

MAIK BRISCESE MÜLLER

PROPOSTA DE UMA METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DE
NOVO FORNECEDOR DE FREIOS TRASEIROS A TAMBOR PARA
VEÍCULOS JÁ EM PRODUÇÃO

São Paulo

2009

MAIK BRISCESE MÜLLER

PROPOSTA DE UMA METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DE
NOVO FORNECEDOR DE FREIOS TRASEIROS A TAMBOR PARA
VEÍCULOS JÁ EM PRODUÇÃO

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

São Paulo

2009

MAIK BRISCESE MÜLLER

PROPOSTA DE UMA METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DE
NOVO FORNECEDOR DE FREIOS TRASEIROS A TAMBOR PARA
VEÍCULOS JÁ EM PRODUÇÃO

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

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Müller, Maik Briscese

Proposta de uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção / Maik Briscese Müller. – São Paulo, 2009.

69p.

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

1. Automóveis. 2. Freios. 3. Freio traseiro a tambor. 4. Mudança de fornecedor. I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. II. T.

DEDICATÓRIA

Unicamente à minha esposa e mestre Vanessa Tuma Müller pelo apoio, incentivo, paciência e ajuda. Sua motivação nos momentos mais difíceis me impediu de desistir no meio do caminho, sua cobrança me fez sentar e começar a escrever, suas críticas me fizeram apagar, reorganizar e reescrever até que este trabalho ficasse minimamente inteligível para um leigo no assunto e condizente com o título pretendido.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho pela efetiva orientação, pelo grande apoio, pelas críticas construtivas e pelo incentivo na elaboração deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Marcílio Alves, por me indicar ao meu orientador.

Ao meu amigo Daniel Franklin Calasso, por me incentivar a ingressar no curso e pelo companheirismo no trajeto, aulas, palestras e trabalhos extra classe durante estes dois anos de mestrado.

Aos meus pais e irmã, que souberam compreender minhas ausências durante os finais de semana em virtude da elaboração deste trabalho.

Aos meus sogros, que me apoiaram e me deram segurança financeira em caso de necessidade.

Ao colega Luiz C. Corato, pelo apoio incontestável e irrestrito a minha participação no curso de mestrado.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram para a realização deste trabalho.

RESUMO

O projeto de um sistema de freios a tambor é altamente especializado, por este motivo é um produto terceirizado ou *black box*, onde os fornecedores investem em pesquisas e detêm patentes de sua construção e materiais. Porém, cabe a montadora definir os requisitos do produto, propor o plano de validação do projeto do freio à aplicação no veículo ao qual se destina e interpretar os resultados para aprovação. Parte da execução deste plano é delegada ao fornecedor (DFMEA, simulações numéricas, ensaios acelerados em bancada), enquanto as partes de certificação governamental, desempenho e durabilidade em veículo são de responsabilidade da montadora.

A metodologia existente para desenvolvimento de freios a tambor destina-se ao desenvolvimento conjunto de um novo carro e um novo sistema de freio completo. Assim, além das incertezas sobre parâmetros do projeto de veículo que influem no projeto do freio, existe uma maior facilidade de se alterar os sistemas de interface do freio a tambor, uma vez que ainda não existem ferramentais produtivos.

Este trabalho apresenta uma metodologia para o desenvolvimento de um novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção, sob o ponto de vista da engenharia de produto. A metodologia proposta pretende atender as necessidades das montadoras de automóveis instaladas no Brasil, uma vez que estas necessitam buscar alternativas no fornecimento de sistemas automotivos de grande responsabilidade, com qualidade e custos globalmente competitivos.

Esta metodologia é destinada à substituição do fornecedor (e portando no projeto) do freio a tambor, visando especialmente redução de custos, para veículos já em produção, procurando manter inalteradas as peças de interface, além de preservar ou, se possível, exceder os parâmetros de qualidade, durabilidade e desempenho do sistema ao qual virá a substituir. Para comprovar a metodologia apresentada, esta é aplicada a um caso real para um veículo de passeio pequeno, e então são apresentados os resultados parciais.

Palavras-chave: Automóveis. Freios. Freio traseiro a tambor. Mudança de fornecedor.

ABSTRACT

The project of a system of drum brakes is highly specialized, for this reason is a third part product, so-called “black box” product, where the suppliers invest in research and withhold patents of its construction and materials. However, the car OEMs define the requirements of the product, propose the validation plan for the brake project to the application in the vehicle it destines and evaluate the results for approval. Part of the execution of this plan is delegated to the supplier (DFMEA, numerical simulations, speed up bench tests), while steps of governmental certification, performance and durability in vehicle are of responsibility of the OEMs.

The existing methodology for drum brake development destines to jointly development of a new car and a complete new brake system. Thereby, beyond uncertainties on parameters of the vehicle project that influence in the project of the brake, it is easier to modify the systems of interface with the drum brake, therefore productive tooling not yet exists.

The dissertation purpose is to propose a methodology for development of new supplier of rear drum brakes for vehicles already in production, under the point of view of the product engineering. The methodology proposed intends to attend the needs of the car manufacturers installed in Brazil, once those are searching alternatives of suppliers of great responsibility automotive systems, with globally competitive costs and quality.

The methodology proposal is destined to replace the supplier (and so the project also) of the drum brake, aiming for cost reduction specially, for vehicles already in production, looking for keeping parts of interface unchanged and to maintain or, if possible, to exceed the parameters of quality, durability and performance of the system which it will come to substitute. To confirm the proposed methodology, this is applied to a real case for a small passenger vehicle and then the partial results are shown.

Keywords: Automobiles. Brakes. Rear drum brakes. Supplier change.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 – Sistema de freios convencional para carros.....	6
Figura 2.2 – Mecanismo do pedal de freio.....	7
Figura 2.3 – Servo-freio de câmara dupla.....	8
Figura 2.4 – Cilindro mestre convencional.....	10
Figura 2.5 – Freios a disco: (a) tipo fixo; (b) tipo flutuante.....	11
Figura 2.6 – Tipos de freio a tambor e fator de freio.....	13
Figura 2.7 – Fator de freio C^* em função do coeficiente de atrito entre o material de atrito e a pista de frenagem e em função da velocidade inicial.....	14
Figura 2.8 – Freio a tambor Simplex com freio de estacionamento integrado.....	14
Figura 2.9 – Divisão da pressão hidráulica com válvula de corte fixo.....	16
Figura 2.10 – Divisão da pressão hidráulica com válvula sensível a carga.....	17
Figura 2.11 – Configurações do circuito hidráulico do freio.....	18
Figura 2.12 – Sistema de coordenadas de um veículo.....	18
Figura 2.13 – Forças atuantes em um veículo.....	19
Figura 2.14 – Forças atuantes nas lonas de um tambor de freio Simplex.....	21
Figura 2.15 – Gráfico de torque de frenagem versus tempo: (esq) freio a tambor; (dir) freio a disco.....	23
Figura 3.1 – Processos de fabricação de um freio a tambor projetado segundo conceito de manufatura enxuta.....	27
Figura 3.2 – Vista explodida de um freio a tambor de conceito simplificado.....	27
Figura 3.3 – Simulações de desgaste das lonas de freio.....	27
Figura 4.1 – Fluxograma das atividades de desenvolvimento de um projeto de freio a tambor.....	31
Figura 4.2 – Especificações técnicas básicas do freio a tambor.....	34
Figura 4.3 – Características do design do freio a tambor.....	34
Figura 4.4 – Vista explodida e relação de componentes principais do freio a tambor.....	35
Figura 4.5 – Cronograma de atividades de desenvolvimento do fornecedor.....	35
Figura 4.6 – Condições dos testes de durabilidade G4 no Campo de Provas Cruz Alta.....	39
Figura 5.1 – Cronograma inicial de engenharia do fornecedor.....	42

Figura 5.2 – Análise da montagem virtual do tambor de freio ao veículo.....	42
Figura 5.3 – Distribuição de pressão e desgaste das lonas de freio em função dos ângulos da lona no tambor de freio.....	43
Figura 5.4 – DFMEA do novo projeto do freio a tambor.....	44
Figura 5.5 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 1 a 12.....	46
Figura 5.6 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 13 a 24.....	47
Figura 5.7 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 25 a 30.....	48
Figura 5.8 – Valores do fator de freio (C^*) obtidos no teste AK Master de desenvolvimento do freio atual, em 2003.....	50
Figura 5.9 – C^* obtidos nos testes de AK Master (atual 2003, KD, LP#1, LP#2, LP#3 e LP#4).....	51
Figura 5.10 – Bancada de teste estrutural.....	58
Figura 5.11 – Estado dos freios a tambor e seus componentes após teste estrutural, freio atual.....	59
Figura 5.12 – Estado dos freios a tambor e seus componentes após teste estrutural, freio novo.....	60
Figura 5.13 – Teste de capacidade de torque do freio de estacionamento.....	61
Figura 5.14 – Fator de freio e temperatura das pastilhas, lonas e fluido de freio no teste de descida de serra lenta.....	64
Figura 5.15 – Fator de freio e temperatura das pastilhas, lonas e fluido de freio no teste de descida de serra rápida, com 35 paradas de recuperação.....	64

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 – BEF (ou C^*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master com freio a tambor semelhante e material de atrito das lonas igual ao proposto.....	36
Gráfico 5.1 – BEF (ou C^*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master, freio atual (KD).....	52
Gráfico 5.2 – BEF (ou C^*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master, freio proposto (amostra LP#1).....	53
Gráfico 5.3 – BEF (ou C^*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master, freio proposto (amostra LP#2).....	54
Gráfico 5.4 – BEF (ou C^*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master, freio proposto (amostra LP#3).....	55
Gráfico 5.5 – Desgaste das lonas de freio em função da temperatura inicial.....	57
Gráfico 5.6 – Desgaste médio das lonas de freio e limite superior em função da temperatura inicial.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Resultados comparativos dos testes de ruído.....	56
Tabela 5.2 – Torque obtido no teste de freio de estacionamento.....	61
Tabela 5.3 – Fator C* medidos em diversas condições de teste.....	62
Tabela 5.4 – Resultados dos testes de performance em descida de serra.....	62
Tabela 5.5 – Esforço de acionamento da alavanca de freio de estacionamento obtido em teste de rampa.....	63
Tabela 5.6 – Fator de freio inicial (ciclo 2).....	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	<i>Anti-lock Brake System</i>
ADVP&R	<i>Analysis/Development/Validation Plan and Report</i>
BA	<i>Brake Assist</i>
BBW	<i>Brake-by-Wire</i>
BEF	<i>Brake Efficiency Factor (o mesmo que fator de freio C*)</i>
CPV	<i>Cost Per Vehicle</i>
DFMEA	<i>Design based on Failure Mode and Effects Analysis</i>
EBD	<i>Electronic Brake Distribution</i>
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standard</i>
IPTV	<i>Incidents Per Thousand Vehicles</i>
NVH	<i>Noise, vibration, and harshness</i>
OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
QAS	<i>Quality Audit Survey</i>
RPN	<i>Risk Priority Number</i>
SOR	<i>State Of Requirements</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a_x	desaceleração do veículo [m/s^2]
b	distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade [m]
c	distância longitudinal do centro de gravidade ao eixo traseiro [m]
C^*	fator de freio [adimensional]
D_A	força de resistência aerodinâmica [N]
d_h	distância do eixo traseiro até o reboque [m]
d_k	diâmetro do cilindro de roda [mm]
e	distância perpendicular entre a força de atuação (P_a) ao pivô [m]
F_A	força de atrito entre o tambor à lona A [N]
F_B	força de atrito entre o tambor à lona B [N]
F_b	força de frenagem exercida pelo pneu ao solo [N]
F_{xf}	força de tração no eixo dianteiro [N]
F_{xr}	força de tração no eixo traseiro [N]
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
h	altura do centro de gravidade [m]
h_a	altura da força de resistência aerodinâmica [m]
h_h	altura do reboque [m]
I_w	momento de inércia do conjunto pneu e roda (e componentes do eixo de acionamento) [tbd]
L	distância entre eixos [m]
m	distância perpendicular entre a força normal (N_A ou N_B) ao pivô [m]
M_{pivo}	torque aplicado a sapata no pivô [N.m]
n	distância perpendicular entre a força de atrito na lona ao pivô [m]
N_A	força normal exercida pelo tambor de freio à lona A [N]
N_B	força normal exercida pelo tambor de freio à lona B [N]
P_a	força de atuação, exercida pelo êmbolo do cilindro de roda à sapata de freio [N]
p_{an}	pressão de contato entre a sapata e o êmbolo do cilindro de roda [bar]
p_h	pressão hidráulica do fluido de freio [bar]
r	raio dinâmico do pneu [m]
r_{eff}	raio efetivo do freio [m]

R_{hx}	força devido ao reboque na direção x [N]
R_{hz}	força devido ao reboque na direção z [N]
R_i	força de frenagem máxima atuante no eixo “i” [N]
R_{xf}	força de resistência ao rolamento do eixo dianteiro [N]
R_{xr}	força de resistência ao rolamento do eixo traseiro [N]
T_b	torque de frenagem do freio [N.m]
v_{max}	velocidade máxima do veículo [km/h]
W	peso do veículo [N]
W_f	peso dinâmico no eixo dianteiro [N]
W_r	peso dinâmico no eixo traseiro [N]
α_w	desaceleração rotacional das rodas [rad/s ²]
Θ	ângulo de rampa ou inclinação [rad]
μ	coeficiente de atrito entre a lona e o tambor de freio [adimensional]
μ_{HF}	coeficiente de adesão [adimensional]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivo do Trabalho.....	3
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	5
2.1 Conceitos básicos de um sistema de freios.....	5
2.2 O sistema de freio típico de um automóvel de pequeno porte para mercados emergentes (países em desenvolvimento).....	6
2.3 Principais componentes de um sistema de freio convencional.....	7
2.3.1 Pedal de freio.....	7
2.3.2 Servo-freio.....	8
2.3.3 Cilindro mestre e reservatório do fluido de freio.....	9
2.3.4 Freio a disco.....	11
2.3.5 Freio a tambor.....	12
2.3.6 Dispositivo de controle de pressão.....	15
2.3.7 Circuito hidráulico do freio.....	17
2.4 Revisão Teórica do Sistema de Freios.....	18
3 DESENVOLVIMENTO DE FREIO A TAMBOR.....	25
4 METODOLOGIA PROPOSTA.....	30
4.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR).....	31
4.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores.....	33
4.3 Simulações e análises virtuais (<i>Design Review</i>).....	37
4.4 Design based on Failure Mode and Effects Analysis (DFMEA).....	37
4.5 Ensaio em laboratórios (GP11).....	37
4.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo.....	38
4.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo.....	38
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	40
5.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR).....	40
5.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores.....	41
5.3 Simulações e análises virtuais (<i>Design Review</i>).....	42
5.4 <i>Design based on Failure Mode and Effects Analysis</i> (DFMEA).....	43
5.5 Ensaio em laboratórios (GP11).....	45

5.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo.....	61
5.6.1 Primeiro ciclo.....	61
5.6.2 Segundo ciclo.....	63
5.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo.....	65
6 CONCLUSÕES.....	66
REFERÊNCIAS.....	68

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Desde a abertura do mercado brasileiro de automóveis no início da década de 90 e principalmente após o crescimento dos *new comers*, as quatro grandes montadoras de veículos de passeio que primeiro se instalaram no Brasil (GM, Volkswagen, Fiat e Ford) vêm se preocupando cada vez mais em reduzir custos. Além da concorrência com os novos fabricantes locais (japoneses e franceses principalmente), o crescimento nas vendas de modelos importados, cada vez mais confiáveis, acessíveis e com maior rede de vendas e assistência técnica, vêm roubando participação de mercado entre os modelos não populares, onde as margens de lucro são maiores. Assim, surgiu a necessidade de redução de custos nos carros populares para compensar o lucro decrescente que decorre da maior competitividade no mercado de carros com motor acima de 1 litro. Acrescenta-se a este cenário o fato dos consumidores de carros populares serem altamente sensíveis a pequenas diferenças de preço, seja porque a renda média nacional ainda é baixa, seja pela elevada participação dos impostos na composição dos preços dos veículos.

Primeiro, as montadoras buscaram reduzir o custo estrutural, evitando desperdícios, otimizando processos internos e terceirizando serviços não ligados a atividade fim. Depois, a busca da redução de custos extrapolou as fronteiras da montadora e passou-se a enxergar nos fornecedores de materiais diretos grandes oportunidades de negócio.

Num primeiro estágio, as montadoras ofereceram parcerias com seus fornecedores, que propunham alterações em seus produtos e processos e dividiam os ganhos, com diminuição de custos para as primeiras ao reduzir o preço-peça contratado e aumento de lucro para os segundos, que repassavam apenas uma fração combinada da redução de custo ao preço. Também se iniciou a busca de comunização de componentes padronizados em seus diversos usos num mesmo modelo de veículo e também entre modelos distintos, visando aumento de volume e ganhos em escala. Com a interligação dos diversos sistemas e bancos de dados das montadoras multinacionais entre suas diversas divisões mundiais, tornou-se possível

comparar facilmente os preços de componentes similares com contratos em outras regiões. A maior abertura do mercado brasileiro a importação de peças também garantiu a liberdade para comprar componentes de onde os preços forem mais competitivos.

Neste contexto, o departamento de compras da montadora A iniciou um trabalho junto às demais áreas envolvidas (engenharia de produto, engenharia de qualidade de fornecedores, cadeia de suprimentos) para identificar, nomear e desenvolver uma nova fonte fornecedora de freio a tambor traseiro para veículos populares já em produção, por um processo abrangente conhecido como *Global Sourcing*.

Já existe uma metodologia para desenvolvimento do sistema de freios, porém esta se aplica somente quando está inserido no projeto de um carro novo (seja de uma nova plataforma, seja de uma remodelação ou *face lift*), quando existe uma liberdade maior em alterar as interfaces do freio a tambor. Neste caso, as fases de desenvolvimento do sistema de freios e do veículo devem caminhar em paralelo e coordenadas (já que constantes alterações num afetam diretamente o outro). Isso permite que os testes de integração em veículo exijam refinamentos no sistema de freios e entorno de menor porte.

Ocorre que esta metodologia não se mostra adequada para o caso específico, visto que o escopo da alteração do fornecedor e projeto do freio a tambor não está associado ao desenvolvimento de um novo carro, mas sim a redução de custos deste sistema sem alterações no carro ao qual se destina. Percebem-se, neste caso, dois fatos relevantes que inviabilizam o uso da metodologia existente: 1) a clara limitação de se alterar os componentes que fazem interface com o freio a tambor, visto que envolveria outros fornecedores e exigiria um desenvolvimento casado, com maior carga de trabalho e sem necessariamente aumentar a redução de custos; 2) os requisitos funcionais, de qualidade e de durabilidade atendidos pelo freio a tambor atual servirão como principais parâmetros para o novo sistema, permitindo manter as virtudes, eliminar os excessos e resolver os problemas do modelo em produção, usando inclusive dados de campo reais, tais como durabilidade média de lonas, custos de garantia, índice de insatisfação dos clientes quanto a ruído ou travamento de rodas.

1.2 Objetivo do Trabalho

O trabalho tem por objetivo propor e aplicar a um caso prático uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor e validação do projeto de freio a tambor traseiro para veículos automotores em produção. As premissas básicas são: manter ou melhorar o desempenho, qualidade, durabilidade e conforto do sistema de freios já em uso (com o freio a tambor de outro fornecedor) que são perceptíveis aos usuários do veículo; e manter inalterados os demais componentes do carro que fazem interface com o freio a tambor, desde o próprio sistema de freios (tais como tambor de freio, linha de freio, válvula de corte fixo, sistema de atuação de freios, alavanca e cabos do freio de estacionamento) até os demais sistemas (suspensão traseira, rodas, pneus e elementos de fixação).

Este método poderá servir de ponto de partida para outros desenvolvimentos específicos de freios a tambor para o mesmo fim (redução de custos com a mudança de fornecedor), ou de maneira mais ampla, para aproveitar parte desta metodologia em casos de desenvolvimento de outros conjuntos do sistema de freios ou chassis, quando associados apenas a alteração de fornecedor e/ou projeto e não a um novo veículo. O método terá forte apelo em países emergentes onde as montadoras possuem tanto estruturas fabris como corpo de engenharia de desenvolvimento de produtos, como Brasil, Coréia e China, visto que nestes a longevidade da produção de determinados modelos de veículos é grande comparado aos mercados desenvolvidos, onde a renovação dos modelos é mais freqüente.

Quanto à estrutura desta dissertação, o capítulo 2 mostra a revisão da literatura, apresentando os conceitos básicos de um sistema de freios automotivo, seus componentes e funções. Ainda neste capítulo, são descritos os principais componentes de um freio a tambor, seus tipos, componentes e funções. Apresenta-se o modelo matemático de um sistema de freio veicular submetido a uma frenagem em linha reta, para o cálculo das forças atuantes. Por último, modela-se como a força de frenagem determinada anteriormente para o eixo traseiro afeta o dimensionamento do freio a tambor.

O capítulo 3 apresenta algumas técnicas e recursos usados para desenvolvimento e validação de sistema de freios encontrados na literatura.

No capítulo 4, é descrita e justificada a metodologia adotada para o caso prático de desenvolvimento de novo fornecedor e validação do projeto de freio a tambor traseiro para um veículo popular já em produção no Brasil pela montadora A.

O capítulo 5 apresenta e discute os resultados do plano de validação do novo freio traseiro, conforme definidos pela metodologia sugerida no capítulo anterior.

Por último, no capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho e sugeridos assuntos para futuras pesquisas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Conceitos básicos de um sistema de freios

Parte fundamental de um veículo para permitir sua dirigibilidade, o sistema de freios deve permitir a condução do veículo nas mais diversas condições de tráfego de maneira segura e previsível, por meio do pressionamento do pedal de freio pelo condutor durante um trajeto ou do acionamento do freio de estacionamento em caso de parada prolongada.

Dada a sua importância na segurança do automóvel, o funcionamento e desempenho do sistema de freio são regulamentados por órgãos oficiais de cada país.

Porém, de maneira geral, o sistema de freio deve cumprir com as seguintes funções básicas (LIMPERT, 1999; BAUER, 2003):

- Diminuir a velocidade do veículo em movimento (à frente ou à ré), aumentando gradativamente sua desaceleração.
- Manter a velocidade do veículo constante durante um trajeto em declive, impedindo uma aceleração indesejada.
- Levar o veículo até a total imobilidade.
- Manter o automóvel completamente parado quando estacionado.

Estas funções devem ser satisfeitas em condições de uso normal e em menor grau quando ocorrer uma eventual falha no sistema. Assim, o sistema de freios pode ser classificado em (BOSCH, 2007):

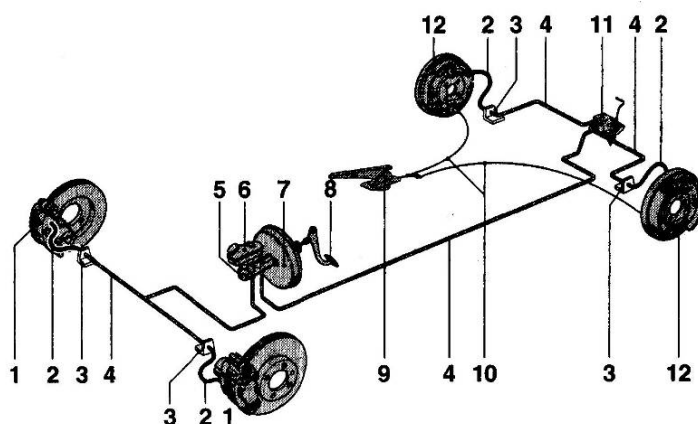
- Freios de serviço: todos os elementos do sistema que permitam ao condutor regular a velocidade ou realizar a parada do veículo, ou seja, são responsáveis pelas três primeiras funções acima.
- Freios de emergência ou secundários: idem ao anterior, com menor grau de eficiência, em caso de falha no freio de serviço.
- Freio de estacionamento: todos os elementos do sistema que permitam ao veículo permanecer parado, inclusive em aclives ou declives, sem a necessidade da presença do condutor.

2.2 O sistema de freio típico de um automóvel de pequeno porte para mercados emergentes (países em desenvolvimento)

Os sistemas de freio usados na quase totalidade dos veículos de passeio são do tipo convencional, embora já esteja se tornando cada vez mais comum o uso de freios eletrônicos.

No sistema convencional, a ação do freio de serviço inicia-se pela combinação deslocamento e força do pé do condutor aplicado ao pedal de freio. Este esforço mecânico é amplificado e transformado em pressão hidráulica pelo conjunto servo-freio e cilindro mestre. Esta pressão é transmitida pelas linhas de freios, proporcionando o deslocamento dos materiais de atrito (pastilhas e lonas) dos freios dianteiro e traseiro contra os elementos girantes solidários às rodas (discos ou tambores) e gera atrito, dissipando assim a energia cinética do veículo na forma de calor (e ruído).

A figura 2.1 mostra um sistema de freios convencional em veículos de passeio e seus principais componentes.



(1) freio a disco; (2) flexível de freio; (3) conector; (4) linha de freio; (5) cilindro mestre; (6) reservatório do fluido de freio; (7) servo-freio; (8) pedal de freio; (9) alavanca do freio de estacionamento; (10) cabo do freio de estacionamento; (11) válvula reguladora de corte fixo ou sensível à carga; (12) freio a tambor.

Figura 2.1 – Sistema de freios convencional para carros (BOSCH, 2007).

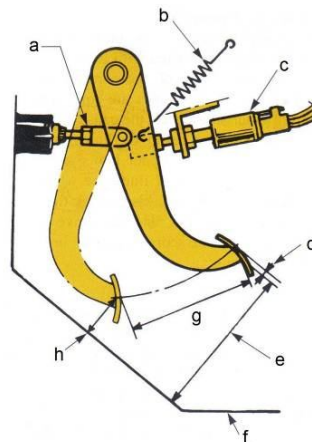
Os freios eletrônicos possuem duas funções: complementar as funções do sistema de freios convencional com funções de segurança ao condutor e/ou conectar os sinais do pedal de freio aos freios de roda através de sinais elétricos, eliminando total ou parcialmente o circuito hidráulico. Como exemplo de sistemas

que cumprem a primeira função, podemos citar o *Anti-lock Brake System* (ABS), *Brake Assist* (BA) e *Electronic Brake Distribution* (EBD), enquanto para a segunda, o *Brake-by-Wire* (BBW) é um bom exemplo.

2.3 Principais componentes de um sistema de freio convencional

2.3.1 Pedal de freio

Peça de elo entre o motorista e o sistema de freio de serviço do automóvel, o pedal de freio consiste de uma alavanca que é acionada pela força e deslocamento exercidos pelo pé do condutor ao pressioná-la. Consiste basicamente de uma haste rígida (o pedal propriamente dito), geralmente fixa a uma articulação em uma extremidade e acoplada a uma sapata na outra para acionamento ergonômico pelo pé do condutor. O movimento do pedal é restrito a apenas uma rotação. Em outra articulação localizada entre a primeira e a sapata conecta-se a extremidade da haste ou eixo de acionamento do servo-freio. Este mecanismo de alavanca transfere um grande deslocamento do pedal em um pequeno deslocamento da haste de acionamento do servo-freio, porém a força exercida pelo pé a sapata provoca uma força de reação multiplicada na haste de acionamento do servo-freio. A relação de multiplicação modelada matematicamente sem considerar a força de resistência da mola de retorno e assumindo as articulações ideais convencionou-se chamar de relação de pedal de freio. A figura 2.2 mostra este sistema de forma simplificada.



(a) porca de ajuste da haste de acionamento do servo-freio; (b) mola de retorno do pedal; (c) contato de acionamento da luz de freio; (d) curso morto do pedal; (e) altura nominal do pedal; (f) assoalho do carro; (g) curso máximo do pedal; (h) altura mínima do pedal.

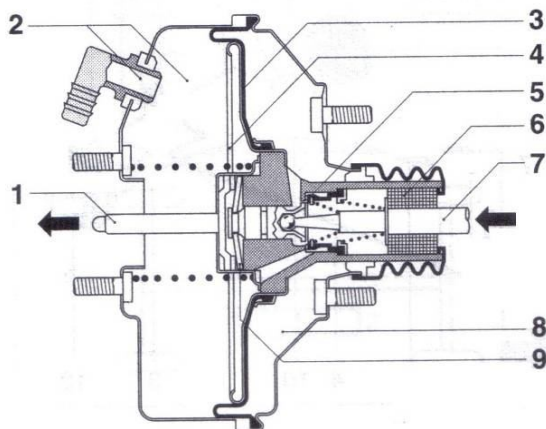
Figura 2.2 – Mecanismo do pedal de freio (DUFFY, 2004).

2.3.2 Servo-freio

O servo-freio é um sistema auxiliar que amplifica mecanicamente a força exercida pelo condutor do veículo durante o acionamento do pedal de freio, permitindo desacelerações maiores do veículo sem precisar aumentar o esforço ou deslocamento do pedal de forma não ergonômica e proporcionando maior conforto e segurança no uso do freio de serviço. Geralmente é fornecido junto com o cilindro mestre para facilitar o manuseio, manter a integridade e eliminar a necessidade de regulagem, formando o sistema de atuação ou *booster*.

Em veículos de passeio, o tipo mais usado é o servo-freio com assistência a vácuo, onde o vácuo usado é gerado no coletor de admissão do motor de ciclo Otto. Em carros movidos a álcool ou gasolina, o nível de vácuo pode chegar a cerca de 0,8 bar (BOSCH, 2007). Em veículos onde o nível de vácuo gerado pelo motor é baixo, caso dos motores diesel, pode-se usar o mesmo sistema acima, porém acoplado a uma bomba de vácuo, ou usar um servo-freio com assistência hidráulica, onde a assistência é gerada por uma bomba hidráulica de alta pressão, podendo compartilhar a mesma bomba de um sistema de direção hidráulica.

Outra classificação do servo-freio se refere as câmaras: servo-freio de dupla câmara e servo-freio de quatro câmaras (ou *tandem*), porém os princípios de funcionamento de ambos são similares. Veremos o princípio de funcionamento do primeiro, mais simples e comumente usados em veículos pequenos e médios.



(1) haste do cilindro mestre; (2) câmara de vácuo e conexão; (3) diafragma; (4) pistão de acionamento; (5) válvula dupla; (6) filtro de ar; (7) haste de conexão; (8) câmara de trabalho; (9) prato traseiro.

Figura 2.3 – Servo-freio de câmara dupla (BOSCH, 2007).

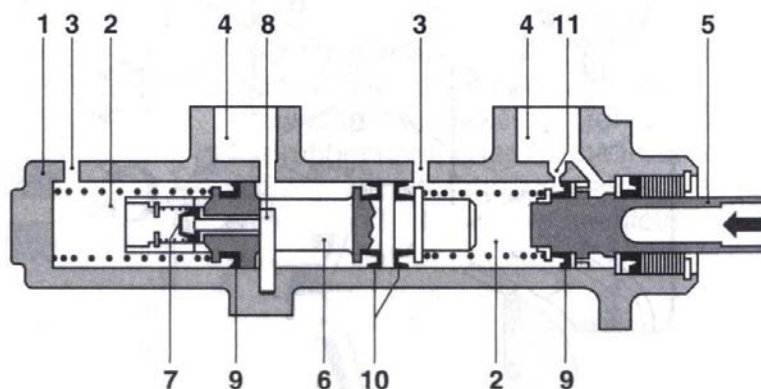
Enquanto o pedal de freio está desacionado, as câmaras de vácuo (Item 2, figura 2.3) e a câmara de trabalho (Item 8, figura 2.3), encontram-se interligadas através de canais no corpo da válvula. Como a conexão da câmara de vácuo está conectada a uma fonte de vácuo (coletor de admissão do motor), logo ambas as câmaras estão com vácuo.

Ao acionar o pedal do freio, a haste de conexão (Item 7, figura 2.3) move-se em direção a câmara de vácuo e pressiona válvula dupla (Item 5, figura 2.3) contra seu assento, criando um isolamento entre as duas câmaras. Como consequência do movimento da haste de conexão, o pistão de reação afasta-se da junta da válvula dupla e permite a entrada do ar atmosférico na câmara de trabalho ao passar pelo filtro de ar (Item 6, figura 2.3). Com o gradiente de pressão entre as câmaras, o diafragma (Item 3, figura 2.3) pressiona o pistão de acionamento (Item 4, figura 2.3). Este, conectado ao corpo de válvula, movimenta-se em direção a câmara de vácuo e assim assistindo a pressão do pé do motorista, transmitida pela haste de acionamento do servo-freio (pertencente ao conjunto do pedal do freio). Assim a pressão exercida pelo pé combinada a força de assistência, vence a força da mola de retorno do pedal e empurra a haste do cilindro mestre (Item 1, figura 2.3) para frente e assim transmitindo uma força de saída ao cilindro mestre.

Depois de cessada a força exercida no pedal de freio, fecha-se a conexão entre o ar atmosférico e a câmara de trabalho e novamente esta é reinterligada a câmara de vácuo e o sistema volta à posição inicial com o trabalho de molas de retorno.

2.3.3 Cilindro mestre e reservatório do fluido de freio

A função do cilindro mestre é converter a força exercida no pedal do freio pelo motorista, amplificada pela relação de pedal na haste de acionamento do servo-freio e somada a força gerada pela assistência do próprio servo-freio, em pressão hidráulica no fluido de freio proporcional. Esta pressão hidráulica é distribuída pelas linhas de freio e servem para acionar os freios nas rodas. A figura 2.4 mostra um cilindro mestre duplo com válvula central no circuito secundário (BOSCH, 2007).



(1) carcaça do cilindro mestre; (2) câmara de pressão - secundária à esquerda e primária à direita; (3) conexões de pressão; (4) conexão para o reservatório do fluido de freio; (5) êmbolo primário; (6) êmbolo secundário; (7) válvula central; (8) stop da válvula central; (9) gaxeta de recuperação; (10) gaxeta de isolamento; (11) furo de compensação.

Figura 2.4 – Cilindro mestre convencional (BOSCH, 2007).

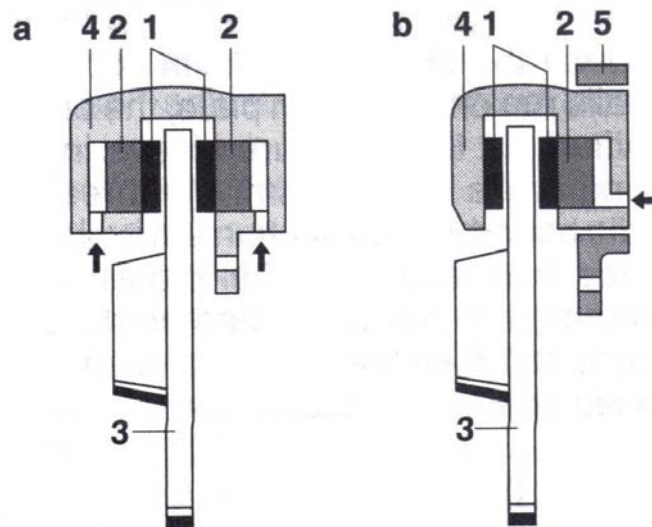
Quando o freio não está acionado, o furo de compensação (Item 11, figura 2.4) permite a interligação entre a conexão para o reservatório do fluido de freio (Item 4, figura 2.4) e câmara de pressão primária (Item 2, figura 2.4). Da mesma forma a válvula central (Item 7, figura 2.4) está aberta, interligando a câmara de pressão secundária (Item 2, figura 2.4) e a outra conexão para o reservatório do fluido de freio. Nesta condição, não há pressão no sistema.

Com o acionamento do pedal, assim que a gaxeta de recuperação primária (Item 9, figura 2.4) fechar o furo de compensação, a câmara de pressão primária é isolada, iniciando-se o aumento gradual da pressão conforme o êmbolo primário (Item 5, figura 2.4) avança. Com uma pequena defasagem, o êmbolo secundário (Item 6, figura 2.4) fecha a válvula central, pressurizando a câmara de pressão secundária. Neste momento, a pressão é distribuída à linha de freios pelas conexões de pressão (Item 3, figura 2.4).

Após cessar a frenagem, os êmbolos retornam rapidamente a posição de repouso devido à força das molas de retorno. Este retorno rápido cria uma diferença de pressão, que deforma as gaxetas de recuperação e permite o fluxo do fluido através de furos nos êmbolos, preenchendo as câmaras e eliminando o gradiente de pressão.

2.3.4 Freio a disco

Usado na quase totalidade dos freios dianteiros de veículos de passeio e cada vez mais também nos freios traseiros, este sistema possui vantagens decisivas quando comparado ao freio a tambor (BOSCH, 2007). Quanto à forma construtiva, os freios a disco se dividem em dois tipos: fixo e flutuante, sendo o último o mais usado. A figura 2.5 mostra os dois tipos e seus principais componentes.



(1) pastilha de freio; (2) pistão, êmbolo ou cilindro de roda; (3) disco de freio; (4) carcaça; (5) placa de ancoragem.

Figura 2.5 – Freios a disco: (a) tipo fixo; (b) tipo flutuante (BOSCH, 2007).

O princípio de funcionamento consiste na geração de força de frenagem através do atrito entre as pastilhas de freio (Item 1, figura 2.5) e a superfície lateral ou pista de frenagem dos discos de freio (Item 3, figura 2.5). Os discos de freio são elementos girantes solidários ao conjunto pneu e roda, enquanto as pastilhas são solidárias ao pistão (Item 2, figura 2.5) e carcaça (Item 4, figura 2.5). A carcaça por sua vez está ancorada diretamente a suspensão do veículo – no caso de freio a disco tipo fixo – ou indiretamente através da placa de ancoragem (Item 5, figura 2.5) – no caso de freio a disco tipo flutuante.

O contato entre as pastilhas e o disco é gerado pela pressurização das linhas de freio de serviço e em última instância é resultado do pressionamento do pedal de freio pelo motorista. A pressão hidráulica do fluido de freio é transmitida através das conexões (indicadas por setas, figura 2.5) aos êmbolos, que por sua vez deslizam dentro dos cilindros da carcaça e empurram as pastilhas contra a superfície do disco

de freio. O contato entre as pastilhas e o disco de freio provoca uma força normal que contrabalança a pressão dos êmbolos e gera uma força de atrito que resulta na frenagem da rotação do disco de forma linearmente proporcional a pressão hidráulica do fluido de freio.

A grande vantagem do sistema de freio a disco em relação ao freio a tambor é o bom desempenho em altas temperaturas, entre 800°C e 900°C, alcançadas em sistemas com disco de freio feitos em liga de ferro fundido. A dilatação do disco de freio nestas situações não implica em aumento de curso do pedal devido ao seu mecanismo se auto-ajustar as variações de espessura do disco e pastilha, sem risco de gerar esforço de frenagem residual comprometedor depois de cessada a aplicação do freio. Outra característica vantajosa é o comportamento linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio.

Como desvantagem em relação ao freio a tambor, podemos citar o maior custo e menor eficiência no caso de uso como freio de estacionamento. Este último, em situações de acionamento do freio de estacionamento com o disco em alta temperatura após o uso contínuo do freio de serviço, a dificuldade técnica reside na necessidade de um complexo mecanismo para compensar a diminuição da espessura do disco de freio devido ao seu resfriamento com o aumento do deslocamento das pastilhas contra este disco, de forma a manterem constantes a pressão entre estes e o torque de frenagem. Neste caso, a solução adotada pode ser a incorporação de um pequeno tambor de freio de estacionamento dentro do disco de freio, conhecido como freio *drum in hat*. Porém, em alguns casos, o problema é negligenciado, com risco de falha no freio de estacionamento em ladeiras, se a alavanca de freio de estacionamento for acionada no limiar do esforço mínimo para manter o carro em repouso com o disco de freio ainda quente.

2.3.5 Freio a tambor

Historicamente, os freios a tambor vêm sendo usados no eixo traseiro de veículos de passeio, devido ao elevado fator de freio (C^*) que minimiza o esforço de atuação requerido, a fácil incorporação com as funções de freio de estacionamento e ao menor custo, quando comparados aos freios a disco (GILLESPIE, 1992; BOSCH, 2007, LIMPERT, 1999). Por outro lado, os freios a tambor apresentam uma não linearidade entre o torque de freio e o coeficiente de atrito, onde pequenas variações no fator de atrito causam grandes variações no torque, além da menor faixa da

temperatura de trabalho, sendo por este motivo mais suscetível ao *fading* e preterido em relação ao freio a disco no eixo dianteiro, que possui maior responsabilidade na carga de frenagem de um veículo de passeio, tipicamente entre 60% e 70% (DUFFY, 2004), porém em alguns casos chega-se até 85%.

Existem vários tipos e classificações de freios a tambor de acordo com a forma construtiva. A figura 2.6 mostra alguns tipos de freio a tambor, suas formas construtivas e fator de freio (ou valor característico), comparando-os entre si e a um freio a disco.


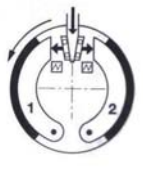

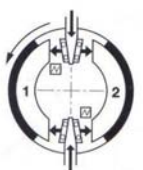
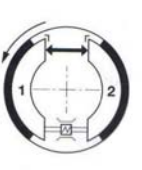
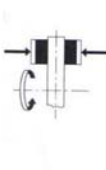
Tipo	Freios a tambor simplex			Freio a tambor duo		Freio a disco	
	Sapata giratória	Cunha	Came S	Duo-Duplex cunha	Duo-Servo ajuste por força		
Diagrama esquemático							
Valor característico	$C^* = C_1 + C_2$			$C^* = 4/(1/C_1 + 1/C_2)$	$C^* = C_1 + C_2$	$C^* = C_1 + C_2(k_1 + k_2 \cdot C_1)$	$C^* = 2 \cdot \mu$
Sapatas de freio	1 sapata primária, 2 sapata secundária						

Figura 2.6 – Tipos de freio a tambor e fator de freio (BOSCH, 2007).

O fator de freio indica a relação entre a força de frenagem e a força de aplicação, sendo função da taxa de transmissão interna do freio e do coeficiente de atrito, este último dependente de fatores como velocidade, pressão do freio e temperatura. A figura 2.7 mostra à esquerda a relação entre o fator de freio e o coeficiente de atrito e à direita a relação entre o fator de freio e a velocidade. Fica claro que para um mesmo coeficiente de atrito, o freio a tambor gera um maior torque de frenagem para um mesmo esforço de aplicação, porém nota-se que o fator de freio de um freio a tambor deteriora-se com o aumento da velocidade de início da frenagem muito mais que um freio a disco.

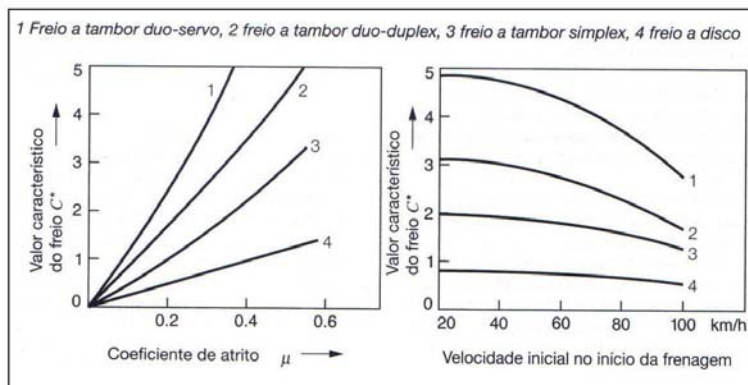
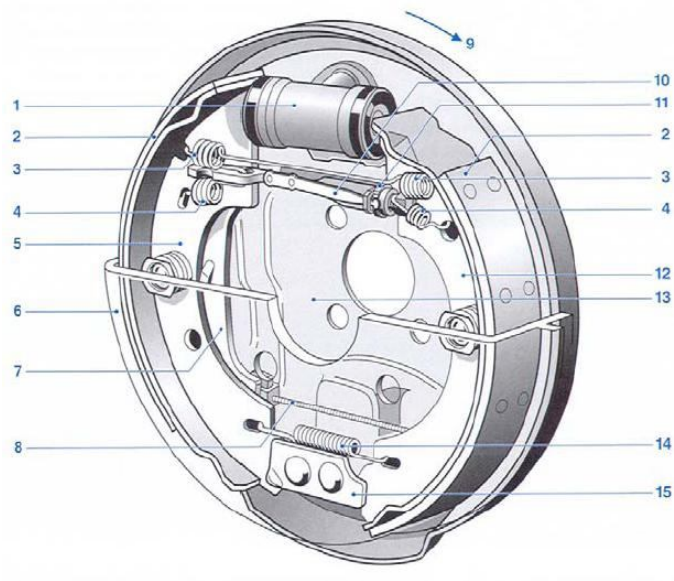


Figura 2.7 – Fator de freio C^* em função do coeficiente de atrito entre o material de atrito e a pista de frenagem e em função da velocidade inicial (BOSCH, 2007).

A figura 2.8 mostra um freio a tambor Simplex tipo sapata giratória com freio de estacionamento integrado, o tipo mais comum, e seus principais componentes.



(1) cilindro de roda; (2) lonas; (3) mola de retorno das sapatas; (4) molas de retorno do mecanismo de ajuste; (5) sapatas de freio; (6) tambor de freio; (7) haste do freio de estacionamento; (8) cabo do freio de estacionamento; (9) sentido de rotação do tambor; (10) bi metálico do mecanismo de auto-ajuste; (11) porca do mecanismo de auto-ajuste; (12) sapata de freio; (13) prato traseiro ou de ancoragem; (14) mola de retorno; (15) articulação das sapatas.

Figura 2.8 – Freio a tambor Simplex com freio de estacionamento integrado (BOSCH, 2007).

No funcionamento do freio a tambor como freio de serviço através do acionamento do pedal pelo motorista, a pressão do fluido de freio chega a câmara interna do cilindro de roda (Item 1, figura 2.8) e empurra os êmbolos internos contra as sapatas de freio (Itens 5 e 12, figura 2.8). Estas, por sua vez ligadas as articulações das sapatas (Item 15, figura 2.8) em suas extremidades inferiores, afastam-se uma da outra, fazendo com que as lonas (Item 2, figura 2.8) entrem em contato com a pista de frenagem do tambor de freio (Item 6, figura 2.8) que gira no sentido de rotação (Item 9, figura 2.8) e assim gere um torque de frenagem contrário ao giro do tambor. Todos os componentes estão ancorados no prato traseiro (Item 13, figura 2.8) exceto o tambor de freio, que gira solidário ao conjunto roda e pneu.

Após cessar a aplicação do freio, os êmbolos retornam e a mola de retorno das sapatas (Item 3, figura 2.8) afasta as lonas da superfície interna do tambor de freio. O funcionamento do freio de estacionamento segue o mesmo princípio, porém o acionamento das sapatas se dá através da haste do freio de estacionamento (Item 7, figura 2.8) ligado ao cabo de freio de estacionamento (Item 8, figura 2.8), que é tracionado com o acionamento da alavanca do freio de estacionamento pelo motorista. Com o uso do freio, tanto o desgaste das lonas como as dilatações térmicas do tambor de freio requerem um mecanismo de auto-ajuste que compensem a variação da folga entre estes, evitando desde o pré-acionamento do freio após o resfriamento e contração do tambor até o aumento excessivo nos cursos de acionamentos do pedal e alavanca de freio, no uso dos freios de serviço e estacionamento, respectivamente. A este mecanismo, fazem parte: as molas de retorno do mecanismo de ajuste (Item 4, figura 2.8), o bi metálico do mecanismo de auto-ajuste (Item 10, figura 2.8) e a porca do mecanismo de auto-ajuste (Item 11, figura 2.8).

2.3.6 Dispositivo de controle de pressão

Segundo Gillespie (1992), a desaceleração alcançada por um veículo durante a frenagem é um produto simples entre o nível de aplicação e o ganho do freio (torque/pressão) até o ponto em que o travamento ocorre em um dos eixos. O travamento, além de reduzir a força de frenagem no eixo, resulta em perda da capacidade de controle direcional do veículo. O design do freio ideal deveria levar ambos os eixos à iminência do travamento simultaneamente. Porém, esta condição é impossível de ser satisfeita por sistemas de freio sem dispositivo de controle

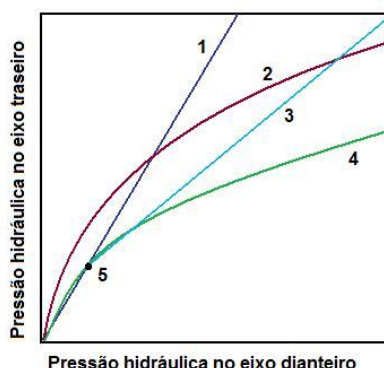
eletrônico em todas as condições de aderência, carregamento e inclinações a qual o veículo é submetido.

Para contornar este problema e permitir que as forças de frenagem se aproximem da condição ótima, são instalados dispositivos de balanceamento da carga de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro, de forma a “proporcionar” a pressão adequada aos freios dianteiros e traseiros. Normalmente, em veículos de passeio, o dispositivo de controle de pressão é instalado apenas nos freios traseiros, visto que de modo geral, a transferência de carga dinâmica ao eixo dianteiro durante a frenagem favorece a ocorrência de travamento primeiro nas rodas do eixo traseiro.

Estes dispositivos podem ser divididos em dois tipos principais: válvulas limitadoras de pressão e válvulas reguladoras ou redutoras de pressão, sendo as últimas as mais largamente usadas. As válvulas reguladoras de pressão podem ser de três tipos, porém as mais usadas são as duas primeiras, de construção mais simples:

- Válvula de corte fixo.
- Válvula proporcionadora de carga ou válvula sensível à carga.
- Válvula sensível à desaceleração.

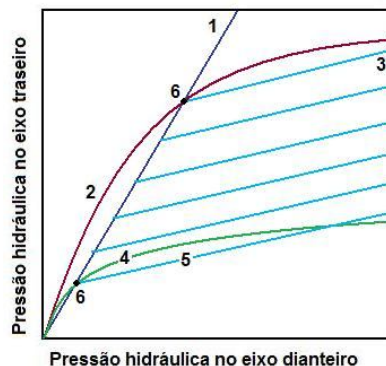
As válvulas de corte fixo são largamente usadas em veículos de passeio de pequeno porte, devido ao seu menor custo, facilidade de instalação e pouca influência do aumento de carregamento do veículo na dinâmica de frenagem. A figura 2.9 mostra a divisão da pressão hidráulica entre os freios dianteiros e traseiros com a atuação da válvula de corte fixo.



(1) pressão não regulada; (2) curva de pressão ideal (veículo carregado); (3) pressão regulada; (4) curva de pressão ideal (veículo vazio); (5) ponto de corte.

Figura 2.9 – Divisão da pressão hidráulica com válvula de corte fixo.

As válvulas sensíveis à carga são usadas em veículos onde os limites máximos e mínimos de carregamento influem de sobremaneira na posição do centro de gravidade e, por conseguinte, na eficiência de frenagem. É largamente utilizado em *pickups* e peruas, porém podem também equipar veículos hatch e sedan. A figura 2.10 mostra a divisão da pressão hidráulica entre os freios dianteiros e traseiros com a atuação da válvula sensível a carga.



(1) pressão não regulada; (2) curva de pressão ideal (veículo carregado); (3) pressão regulada (veículo carregado); (4) curva de pressão ideal (veículo vazio); (5) pressão regulada (veículo vazio); (6) pontos de corte.

Figura 2.10 – Divisão da pressão hidráulica com válvula sensível a carga.

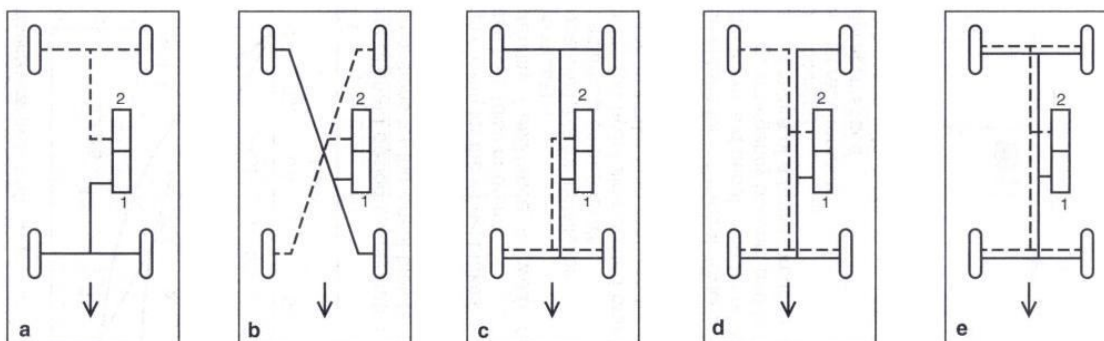
2.3.7 Circuito hidráulico do freio

O circuito hidráulico do freio é responsável por transmitir a pressão hidráulica do fluido de freio gerado pelo cilindro mestre até os sistemas de aplicação do freio de serviço dianteiros e traseiros (usualmente a disco e tambor, respectivamente). É o principal responsável pelo correto funcionamento do freio de emergência, em casos de vazamento de fluido de freio, seja no cilindro mestre, nas linhas de freio ou nos freios dianteiros e traseiros, embora o servo-freio e o sistema de freio de estacionamento também possam exercer papel importante no sistema de freio de emergência em outros modos de falha.

Requisitos legais estabelecidos pelos órgãos reguladores de trânsito estabelecem que o sistema de freio de serviço deva possuir circuitos duplos e independentes para evitar a perda total do sistema de freio de serviço, em caso de falha no sistema, como por exemplo, vazamento do fluido de freio.

Segundo BOSCH (2007), das cinco configurações do circuito hidráulico permitidas pela norma DIN 74000, as versões II (vertical ou paralela) e X (diagonal)

se tornaram padrões. A figura 2.11 apresenta as cinco configurações possíveis.



(a) configuração II, vertical ou paralela; (b) configuração X ou diagonal; (c) configuração HI; (d) configuração LL; (e) configuração HH; (1) circuito 1; (2) circuito 2; (↓) direção à frente do veículo.

Figura 2.11 – Configurações do circuito hidráulico do freio (BOSCH, 2007).

O circuito diagonal é normalmente usado em automóveis de passeio, que possuem distribuição de carga de frenagem mais concentrada na dianteira. O circuito vertical é em geral usado em veículos comerciais leves ou utilitários, pois estes apresentam distribuição de carga de frenagem de neutra a traseira.

2.4 Revisão Teórica do Sistema de Freios

Antes de descrevermos a dinâmica de frenagem, é preciso adotar um sistema de coordenadas com os seus graus de liberdade. Os movimentos de um automóvel podem ser definidos por um sistema de coordenadas ortogonal fixo ao centro de gravidade (CG) do veículo, representação padronizada pela SAE (GILLESPIE, 1992) e mostrado na figura 2.12.

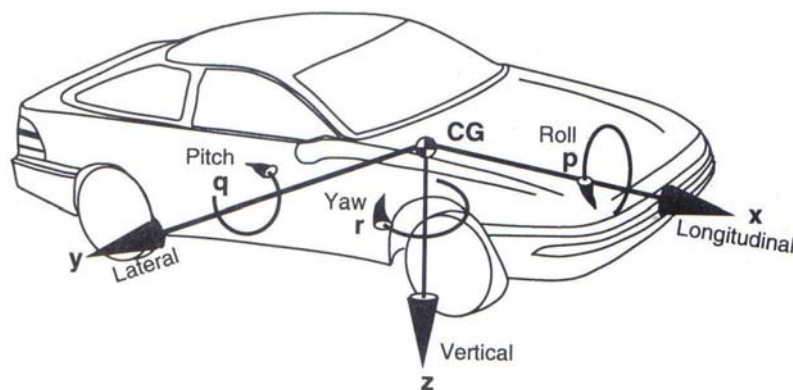
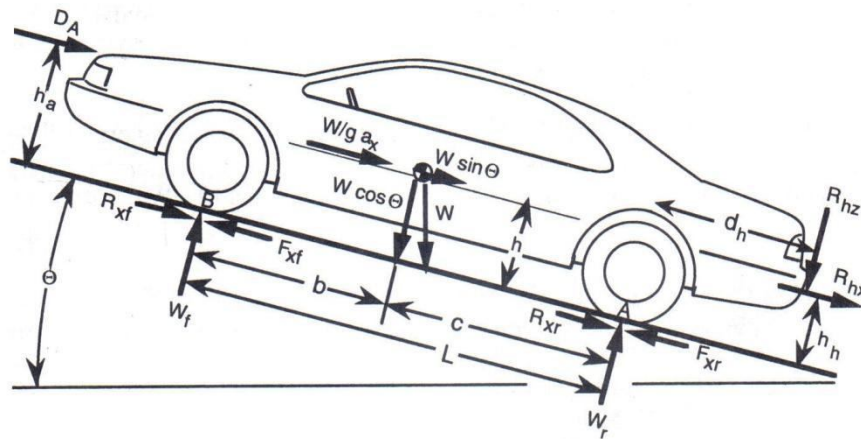


Figura 2.12 – Sistema de coordenadas de um veículo (GILLESPIE, 1992).

A figura 2.13 mostra um modelo de veículo onde as mais importantes forças que agem sobre este durante sua dinâmica estão representadas.



Onde,

a_x : desaceleração do veículo;

b : distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade;

c : distância longitudinal do centro de gravidade ao eixo traseiro;

D_A : força de resistência aerodinâmica;

d_h : distância do eixo traseiro até o reboque;

F_{xf} : força de tração no eixo dianteiro;

F_{xr} : força de tração no eixo traseiro;

g : aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$);

h : altura do centro de gravidade;

h_a : altura da força de resistência aerodinâmica;

h_h : altura do reboque;

L : distância entre eixos;

R_{hx} : força devido ao reboque na direção x ;

R_{hz} : força devido ao reboque na direção z ;

R_{xf} : força de resistência ao rolamento do eixo dianteiro;

R_{xr} : força de resistência ao rolamento do eixo traseiro;

W : peso do veículo;

W_f : peso dinâmico no eixo dianteiro;

W_r : peso dinâmico no eixo traseiro;

Θ : ângulo de rampa ou inclinação.

Figura 2.13 – Forças atuantes em um veículo (GILLESPIE, 1992).

Para simplificar, vamos analisar a dinâmica de um veículo sem reboque no plano ($\Theta = 0$) durante uma frenagem. Porém, durante uma frenagem, as forças resistivas ao movimento não decorrentes da aplicação de freio não passa de 1,5% da carga estática no eixo motriz e de 1% da carga estática do eixo movido (Norma ABNT NBR 14353, 1999). Assim, podemos sem grande perda de precisão, considerar as seguintes forças contrárias ao movimento, como sendo nulas (assumimos $D_A = F_{xf} = F_{xr} = 0$). Observa-se que, em relação às forças normais estáticas dos eixos dianteiro e traseiro (W_{fe} e W_{re}) diferem do peso dinâmico dos mesmos (W_f e W_r) devido à transferência dinâmica de carga ao eixo dianteiro, em função da desaceleração do veículo (a_x) e da altura do centro de gravidade (h). Na condição estática temos:

$$\sum M_{B_{ESTATICO}} = 0$$

$$W_{re} = W \frac{b}{L} \quad (2.1)$$

$$\sum F_{Z_{ESTATICO}} = 0$$

$$W_{fe} = W \left(1 - \frac{b}{L} \right) \quad (2.2)$$

Numa condição dinâmica de frenagem, temos:

$$\sum M_{B_{DINAMICO}} = 0$$

$$W_r = W_{re} - \frac{W \cdot a_x \cdot h}{g \cdot L} \quad (2.3)$$

$$\sum F_{Z_{DINAMICO}} = 0$$

$$W_f = W_{fe} + \frac{W \cdot a_x \cdot h}{g \cdot L} \quad (2.4)$$

Conforme a norma NBR 14353 (1999), definimos o coeficiente de adesão (μ_{HF_i}) como a razão entre a força máxima de frenagem do eixo “i” sem travamento e a carga dinâmica a qual o eixo “i” está submetido:

$$\mu_{HF_i} = \frac{R_i}{W_i} \quad (2.5)$$

Onde:

R_i : força de frenagem máxima atuante no eixo “i”;

W_i : peso dinâmico aplicado no eixo “i”

i: designação do eixo (f – dianteiro; r – traseiro).

Numa condição ótima de frenagem, as forças de frenagem atuantes são:

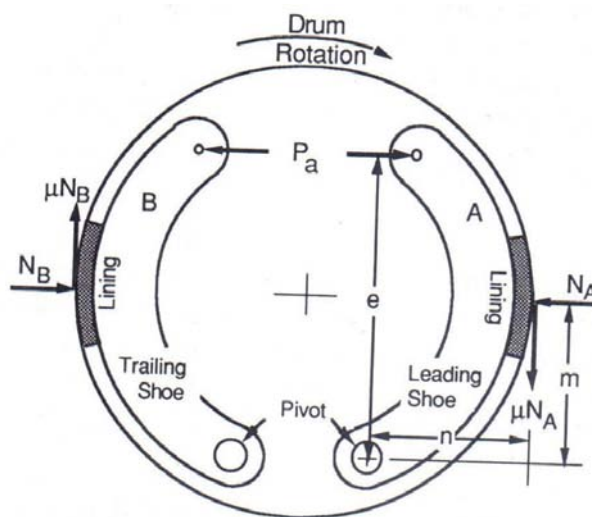
$$R_{xf} + R_{xr} \approx R_f + R_r = \mu_{HFf} \cdot W_f + \mu_{HFr} \cdot W_r = \frac{W}{g} a_x \quad (2.6)$$

Considerando que o veículo use pneus iguais nos eixos dianteiros e traseiros, temos que $\mu_{HFf} = \mu_{HFr} = \mu_{HF}$, logo:

$$\frac{W}{g} a_x = \mu_{HF} \cdot W_f + \mu_{HF} \cdot W_r = \mu_{HF} \cdot W$$

$$\mu_{HF} = \frac{a_x}{g} \quad (2.7)$$

A figura 2.14 mostra as forças atuantes num freio a tambor simplex com sapata giratória, durante uma frenagem.



Onde,

e: distância perpendicular entre a força de atuação (P_a) ao pivô;

m: distância perpendicular entre a força normal (N_A ou N_B) ao pivô;

n: distância perpendicular entre a força de atrito na lona ($\mu \cdot N_A$ ou $\mu \cdot N_B$) ao pivô;

N_A : Força normal exercida pelo tambor de freio à lona A;

N_B : Força normal exercida pelo tambor de freio à lona B;

P_a : Força de atuação, exercida pelo cilindro de roda à sapata de freio;

μ : coeficiente de atrito entre a lona e o tambor de freio.

Figura 2.14 – Forças atuantes nas lonas de um tambor de freio Simplex (GILLESPIE, 1992).

Assim, definimos a força de atrito em cada sapata como sendo:

$$F_A = \mu \cdot N_A \text{ e } F_B = \mu \cdot N_B \quad (2.8)$$

A somatória de momentos no pivô para as sapatas A e B ficam, respectivamente:

$$\begin{aligned} \sum M_{\text{pivoA}} &= e \cdot P_a + \mu \cdot N_A - m \cdot N_A = 0 \\ \sum M_{\text{pivoB}} &= -e \cdot P_a + \mu \cdot N_B + m \cdot N_B = 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Manipulando-se as equações 2.8 e 2.9, chega-se facilmente a:

$$\frac{F_A}{P_a} = \frac{\mu \cdot e}{(m - \mu \cdot n)} \text{ e } \frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu \cdot e}{(m + \mu \cdot n)} \quad (2.10)$$

A esta relação entre a força de aplicação e a força de frenagem resultante é que se define como fator de freio ou valor característico (C^*), que no caso deste tipo de freio a tambor é a soma desta relação para as sapatas A e B (equações 2.10):

$$C^* = C_A + C_B = \frac{F_A}{P_a} + \frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu \cdot e}{(m + \mu \cdot n)} + \frac{\mu \cdot e}{(m - \mu \cdot n)} \quad (2.11)$$

Observa-se que o freio a tambor pode se beneficiar aumentando o fator de freio através da escolha adequada de dimensões características do seu projeto (e , m , n). Já o fator de freio de um sistema a disco depende exclusivamente do coeficiente de atrito entre o material de atrito e a pista de frenagem (figura 2.6). Um fator de freio maior implica em menor esforço de frenagem para uma mesma força de frenagem nas rodas, ou seja, uma mesma desaceleração. Nota-se que usando o mesmo material de atrito de lonas e a mesma forma construtiva entre as sapatas A e B (como assumido no modelo acima), teremos que $F_A > F_B$, logo para as lonas A e B terem desgastes semelhantes, é preciso escolher espessura e /ou área de contato da lona B menores do que da lona A.

De acordo com Gillespie (1992), as conseqüências do maior fator de freio são maior sensibilidade à variação do coeficiente de atrito entre a lona e o tambor de freio e maior possibilidade de ruídos de frenagem, como o *squeal* (ou apito).

“Pequenas variações no μ devido ao aquecimento, desgaste e outros fatores podem causar um comportamento errático.”

A diferença entre o comportamento dos freios a tambor e a disco pode ser notada pelo comportamento do torque do sistema durante uma frenagem até a imobilidade do veículo. O torque pode ser medido em laboratório usando um dinamômetro de inércia, de forma a reproduzir de forma controlada diversas condições do sistema de freios às quais o veículo é submetido no uso real. A figura

2.15 compara o comportamento do torque de frenagem ao longo do tempo dos sistemas de freio a tambor e a disco.

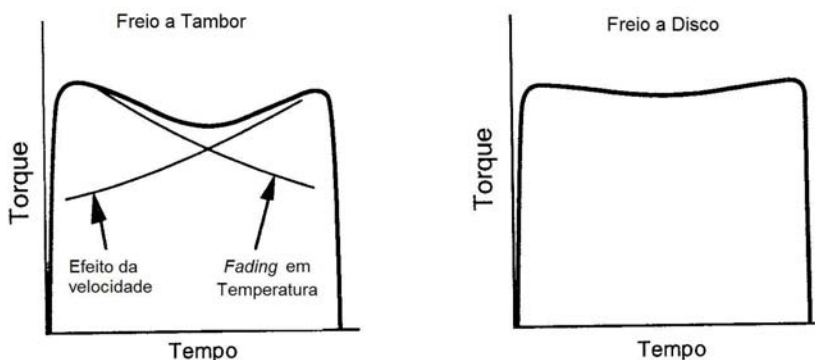


Figura 2.15 – Gráfico de torque de frenagem versus tempo: (esq) freio a tambor; (dir) freio a disco (GILLESPIE, 1992).

Nos freios a tambor, frequentemente o torque de frenagem (T_b) exibe um “vale” na região intermediária de frenagem, devido à combinação de dois fatores: a diminuição do torque devido ao *fading* (a energia cinética dissipada eleva a temperatura do freio e esta por sua vez diminui o coeficiente de atrito) e aumento do torque à medida que a velocidade diminui.

O torque de frenagem pode ser modelado a partir de curvas como as mostradas na figura 2.15, porém os modelos até agora desenvolvidos não são capazes de representar com precisão as diversas condições de operação. O torque de frenagem normalmente aumenta linearmente com o aumento da força de atuação, porém outros fatores o influenciam. Assim:

$$T_b = f(P_a, \text{velocidade, temperatura}) \quad (2.12)$$

Uma equação geral incluindo fatores independentes e inter-relacionados os efeitos resultou numa equação de torque de frenagem com 27 coeficientes, devido à necessidade de incluir um modelo térmico do freio para considerar os efeitos da temperatura. Segundo Gillespie (1992), este modelo funciona bem para aplicações moderadas do sistema de freios, porém em aplicações mais severas (onde a temperatura excede 340°C), o comportamento do freio modifica-se permanentemente, de tal forma que novos 27 coeficientes precisam ser determinados.

O torque de frenagem proporciona a força de frenagem exercida pelo pneu ao solo (F_b), promovendo a desaceleração do conjunto pneu e roda. Pode-se escrever:

$$F_b = \frac{(T_b - I_w \cdot \alpha_w)}{r} \quad (2.13)$$

Onde:

r: raio dinâmico do pneu;

I_w : momento de inércia do conjunto pneu e roda (e componentes do eixo de acionamento);

α_w : desaceleração rotacional das rodas.

Durante uma frenagem sem o travamento das rodas, α_w é a relação entre a desaceleração do veículo e o raio dinâmico do pneu ($\alpha_w = a_x/r$). Neste caso, o momento de inércia I_w pode ser incorporado a massa do veículo para simplificar os cálculos. Desta forma, temos:

$$F_b = \frac{T_b}{r} \quad (2.14)$$

3 DESENVOLVIMENTO DE FREIO A TAMBOR

Segundo Timte (2000), os testes dinamômetro têm historicamente sido usados durante o processo de desenvolvimento de freios, em especial no processo de seleção do material de atrito. Isto se deve a diversos fatores, tais como o elevado custo de veículos de testes, a quantidade limitada de veículos protótipos e o tempo despendido nos testes em pista. Testes de veículo simulando “*city traffic*” podem demorar de 10 a 20 dias, entre instrumentação do veículo até a análise dos dados, enquanto testes em dinamômetro levam entre um e dois dias.

De modo geral, quando o processo de seleção do material de atrito do freio inicia-se, o programa de desenvolvimento do veículo ainda realiza mudanças no design. É comum que o projeto do sistema de freios já esteja definido e ainda ocorram alterações no sistema de suspensão e na massa do veículo. Logo, é muito mais rápido e econômico refazer um teste em dinamômetro do que refazer testes em veículo.

Nos EUA, os testes geralmente são baseados em regulamento federal. No caso dos testes de freio em dinamômetros, a seqüência de testes é definida pela FMVSS 105 (e agora a FMVSS 135) e permite prever com efetividade a distancia de frenagem do veículo sob determinadas condições regulamentadas.

Na Europa, o procedimento comumente adotado em testes de dinamômetro é o AK Master, que não é diretamente associável a nenhum regulamento federal, mas a simulação de um leque de condições, variando-se a pressão hidráulica, temperatura do material de atrito e velocidade. Este teste permite avaliar os efeitos destes parâmetros no material de atrito através do fator de freio.

Timte (2000) compara os procedimentos de testes em dinamômetro AK Master e FMVSS 105 e analisa as diferenças nos resultados a partir dos dados disponíveis de cada teste. Para a comparação, três elementos de cada procedimento foram analisados: tipo e número de frenagens, controles de pressão e controles de velocidade. O torque de frenagem, dependendo da sensibilidade do material de atrito do freio, pode ser amplamente afetado de acordo com o procedimento de teste adotado. A conclusão é que no AK Master, o atributo-chave que afeta o material de atrito é a velocidade e a maioria das seqüências é de redução de velocidade e não de completa parada, enquanto no FMVSS 105, o

atributo-chave é a pressão hidráulica. Assim, para o fabricante de freios TRW Automotive, o primeiro teste destina-se a medir o desempenho do freio e sua estabilidade em condições variadas de velocidade, enquanto o segundo é recomendado para prever distâncias de frenagem em conformidade com as regulamentações federais.

Busso et al (2006) propõe um modelo para correlacionar a composição do material de atrito de freio (metais, abrasivos, resinas, lubrificantes, borrachas...), seu processo de fabricação (tratamentos mecânicos e térmicos) e parâmetros de aplicação ao comportamento tribológico de lonas e pastilhas de freio testadas em dinamômetros. A validação do modelo foi feita a partir de um banco de dados da ITT Industries Friction Products, composto de mais de 1000 amostras envolvendo 130 variáveis de entrada e usando como objetivo de saída o coeficiente de atrito médio medido em testes padrões de AK Master. Isto demonstra novamente o quanto o teste de AK Master está difundido entre as montadoras e fabricantes de sistemas de freios e material de atrito.

Blaschke et al (1999), da Bosch Braking Systems, propõe uma nova matriz de NVH para testes de ruído de freio em bancada que combina as especificações de teste de arraste (ou torque residual de frenagem) AK Noise europeia com os testes americanos de parada. Adicionalmente, partes do programa de seleção de material de atrito em dinamômetro AK Master foram adicionadas ao procedimento proposto para permitir a correlação entre ruído e atrito.

Wang (2000), da PBR International, faz um estudo de caso de um desenvolvimento de um freio a tambor simplex com sapata giratória para um veículo de passeio pequeno, onde os objetivos do design são simplicidade, baixo custo e valor adicionado. Neste, percebe-se o nitidamente a utilização de conceitos “*design for manufacturing*” e “*design for assembly*” desde o início do projeto, com número reduzido de componentes e incorporação de várias funções no mesmo componente, o que permitiu reduzir o número de operações de montagens e submontagens.

A figura 3.1 mostra as etapas de produção de um freio a tambor concebido usando os conceitos de manufatura enxuta. A figura 3.2 mostra uma vista explodida de um freio a tambor com número reduzido de componentes, seguindo os conceitos de simplicidade e valor agregado, com componentes multifuncionais.

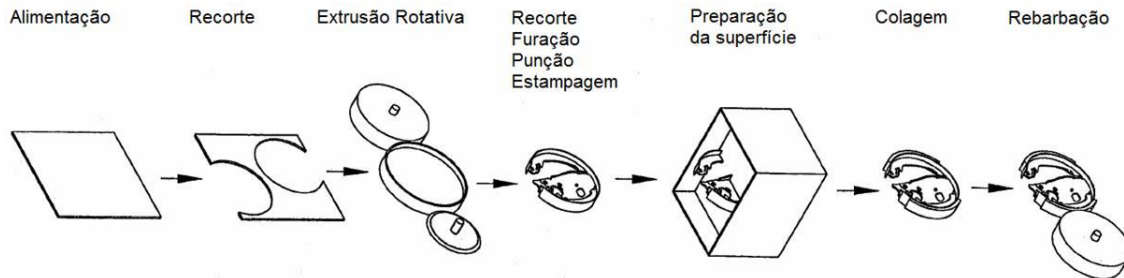


Figura 3.1 – Processos de fabricação de um freio a tambor projetado segundo conceito de manufatura enxuta (WANG, 2000).

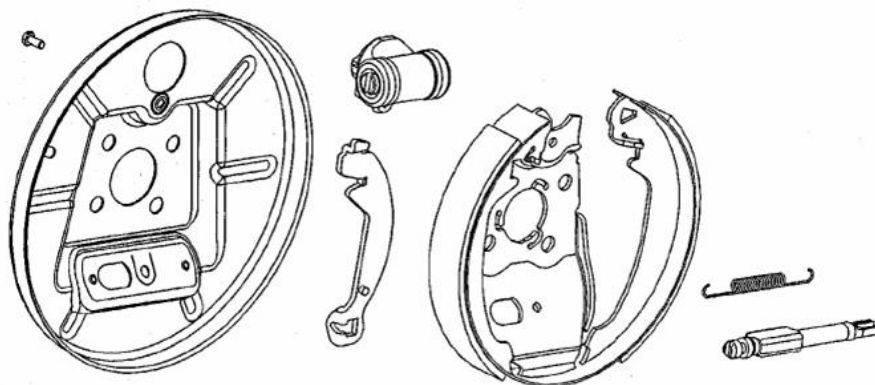


Figura 3.2 – Vista explodida de um freio a tambor de conceito simplificado, (WANG, 2000).

Utilizam-se simulações de desgaste das lonas de freio, como mostrado na figura 3.3, para escolha do design que maximiza a utilização do material da lona até a condição máxima de desgaste. Em construções típicas com articulação das sapatas por pinos pivôs há um subaproveitamento de cerca de 15% do volume das lonas.

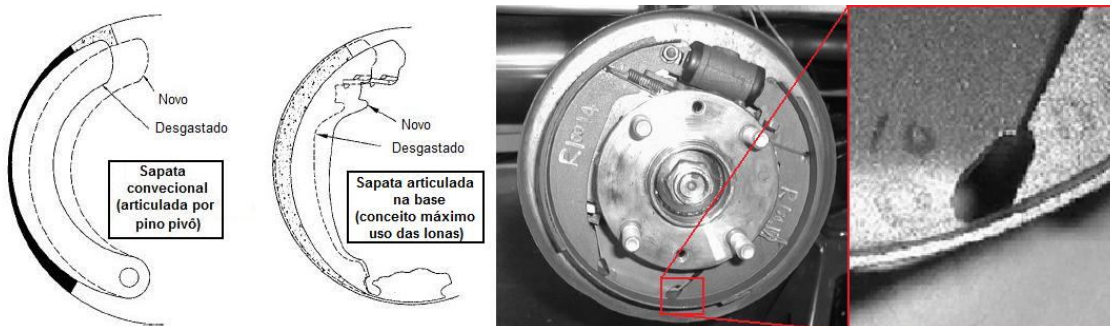


Figura 3.3 – Simulações de desgaste das lonas de freio (WANG, 2000).

Embora os testes de validação realizados não contemplem todos os testes exigidos pelas montadoras, estes já permitem confirmar a viabilidade do conceito do freio, pois incluem os principais requisitos. Os testes realizados podem ser divididos em três subgrupos: testes em bancada (estrutural e resistência a vibrações), testes em dinamômetro (características de desempenho, resistência dinâmica, simulação de rampa e testes de ruído) e testes em veículo (testes de rampa e avaliação de ruído).

Quanto à definição do material de atrito, Ostermeyer et al (2008) expõe as dificuldades em determinar uma mistura perfeita para atender aos principais requisitos de pastilhas e lonas de freio, a saber: máximo coeficiente de atrito, estabilidade do coeficiente de atrito (*fading* não excessivo, não variação em condições constantes), taxas mínimas de desgaste do material de atrito (pastilhas e lonas) e das pistas de frenagem (disco e tambor), mínima quantidade de poeira gerada agressiva às rodas, estabilidade contra geração de ruído e outras vibrações (*squeal* e *judder*). Alguns requisitos parecem mutuamente exclusivos, por exemplo, a redução de componentes abrasivos reduz a taxa de desgaste da pista de atrito, porém diminui também o coeficiente de atrito.

Diversos modelos sofisticados foram desenvolvidos para compreender a origem dos problemas, normalmente utilizando-se algum dos métodos: FEM (Método dos Elementos Finitos), método dos elementos de contorno e MBS (Sistemas Multi-Corpos). Embora os métodos sejam bastante detalhistas, de acordo com os graus de liberdade, estes usam leis de atrito estático - como a lei de Coulomb - ou coeficientes de atrito medidos em experimentos que relacionam a influência da temperatura, força normal e velocidade relativa. Porém, talvez devido a esta característica, estes modelos não conseguem reproduzir o comportamento dos materiais de atrito a partir de suas características tribológicas, de forma a guiar a definição da composição do material em função de seus requisitos.

Ostermeyer et al (2008) propõe que o nível de atrito seja determinado pela constituição de um terceiro corpo, dependente das condições de carregamento e que assim se altere com forças normais abruptas ou saltos de velocidade. Assim, o coeficiente de atrito, este “novo” terceiro corpo, levaria algum tempo para se adaptar (isto é, se estabilizar) as alterações abruptas de carregamento, podendo ser interpretado como inércia de μ , efeito geralmente negligenciado nos modelos mencionados. A formação do terceiro corpo, desenvolvido como um modelo celular

autômato, se caracteriza pelo equilíbrio do fluxo em termos de crescimento e destruição de fragmentos duros. Com isso, foram desenvolvidas ferramentas que descrevem a interação dinâmica entre o coeficiente de atrito, a temperatura e a taxa de desgaste global em função do histórico de carregamento.

O modelo contém um amplo conjunto de dados de entrada, tais como parâmetros de carregamento, parâmetros térmicos do material e parâmetros especificando a composição do material de atrito. Estas ferramentas estão produzindo dados de saída em propriedades globais do sistema, de forma a reproduzir ou predizer uma composição do material de atrito relacionando performance de frenagem, taxa de desgaste, assim como a ocorrência de diversos fenômenos. Para validar o modelo proposto, quantificações adicionais ainda serão feitas e extraídas através de medições sistemáticas.

4 METODOLOGIA PROPOSTA

A metodologia proposta para o desenvolvimento de novo fornecedor de freio a tambor traseiro para veículos já em produção pode ser dividido nas seguintes etapas:

- 4.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR);
- 4.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores;
- 4.3 Simulações e análises virtuais (*Design Review*);
- 4.4 *Design based on Failure Mode and Effects Analysis* (DFMEA);
- 4.5 Ensaio em laboratórios (GP11);
- 4.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo;
- 4.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo.

A Figura 4.1 apresenta um fluxograma das atividades mencionadas. Fica evidente que qualquer necessidade de alteração no projeto em uma dada etapa, em função de uma não conformidade identificada nesta, pode requerer a repetição de uma ou mais etapas anteriores, de acordo com o nível da modificação adotada para a solução do problema.

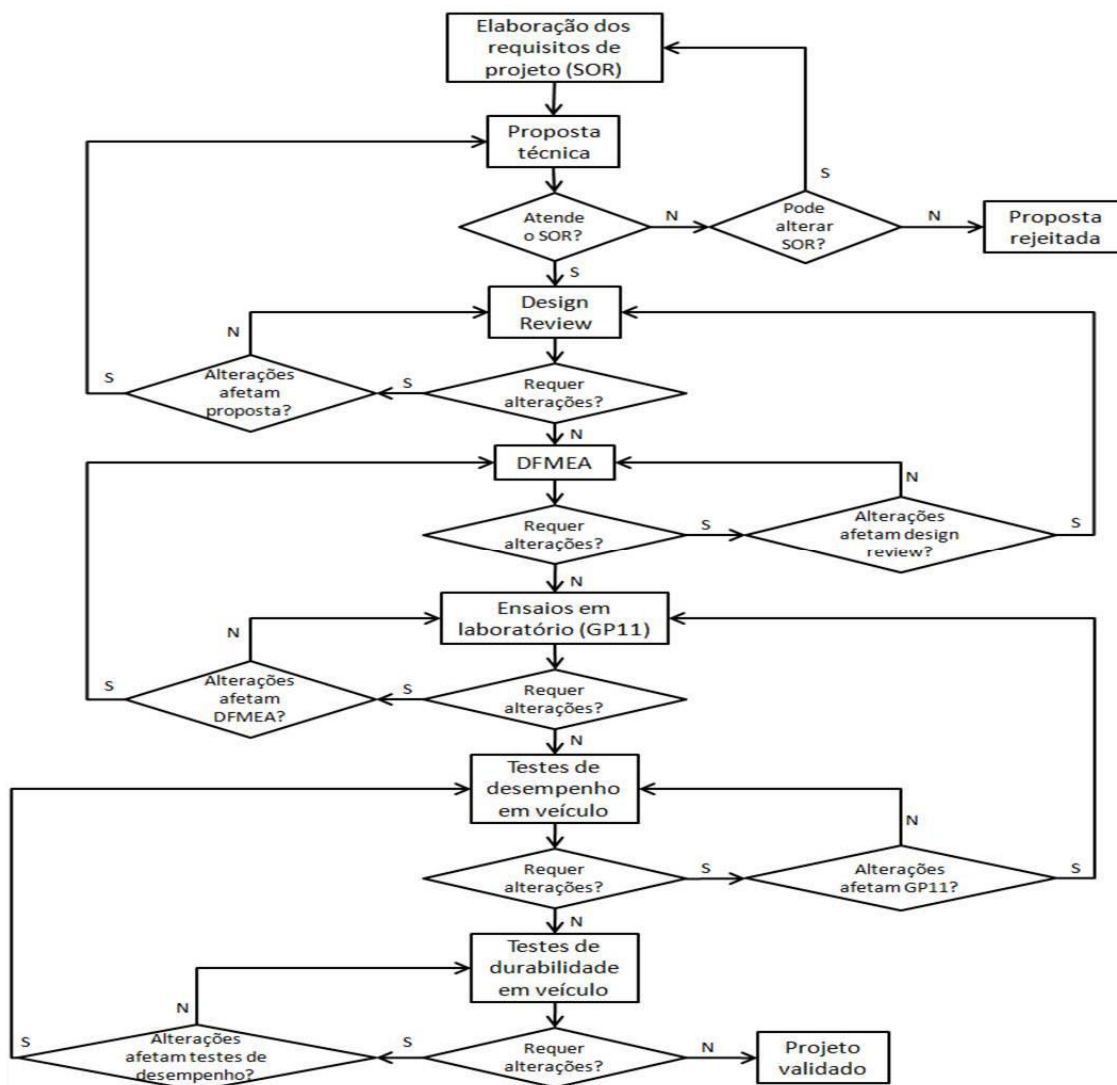


Figura 4.1 – Fluxograma das atividades de desenvolvimento de um projeto de freio a tambor.

4.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR)

Os requisitos do projeto do freio a tambor, como se pode notar dos capítulos 2 e 3, dependem de diversas características do veículo, da configuração do sistema de freios e de requisitos de frenagem do veículo, sejam estes dos órgãos de regulamentação de trânsito sejam da montadora. De forma resumida, os requisitos do projeto são os dados necessários e suficientes para que os candidatos a fornecedores possam elaborar uma proposta técnica e comercial de um produto terceirizado que atenda plenamente às necessidades da montadora no uso ao qual se destina. No caso particular, o produto terceirizado será o freio traseiro a tambor e

o uso se dará em um o veículo (ou família de veículos) em produção.

Vale mencionar que o tambor de freio, apesar de ser peça fundamental no sistema de freio a tambor, não faz parte do escopo de fornecimento, portanto seu projeto deve ser preservado. Fazem parte do escopo do projeto do freio a tambor do fornecedor: a definição da forma construtiva e materiais de seus componentes, a elaboração do DFMEA, a execução das simulações e análises virtuais, a construção de protótipos para os testes de validação, a realização e reporte dos testes em laboratórios, o suporte para a realização dos ensaios de desempenho e durabilidade (de responsabilidade e know-how da montadora) e a execução de desenhos e modelos virtuais tridimensionais nos padrões da montadora.

Os dados principais do veículo são: velocidade máxima do veículo, forças normais estáticas dos eixos dianteiro e traseiro (W_{fe} e W_{re}) nas condições vazio e carregado, massa do veículo (W/g), raio dinâmico do pneu (r), distância entre eixos (L), altura do centro de gravidade (h), distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade (b) e distância longitudinal do centro de gravidade ao eixo traseiro (c).

Da configuração do sistema de freios, destacam-se:

- O envelope, ou seja, os limites dimensionais do freio a tambor que preservem as interfaces existentes dos componentes do sistema de freios externos ao produto terceirizado. Neste grupo, enquadram-se os desenhos e modelos tridimensionais dos componentes de interface, tais como o tambor de freio, o cubo de roda, os rolamentos de roda, o eixo de suspensão traseiro, os tubos de freio e os cabos de freio de estacionamento.
- A configuração do sistema de freio completo, isto é, as características-chave de cada componente do sistema de freio. Podemos citar o curso e a relação de pedal de freio, o curso da alavanca e do cabo do freio de estacionamento, as curvas de curso-pressão e força-pressão do *booster* (conjunto servo-freio e cilindro mestre), o tipo e faixa de atuação do dispositivo de controle de pressão, o fator de freio (C^*) do freio a disco dianteiro (nominal e sob condições controladas em dinamômetro), o fluido de freio usado e dados dimensionais e de aderência dos pneus sob diversas condições de pavimento.
- As características do freio a tambor atual a ser substituído. Enquadram-se neste caso o fator de freio (nominal e sob condições controladas em dinamômetro), o diâmetro dos êmbolos do cilindro de rodas, dimensões e material das lonas de

freio. Incluem-se também os dados de garantia (CPV – *Cost Per Vehicle* ou custo de garantia por veículo, IPTV – *Incidents Per Thousand Vehicles* ou número de falhas por mil veículos) e de satisfação dos clientes (QAS – *Quality Audit Survey* ou pesquisas de auditoria da qualidade, onde clientes dos veículos são entrevistados por um questionário padrão), principalmente quanto a ruído de freio traseiro, ocorrência de travamento de rodas e frequência de troca de lonas.

Dos requisitos de frenagem governamentais, destacam-se a resolução Contran nº 463/73-5, 777/93 e 808/95 e Decreto Argentino 779/95 Art. 29 a1 – Anexo A, que definem as distâncias máximas de frenagem sem travamento e máximo esforço e curso do pedal de freio, sob determinadas condições de piso, de carregamento do veículo e de velocidade inicial. Também regulam sobre a ergonomia, definindo o máximo esforço de acionamento e liberação da alavanca de freio de estacionamento em situações de rampa.

Como requisitos da montadora, podemos citar a distância de frenagem a partir da velocidade máxima, testes de descida de serra rápida e lenta (onde os requisitos avaliados são: variação de C^* em relação ao valor nominal de projeto, esforço e curso do pedal de freio, temperatura máxima atingida nas lonas, pastilhas e fluido de freio), avaliação de ruído, máximo torque de frenagem residual nas rodas.

4.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores

As propostas técnicas são elaboradas pelos potenciais fornecedores e submetidas à avaliação da Engenharia de Produtos da montadora A antes da realização da definição do leilão, para fins classificatórios. Nesta fase, analisa-se não só a qualidade da solução técnica em atender aos requisitos de projeto, mas também o histórico da empresa candidata: experiências em desenvolvimentos semelhantes anteriores, a quantidade – total e a que será alocada para este projeto – de engenheiros de produto, os recursos disponíveis – capital humano capacitado, computadores e softwares específicos para desenvolvimento e análises virtuais, as estruturas para a confecção de protótipos e realização de testes de bancada. Também é possível realizar reuniões técnicas para esclarecer certos requisitos de projeto ou até discutir sugestões dos candidatos a fornecedor para flexibilização dos mesmos.

Após as avaliações, a Engenharia de Produtos da montadora relata ao departamento de Compras quais candidatos são tecnicamente aptos e estima para

cada um destes o tempo e os recursos financeiros necessários para validar o projeto do freio a tambor no veículo ao qual se destina, de acordo com o nível de inovação do novo projeto sobre o atual. Estes dados serão considerados no *business case* de Compras, que em caso de viabilidade nomeará o novo fornecedor.

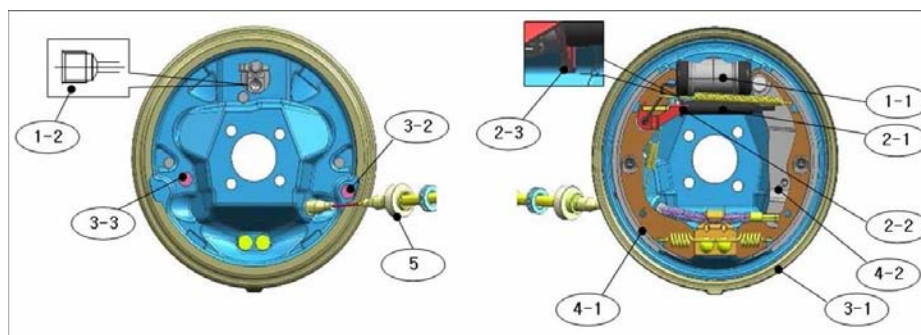
A figura 4.2 mostra um exemplo de especificações técnicas básicas do freio a tambor.

Itens	Unidade	
Tamanho	mm	200x28
Diâmetro cilindro de roda	mm	19,05
Material do cilindro de roda	-	Ferro fundido
Conexão para o tubo	mm	M10 x 1.0
Parafuso sangrador	mm	M8 x 1.25
Área da lona e espessura	cm2 x mm	54.5 x 5
Material da lona	-	SBI DE04B
Espessura do prato traseiro	mm	2.3
Anel labirinto anti-pó	-	Incluído
Tipo de ajuste	-	Incremental
Operação de ajuste	-	Freio de serviço
Termoclipse	-	Instalado
Cabo freio estacionamento	-	Incluído
Massa (sem cabo de freio)	kg	2.05(Est.)



Figura 4.2 – Especificações técnicas básicas do freio a tambor.

A figura 4.3 apresenta algumas características do design proposto.



(1-1) cilindro de roda em ferro fundido; (1-2) Conexão para o tubo de freio; (2-1) sistema de ajuste do freio de serviço; (2-2) sistema de ajuste tipo incremental; (2-3) termo clipe; (3-1) prato traseiro com duplo labirinto de vedação; (3-2) furo de inspeção (da espessura das lonas); (3-3) furo de acesso para retorno das sapatas; (4-1) lonas coladas à sapata; (4-2) haste do freio de estacionamento rebitada; (5) cabo do freio de estacionamento.

Figura 4.3 – Características do design do freio a tambor.

A figura 4.4 mostra uma vista explodida e a relação de componentes principais do freio a tambor.

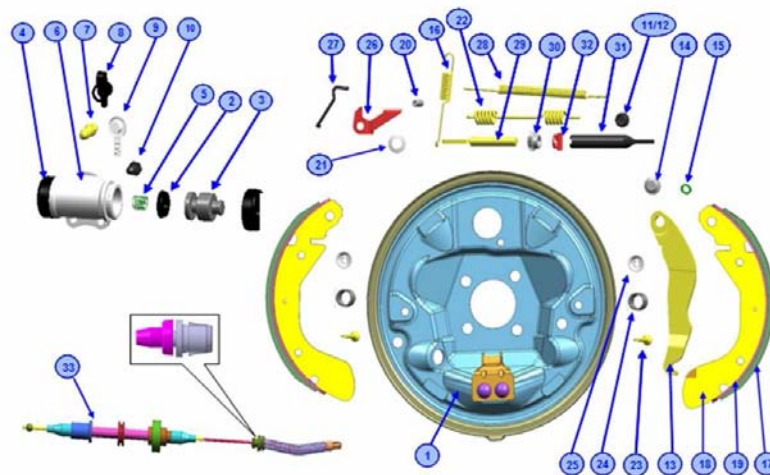


Figura 4.4 – Vista explodida e relação de componentes principais do freio a tambor.

A figura 4.5 ilustra um cronograma proposto de atividades e marcos do desenvolvimento do fornecedor.

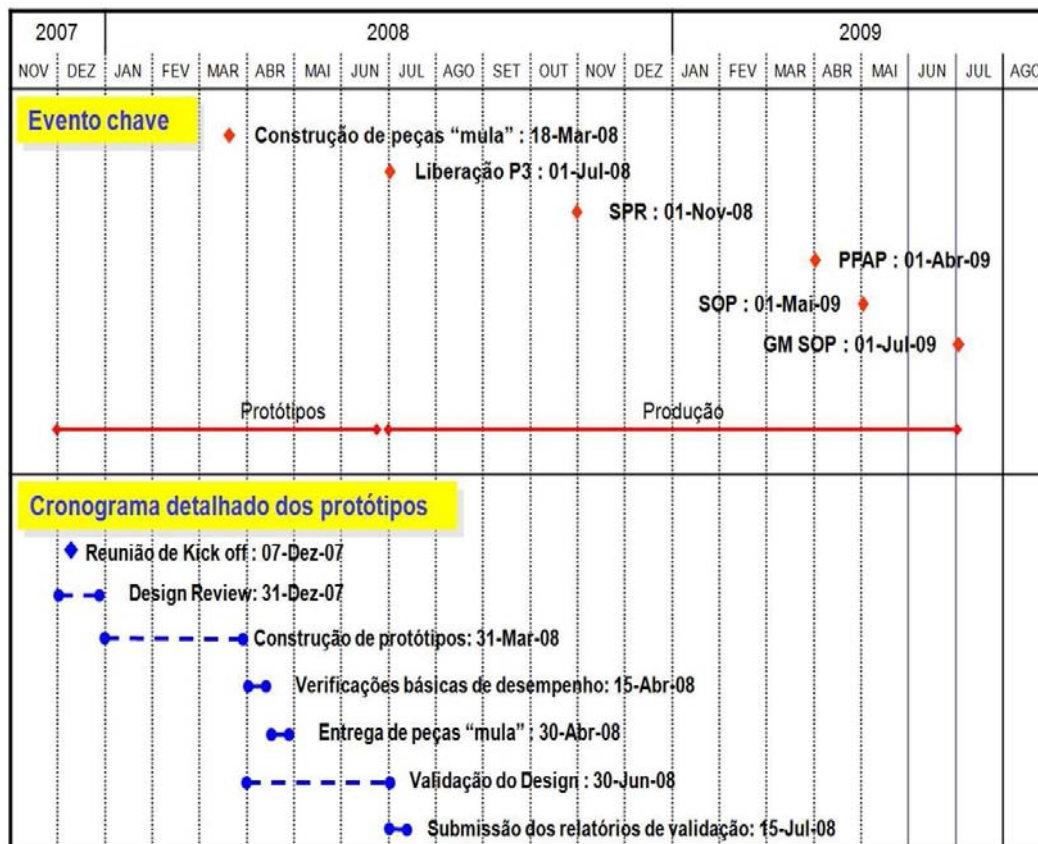
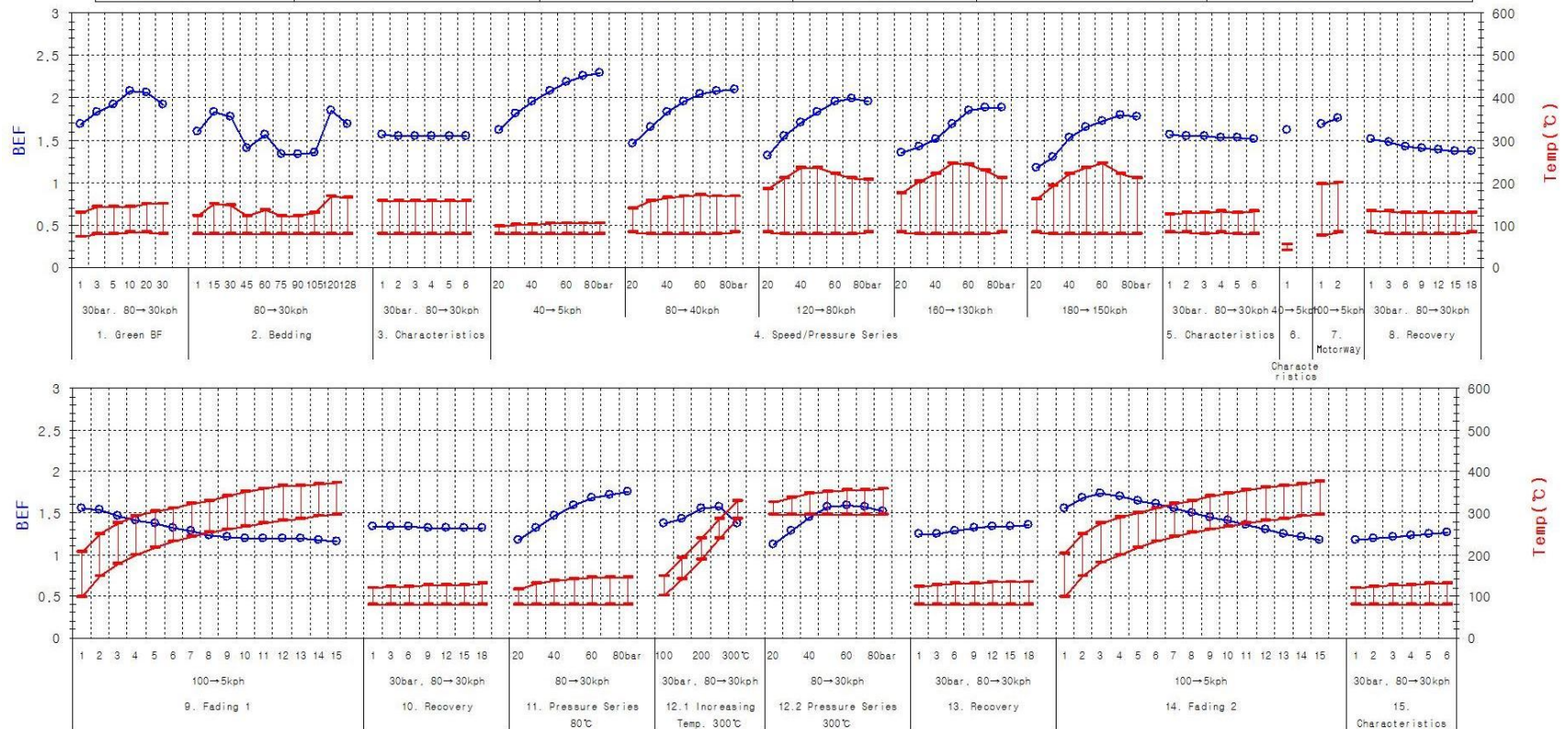


Figura 4.5 – Cronograma de atividades de desenvolvimento do fornecedor.

Projeto	T 200 RR Lining	Raio do pneu	0,278 m	Máquina de teste	Single Dyno. SNT-Japan
Material (lote)	SAC L521 (6513)	Raio Efetivo	0,100 m	Data	27/Set/2006
Inércia	1,5 kgms ²	Área do cilindro	20,64 mm ²	Nome do arquivo	5-T200-RBL-AK01.D



(1) BEF Verde; (2) Assentamento; (3) Características; (4) Séries de pressão/velocidade; (5) Características; (6) Características a frio; (7) Torque controlado; (8) Recuperação; (9) Fadiga; (10) Recuperação; (11) Série de pressão a 80 °C; (12.1) Elevação da temperatura até 300 °C; (12.2) Série de pressão a 300 °C; (13) Recuperação; (14) Fadiga; (15) Características.

Gráfico 4.1 – BEF (ou C*) e Temperatura obtidos nos testes AK Master com freio a tambor semelhante ao proposto.

O gráfico 4.1 apresenta os resultados de testes em dinamômetro de um freio a tambor semelhante usando o mesmo material de atrito proposto. A partir do teste de dinamômetro padronizado, calcula-se o fator de freio (C^*) para diversas condições que reproduzem as situações extremas de uso do freio no veículo. Este procedimento de teste é conhecido como AK Master. A partir da comparação dos resultados obtidos com os projetos proposto e atual, é possível prever o comportamento dinâmico no veículo e do freio com o projeto novo em diversas condições de uso reais e identificar necessidades de modificações e melhorias antes mesmo de testar qualquer protótipo em veículo.

4.3 Simulações e análises virtuais (*Design Review*)

Obtidas a partir de simulações computacionais de fenômenos físicos modelados matematicamente, permitem prever certos comportamentos do freio a tambor em condições reais de uso sem a necessidade de construção de peças protótipos e realização de testes. Neste grupo, estão: análise estrutural por elementos finitos, análise de fluxo de calor, análise de distribuição de pressão e desgaste nas lonas de freio e análise de montagem virtual (mais conhecidas como *package*).

4.4 *Design based on Failure Mode Effects Analysis (DFMEA)*

Ferramenta empregada para permitir a escolha e desenvolvimento de um bom projeto, seu princípio está em listar funções-chaves de cada componente de um sistema, seus possíveis modos de falha, seus efeitos e atual forma de detecção ou prevenção. A cada combinação desta lista, são atribuídas notas quanto a severidade do efeito da falha, a chance de ocorrência da mesma e a forma de detecção da falha. O produto destas notas, denominado *Risk Priority Number (RPN)*, define o risco associado ao modo de falha e permite avaliar tanto a robustez do projeto como a identificação da necessidade de melhorias.

4.5 Ensaio em laboratórios (GP11)

Reproduzem em bancadas controladas as diversas condições de exposição e uso do freio traseiro, de forma a permitir a avaliação mais acelerada ou econômica de desempenho do sistema e correlação dos resultados às condições normais (ou severas) de uso no veículo.

Por se tratar de um novo desenvolvimento de um sistema com mais de 10 anos de existência, muitos dados dos procedimentos e resultados do desenvolvimento original que serviriam de referência se perderam ou estão em poder da engenharia do fornecedor atual que será preterido (logo, desinteressado em oferecê-los). Assim grande parte da validação foi baseada em testes comparativos e não nos últimos requisitos criados durante o desenvolvimento de projetos mais recentes, certamente mais rígidos.

4.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo

Visam garantir a perfeita integração do freio traseiro com os demais sistemas do veículo, inclusive aos demais subsistemas do sistema de freios. Complementam os ensaios em bancada, na medida em que algumas condições só podem ser avaliadas em testes usando veículos, por exemplo, aqueles que se referem a ergonomia, conforto, progressividade e alguns tipos de ruído. Também servem para confirmar resultados obtidos pelas etapas de validação supracitadas e homologar o veículo junto aos órgãos reguladores de trânsito de cada país.

Os ensaios são realizados com veículos instrumentados em circuitos com diversas condições de pavimento e topografia, seguindo procedimentos padronizados definidos pela montadora. Exceto pelos testes de descida de serra, em que são necessários quilômetros contínuos de descida íngreme, as demais atividades são realizadas nas pistas do campo de provas da montadora.

4.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo

Avaliam o funcionamento satisfatório do freio traseiro durante a vida esperada de seus componentes, sujeitos as condições ambientais e de uso não controladas. É possível verificar os efeitos do desgaste do material de atrito e dos tambores de freio no funcionamento do sistema de freios, tanto no que se refere as funções principais, de dissipar energia cinética no caso do freio de serviço e manter o veículo parado no caso do freio de estacionamento, como para as funções desejadas: sujar pouco as rodas, fazer pouco ruído, ter acionamento progressivo, frear em curtos espaços e sem ocorrência de travamento em frenagens de emergência e de forma previsível em frenagens normais no uso cotidiano.

Esta etapa inicia-se com a exposição de um veículo ao teste de durabilidade acelerada realizado no Campo de Provas de Cruz Alta, segundo procedimento G4.

De forma resumida, o teste G4 percorre 50.000 km em cerca de seis meses, usando três condições distintas de carregamento do veículo e alternando as pistas D1 e D2, que reproduzem as más condições encontradas nas ruas e estradas brasileiras. A figura 5.13 mostra algumas imagens sobre as condições do teste G4.



Figura 4.6 – Condições dos testes de durabilidade G4 no Campo de Provas Cruz Alta.

Com 50% do teste G4 realizado com êxito, é feito o *retrofit* de veículos com o novo freio a tambor, tanto na frota da engenharia de produtos da montadora como em frotas de táxis parceiras a montadora, iniciando-se então a exposição destes ao uso no trânsito urbano e rodoviário, para aumentar o número de amostras do freio em avaliação. Estes veículos recebem uma ficha de avaliação, onde são anotados os incidentes, como ruídos, vibrações e travamentos de rodas, e manutenção periódica, como intervalos de troca das lonas de freio e ajuste do freio de estacionamento.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na aplicação da metodologia proposta a um caso real de desenvolvimento de novo fornecedor de freio a tambor traseiro para uma família de veículos pequenos. Os resultados são discutidos sob as óticas dos requisitos e da metodologia. O capítulo é dividido da seguinte forma:

- 5.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR);
- 5.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores;
- 5.3 Simulações e análises virtuais (*Design Review*);
- 5.4 *Design based on Failure Mode and Effects Analysis* (DFMEA);
- 5.5 Ensaio em laboratórios (GP11);
- 5.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo;
 - 5.6.1 Primeiro ciclo
 - 5.6.2 Segundo ciclo
- 5.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo.

5.1 Levantamento dos requisitos de projeto do freio a tambor (SOR)

Nesta fase, são organizados para os potenciais novos fornecedores as informações sobre o veículo, o sistema de freio, as interfaces do freio a tambor e as normas ou requisitos de testes necessários para a aprovação do novo projeto de freio a tambor. Abaixo, são apresentados alguns principais:

- Dados do veículo:
 - W/g: 960 kg (vazio), 1385 kg (carregado)
 - L: 2,443 m
 - b: 0,945 m (vazio), 1,219 m (carregado)
 - c: 1,498 m (vazio), 1,224 m (carregado)
 - h: 0,540 m (vazio), 0,515 m (carregado)
 - v_{\max} : 184 km/h
 - r: 0,267 m

- Dimensões de interface:

Desenhos e modelos tridimensionais dos sistemas de interface com o freio a tambor, tais como tambor de freio, eixo de suspensão traseiro, ponta de eixo, cabos e tubos de freio.

- Configuração do sistema de freios:

Relação entre os cursos do pedal de freio e o da haste de acionamento do servo-freio: 4,67:1.

Curso máximo da manopla da alavanca de freio de estacionamento: 220 mm (13 dentes de engrenagem).

Relação entre cursos da manopla da alavanca de freio de estacionamento e do cabo de freio de estacionamento: 4,25:1.

Curvas de relação entre força na haste de entrada do servo-freio e pressão hidráulica de saída do fluido de freio no *booster*.

Dispositivo de controle de pressão: válvula proporcionadora de corte fixo a 30 bar, relação de pressão pós corte entre entrada e saída de 3:1.

Fator de freio (C*) do freio a disco dianteiro (nominal): 0,90.

Fluido de freio: DOT-4.

Pneus: 165/70 R 13 T.

- Características do freio a tambor a ser substituído:

Desenhos e modelos tridimensionais do freio a tambor, resultados do ensaio em bancada em dinamômetro (AK Master), conforme figura 5.8.

Dados de qualidade: CPV de R\$ 0,00 por veículo (em 12 meses), IPTV de 0 (em 12 meses) e QAS de 1,8 quanto a ruído do freio traseiro e 0,8 quanto a travamento de rodas traseiras (reclamações por cem veículos, após 3 meses).

- Requisitos de frenagem governamentais:

Resolução Contran nº 463/73-5, 777/93 e 808/95 e Decreto Argentino 779/95 Art. 29 a1 – Anexo A (distancias de frenagem em linha reta e esforço e deslocamento máximos do pedal de freio e alavanca de freio de estacionamento).

- Requisitos de funcionamento do freio a tambor da montadora:

Simulações e análises virtuais, DFMEA, ensaios em laboratório e em veículo (durabilidade e desempenho), conforme seções 5.3 a 5.7.

5.2 Avaliação das propostas técnicas dos potenciais novos fornecedores

Foram apresentadas seis propostas técnicas de fornecedores diferentes, dos quais três foram aprovados tecnicamente. Foram estimados os tempos e custos de validação de cada proposta, referente às etapas que cabem a montadora (testes de desempenho e durabilidade em veículo). Após a nomeação do novo fornecedor com melhor viabilidade econômica pelo departamento de Compras, foi realizado uma

reunião de início do desenvolvimento, chamada de “*Kick off Meeting*”. Nesta reunião, foi definido o cronograma de atividades para a validação do novo projeto de freio a tambor traseiro para um veículo de pequeno porte já em produção. A figura 5.1 mostra o cronograma inicial com as principais atividades de engenharia (projeto e validação) de responsabilidade do fornecedor.

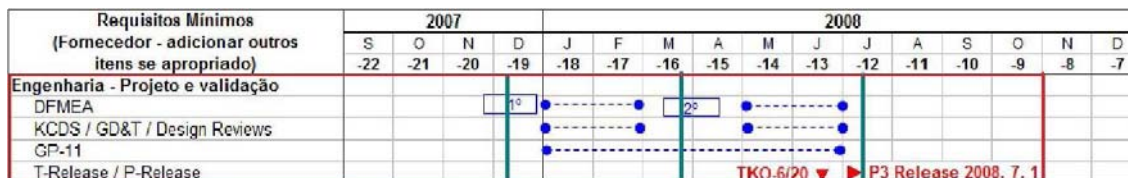


Figura 5.1 – Cronograma inicial de engenharia do fornecedor.

5.3 Simulações e análises virtuais (*Design Review*)

Nesta fase, foram feitas simulações de montagem virtual do freio a tambor no veículo (utilizando o software Unigraphics ®) e detectados alguns potenciais problemas sem ainda ter construído nenhum protótipo. A figura 5.2 mostra algumas inconsistências do modelo 3D do freio a tambor (à direita) e interferência (em roxo, à esquerda) do prato traseiro do freio a tambor com a ponta de eixo.

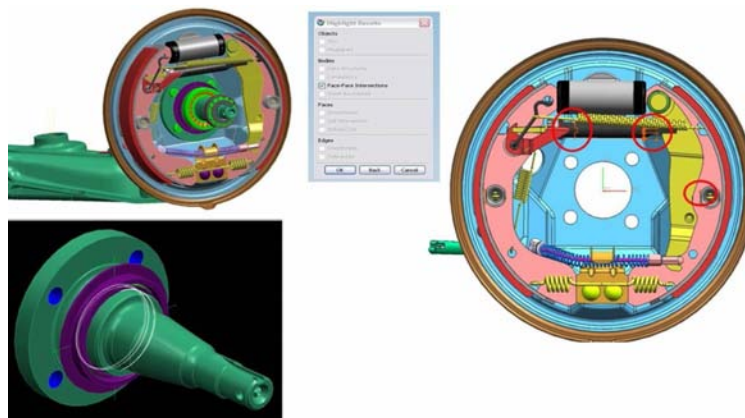


Figura 5.2 – Análise da montagem virtual do tambor de freio ao veículo.

Outra simulação permite ao fornecedor determinar os ângulos das lonas de freio através de softwares específicos, de forma a obter distribuições mais uniformes de pressão e desgaste. A figura 5.3 mostra os efeitos da escolha dos ângulos das lonas de freio na distribuição de pressão e desgaste das lonas. Note que a configuração assimétrica das lonas nas sapatas “*leading*” e “*trailing*” (ângulo $a = 27^\circ < \text{ângulo } b = 45^\circ$) foi a que obteve distribuição mais uniforme de pressão e desgaste da lona na sapata “*leading*”, que é a mais exigida mecanicamente.

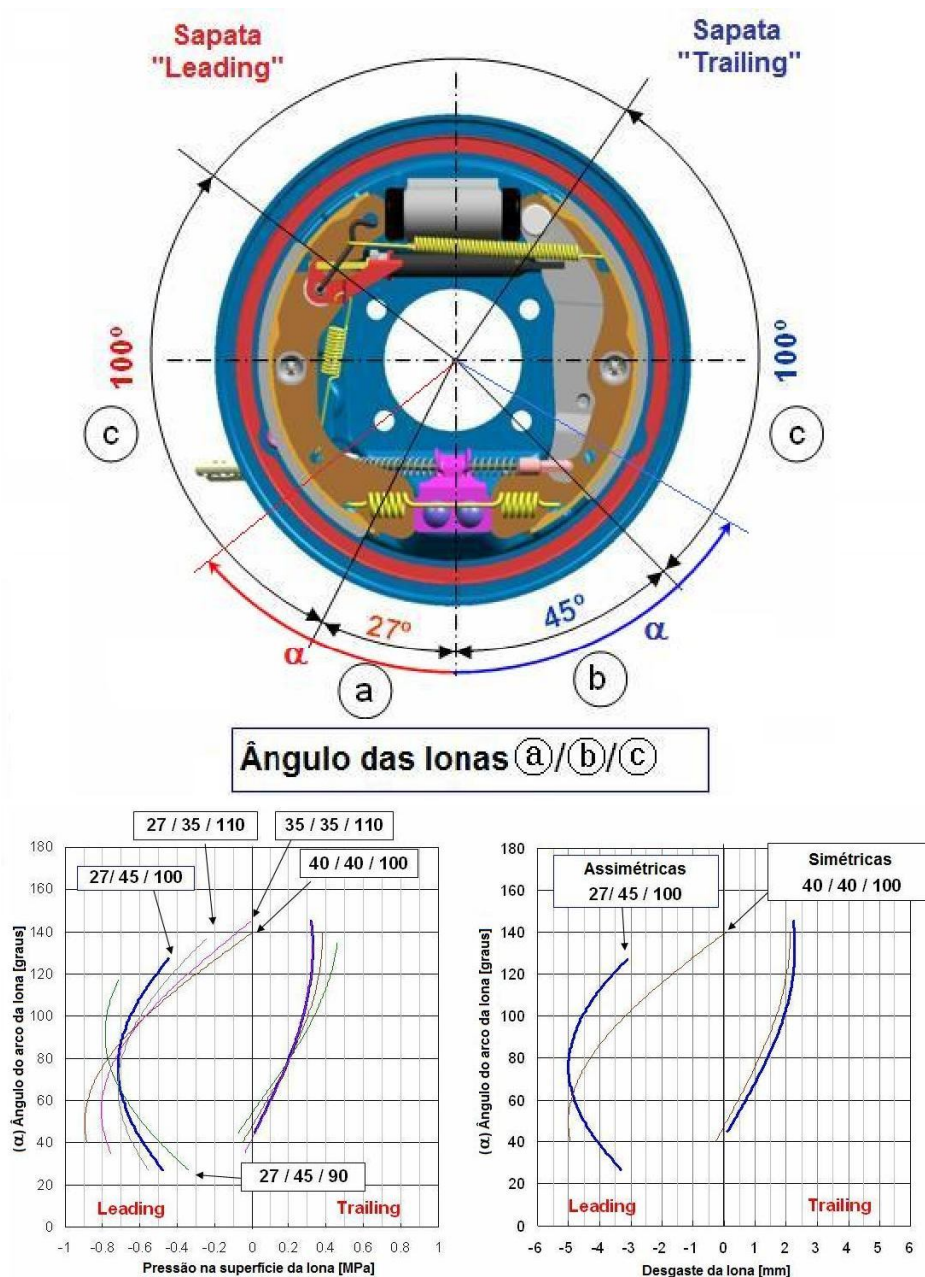


Figura 5.3 – Distribuição de pressão e desgaste das lonas de freio em função dos ângulos da lona no tambor de freio.

5.4 Design based on Failure Mode and Effects Analysis (DFMEA)

Os potenciais modos de falha são levados em conta desde o início do projeto, de forma a iniciar a validação de um design robusto. A figura 5.4 apresenta o DFMEA do novo projeto do freio a tambor traseiro.

**Potential Failure Mode and Effects Analysis
(DESIGN FMEA)**

Item Function	Potential Failure Mode	Potential Effect(s) of Failure	S e v e r i t y	C a u s e s	Potential Cause(s) / Mechanism(s) of Failure	O c c u r r e n c e	Current Design Controls	D e t e c t i o n	R. P. N.	Recommended Action(s)
Wheel cylinder body										
Maintain brake fluid	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper material	1	Previous Experience with similar design	1	8	None (R.P.N. < 100)
Maintain brake fluid	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper Geometry	1	Previous Experience with similar design Burst test	1	8	None (R.P.N. < 100)
Guide the piston, seal movement	Leak	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8	PQC	Improper Geometry	3	Previous Experience with similar design High pressure durability test	1	24	None (R.P.N. < 100)
Guide the piston, seal movement	Rupture piston movement	Drag	7		Improper Geometry (Roughness)	3	Previous Experience with similar design High pressure durability test	1	21	None (R.P.N. < 100)
Position and attaches brake pipe	Broken(Leak)	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper Geometry	1	Previous Experience with similar design Burst test	1	8	None (R.P.N. < 100)
Wheel cylinder piston										
Maintain brake fluid	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper material	1	Previous Experience with similar design	1	8	None (R.P.N. < 100)
Maintain brake fluid	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8	PQC	Improper Geometry	1	Previous Experience with similar design Burst test	1	8	None (R.P.N. < 100)
Guides & attaches seal	Leak	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8	PQC	Improper Geometry	3	Previous Experience with similar design Burst test High pressure durability	1	24	None (R.P.N. < 100)
Transfer pressure to brake force efficiently	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper material	1	Previous Experience with similar design High pressure durability	1	8	None (R.P.N. < 100)
Transfer pressure to brake force efficiently	Broken	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper Geometry	1	Previous Experience with similar design High pressure durability	1	8	None (R.P.N. < 100)
Transfer pressure to brake force efficiently	Rupture piston movement	Drag Shorten lining life	7		Improper Geometry	1	Previous Experience with similar design Piston slide force	1	7	None (R.P.N. < 100)
Wheel cylinder seal										
Maintain brake fluid	Leak	Brake pulls Increase pedal travel to stop Increase pedal effort to stop	8		Improper material	1	Previous Experience with similar design Leak test Burst test	1	8	None (R.P.N. < 100)

Figura 5.4 – DFMEA do novo projeto do freio a tambor.

Podemos citar como exemplo do DFMEA do freio a tambor o corpo do cilindro de roda, que tem, dentre outras, a função de guiar o movimento do êmbolo. Um dos potenciais modos de falha seria travar o movimento do êmbolo, causando torque residual as rodas traseiras considerado severidade 7 (elevada). Como potencial causa desta falha, podemos atribuir a geometria imprópria (rugosidade excessiva), cuja ocorrência grau 3 é classificada como baixa. Como controles de projeto para evitar a potencial causa da falha, existem experiências anteriores com design similar e testes de durabilidade sob altas pressões, que podem facilmente detectar o problema (grau de detecção 1 – muito eficaz). Multiplicando-se os fatores de severidade, ocorrência e detecção, chega-se ao RPN (*Risk Priority Number*) de 21, considerado baixo para o projeto.

5.5 Ensaaios em laboratórios (GP11)

Nesta fase, os ensaios em laboratório reproduzem de forma acelerada as mais diversas e severas condições de uso do freio a tambor no veículo e visam encurtar o tempo e custo de desenvolvimento e validação do sistema. Através da realização destes testes, é possível diminuir o número de ciclos da espiral de projeto (KAMINSKI, 2000), pois estes permitem identificar potenciais problemas no freio a tambor e corrigi-los antes mesmo de serem expostos aos testes em veículo.

As figuras 5.5, 5.6 e 5.7 mostram o plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R) acordado entre o fornecedor e a montadora para os testes em laboratório. Embora os procedimentos dos testes, em sua maioria, pertençam à montadora e sejam confidenciais (caso dos procedimentos GME, GMW, SOR e 94657551), pode-se brevemente explicar sua função no desenvolvimento do freio a tambor. O plano é constituído de 27 testes a serem feitos comparativamente entre os freios a tambor atual e os novos freios a tambor do novo fornecedor em desenvolvimento. A quantidade de amostras de cada teste está definida na coluna “Qty” onde, por exemplo, “3+1” significa 3 amostras do freio novo e 1 amostra do freio atual. Como exemplo dos ensaios, podemos citar: testes de corrosão, testes de estanqueidade do cilindro de roda, teste de torque residual de frenagem, teste de funcionamento do mecanismo de auto-ajuste, teste de choque mecânico e teste de cisalhamento das lonas de freio coladas as sapatas.

Analysis/Development/Validation Plan & Report (ADV P & R) ---GM 1829																		
Section I: Commodity Description										Section II A: Supplier Information								
Part Number:*										Supplier Name:*								
Part Name:*										Supplier Contact:*								
Model Year(s):*										Supplier Contact Phone Number:*								
Program(s):*										Supplier Contact E-mail:*								
Section II B: GM Contact Information										Section II C: Plan Approval/Status Report Dates								
Validation Engineer:*										Initial Plan Approver (Name & Date)								
Phone Number:*										Revised Plan Approver (Name & D:								
Approval:										Status Report Date:								
Lead Engineer:*																		
Phone Number:*																		
Approval:																		
VPFS Level:*																		
Section III: ADV Plan										Section IV: ADV Report								
Item No.*	Procedure No.*	Procedure Title	Reqm't No.*	Reqm't Title	Reqm't Value	Responsibility*	Evaluation*		Sample*		Planned Timing*		Actual Timing*		Samples*		Results*	Evaluation Report #, Comments
							Phase	Method	Qty	Type	Start	Compl.	Start	Compl.	Qty	Type		
1	GMW15272	Accelerated corrosion test	C2 3.2.1.1	Functional performance	No loss of performance	Supplier	DV	T	1+1	C	1-May-08	31-Jul-08	22-May-08		1+1	C	-	Test will be completed by 30-Aug-08
2	GMW15272	Accelerated corrosion test	C2 3.2.1.2	Cosmetic performance	Within the rating	Supplier	DV	T	1+1	C	1-May-08	13-May-08	22-May-08	2-Jun-08	1+1	C	Met requirements	MRD08-045
3	EST-BR-033 5.4	Air bleedability	-	Air bleedability	Fluid amount gap should be less than 0.05 cm ³	Supplier	DV	T	1+1	C	17-Apr-08	19-Apr-08	20-May-08	21-May-08	1+1	C	Met requirements	MT2008-0610
4	GME L-5A/B-12	AK-Master test schedule	-	Brake factor	-	Supplier	DV	T	3+3	C	1-May-08	15-May-08	1-May-08	15-May-08	3+1	C	-	MT2008-0363 The test results are equal to that of KD.
5	GMW14351	Brake Drag	C1 3.2.1.2	Drag Torque	1000kPa <0.8(Nm) 2500kPa <1.0(Nm) 5000kPa <1.5(Nm) 10000kPa <4.0(Nm)	Supplier	DV	T	3+1	C	2-Jun-08	5-Jun-08	1-Jun-08	5-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0475
6	EST-BR-033 5.1	Adjuster performance	C1 3.2.1.3	Running Clearance	Optimized	Supplier	DV	T	3+1	C	13-May-08	16-May-08	9-Jun-08	11-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0441
7	GMW14591	Brake squeal evaluation	C1 3.2.1.4	Dynometer High Frequency Brake Squeal Matrix	70dB <10% 80dB <3.0% 90dB < 0.8% 106dB <0%	Supplier	DV	T	3+1	C	15-May-08	30-May-08	18-May-08	30-May-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0332
8	SOR	Rear drum brake corner assembly	C1 3.2.1.4.3	Natural Frequency	-	Supplier	DV	T	1+1	C	26-May-08	30-May-08	12-Jun-08	13-Jun-08	1+1	C	-	VT2008-0063
9	SOR	Rear drum brake corner assembly	C1 3.2.1.4.4	Modal Separation	Identify overlapping modal frequencies	Supplier	DV	A	1+1	C	2-Jun-08	9-Jun-08	16-Jun-08	20-Jun-08		C	-	AA2008-0126
10	GMW14394	Inertia Dynamometer Brake Lining Wear versus Temperature	C1 3.2.1.5	Lining Wear Rate	100°C <0.05 150°C <0.05 200°C <0.05 250°C <0.07 300°C <0.11	Supplier	DV	T	1+1	C	6-May-08	30-May-08	13-May-08	5-Jun-08	1+1	C	Met requirements	MRD08-046
11	GMW14394	Inertia Dynamometer Brake Lining Wear versus Temperature	C1 3.2.1.6	Lining Life	1.6mm lining remaining @ 40000km	Supplier	DV	A	1+1	C	2-Jun-08	13-Jun-08	9-Jun-08	16-Jun-08		C	Met requirements	MRD08-046
12	SOR		C1 3.2.1.10	Mechanical Shock	No loss of performance	Supplier	DV	T	1+1	C	28-May-08	30-May-08	28-May-08	5-Jun-08	1+1	C	Met requirements	VT2008-0062

Figura 5.5 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 1 a 12.

Section III: ADV Plan											Section IV: ADV Report						Evaluation Report #, Comments	
Item No.*	Procedure No.*	Procedure Title	Reqm't No.*	Reqm't Title	Reqm't Value	Responsibility*	Evaluation*		Sample*		Planned Timing*		Actual Timing*		Samples*			Results*
							Phase	Method	Qty	Type	Start	Compl.	Start	Compl.	Qty	Type		
13	JASO C419	Service Brake structural integrity dynamometer test	C1 3.2.3.1	Torque Capacity	Withstand	Supplier	DV	T	3+1	C	6-May-08	13-May-08	22-May-08	3-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0675
14	JASO C419	Service Brake structural integrity dynamometer test	C1 3.2.3.2	Shear Load	Shall not shear after torque capacity	Supplier	DV	T	3+1	C	6-May-08	13-May-08	22-May-08	3-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0675
15	JIS D4422	Shear strength test procedure for drum brake shoe assemblies and pads for Automotive	C1 3.2.3.2.2	Minimum Load to Shear	Amb : 2.94 Mpa Hot : 0.78 Mpa	Supplier	DV	T	5+1 Amb 5+1 Hot	C	2-Jun-08	9-Jun-08	9-Jun-08	13-Jun-08	5+2 Amb 5+2 Hot	C	Met requirements	MRD08-047
16	JASO C441	Service brake structural durability bench test	C4 3.2.3.4	Torque Durability	Withstand-200000 applications @ 0.6G	Supplier	DV	I	3+1	C	2-Jun-08	13-Jun-08						Substituted to Test Item No.22 Life Test
17	EST-BR-005 5.6	High pressure durability		High pressure durability	No loss of performance after 130bar / 25k cycles	Supplier	DV	T	6+2	C	26-May-08	29-May-08	16-Jun-08	20-Jun-08	6+2	C	Met requirements	MT2008-0499
18	EST-BR-033 5.6	Parking brake strength		Parking brake strength	No loss of performance after 250kgf for 5 seconds	Supplier	DV	T	3+1	C	4-Jun-08	9-Jun-08	13-Jun-08	13-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0443
19	94657551 3.1	Threshold pressure	3.1	To check the pressure hydraulics P1 required to reach 1% of operational torque.	To reach with 1% of operational torque.	Supplier	DV	T	3+1	C	13-May-08	20-May-08	16-Jun-08	17-Jun-08	3+1	C	-	MRD08-048 The test results are equal to that of KD.
20	94657551 3.2	Volumetric absorption	3.2	To check the fluid displacement for a pressure of 2,0MPa	The brake assembly absorption shall be less than V1.	Supplier	DV	T	3+1	C	17-Apr-08	21-Apr-08	13-Jun-08	13-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0609
21	94657551 3.3	Torque capacity	3.3	The brake must be able to produce a minimum torque T (forward and backward) when a pressure of 12MPa is applied.	Minimum torque T (forward and backward) when applied 12MPa.	Supplier	DV	T	3+1	C	21-Apr-08	25-Apr-08	16-Jun-08	17-Jun-08	3+1	C	-	MRD08-052 The test results are equal to that of KD.
22	94657551 3.4	Life test	3.4	Pressure must be enough to avoid movement between lining and drum. Frequency: 1000 cycles/h- sequency: 75% forward / 25% backward Number of cycles: 100.000 cycles Deceleration: 1,0g	No failure. Residual efficiency evaluation: repeat torque capacity test (efficiency reduction < 10%).	Supplier	DV	T	3+1	C	6-May-08	30-May-08	13-Jun-08	25-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0608
23	94657551 4.1	Vacuum tightness	4.1	Evacuate wheel cylinder volume to test pressure of 0,26kPa Shut off the wheel cylinder volume during 30 s	Absolute pressure must not be bigger than 0,39kPa.	Supplier	DV	T	3+1	C	17-Apr-08	21-Apr-08	4-Jun-08	5-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0691
24	94657551 4.2	Leakage under hydraulic pressure	4.2	Apply a hydraulic pressure of 14±0,35MPa for 30s.	No leakage	Supplier	DV	T	3+1	C	17-Apr-08	18-Apr-08	4-Jun-08	5-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0697

Figura 5.6 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 13 a 24.

Section III: ADV Plan													Section IV: ADV Report				Evaluation Report #, Comments	
Item No.*	Procedure No.*	Procedure Title	Reqm't No.*	Reqm't Title	Reqm't Value	Responsibility*	Evaluation*		Sample*		Planned Timing*		Actual Timing*		Samples*			Results*
							Phase	Method	Qty	Type	Start	Compl.	Start	Compl.	Qty	Type		
25	94657551.4.3	Wheel cylinder burst test	4.3	With a velocity to generate 3500 Kpa/s, the wheel cylinder shall endure a minimum pressure of 30MPa without leakage and crack.	No leakage and crack	Supplier	DV	T	3+1	C	21-Apr-08	23-Apr-08	4-Jun-08	5-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MRD08-049
26	94657551.4.4	Endurance test	4.4	Perform according to SAE J101 with the following data: - stroke: 3,0±0,5mm - hydraulic pressure: 10±1MPa - cycles: a) 130.000 cycles / environment temperature / 1000cycles/h b) 100.000 cycles / 120°C / 1000 cycles/h c) 45.000 cycles / -40°C / 650 cycles/h	The pressure curve graduation shall be show on Fig. D, the maximum leakage allowed for each 100.000 cycles is 1,5cm ³	Supplier	DV	T	3+1	C	21-Apr-08	24-May-08	26-May-08	11-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0468
27	94657551.4.5	After endurance test	4.5	After the endurance teste and a rest period of 48h, the W/Cyl must withstand a pressure of 14±0,35MPa for 15s without leakages.	No Leakage.	Supplier	DV	T	3+1	C	24-May-08	27-May-08	26-May-08	11-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MRD08-050
28	94657551.5.1	PKB torque capacity	5.1	The brake must resent a minimum torque of T4 slope, shall be apply a force forward and backward F1 and F2 on the brake cable perpendicular of brake surface.	Minimum torque > T4. (for 30% slope).	Supplier	DV	T	3+1	C	19-May-08	26-May-08	9-Jun-08	10-Jun-08	3+1	C	-	MT2008-0717 The test results are equal to that of KD.
29	94657551.5.2	PKB life test	5.2	Apply the following cycles: a) 5.000 cycles / cable load of 0,60 F b) 500 cycles / cable load of 0,70 F c) 50 cycles / cable load of 0,80 F d) 5 cycles / cable load of F F is the load required to generate a deceleration of 0,4g.	No permanent deformations. Residual efficiency evaluation: repeat torque capacity test for 0,4g deceleration.	Supplier	DV	T	3+1	C	13-May-08	19-May-08	11-Jun-08	12-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MT2008-0698
30	94657551.5.3	Residual efficiency evaluation	5.3	Residual efficiency evaluation: repeat item 5.1 (PKB torque capacity) and the efficiency reduction <10%.	Efficiency reduction less than 10%	Supplier	DV	T	3+1	C	20-May-08	27-May-08	16-Jun-08	17-Jun-08	3+1	C	Met requirements	MRD08-051

Figura 5.7 – Plano de análise, desenvolvimento e validação e reporte (ADVP&R), ensaios 25 a 30.

Dentre os ensaios em laboratório, podemos destacar os principais:

- GME L-5A/B-12 (AK Master Test Schedule):

O procedimento realizado em dinamômetro tem por objetivo descrever o comportamento do coeficiente de atrito em pastilhas de freio a disco e em lonas de freio a tambor, sob a influência da pressão, temperatura e velocidade. O procedimento inclui 15 testes padronizados, onde são determinados os fatores de freio (C^*) e monitoradas as temperaturas finais do centro da área de atrito em etapas de recuperação, velocidade, fading e temperatura. Através dos seus resultados, é possível avaliar as variações do C^* , relacioná-las às situações extremas de uso no veículo e determinar se estão dentro da faixa aceitável de variação definida no projeto do veículo. O fator de freio, em cada etapa, é determinado pela fórmula, que nada mais é do que a equação 2.11 reescrita com variáveis medidas no teste:

$$C^* = \frac{(F_A + F_B)}{P_a} = \frac{cte \cdot T_b / r_{eff}}{(p_h - p_{an}) \cdot \pi \cdot d_k^2 / 4} = \frac{12732 \cdot T_b}{(p_h - p_{an}) \cdot d_k^2 \cdot r_{eff}} \quad (5.1)$$

Onde:

12732: constante para acerto de unidades;

C^* : fator de freio;

d_k : diâmetro do cilindro de roda;

p_{an} : pressão de contato entre a sapata e o êmbolo do cilindro de roda (determinado);

p_h : pressão hidráulica do fluido de freio (medido);

r_{eff} : raio efetivo do freio;

T_b : torque de frenagem do freio (medido).

A figura 5.8 mostra os resultados dos testes obtidos em 2003 com o freio a tambor original (fornecedor atual), que servirá de base para comparação para o desenvolvimento do novo fornecedor.

Características do freio e material de atrito - Especificações do Desenho 93370453									AK MASTER - versão 12/98	
									3	4.3
Tipo	peso do freio (kg)	área do material de atrito (cm ²)	área de frenagem (cm ²)	Densidade do material de atrito (g/cm ³)	Dureza da lona	μ	C* Projeto (+/- 10%)	Velocidade máxima do veículo (km/h)	C* médio das frenagens 1 a 6	C* médio das frenagens a 20, 30 e 40 bar
Tambor traseiro	2,15	69,00	173,00	1,97 a 2,27	32-58	0,46	2,00	164,00	1,72	1,95
AK MASTER - versão 12/98										
4,5	5	6	7	8	9	10	12	13	14	15
C* médio das frenagens a 20, 30 e 40 bar	C* médio das frenagens 1 a 6	C* da primeira parada	C* da segunda parada	C* médio das frenagens 1 a 18	C* mínimo das frenagens 1 a 15	C* médio das frenagens 1 a 18	C* mínimo das frenagens em alta temperatura 12.1 e 12.2	C* médio das frenagens 1 a 18	C* mínimo das frenagens 1 a 15	C* médio das frenagens 1 a 18
C* vmax	C* OP6	C* t40	C* MW2	C* OP18	C* F1	C* OP18	C* T500/ C* T300	C* OP18	C* F2	C* OP18
1,60	1,78	2,05	1,72	1,57	0,98	1,89	1,55	2,03	1,05	1,92

Figura 5.8 – Valores do fator de freio (C*) obtidos no teste AK Master de desenvolvimento do freio atual, em 2003.

Nota-se que os valores obtidos são do lote de desenvolvimento do material de atrito e que não foram determinadas as faixas aceitáveis de variação do fator de freio para cada etapa do teste, para controle da variabilidade do processo das lonas de freios. Tampouco foram determinadas as temperaturas finais das lonas do freio a tambor após os testes.

Os testes foram repetidos com um freio a tambor do fornecedor atual (KD) e três protótipos de freio a tambor do fornecedor novo (LP#1, LP#2 e LP#3) no primeiro ciclo, usando o material das lonas proposto: SBI04B. Após a reprovação do novo freio a tambor nos testes de desempenho, foi feito um segundo ciclo de teste agora com o material das lonas modificado para SBI04A (LP#4). A figura 5.9 mostra os resultados obtidos em cada etapa e ciclo do teste, para cada um dos freios, incluindo o resultado de desenvolvimento do freio atual de 2003. Nota-se claramente a deterioração do fator de freio do lote do freio atual de 2008 em relação ao do desenvolvimento de 2003, em todas as etapas de teste.

Os resultados em vermelho indicam os freios a tambor novos obtiveram C* menores que os obtidos no freio a tambor atual de 2008, enquanto os resultados em

amarelo apresentaram C* maiores do que o freio atual de 2008 porém menores que o freio atual de desenvolvimento de 2003 e finalmente os em verde foram os que obtiveram C* maiores do que o freio de desenvolvimento de 2003.

Teste	freio atual 2003	freio atual 2008 (KD)		freio novo lote 1 (LP #1) - ciclo 1		freio novo lote 2 (LP #2) - ciclo 1		freio novo lote 3 (LP #3) - ciclo 1		freio novo lote 4 (LP #4) - ciclo 2	
	Material das lonas: atual	Material das lonas: atual		Material das lonas: SBI04B		Material das lonas: SBI04B		Material das lonas: SBI04B		Material das lonas: SBI04A	
	C*	C*	variação em relação a 2003	C*	variação em relação a 2003	C*	variação em relação a 2003	C*	variação em relação a 2003	C*	variação em relação a 2003
3	1,72	1,53	-11,0%	1,21	-29,7%	1,01	-41,3%	1,22	-29,1%	1,50	-12,8%
4.3	1,95	1,49	-23,6%	1,25	-35,9%	1,01	-48,2%	1,20	-38,5%	1,75	-10,3%
4.5	1,60	1,16	-27,5%	0,86	-46,3%	1,11	-30,6%	1,10	-31,3%	1,28	-20,0%
5	1,78	1,33	-25,3%	1,20	-32,6%	1,02	-42,7%	1,11	-37,6%	1,44	-19,1%
6	2,05	1,33	-35,1%	1,53	-25,4%	1,04	-49,3%	1,10	-46,3%	1,41	-31,2%
7	1,72	0,99	-42,4%	0,99	-42,4%	1,04	-39,5%	1,08	-37,2%	1,19	-30,8%
8	1,57	1,24	-21,0%	1,25	-20,4%	0,95	-39,5%	1,14	-27,4%	1,45	-7,6%
9	0,98	0,90	-8,2%	0,84	-14,3%	1,11	13,3%	1,17	19,4%	1,06	8,2%
10	1,89	1,15	-39,2%	1,21	-36,0%	1,14	-39,7%	1,18	-37,6%	1,36	-28,0%
12	1,55	0,77	-50,3%	0,84	-45,8%	1,34	-13,5%	1,28	-17,4%	1,25	-19,4%
13	2,03	1,44	-29,1%	1,13	-44,3%	1,19	-41,4%	1,17	-42,4%	1,35	-33,5%
14	1,05	0,88	-16,2%	0,84	-20,0%	1,27	21,0%	1,27	21,0%	1,32	25,7%
15	1,92	1,32	-31,3%	1,05	-45,3%	1,20	-37,5%	1,12	-41,7%	1,30	-32,3%

Figura 5.9 – C* obtidos nos testes de AK Master (atual 2003, KD, LP#1, LP#2 e LP#3 e LP#4).

Os resultados completos dos testes comparativos são apresentados nos gráficos 5.1 (KD), 5.2 (LP#1), 5.3 (LP#2) e 5.4 (LP#4), através dos quais é possível observar, além do comportamento do C* durante as aplicações de frenagem em cada etapa, as temperaturas inicial e final das lonas de freio.

(A) AK-Masters Test Result - KD

Project		Tire Radius	0.267 m	Test Machine	Single Dyno. SNT#1
Material (Lot)		Effective Radius	0.100 m	Date	2008. 05. 04
Inertia	1.3 kgms^2	Cylinder Area	19.05 PI	File Name	-

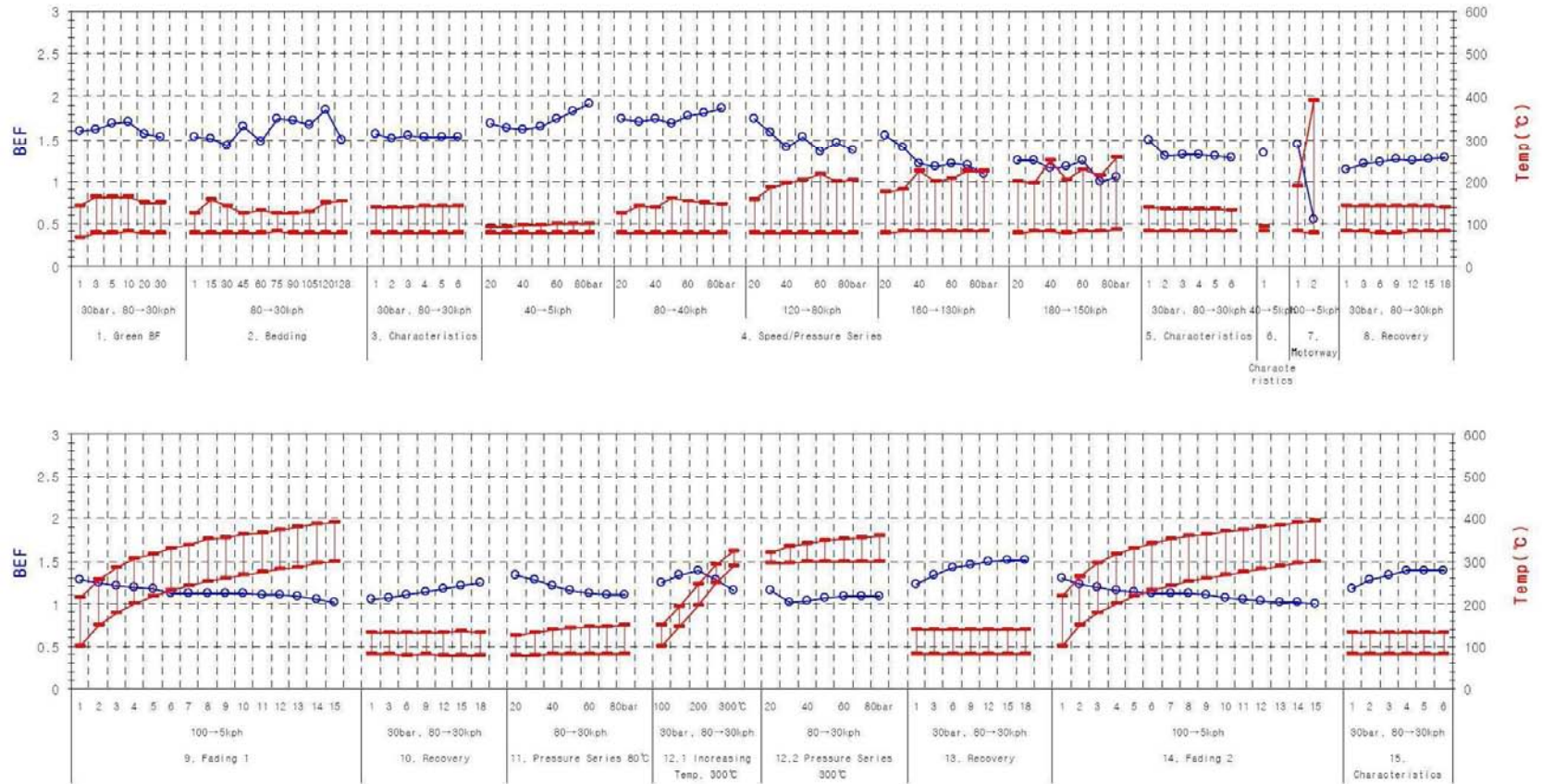


Gráfico 5.1 – BEF (ou C*) e temperatura obtidos nos testes AK Master, freio atual (KD).

(B) AK-Masters Test Result - LP#1

Project		Tire Radius	0.267 m	Test Machine	Single Dyno. SNT#1
Material (Lot)	SBI DE04B	Effective Radius	0.100 m	Date	2008. 05. 07
Inertia	1.3 kgms^2	Cylinder Area	19.05 PI	File Name	-

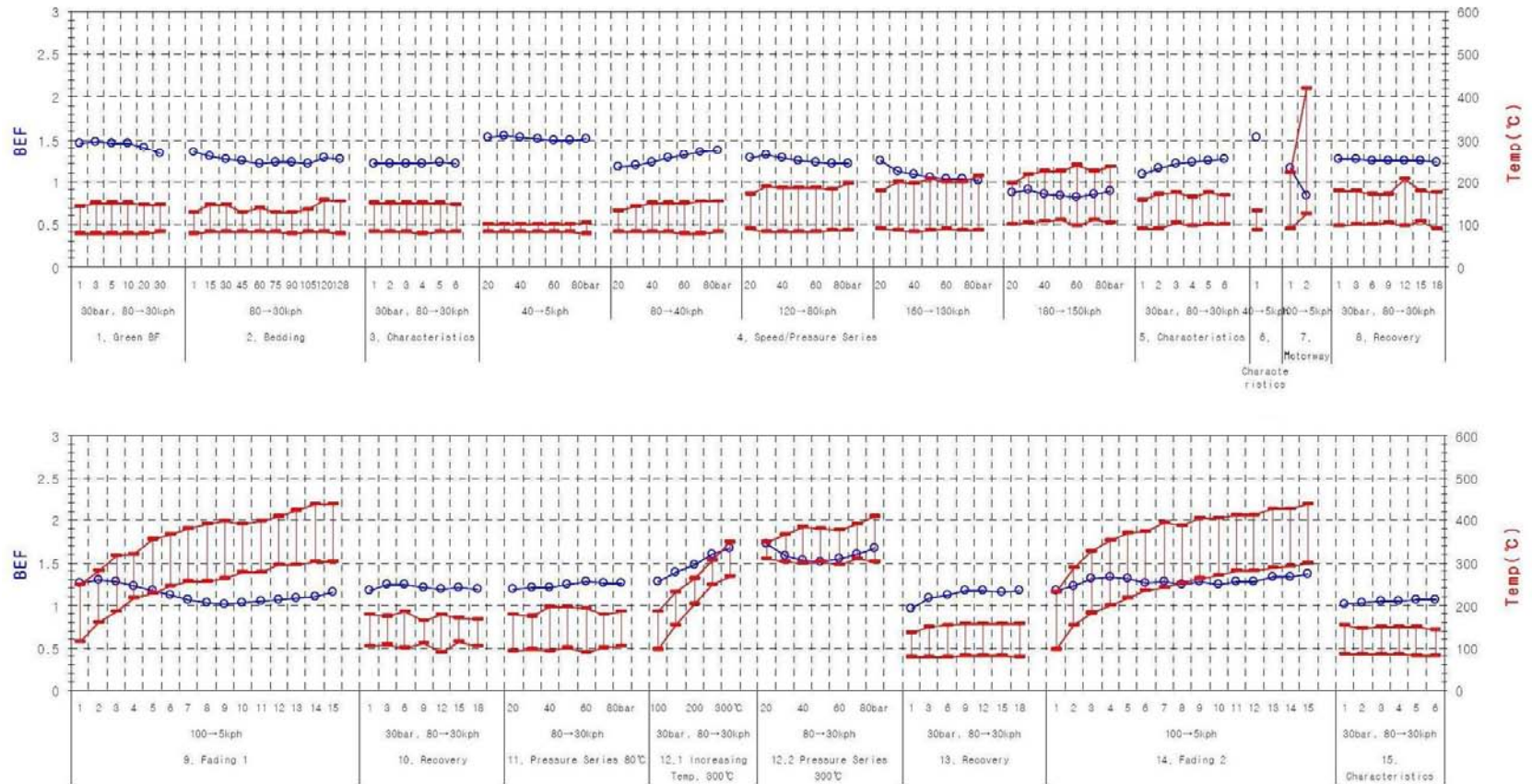


Gráfico 5.2 – BEF (ou C*) e temperatura obtidos nos testes AK Master, freio atual (amostra LP#1).

(c) AK-Masters Test Result - LP#2

Project		Tire Radius	0.267 m	Test Machine	Single Dyno. SNT#1
Material (Lot)	SBI DE04B	Effective Radius	0.100 m	Date	2008. 05. 10
Inertia	1.3 kgms^2	Cylinder Area	19.05 PI	File Name	-

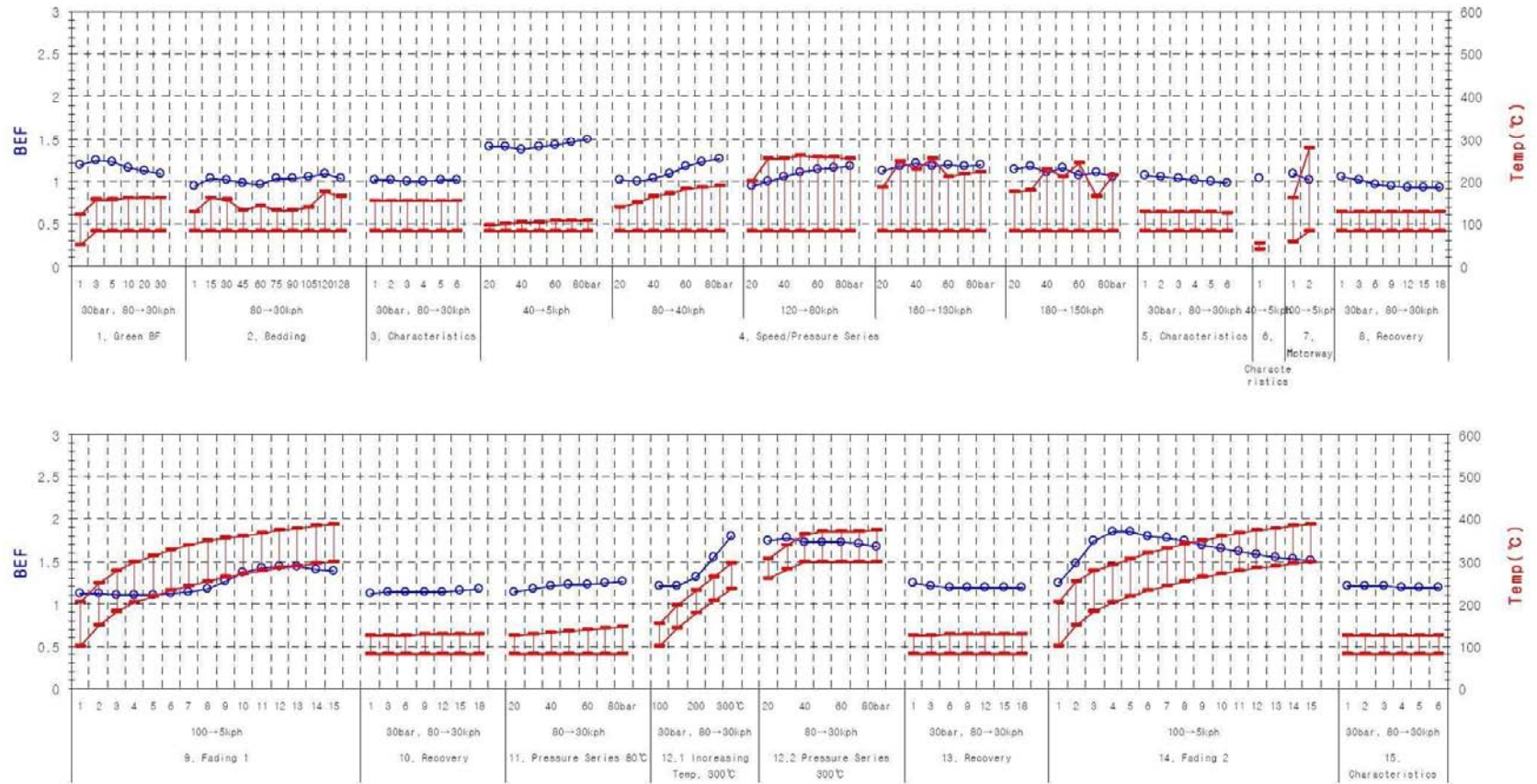


Gráfico 5.3 – BEF (ou C*) e temperatura obtidos nos testes AK Master, freio proposto (amostra LP#2).

(D) AK-Masters Test Result - LP#3

Project		Tire Radius	0.267 m	Test Machine	Single Dyno. SNT#1
Material (Lot)	SBI DE04B	Effective Radius	0.100 m	Date	2008. 05. 15
Inertia	1.3 kgms ²	Cylinder Area	19.05 PI	File Name	-

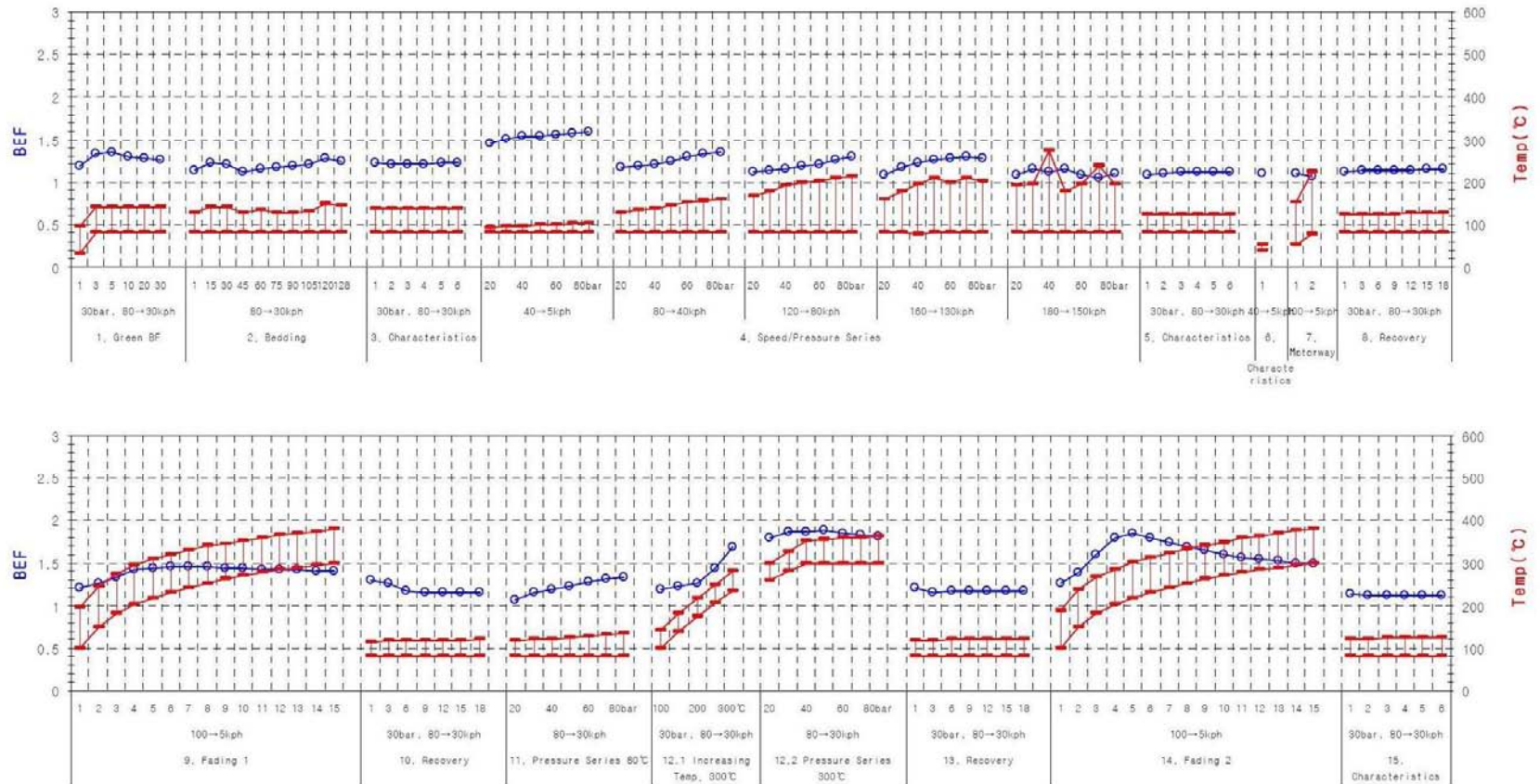


Gráfico 5.4 – BEF (ou C*) e temperatura obtidos nos testes AK Master, freio proposto (amostra LP#3).

- GMW 14591 (Dynamometer Brake Squeal Evaluation):

Teste também realizado em dinamômetro, tem como objetivo quantificar o desempenho do freio quanto a ruído, identificando as frequências entre 2,0 e 17 kHz onde ocorre o *squeal* e suas amplitudes. O teste é realizado em duas condições distintas de temperaturas estabelecidas pela norma, denominadas aqui simplesmente por seção a quente e seção a frio. A tabela 5.1 apresenta os resultados dos testes em freios a tambor protótipos (LP#1, LP#2 e LP#3) do novo fornecedor no primeiro ciclo de desenvolvimento (material das lonas SBI04B), do freio a tambor novo (LP#4) no segundo ciclo de desenvolvimento (material das lonas SBI04A) e de um freio a tambor do fornecedor atual (KD), bem como os requisitos mínimos dos testes (SOR). Comparando-se os resultados, observa-se que os freios do primeiro ciclo do novo fornecedor atendem todos os requisitos, enquanto que o do segundo ciclo ficou marginal nas seções a frio (amarelo) e o freio atual estaria reprovado em dois requisitos na seção a quente (em vermelho). Novos testes com mais amostras do freio a tambor com material das lonas SBI04A serão feitos para observar a tendência.

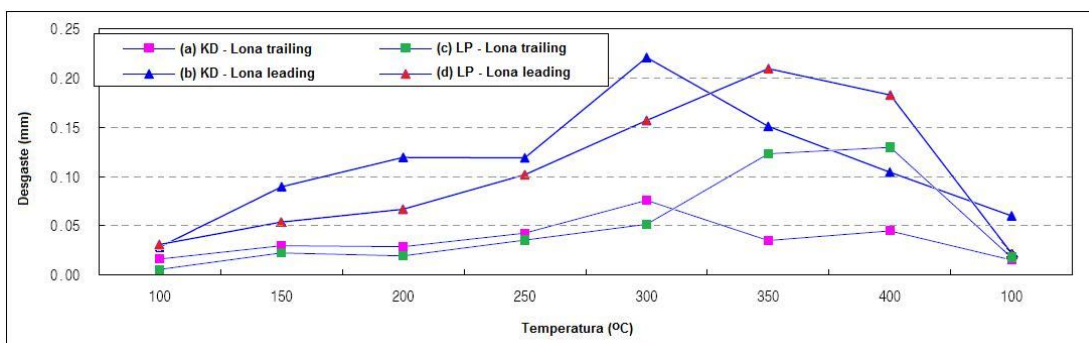
Condição		Freio (material das lonas)					SOR
		KD (atual)	LP# 1 (SBI04B)	LP# 2 (SBI04B)	LP# 3 (SBI04B)	LP# 4 (SBI04A)	
Seção a quente (%)	>70dB	7,0	0,5	0,4	0,1	1,4	<10
	>80dB	5,1	0,1	0,2	0,0	0,7	<3
	>90dB	1,9	0,0	0,0	0,0	0,1	<0,8
	>106dB	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	<0
Seção a frio (%)	>70dB	0,2	0,0	0,0	0,0	6,6	<10
	>80dB	0,0	0,0	0,0	0,0	3,8	<3
	>90dB	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	<0,8
	>106dB	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	<0

Tabela 5.1 – Resultados comparativos dos testes de ruído.

- GMW 14394 (Lining Wear Rate and Lining Life):

O teste realizado em dinamômetro permite medir o desgaste das lonas de freio sob diversas faixas de temperatura de operação. Neste teste, realizado em condições de temperatura inicial fixa das lonas de freio, repetem-se 1000 aplicações de frenagem em condições controladas e então se mede o desgaste das duas lonas em milímetros. Os testes são repetidos, a partir da temperatura inicial de entre 100°C, incrementando-se 50°C a cada teste, até os 400°C. O gráfico 5.5 mostra o desgaste comparativo de cada uma das lonas: (a) lona *trailing* do freio a tambor atual (KD), (b) lona *leading* do freio a tambor atual (KD), (c) lona *trailing* do freio a

tambor novo (LP) e (d) lona *leading* do freio a tambor novo (LP). Nota-se que o freio a tambor novo apresenta menor desgaste que o atual em temperaturas até 300°C.



(a) *trailing* KD; (b) *leading* KD; (c) *trailing* LP; (d) *leading* LP.

Gráfico 5.5 – Desgaste das lonas de freio em função da temperatura inicial.

O gráfico 5.6 mostra o desgaste médio das lonas do freio a tambor atual, das lonas do freio a tambor novo no primeiro (material SBI04B) e segundo (material SBI04A) ciclo de desenvolvimento e o limite superior especificado. Percebe-se que o freio a tambor atual está marginal a especificação, enquanto o novo encontra-se dentro do limite em ambos os ciclos.

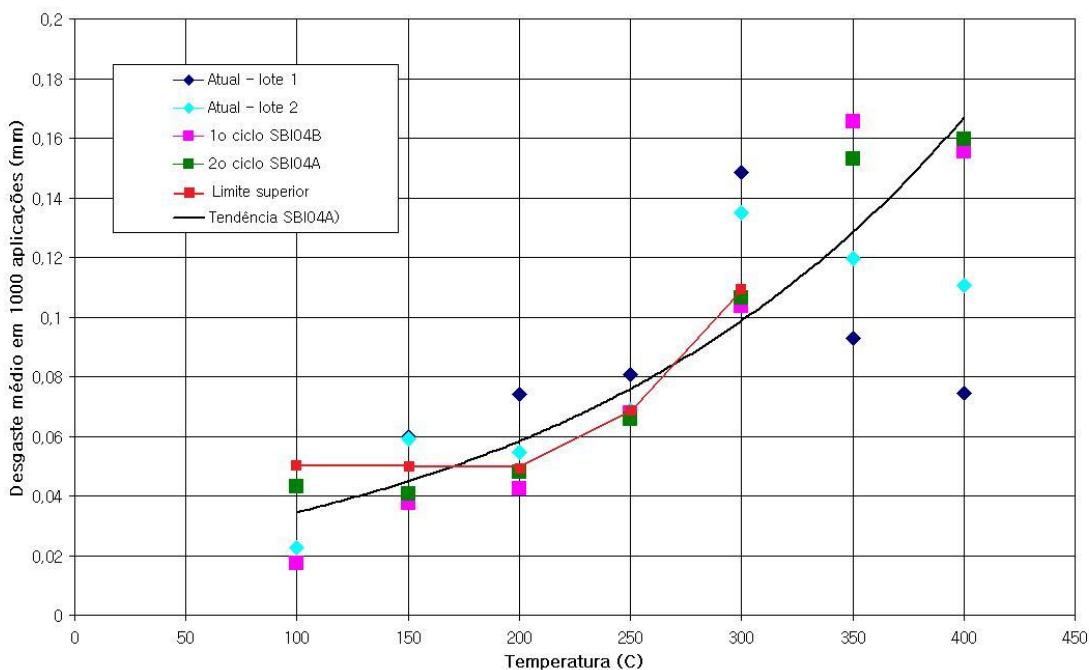


Gráfico 5.6 – Desgaste médio das lonas de freio e limite superior em função da temperatura inicial.

A partir dos resultados deste teste, também é possível calcular a vida em quilômetros das lonas de freio e verificar se atendem aos requisitos (40.000 km mínimo). Para isso, foram determinados os desgastes calculados para as lonas (*leading* e *trailing*, ref. figura 2.14) em 350 km. Em seguida, calcula-se a vida em quilômetros das lonas, sabendo-se que a espessura das lonas é de 5,0 mm.

Ciclo 1 – material das lonas SBI04B:

Desgaste da lona *leading*: 0,0277 mm; Vida: 62.348 km;

Desgaste da lona *trailing*: 0,0177 mm; Vida: 99.176 km.

Ciclo 2 – material das lonas SBI04B:

Desgaste da lona *leading*: 0,042 mm; Vida: 41.097 km;

Desgaste da lona *trailing*: 0,011 mm; Vida: 159.836 km.

- 94657551 3.4 (Life Test):

Teste realizado em uma bancada de teste estrutural conforme figura 5.10, consiste em aplicar uma pressão de fluido hidráulico de freio de forma a impedir a rotação do tambor de freio em relação à lona e então submeter o conjunto a um ciclo de torque à frente e à ré equivalente a desaceleração de 1,0 g no veículo.

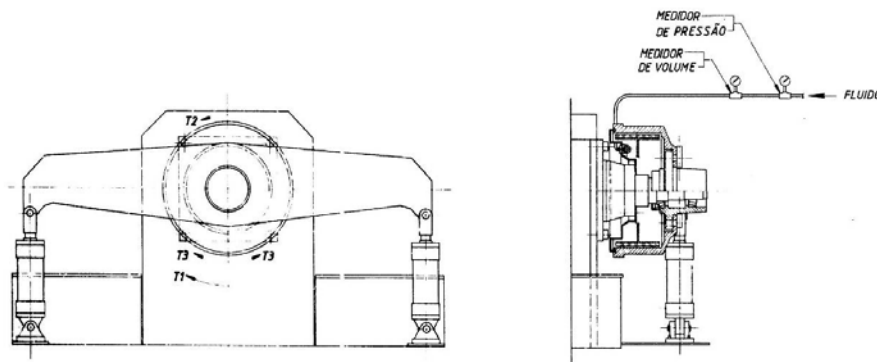


Figura 5.10 – Bancada de teste estrutural.

Ao fim do teste, nenhum componente deve apresentar deformação permanente, conforme observado nas figuras 5.11 e 5.12, para o freio atual (KD) e como para o freio novo (LP), respectivamente.



Figura 5.11 – Estado dos freios a tambor e seus componentes após teste estrutural, freio atual.



Figura 5.12 – Estado dos freios a tambor e seus componentes após teste estrutural, freio novo.

- 94657551 5.2 (PKB Torque Capacity):

Teste realizado em uma bancada de teste estrutural conforme figura 5.13, consiste em aplicar uma força ($F_1 = 560\text{N}$ quando o sentido do torque for para frente no veículo e $F_2 = 660\text{N}$ quando for à ré) ao cabo do freio de estacionamento e medir o torque T_4 necessário no tambor de freio para conseguir gira-lo.

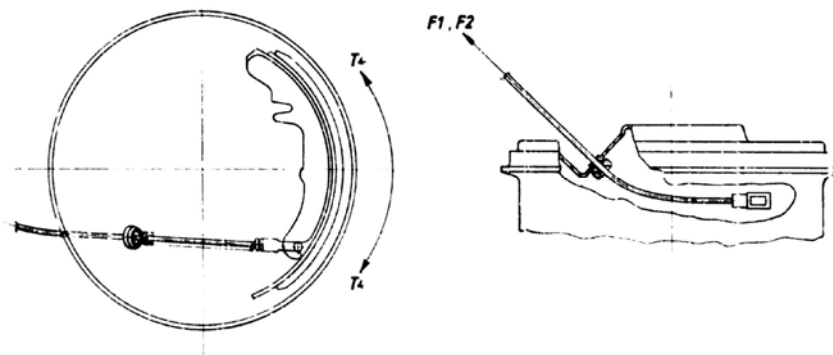


Figura 5.13 – Teste de capacidade de torque do freio de estacionamento.

A tabela 5.2 mostra os valores de torque encontrados para o freio a tambor atual (KD), para o freio novo com material das lonas SBI04B (1º ciclo: LP#1, LP#2, LP#3) e para o freio novo com material das lonas SBI04A (2º ciclo: LP#4, LP#5, LP#6).

Amostra		KD	LP#1	LP#2	LP#3	LP#4	LP#5	LP#6
Freio a tambor		Atual	Novo (1o ciclo)			Novo (2o ciclo)		
Material das lonas		Atual	SBI04B			SBI04A		
Torque de estacionamento T4 (Nm)	à frente F1=560N	552	482	570	436	571	582	559
	à ré F2=660N	460	458	605	464	542	564	533

Tabela 5.2 – Torque obtido no teste de freio de estacionamento.

5.6 Ensaio em campo para avaliação de desempenho em veículo

5.6.1 Primeiro ciclo

Os testes de desempenho em veículo iniciam-se com a medição do fator de freio C^* dos freios dianteiros e traseiros, sob diversas condições: com o material de atrito “verde”, após assentamento do material de atrito, com o material de atrito sob temperaturas de 200°C e 300°C, após ciclo de recuperação e após descida de serra rápida e lenta. Os resultados do primeiro ciclo de testes, usando-se o material das lonas de freio SBI04B, são apresentados na tabela 5.3.

Observa-se nas lonas sob temperatura de 200°C que o valor de C^* obtido nos freios traseiros encontra-se acima do limite superior estabelecido, ou seja, nesta condição o torque de frenagem nas rodas traseiras aumenta, podendo levar ao travamento indesejado destas rodas em condições de frenagem moderada em pisos de baixa aderência, causando perda de controle direcional na frenagem.

Fator C*	Dianteira	Desvio	Requisito	Status	Traseira	Desvio	Requisito	Status
Nominal	1,00		+ / - 10%		2,00		+ / - 10%	
Verde	0,76	-24%	+ / - 30%	OK	1,48	-26%	+ / - 30%	OK
Após 3 ciclos de polimento	0,92	-8%	+ / - 10%	OK	1,80	-10%	+ / - 10%	OK
Após 9 ciclos de polimento	0,98	-2%	+ / - 10%	OK	1,84	-8%	+ / - 10%	OK
Após 21 ciclos de polimento	1,04	4%	+ / - 10%	OK	1,91	-5%	+ / - 10%	OK
Polido, 200oC	0,94	-6%	+ / - 10%	OK	2,36	18%	+ / - 10%	NOK
Polido, 300oC	0,92	-8%	+ / - 20%	OK	1,74	-13%	+ / - 20%	OK
Após 10 ciclos de recuperação, 100oC	1,03	3%	+ / - 10%	OK	1,77	-12%	+ / - 10%	NOK
Após descida de serra lenta sem recuperação, 100oC	0,93	-7%	+ / - 10%	OK	1,59	-21%	+ / - 10%	NOK
Após descida de serra rápida e 35 paradas de recuperação, 100oC	0,97	-3%	+ / - 10%	OK	1,62	-19%	+ / - 10%	NOK
Após descida de serra rápida e 10 ciclos de recuperação no Campo de Provas de Cruz Alta, 100°C	1,00	0%	+ / - 10%	OK	1,67	-17%	+ / - 10%	NOK

Tabela 5.3 – Fator C* medidos em diversas condições de teste.

Percebe-se também que após os ciclos de recuperação e descida de serra, os valores de C* do freio traseiro ficam abaixo dos limites inferiores especificados, o que mostra que o freio perde eficiência após uso severo e não se recupera, podendo causar uma sobrecarga do freio dianteiro nestas situações. Isto de fato ocorre, pois nota-se nos resultados de descida de serra rápida que a temperatura das pastilhas do freio dianteiro alcança temperatura de 607°C, acima do máximo de 570°C estabelecido para este teste. A tabela 5.4 apresenta os resultados completos dos testes de descida de serra.

Performance em Descida de Serra	Freio dianteiro	Requisito	Status	Freio traseiro	Requisito	Status
Temperatura máxima do material de atrito na descida de serra lenta	449°C	450°C	OK	223°C	223°C	OK
Temperatura máxima do fluido de freio na descida de serra lenta	138°C	160°C	OK	122°C	122°C	OK
Deslocamento do pedal de freio à 100 bar, no início da descida de serra lenta	98,0 mm	130,0 mm	OK			
Deslocamento do pedal de freio à 100 bar, no final da descida de serra lenta	101,0 mm	130,0 mm	OK			
Temperatura máxima do material de atrito na descida de serra rápida	607°C	570°C	NOK	344°C	344°C	OK
Temperatura máxima do fluido de freio na descida de serra rápida	145°C	160°C	OK	128°C	128°C	OK
Esforço de acionamento máximo do pedal durante a descida de serra rápida	358 N	500 N	OK			
Deslocamento máximo do pedal durante a descida de serra rápida	110,0 mm	130,0 mm	OK			
Pressão média no início da descida de serra rápida	88 Bar					
Pressão média no final da descida de serra rápida	92 Bar					

Tabela 5.4 – Resultados dos testes de performance em descida de serra.

Em seguida, foram realizados os testes de funcionamento do freio de estacionamento em rampas com 20% e 30% de inclinação. Nestes, além de verificar se o veículo permanece estacionado, mede-se o esforço de acionamento da alavanca de freio e avalia-se o curso da mesma pelo número de dentes de engrenagem da cremalheira que passam pela trava do dente, contando-se o número de “clicks” na operação. A tabela 5.5 apresenta os resultados dos testes.

Embora houvesse a retenção no veículo em ambas as condições, o esforço de acionamento da alavanca ficou acima do estabelecido nos dois casos. No teste em rampa de 30%, o curso da alavanca medido 13 dentes é considerado elevado devido à ergonomia.

Performance do Freio de Estacionamento			
Fator C* 1,67			
	Resultado	Requisito	Status
Esforço máximo da alavanca, rampa 20%	390 N	< 260 N	NOK
Esforço máximo da alavanca, rampa 30%	450 N	< 360 N	NOK

Nota: Curso do freio de estacionamento de 13 dentes de engrenagem em rampa 30%.

Tabela 5.5 – Esforço de acionamento da alavanca de freio de estacionamento obtido em teste de rampa.

Os demais testes de desempenho em veículo, tais como distâncias de frenagens em diversas condições de piso, carregamento e velocidade inicial para certificação governamental, não foram realizados devido a reprovação nos testes anteriores. Com isso, o fornecedor do freio a tambor novo se propôs a alterar o material de atrito das lonas (de SBI04B para SBI04A), com maior fator C* e menor variação à temperatura, e iniciou o 2º ciclo de testes. Com isso, os resultados de alguns ensaios em laboratório perdem validade e foram refeitos antes do início dos novos testes em veículos.

5.6.2 Segundo ciclo

A seguir, são apresentados os resultados do 2º ciclo de testes usando o novo material de atrito SBI04A nas lonas do freio a tambor. A tabela 5.6 apresenta os valores iniciais do fator C* em cinco medições. Nota-se que os valores obtidos estão bem próximos do valor de projeto (2,0) e a dispersão é pequena.

Medição	ph : pressão hidráulica do fluido de freio traseiro (Bar)	a _x : desaceleração do veículo (% g)	C* : fator de freio
1	42,47	12,35	2,00
2	39,99	11,36	1,97
3	39,51	11,18	1,96
4	39,26	11,55	2,04
5	39,52	11,82	2,07
Média	40,15	11,65	2,01

Tabela 5.6 – Fator de freio inicial (ciclo 2).

No teste de descida de serra lenta sem recuperação, porém, as lonas de freio traseiras continuaram apresentando fator C* abaixo especificado (2,0 +/- 10%) e causando superaquecimento das pastilhas de freio dianteiras (>450°C), das lonas traseiras (>223°C) e do fluido de freio na traseira (>122°C). A figura 5.14 apresenta o fator de freio e as temperaturas das pastilhas dos freios dianteiros (TPDE, TPDD), das lonas dos freios traseiros (TPTE, TPTD), do fluido de freio dianteiro (TFDE, TFDD) e do fluido de freio traseiro (TFTE, TFTD).



Figura 5.14 – Fator de freio e temperatura das pastilhas, lonas e fluido de freio no teste de descida de serra lenta.

No teste de descida de serra rápida, o fator C* das lonas de freio ficou marginal ao requisito (2,0 +/- 10%). O mesmo ocorre com as temperaturas das lonas de freio (344°C) e fluido de freio (128°C) na traseira. A temperatura das pastilhas de freio dianteiras excedeu significativamente o limite especificado de 570°C. A Figura 5.15 mostra os resultados obtidos após teste de descida de serra rápida, com 35 paradas de recuperação.

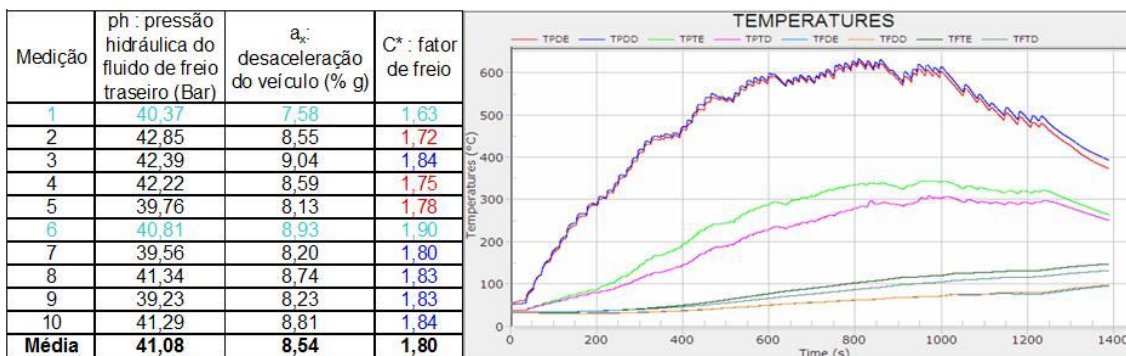


Figura 5.15 – Fator de freio e temperatura das pastilhas, lonas e fluido de freio no teste de descida de serra rápida, com 35 paradas de recuperação.

Os resultados de desempenho em veículo no segundo ciclo de desenvolvimento, contendo as melhorias feitas no material das lonas do freio traseiro proposta pelo fornecedor, se mostraram insatisfatórios por não satisfazer diversos critérios preestabelecidos. Embora tenham melhorado em relação aos resultados obtidos no primeiro ciclo, esperava-se a convergência do desenvolvimento no segundo ciclo, o que não ocorreu. Seria possível iniciar um terceiro ciclo de desenvolvimento, discutindo e agregando outras possíveis melhorias no freio a

tambor proposto e avaliando seus potenciais impactos nos resultados, porém não serão realizados novos testes de desenvolvimento por indisponibilidade de recursos alocados para este fim (veículos e mão de obra especializada) na montadora, em prol de outros projetos.

Neste caso, o desenvolvimento do novo fornecedor de freio traseiro será abortado, não por falha da metodologia proposta e seguida, mas sim pela dificuldade do fornecedor em apresentar um projeto de freio a tambor cujos resultados convergissem rapidamente, especialmente com relação à estabilidade do fator de freio após os testes abusivos em veículos, como as descidas de serra. Cabem, porém, algumas críticas a metodologia, como a ausência de limites aceitáveis de C^* nos resultados do ensaio de bancada em dinamômetro AK Master implicou em dar andamento as demoradas e custosas avaliações de desempenho em veículo, e o uso do freio a tambor atual com performance deteriorada como parâmetro de comparação nos ensaios em laboratório.

Para os dois casos, pretende-se estabelecer os limites de C^* , levantando-se estatisticamente os resultados do AK Master em diferentes lotes de fornecimento do freio atual (para avaliar as variações devido ao processo e composição do material de atrito) e submeter os piores lotes a testes de desempenho em veículo, para avaliar os resultados e estabelecer correlações. Com estes limites, o controle de qualidade irá estabelecer uma frequência para realização do AK Máster, evitando deterioração do desempenho do freio durante seu ciclo de produção.

5.7 Ensaio em campo para avaliação de durabilidade em veículo

Não foram realizados, devido a interrupção do desenvolvimento, após a reprovação no segundo ciclo dos ensaios em campo para avaliação de desempenho em veículo (seção 5.6.2).

6 CONCLUSÕES

O desenvolvimento de um novo fornecedor de freio traseiro a tambor para veículos de passeio é rotineiramente realizado em conjunto ao desenvolvimento de um veículo novo, onde existe um maior grau de liberdade do projeto, devido à possibilidade de definição e dimensionamento dos sistemas de seu entorno em conjunto, em prol de uma melhor relação custo-desempenho. No entanto, o cenário atual de competitividade dos veículos, intimamente associado aos custos de seus sistemas, exige das montadoras a adoção de uma metodologia para desenvolvimento de um novo fornecedor do sistema para veículos já em produção.

A metodologia proposta levou em consideração as maiores restrições do projeto, como a necessidade de total intercambiabilidade, ou seja, as dimensões de interface com outros componentes externos ao freio a tambor devem ser mantidas, bem como suas características de funcionamento dentro do sistema de freios. Isto quer dizer que o freio a tambor será tratado como uma “caixa preta”, onde o importante é a saída (no caso, o torque de frenagem) em função da entrada (a pressão hidráulica do fluido de freio, a força e o deslocamento aplicado ao cabo do freio de estacionamento). Outro ponto fundamental da metodologia para desenvolvimento do novo freio é a existência do freio atual, onde as características e resultados de testes de ambos podem ser facilmente levantados e então servirem de critérios de aprovação por análises comparativas. Ainda é importante destacar o prazo de desenvolvimento, que deve ser o menor possível, já que não há outros sistemas do veículo em desenvolvimento paralelo que exijam coordenação de atividades.

Embora o caso prático de aplicação da metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freio a tambor traseiro tenha sido interrompido devido a não convergência dos resultados dos ensaios de desempenho em veículo após o segundo ciclo, a metodologia de desenvolvimento proposta mostrou-se adequada. A não continuidade dos testes deveu-se a priorização de recursos físicos (instalações, veículos e equipamentos de testes) e mão de obra especializada do campo de provas da montadora em outros projetos de desenvolvimento de veículos.

Ainda que desejado, o fornecedor definido para o desenvolvimento realizado não conseguiu que o projeto do freio a tambor cumprisse com todos os requisitos

estabelecidos pela montadora com poucas alterações durante o processo. Se observarmos o fluxograma de atividades (figura 4.1), houve apenas uma alteração no projeto do freio após os testes de desempenho em veículo, que exigiu refazer alguns testes de laboratório (GP11). Porém, as melhorias introduzidas no segundo ciclo de desenvolvimento mostraram-se insuficientes e novamente os resultados dos testes de desempenho em veículo não atenderam aos requisitos. Uma nova alteração mais profunda no projeto do freio a tambor seria necessária.

O trabalho também mostra a necessidade de se definir limites do fator de freio nos ensaios em dinamômetro AK Master com freios de lotes de produção seriada, posteriores ao desenvolvimento do freio. No desenvolvimento, são testadas peças protótipos, mais artesanais e com menores variações. O levantamento estatístico da variabilidade de C^* com diversos lotes de freios permite estabelecer um limite que atenda aos requisitos de capacidade do processo de produção, após submeter amostras do mesmo lote que apresentaram os valores mais marginais a repetir os testes mais críticos de desempenho em veículo (descidas de serra rápida e lenta). Considerando que a fórmula do material de atrito dos freios é segredo industrial do fornecedor, os limites propostos permitem: a) estabelecer um plano de controle de qualidade ao fornecedor para evitar que a qualidade do freio fornecido se deteriore durante o ciclo de produção do veículo, b) tornar mais eficaz o ensaio em laboratório AK Master no caso de um novo desenvolvimento de troca de fornecedor, ao reduzir potencialmente a quantidade de ciclos necessária na etapa seguinte (ensaio de desempenho em veículos), mais custosa e demorada. Os freios desenvolvidos em projetos mais recentes já apresentam estes limites e controles de qualidade.

REFERÊNCIAS

BLASCHKE, P.; RUMOLD, W. Global NVH Matrix for Brake Noise – A Bosch Proposal. (SAE Technical Paper Series, 1999-01-3405).

BOSCH, Automotive Handbook. 7. ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2007. p. 820-909.

BUSSO, M.; PORTESANI, A.; REGIS, P.; BUONFICO, P. A Machine Learning Approach in the Design of Friction Materials for Automotive Applications: Correlation among Composition, Process Parameters and Functional Characteristics. (SAE Technical Paper Series, 2006-01-3201).

DUFFY, J. E., Modern Automotive Technology. The Goodheart-Willcox Company, Inc., 2004. p. 1353-1377.

GILLESPIE, T. D., Braking Performance. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992. p. 45-77.

KAMINSKI, P. C., Desenvolvendo Produtos com Planejamento, Criatividade e Qualidade. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2000. p. 4-5.

LIMPERT, R., Brake Design and Safety. 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1999. 525 p.

Ostermeyer, G. P.; Müller, M., New insights into the tribology of brake systems. Journal of Automotive Engineering – Special Issue on Automotive Braking, Vol 222, No D7, July 2008. p. 1167-1200.

TIMTE, M., A Comparison of Lining Output Generated Using AK Master and FMVSS 105 Simulation Dynamometer Procedures. (SAE Technical Paper Series, 2000-01-2777).

WANG, N. Development of a Single-Shoe Leading-Trailing Drum Brake—Code Named Fuchsia. (SAE Technical Paper Series, 2000-01-0443).