos possuem uma variedade de componentes, cada um contribuindo com um padrão individual em relação ao comportamento geral de vibração e/ou ruído. Estes padrões, porém, nem sempre são óbvios de serem identificados em uma análise convencional de vibração por transformada de Fourier, uma vez que esta técnica não permite detectar alterações relacionadas à mudança da velocidade de rotação (National Instruments Corporation, 2007).

Na análise de ordem, o sinal de vibração é sincronizado com a rotação do eixo do equipamento investigado. Esta sincronização é feita através de um tacômetro, que fornece ao analisador um número inteiro de pulsos por revolução do eixo. A informação de um único pulso determina a posição angular do eixo. Dois pulsos consecutivos determinam a velocidade de rotação do eixo, quando o intervalo de tempo entre os pulsos é medido. Três pulsos consecutivos podem determinar uma mudança na velocidade de rotação do eixo, seja um aumento ou uma redução nesta velocidade (Hewlett-Packard, 1996-97). A análise do sinal de vibração é realizada em intervalos equidistantes de posição do eixo, ao invés de intervalos de tempo. O benefício disto é que a taxa de amostragem rastreia a velocidade de rotação do eixo, conforme exemplificado na Figura 3.5.1.

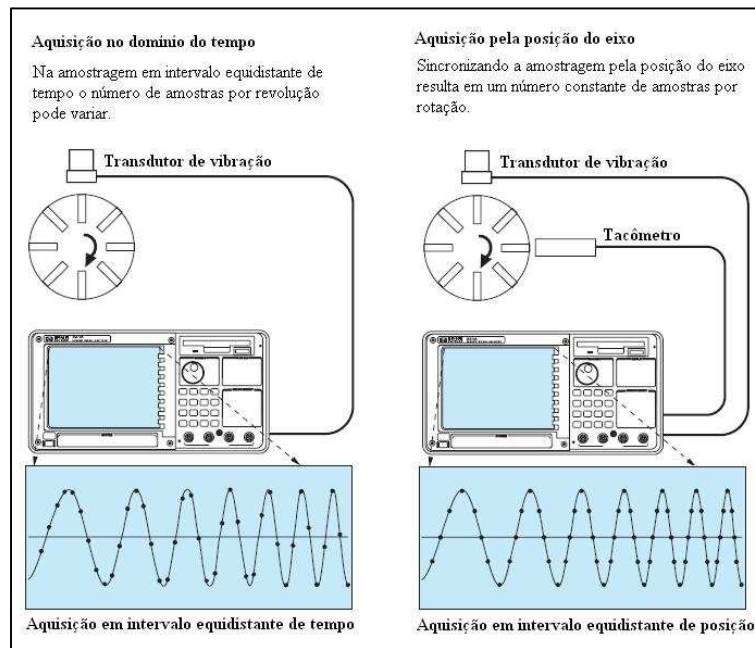


Figura 3.5.1 – Amostragem por intervalo de tempo e por intervalo de posição.

A análise de ordem pode ser realizada com ou sem o rastreamento de ordem pelo tacômetro (Brüel & Kjør, 2007-08):

- A análise com rastreamento é utilizada para examinar fenômenos em altas ordens e altas velocidades de rotação. O analisador de ordem rastreia o sinal do tacômetro e realiza sucessivas transformadas rápidas de Fourier (FFT) para o sinal de vibração, fornecendo um espectro de ordem. Este método permite uma melhor distinção de vibrações de altas ordens, impedindo que os dados fiquem superpostos na análise.
- A análise sem rastreamento é utilizada para observar fenômenos em baixa ordem. O sinal de pulso fornecido pelo tacômetro serve como gatilho para sucessivas FFT's sobre o sinal de vibração. Na visualização do espectro de frequências em um gráfico de contorno, as diferentes ordens de vibração aparecem como linhas radiais partindo da origem, enquanto que ressonâncias são observadas como linhas verticais, paralelas ao eixo das ordenadas.

Os sinais adquiridos nas medições em veículo foram processados conforme a análise de ordem sem rastreamento, uma vez que somente as vibrações de baixas ordens, correspondentes ao efeito do *DTV*, seriam de interesse. Os dados foram plotados em gráficos de contorno, cruzando a frequência de vibração (Hz), a velocidade de rotação do eixo (RPM) e a magnitude de vibração (m/s^2 r.m.s.) registrada pelos diferentes acelerômetros, conforme exemplificado na Figura 3.5.2 a seguir.

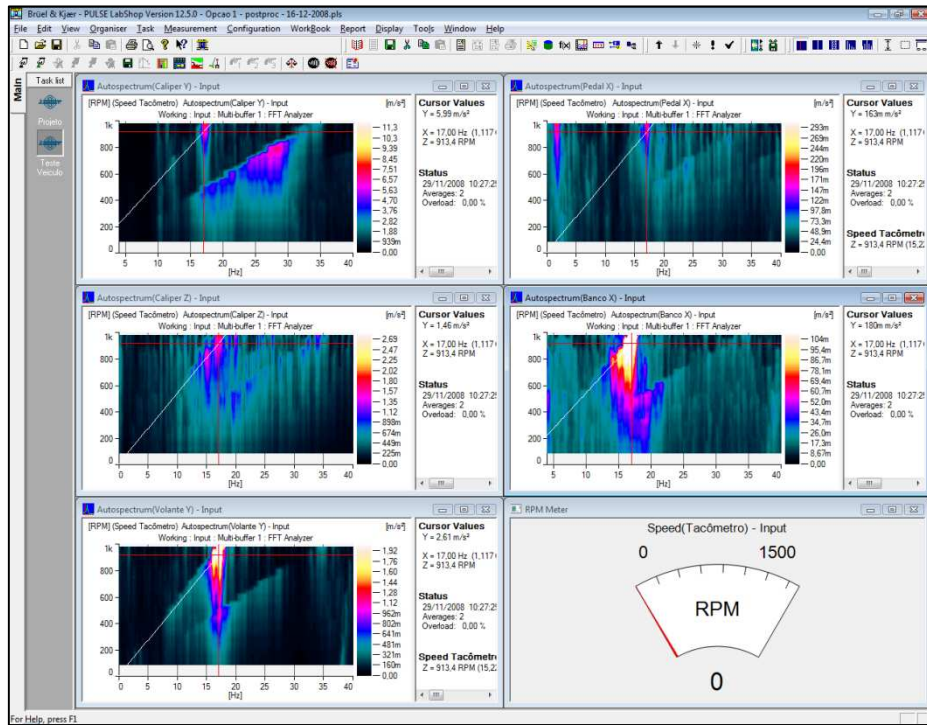


Figura 3.5.2 – Configuração do sistema de aquisição de dados.

3.6. PROCEDIMENTO DE TESTE EM DINAMÔMETRO

Com o objetivo de medir a variação de torque provocada no sistema de freio para discos com diferentes níveis de *DTV*, testes em dinamômetro foram realizados. Nestes testes foram avaliados os mesmos discos outrora utilizados nos ensaios em veículo (discos A a F), sendo que o procedimento foi elaborado de forma a também reproduzir a mesma condição de teste do carro.

Para estes ensaios foi utilizado um dinamômetro inercial fabricado pela *Greening Associates Inc.*, modelo 220/3/60. Este equipamento permite a montagem de um dispositivo composto pelo sistema de freio, cubo de roda, rolamentos e manga de eixo, todos componentes originais do veículo. Este dispositivo é montado solidário ao eixo do dinamômetro que, a partir de um motor elétrico, é capaz de conduzir o disco de freio a rotações de até 2000 rpm. O eixo do dinamômetro possui momento de inércia de $10 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ quando em rotação, e em sua extremidade podem ser instalados discos de inércia para alcançar um valor máximo de $107,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, ajustados em resolução de $2,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, para simular a massa do automóvel em desaceleração. Um sistema hidráulico servo-controlado comanda o acionamento do freio, sendo capaz de aplicar pressões de até 200 bar (20 MPa) no freio, cobrindo a faixa de aplicação de freio hidráulicos de veículos de passeio. Por fim, uma célula de carga é responsável pela medição do torque de frenagem, correspondente à desaceleração do eixo, com capacidade para até 3000 Nm.

A inércia acoplada ao eixo do dinamômetro foi calculada para reproduzir a condição do veículo. Conforme dados do fabricante, a massa do veículo Ford Focus, na condição vazio, é de 1268 kg. Durante os ensaios, uma pessoa de 70 kg conduzia o veículo, e cerca de 8 kg de equipamento estavam instalados, o que totaliza 1346 kg de massa. Ainda conforme o fabricante, o raio de rolamento do pneu é de 0,3065 m, dado necessário para o cálculo da inércia, conforme segue:

$$I = M_{\text{veículo}} \cdot R_{\text{din}}^2 \quad (3.6.1)$$

onde I é a inércia calculada do veículo [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]; M é a massa desacelerada pelo sistema de freio [kg]; e R_{din} é o raio de rolamento do pneu [m]. Durante os ensaios, os freios traseiros do veículo foram desligados através de uma válvula solenóide, de forma que a massa do veículo era desacelerada somente pela ação dos dois freios dianteiros. O valor de inércia do veículo, portanto, é igual a $126,45 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, sendo que considera-se que cada um dos freios dianteiros seja responsável por suportar a metade do esforço, ou seja, $63,22 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ de inércia por freio. Ajustando este valor à resolução disponível para o dinamômetro, uma inércia de $62,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ foi utilizada nos ensaios em bancada.

Os ensaios foram conduzidos com frenagens em pressão constante, desde 5 bar (0,5 MPa) até 50 bar (5 MPa), em intervalos de 5 bar, da mesma forma que adotado em veículo. Para estes patamares de pressão, conhecendo-se o coeficiente de atrito das pastilhas e fazendo uso da Equação 2.1.2, pode-se estimar o esforço e o torque aplicado pelo sistema de freio em cada caso, bem como a desaceleração do veículo pela 2ª Lei de Newton:

Tabela 3.6.1 – Valores calculados para força de frenagem, torque de frenagem e desaceleração do veículo.

Pressão aplicada – bar (MPa)	Força estimada pneu-solo – N	Torque estimado – Nm	Desaceleração estimada para o veículo – m/s ² (%g)
05 (0,5)	240,27	73,64	0,36 (4%)
10 (1,0)	507,23	155,47	0,75 (8%)
15 (1,5)	774,20	237,29	1,15 (12%)
20 (2,0)	1041,17	319,12	1,55 (16%)
25 (2,5)	1308,13	400,94	1,94 (20%)
30 (3,0)	1575,10	482,77	2,34 (24%)
35 (3,5)	1842,06	564,59	2,74 (28%)
40 (4,0)	2109,03	646,42	3,13 (32%)
45 (4,5)	2375,00	728,24	3,53 (36%)
50 (5,0)	2642,96	810,07	3,93 (40%)

Os valores relacionados na Tabela 3.6.1 são ditos estimados devido à dependência do coeficiente de atrito em relação à temperatura e velocidade de escorregamento. Os materiais de fricção empregados em pastilhas de freio apresentam a tendência de redução do coeficiente de atrito à medida que a temperatura aumenta pelo processo de fricção, no decorrer de uma frenagem. Seguindo esta tendência, o torque de frenagem (e também a força pneu-solo) sofre um decréscimo proporcional ao decaimento do coeficiente de atrito. Todavia, em relação à velocidade de escorregamento, o comportamento tende a ser inversamente proporcional, ou seja, existe a tendência de aumento do coeficiente de fricção à medida que a velocidade diminui no processo de frenagem. Todas estas dependências, entretanto, não possuem um comportamento bem definido, estando fortemente relacionados com a composição química do par tribológico: material de atrito e disco de freio. Desta maneira, como resultado de uma frenagem tem-se por padrão a avaliação do valor médio de torque calculado no intervalo da frenagem, sendo que este valor será sempre inferior ao estimado pela Equação 2.1.2.

Por este motivo, frenagens realizadas em patamares constantes de pressão apresentam como resultado uma curva de torque que pode sofrer incremento ou redução gradual (ou até mesmo ambos) no decorrer do processo. Este comportamento prejudica a avaliação da influência do *DTV* sobre o *BTV* por introduzir uma variação na curva de torque que não está relacionada com o *judder*.

Para contornar este problema, os dados coletados de torque no decorrer do tempo passaram por um pós-processamento com o auxílio do software *HBM Catman 4.0*, onde um filtro do tipo passa-alta foi aplicado. Uma vez que a variação do torque em função de temperatura e de velocidade é um fenômeno que se desenvolve lentamente no decorrer da frenagem, o filtro passa-alta foi configurado para uma frequência de corte de 1 Hz. A Figura 3.6.1 apresenta a curva de torque de uma frenagem e a mesma curva após a aplicação do filtro passa-alta. Pode-se observar, portanto, que as tendências relacionadas ao comportamento do coeficiente de fricção foram removidas, mas, por outro lado, as flutuações decorrentes do *DTV* do disco foram preservadas. Outra característica do filtro passa-alta reside no fato de que a filtragem do sinal traz a curva para junto do eixo horizontal, com os valores oscilando em torno de zero.

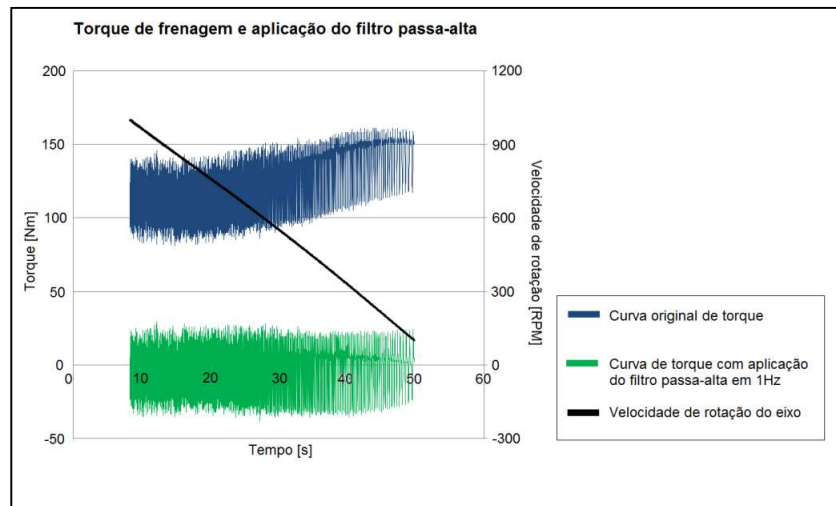


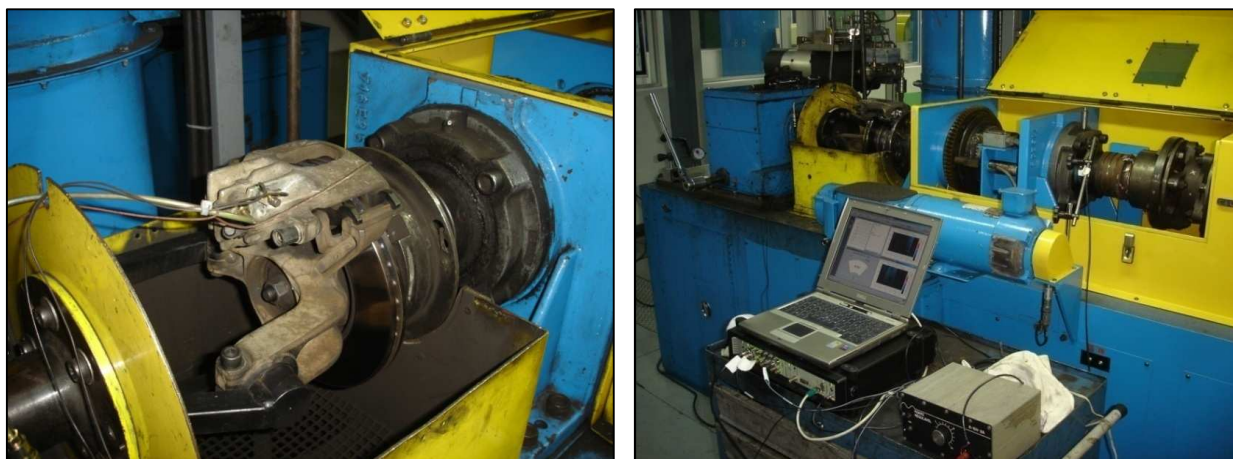
Figura 3.6.1 – Exemplo da aplicação de filtro passa-alta no pós-processamento das curvas de torque.

Desta forma, e sem incorrer em erros significativos, a amplitude do sinal de torque filtrado (calculada pela diferença entre o maior pico e o menor vale) foi considerada como sendo o *BTV* máximo em cada frenagem. Este procedimento foi aplicado a todas as frenagens dos ensaios dos diferentes discos.

Assim como a análise realizada para o *BTV*, a flutuação da pressão hidráulica em cada frenagem foi observada. Uma vez que o dinamômetro foi programado para atingir patamares constantes de pressão, a utilização de filtragem não se faz necessária e o valor de *BPV* pode ser determinado diretamente pela amplitude de flutuação da pressão de frenagem em torno do patamar programado em cada frenagem.

Nos ensaios em dinamômetro o cavalete de freio recebeu a mesma instrumentação com acelerômetros que fora antes utilizada no automóvel. Desta forma, dois acelerômetros piezolétricos *Bruel & Kjaer 4393V* foram posicionados para a medição das vibrações nas direções *Y* e *Z* conforme o sistema de coordenadas do veículo. O sistema de aquisição de dados *B&K Pulse 3560C* e o software *Pulse* versão 12 foram utilizados na coleta e pós-processamento dos dados.

A rotação do eixo do dinamômetro, apesar de ser programada pelo próprio controlador do equipamento, foi monitorada por um tacômetro ótico cujo sinal permitiu a análise de ordem dos dados das leituras dos acelerômetros. O dinamômetro foi programado para acelerar até uma rotação de 1100 rpm, a partir da qual o motor elétrico é desativado e a aplicação do freio tem início. Para a leitura dos sinais de vibração do cavalete e rotação do eixo foi configurado um gatilho em 1000 rpm, com gatilho de finalização da aquisição de dados em 100 rpm. O dinamômetro, o cavalete de freio e a instrumentação utilizada estão apresentados nas figuras a seguir.



Figuras 3.6.2 e 3.6.3 – Sistema de freio montado em dinamômetro, com detalhe para os acelerômetros posicionados no cavalete. Visão geral do dinamômetro e instrumentação para coleta de dados de vibração.

4. ANÁLISES DE RESULTADOS

4.1. RESULTADOS DAS MEDIÇÕES EM VEÍCULO

Examinando os resultados obtidos através das medições em veículo foi possível constatar que as magnitudes de vibração para fenômenos em terceira ordem e superiores eram pouco significativas em relação aos resultados de primeira e segunda ordens. Além disso, estas ordens mais altas de vibrações não apresentaram amplitudes representativas em relação à percepção de conforto humano. Portanto, para os cinco acelerômetros instalados no automóvel, somente as vibrações de primeira e segunda ordem foram analisadas.

De maneira geral, os valores máximos de vibração tanto para a primeira quanto para segunda ordem ocorrem em correspondência com o instante de maior rotação do eixo, ou seja, maior velocidade do automóvel. Este comportamento já era esperado, uma vez que em maiores velocidades a perturbação causada pelo *DTV* ocorre com maior frequência, induzindo a movimentações mais rápidas dos componentes do freio (como pastilhas de freio, punho do cavalete e pistão, por exemplo), resultando em maiores amplitudes de vibração. Para cada um dos discos testados, bem como para o sinal adquirido de cada um dos acelerômetros instalados no carro, os valores máximos da amplitude de vibração em primeira e em segunda ordens foram coletados e tabelados para análise.

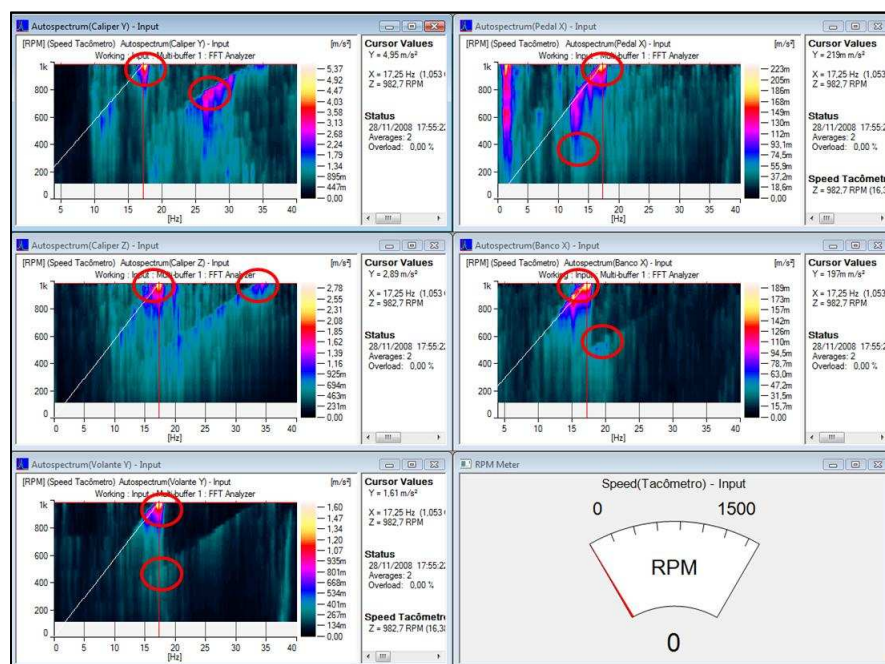
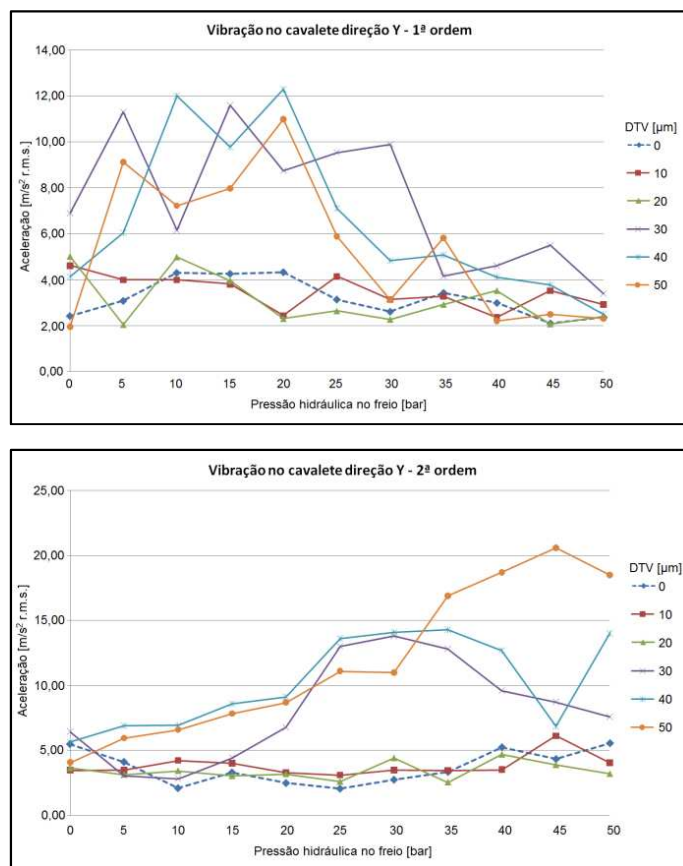
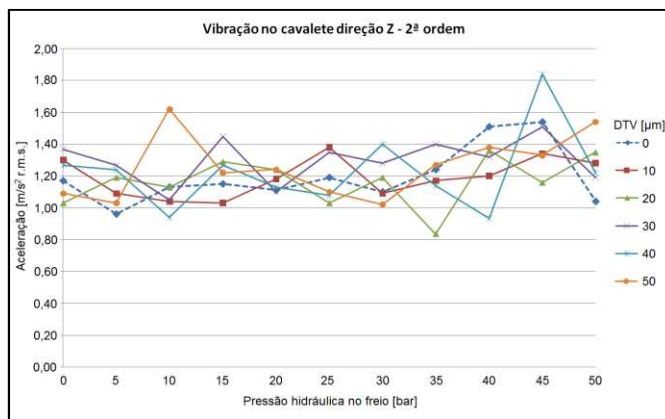
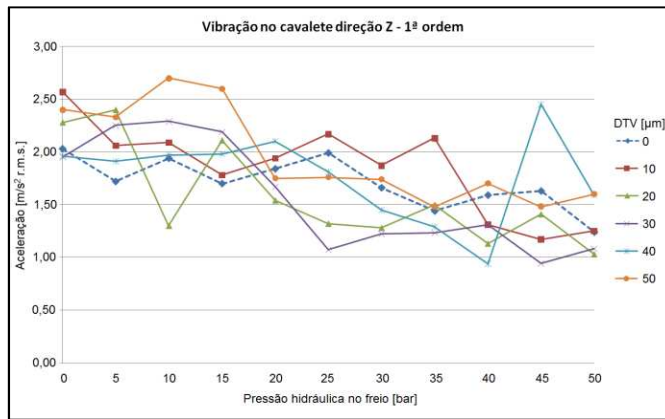


Figura 4.1.1 – Análise de ordem do sinal dos diferentes acelerômetros durante uma frenagem – em destaque, valores máximos de aceleração em primeira e segunda ordens.

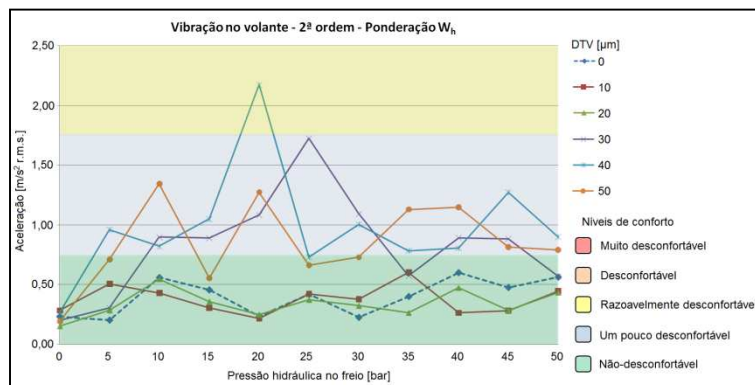
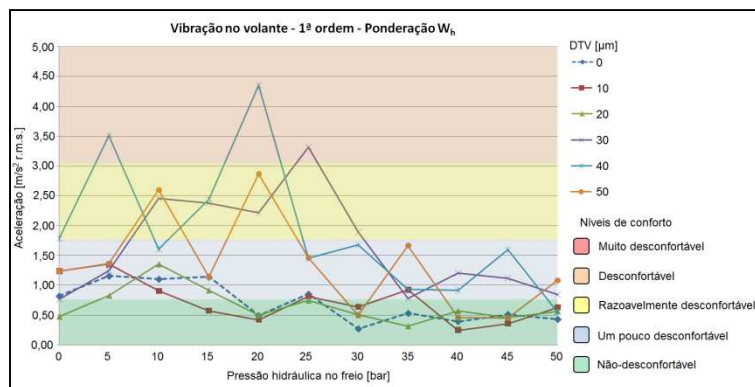
Os gráficos a seguir apresentam os valores máximos da magnitude de vibração em primeira e segunda ordens, registrados no cavalete de freio (nas direções Y e Z), no volante, no pedal do freio e no assoalho do veículo, em função da pressão hidráulica aplicada em cada frenagem. Nestes gráficos, o comportamento vibratório para os diferentes níveis de DTV impostos podem ser comparados. Para os acelerômetros instalados nos pontos de interface humana, ou seja, no volante, no pedal de freio e no assoalho, o valor de aceleração foi ponderado conforme as escalas W_h (volante) e W_k (pedal de freio e assoalho), e uma escala de cores classifica a amplitude das vibrações nestas regiões conforme os diferentes níveis de percepção humana.



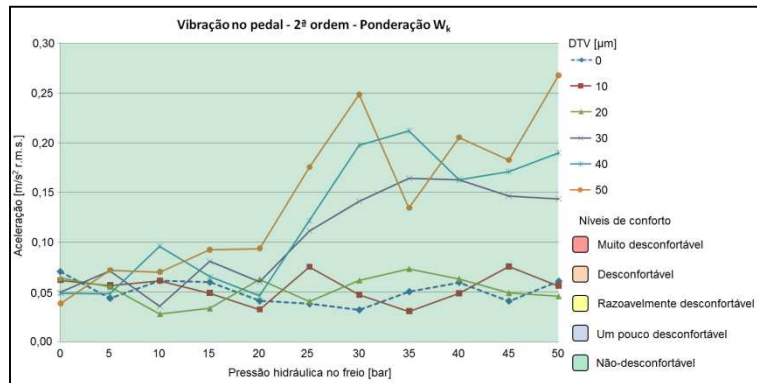
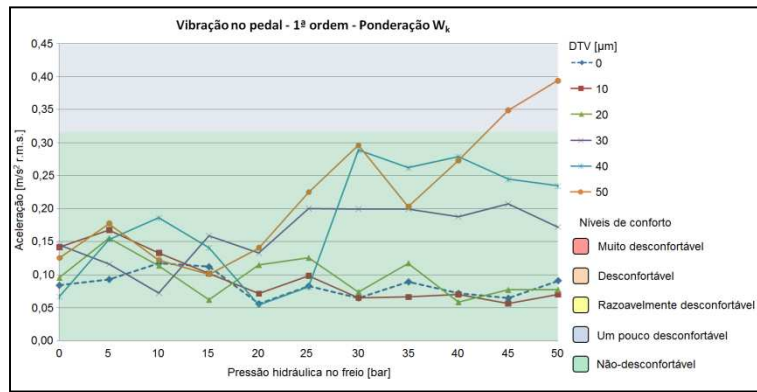
Figuras 4.1.2 e 4.1.3 – Comportamento da vibração em primeira e segunda ordens no cavalete de freio, direção Y .



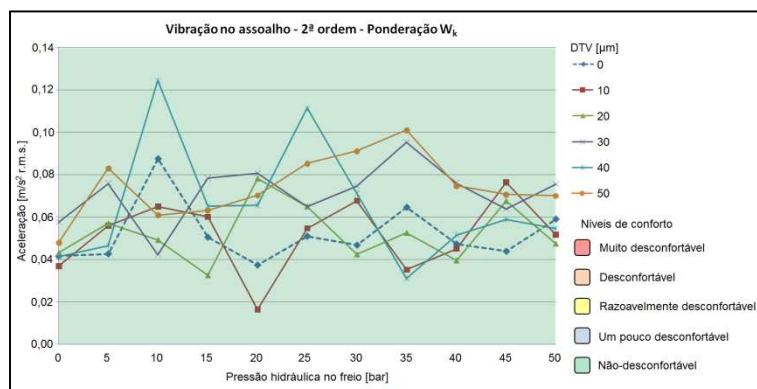
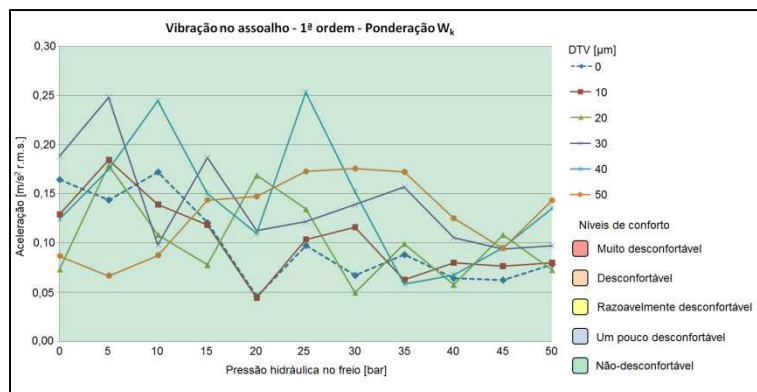
Figuras 4.1.4 e 4.1.5 – Comportamento da vibração em primeira e segunda ordens no cavalete de freio, direção Z.



Figuras 4.1.6 e 4.1.7 – Comportamento da vibração em primeira e segunda ordens no volante.



Figuras 4.1.8 e 4.1.9 – Comportamento da vibração em primeira e segunda ordens no pedal de freio.



Figuras 4.1.10 e 4.1.11 – Comportamento da vibração em primeira e segunda ordens no assoalho.

Analisando-se as figuras 4.1.3 à 4.1.12, constata-se que os discos com *DTV* de até 20 μm não produzem níveis de vibração significativamente maiores do que um disco em perfeitas condições, ou seja, com *DTV* próximo a zero, que pode ser considerado um referencial. Esta condição pode ser verificada para todos os pontos de medição, seja em primeira ou em segunda ordem. Esta observação ratifica as informações encontradas na revisão bibliográfica, onde outros estudos apontam que o problema de *judder* passa a ser verificado a partir de um *DTV* de 30 μm .

Com relação à vibração do cavalete na direção *Y*, observa-se que para discos com *DTV* superiores a 30 μm a vibração em primeira ordem apresenta amplitudes máximas maiores quando em pressões hidráulicas entre 05 e 30 bar, decaindo para pressões maiores. Já o comportamento em segunda ordem parece evidenciar um aumento das vibrações acompanhando o aumento da pressão hidráulica, com pequena redução nas frenagens de 40, 45 e 50 bar para os discos com *DTV* de 30 e 40 μm .

Ainda no cavalete de freio, porém na direção *Z*, observa-se uma tendência de diminuição da amplitude máxima de vibração em primeira ordem à medida que a pressão hidráulica é incrementada, caindo de um patamar entre 2 e 2,5 m/s^2 r.m.s. quando em pressões de 0 e 5 bar para cerca de 1 a 1,5 m/s^2 r.m.s. para pressão de 50 bar. Em segunda ordem a amplitude máxima de vibração não sofre significativa influência da pressão hidráulica, mantendo-se entre 1 e 1,5 m/s^2 r.m.s. em praticamente todos os testes. É importante observar que, tanto em primeira quanto em segunda ordem, os testes em discos com diferentes *DTV* não apresentam significativa diferença na amplitude máxima de vibração quando comparados com o disco de referência.

Dentre os pontos de interface humana, o volante foi o que apresentou maiores amplitudes de vibração, chegando a atingir níveis considerados desconfortáveis em primeira ordem, ou razoavelmente desconfortáveis em segunda ordem. As maiores amplitudes podem ser observadas em pressões entre 5 e 25 bar, atingindo níveis significativamente maiores que o disco de referência nos casos de 30, 40 e 50 μm de *DTV*.

No pedal de freio, discos com *DTV* de 20 μm ou menos tiveram uma tendência de manter a amplitude máxima de vibração em um patamar constante, enquanto que discos de 30 μm de *DTV* ou mais apresentam um comportamento de aumento da amplitude máxima de vibração à medida que se aumenta a pressão hidráulica, comportamento este mais evidente para pressões superiores a 20 bar. Neste ponto, vibrações consideradas um pouco desconfortáveis foram atingidas com o disco de 50 μm de *DTV*.

Nas medições realizadas no assoalho do veículo, as amplitudes de vibração se mantiveram no nível não-desconfortável em todas as condições de teste. Acredita-se que a percepção do *judder* pelo assoalho do automóvel somente será possível caso exista alguma

ressonância do chassi em frequências dentro da faixa de excitação do *judder*. Neste estudo, as vibrações de primeira e segunda ordem do cavalete de freio ficaram compreendidas em frequências inferiores a 50 Hz, onde o chassi do veículo Ford Focus não apresentou ressonâncias.

Buscando-se uma relação de causa e efeito entre as vibrações do cavalete e as vibrações do interior do automóvel, uma análise de correlação linear foi realizada para os dados levantados. A análise de correlação linear entre dois conjuntos de dados resulta em um número entre -1 e 1, e pode ser calculada conforme segue (Bendat e Piersol, 1986):

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}} \quad (4.1.1)$$

onde:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (4.1.2)$$

e:

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (4.1.3)$$

Valores de r_{xy} próximos a 1 na correlação linear indicam correlação direta forte, valores próximos a -1 indicam correlação inversa forte, e valores próximos a 0 indicam que não existe correlação linear. A Tabela 4.1.1 apresenta os valores de correlação encontrados, destacando os que apresentaram correlação superior a 0,60. Portanto, as vibrações máximas em primeira e segunda ordem do pedal de freio apresentam um comportamento de forte correlação com a vibração em segunda ordem do cavalete na direção *Y*; a vibração em primeira ordem do volante apresenta forte correlação com a vibração em primeira ordem do cavalete na direção *Y*; e a vibração em segunda ordem do volante melhor correlaciona com os dados de segunda ordem do cavalete na direção *Y*. Os demais cruzamentos apresentam correlações lineares mais fracas, de maneira que seria necessária uma análise mais rigorosa para assegurar a validade da correlação. Para a vibração do assoalho, uma vez que somente amplitudes muito baixas foram alcançadas e não se observa fortes correlações, pode-se entender que esta região do veículo está menos susceptível à excitação do *judder* pelo *DTV* de freio.

Tabela 4.1.1 – Correlação entre as magnitudes de vibração do cavalete de freio e as magnitudes de vibração nos pontos de medição dentro do veículo.

		Cavalete de freio			
		Direção Y, 1ª ordem	Direção Y, 2ª ordem	Direção Z, 1ª ordem	Direção Z, 2ª ordem
Pedal	Direção X, 1ª ordem	0,11	0,76	-0,08	0,18
	Direção X, 2ª ordem	0,04	0,86	-0,25	0,26
Volante	Direção Y, 1ª ordem	0,75	0,17	0,29	0,10
	Direção Y, 2ª ordem	0,56	0,63	-0,04	0,31
Assoalho	Direção X, 1ª ordem	0,46	0,12	0,34	-0,12
	Direção X, 2ª ordem	0,37	0,53	-0,10	0,00

4.2. RESULTADOS DAS MEDIÇÕES EM DINAMÔMETRO

Os ensaios em dinamômetro buscaram reproduzir a mesma condição de teste em veículo, com o principal objetivo de verificar a variação do torque de frenagem em diferentes pressões hidráulicas, correlacionando-a com o *DTV* do disco de freio. Para cada uma das frenagens realizadas, sempre em pressão constante, os valores para a máxima variação da pressão do freio (*BPV*) e para a máxima variação do torque do freio (*BTV*) foram coletados, sendo que neste último o sinal adquirido foi submetido ao pós-processamento com aplicação do filtro passa-alta. Estes dados foram tabelados e encontram-se plotados nas Figuras 4.2.1 e 4.2.2 a seguir, em função da pressão nominal de frenagem e do nível de *DTV* dos discos testados.

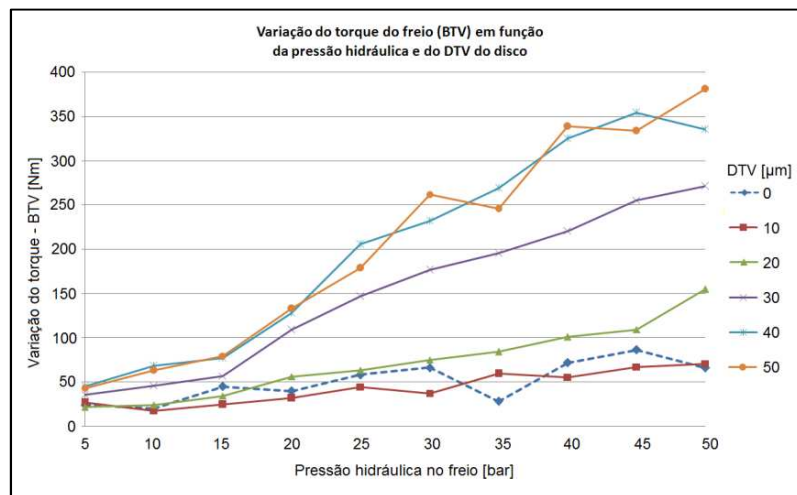
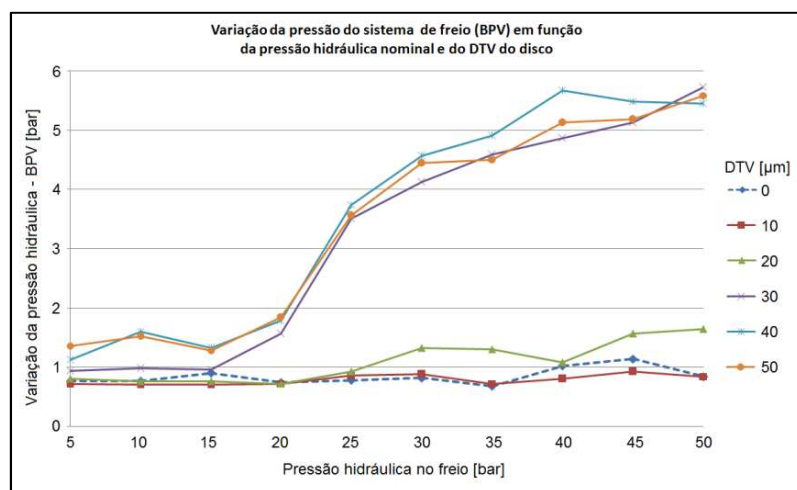


Figura 4.2.1 – Variação do torque do freio (*BTV*) em função da pressão hidráulica nominal em diferentes níveis de *DTV*.



Figuras 4.2.2 – Variação da pressão do sistema de freio (*BPV*) em função da pressão hidráulica nominal em diferentes níveis de *DTV*.

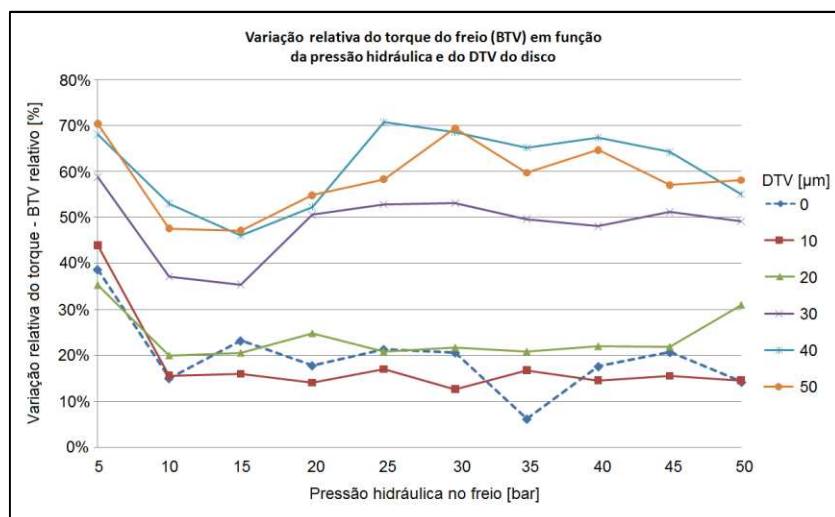
Tanto no caso do *BTV* quanto no *BPV* pode-se verificar a grande diferença no comportamento dos discos de 30, 40 e 50 μm de *DTV* em relação aos demais. A variação de torque e de pressão, nestes três casos, segue uma tendência crescente, acentuada a partir da pressão nominal de 30 bar.

As variações de torque e pressão observadas para os discos de 10 e 20 μm de *DTV* são menores, e tendem a acompanhar o comportamento do disco de referência (de aproximadamente 0 μm de *DTV*). Para a variável torque, existe um incremento da sua variação à medida que a pressão nominal aumenta, mas em taxa inferior à verificada nos discos de *DTV* maiores. A variação da pressão se mantém praticamente constante, da ordem de 1 bar.

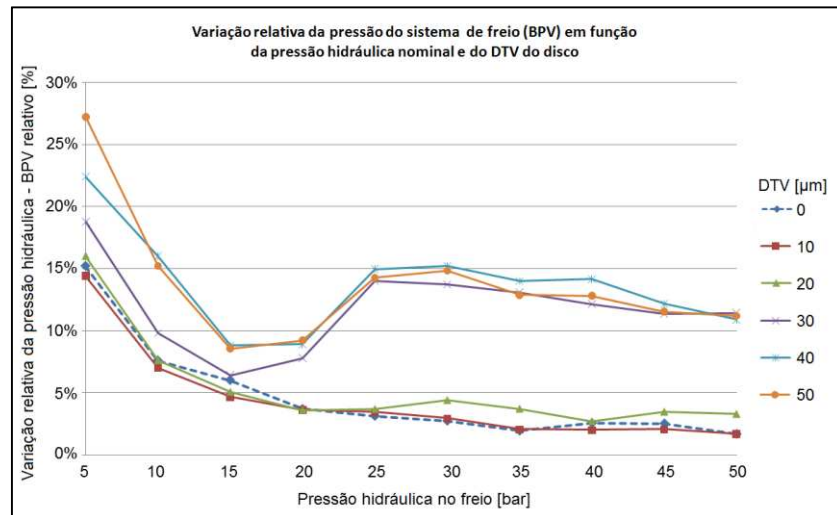
Outra forma de se observar estes resultados pode ser apresentada adimensionalizando os valores de variação máxima de torque em relação ao torque médio de cada frenagem, e também a variação máxima da pressão em relação à pressão nominal. Assim, gráficos da variação relativa do *BTV* e do *BPV* são apresentados nas figuras 4.2.4 e 4.2.5. Mais uma vez fica evidenciado o comportamento diferenciado dos discos de 30 μm de *DTV* e superiores.

$$BTV_{relativo} = \frac{BTV_{máximo}}{Torque\ médio} \quad (4.2.1)$$

$$BPV_{relativo} = \frac{BPV_{máximo}}{Pressão\ nominal} \quad (4.2.2)$$



Figuras 4.2.3 – Variação relativa do *BTV* em função da pressão nominal de frenagem, para diferentes níveis de *DTV*.



Figuras 4.2.4 – Variação relativa do *BPV* em função da pressão nominal de frenagem, para diferentes níveis de *DTV*.

Uma análise de correlação linear foi realizada, relacionando os valores medidos para o *BTV* e o *BPV*, tanto em níveis absolutos (máximos) quanto relativos. Podem-se observar valores altos de correlação, principalmente entre o *BTV* e o *BPV* máximos e entre o *BTV* e *BPV* relativos.

Tabela 4.2.1 – Estudo de correlação linear entre *BTV* e *BPV*.

	<i>BTV</i> Máx. (Nm)	<i>BPV</i> Máx. (bar)	Variação relativa do torque	Variação relativa da pressão
<i>BTV</i> Máx. (Nm)	1			
<i>BPV</i> Máx. (bar)	0,96	1		
Variação relativa do torque	0,67	0,72	1	
Variação relativa da pressão	0,34	0,46	0,86	1

Durante os ensaios em dinamômetro as vibrações do cavalete nas direções *Y* e *Z* foram medidas, bem como a velocidade de rotação do eixo. Esta instrumentação foi utilizada para a análise de ordem dos sinais de vibração, a exemplo da medição que se fez em veículo.

Novamente, os sinais em primeira e segunda ordem foram analisados quanto ao máximo valor da magnitude de vibração em cada frenagem. Vibrações em terceira ordem, quarta ordem e até superiores foram observadas em amplitudes significativas, mas uma vez que não foram constatadas nas medições em veículo pode-se concluir que estas sejam provenientes de componentes do dinamômetro, como motores ou mancais, por exemplo. Por este motivo, as vibrações de terceira ordem e superiores não foram analisadas.

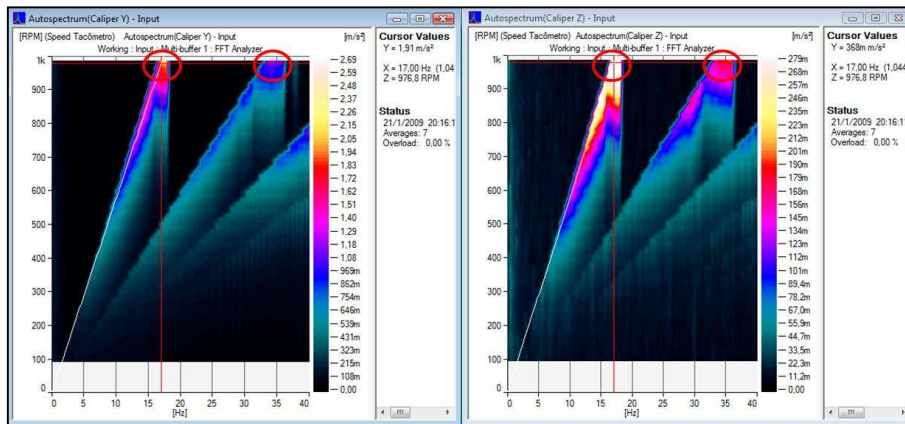
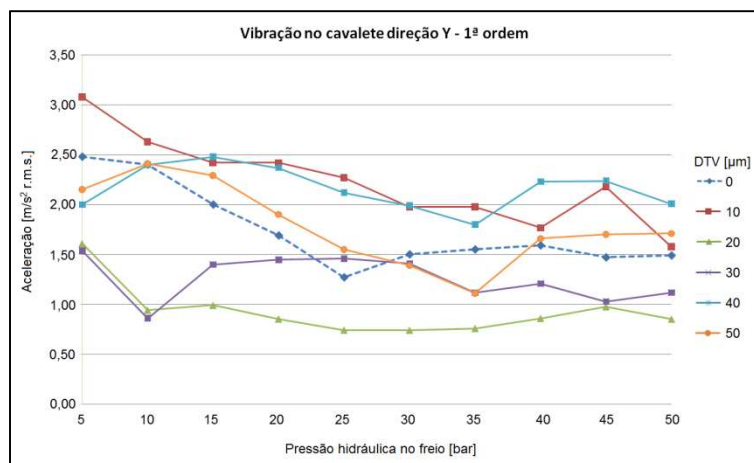


Figura 4.2.5 – Análise de ordem dos sinais de vibração nas direções *Y* e *Z* do cavalete, para uma frenagem simulada em dinamômetro.

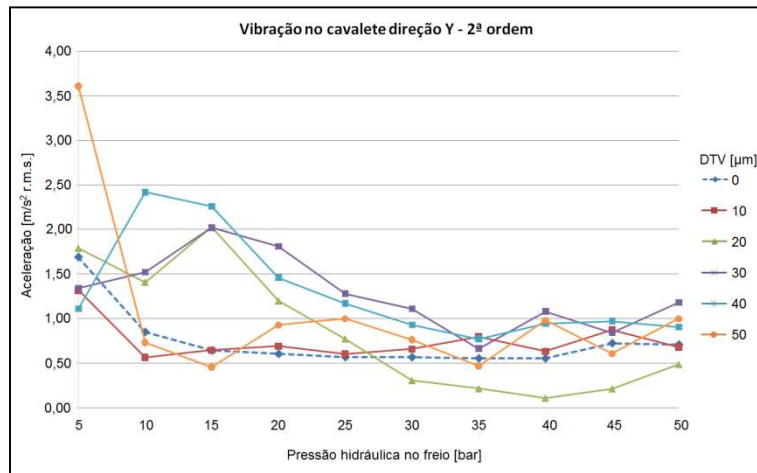
Os dados foram tabelados e plotados em gráficos relacionando a magnitude máxima de vibração em primeira ou segunda ordem na direção *Y* ou *Z* do cavalete, a pressão hidráulica aplicada no freio e o *DTV* do disco testado – Figuras 4.2.7 a 4.2.10.

Pode-se observar que o comportamento das curvas levantadas em dinamômetro não seguem o mesmo padrão observado em veículo em nenhum dos casos, além das magnitudes das vibrações serem menores. Este comportamento se justifica pelo tipo de montagem que se faz em dinamômetro, uma vez que o freio é montado em um dispositivo rígido acoplado à célula de carga. Já no veículo, as maiores magnitudes de vibração são decorrentes do sistema de freio ficar posicionado junto à roda em uma montagem que adiciona mais graus de liberdade, pois precisa acompanhar o movimento da suspensão (direção *Z*) e do esterçar das rodas (direção *Y*).

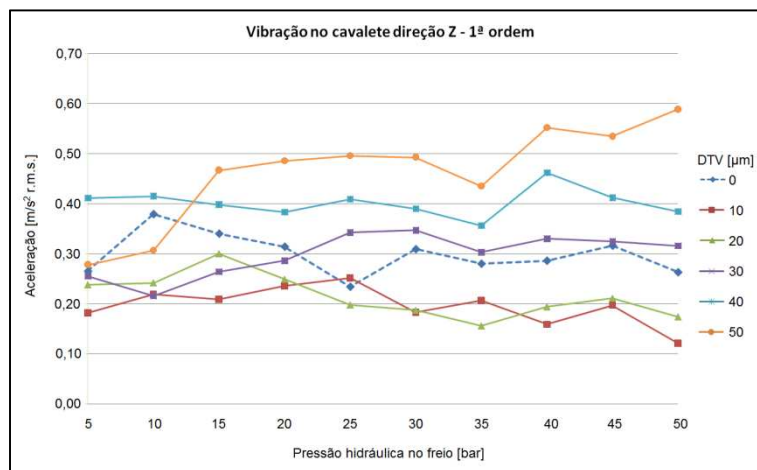
Estudos das correlações lineares entre o *BTV* e o *BPV* medidos identificaram forte correlação com as vibrações na direção *Z*, principalmente em segunda ordem.



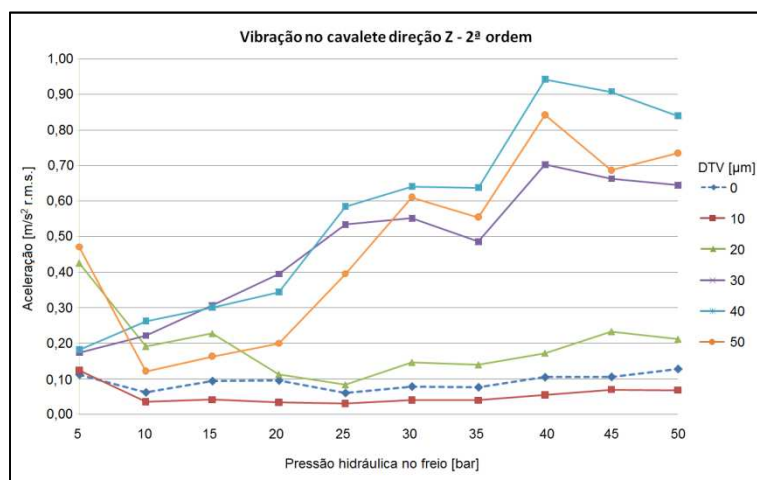
Figuras 4.2.6 – Gráficos da máxima magnitude de vibração em primeira ordem na direção *Y*, em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de *DTV*.



Figuras 4.2.7 – Gráficos da máxima magnitude de vibração em segunda ordem na direção Y , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de DTV .



Figuras 4.2.8 – Gráficos da máxima magnitude de vibração em primeira ordem na direção Z , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de DTV .



Figuras 4.2.9 – Gráficos da máxima magnitude de vibração em segunda ordem na direção Z , em função da pressão hidráulica, para discos de diferentes níveis de DTV .

Tabela 4.2.2 – Estudo de correlação linear entre as magnitudes de vibração do cavalete, *BTV* e *BPV*.

	Aceleração Máxima no cavalete de freio (m/s^2)			
	Direção Y, 1ª ordem	Direção Y, 2ª ordem	Direção Z, 1ª ordem	Direção Z, 2ª ordem
<i>BTV</i> Máx. (Nm)	-0,10	-0,13	0,67	0,91
<i>BPV</i> Máx. (bar)	-0,09	-0,06	0,66	0,94
Varição relativa do torque	0,15	0,37	0,71	0,79
Varição relativa da pressão	0,27	0,55	0,50	0,57

Apesar de ser a geração de *DTV* a causa raiz das vibrações tipo *judder* em freios, os ensaios em dinamômetro mostram que o acompanhamento do *BTV* ou do *BPV* ao longo das sucessivas frenagens de um teste pode retornar informações suficientes para determinar se um nível crítico de *DTV* foi alcançado. Os resultados apresentados nas Figuras 4.2.1 e 4.2.2 mostram que frenagens de baixa pressão não permitem discernir com clareza o nível de *DTV* de um disco através da medição do *BTV* ou do *BPV*. Por outro lado, frenagens em pressões de 30 bar ou mais permitem observar patamares bastante distintos de *BTV* e *BPV* entre discos com *DTV* inferior ou superior a 30 μm , valor que representou o limiar para a ocorrência de *judder* em veículo.

O comportamento do $BPV_{Máximo}$ em função do *DTV* pode ser plotado para frenagens de 30 bar de pressão e superiores (Figura 4.2.10), onde se observa dois patamares evidentes: variações de pressão da ordem de 1 bar para discos de baixo *DTV* e variações em torno de 5 bar para discos de 30 μm de *DTV* ou mais.

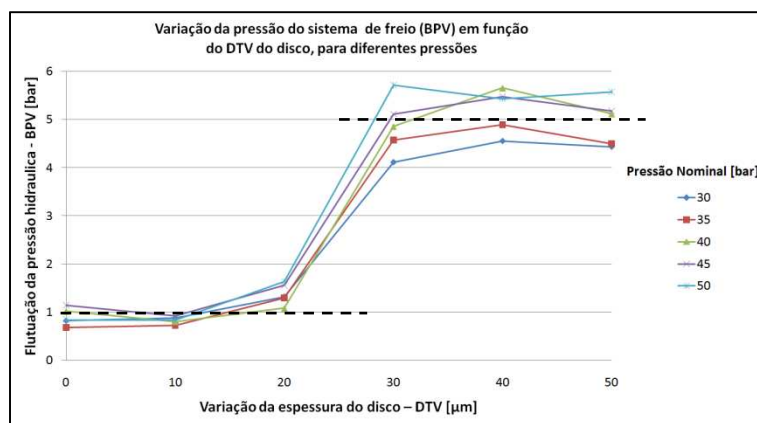


Figura 4.2.10 – $BPV_{Máximo}$ em função do *DTV*, para pressões de 30 a 50 bar.

Da mesma forma, plotando o $BTV_{Relativo}$ em função do *DTV* para frenagens de 30 bar de pressão e superiores (Figura 4.2.11), pode-se constatar que discos de baixo *DTV* apresentam

variações de torque de até 20% do torque médio, enquanto que discos com *DTV* críticos apresentam variações superiores a 50%.

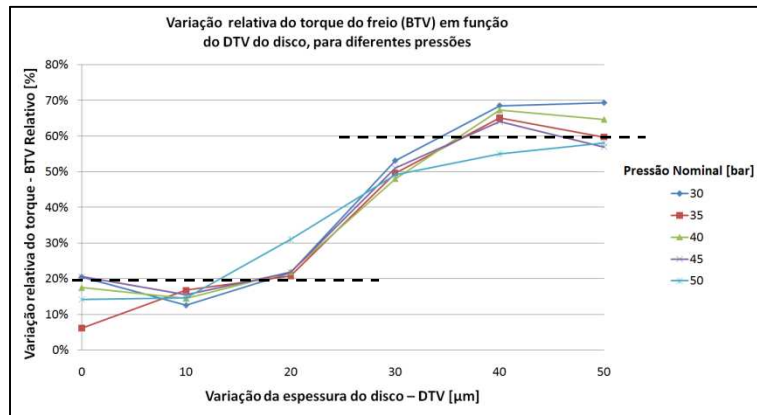


Figura 4.2.11 – BTV_{Relativo} em função do *DTV*, para pressões de 30 a 50 bar.

5. CONCLUSÕES

- Dos ensaios em veículo:

A vibração do tipo *judder* pode ser originada pela variação da espessura do disco de freio (*DTV*) e, no caso do padrão de *DTV* em primeira ordem das amostras de disco produzidas, as vibrações de maior magnitude ocorreram em primeira e segunda ordens, em frequências inferiores a 17 Hz para a primeira ordem e 33 Hz para a segunda ordem, correspondentes à rotação das rodas de 1000 rpm.

Conforme demonstrado nos gráficos das Figuras 4.1.6 e 4.1.7, o volante do veículo mostrou ser a região mais crítica quanto à excitação das vibrações, uma vez que faz interface com as mãos do condutor e por ser este o local que apresentou vibrações de maior amplitude, atingindo nível classificado como desconfortável em algumas das medições. Observa-se ainda que os maiores níveis de vibração do volante foram registrados em aplicações de pressão baixa ou moderada, entre 5 e 25 bar, condição de comum utilização do freio.

As vibrações excitadas pelo *DTV* também são percebidas com facilidade no pedal de freio, chegando a alcançar nível um pouco desconfortável em alguns casos, conforme gráficos das Figuras 4.1.8 e 4.1.9. Neste local, as maiores magnitudes de vibração ocorrem em pressões elevadas, acima de 25 bar, atingindo valores mais altos para o disco de maior *DTV* nas pressões de 45 e 50 bar. Estas condições de frenagem de alta pressão hidráulica representam situações de emergência e resultam em desacelerações rápidas do veículo, conduzindo-o à parada completa em poucos segundos. Nestes casos, de uma forma geral, o motorista estará menos atento às vibrações e terá menos tempo para percebê-las. Assim, mesmo que as maiores amplitudes sejam alcançadas nas maiores pressões, a vibração do pedal deve ser mais facilmente percebida em frenagens leves ou moderadas.

Em nenhum dos casos testados foi observada vibração no assoalho do veículo que atingissem níveis de desconforto (vide gráficos das Figuras 4.1.10 e 4.1.11). O efeito da vibração nesta região poderá atingir níveis maiores somente no caso de um veículo que apresente alguma ressonância na faixa de frequências abrangida pelo *judder*. Uma vez que a existência ou não de ressonâncias é uma característica de cada modelo de automóvel, um critério generalizado não pode ser adotado, sendo portanto necessárias avaliações caso a caso.

Nas avaliações do *judder* em veículo, as melhores correlações entre as vibrações medidas no freio (fonte de excitação) e no interior do veículo foram observadas para direção *Y* do cavalete, direção esta normal à superfície do disco. A posição de montagem do sistema de freio junto à roda do veículo faz com que este se movimente para acompanhar a suspensão (direção *Z*)

e para acompanhar o esterçamento das rodas (tangencial à direção Y). Esta condição pode explicar as maiores magnitudes de vibração do cavalete para a direção Y , uma vez que o movimento na direção Z exige maior esforço para vencer o peso do veículo apoiado na suspensão – ou seja, existe maior rigidez na direção Z . Além disto, devido ao posicionamento do cavalete à frente do eixo da suspensão, qualquer vibração na direção Y culmina em movimentos de esterçamento das rodas e, portanto, em vibrações no volante.

- Dos ensaios em dinamômetro:

Nas simulações realizadas em dinamômetro as vibrações medidas na direção Z apresentaram maior correlação com as magnitudes das variações de torque e de pressão do freio (BTV e BPV), apesar daquelas na direção Y alcançarem maiores amplitudes. Em comparação com as vibrações medidas em veículo, entretanto, as amplitudes medidas em dinamômetro são significativamente menores, para ambas as direções. Mais uma vez, a condição de montagem do freio pode explicar este comportamento, uma vez que no dinamômetro o sistema fica acoplado a um dispositivo rígido, solidário ao transdutor de torque. Por este motivo, as medições em bancada das vibrações causadas pelo DTV não devem ser consideradas, a menos que o dispositivo de acoplamento do freio no dinamômetro seja modificado a ponto de melhor representar a condição de veículo, o que ainda precisaria ser validado.

Por outro lado, as medições da variação de torque e pressão em dinamômetro mostraram uma forte relação com o DTV . As Figuras 4.2.10 e 4.2.11 mostram que tanto o BTV quanto o BPV tem significativo incremento quando se passa a trabalhar com discos de DTV igual ou superior a 30 μm , comportamento que fica mais evidente em pressões acima de 30 bar. Este limite de DTV é coincidente com o observado nos ensaios em veículo, onde discos com DTV a partir de 30 μm apresentaram níveis de vibração incômodos ao motorista.

A partir destas observações conclui-se que o BTV e o BPV são parâmetros importantes para serem acompanhados nos ensaios em dinamômetro. Estes ensaios em bancada para avaliação da evolução do DTV podem ser incrementados com frenagens de aproximadamente 40 bar em caráter de inspeção, em etapas estratégicas do teste. As medições do $BPV_{\text{Máximo}}$ e do BTV_{Relativo} nestas frenagens podem ser utilizadas como parâmetros para determinar o encerramento precoce do ensaio pelo atingimento de níveis que remetam a um DTV superior ao critério de aprovação do freio. Indo mais além, BTV_{Relativo} e $BPV_{\text{Máximo}}$ podem figurar como parte do critério de aprovação do freio.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O fenômeno vibração do tipo *judder* em freios tem suas possíveis causas suficientemente conhecidas, apesar de que, uma vez ocorrendo, exija uma profunda análise para determinar com precisão o que esta provocando o *judder* em cada caso particular. Somente após o correto diagnóstico do problema é que se pode indicar qual componente do sistema de freios deve ser trabalhado para sanar uma ocorrência pontual ou evitar o seu aparecimento em uma produção seriada de veículos.

Todavia, algumas variáveis que, eventualmente, podem contribuir para o agravamento do *judder* ainda exigem estudos para a determinação de seus graus de influência sobre as vibrações e, ainda mais importante, a sugestão de seus níveis ótimos.

Como sugestões para estudos futuros os seguintes temas são elencados:

- Avaliar diferentes níveis para o coeficiente de atrito entre o par de fricção pastilha e disco de freio. Esta análise pode ajudar a entender a influência desta variável sobre a amplitude do BTV e as magnitudes de vibrações;
- Correlacionar as magnitudes de vibração do freio com a utilização de materiais de atrito em diferentes patamares de compressibilidade. A este estudo compete revelar se materiais de atrito de maior compressibilidade podem ter característica favorável ao amortecimento das vibrações;
- Estudar a influência da ordem em que o *DTV* se apresenta no disco em relação ao *judder*. Como apontado no presente estudo, as vibrações de ordem superior a segunda não alcançaram magnitude suficiente para interferir na questão de conforto, quando utilizando-se discos com *DTV* primordialmente em primeira ordem. A partir deste estudo poder-se-á estipular a criticidade da ordem do *DTV* frente ao fenômeno;
- Investigar a ocorrência do *DTV* simultaneamente em mais do que um disco de freio do mesmo veículo (por exemplo, os dois freios dianteiros ou os quatro freios no caso de veículos equipados com freios a disco nas quatro rodas). Esta análise pode determinar até que ponto as vibrações em diferentes regiões do automóvel podem ser amplificadas (ou eventualmente reduzidas) quando o *DTV* dos discos estiverem em fase ou anti-fase.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATE N 543 27.00 sheet 050, 2002. “**Customer Product Specification – Disc Brake Pads**”. Continental Teves AG & Co. oHG.

Bendat, Julius S., e Piersol, Allan G., 1986. “**Random Data – Analysis and Measurement Procedures**”. Segunda edição. John Wiley & Sons, Inc.

Breuer, B., e Bill, K., 2008. “**Brake Technology Handbook**”. 1ª edição em inglês. SAE International.

Brüel & Kjær, 2007-08. “**Order Analysis Type 7702 for Pulse, the Multi-analyzer System Type 3560**”. Product Data.

Dante, R.C., Navire, C., 2005. “**Cold wear of brake disc related to brake induced vibrations**”, Int. J. Vehicle Noise and Vibration, Vol. 1, Nos. 3/4, pp.287–306.

Eggleston, D., 1999. “**Cold Judder**”, Eurac Technical Bulletin 00029711.

Eggleston, D., 2000. “**Thermal Judder**”, Eurac Technical Bulletin 00034056.

Fieldhouse, J., e Beveridge, C., 2001. “**An Experimental Investigation of Hot Judder**”. SAE Technical Paper.

Griffin, M. J., 1996. “**Handbook of Human Vibration**”. Academic Press, 1ª edição.

Hewlett-Packard, 1996-97. “**Order Analysis**”. Realtime Update.

ISO 2039-2 (E), 1987. “**Plastics – Determination of Hardness**”. International Organization for Standardization.

ISO 2631-1 (E), 1997. “**Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration**”. International Organization for Standardization.

ISO 5349-1, 2001. “**Mechanical Vibration - Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration**”. International Organization for Standardization.

Limpert, R., 1999. “**Brake Design and Safety**”, Society of Automotive Engineers, Inc.

Liu, W., e Pfeifer, J., 2007,. “**Introduction to Brake Noise & Vibration**”. Apresentação. Honeywell Friction Materials.

Maeda, S., e Shibata, N., 2007. “**Subjective Scaling of Hand-Arm Vibration**”. Industrial Health 2008, 46.

National Instruments Corporation, 2007. “**Getting Started to Order Analysis**”.

Okamura, T., Hasegawa, K., e Herai, J., 2005. “**High-Precision Brake Discs to Reduce Judder**”. SAE Technical Paper.

Panier, S., Dufrénoy, P., e Weichert, D., 2003. “**An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes**”. Wear 256 (2004) 764–773.

Pompon J. P., 1997. “**The Brake Disc Manual**”, Brembo, Curno, Italia.

Ripley, M. e Kirstein, O., 2006. “**Residual stresses in a cast iron automotive brake disc rotor**”. Physica B 385–386 (2006) 604–606.

SAE J661, 1997. “**Brake Lining Quality Test Procedure**”. Society of Automotive Engineers, Inc.

SAE J866, 2002. “**Friction Coefficient Identification System for Brake Linings**”. Society of Automotive Engineers, Inc.

Schumann, M., Winner, H., 2006. “**Analysis method for Assessing Irregular Brake Disk Wear on Motor Vehicle Disk Brakes**”, XXVIth International μ Symposium.

Wikipedia, 2008. “**Disc Brake**”, artigo de Wikipedia em <http://en.wikipedia.org/wiki/>. Acessado em 06 de Outubro de 2008.

Yevtushenko, A., e Ivanyk, E., 1995. “**Determination of Heat and Thermal Distortion in Braking Systems**”. Wear 185.

“**Brake Tech #01 - The final word on brake judder and “warped” discs**”. Boletim técnico em www.powerbrake.co.za. Acessado em 18 de Setembro de 2008.

“**Cambridge Advanced Learner's Dictionary**” em <http://dictionary.cambridge.org/>. Acessado em 20 de Janeiro de 2009.

ANEXO I – MEDIÇÕES DE *DTV* EM BANCADA PARA OS DISCOS TESTADOS

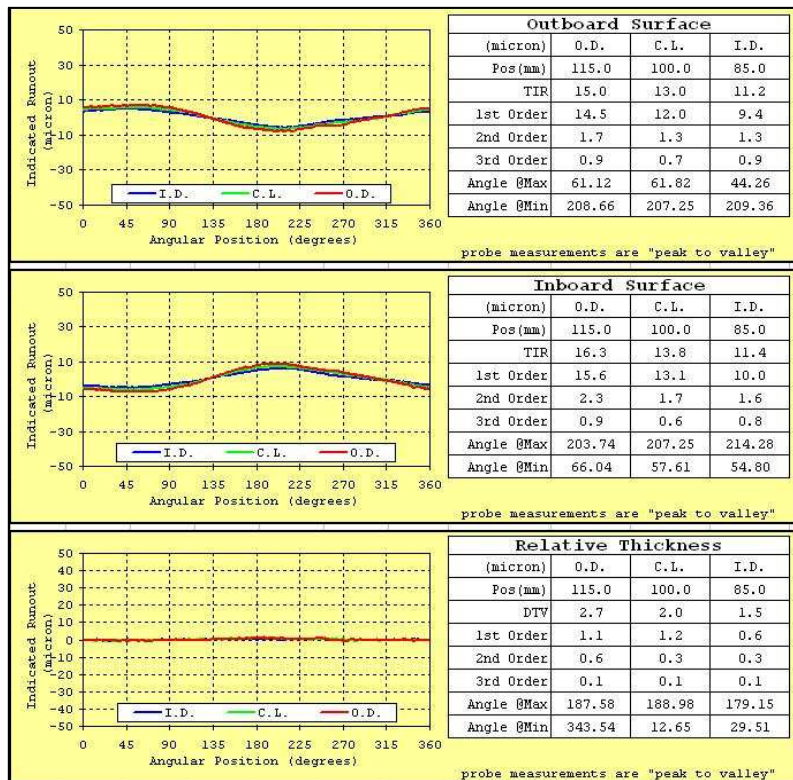


Figura A.1 – Resultado da medição do *DTV* em bancada – Disco A – *DTV* próximo a 0 μm .

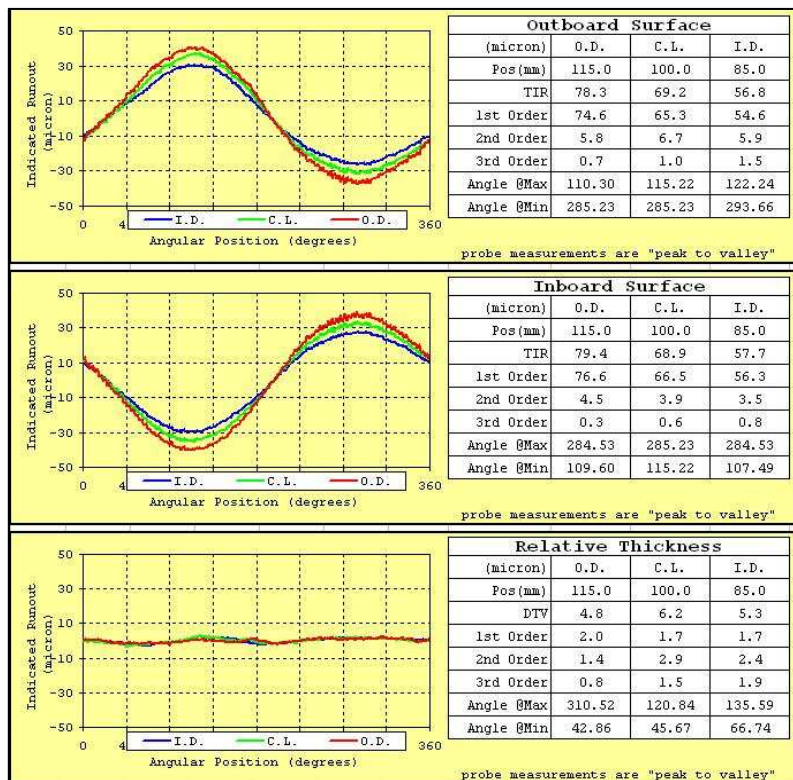


Figura A.2 – Resultado da medição do *DTV* em bancada – Disco B – *DTV* próximo a 10 μm .

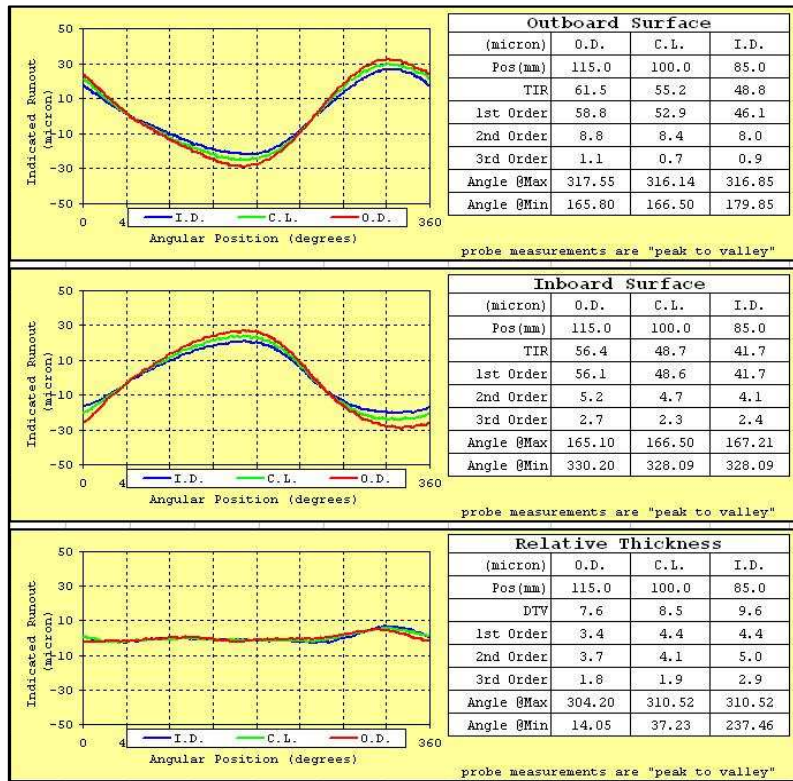


Figura A.3 – Resultado da medição do *DTV* em bancada – Disco C – *DTV* próximo a 20 μ m.

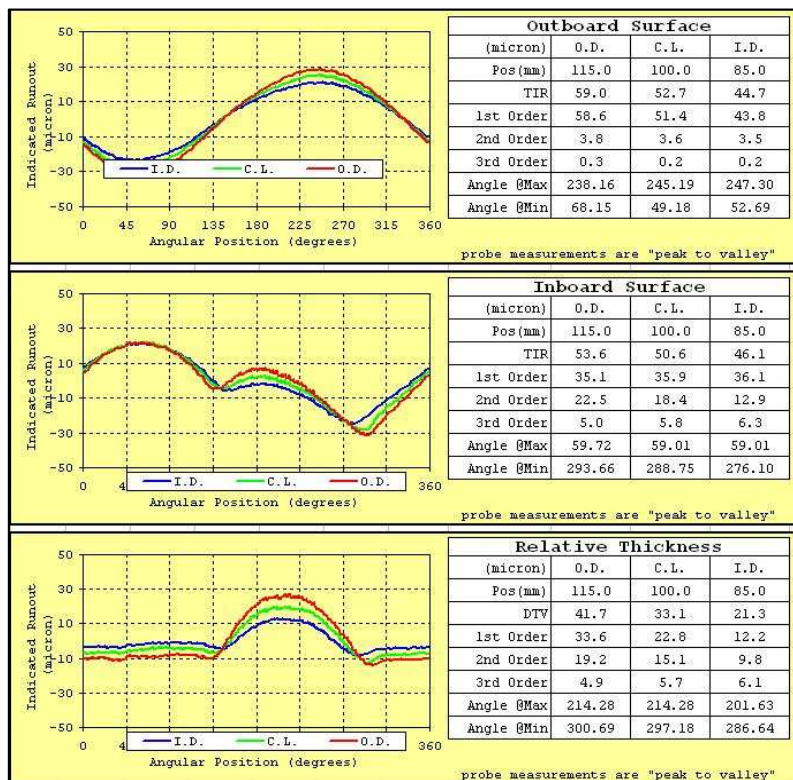


Figura A.4 – Resultado da medição do *DTV* em bancada – Disco D – *DTV* próximo a 30 μ m.

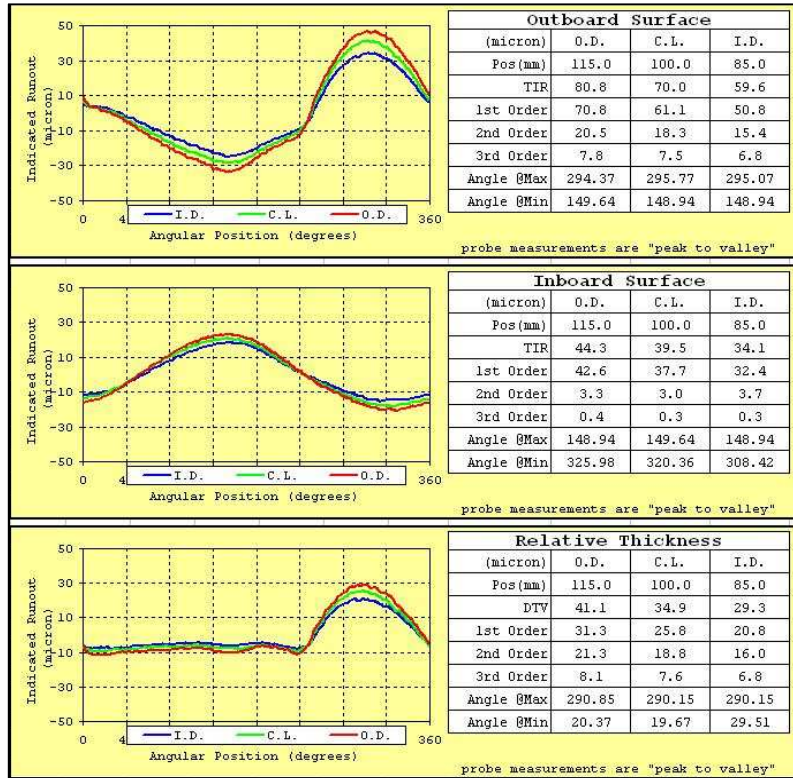


Figura A.5 – Resultado da medição do DTV em bancada – Disco E – DTV próximo a 40 μm.

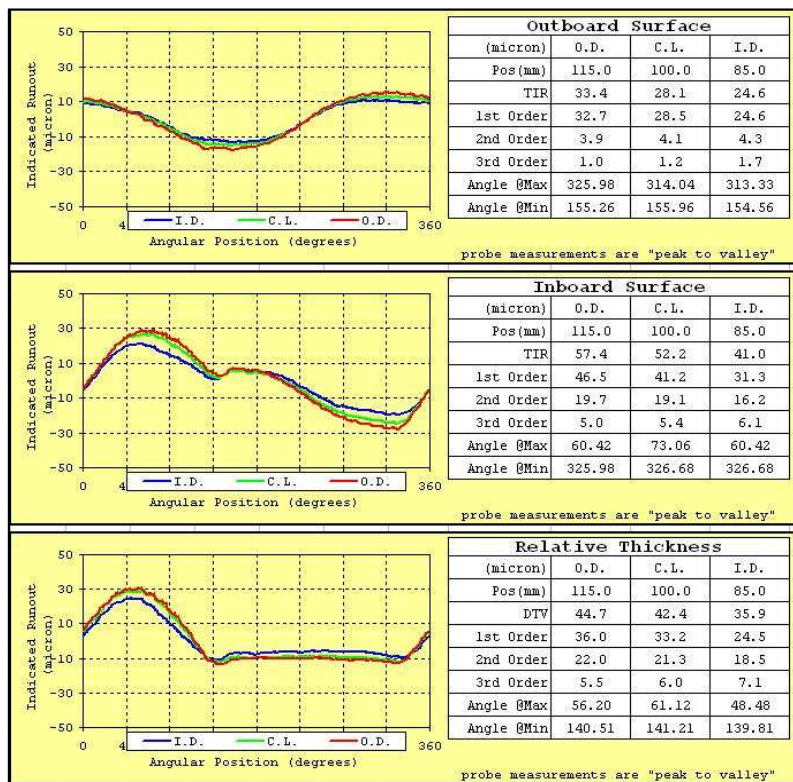


Figura A.6 – Resultado da medição do DTV em bancada – Disco F – DTV próximo a 50 μm.

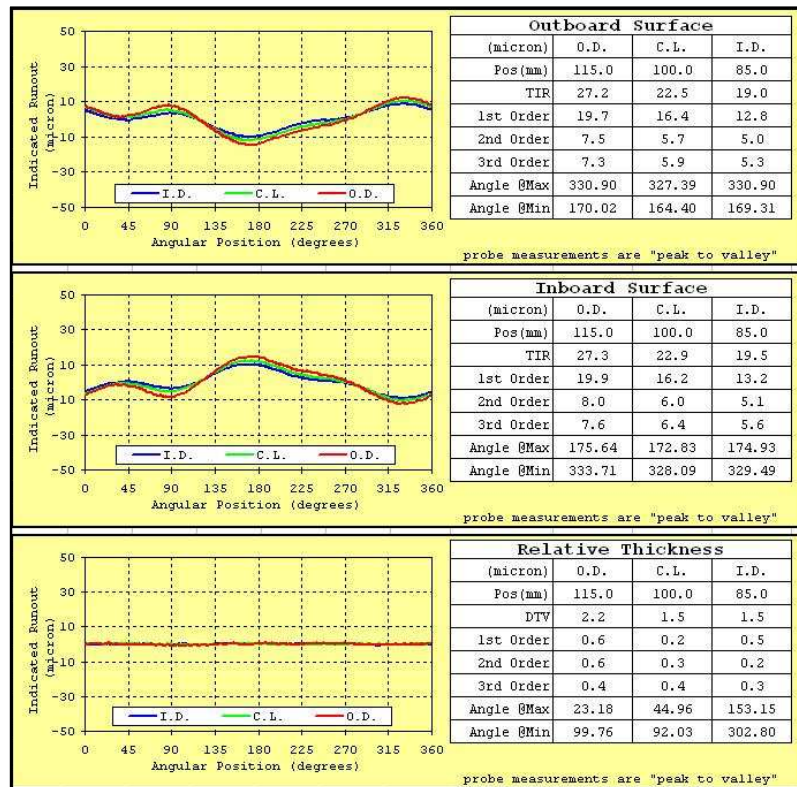


Figura A.7 – Resultado da medição do *DTV* em bancada – Disco G – *DTV* próximo a 0 μ m.